

Angela Yuriê Kanayama
Fábio Yassuhiro Miyaoka

**Simulação da distribuição da vazão de ar e da perda de carga em
sistema de alimentação de dois queimadores de coque com
utilização de dois códigos de CFD**

São Paulo
2011

Angela Yuriê Kanayama
Fábio Yassuhiro Miyaoka

Simulação da distribuição da vazão de ar e da perda de carga em
sistema de alimentação de dois queimadores de coque com utilização
de dois códigos de CFD

Dissertação de conclusão de curso
apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo

Área de concentração: Engenharia Química

Orientador: Prof. Dr. José Luís de Paiva

São Paulo
2011

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, por nos guiar e vir em nosso auxílio, quando precisamos.

Agradecemos nosso professor orientador José Luís de Paiva pela orientação e paciência durante o desenvolvimento deste trabalho. Ao professor Ardson dos Santos Vianna Jr. pelo apoio e ajuda na revisão bibliográfica. Ao nosso amigo Henry Rodriguez pela compreensão e ajuda.

Agradecemos, também, ao Sr. Marcos André Rubbo, por nos permitir o estudo do tema e disponibilizar o projeto.

Às nossas famílias, especialmente aos nossos pais, quem sempre nos acompanham.

SUMÁRIO

Resumo

Introdução.....	8
1. Objetivos e motivação	9
2. Revisão bibliográfica	10
2.1. Uma visão teórica do CFD.....	10
2.1.1. Modelos do escoamento	10
2.1.2. Conservação de Massa - Equação da Continuidade.....	11
2.1.3. Conservação de Quantidade de Movimento – Eq. Navier-Stokes	12
2.2. Uma visão prática do CFD ^[3]	14
2.2.1. Métodos numéricos.....	14
2.2.2. Pré-processamento.....	17
2.2.3. Etapa de simulação numérica	18
2.2.4. Visualização dos resultados.....	18
2.2.5. Escoamento turbulento	18
2.2.6. Modelo $k - \varepsilon$	19
3. Metodologia.....	20
4. Resultados e discussão.....	21
4.1. Características iniciais físicas e propriedades do fluido	21
4.2. Condições de contorno e malha	21
4.3. COMSOL Multiphysics v.4.0a	23
Geometria sem alterações.....	23
Geometria com alteração:.....	27
4.4. PHOENICS (2010).....	31
Geometria sem alteração:.....	32
Geometria com alteração:.....	36
4.5. Discussão dos cálculos da perda de carga	40
5. Conclusão	41
6. Referências Bibliográficas	42
Anexo A – arquivo de CAD da tubulação	43
Anexo B – Cálculo teórico da perda de carga ^[8]	44

Lista de figuras

Figura 1. Abordagens: (a) Volume de controle finito; (b) Elemento de fluido infinitesimal	11
Figura 4. Exemplo de malha não-estruturada (tetraédrica)	16
Figura 5. Condição de contorno – <i>inlet</i> (face vermelha)	22
Figura 6. Condição de contorno - <i>outlet</i> (faces azuis)	22
Figura 7. Condição de contorno - <i>outlet</i> (faces azuis)	23
Figura 8. Malha tetraédrica da geometria original (COMSOL).....	24
Figura 9. Zoom da malha tetraédrica da geometria original (COMSOL).....	24
Figura 10. Simulação da perda de carga da geometria original (Pa - COMSOL)	25
Figura 11. Perfil de velocidade da geometria original (m/s COMSOL)	25
Figura 12. Simulação do campo de velocidade do ar da geometria original (m/s COMSOL)	26
Figura 13. Detalhamento da velocidade de saída das alimentações da geometria original (m/s COMSOL)	26
Figura 14. Valores de y^+ na geometria original (COMSOL)	27
Figura 15. Representação da perda de carga das válvulas por degraus (COMSOL)	28
Figura 16. Simulação da perda de carga da geometria modificada (Pa - COMSOL).....	28
Figura 17. Perfil superficial de velocidade da geometria modificada (m/s COMSOL)	29
Figura 18. Simulação do perfil de velocidade do ar da geometria modificada (m/s COMSOL)	30
Figura 19. Detalhamento da velocidade de saída das alimentações da geometria modificada	30
Figura 20. Valores de y^+ na geometria modificada (COMSOL).....	31
Figura 21. Domínio e geometria sem alteração (PHOENICS)	32
Figura 22. Malha em x da geometria (PHOENICS)	32
Figura 23. Malha em y da geometria (PHOENICS)	33
Figura 24. Malha em z da geometria (PHOENICS)	33
Figura 25. Perfil de pressão da geometria original (PHOENICS)	34
Figura 26. Perfil de velocidade da geometria original (PHOENICS)	34
Figura 27. Perfil da velocidade da geometria original vista no plano xz (PHOENICS).....	35
Figura 28. Perfil do y^+ da geometria original (PHOENICS)	35
Figura 29. Resultado da simulação da geometria original no PHOENICS.....	36
Figura 30. Perfil de pressão da geometria modificada (PHOENICS).....	37
Figura 31. Perfil de velocidade da geometria modificada (PHOENICS)	38
Figura 32. Perfil de velocidade da geometria modificada - vista superior (PHOENICS)	38
Figura 33. Perfil do y^+ da geometria modificada (PHOENICS)	39
Figura 34. Resultado da simulação da geometria modificada no PHOENICS	39
Figura 35. Primeiro trecho para aplicação da equação de Bernoulli.....	44

Figura 36. Trecho CDE de divisão da vazão	46
Figura 37. Trecho dos cilindros DF e IK.....	47
Figura 38. Trecho EG de contração da área de escoamento	48
Figura 39. Trecho GH e HIJ	48

Resumo

No presente trabalho se estudou o escoamento turbulento de ar em dutos de alimentação para fornos queimadores de coque e sua perda de carga a fim de avaliar um sistema de distribuição com várias derivações. Foram utilizados os *softwares* de CFD (Fluidodinâmica Computacional) COMSOL v.4.0a e PHOENICS como ferramentas para as diferentes simulações. Por outro lado, a partir da equação de Bernoulli modificada foram realizados cálculos para obtenção de resultados com objetivo de comparação com aqueles provenientes das simulações.

Introdução

A energia proveniente da queima dos combustíveis fósseis é essencial para o fornecimento de calor a inúmeros processos industriais. Uma maneira de obtenção dessa energia é com a utilização de fornos de coque, o qual é derivado do carvão mineral, alimentados com ar para fornecer o oxigênio necessário à combustão. Este presente Trabalho de Conclusão de Curso tem como objetivo analisar o escoamento de ar pré-aquecido e seu perfil de perda de carga no trajeto existente.

O processo se dá pela alimentação de ar que passa inicialmente por um trocador de calor onde atinge altas temperaturas e, então, é escoado através de dutos que se ramificam em 8 ramificações referentes a dois queimadores de forno de coque (4 ramificações por queimador), sendo que cada ramificação possui oito entradas. Os gases produzidos na combustão vão para chaminé, de onde são conduzidos para o trocador de calor para aproveitamento energético. Após resfriamento dos gases, estes retornam à chaminé e são liberados para o ambiente.

Como ferramentas, são utilizados os *softwares* COMSOL v.4.0a e PHOENICS (2010) de fluidodinâmica computacional (em inglês, *Computational Fluid Dynamics* ou CFD) para o estudo do escoamento do fluido no trajeto, além de serem propostas modificações nas válvulas, variando a perda de carga para manter homogênea a distribuição das vazões de entrada nos queimadores.

Esta área da computação científica estuda métodos computacionais para simulação de fenômenos que envolvem fluidos em movimento. É amplamente utilizada para obter as distribuições de velocidades, pressões e temperaturas na região do escoamento e, juntamente com análises teóricas e métodos experimentais estas técnicas numéricas se complementam. Dessa forma, o CFD se mostra uma potente ferramenta de simulação cujos resultados possuem boa precisão e necessidade reduzida de tempo para cálculos numéricos (Fortuna, 2000).

Com a conclusão deste estudo, será possível obter conhecimento das dimensões do escoamento interno nesse trajeto, além de servir de estímulo no aprendizado de CFD, ramo altamente difundido e utilizado na área de engenharia.

1. Objetivos e motivação

O principal objetivo deste trabalho se refere ao aprendizado em fluidodinâmica computacional, auxílio de inúmeros estudos de fenômenos em escoamentos. A partir disto, é possível aprender sobre os pilares que sustentam as análises, tais como malha – discretização da geometria analisada –, condições de contorno e método numérico aplicado de acordo com as características do projeto.

Com relação ao projeto escolhido, deseja-se fixar temas abordados em aula sobre e de quantidade de movimento, fenômenos que são base da engenharia química. Além disso, pretende-se contribuir com a empresa que forneceu o projeto através de resultados precisos que servirão de auxílio a futuras decisões industriais.

Portanto, este trabalho se mostra como uma oportunidade para adquirir conhecimento tanto na área computacional quanto em teorias aplicadas no ramo da engenharia química, que possivelmente auxiliará em futuros projetos profissionais e, também, como etapa final para concluir o curso.

2. Revisão bibliográfica

2.1. Uma visão teórica do CFD

A fluidodinâmica computacional constitui uma ferramenta amplamente utilizada nos estudos de fluidos em movimento. No entanto, antes de qualquer simulação, deve-se possuir o embasamento teórico e as equações governantes da fluidodinâmica computacional. Os princípios físicos envolvidos são:

- Conservação de massa
- Segunda lei de Newton
- Conservação de energia

Como durante o desenvolvimento deste presente trabalho não há influência significativa do transporte de energia, o enfoque será sobre princípios de conservação de massa e de quantidade de movimento.

2.1.1. Modelos do escoamento

Quando se trata de um fluido, o volume de controle onde serão aplicados os princípios de conservação de massa, de quantidade de movimento e energia pode ser de volume finito, fixo ou não no espaço, ou pode ser um elemento de fluido infinitesimal, também podendo ser fixo ou não. A Figura 1 mostra essas condições.

John D. Anderson Jr. demonstra que independentemente do volume de controle escolhido, as equações de conservação são essencialmente as mesmas, mas se diferem somente em como são escritas.

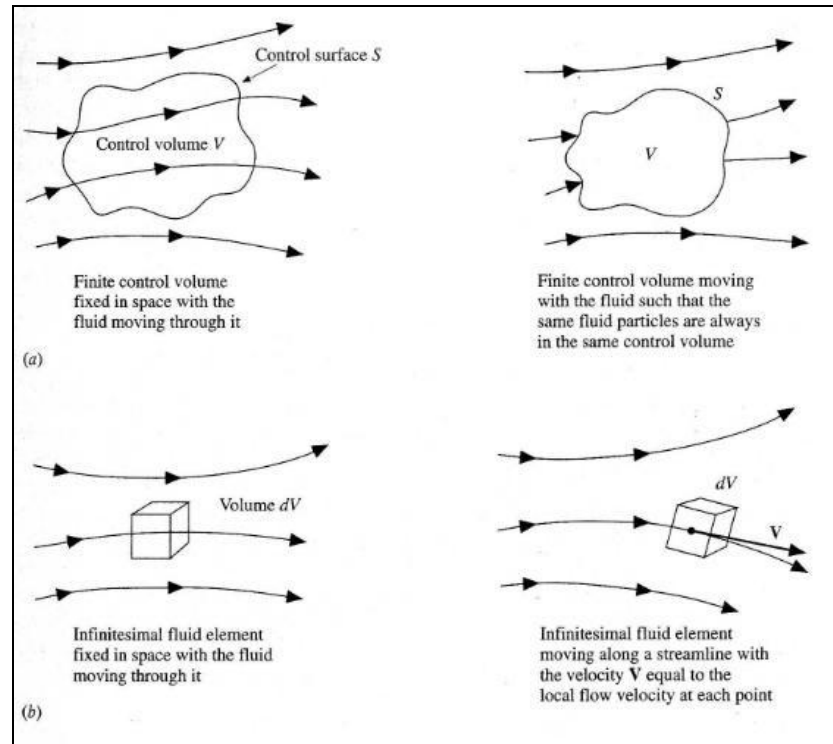


Figura 1. Abordagens: (a) Volume de controle finito; (b) Elemento de fluido infinitesimal

2.1.2. Conservação de Massa - Equação da Continuidade

Quando se concentra atenção em um escoamento com o interesse de descrever o seu movimento, deseja-se que o equacionamento represente fielmente a conservação de massa do fluido enquanto escoar. Por não apresentar alteração na massa, apesar do movimento ser contínuo e o fluido, passível de deformações, a equação de conservação de massa é denominada *equação da continuidade*^[1].

Aplica-se o princípio de conservação de massa em um elemento de fluido, que é tido como uma porção volumétrica do fluido que apresenta dimensões infinitesimais, cujo volume pode ser caracterizado por $dx dy dz$. Quando o fluido se desloca no interior do volume escolhido, sua velocidade pode variar, podendo causar alterações nas três componentes da velocidade.

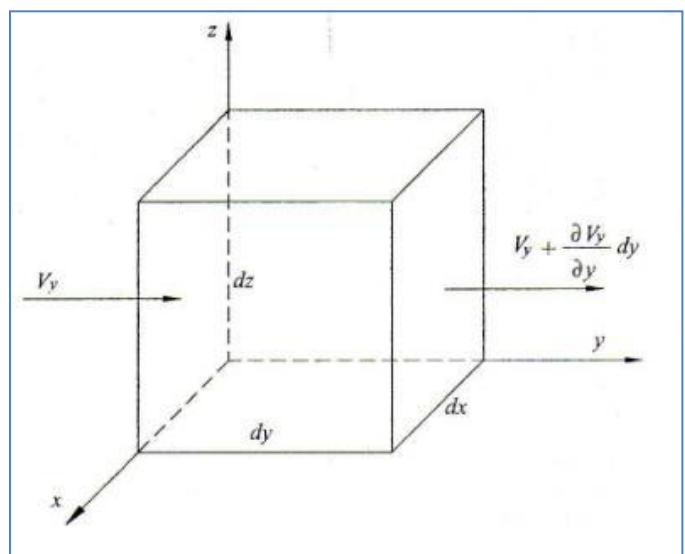


Figura 2. Elemento de volume sobre o qual está expressa a componente y da velocidade

Considerando que não há geração ou consumo de massa, tem-se que:

$$\text{acúmulo} = \text{entrada} - \text{saída}$$

Após manipulações matemáticas, resulta na **equação da continuidade**, que descreve a variação de densidade no tempo de um elemento de fluido:

$$\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) + \left(v_x \frac{\partial \rho}{\partial x} + v_y \frac{\partial \rho}{\partial y} + v_z \frac{\partial \rho}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (1)$$

Reescrevendo-a:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{v} = - \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \rho \right), \text{ sendo } \vec{\nabla}: \text{operador Nabla} \quad (2)$$

$\vec{\nabla} \cdot \vec{v}$ fisicamente representa a variação do volume no tempo de um fluido em movimento, por unidade de volume.

Sob a condição de escoamento incompressível, a massa específica ρ é constante no espaço e no tempo, tornando nulo o segundo membro da equação (2). Logo,

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{v} = 0 \text{ ou } \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = 0 \quad (3)$$

2.1.3. Conservação de Quantidade de Movimento – Eq. Navier-Stokes

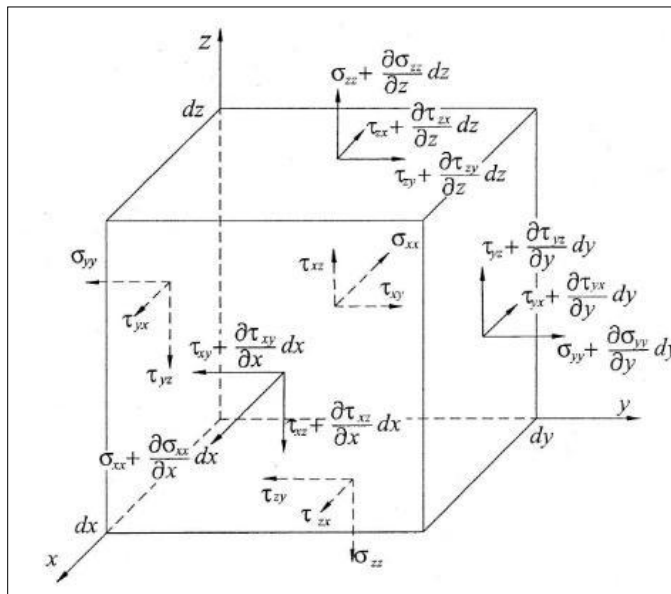


Figura 3. Tensões tangenciais e normais agindo sobre um elemento de fluido

A aplicação da segunda lei de Newton, $\vec{F} = m\vec{a}$, a um elemento de volume de um fluido "real" leva a um equacionamento evidentemente mais geral para solução de problemas envolvendo escoamentos.

A força vetorial resultante sobre o elemento de fluido é composta por forças de tensão - que podem ser tensões viscosas, ou tangenciais, e tensões normais - e por forças de campo. Esses esforços são reconhecidos como sendo resultantes da ação da pressão, de campos externos

como o campo gravitacional e de efeitos viscosos, os quais geram esforços que se contrapõem ao movimento experimentado.

Tensões de cisalhamento (τ_{ij}) e tensões normais (τ_{ii}) em um líquido estão

relacionadas com a taxa de deformação de um elemento de fluido com o tempo, sendo que ambas dependem do gradiente de velocidade do fluido. Os escoamentos viscosos são influenciados mais pelas tensões de cisalhamento do que por tensões normais^[2].

Para fluidos newtonianos, Stokes obteve as seguintes equações^[2]:

$$\tau_{xx} = \lambda(\nabla \cdot V) + 2\mu \frac{\partial V_x}{\partial x} \quad (4a) \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left[\frac{\partial V_y}{\partial x} + \frac{\partial V_x}{\partial y} \right] \quad (4d)$$

$$\tau_{yy} = \lambda(\nabla \cdot V) + 2\mu \frac{\partial V_y}{\partial y} \quad (4b) \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left[\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right] \quad (4e)$$

$$\tau_{zz} = \lambda(\nabla \cdot V) + 2\mu \frac{\partial V_z}{\partial z} \quad (4c) \quad \tau_{zy} = \tau_{yz} = \mu \left[\frac{\partial V_z}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial z} \right] \quad (4f)$$

Sendo que μ é o coeficiente de viscosidade molecular e λ , o segundo coeficiente de viscosidade, onde:

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu$$

Demonstrado por John D. Anderson Jr., as **equações de Navier-Stokes** são:

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

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

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

Onde f_i é a componente no eixo i das forças de campo e V é a velocidade de escoamento do fluido, ou seja, $V=(V_x, V_y, V_z)$.

O membro esquerdo das equações possui como variável dependente a velocidade do escoamento. Enquanto o membro direito envolve as tensões tangenciais e normais atuantes no elemento de fluido escolhido.

2.2. Uma visão prática do CFD^[3]

Durante o século XVII, eram realizados estudos experimentais da dinâmica dos fluidos na França e Inglaterra. Nos séculos XVIII e XIX, estudiosos como Daniel Bernoulli, Leonhard Euler e, especialmente, Claude-Louis Navier e George Gabriel Stokes enriqueceram a teoria da fluidodinâmica. Consequentemente, durante o século XX, o estudo da fluidodinâmica era feito ou por base teórica ou por experimentos, sem conexão entre si.

Com o advento do computador digital capaz de resolver algoritmos numéricos em alta velocidade, foi possível unir as duas frentes de estudos da dinâmica dos fluidos, a teórica e a prática, criando o que chamamos de fluidodinâmica computacional ou CFD, ajudando na interpretação e compreensão dos resultados.

Há casos onde a complexidade das equações ultrapassa a capacidade de solução numérica, uma vez que envolve inúmeros fenômenos como dissipação, difusão, convecção, camada limite e turbulência. Também há casos em que a montagem experimental possui características extremas, sendo limitada fisicamente. Com isso, a simulação do escoamento auxilia tanto na previsão do comportamento físico nestas condições extremas quanto na rapidez de resolução de equações numéricas[4].

Esta demanda por algoritmos de análise numérica e o crescente desenvolvimento da área computacional são incentivos para a criação de softwares comerciais de alta resolução, tais como CFX, OpenFOAM, COMSOL, PHOENICS, entre outros.

2.2.1. Métodos numéricos

Diversos tipos de problemas físicos que são encontrados nas engenharias são descritos matematicamente na forma de equações diferenciais ordinárias e parciais. A solução exata usualmente provém de um método de solução analítica encontrado através de métodos algébricos e diferenciais aplicados a geometrias e condições de contorno particulares; a aplicação generalizada dos métodos analíticos para diferentes geometrias e condições de

contorno torna impraticável ou até mesmo impossível a obtenção de soluções analíticas exatas.

2.2.1.1. Método dos Volumes Finitos

Este método está intrinsicamente ligado ao conceito de fluxo entre regiões, ou volumes, adjacentes. A quantidade líquida de uma grandeza ϕ , que atravessa as fronteiras do volume de controle ν por unidade de tempo, é calculada pela integração, sobre essas fronteiras, da diferença entre os fluxos que entram e os que saem de ν . Esses fluxos são basicamente, de dois tipos:

- Fluxos convectivos: devido à velocidade do fluido. Têm forma geral $\rho \phi V$ em que ρ é o termo da densidade, V o vetor velocidade do fluido e ϕ a propriedade sendo transportada. A componente do fluxo convectivo em uma direção qualquer é dada por $\rho \phi V \cdot \hat{n}$, em que $\hat{n}$ é o vetor unitário nessa direção.
- Fluxos difusivos: causados pela não-uniformidade da distribuição espacial de ϕ . Têm forma geral $\Gamma \nabla \phi$, em que Γ é o coeficiente de difusão e ϕ a propriedade sendo difundida. Em coordenadas cartesianas bidimensionais, o operador ∇ (nabla) é dado por:

$$\nabla = \hat{x} \frac{\partial}{\partial x} + \hat{y} \frac{\partial}{\partial y}$$

O resultado dessa integração, mais a produção líquida de ϕ no volume, isto é, a diferença entre a geração e consumo de ϕ dentro de ν , é proporcional à variação temporal de ϕ dentro do volume.

No caso de uma propriedade ϕ qualquer e considerando os fluxos difusivos e convectivos, além uma possível geração e/ou consumo internos, é possível escrever uma expressão para a taxa de aumento de ϕ em um volume de controle ν :

Taxa de variação temporal de ϕ em ν

$$= \text{Entra de } \phi \text{ em } \nu - \text{Sai de } \phi \text{ em } \nu + \text{Geração de } \phi \text{ em } \nu - \text{Consumo de } \phi \text{ em } \nu$$

A interpretação física direta das equações resultantes da aplicação do método de volumes finitos, bem como a possibilidade de aplicá-lo diretamente sobre malhas com espaçamentos não-uniformes, são duas das razões que explicam sua popularidade.

Softwares computacionais como PHOENICS e OpenFOAM utilizam o método dos volumes finitos para resolução das simulações.

2.2.1.2. Método dos Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos (MEF) consiste em diferentes métodos numéricos que aproximam a solução de problemas de valor de fronteira descritos tanto por equações diferenciais ordinárias quanto por equações diferenciais parciais através da subdivisão da geometria do problema em elementos menores, chamados elementos finitos, nos quais a aproximação da solução exata pode ser obtida por interpolação de uma solução aproximada.

Essas funções de aproximação podem ser funções polinomiais com grau razoável de ajuste em elementos discretizados a partir da geometria do problema satisfazendo as equações integrais em cada elemento discreto ou elemento finito, resultando em solução conhecida em todo o domínio e não apenas em nós da malha.

Este método não requer topologia de malha estruturada e como usualmente emprega uma aproximação polinomial aos valores interiores aos elementos discretizados, pode utilizar para descrever problemas com geometria 2D usando elementos triangulares ou retangulares não estruturados, isto é, com dimensões diferenciadas entre os elementos discretos (Figura 4)

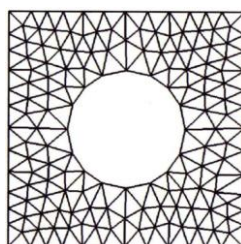


Figura 4. Exemplo de malha não-estruturada (tetraédrica)

No MEF duas formas de resolução de problemas descritos por EDOs e por EDPs se desenvolveram. A chamada “forma forte” consiste na resolução direta das equações que governam o problema físico e suas condições de contorno. A “forma fraca” evoluiu de métodos numéricos aproximados que são representações integrais das equações diferenciais

que governam o problema físico. A forma fraca permite a aplicação de um método único para resolver diferentes tipos de problemas físicos, na medida em que os métodos para transformação das equações diferenciais na forma integral são genéricos e podem ser usadas em diversos tipos de equações diferenciais. Os principais métodos usados na resolução pela forma fraca são o método variacional e os métodos dos resíduos ponderados.

O *software* COMSOL utilizada o Método dos Elementos Finitos na solução dos problemas.

2.2.2. Pré-processamento

1. Criação da geometria

O primeiro *input* de uma simulação em CFD é a definição e criação da geometria da região de escoamento (em inglês, *domain*). Os próprios pacotes comerciais de CFD possuem área para criação da geometria, mas a maioria aceita arquivos de extensão CAD criados em *softwares* específicos.

2. Geração da malha

Com a geometria pronta, deve-se criar a malha, que consiste em subdividir o domínio em pequenas e inúmeras células necessárias à aplicação das equações governantes. Nesta discretização os valores das propriedades deste escoamento, como temperatura, pressão, velocidade do fluido, são determinados em cada célula.

Quanto mais discretizada for a malha, isto é, com maior número de células, a solução apresenta valores mais precisos se convergir, mas também aumenta a quantidade de equações a serem resolvidas, o que demanda maior capacidade de processamento e tempo.

3. Caracterização física e propriedades do fluido

O fenômeno físico do escoamento deve ser detalhado corretamente para que a simulação apresente resultados coerentes. Deve-se determinar se o escoamento é laminar ou turbulento, se o regime é permanente ou transitório, se o escoamento é

isotérmico, adiabático. Há modelos numéricos para cada situação, um exemplo é o modelo $k - \varepsilon$ aplicado em estudos de escoamento turbulento.

Além disso, cada fluido possui propriedades específicas, sendo indispensável a determinação do fluido em questão e das características como viscosidade e densidade.

4. Especificação das condições de contorno

Nesta etapa é necessário especificar o fluxo do fluido, isto é, definir as condições de contorno disponíveis para a simulação. No caso de escoamento interno, as condições de entrada (*inlet*) e de saída (*outlet*) do fluido devem ser definidas para estudar o comportamento do escoamento no domínio. Normalmente a condição de entrada especifica a vazão do fluido e a condição de saída, uma pressão relativa à de entrada.

2.2.3. Etapa de simulação numérica

Durante esta etapa, a simulação numérica é feita por iterações das variáveis das equações envolvidas. Boas condições iniciais são cruciais para a convergência da solução e também para aproveitamento do tempo necessário aos cálculos.

Além disso, a discretização do domínio é de extrema importância, sendo necessária a utilização de malhas finas para escoamentos turbulentos.

2.2.4. Visualização dos resultados

Nos pacotes comerciais de CFD atuais, é possível visualizar a solução numérica em gráficos dimensionais e até tridimensionais, com gráficos superficiais, gráficos de vetores, entre outros de qualquer variável envolvida no equacionamento, o que facilita o entendimento do escoamento.

2.2.5. Escoamento turbulento

O escoamento turbulento é caracterizado pela formação de turbilhões devido à elevada velocidade de escoamento do fluido e engloba maior parte dos estudos de fluido em movimento.

Como há grande variação das características físicas do fluido em um pequeno intervalo de tempo, o domínio deve apresentar malha fina a fim de obter melhores resultados. Porém, é necessária elevada capacidade computacional na resolução das equações de Navier-Stokes, o que por enquanto é limitada. Para fim de simplificação, estudiosos de CFD utilizam valores médios de velocidade, pressão e tensões somados às suas respectivas flutuações, ou seja:

$s = S + s'$, onde s é a variável do escoamento, S é a variável média e s' é a componente flutuante.

Como as equações apresentadas no item 2.1.3 são aplicadas tanto para escoamento laminar quanto para turbulento, elas sofrem alterações quando se referem a regime turbulento.

Para fluido incompressível de viscosidade constante, as equações de Navier-Stokes passam a ser conhecidas como **equações de Reynolds**^[5]:

$$v = V + v' \quad v_x = V_x + v_x' \quad v_y = V_y + v_y' \quad v_z = V_z + v_z' \quad p = P + p'$$

$$\frac{\partial V_x}{\partial t} + \text{div}(V_x V) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + v_y \text{div grad } V_x + \left[-\frac{\partial \overline{v_x'^2}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v_x' v_y'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{v_x' v_z'}}{\partial z} \right]$$

$$\frac{\partial V_y}{\partial t} + \text{div}(V_y V) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + v_x \text{div grad } V_y + \left[-\frac{\partial \overline{v_x' v_y'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v_y'^2}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{v_y' v_z'}}{\partial z} \right]$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial t} + \text{div}(V_z V) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + v_z \text{div grad } V_z + \left[-\frac{\partial \overline{v_x' v_z'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v_z' v_y'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{v_z'^2}}{\partial z} \right]$$

Vale observar que aparecem mais seis tensões devido às variáveis flutuantes, sendo três tensões normais ($-\rho \overline{v_x'^2}$, $-\rho \overline{v_y'^2}$ e $-\rho \overline{v_z'^2}$) e três tensões tangenciais ($-\rho \overline{v_x' v_y'}$, $-\rho \overline{v_x' v_z'}$, $-\rho \overline{v_y' v_z'}$) chamadas de tensões de Reynolds.

2.2.6. Modelo $k - \varepsilon$

O modelo $k - \varepsilon$ (k : energia cinética turbilhonar e ε : taxa de dissipação da energia cinética turbilhonar) é classificado como um modelo clássico cujas equações governantes, as quais foram representadas no item anterior, formam a base dos cálculos para escoamento turbulento.

Assume-se que há analogia entre a ação das tensões viscosas e as tensões de Reynolds na velocidade média de escoamento.

Além disso, assume-se também que a viscosidade turbilhonar é isotrópico, ou seja, a razão entre as tensões de Reynolds e a taxa média de deformação é a mesma em todas as direções.

Há detalhamento das equações envolvidas no capítulo 3 de (Versteeg; Malalasekera, 2005).

As vantagens deste modelo são: necessidade somente de valores iniciais ou condições de contorno; excelente desempenho em muitos escoamentos industriais; bem estabelecida.

3. Metodologia

Para a simulação do escoamento baseada na fluidodinâmica computacional, foi necessária a utilização de:

- Notebook pessoal Dell Inspiron 1525, processador Intel® Core™ 2 Duo de 2GHz e memória RAM de 4GB;
- Computador Desktop Intel® Core™ 2 Quad de 2.66GHz e memória RAM de 4 GB;
- Sistema operacional Linux;
- SALOME platform;
- *Software* COMSOL Multiphysics v4.0a
- *Software PHOENICS (2010).*

O projeto se baseia em parte de um processo de planta industrial que envolve a queima de coque para produção de energia térmica. Neste estudo enfoca-se na distribuição homogênea de ar aos alimentadores de queimadores de coque. A esquematização e dimensões da tubulação se apresentam no anexo A.

Como explicado no item 2.2.1, a primeira tarefa é obter a geometria em estudo. Utiliza-se a plataforma SALOME com sistema operacional Linux por ser de simples manuseio na criação de geometrias em 3D. Na criação da geometria consideraram-se apenas os dutos, locais em que ocorre o escoamento de ar e, portanto, não foram criados os suportes dos mesmos.

Criada a geometria, o arquivo CAD é exportado para o *software* COMSOL Multiphysics v4.0a e o *software* PHOENICS (2010) e, então, define-se o escoamento como turbulento e estacionário utilizando o modelo $k - \epsilon$ RANS. A partir de dados de (McCabe, Smith, Harriott,

1985), obtiveram-se a densidade e a viscosidade do ar correspondentes à temperatura inicial e então foi possível calcular sua velocidade de escoamento do *inlet*.

As condições de contorno são compostas por *inlet* e *outlet*. Seleciona-se a face de entrada do ar como *inlet* à velocidade inicial no eixo x. O *outlet* é composto pelas faces que correspondem à saída do ar da tubulação com pressão nula. Criou-se a malha e então se iniciou a simulação.

4. Resultados e discussão

4.1. Características iniciais físicas e propriedades do fluido

Para que fosse possível determinar as características físicas do escoamento foi necessário calcular o número de Reynolds. Além disso, foi calculado também o fator de compressibilidade do ar em função das condições de iniciais.

No início, o ar proveniente do trocador de calor em direção ao volume de controle estudado apresenta temperatura de 303°C, pressão de 241mmca e vazão mássica de 54324 kg/h.

Considerando sistema isotérmico, a densidade do ar ρ vale 0,614 kg/m³ e a viscosidade μ , $2,9364 \cdot 10^{-5}$ cP para temperatura de 576K.^[7]

Logo, a velocidade de ar v na entrada é de 12,42 m/s, pois a dimensão da seção transversal de escoamento vale 1,8 x 1,1 m (anexo A).

Observa-se que a área de escoamento da tubulação não é circular, então se calcula o diâmetro equivalente D_{eq} :

$$D_{eq} = 4 \left(\frac{\text{área da seção de escoamento}}{\text{perímetro molhado}} \right) \rightarrow D_{eq} = 4 \left(\frac{1,8 \cdot 1,1}{2 \cdot 1,8 + 2 \cdot 1,1} \right) \rightarrow D_{eq} = 1,365 \text{ m}$$

Tendo D_{eq} , calcula-se o número de Reynolds para o escoamento:

$$Re = \frac{\rho D_{eq} v}{\mu} \rightarrow Re = \frac{0,614 \cdot 1,365 \cdot 12,41}{2,9364 \cdot 10^{-5}} \rightarrow Re = 354207 \rightarrow Re = 3,5 \cdot 10^5$$

O que representa escoamento turbulento.

4.2. Condições de contorno e malha

O *inlet* é definido pelas condições de contorno na entrada da face vermelha da Figura 5. Condição de contorno – *inlet* (face vermelha) (velocidade em x igual a 12,42 m/s) e o *outlet* é definido com pressão nula nas 64 saídas do ar para os queimadores de coque, ilustrados na Figura 6 e Figura 7. A definição utilizada para as ramificações é ilustrada também na Figura 5. A partir dessas definições, o resultado da pressão ao longo do trajeto representa a perda de carga do fluido, pois a pressão do *outlet* é a pressão relativa à pressão de entrada.

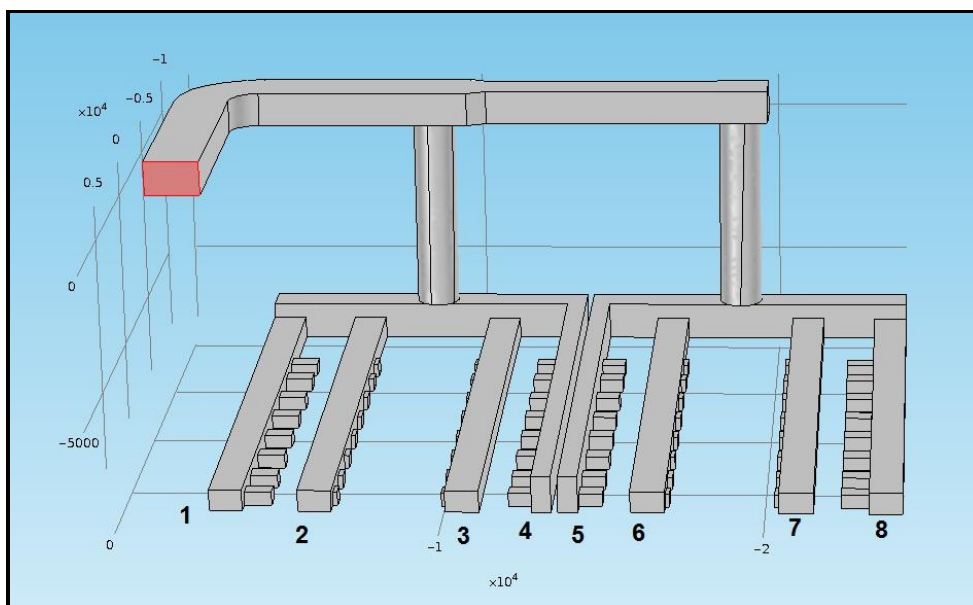


Figura 5. Condição de contorno – *inlet* (face vermelha)

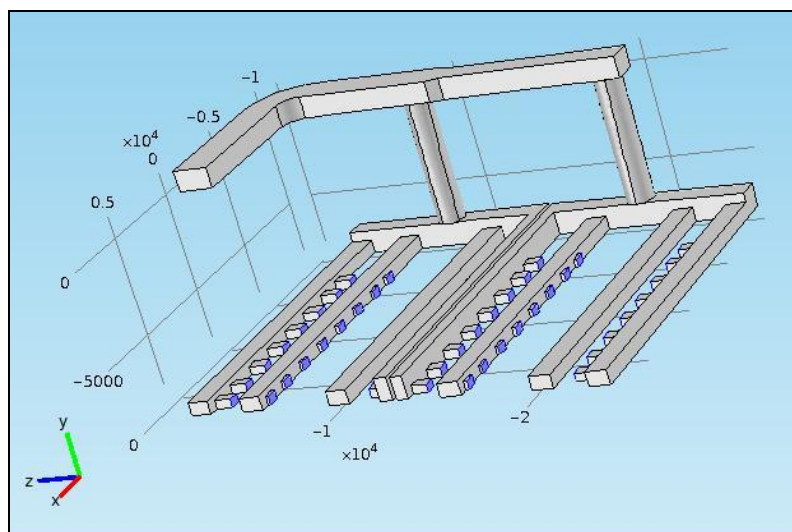


Figura 6. Condição de contorno - *outlet* (faces azuis)

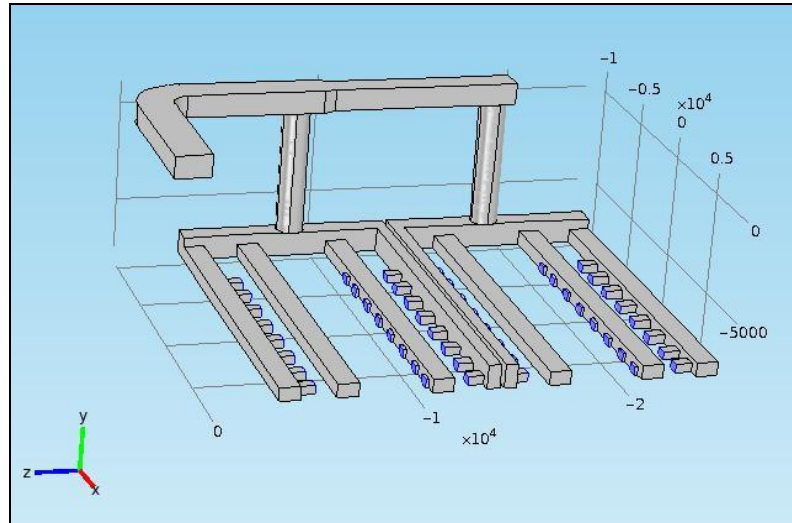


Figura 7. Condição de contorno - *outlet* (faces azuis)

4.3. COMSOL Multiphysics v.4.0a

O Método dos Elementos Finitos, explicado brevemente no item 2.2.1.2, é o método numérico aplicado no COMSOL Multiphysics. E o modelo utilizado foi o $k - \varepsilon$.

Geometria sem alterações

A geometria sem alterações se refere ao projeto inicialmente proposto. Por isso a importância de estudá-lo e compreender o comportamento do escoamento. Dessa forma é possível propor alterações na geometria e atingir o objetivo deste trabalho.

A malha criada no COMSOL se define como malha não-estruturada de forma tetraédrica, resultando em 150.737 elementos discretizados (Figura 8). Vale ressaltar que o domínio é a própria geometria.

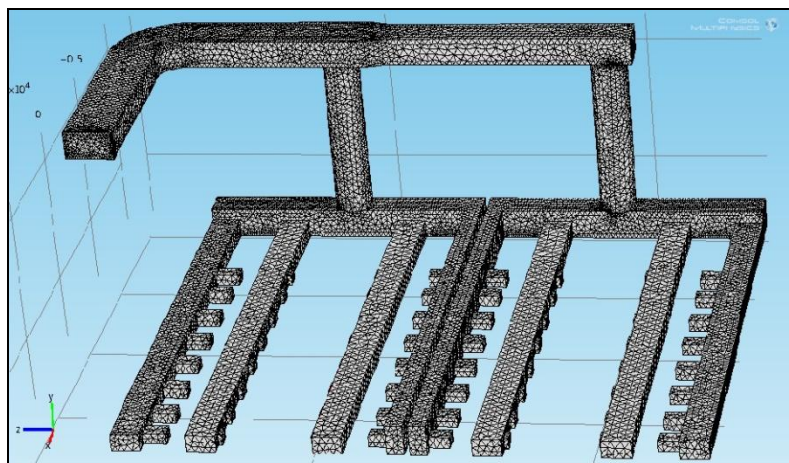


Figura 8. Malha tetraédrica da geometria original (COMSOL)

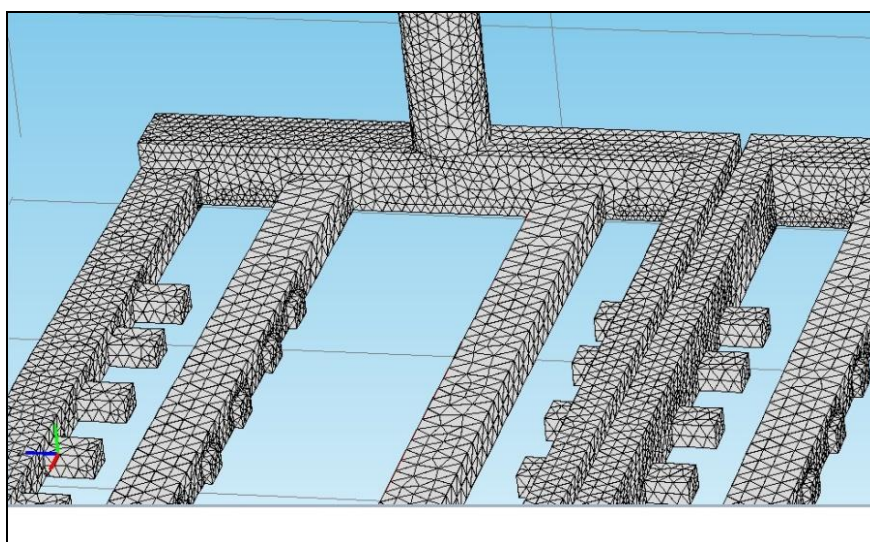


Figura 9. Zoom da malha tetraédrica da geometria original (COMSOL)

Após a simulação do COMSOL, obteve-se gráfico (figura 10) referente à variação de pressão na tubulação e o perfil de velocidade superficial (figura 11).

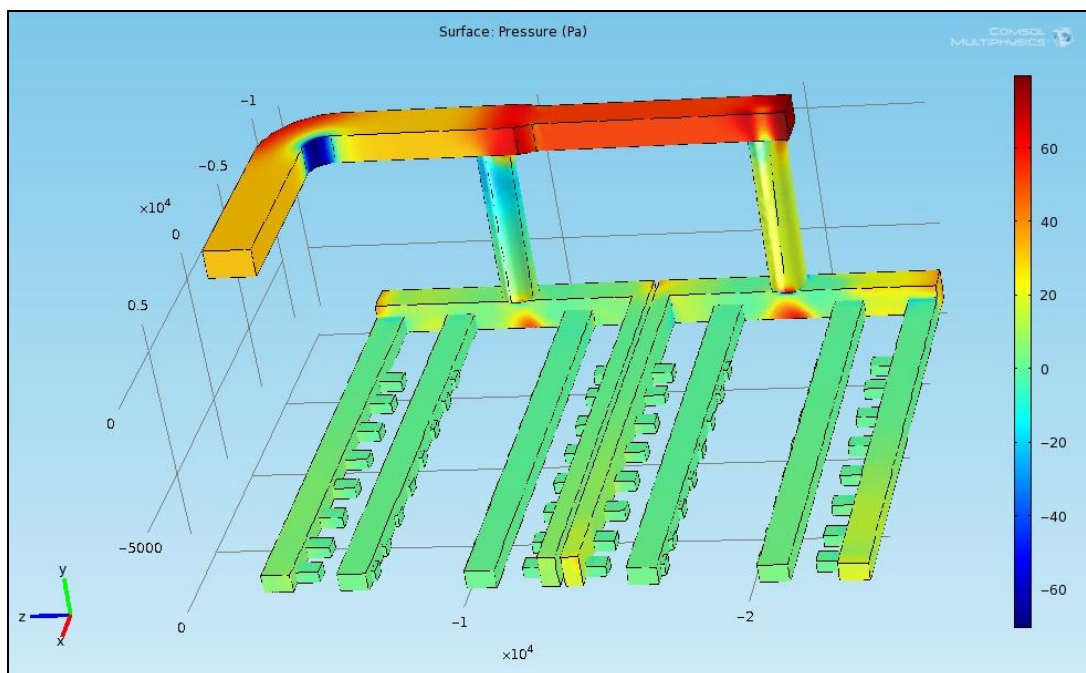


Figura 10. Simulação da perda de carga da geometria original (Pa - COMSOL)

Como se pode observar, os limites de variação da pressão são baixos, entre -60 Pa e 80 Pa, aproximadamente. Já a Figura 11 representa o perfil da velocidade de ar.

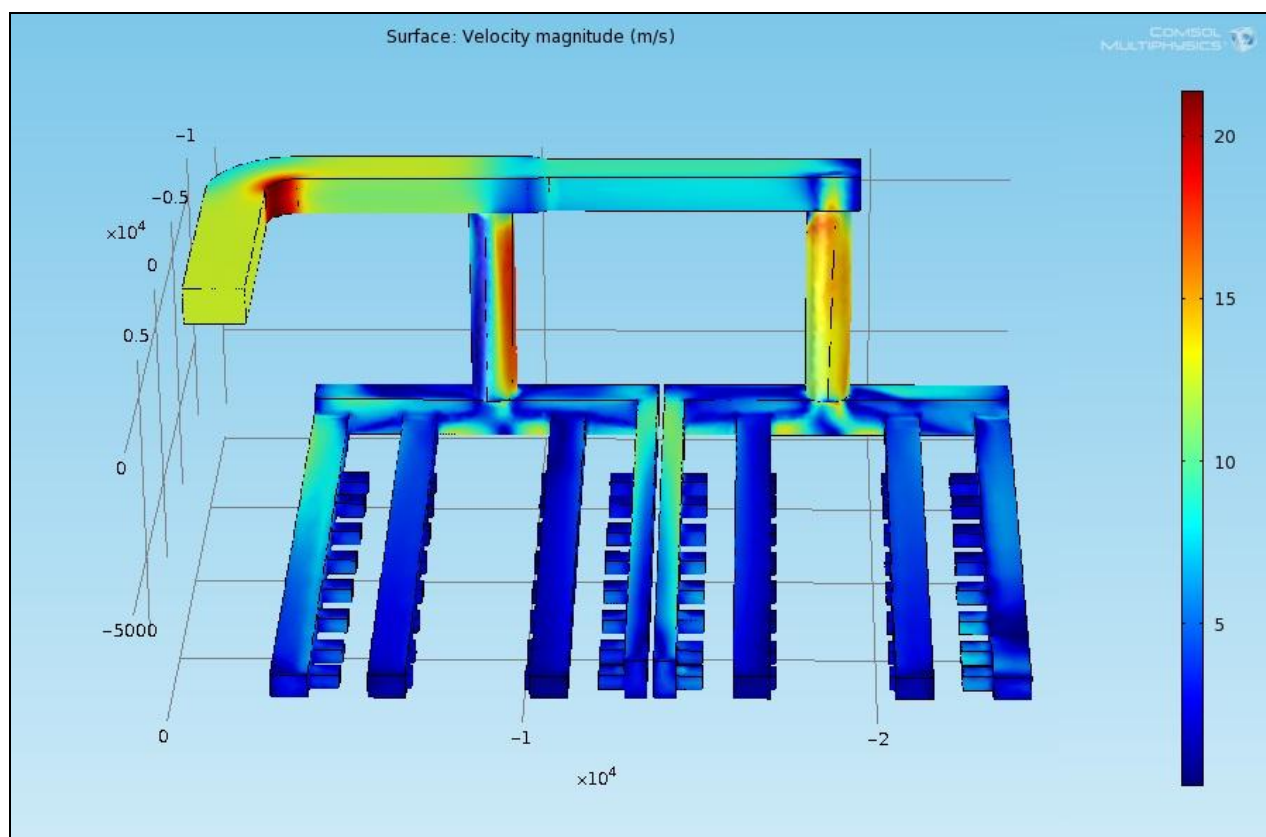


Figura 11. Perfil de velocidade da geometria original (m/s COMSOL)

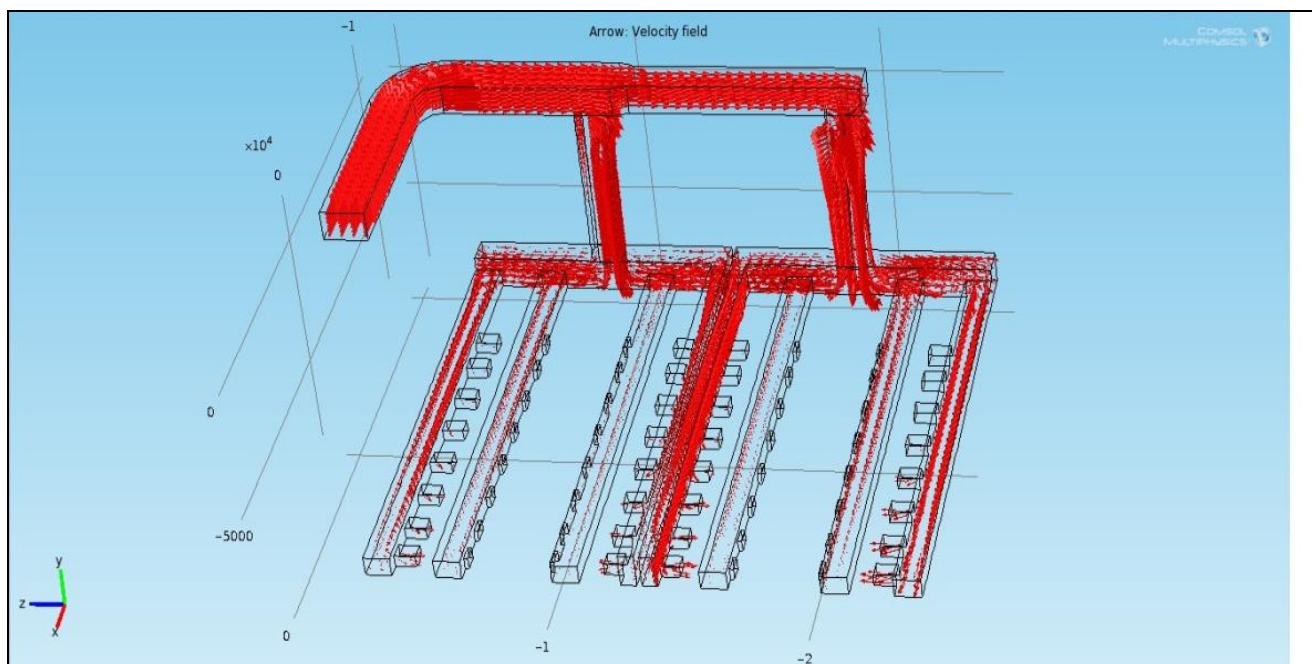


Figura 12. Simulação do campo de velocidade do ar da geometria original (m/s COMSOL)

As flechas vermelhas representam o campo de velocidades do ar e possuem comprimento proporcional ao valor da velocidade. Onde há grande concentração de flechas, há maior vazão do ar na tubulação. A Figura 12 e a Figura 13 ilustram o escoamento de ar na geometria originalmente proposta. Nota-se a heterogeneidade entre as ramificações – as centrais (2, 3, 6 e 7) apresentam pouca vazão de ar, enquanto as extremidades (1, 4, 5 e 8) possuem maior vazão.

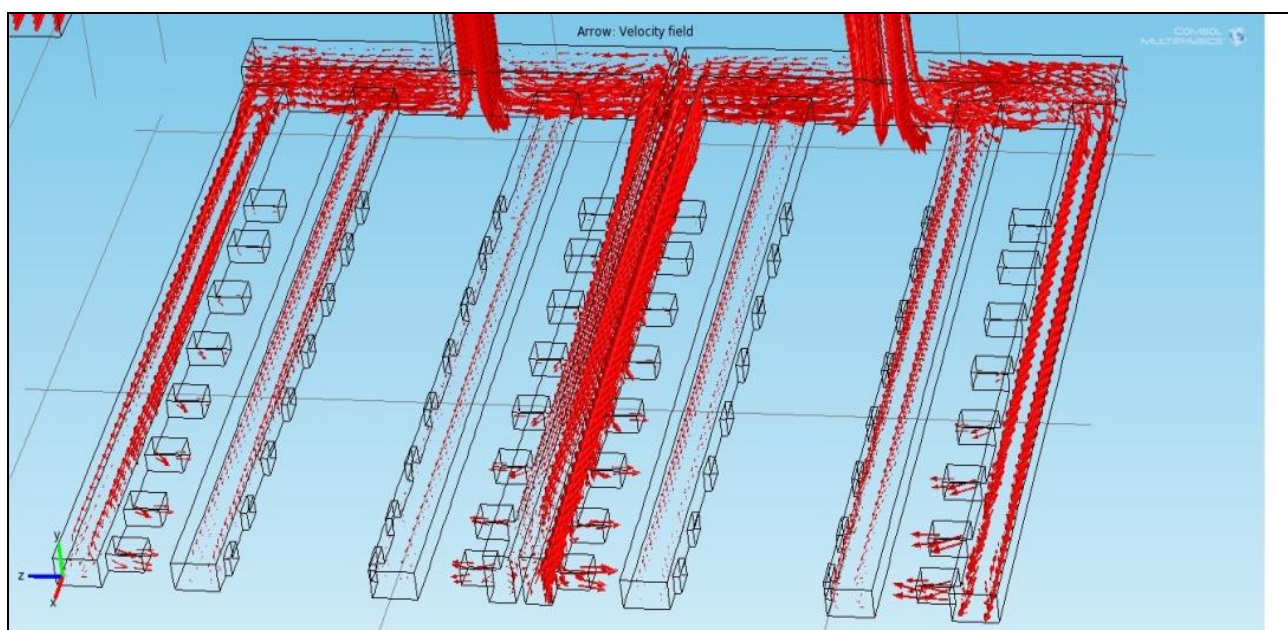


Figura 13. Detalhamento da velocidade de saída das alimentações da geometria original (m/s COMSOL)

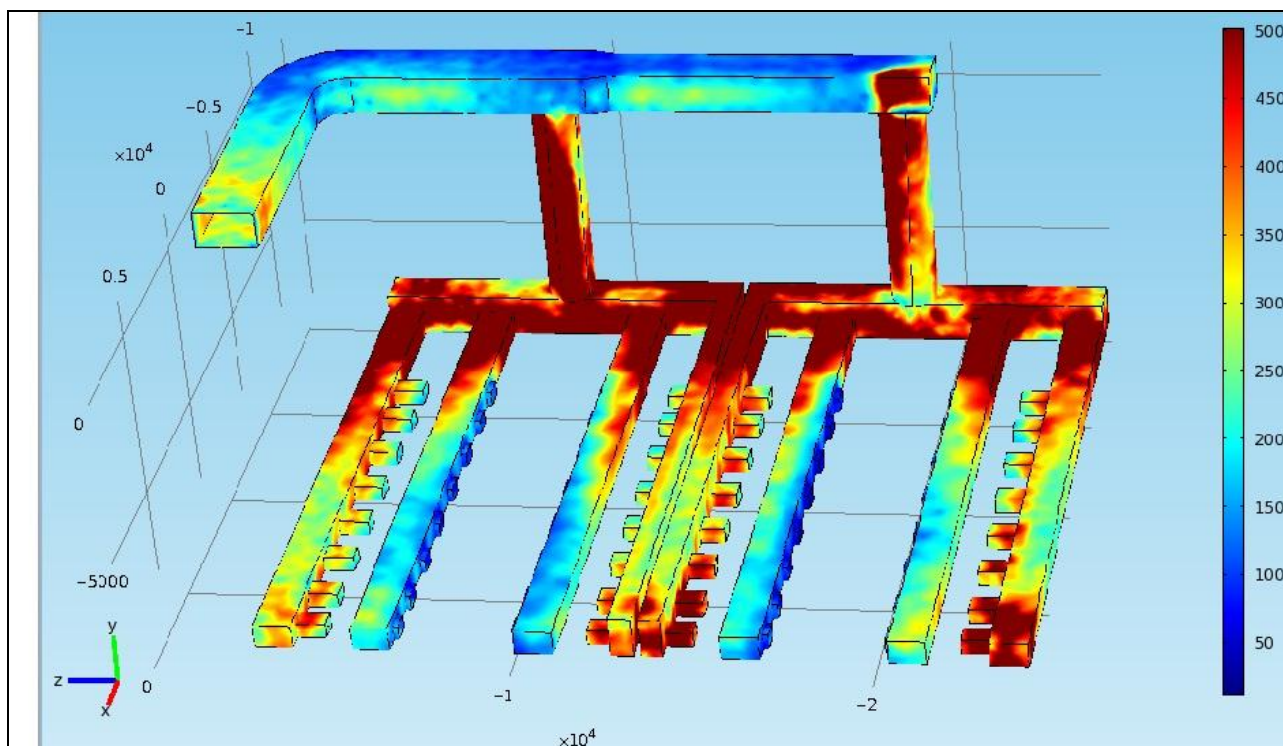


Figura 14. Valores de y^+ na geometria original (COMSOL)

A Figura 14 representa o perfil de y^+ , que representa um critério de adequação da malha à lei de parede.

Os valores de y^+ ideais devem ficar na faixa de 30 a 100, porém para obter tal resultado, a malha se apresenta muito refinada, o que demanda muito tempo e capacidade computacional. O perfil de y^+ acima corresponde à melhor malha obtida neste estudo onde as ramificações centrais (2, 3, 6 e 7) e o início do duto superior apresentam os melhores valores relativos. Por outro lado, as regiões que englobam os cilindros e suas ramificações, que apresentam escoamento mais complexo, possuem valores altos, de aproximadamente 500.

Geometria com alteração:

Conforme foi observado o escoamento do fluido na geometria original, que possui maior vazão de ar nas ramificações das extremidades, foram propostas alternativas de perda de carga simulando o comportamento de válvulas nas entradas das ramificações a fim de obter o escoamento homogêneo nas mesmas. Inicialmente, válvulas *dumper* foram dimensionadas no interior da geometria, porém devido à incompatibilidade desta com os simuladores, optou-se por utilizar degraus, isto é, menor área da seção transversal de escoamento do ar nas ramificações.

O melhor resultado obtido se deu com a redução das áreas de 6 ramificações, porém com diferentes variações (Figura 15 e Tabela 1).

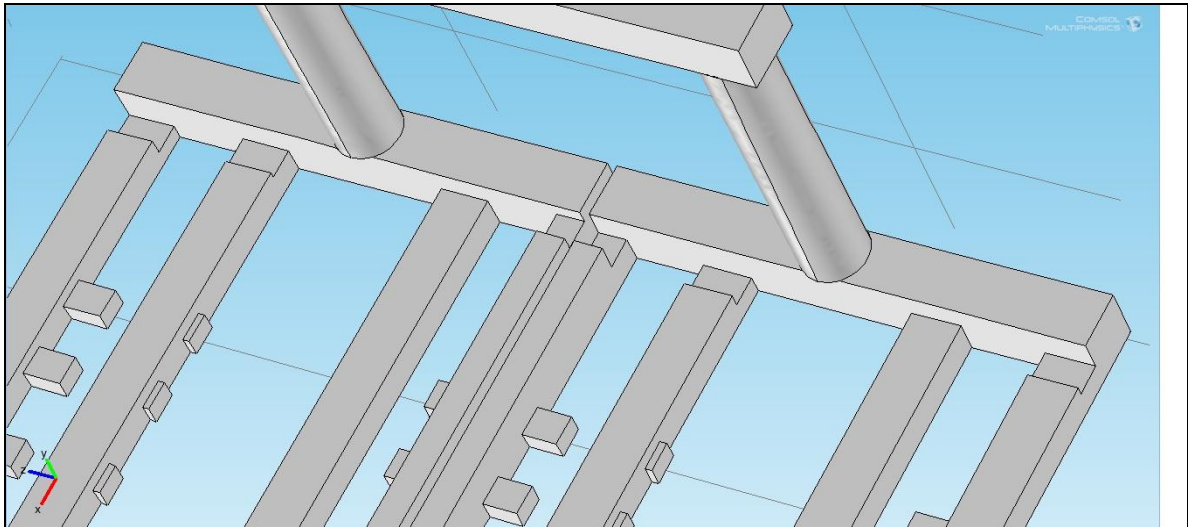


Figura 15. Representação da perda de carga das válvulas por degraus (COMSOL)

Tabela 1. Ramificações e respectivas reduções da área de escoamento

Ramificações	1	2	3	4	5	6	7	8
Redução da área de escoamento (%)	50	15	-	25	50	40	-	25

Obs.: As ramificações de 1 a 8 são definidas da esquerda para direita.

Em relação à área total inicial de escoamento na entrada das ramificações, houve redução de aproximadamente 25%.

Esta simulação possui 150.990 células de malha tetraédrica definida no domínio. Os resultados de variação de pressão, velocidade e y^+ estão apresentados a seguir.

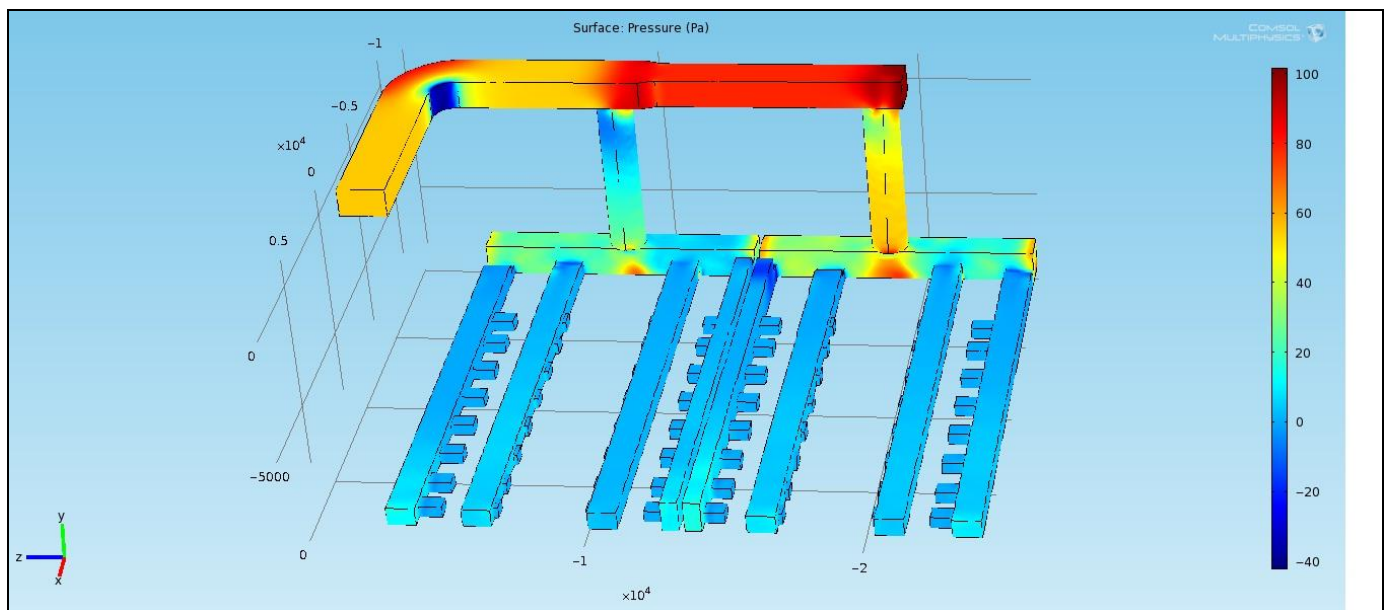


Figura 16. Simulação da perda de carga da geometria modificada (Pa - COMSOL)

Analisando a Figura 10 e a Figura 16, nota-se que a perda de carga na geometria modificada é maior que a geometria original. Isto se deve, obviamente, à restrição da área de escoamento nos dutos representada pelos degraus. Esta comparação está descrita na Tabela 2.

Tabela 2. Comparação da variação de pressão das geometrias original e modificada (Pa - COMSOL)

COMSOL				
Trecho	Original	Original Acumulado	Modificado	Modificado Acumulado
AB	33	33	54	54
BC	32	65	52	106
DF	15	80	27	133
EGH	55	120	78	184
IK	18	138	55	239

Como se pode notar, em ambos os trechos ABCDF e ABCEGHIK há aumento considerável de perda de carga com a redução da área de entrada das ramificações. No primeiro, há aumento de 66% e no segundo, 73%.

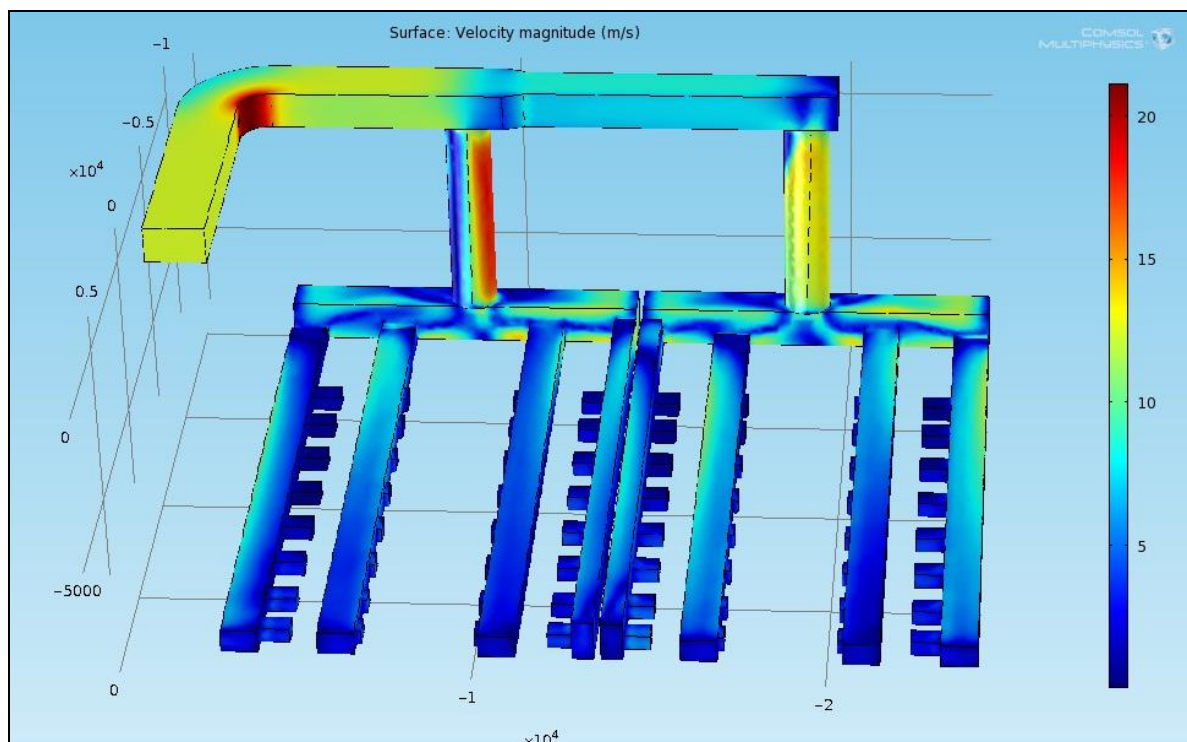


Figura 17. Perfil superficial de velocidade da geometria modificada (m/s COMSOL)

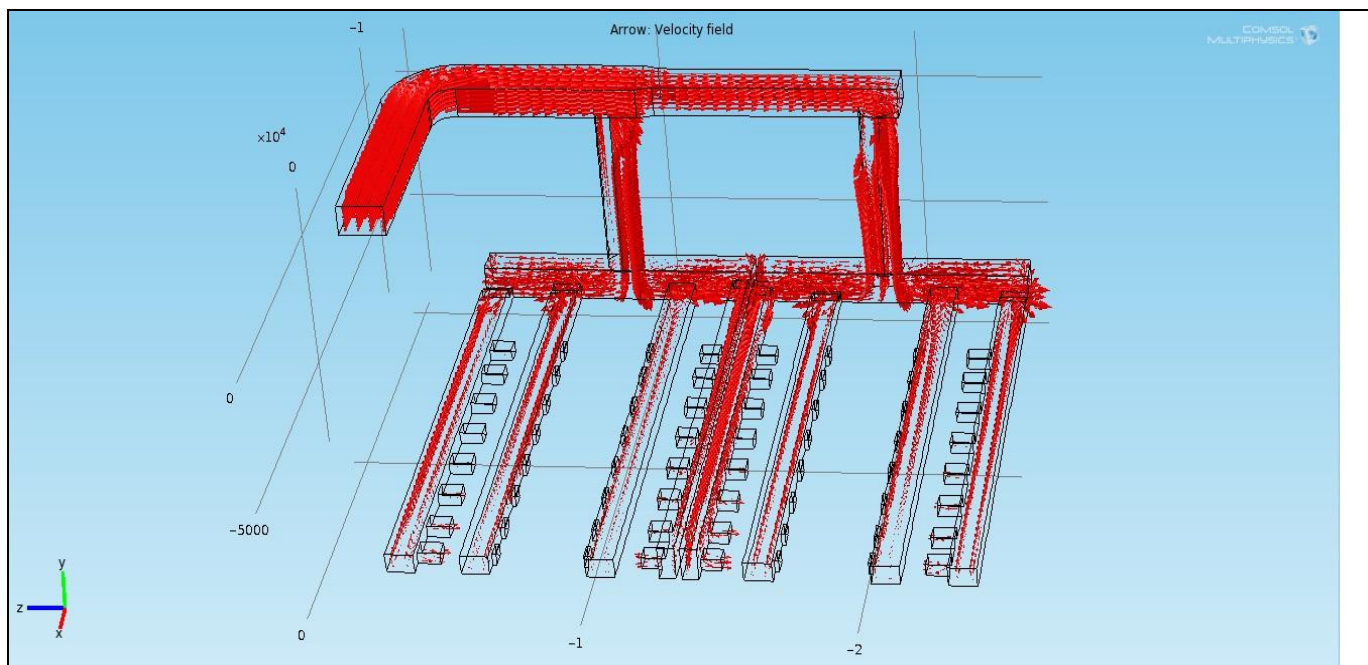


Figura 18. Simulação do perfil de velocidade do ar da geometria modificada (m/s COMSOL)

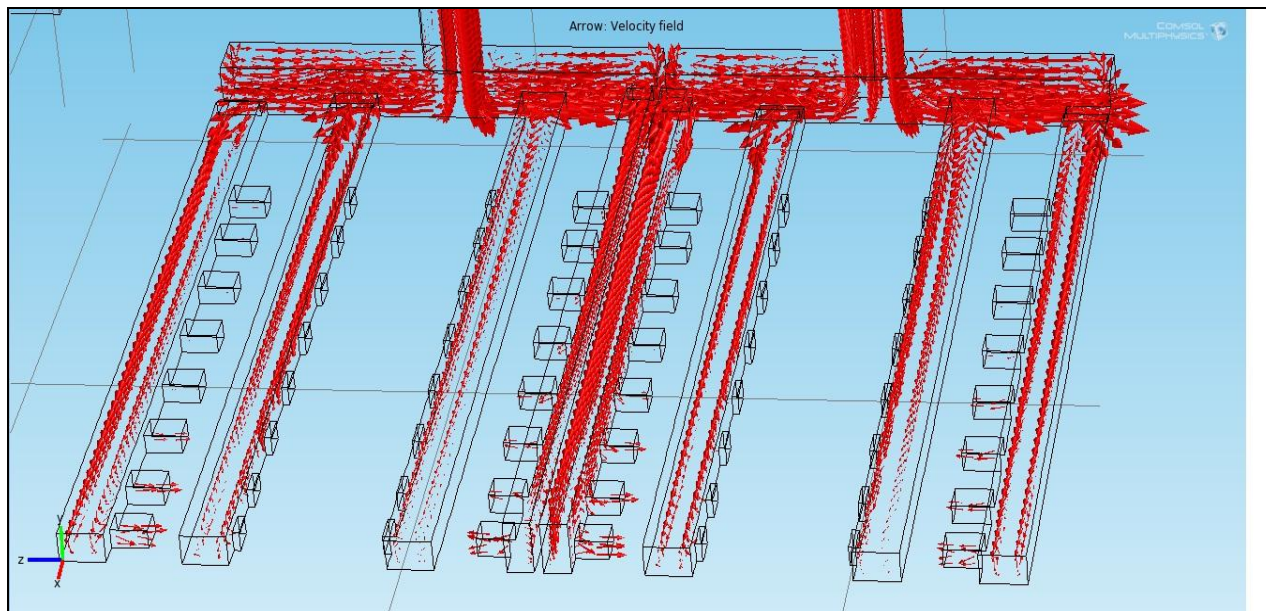


Figura 19. Detalhamento da velocidade de saída das alimentações da geometria modificada

Nesta simulação, obteve-se um perfil de velocidade representativo da vazão de ar nos dutos mais homogêneo nas ramificações. Vale ressaltar que a distribuição homogênea dentre os *outlets* não faz parte do estudo.

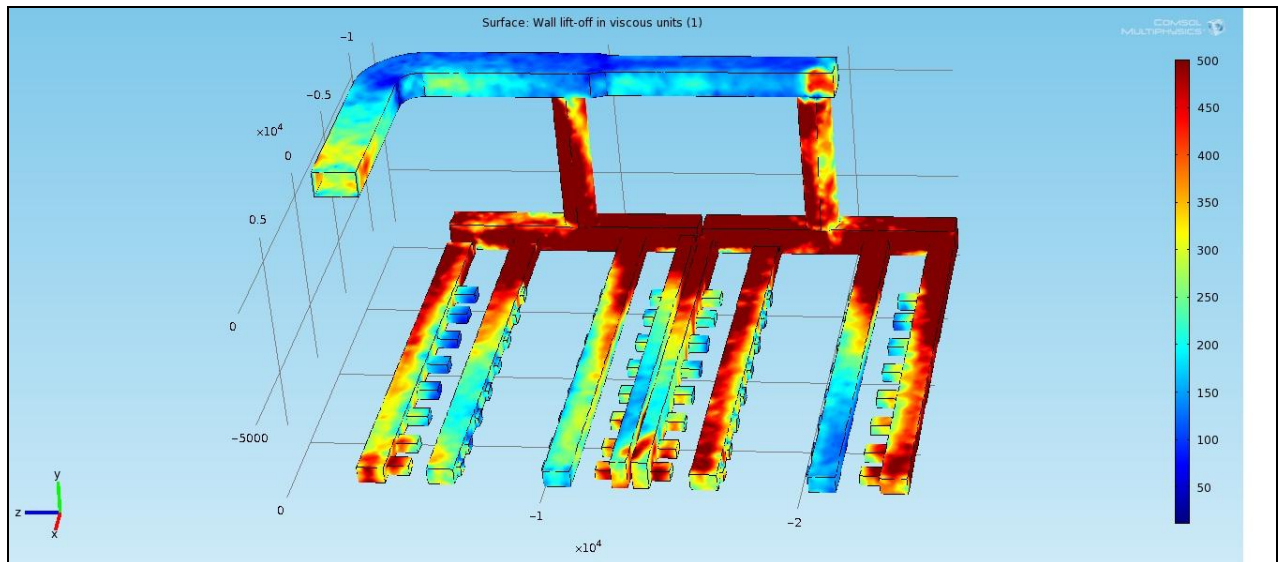


Figura 20. Valores de y^+ na geometria modificada (COMSOL)

Comparando as Figura 14. Valores de y^+ na geometria original (COMSOL)19, pode-se notar que os valores de y^+ são semelhantes, o que é coerente, pois a malha utilizada em ambas é tetraédrica e o refinamento é similar.

Nas regiões com o y^+ mais alto (cilindros e início das ramificações subsequentes), há maior variação no campo de velocidades nas 3 direções, o que exige uma malha mais refinada nestas partes. No entanto, quando se aplicou tal refinamento não houve convergência.

4.4. PHOENICS (2010)

O PHOENICS se baseia no Método dos Volumes Finitos, explicado no item 2.2.1.1., e é utilizado para comparação com os resultados do COMSOL. Assim como neste, o escoamento do ar na geometria original também foi estudado com o modelo $k - \varepsilon$. As alterações da geometria original analisada no PHOENICS são as mesmas do melhor resultado obtido no COMSOL (tabela 1).

Geometria sem alteração:

Neste caso, a geometria está inserida no domínio de dimensões 18,9 x 8,6 x 24,3 m.

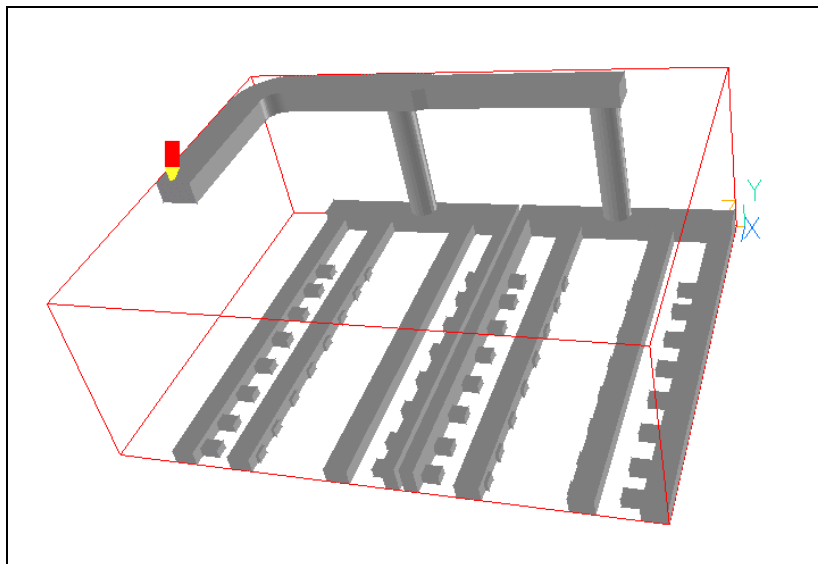


Figura 21. Domínio e geometria sem alteração (PHOENICS)

Este *software* discretiza a malha de forma estruturada, representada pelas figuras a seguir. O domínio está discretizado em 104 x 48 x 141 elementos, totalizando 703.872 células. Porém, apenas 35.000 células aproximadamente se referem à geometria estudada.

Além disso, utilizou-se a ferramenta *Power Law* para que as células na transição das regiões sofram alterações suaves, o que previne erros maiores da simulação. O número de iterações utilizado é igual a 750.

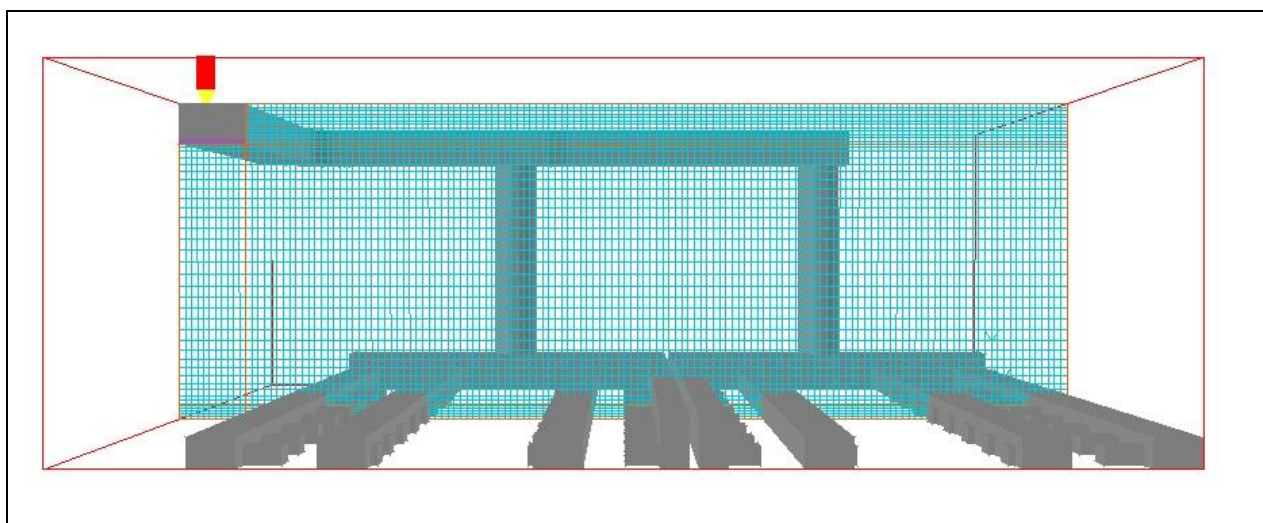


Figura 22. Malha em x da geometria (PHOENICS)



Figura 23. Malha em y da geometria (PHOENICS)

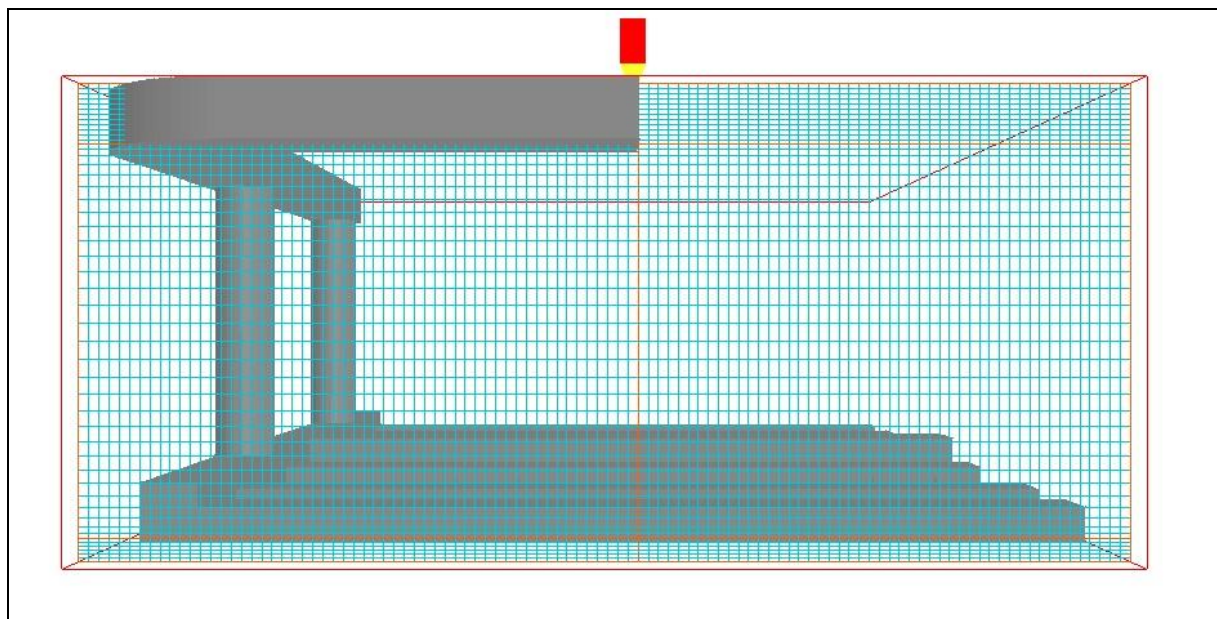


Figura 24. Malha em z da geometria (PHOENICS)

Após a simulação, obteve-se o seguinte perfil de pressão:

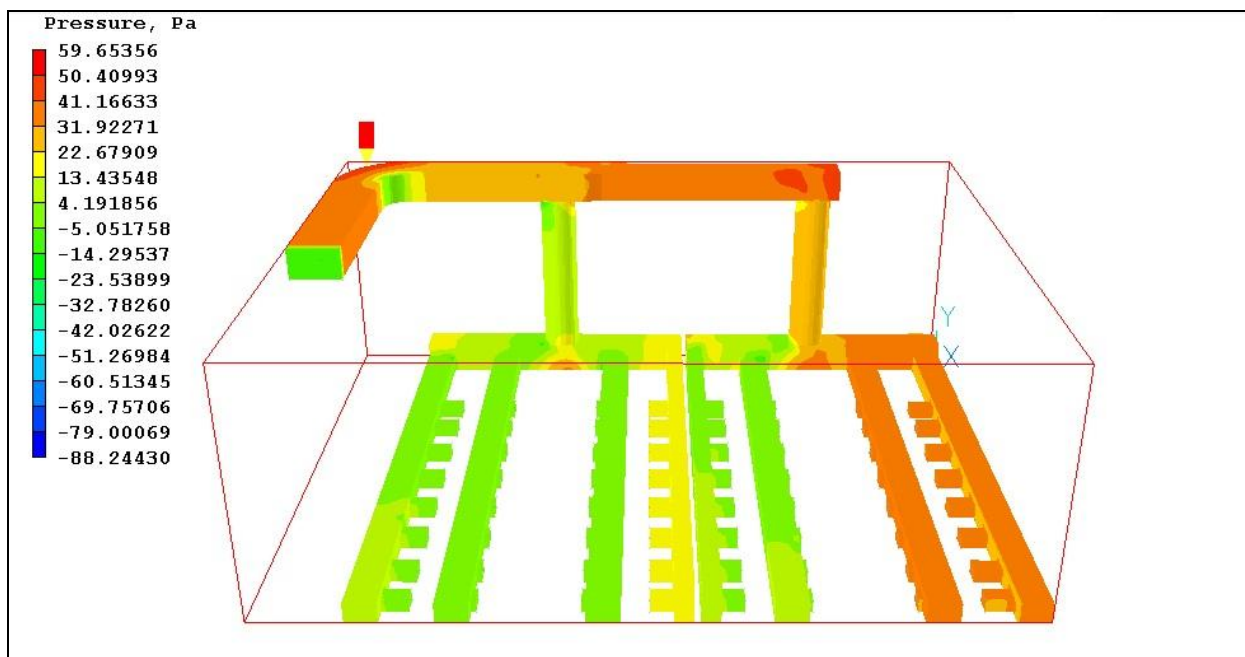


Figura 25. Perfil de pressão da geometria original (PHOENICS)

Pela figura acima, pode-se observar que as duas últimas ramificações (7 e 8) apresentam maior perda de carga, sendo, porém, um valor incoerente. Tal inconsistência pode ser atribuída a um possível erro na importação da geometria da plataforma Salome para o PHOENICS.

Comparativamente ao resultado do COMSOL, o perfil de pressão se mostra similar dentro do intervalo de perda de carga, contudo, as duas ramificações citadas anteriormente estão incompatíveis.

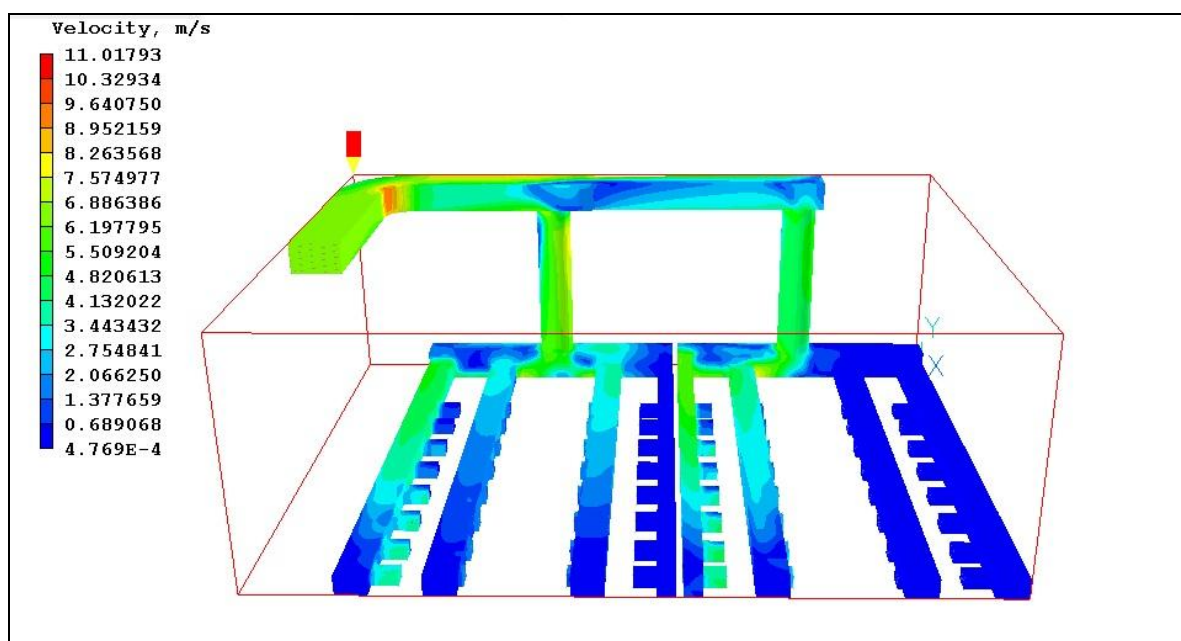


Figura 26. Perfil de velocidade da geometria original (PHOENICS)

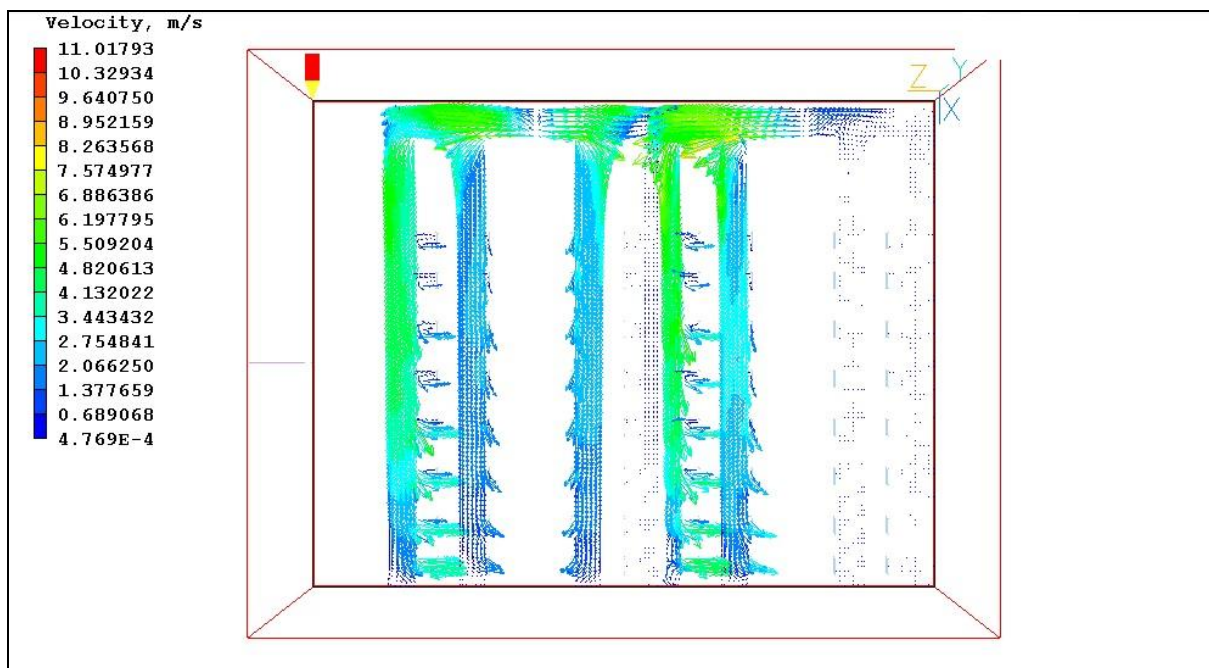


Figura 27. Perfil da velocidade da geometria original vista no plano xz (PHOENICS)

A quantidade de vetores de velocidade da figura acima representa a vazão de ar nos dutos. Dessa forma, conclui-se que o escoamento é desprezível nas ramificações 4, 7 e 8.

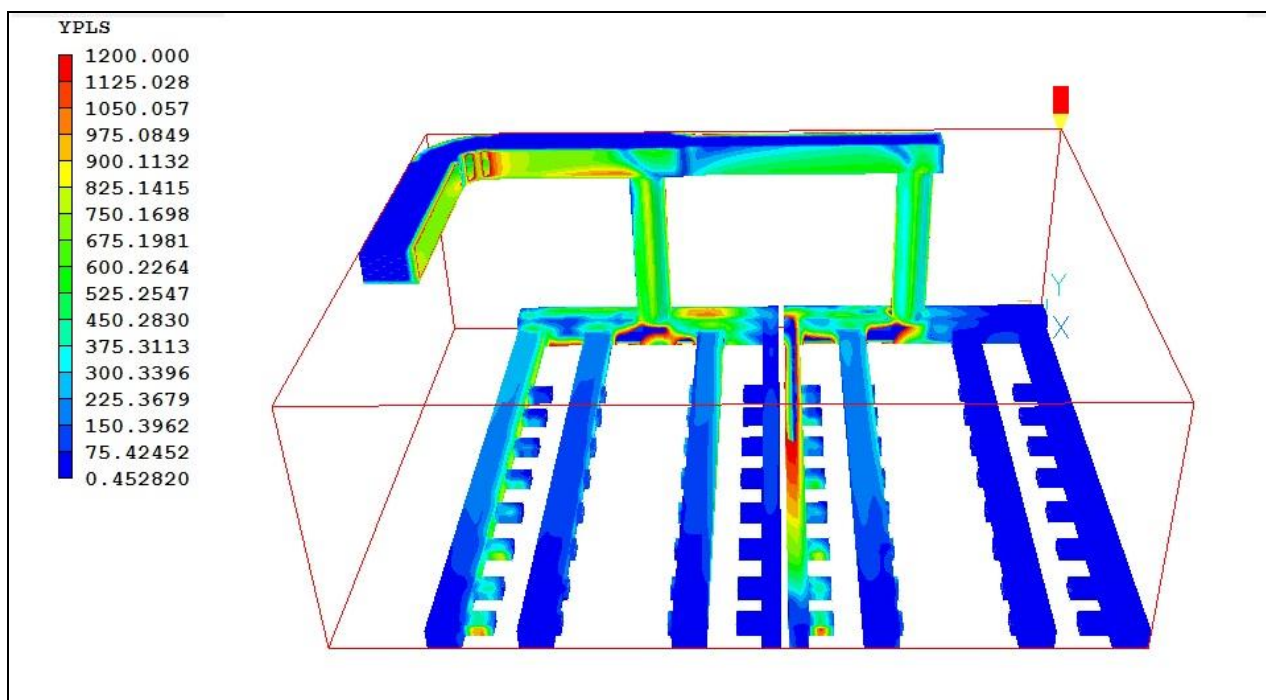


Figura 28. Perfil do y^+ da geometria original (PHOENICS)

Analisando os valores de y^+ da Figura 28, observa-se que a malha neste caso está menos adequada à lei de parede em comparação com o COMSOL devido à quantidade de células da malha em cada caso. No COMSOL, são pouco mais de 150 mil células, enquanto que no PHOENICS são apenas 35 mil.

A Figura 29 apresentada abaixo mostra que as porcentagens dos erros envolvidos são relativamente baixas. Além disso, pelo gráfico à esquerda que representa as variáveis no decorrer da simulação é possível demonstrar que esta convergiu. O erro do balanço de massa envolvido é de 0,17%.

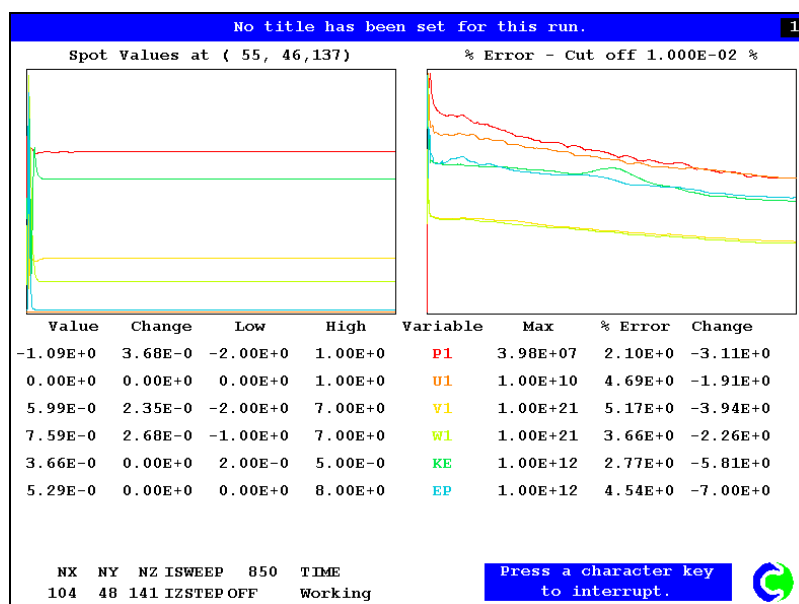


Figura 29. Resultado da simulação da geometria original no PHOENICS

Geometria com alteração:

A geometria utilizada nesta simulação é a mesma cujo resultado foi o melhor obtido no COMSOL (Tabela 1).

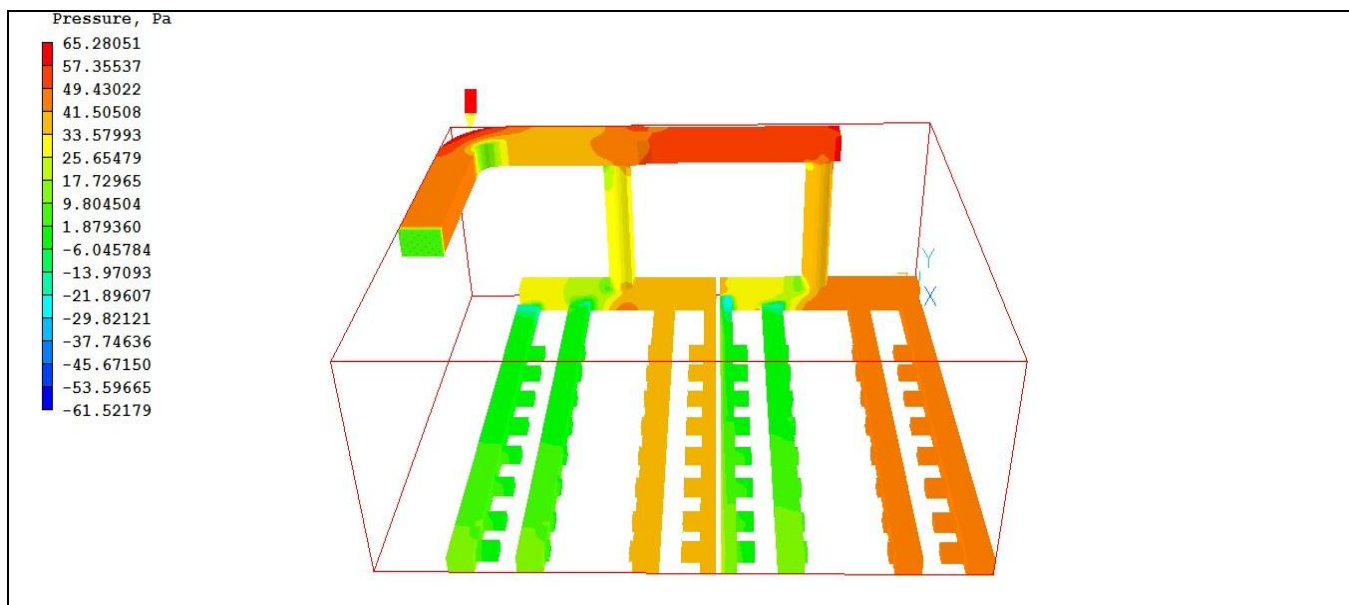


Figura 30. Perfil de pressão da geometria modificada (PHOENICS)

As duas últimas ramificações (7 e 8) mantêm o mesmo perfil de pressão da geometria original simulada no PHOENICS o qual, além disso, estende-se para as ramificações 3 e 4. A partir da Figura 32 em comparação com a Figura 28, é possível visualizar que o comportamento da vazão de ar permanece o mesmo, havendo alteração somente no aumento da velocidade existente nas ramificações.

Tabela 3. Comparação da variação de pressão das geometrias original e modificada (Pa - PHOENICS)

PHOENICS				
Trecho	Original	Original Acumulado	Modificado	Modificado Acumulado
AB	35	35	47	47
BC	27	62	39	86
DF	11	73	30	116
EGH	40	102	50	136
IK	27	129	40	176

O trecho ABCDF apresenta aumento de variação de pressão de 59% (73 Pa a 116 Pa). Por outro lado, o trecho ABCEGHIK tem aumento de 37% (129 Pa a 176 Pa).

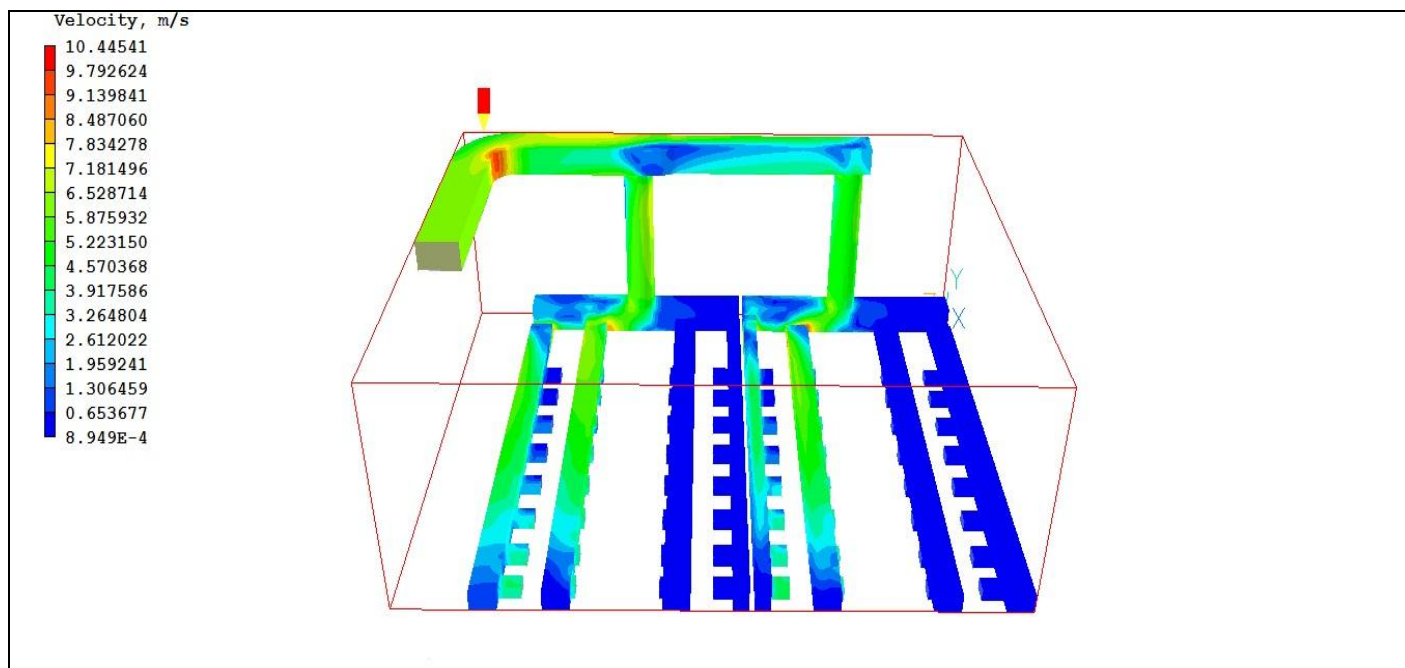


Figura 31. Perfil de velocidade da geometria modificada (PHOENICS)

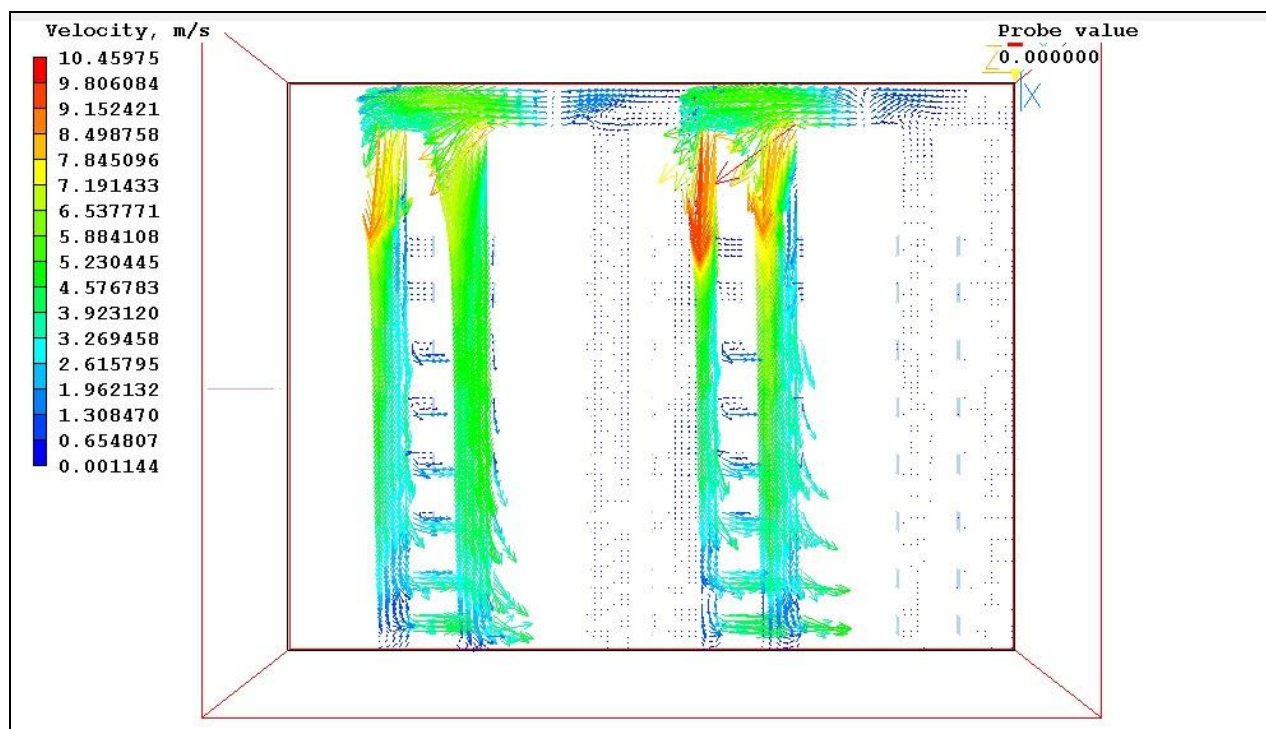


Figura 32. Perfil de velocidade da geometria modificada - vista superior (PHOENICS)

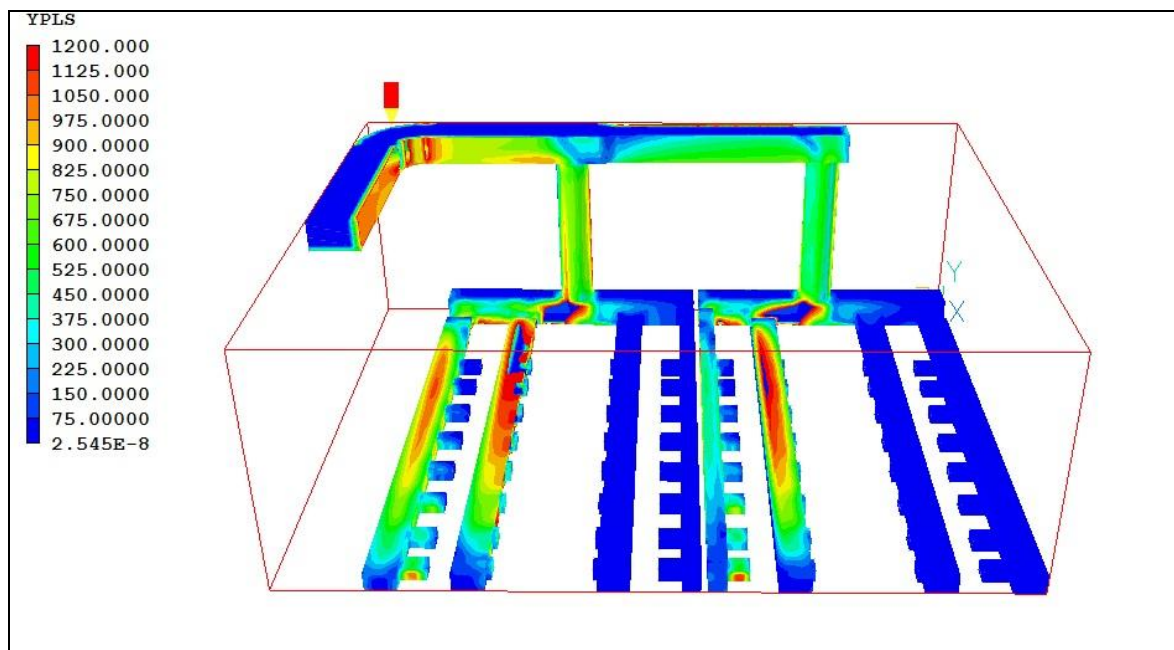


Figura 33. Perfil do y^+ da geometria modificada (PHOENICS)

Pelo fato da malha utilizada ser a mesma, o perfil de y^+ é semelhante ao da geometria original. No entanto, houve agravamento nas ramificações que sofreram redução da seção de entrada.

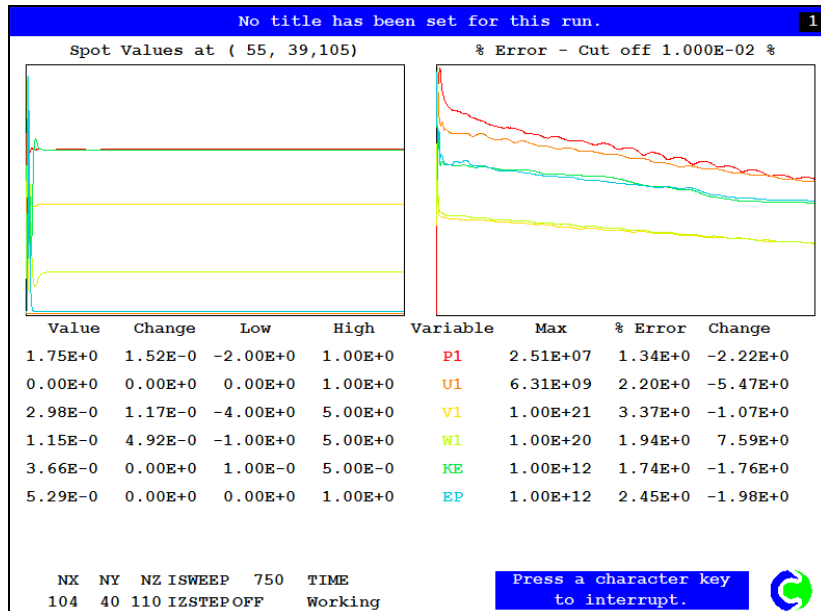


Figura 34. Resultado da simulação da geometria modificada no PHOENICS

Os erros da simulação da geometria modificada também apresentam erros reduzidos, bem como o erro do balanço de massa, 0,06%.

4.5. Discussão dos cálculos da perda de carga

Um método que auxilia na validação das simulações é o cálculo com base em equações semi-empíricas, através da equação de Bernoulli, para calcular a perda de carga em cada trecho da geometria original devido ao atrito. A tabela com os resultados destes cálculos está apresentada abaixo. Ressaltando que a gravidade não foi considerada, assim como nos *softwares*.

Tabela 4. Cálculo da perda de carga da geometria original (eq. de Bernoulli)

Nó	Tipo	Diâmetro (m)	Velocidade (m/s)	Reynolds	$U^2/2g$ (m)	K	Head loss (m)	Perda de carga (Pa)	Perda de carga acumulada (Pa)
AB	Tubo	1,37	12,4	3,50E+05	7,87	0,081	0,64	5,1	5,1
B	Cotovelo	1,37	12,4	3,50E+05	7,87	0,207	1,63	13,0	18,1
BC	Tubo	1,37	12,4	3,50E+05	7,87	0,056	0,44	3,5	21,6
CD	Junção T	1,50	8,5	2,67E+05	3,69	1,500	5,53	44,1	65,6
CE	Junção T	1,37	7,8	2,23E+05	3,10	0,300	0,93	7,4	29,0
DF	Tubo	1,50	8,5	2,67E+05	3,69	0,063	0,23	1,9	67,5
EG	Contração	1,24	7,8	2,02E+05	3,10	0,100	0,31	2,5	31,5
GH	Tubo	1,24	10,2	2,64E+05	5,31	0,093	0,49	3,9	35,4
HI	Junção T	1,50	12,0	3,76E+05	7,35	1,050	7,71	61,5	96,9
HJ	Junção T	1,24	6,0	1,56E+05	1,84	0,100	0,18	1,5	36,9
IK	Tubo	1,50	15,0	4,71E+05	11,48	0,063	0,73	5,8	102,7

Para efeito de visualização e comparação com os valores provenientes das equações semi-empíricas reduzidas de Bernoulli, a Tabela 5 apresenta os valores de perda de carga nos trechos ABCDF e ABCEGHIK.

Tabela 5. Dados de perda de carga da simulação da geometria original no COMSOL e PHOENICS (Pa)

	COMSOL	PHOENICS
Trecho	Original	Original
ABCDF	80	73
ABCEGHIK	138	128

Pelos resultados obtidos no cálculo teórico, demonstrado no Anexo B, é possível concluir que a perda de carga nos trechos ABCDF (67,5 Pa) e ABCEGHIK (102,7 Pa) possuem mesma ordem de grandeza que o COMSOL (80 Pa e 138 Pa, respectivamente). Apesar dos valores de perda de carga do PHOENICS também possuírem mesma ordem de grandeza, o perfil de pressão, ilustrado pela Figura 25, apresenta incoerência, não sendo considerado em futuras comparações.

5. Conclusão

No COMSOL foi obtida uma geometria que possibilitou uma distribuição mais uniforme nas ramificações (Tabela 1). Apesar da simulação feita com a mesma geometria gerar resultados com erros pequenos no PHOENICS e possuir perda de carga semelhante ao cálculo teórico e ao COMSOL nos trechos apresentados, não possui um perfil de pressão e velocidade condizentes. Tal fato ocorreu possivelmente devido à falha na importação da geometria criada na plataforma Salome. Dessa forma, os resultados do PHOENICS não são considerados para comparação.

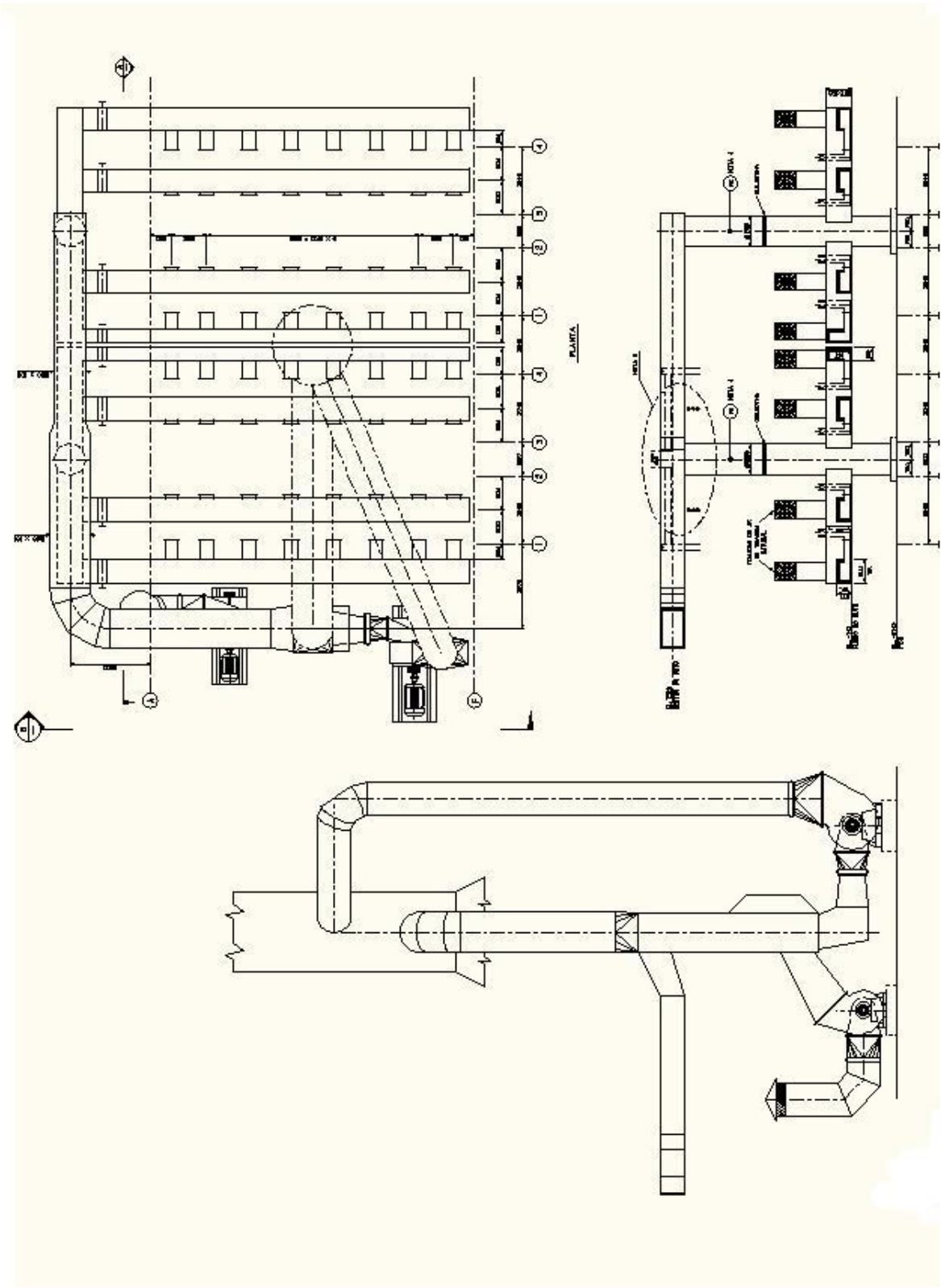
Para contornar este obstáculo, foram calculados os valores teóricos da perda de carga pela equação semi-empírica reduzida de Bernoulli nos trechos apresentados no Anexo B e comparados com os resultados obtidos no COMSOL. Estes se mostraram coerentes, por possuírem mesma ordem de grandeza (Figura 10).

Conclui-se que a alteração (Tabela 1) da área da seção transversal na entrada das ramificações dos dutos permite uma distribuição mais uniforme da vazão de ar (Figura 19).

6. Referências Bibliográficas

- [1] Schulz, Harry Edmar, *O Essencial em Fenômenos de Transporte*, EESC USP, Projeto REENGE, 2003.
- [2] Anderson Jr., John D., *Computational Fluid Dynamics: The basics with applications*, McGraw Hill, 1976.
- [3] Tu, Jiyuan; Yeoh, Guan Heng; Liu, Chaoqun, *Computational Fluid Dynamics: A practical approach*, Butterworth-Heinemann, 2008.
- [4] Fortuna, Armando de Oliveira, *Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos – Conceitos e Aplicações*, Editora EdUSP, 2000.
- [5] Versteeg, H.K.; Malalasekera, W., *An introduction to Computational Fluid Dynamics: The finite volume method*, Longman, 1995.
- [6] Perry, Robert H., Green, Don W., *Perry's Chemical Engineer's Handbook*, 7th Edition. McGraw-Hill, 1999.
- [7] McCabe, Warren L.; Smith, Julian C.; Harriott, Peter, *Unit Operations of chemical engineering*, McGraw Hill, 1985.
- [8] Miller, D.S., *Internal Flow Systems: Design and performance prediction*, Gulf Publishing Company, 2nd Edition.

Anexo A – arquivo de CAD da tubulação



Anexo B – Cálculo teórico da perda de carga ^[8]

Uma forma de validar a ordem de grandeza da perda de pressão foi utilizar a equações de perda de carga devido ao atrito aplicadas nos trechos da geometria, as quais serão descritas a seguir. Considera-se densidade do ar constante, regime permanente e rugosidade referente ao ferro fundido (*cast iron*).

Todos os cálculos aqui apresentados se baseiam na bibliografia de Miiller [8] e ao final, a tabela com os valores resultantes será apresentada.

A Figura 35 a seguir representa o primeiro trecho cuja perda de carga é estudada.

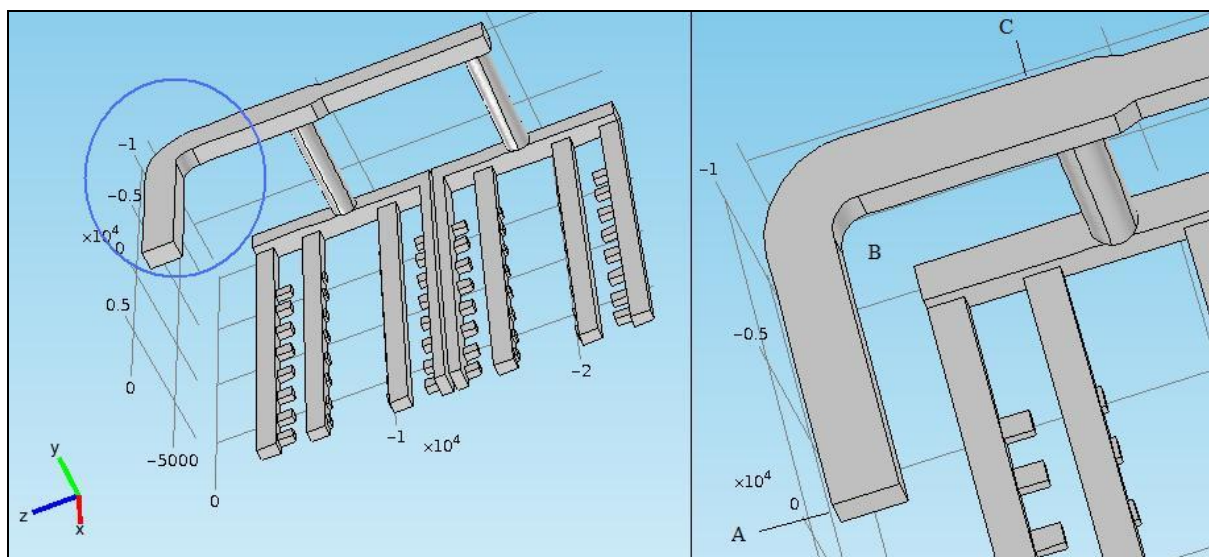


Figura 35. Primeiro trecho para aplicação da equação de Bernoulli

Como a seção transversal de escoamento possui área constante no trecho especificado, além de densidade e vazão mássica constantes, então a velocidade do ar é a mesma. Logo, a equação resultante é:

$$\Delta H_{ABC} = \sum_i K_i \frac{U^2}{2g}$$

Sendo, K_i : coeficiente de perda por atrito,

U : velocidade média

g : gravidade (9,8 m/s²)

Como a seção transversal apresenta área retangular, deve-se obter o diâmetro equivalente da mesma:

$$Deq = \frac{4 \cdot \text{área de escoamento}}{\text{perímetro molhado}}$$

$$Deq = \frac{4 \cdot (1,8 \cdot 1,1)}{2 \cdot (1,8 + 1,1)} \rightarrow Deq = 1,365 \text{ m}$$

O trecho da tubulação pode ser dividido em três partes: dois trechos retos (AB e BC) e uma singularidade (B), um cotovelo de 90°.

(I) Perda de carga no trecho AB:

Em trechos retos, a equação da perda de carga é:

$$\Delta H_{AB} = \frac{f L_{AB} v_{b1}^2}{D_{eq} 2g}$$

Onde: f : fator de atrito

L_{AB} : comprimento total do trecho reto AB (anexo A)

Com auxílio da tabela 8.1 de Miiller e considerando que a tubulação é feita de ferro (cast iron), temos que $f = 0,015$.

$$\text{Assim, } \Delta H_{AB} = \frac{f L_{AB} v_{b1}^2}{D_{eq}} = \frac{0,015 \cdot 7,387 \cdot 12,42^2}{1,365} \rightarrow \Delta H_{AB} = 0,64 \text{ m}_{ar} \rightarrow \Delta H_{AB} = 5,1 \text{ Pa}$$

(II) Perda de carga no trecho BC:

$$\Delta H_{BC} = \frac{f L_{BC} v_{b1}^2}{D_{eq}} = \frac{0,015 \cdot 5,054 \cdot 12,41^2}{1,365} \rightarrow \Delta H_{BC} = 0,44 \text{ m}_{ar} \rightarrow \Delta H_{AB} = 3,5 \text{ Pa}$$

(III) Perda de carga na singularidade B:

A perda de carga em cotovelos é representada por:

$$\Delta H_B = K_b \frac{v_{b1}^2}{2g}$$

$$K_b = K_b^* \cdot C_{Re} \cdot C_0 \cdot C_f \text{ (item 9.3 – Miller)}$$

Onde: K_b : número adimensional referente ao tipo de singularidade (neste caso, cotovelo de 90°)

K_b^* : coeficiente base de perda de carga (para $Re=10^6$) - fig. 9.7

C_{Re} : fator de correção do número de Reynolds – item 9.2.2

C_0 : fator de correção do comprimento do tubo de saída (*outlet pipe lenght*) – pág.240 e fig. 9.4

C_f : fator de correção da rugosidade – item 9.2.4

$$\text{Assim, } \Delta H_B = K_b \frac{v_{b1}^2}{2g} = \rightarrow \Delta H_B = 0,24 \cdot 1 \cdot 0,78 \cdot 1,107 \frac{12,42^2}{2 \cdot 9,8} \rightarrow \Delta H_B = 13,0 \text{ Pa}$$

Somando-se os três trechos, tem-se que:

$$\Delta H_{AC} = \Delta H_{AB} + \Delta H_{BC} + \Delta H_B$$

$$\Delta H_{AC} = 21,6 \text{ Pa}$$

O segundo trecho estudo é representado pela Figura 36.

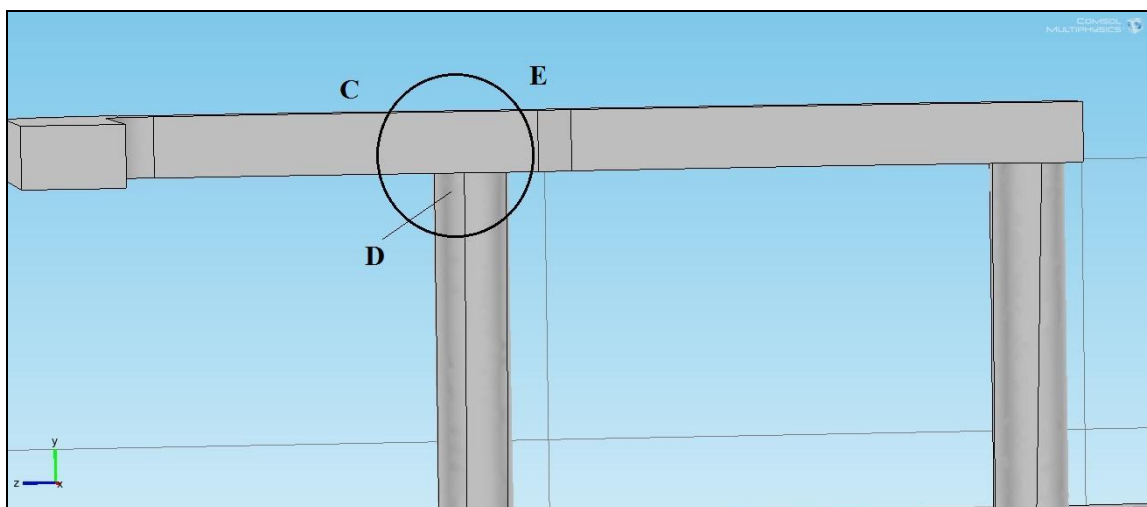


Figura 36. Trecho CDE de divisão da vazão

A perda em “Ts” é descrita no item 5.7 do livro, sendo que o caso aplicado neste volume de controle é representado pela fig. 5.8.

Com auxílio do valor da velocidade em D na simulação do PHOENICS (6 m/s) e do COMSOL (11 m/s), tem-se a média v_{b2} de 8,5 m/s neste ponto. Da mesma forma,

$v_{b3} = 7,8 \text{ m/s}$ em E. Assim, a razão: $\frac{Q_C}{Q_D} = \frac{A_C v_{b1}}{A_C v_{b2}} = 0,83$

Pela fig. 5.8, para ângulo de 90° , tem-se que $K_{CD} = 1,5$ e $K_{CE} = 0,3$.

$$\Delta H_{CD} = K_{CD} \frac{v_{b2}^2}{2g} \quad \text{e} \quad \Delta H_{CE} = K_{CE} \frac{v_{b2}^2}{2g}$$

$$\Delta H_{CD} = 44,1 \text{ Pa} \quad \text{e} \quad \Delta H_{CE} = 7,4 \text{ Pa}$$

A aplicação da perda de carga feita no terceiro trecho é referente ao cilindro abaixo:

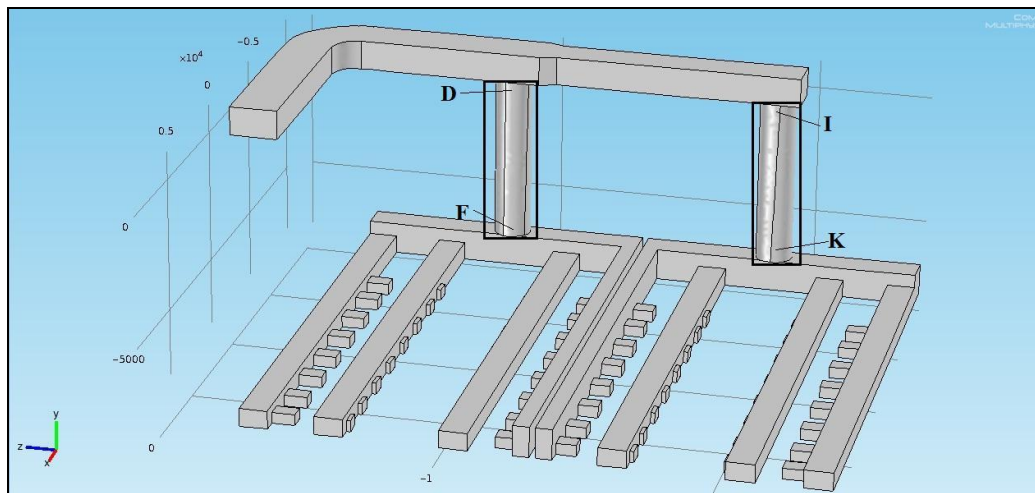


Figura 37. Trecho dos cilindros DF e IK

Vale ressaltar que a gravidade neste estudo foi desprezada devido à simulação do COMSOL e PHOENICS não apresentarem a mesma.

A perda de carga é calculada da mesma forma que um tubo reto:

$$\Delta H_{DF} = \frac{f L_{DF}}{D} \frac{v_{b2}^2}{2g} \rightarrow \Delta H_{DF} = 1,9 \text{ Pa}$$

Dando continuidade ao duto superior, calcula-se a perda de carga no trecho de contração de área, explicada pelo item 14.4.2 com auxílio da fig. 14.11:

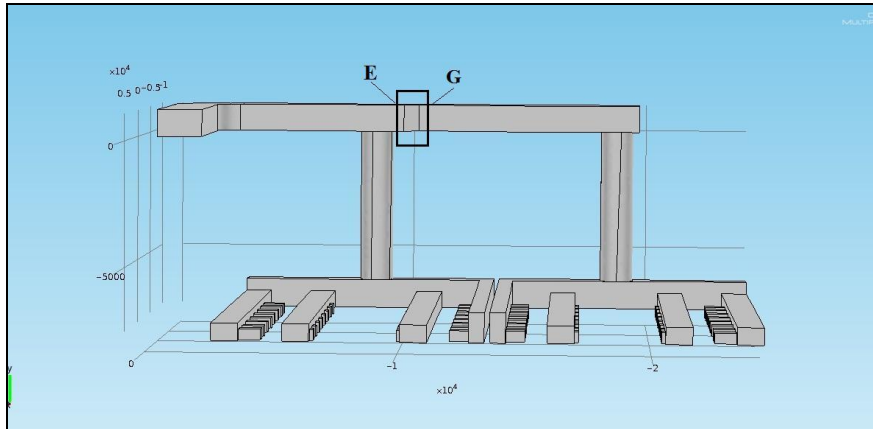


Figura 38. Trecho EG de contração da área de escoamento

$$\theta = 18,35^\circ, t = 210\text{mm}, D_{eq} = 1,24\text{ m}, v_{b4} = 10,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

A razão é $\frac{t}{D_{eq}} = 0,17$. Logo, $K_i = 0,1$.

$$\Delta H_{EG} = 2,5\text{ Pa}$$

Finalizando o estudo do escoamento no duto superior, tem-se que:

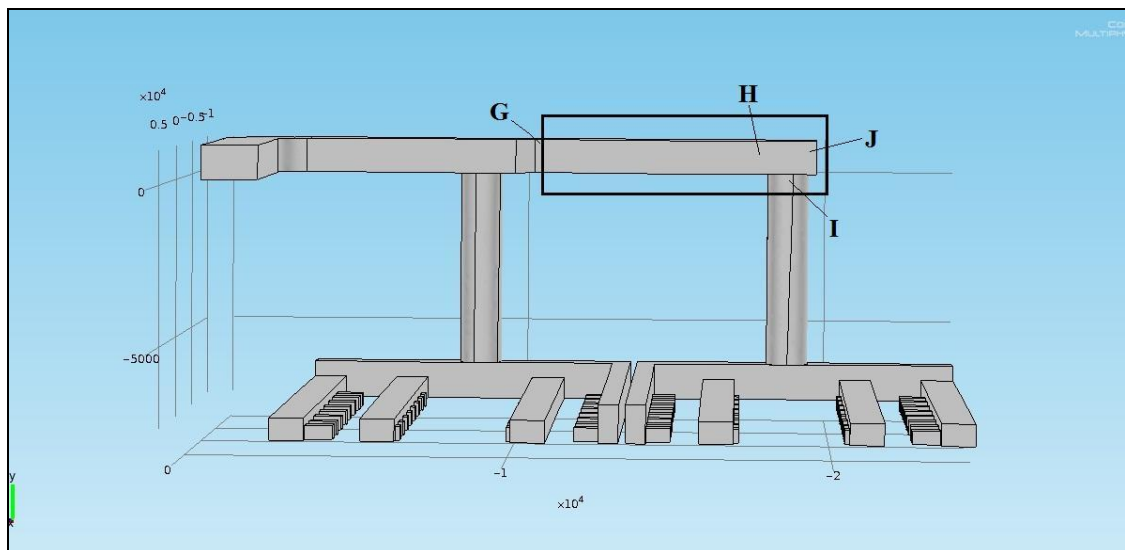


Figura 39. Trecho GH e HIJ

$$\text{Trecho reto GH: } \Delta H_{GH} = \frac{f L_{GH} v_{b4}^2}{D \cdot 2g} = 3,9\text{ Pa}.$$

Considerando o restante do trecho em T, a estimativa da velocidade na entrada do cilindro é feita com auxílio dos simuladores. Dessa forma, $v_{b5} = 15\text{ m/s}$.

$$\frac{Q_I}{Q_H} = \frac{A_I v_{b5}}{A_H v_{b4}} = \frac{1,52 \cdot 15}{2,41 \cdot 10,2} = 0,93$$

Aplicando-se o valor obtido na fig. 5.58: $K_{HI} = 1,2$ e $K_{HJ} = 0,3$.

As perdas de carga foram, respectivamente,

$$\Delta H_{HI} = 109,8 \text{ Pa} \quad \text{e} \quad \Delta H_{HJ} = 4,4 \text{ Pa}$$

O último trecho a ser estudado é o segundo cilindro, já representado na Figura 37.

O valor de K é o mesmo do primeiro cilindro (trecho DF). Assim,

$$\Delta H_{IK} = 5,8 \text{ Pa}$$

De forma resumida, os cálculos feitos são:

Nó	Tipo	Diâmetro (m)	Velocidade (m/s)	Reynolds	$U^2/2g$ (m)	K	Head loss (m)	Perda de carga (Pa)	Perda de carga acumulada (Pa)
AB	Tubo	1,37	12,4	3,50E+05	7,87	0,081	0,64	5,1	5,1
B	Cotovelo	1,37	12,4	3,50E+05	7,87	0,207	1,63	13,0	18,1
BC	Tubo	1,37	12,4	3,50E+05	7,87	0,056	0,44	3,5	21,6
CD	Junção T	1,50	8,5	2,67E+05	3,69	1,500	5,53	44,1	65,6
CE	Junção T	1,37	7,8	2,23E+05	3,10	0,300	0,93	7,4	29,0
DF	Tubo	1,50	8,5	2,67E+05	3,69	0,063	0,23	1,9	67,5
EG	Contração	1,24	7,8	2,02E+05	3,10	0,100	0,31	2,5	31,5
GH	Tubo	1,24	10,2	2,64E+05	5,31	0,093	0,49	3,9	35,4
HI	Junção T	1,50	12,0	3,76E+05	7,35	1,050	7,71	61,5	96,9
HJ	Junção T	1,24	6,0	1,56E+05	1,84	0,100	0,18	1,5	36,9
IK	Tubo	1,50	15,0	4,71E+05	11,48	0,063	0,73	5,8	102,7