

## **SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO DE AR EM UM TUBO DE VENTURI EM MOTORES DE VEÍCULOS DO TIPO FÓRMULA**

James Gomes Pereira (UNICAMP) E-mail: [james.gomes1397@gmail.com](mailto:james.gomes1397@gmail.com)  
Francisco Rafael Campos de Macedo (UFPI) E-mail: [francisco.campos@ufpi.edu.br](mailto:francisco.campos@ufpi.edu.br)  
Francisco de Assis da Silva Mota (UFRN) E-mail: [assis.mota@ufrn.br](mailto:assis.mota@ufrn.br)  
Antonio Bruno de Vasconcelos Leitão (UFPI) E-mail: [antoniobruno@ufpi.edu.br](mailto:antoniobruno@ufpi.edu.br)

**Resumo:** O presente trabalho tem como principal objetivo buscar melhores desempenhos dos Motores de Combustão Interna (MCI) na competição Fórmula Society of Automotive Engineers (SAE) por meio da análise do comportamento de alguns parâmetros do escoamento do ar ao longo de um tubo de Venturi. No entanto, é importante salientar que, em virtude das inúmeras aplicações desses dispositivos nos motores, essa análise em particular no escoamento, pode servir como referência para projetos posteriores. A competição Fórmula SAE impôs uma regra quanto à entrada de ar atmosférico nos motores utilizados na competição. O objetivo dessa regra é limitar a potência destes MCI por motivos de segurança, mas também representa um desafio para as equipes que devem projetar um sistema de admissão que reduza ao máximo a perda de carga associada à uma redução brusca de seção transversal no tubo de Venturi. O estudo foi desenvolvido para diferentes configurações geométricas desses tubos por meio de simulação computacional com o auxílio do software contendo o pacote Ansys/Fluent versão estudantil 2022 R1 através de Computational Fluid Dynamics (CFD). Esses pacotes permitem a solução de problemas envolvendo fluidodinâmica através dos Métodos dos Volumes Finitos (MVF) e utilização dos modelos de turbulência com a Média de Reynolds da Equação de Navier-Stokes (RANS). A modelagem da turbulência foi realizada através do modelo de duas equações K- $\epsilon$ . Os contornos de pressão e de velocidade encontrados nas simulações mostraram que a configuração geométrica do tubo de Venturi com os ângulos convergente e divergente de 12° e 3°, respectivamente, atingiu a máxima pressão de saída de 98,818 kPa com um coeficiente de recuperação de pressão de 0,9304 e, conseqüentemente, a menor perda de carga dentre os modelos analisados.

**Palavras-chave:** Tubo de Venturi, Turbulência, Fórmula SAE.

## **SIMULATION OF AIR FLOW IN A VENTURI TUBE IN FORMULA VEHICLE ENGINES**

**Abstract:** The main objective of the present work is to seek better performances of internal combustion engines in the Formula SAE (Society of Automotive Engineers) competition through the analysis of the behavior of some parameters of the air flow along a Venturi tube. However, it is important to point out that, due to the numerous applications of the Venturi tube, this particular analysis in the flow can serve as a reference for other later projects. The Formula SAE competition imposed a rule regarding the air intake of the engines used in the competition. The purpose of this rule is to limit engine power for safety reasons, but it also poses a challenge for teams that must design an intake system that minimizes the pressure drop associated with a sudden reduction in cross-section in the Venturi tube as much as possible. The study was developed through computer simulation and different geometric configurations were simulated with the software package Ansys/Fluent student version 2022 R1, which allows the solution of problems involving fluid dynamics through the finite volume method and using the equations of Navier-Stokes with Reynolds means (RANS). The turbulence modeling was performed using the two-equation model K -  $\epsilon$ . The pressure and velocity contours found in the simulations show that the geometric configuration with the converging and diverging angles of 12° and 3°, respectively, reached the maximum outlet pressure of 98,818 kPa with a pressure recovery coefficient of 0,9304 and, consequently, the lowest pressure drop among the analyzed models.

**Keywords:** Venturi Tube, Turbulence, SAE Formula.

## 1. Introdução

Os motores de combustão interna são máquinas térmicas cuja finalidade é converter a energia térmica proveniente da combustão da mistura ar-combustível em energia mecânica. As principais características de desempenho dessas máquinas estão diretamente ligadas à quantidade de massa de ar que é direcionada para os cilindros do motor de combustão interna. O sistema de admissão é responsável pelo controle de todo o fluxo de ar que é direcionado para os cilindros de tal forma que essas características de desempenho, tais como torque e potência, são fortemente impactados pela capacidade do sistema de admissão em alimentar as câmaras de combustão de forma eficiente e uniforme (HEYWOOD, 1988).

O projeto Fórmula SAE é uma competição organizada pela Sociedade de Engenheiros Automotivos que reúne estudantes de engenharia de vários países com o objetivo de projetar e construir veículos do tipo Fórmula (WAGHMARE *et al.*, 2016). A competição impõe uma regra específica em relação à entrada de ar nos motores utilizados, na qual é especificado através do regulamento que as equipes devem, obrigatoriamente, utilizar um dispositivo com uma restrição de 20 mm entre o corpo de borboleta e o sistema de admissão. Todo o fluxo de ar enviado para os cilindros deve passar por esse dispositivo, cujo objetivo principal é limitar a potência máxima dos motores por motivos de segurança (NORIZAN *et al.*, 2017). No entanto, a regra impõe um desafio aos estudantes, o projeto de um sistema de admissão de tal forma que reduza ao máximo a perda de carga associada a essa restrição. Dentre os dispositivos que possuem redução de seção transversal, o tubo de Venturi é o que possui a menor perda de carga associada, quando comparado, por exemplo, a uma placa de orifício. A equipe *Bull Racing Fórmula SAE* da Universidade Federal do Piauí analisou diferentes configurações geométricas do tubo de Venturi possuindo o menor diâmetro da seção transversal, conforme valor especificado pela regra da competição, com o objetivo de escolher aquele modelo que proporcionasse a máxima vazão mássica e a mínima queda de pressão.

O tubo de Venturi, ou medidor Venturi, pode ser definido como uma configuração tubular de diâmetro variável constituído da junção entre um bocal (parte convergente) e um difusor (parte divergente) unidos por uma restrição, na qual possui a menor área de seção transversal do tubo. Em consequência da variação dessa área da seção transversal, o escoamento de um determinado fluido ao longo desse tipo de dispositivo, pode apresentar fenômenos simples, como a conversão de energia cinética em outra forma de energia associada ao trabalho potencial das forças de pressão que atuam no escoamento. Isso pode ser facilmente explicado por meio da equação da continuidade e da equação de Bernoulli, mas também pode apresentar fenômenos extremamente complexos que contribuem para a perda de carga. Portanto, é importante ressaltar que, embora a perda de carga nesse tipo de dispositivo seja relativamente baixa, em virtude de alguns efeitos observados na camada limite e também devido ao gradiente adverso de pressão, a parte divergente do tubo de Venturi apresenta pontos de separação do escoamento e desordem no mesmo (COELHO *et al.*, 2006). Consequentemente, o movimento desordenado das partículas fluidas pode resultar em vórtices e o escoamento pode ser caracterizado como um escoamento turbulento.

O presente trabalho analisa diferentes configurações geométricas dos tubos de Venturi através de simulações computacionais utilizando CFD (*Computational Fluid Dynamics*) por meio do uso de software contido no pacote Ansys/Fluent versão estudantil 2022 R1. O principal objetivo das simulações foi observar os parâmetros do escoamento do ar na

parte divergente do tubo de Venturi. Em virtude dos efeitos causados pelo gradiente adverso de pressão e pelos efeitos viscosos na camada limite na região próxima às paredes do tubo, essa parte divergente torna-se a região mais crítica em relação à perda de carga. Ao observar os efeitos das mudanças na geometria dessa parte do Venturi, as características geométricas da seção convergente foram mantidas constantes. Foi possível também utilizar a metodologia RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) que consiste em analisar um conjunto de valores médios resultantes das equações de Navier-Stokes e da equação da continuidade. No entanto, aparecem alguns termos extras resultantes dos efeitos turbulentos que precisam ser modelados por meio da utilização de um modelo de turbulência específico (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). O modelo de turbulência adotado baseou-se no conhecido modelo *realizable k - ε*, cujo desempenho é superior ao modelo clássico.

## 2. Perda de carga associada à escoamentos internos

A perda de carga em escoamentos internos é resultante da soma de duas parcelas, a primeira denominada de perdas maiores que está associada ao atrito em escoamentos completamente desenvolvidos em tubos de área de seção transversal constante. Essa parcela de energia mecânica do escoamento é perdida devido à conversão irreversível de energia do fluido em energia térmica, que é dissipada para o meio externo por transferência de calor. Embora esse tipo de perda seja extremamente importante, o foco de estudo do presente trabalho está relacionado a segunda forma de perda de carga denominada de perdas menores. Ela está relacionada a escoamentos internos no qual é exigido a passagem do fluido por acessórios, como curvas, expansões e contrações graduais. O tubo de Venturi é um dispositivo com características geométricas onde as perdas menores merecem especial atenção, haja vista que o bocal representa uma contração gradual na área de seção transversal e o difusor é representado por uma expansão gradual, que pode proporcionar pontos de separação no escoamento e impactar fortemente na perda de carga (FOX *et al*, 2014 ).

### 2.1. Características geométricas das expansões e contrações no tubo de Venturi

A primeira parte do tubo de Venturi é formada por uma configuração geométrica proveniente de uma contração gradual de seção transversal também conhecida como bocal. Esse tipo de dispositivo promove uma redução de pressão no escoamento a partir do aumento de energia cinética. Consequentemente, existem perdas de carga associadas a essa contração, e elas são diretamente proporcionais ao coeficiente de perda de carga (K), conforme a Eq. (1).

$$h_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (1)$$

onde  $\bar{V}$  representa a velocidade média do escoamento e K denota o coeficiente de perda de carga.

Os valores dos parâmetros geométricos do bocal do tubo de Venturi foram escolhidos de modo a minimizar a queda de pressão. Além disso, a escolha também se baseou nos dados dos manuais da ASHRAE (*The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*), com o ângulo  $\theta = 24^\circ$  e a razão entre a área da entrada da restrição de 20 mm e a da entrada do bocal,  $A_2/A_1 = 0,25$ , como pode ser visto na Fig. 1. Como na parte convergente (região 1) não existe a presença de um gradiente adverso de pressão e a ocorrência de pontos de separação no escoamento próximo às paredes do tubo, os parâmetros geométricos foram mantidos constantes para melhor observar os efeitos das alterações desses parâmetros no difusor (região 3). Nessa parte do

dispositivo, em virtude dos efeitos combinados do gradiente adverso de pressão e dos efeitos predominantes do atrito viscoso na camada limite, as partículas fluidas podem ser forçadas a desacelerar de maneira que algumas delas próximas à parede do tubo de Venturi serão desaceleradas até o repouso e se desprenderão da superfície. No entanto, à medida que o gradiente adverso de pressão aumenta, essas partículas poderão se mover no sentido contrário ao escoamento, conforme mostrado na Fig. 2.

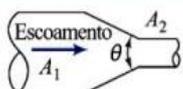
	Angulo Incluso, $\theta$ , Graus							
	$A_2/A_1$	10	15-40	50-60	90	120	150	180
	0,50	0,05	0,05	0,06	0,12	0,18	0,24	0,26
	0,25	0,05	0,04	0,07	0,17	0,27	0,35	0,41
	0,10	0,05	0,05	0,08	0,19	0,29	0,37	0,43

Figura 1: Coeficientes de perda de carga (K) para contrações graduais. Fonte: FOX *et al* (2014).

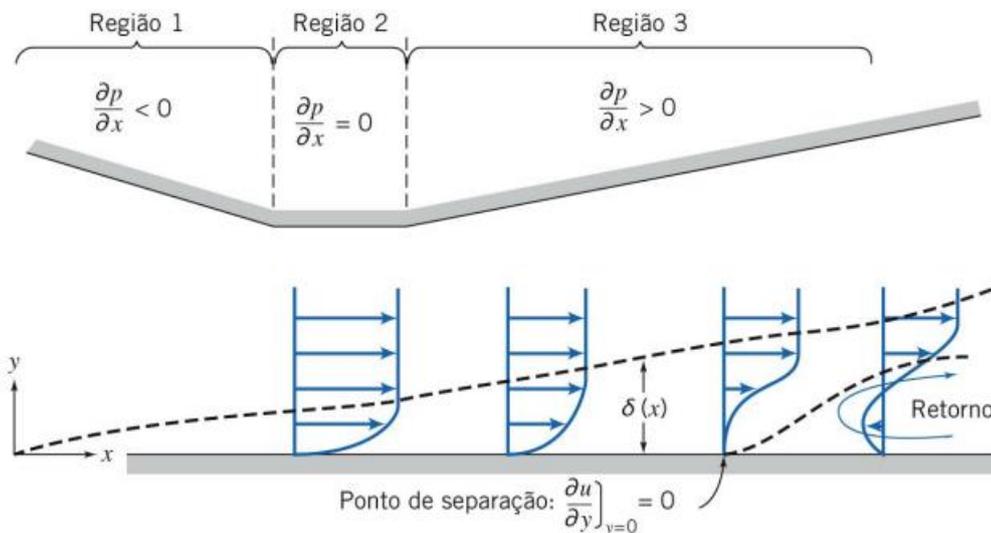


Figura 2: Escoamento em camada limite com gradiente adverso de pressão. Fonte: FOX *et al* (2014).

O fenômeno ilustrado na Fig. 2 é o principal responsável pelo surgimento da turbulência em difusores e deve ser evitado de modo a reduzir a perda de carga resultante devido aos efeitos dissipativos da turbulência. Normalmente, o surgimento de pontos de separação depende de algumas características do escoamento e das características geométricas do difusor. No entanto, quando o número de Reynolds é acima de  $5 \times 10^4$ , as características geométricas são as únicas responsáveis por esse fenômeno (BLEVINS, 1984). No difusor ocorre o processo contrário ao ocorrido no bocal, a parcela de energia convertida em energia cinética é convertida novamente em um aumento de pressão do escoamento. Porém, apenas uma parcela da energia cinética é convertida em aumento de pressão e essa parcela é representada por um coeficiente denominado coeficiente de recuperação de pressão,  $C_p$ , que representa a razão entre o aumento da pressão estática e a pressão dinâmica na entrada do difusor (FOX *et al.*, 2014). Portanto, quanto maior o coeficiente de recuperação de pressão, menor será a perda de carga associada aos efeitos da turbulência causados pelo gradiente adverso de pressão. Similar ao surgimento de pontos de separação em escoamentos nos difusores, o

coeficiente de recuperação de pressão também depende das características geométricas, conforme pode ser visto na Fig. 3.

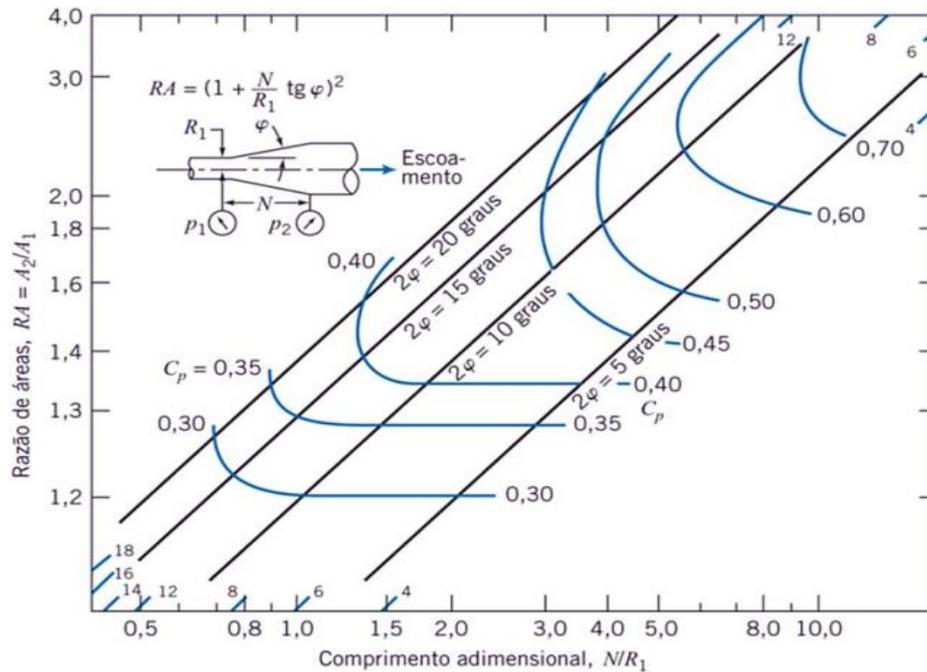


Figura 3: Recuperação de pressão em difusores cônicos. Fonte: FOX *et al* (2014).

As características geométricas do difusor do tubo de Venturi foram escolhidas baseadas nas informações apresentadas na Fig. 3. A partir de uma análise é possível concluir que a redução do ângulo  $\varphi$  e o aumento do comprimento  $N$  do difusor, tendem a favorecer a obtenção de valores mais elevados para o coeficiente de recuperação de pressão. Ademais, as características geométricas dos modelos analisados no presente trabalho também se basearam em outros trabalhos existentes na literatura que também analisou a queda de pressão em diferentes configurações geométricas de tubos de Venturi (VARMA *et al.*, 2018). Os dados referentes às características geométricas dos modelos utilizados nesse trabalho são mostrados na Tabela 1.

Tabela 1 – Características geométricas dos tubos de Venturi.

Modelos de Venturi	Ângulo do bocal ( $\theta/2$ )	Ângulo do difusor ( $\varphi$ )	Comprimento adimensional ( $N/R1$ )
Tudo de Venturi 1	12	9	6,3
Tubo de Venturi 2	12	6	9,5
Tubo de Venturi 3	12	3	19

Fonte: Autores (2024).

### 3. Modelagem matemática

A resolução do problema de escoamento de ar foi baseada no método de volumes finitos. O método é predominantemente empregado na solução de problemas de escoamento de fluidos e transferência de calor por apresentar algumas vantagens em relação a outros métodos numéricos, como o método de diferenças finitas e de elementos finitos. Uma das mais importantes vantagens do método de volumes finitos em relação aos demais métodos numéricos é o fato do mesmo satisfazer os princípios de conservação, pois a formulação do método é baseada no balanço de uma determinada propriedade em um volume de controle. Além disso, a solução de problemas de

escoamentos de fluidos envolve a solução de equações não lineares provenientes de termos convectivos como os que estão presentes nas equações de Navier-Stokes (FILHO, 2019). O princípio desse método consiste em dividir o domínio em volumes discretos, onde uma malha hexaédrica foi usada na discretização do domínio 3D, conforme visto na Figura 4.

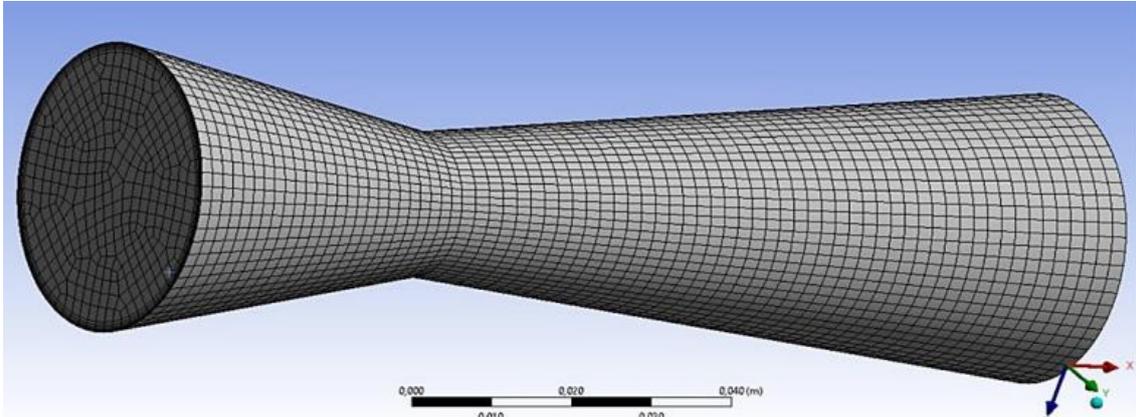


Figura 4: Discretização do domínio espacial 3D. Fonte: Autores (2024).

As simulações foram realizadas com a versão estudantil do pacote Ansys/Fluent 2022 R1 e por conta disso o software não permite um alto nível de refinamento da malha.

O escoamento do fluido sofre importantes efeitos próximo às paredes do tubo por conta do gradiente adverso de pressão e dos efeitos do atrito viscoso na camada limite. Como já mencionado, esses dois fenômenos atuam de forma conjunta no sentido de desacelerar as partículas fluidas e fazer com que elas se desprendam da parede do tubo resultando na formação de pontos de separação do escoamento. Um aspecto importante no que se refere ao refinamento de malhas é que o software Fluent disponibiliza um recurso específico chamado *inflation layers* que possibilita refinar a malha próximo às paredes do tubo, como pode ser visto na Figura 5. Essa é uma ferramenta que permite um adensamento de elementos prismáticos de forma paralela às paredes do tubo de Venturi e tem como objetivo captar melhor os efeitos decorrentes dos fenômenos responsáveis por desacelerar o fluido. Esse recurso é muito importante na avaliação da perda de carga, pois permite analisar de forma mais precisa os dois principais responsáveis pelo surgimento do fenômeno de turbulência em difusores.

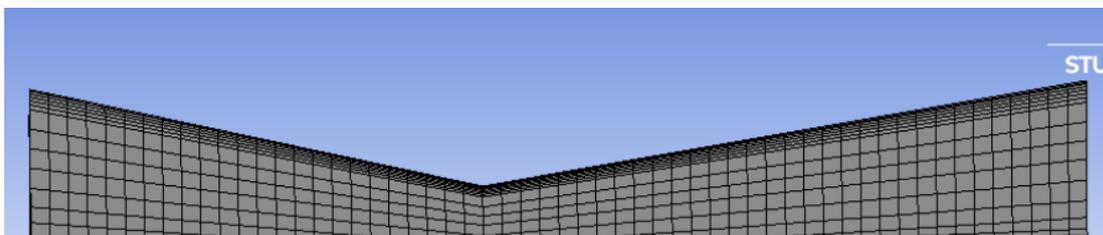


Figura 5: Refinamento da malha próximo à parede do tubo. Fonte: Autores (2024)

Em relação às condições de contorno utilizadas nas simulações, utilizou-se a pressão atmosférica como condição de contorno de entrada com o valor equivalente a 101325 Pa. Esse é um valor aceitável para a condição de entrada, tendo em vista que a entrada

do tubo de Venturi está submetida à pressão atmosférica. Como o objetivo do trabalho é avaliar a máxima perda de carga associada ao escoamento do ar no tubo de Venturi, logo foi obtida a vazão mássica máxima. O escoamento foi considerado como isentrópico e o ar considerado como um gás ideal. Dessa forma, foi calculada a vazão mássica máxima por meio da Eq. (2).

$$\dot{m}_{max} = A_* P_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \quad (2)$$

Onde  $A_*$  representa a área da seção transversal do restritor de 20 milímetros,  $P_0$  e  $T_0$  são a pressão de estagnação e temperatura de estagnação na entrada do tubo de Venturi, respectivamente. A velocidade de entrada do ar pode ser considerada pequena ao ponto de ser possível considerar a temperatura e a pressão de estagnação aproximadamente iguais à temperatura e pressão ambiente.  $k$  representa a relação entre calores específicos à pressão e volume constantes e  $R$  é a constante dos gases ideais. Portanto,  $\dot{m}_{max} = 0,0743 \text{ kg/s}$  representa a máxima vazão mássica de ar no tubo de Venturi.

### 3.1. Equações governantes

Na sua grande maioria, os escoamentos encontrados na natureza e numa grande variedade de aplicações industriais são turbulentos. Dessa forma, se faz necessário a busca por uma melhor compreensão do fenômeno de turbulência. Entretanto, para isso é extremamente importante compreender de forma clara as equações que regem o movimento de um fluido em um escoamento turbulento. O escoamento de fluidos é governado pelas equações da continuidade, conservação da quantidade de movimento e conservação de energia, que podem ser escritas, respectivamente, da seguinte forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho U_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho g_i \quad (4)$$

$$\frac{\partial (\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho c_p U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \left( \frac{\partial P}{\partial T} + U_j \frac{\partial P}{\partial x_j} \right) + \rho \Phi + S \quad (5)$$

As Equações (3), (4) e (5) são provenientes da equação geral de conservação ou equação de transporte que representa o balanço de uma determinada propriedade em um elemento finito de volume de fluido. Nessas equações,  $\rho$ ,  $P$  e  $g_i$  são, respectivamente, a massa específica do fluido, a pressão, a componente do vetor aceleração da gravidade; e  $S$  é um termo fonte. Além disso,  $U_j$  representa as componentes de velocidade,  $c_p$ ,  $k$  e  $T$  são os valores de calor específico à pressão constante, condutividade térmica e da temperatura do fluido, respectivamente. Na Equação (2), o termo  $\tau_{ij}$  representa o tensor de tensões, que é diretamente proporcional à viscosidade dinâmica. Os primeiros e os segundos termos do lado esquerdo das Eq. (3), (4) e (5) representam, respectivamente, a taxa de variação no tempo da propriedade conservada e a taxa líquida na qual a propriedade deixa o volume de controle em virtude do movimento do fluido (termo convectivo). Nas Equações (4) e (5), o primeiro termo do lado direito representa a taxa de aumento da propriedade conservada devido a difusão (termo difusivo). Os dois

últimos termos da Eq. (4) representam a força líquida de pressão e a força gravitacional exercida sobre o fluido por unidade de volume, respectivamente. O segundo e terceiro termo da Eq. (5) representam as taxas líquidas de conversão, irreversível, de energia na forma de trabalho por compressão e trabalho mecânico em energia térmica, respectivamente. Toda a parcela de energia convertida em energia térmica em virtude dos efeitos das tensões viscosas presentes no escoamento é representada pela função dissipação  $\Phi$ , que pode ser definida por meio da Eq. (6).

$$\Phi = 2\mu \left( S_{ij}S_{ij} - \frac{S_{kk}^2}{3} \right) \quad (6)$$

Onde  $\mu$  representa a viscosidade dinâmica,  $S_{ij}$  é a parcela do tensor de deformação relacionado às tensões viscosas e  $S_{kk}$  é a parcela do tensor de deformação relacionado à tensão hidrostática que atua no elemento fluido. O primeiro termo da Equação 3.4 está relacionado à dissipação devido à deformação angular e linear e o segundo termo está associado à dilatação volumétrica do fluido.

### 3.2. Modelagem da Turbulência

Além de compreender as equações que regem o escoamento de um fluido é fundamental tentar compreender o fenômeno de turbulência, pois, mesmo que ainda seja um fenômeno no qual não se compreende totalmente e não esteja explícito nas equações de conservação, a turbulência é predominante nos escoamentos. Embora não seja possível observá-la diretamente nas Eq. (3), (4) e (5) os seus efeitos estão presentes e podem ser observados através de simulação por DNS (Direct Numerical Simulation). No entanto, para que esses efeitos sejam observados, é necessária uma discretização do domínio que exige uma malha com um alto nível de refinamento e os recursos computacionais disponíveis ainda não permitem esse nível de refinamento para a maior parte das aplicações práticas. Ademais, o fenômeno de turbulência é caracterizado por flutuações no campo de velocidade em uma ampla gama de escalas de modo que algumas podem ser de pequenas escalas e altas frequências de tal forma a tornar o custo computacional da solução extremamente alto (FILHO; MOUNSIF, 2008). Com objetivo de reduzir o custo computacional e tornar viável a simulação de problemas que envolvem escoamentos turbulentos, Reynolds (1842-1912), propôs caracterizar um fluxo turbulento a partir da soma dos valores médios das propriedades de fluxo e a intensidade das flutuações turbulentas, como pode ser visto na Eq. (7).

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (7)$$

O método de decomposição de Reynolds consiste em representar o valor instantâneo da propriedade  $\phi$  como a soma de uma componente média  $\bar{\phi}$  e uma componente flutuante que denota os efeitos causados pela turbulência. Portanto, aplicando a decomposição de Reynolds às Eq. (3) e (4) é possível escrever as equações de conservação da massa e quantidade de movimento, respectivamente, da seguinte forma:

$$\frac{\partial (\rho \bar{U}_j + \bar{\rho} u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (8)$$

$$\bar{\rho} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{\rho} \bar{U}_j \frac{\partial (\bar{U}_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_i} - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \bar{\rho} g_i + \frac{\partial \tau_{ij}'}{\partial x_j} \quad (9)$$

As Equações 8 e 9 são muito semelhantes às Equações 3 e 4. Contudo, em virtude da aplicação da decomposição de Reynolds, as equações de conservação de massa e de quantidade de movimento foram escritas em função dos valores médios das propriedades do fluxo turbulento. Além disso, surgiram novos termos que estão associados aos valores das flutuações das propriedades. Na Equação 8, surgiu um termo adicional resultante das flutuações de massa específica e de velocidade. Na Equação 9, referente à equação de conservação de quantidade movimento, surgiu um novo termo resultante das flutuações no campo do escoamento que pode ser escrito conforme a Equação 3.8.

$$\frac{\partial \tau'_{ij}}{\partial x_j} = - \left[ \frac{\partial \overline{\rho U'_i}}{\partial} + \frac{\partial}{\partial} \left( \overline{\rho U'_i U'_j} + U_i \overline{\rho U'_j} + \overline{U_j \rho U'_i} + \overline{\rho U'_i U'_j} \right) \right] \quad (10)$$

O termo  $\tau'_{ij}$  na Eq. (10), representa tensões extras resultantes das flutuações no campo do escoamento e definem os elementos do tensor de tensões turbulentas conhecidas como tensor de Reynolds. Dessa forma, as tensões de um escoamento são intensificadas em regime turbulento. Conseqüentemente, a dissipação de energia cinética em energia térmica é intensificada pelos efeitos do fenômeno de turbulência. Essas tensões foram inicialmente descritas por Reynolds e posteriormente, Boussinesq em 1877, propôs que a tensão turbulenta seria diretamente proporcional ao gradiente de velocidade do escoamento médio, semelhante ao que ocorre com a taxa de cisalhamento em um fluido newtoniano.

Os termos adicionais provenientes das flutuações no campo do escoamento fazem com que o número de incógnitas seja superior ao número de equações, sendo necessário a introdução de novas equações que relacionem as variáveis médias às variáveis instantâneas para a solução de escoamentos turbulentos. Portanto, optou-se por escolher o modelo de turbulência de duas equações *realizable*  $k-\varepsilon$ , tendo em vista o seu desempenho superior em relação ao modelo clássico proposto por Harlow e Nakayama (1972), sobretudo na simulação de escoamentos que envolvem gradientes adversos de pressão, pontos de separação e recirculação. Além disso, no modelo *realizable*  $k-\varepsilon$ , a viscosidade turbulenta, associada às tensões turbulentas, é calculada por um método aprimorado em relação ao modelo clássico de turbulência (SHAHEED *et al.*, 2019).

#### 4. Resultados e discussões

Conforme mencionado anteriormente, a região do escoamento correspondente a parte divergente do tubo de Venturi pode apresentar fenômenos extremamente complexos em virtude da escolha dos parâmetros geométricos do difusor. Nessa região, as partículas fluidas são desaceleradas pela ação conjunta do gradiente adverso de pressão e das forças viscosas, resultando no aumento da camada limite. À medida que o escoamento se desenvolve na parte divergente, o valor do gradiente adverso de pressão pode aumentar de tal forma que as partículas fluidas serão de fato levadas ao repouso e forçadas a afastar-se da superfície do Venturi, resultando em um comportamento caótico do escoamento.

Em virtude da redução gradual na área da seção transversal na entrada, a pressão do escoamento tende a diminuir de forma a alcançar seu valor mínimo na restrição de 20 milímetros. Embora o difusor promova uma recuperação da pressão, não é possível recuperá-la toda em relação à pressão de entrada no Venturi, pois parte da energia

cinética do escoamento é dissipada de forma irreversível.

As Figuras 6, 7 e 8 denotam os resultados para os contornos de pressão e contornos de velocidade para três diferentes configurações de tubos de Venturi. É importante ressaltar que, conforme a lei de conservação da massa e a equação de Bernoulli, ocorrem conversões de energia associada ao trabalho potencial das forças de pressão em energia cinética, em virtude da variação da área de seção transversal do tubo de Venturi. Além das conversões de energia cinética e pressão, ocorrem também fenômenos que não podem ser previstos por essas leis de conservação, pois o surgimento de tais fenômenos está associado à algumas características geométricas do difusor e aos efeitos do atrito viscoso predominantes na camada limite.

As Figuras 6(a), 7(a) e 8(a) representam a variação de pressão ao longo dos diferentes modelos de configurações geométricas dos tubos de Venturi. Através da análise dos contornos de pressão, é possível notar uma correlação entre o comportamento caótico das partículas fluidas no escoamento de ar em cada modelo específico e a recuperação da pressão na parte divergente. Quanto mais acentuados os efeitos do fenômeno de turbulência, menor a pressão de saída.

Pelas Figuras 6(b), 7(b) e 8(b), é possível observar as linhas de corrente do escoamento para diferentes configurações geométricas de tubos de Venturi. As linhas de corrente ilustram a trajetória percorrida pelas partículas fluidas em um escoamento em regime permanente. O comportamento das partículas fluidas torna-se menos caótico à medida que o ângulo do difusor diminui e o comprimento adimensional aumenta, haja visto que o valor do gradiente adverso de pressão é reduzido. Essa afirmação pode ser confirmada a partir da observação das linhas de corrente do escoamento de ar do tubo de Venturi 3, conforme a Figura 8(b).

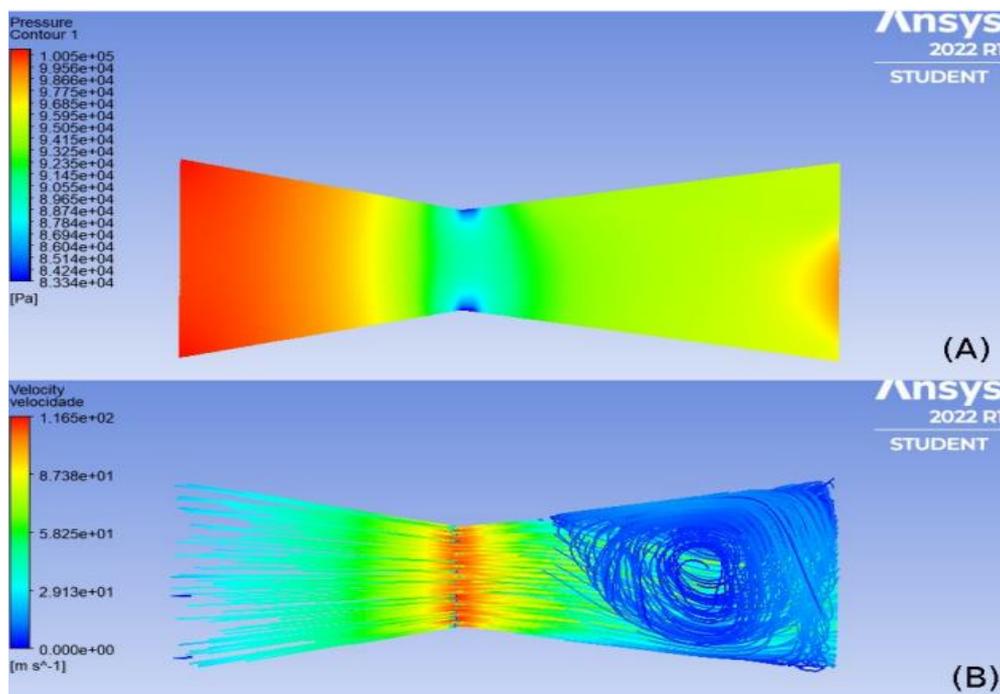


Figura 6: Distribuição de pressão (a) e linhas de corrente (b) no tubo de Venturi 1. Fonte: Autores (2024).

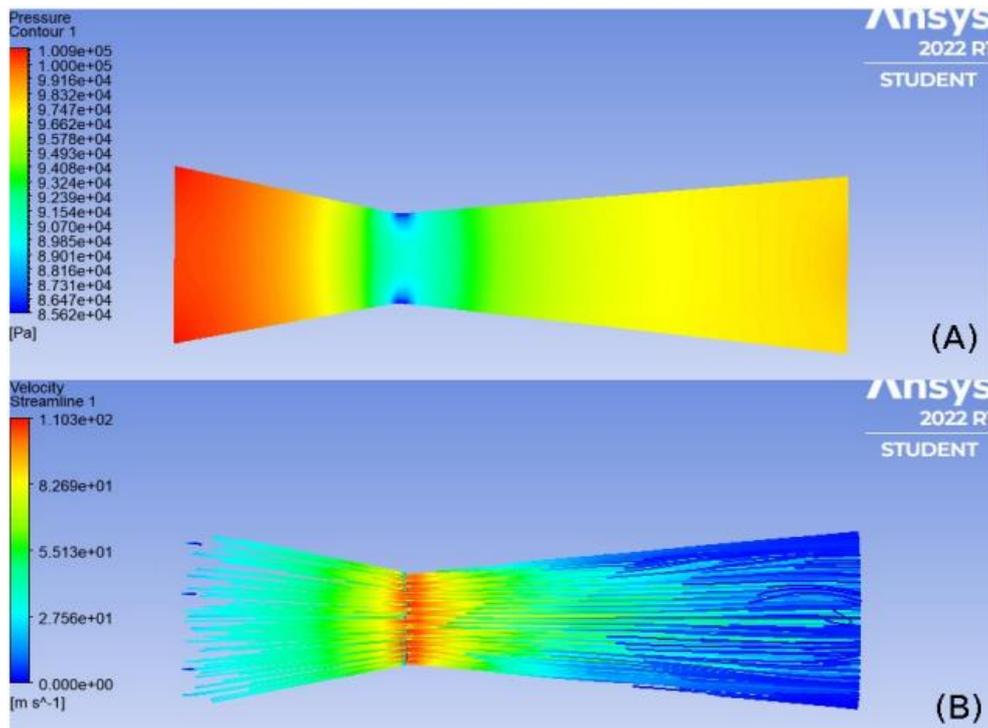


Figura 7: Distribuição de pressão (a) e linhas de corrente (b) no tubo de Venturi 1. Fonte: Autores (2024).

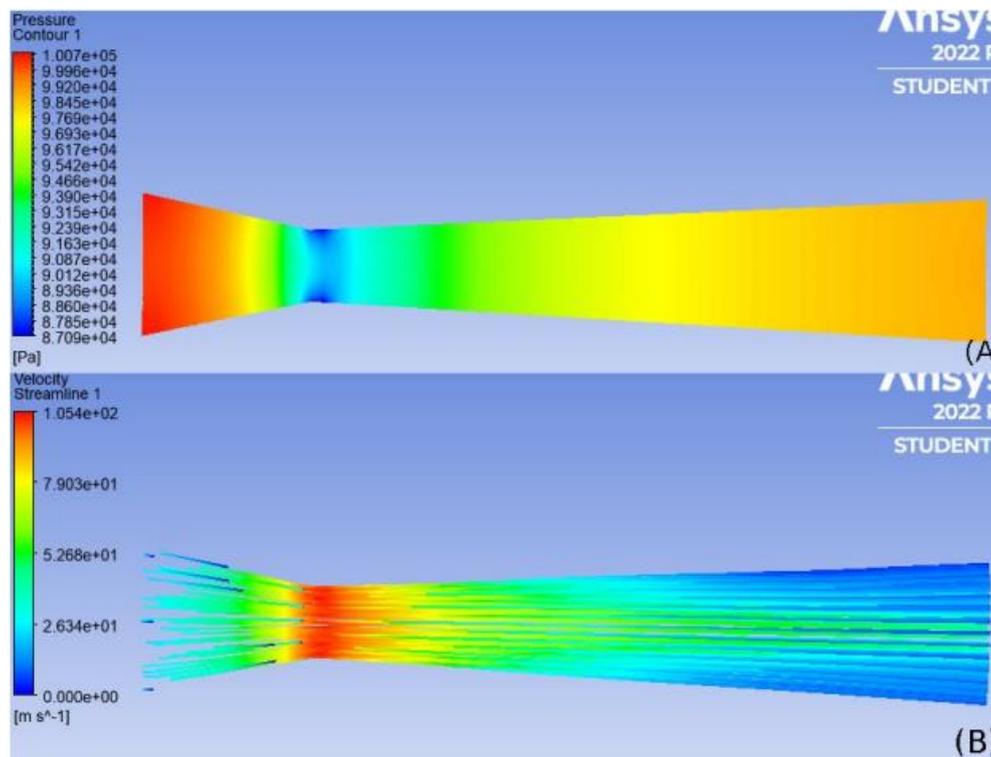


Figura 8: Distribuição de pressão (a) e linhas de corrente (b) no tubo de Venturi 1. Fonte: Autores (2024).

A correlação entre o fenômeno da turbulência e as características geométricas de cada modelo de Venturi fica ainda mais nítida ao observar os campos de distribuição da energia cinética turbulenta no tubo de Venturi 1 e 3, como pode ser visto na Figura 9.

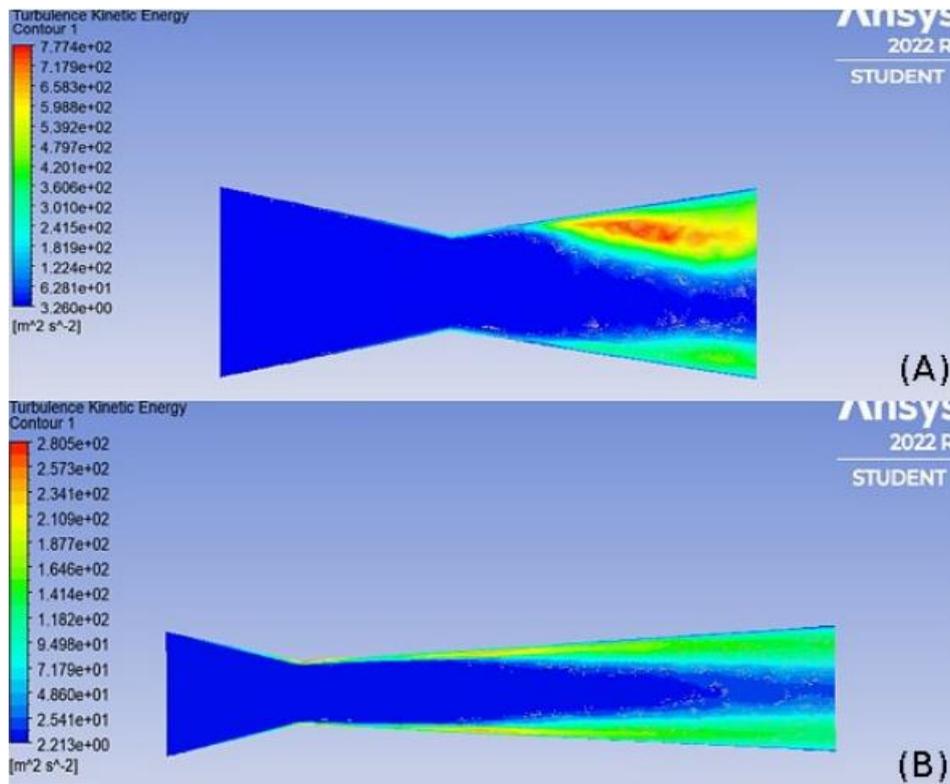


Figura 9: Comportamento da energia cinética turbulenta durante o escoamento no tubo de Venturi 1 (a) e no tubo de Venturi 3 (b).

É possível observar que na região divergente do tubo de Venturi 1, os valores para a energia cinética turbulenta são extremamente elevados em relação ao tubo de Venturi 3. Esse resultado apresenta concordância com os resultados apresentados nas Figuras 6 e 8, pois o escoamento do ar no difusor do Venturi 1 apresenta um comportamento caótico com a presença de vórtices que contribuem para o surgimento da energia cinética turbulenta.

## 5. Conclusão

Um estudo numérico sobre o escoamento de ar em diferentes configurações geométricas de tubos de Venturi utilizados em veículos do tipo Fórmula foi realizado com o objetivo de avaliar a queda de pressão associada à escolha das características geométricas dos modelos. O estudo consistiu na simulação computacional do escoamento em três modelos de tubos de Venturi com diferentes características geométricas de difusor. Essas geometrias da parte convergente foram escolhidas com o intuito de proporcionar a menor perda de carga possível nessa região do escoamento, assim como as características geométricas da parte divergente foram escolhidas com o objetivo de evitar o surgimento de pontos de separação do escoamento de modo a proporcionar a máxima vazão mássica e o mínimo de perda de carga. As condições de contorno foram as mesmas, nas simulações dos três modelos de tubo de Venturi.

Por meio das simulações computacionais foram obtidos os contornos de pressão e de velocidade que possibilitaram analisar a influência das características geométricas do tubo de Venturi no escoamento de ar. Os resultados obtidos para a variação de pressão e de velocidade foram concordantes com a lei de conservação de massa e a equação de

Bernoulli, pois a redução e expansão da área da seção transversal associada às partes convergente e divergente do tubo de Venturi, respectivamente, provocaram conversões de energia associada ao trabalho potencial das forças de pressão e de energia cinética. Dessa forma, o escoamento atingiu seus valores máximo de velocidade e mínimo de pressão na restrição de 20 milímetros.

A visualização do escoamento por meio das linhas de corrente permitiu identificar um comportamento caótico das partículas fluidas principalmente no tubo de Venturi 1 com o ângulo do divergente igual  $18^\circ$  e um comportamento ordenado das mesmas no tubo de Venturi 3 com o ângulo do divergente igual a  $6^\circ$ . Esses resultados concordam com os resultados obtidos por Coelho *et al.* (2006). Portanto, quanto maior o ângulo do difusor de um tubo de Venturi mais acentuados serão os efeitos do fenômeno de turbulência no escoamento. Entretanto, é importante salientar que, a redução do ângulo do difusor está limitada tanto às restrições de espaço impostas pelo regulamento da competição como também pelo aumento das perdas maiores correspondentes ao aumento do atrito em virtude da maior extensão do tubo de Venturi. Os valores obtidos dos coeficientes de recuperação de pressão mostram que a partir de um determinado valor, a redução do ângulo  $\phi$  e o conseqüente aumento do comprimento do difusor  $N$ , não promovem aumento expressivo do valor do coeficiente de recuperação de pressão. Isto é, embora a redução desse ângulo reduza os efeitos provenientes do fenômeno da turbulência, o aumento demasiado do comprimento pode resultar em perdas expressivas devido ao aumento do atrito das partículas fluidas com as paredes do tubo de Venturi.

### Referências

- BLEVINS, D. R. *Applied Fluid Dynamics Handbook*. England: Van Nostrand Reinhold Company, 1984.
- COELHO, J. G.; JUNIOR, A. C. P. B.; NOLETO, L. *Escoamento turbulento em difusores cônicos - simulações transientes*. Rio de Janeiro: 2006.
- FILHO, A. F. C. *Método de Volumes Finitos Aplicado à Condução de Calor uma abordagem com Python*. São Luis: Edição do Autor, 2019.
- FOX, R.; MCDONALD, A.; PRITCHARD, P. J. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. Rio de Janeiro: LTC, 2014.
- HEYWOOD, B. J. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988.
- NORIZAN, A.; RAHMAN, M. T. A.; AMIN, N. A. M.; BASHA, M. H.; ISMAIL, M. H. N.; HAMID, A. F. *A Study of intake manifold for Universiti Malaysia Perlis automotive racing team formula student race car*. Journal of Physics: Conference Series, v. 908, n. 1, p. 0–8, 2017.
- SHAHEED, R.; MOHAMMADIAN, A.; KHEIRKHAH GILDEH, H. *A comparison of standard  $k-\epsilon$  and realizable  $k-\epsilon$  turbulence models in curved and confluent channels*. Environmental Fluid Mechanics, Springer Netherlands, v. 19, n. 2, p. 543–568, 2019.
- VARMA, N. R.; SANKET, K.; VISHAL, N.; AKSHAY, N.; KUMAR, A. *Design and CFD Analysis of Automobile air*. Internal Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, v. 7, n. 4, p. 3423–3430, 2018.
- VERSTEEG, H. K. & MALALASEKERA, W. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. England: Pearson Education Limited, 2007.
- WAGHMARE, S. N.; KAREKAR, N. S.; KARANDE, P. P.; PANDHARE, S. B. *Design Analysis for Intake System of Formula SAE Car*. International Journal of Engineering Technology Management and Applied Sciences, v. 4, n. 2, p. 2349–4476, 2016