

# ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO DE AR EM COLETOR DE ADMISSÃO DE MOTOR DE VEÍCULO FORMULA SAE

Rafael Hauckewitz Todaro <sup>1</sup>; Joseph Youssif Saab Júnior <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Aluno de Iniciação Científica, Instituto Mauá de Tecnologia (CEUN-IMT);

<sup>2</sup> Coordenador, Curso de Engenharia Mecânica, IMT.

## Resumo

O trabalho consiste no estudo detalhado do escoamento interno de um coletor de admissão utilizado em motor de combustão interna. O estudo é desenvolvido utilizando técnicas experimentais e numéricas para avaliar e visualizar parâmetros importantes do escoamento, tais como linhas de corrente e campos de velocidade, permitindo identificar a presença de problemas e a proposição de melhorias para o aumento da eficiência volumétrica do motor. A simulação numérica considera aspectos como rugosidade superficial e turbulência da corrente de ar na modelagem, produzindo um modelo numérico realista.

Palavras-Chave: Coletor de Admissão, Eficiência Volumétrica, Simulação Numérica.

## Introdução

Tendo como princípio de funcionamento dos motores de combustão interna (MCIs) a conversão da energia química presente no combustível em energia mecânica, utiliza-se ar atmosférico como comburente para o desenvolvimento da reação de combustão. A queima da mistura ar-combustível é realizada nos cilindros, mais especificamente na câmara de combustão, sendo necessária a presença de componentes que direcionem e controlem o fluxo de ar da atmosfera para dentro do motor de forma a minimizar as perdas de transporte. Tais componentes formam o sistema de admissão e são, em geral, o filtro de ar o duto inicial de admissão, a válvula borboleta, o coletor de admissão e a válvula de admissão. A Figura 1 mostra um esquema simplificado da organização do sistema, ilustrando os elementos mencionados e destacando a posição do coletor.

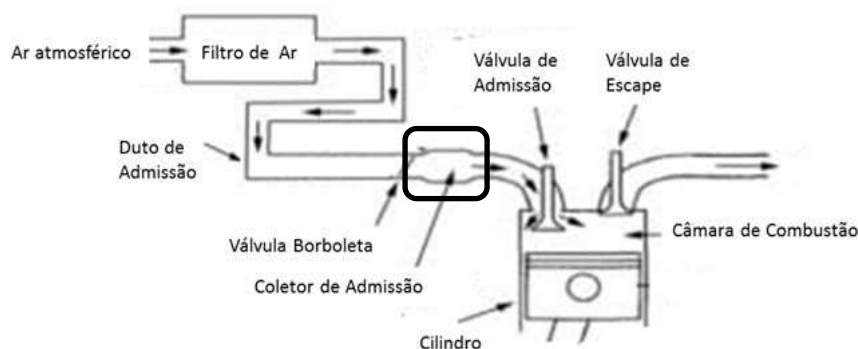


Figura 1 - Esquema do sistema de admissão de um MCI.

O sistema de admissão, portanto, é responsável por transportar o ar até a câmara de combustão com as menores perdas possíveis, promovendo aceleração e desaceleração próximas de isentrópica, ou seja, com a menor perda de carga e menor aumento de temperatura possível. Deste modo, o coletor é responsável pela maximização da eficiência volumétrica do MCI, que, de acordo com Equação 1, concorre para definir a eficiência global do motor.

$$\eta_T \cdot \eta_M \cdot \eta_V = \eta_G \quad (1)$$

Sendo assim, a contribuição da eficiência volumétrica deve ser mensurada a título de avaliar a significância deste parâmetro no rendimento global do motor. Por conta desta necessidade, Heyhood (1988) estima a eficiência volumétrica através da Equação 2, que considera além das grandezas associadas à geometria do motor e à sua rotação, a vazão mássica de ar que adentra aos cilindros.

$$\eta_V = \frac{2 \dot{m}}{\rho_0 V_D N} \quad (2)$$

A importância do coletor para a eficiência volumétrica fica evidenciada ao examinar a Equação 2, quando se nota que ele é o responsável pela vazão em massa que alcança o motor, ou seja, pelo numerador da expressão mostrada acima. Deste modo, quanto melhor for o desenho do coletor, maior a vazão em massa que irá chegar ao motor.

A complexidade de seu desenho é composta ainda pelo caráter transiente do motor que alimenta, que impõe condições de pressão cíclicas na saída e também pela diferença de comprimento entre os ramais do coletor que alimentam os diferentes cilindros do motor. O coletor controla ainda a inércia da massa de ar de admissão que encontra a válvula de admissão ora no estado aberto, ora no estado fechado. Sendo assim, segundo Guimarães (2008), como forma de aumentar a massa de ar aspirada e, conseqüentemente, aumentar o rendimento volumétrico, cabe ao coletor de admissão garantir o caminho de menor resistência para o ar que se desloca entre a pressão atmosférica e a pressão no cilindro, quando este se encontra no ponto morto inferior (PMI).

Tendo em vista a influência dos coletores de admissão no desempenho dos MCIs, o presente trabalho consiste no estudo do escoamento interno de um coletor utilizado no carro de competição FSAE (utiliza motor de Ciclo Otto, quatro tempos, com aspiração natural, e possui quatro cilindros equipados com injeção eletrônica, tipo MPFI – *Multi Point Fuel Injection*), com o uso de técnicas que englobam CFD (*Computational Fluid Dynamics*) e experimentos de bancada.

O estudo foi realizado em regime permanente e tem por objetivo tanto avaliar a homogeneidade do escoamento, como propor melhorias geométricas para aumentar a eficiência volumétrica do motor através da maximização do fluxo de ar pelos ramais.

## **Revisão Bibliográfica**

### Coletor de Admissão

O coletor de admissão recebe o ar atmosférico já livre do material particulado, através da conexão do duto de admissão com a válvula borboleta, conforme visto na Figura 1. Como consequência desta configuração, tanto a turbulência do fluido admitido, como a velocidade e pressão nas seções de entrada e saída do coletor, sofrem influência direta dos membros que constituem o sistema de admissão. Dentre estas grandezas, a turbulência da corrente de ar na entrada do coletor depende de vários fatores, sendo um deles a presença da válvula borboleta, que além de definir este parâmetro através da sua posição angular, controla a vazão de ar aspirada pelo motor.

Em meio a estas considerações, o coletor de admissão tem como uma de suas funções a de garantir a uniformidade da vazão entre todos os cilindros, propiciando a mesma quantidade de ar aspirada em cada um deles. Deste modo, a uniformidade entre os fluxos de ar dos diferentes ramais é obtida, evitando variações no comportamento das curvas de pressão e, conseqüentemente, o aumento da amplitude da vibração oriunda do motor. Segundo Souza (2010), cabe à geometria do coletor atender esses requisitos em qualquer condição de operação, sendo esta marcha lenta, carga parcial ou plena carga.

Como forma de atender às condições supracitadas, Winterbone e Pearson (1999) propuseram um modelo básico de coletor de admissão, apresentado na Figura 2, que deve ser

utilizando em motores equipados com o sistema de injeção MPFI (modelo de injeção eletrônica em que o combustível é injetado de forma individual em cada cilindro). O modelo ilustrado evidencia os elementos que o compõe, além sua disposição com relação ao bloco do motor

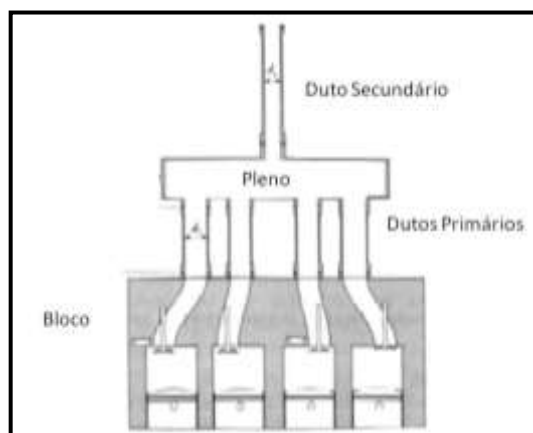


Figura 2 - Ilustração de um coletor de admissão utilizado em MCI.

#### Influência dos dutos e das câmaras intermediárias no escoamento e na eficiência volumétrica

A geometria do coletor de admissão é composta por dutos e câmara(s) intermediária(s), conforme visto na Figura 2. Cada um destes elementos apresenta influência peculiar sobre o escoamento, o que remete diretamente à necessidade de dimensioná-los, tanto sob o aspecto geométrico (devido ao espaço restrito para alocação nos cofres de motores veiculares, por exemplo), quanto do desenvolvimento do escoamento em si (mais próximo possível do isentrópico, distribuído uniformemente nos cilindros).

O duto secundário (também conhecido como restritor) realiza a conexão do pleno com o corpo de borboleta e é responsável pelo controle da quantidade de massa de ar que entra no coletor. Além disso, o comprimento e diâmetro deste duto apresenta influência significativa no grau de enchimento do motor, apresentando relação direta com a eficiência volumétrica, torque e potência do motor, consequentemente (SODRÉ, COSTA e SILVA, 2008).

Com relação ao pleno, trata-se de uma câmara intermediária que tem a função de recuperar a pressão perdida devido ao movimento de entrada do escoamento e de contribuir com o aumento da massa de ar aspirado através da alta pressão de estagnação (quando comparada à pressão do cilindro). Por isso é caracterizado como a região de pressão mais alta próxima do motor, de modo que, se devidamente dimensionado, contribui positivamente com a elevação do rendimento volumétrico dos motores aspirados naturalmente, segundo Brunetti (2012). Além de tais aspectos, assume o papel de ressonador de ondas acústicas, atenuando os fenômenos de natureza pulsativa provenientes do escoamento transiente.

Os dutos primários (também conhecido como *runners*) são responsáveis pela conexão do pleno com os cilindros e têm sua função destinada a distribuir para eles o ar de modo uniforme e com turbulência adequada, uma vez que os movimentos rotacionais do escoamento dentro dos cilindros (*swirl*, *tumble* e *squish*) podem ser desenvolvidos, também, pela contribuição do duto primário. A turbulência mencionada é necessária para garantir a maior homogeneidade da mistura ar-combustível nos cilindros, o que justifica o fato do injetor de combustível ser instalado neste componente (aproveita-se da turbulência presente no duto primário para contribuir com a mistura do combustível com ar).

Com relação ao dimensionamento, Singh (2014) destaca que o comprimento e o diâmetro dos *runners* devem ser cuidadosamente determinados, uma vez que, tratando-se do escoamento transiente, ambos apresentam considerável relação com o efeito das ondas de pressão sobre a eficiência volumétrica do motor.

Vale salientar que em MCIs a geometria dos condutos presentes no coletor de admissão, além de possuir relação com a massa de ar presente na câmara de combustão, apresenta necessidade de ser modelada para minimizar as perdas de pressão no escoamento. Isso pode ser obtido, quando as perdas de carga entre os ramais forem baixas e mantidas em equilíbrio.

### Perdas de pressão na admissão

O fluxo de ar que percorre o sistema de admissão até a entrada do cilindro sofre a influência das forças de pressão, atrito e inerciais, cuja importância relativa à cada uma delas é determinada pela velocidade do escoamento e pela geometria dos elementos que compõe este sistema. Deste modo, a presença dessas forças no escoamento é marcada pelo gradiente de pressão gerado em cada componente do sistema de admissão, o que remete diretamente à sua influência na eficiência volumétrica do motor, uma vez que a diferença de pressão entre o cilindro e a atmosfera é o que promove a aspiração de ar.

Segundo Heywood (1988), a perda de pressão total pode ser estimada através da soma das perdas por atrito em cada componente, sendo estas calculadas individualmente por meio da Equação 3, que mensura este parâmetro através da Equação de Bernoulli. O escoamento é considerado em regime permanente, o que possibilita o cálculo da velocidade local  $v_j$  utilizando a Equação 4 (Equação da Conservação da Massa).

$$\Delta P_j = \xi_{adm} \rho_0 v_j^2 \quad (3)$$

$$v_j A_j = \overline{S_p} A_p \quad (4)$$

Através das expressões mostradas acima, o valor da pressão no cilindro durante a etapa de admissão do motor pode ser determinado pela Equação 5, que utiliza a soma das perdas locais, a velocidade média do pistão e grandezas atreladas à geometria.

$$p_{atm} - p_{cil} = \rho_0 \overline{S_p}^2 \sum \xi_{adm} \left( \frac{A_p}{A_j} \right)^2 \quad (5)$$

A importância da geometria dos componentes do sistema de admissão para a eficiência volumétrica fica novamente evidenciada. A análise da equação acima permite verificar que a redução das perdas por atrito diminui a diferença de pressão gerada entre a atmosfera e o cilindro, de modo que a massa de ar presente no volume deslocado pelo pistão seria mais próxima com relação à condição exposta à atmosfera (ideal, sob o ponto de vista isentrópico). Sendo assim, a eficiência volumétrica do motor é maximizada quando as perdas de pressão do sistema de admissão são minimizadas.

Vale destacar que as perdas de pressão por atrito podem se tornar diminutas mediante estudo criterioso da geometria do coletor sob a ótica das perdas de carga, que apresentam caráter localizado e distribuído. De acordo com Munson (2004), a presença de irregularidades geométricas presentes nos dutos aumenta a participação das perdas localizadas como agentes do incremento de perda de carga, assim como a presença de curvas, mudanças de área, válvulas e acessórios que estejam presentes nos dutos, propiciam o mesmo comportamento. Com relação à queda de pressão promovida pela perda de carga distribuída é proveniente do atrito do fluido com a parede dos canais, sendo o diâmetro, o comprimento e a rugosidade interna do tubo os componentes que apresentam relação direta à magnitude da perda de carga do escoamento, segundo Fox (2011). Tais aspectos trazem à tona além das grandezas geométricas pertinentes de serem avaliadas no projeto do coletor de admissão, a necessidade de utilizar materiais que possuam baixa rugosidade superficial (ou processos que permitem obter esta condição) para contribuir com a diminuição das perdas de carga e, conseqüentemente, com o aumento da massa de ar aspirada presente no cilindro.

## Materiais e Métodos

Tendo como objetivo verificar experimentalmente a presença de heterogeneidade no escoamento dos ramais do coletor de admissão, foi realizada uma série de ensaios em bancada de fluxo para determinar as curvas de vazão. As curvas evidenciam o comportamento da vazão volumétrica de ar aspirado em cada um dos ramais a partir de certa diferença de pressão estipulada na bancada, o que possibilita identificar a falta de uniformidade dos fluxos, se existente.

Realizada a etapa experimental, a análise numérica é desenvolvida utilizando como condições de contorno os dados obtidos na bancada de fluxo. Com isso, o modelo numérico do escoamento foi elaborado, utilizando técnica de CFD para avaliar parâmetros importantes como linhas de corrente e campos de velocidade em toda a geometria do coletor. O propósito desta avaliação é de localizar as causas, através da visualização do escoamento, dos possíveis problemas já identificados na etapa experimental.

### Metodologia Experimental

Os ensaios de vazão foram realizados na bancada de fluxo Super Flow SF-100 e viabilizados por meio da instalação de um acoplamento cilíndrico usinado para essa finalidade, que permite a conexão dos dutos primários do coletor com a máquina. Este acoplamento foi devidamente calibrado de acordo com as instruções do fabricante.

O método aplicado para determinar as curvas mencionadas consiste em determinar a vazão de ar que atravessa o coletor, a partir da diferença de pressão imposta entre as seções de entrada e saída. Essa é indicada em um manômetro vertical (limitado ao valor máximo de 16  $inH_2O$ ). A vazão de ar é determinada com o auxílio de um manômetro inclinado que mostra a porcentagem de vazão máxima, que é função da abertura da válvula e da quantidade de orifícios de saída abertos. Através da indicação deste manômetro, determina-se a vazão volumétrica de ar utilizando o diagrama presente na bancada.

A seguir, a Figura 3a mostra o modelo da bancada de fluxo utilizado, contemplando os manômetros, os orifícios externos e o regulador de vazão mencionados, além dos medidores de temperatura do ar e do diagrama que permite a determinação da vazão de ar. A Figura 3b, mostra o coletor sendo ensaiado na bancada, com a numeração atribuída a cada *runner*.

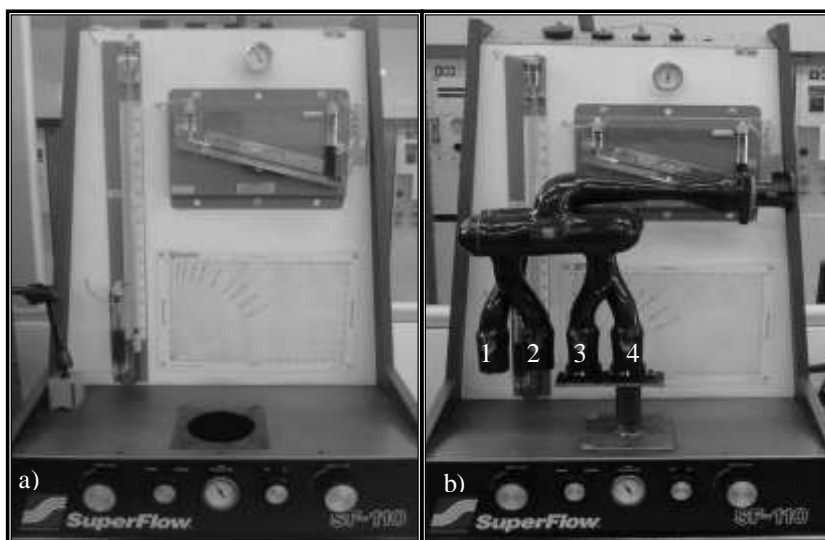


Figura 3-a) Modelo da bancada de Fluxo utilizada; b) Coletor em teste.

Cada ramal do coletor foi ensaiado individualmente a partir de 0,5  $inH_2O$  até 9,0  $inH_2O$ , mediante acréscimos de 0,5  $inH_2O$  a cada teste. Todas as medições foram realizadas quando atingida a condição de regime permanente do escoamento.

## Estudo Numérico do Escoamento

Concluída a coleta de dados experimentais, passou-se ao desenvolvimento do estudo numérico do escoamento de ar do coletor de admissão utilizando técnica de CFD, com uso do *software ANSYS FLUENT*. Para realizar as simulações numéricas dessa natureza, é requerida a execução de três etapas.

A primeira contempla a modelagem geométrica, elaboração de malha e aplicação de condições de contorno obtidas na etapa experimental nas simulações, incluindo a adequada seleção do modelo de turbulência. Nesta etapa, as equações utilizadas para descrever o comportamento do fluido de maneira tridimensional ao longo do tempo foram a equação da conservação da massa, conservação da energia e a equação de Navier-Stokes do escoamento médio, complementadas com as equações provenientes do modelo de turbulência adotado. A segunda etapa refere-se à solução das equações fundamentais em cada volume presente na malha através do *solver*, utilizando como critério de convergência o erro residual no valor de  $1,0 \times 10^{-5}$ . A última consiste no pós-processamento dos resultados obtidos, permitindo a visualização destes em qualquer ponto, seção ou volume do domínio computacional, através de linhas de corrente, gráficos de isocontorno e animações que representem o escoamento, também.

Seguindo a metodologia apresentada, com o auxílio do *Ansys Workbench*, a mesma modelagem foi utilizada em todas as simulações, permitindo que eventuais alterações na geometria e na malha, fossem aplicadas em todos os ramais. Esta configuração permitiu a automatização das simulações e avaliar a convergência dos resultados numéricos com relação aos experimentais.

No modelo foi estabelecido o ar como fluido operante, com pressão relativa zero na entrada do coletor e temperatura de 25°C. Cada simulação foi executada mediante imposição do valor de pressão na seção de saída dos dutos primários, contando com a inclusão da rugosidade superficial no modelo. Adicionalmente, o modelo de turbulência adotado foi o  $k-\omega$  SST (*Shear Stress Transport*).

Com o propósito de validar o modelo numérico, foram aplicadas técnicas de boas práticas em CFD como estudos de sensibilidade de malha, nível de turbulência da corrente livre e rugosidade superficial interna no coletor até que os resultados gerados fossem equivalentes aos obtidos experimentalmente.

## **Resultados e Discussão**

### Análise Experimental

Após os ensaios de bancada para todos os ramais do coletor, o teste evidenciou vazões distintas para uma mesma diferença de pressão total imposta. A Figura mostra as vazões obtidas experimentalmente, onde se nota o déficit de vazão do *Runner 4*.

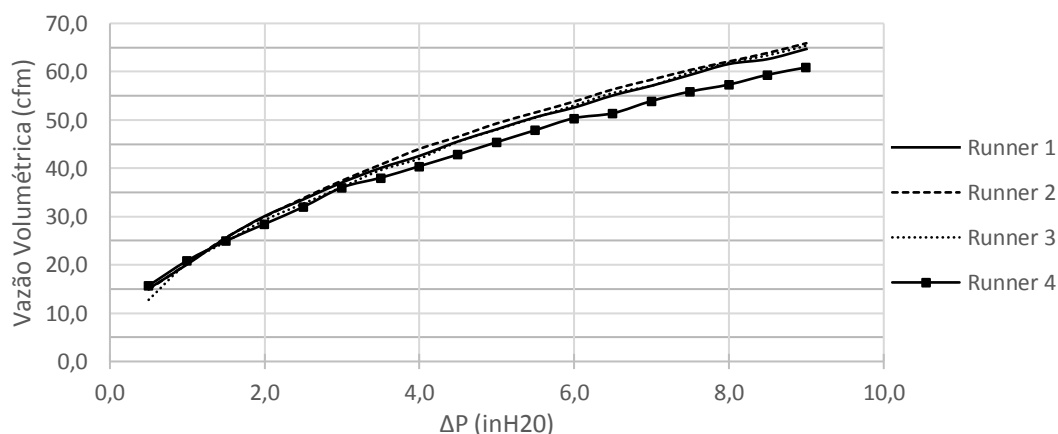


Figura 4 - Curvas experimentais de vazão obtidas a partir da diferença de pressão entre as seções de entrada e da saída do coletor.

Para verificar o nível de heterogeneidade entre os fluxos de ar dos ramais do coletor, as vazões referentes ao *Runner 1* foram tomadas como referência para elaboração do gráfico contido na Figura 5. Nele é mostrado o quociente entre a vazão do ramal avaliado ( $Q_j$ ) e a vazão de referência ( $Q_1$ ) em função da diferença de pressão total imposta.

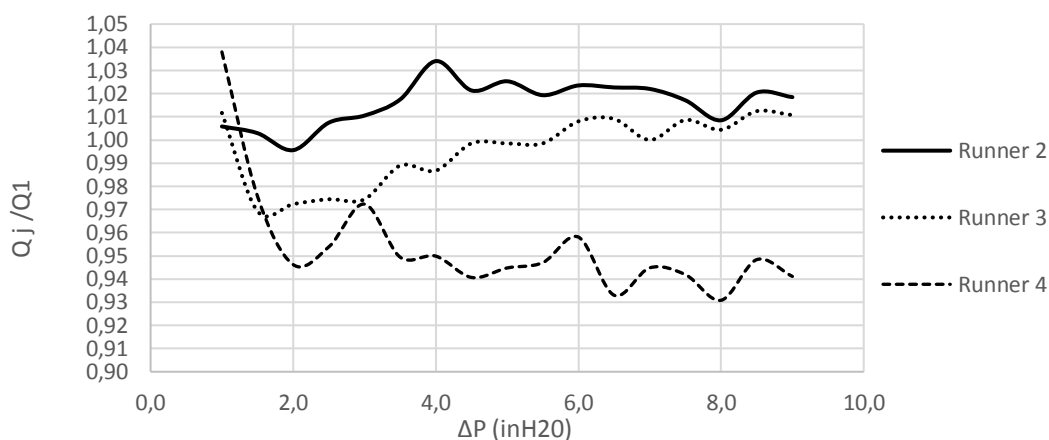


Figura 5 - Gráfico de avaliação do nível de heterogeneidade do escoamento.

A Figura 5 mostra que a vazão é diferente para cada ramal ao longo da faixa de pressão de teste, uma vez que os ramais 2 e 3 apresentam vazões maiores que o ramal de referência (1), enquanto o ramal 4 apresenta déficit de vazão significativo em quase toda a faixa de pressão examinado. Nota-se ainda que, para diferenças de pressão maiores que 4,0 inH<sub>2</sub>O, a vazão excedente decresce no ramal 2, aumenta no 3 e o déficit de vazão aumenta no ramal 4.

Esse comportamento sugere a existência de problemas de rugosidade interna ou problemas dimensionais entre os ramais, enquanto pode sugerir também o surgimento de recirculação nos ramais 2 e, especialmente, no 4.

### Análise Numérica

A partir dos resultados obtidos experimentalmente, o modelo numérico foi desenvolvido e validado. A robustez do modelo foi verificada por meio das análises de verificação da sensibilidade à malha, turbulência e rugosidade superficial, conforme apresentado a seguir.

- Verificação do modelo por análise de sensibilidade de malhas e rugosidade

Para cada ramal do coletor foram avaliadas duas malhas, cada uma com um grau de refinamento. Em ambas, foi definido um tamanho de elemento padrão nas seções de entrada e saída (onde se aplicam as condições de contorno). As malhas foram estudadas adotando cinco valores distintos de rugosidade superficial, incluindo a hipótese de escoamento hidraulicamente liso.

Com relação à rugosidade, foram simulados valores de 0,1 até 0,5 mm. Notou-se que, além do comprimento distinto, os ramais também precisavam ser modelados com rugosidades distintas para representar melhor os resultados físicos. Os dutos primários identificados pelos *Runners* 1 e 2, apresentaram bom resultado para rugosidade superficial igual a 0,3mm. O *Runner* 3, o valor de 0,4mm e para o *Runner* 4, o valor de 0,5 mm, com resultado ligeiramente diferente do obtido em bancada.

O resultado da validação do modelo numérico realizada para o *Runner* 1, utilizando como variável comparativa a velocidade de entrada do ar no coletor, é mostrado na Figura 6. Nela também contém a curva de vazão para o escoamento hidraulicamente liso, como referência.

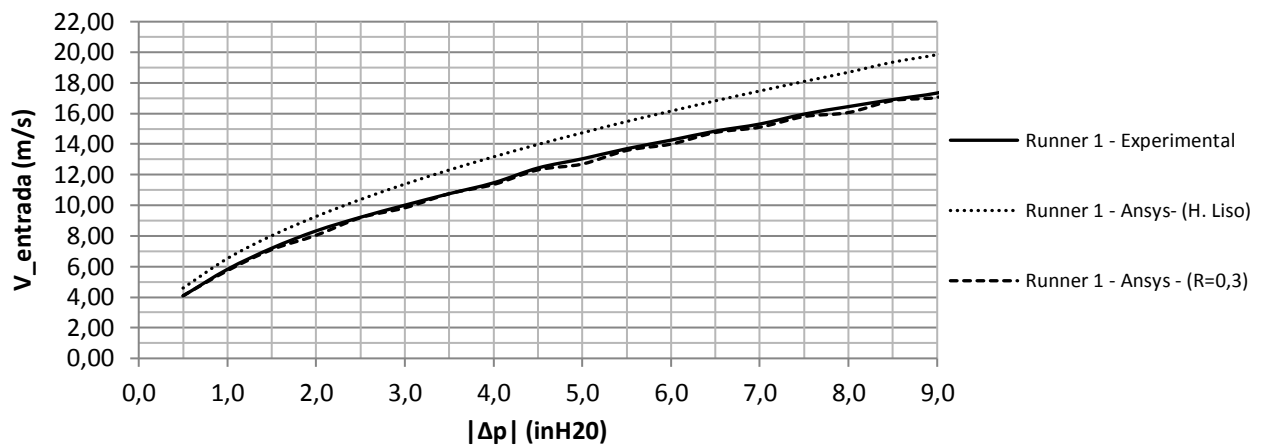


Figura 6 - Gráfico referente à validação do modelo numérico para velocidade de entrada.

A Figura 6 atesta a elevada influência da rugosidade superficial na vazão, sugerindo a possibilidade de aumentar o fluxo de ar mediante diminuição da rugosidade interna. A fim de compreender o elevado valor da rugosidade, foi realizada uma inspeção visual da geometria interna dos dutos, canais e do pleno, utilizando uma câmera de inspeção de motores.

A inspeção interna constatou que o acabamento superficial era bastante rugoso, compatível com os ajustes realizados no modelo para se obter fidelidade ao comportamento físico. As paredes apresentaram elevada quantidade de ressaltos e incrustações, provenientes de excesso de material utilizado. Um aspecto arenoso nos dutos e nos plenos também foi notado, além da falta de uniformidade da seção transversal.

A Figura 7 mostra dois registros fotográficos capturados durante a avaliação da geometria interna. Os registros mostram o aspecto da parede de um dos dutos primários (a) e a união do restritor com o pleno (b).

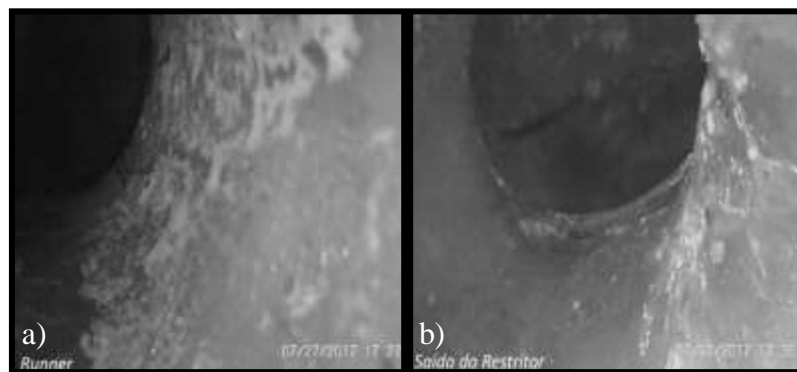


Figura 7-a) Aspecto da parede interna do runner; b) saída do restritor.

- Estudo de sensibilidade à turbulência na entrada do restritor

Como forma de avaliar se a turbulência na entrada do coletor tinha sido adequadamente adotada no valor de 5%, o *Runner 1* foi novamente fixado como referência para realizar esta análise. Mantidas todas as condições de contorno da simulação, a malha e a rugosidade de melhor representatividade, foi verificado que o valor de 5% na turbulência na corrente de entrada permitia ao modelo prever adequadamente o comportamento das grandezas avaliadas.

A Figura 8 mostra os resultados obtidos para turbulência de 5% e 10%, confrontados com as medidas experimentais.



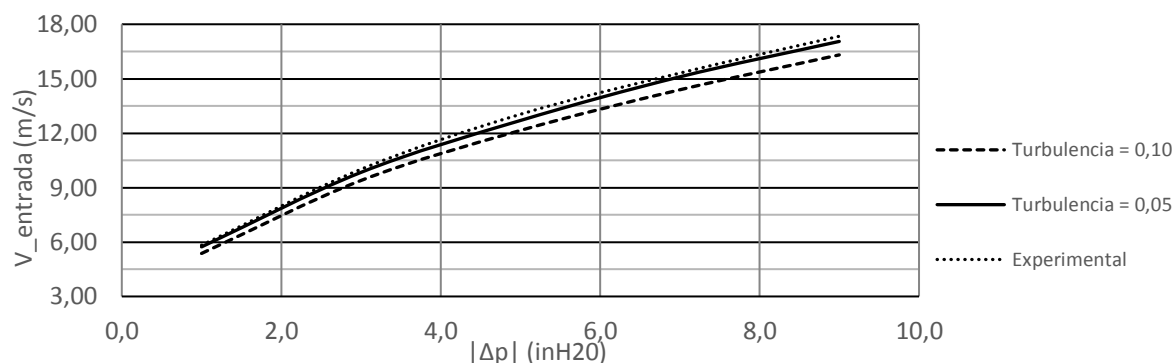


Figura 8 - Estudo de sensibilidade ao nível de turbulência da corrente de ar de admissão.

Esse resultado é corroborado pelo estudo realizado por Provase, Pimenta e Mariani (2014), que destaca ainda que o uso de níveis de turbulência menores que 5%, traz incoerências físicas para o modelo. Isso decorre da presença do corpo de borboleta, por estar disposta antes do coletor, contribuir significativamente com o aumento do nível de turbulência na corrente de admissão.

- Análise do Pós-Processamento

Finda a fase de verificação, ajuste e validação do modelo numérico, o mesmo foi utilizado para possibilitar a visualização do escoamento interno ao coletor de admissão, na expectativa de identificar as causas da heterogeneidade do fluxo de ar entre os diferentes ramais. Devido ao elevado déficit na vazão de ar, quando comparado aos demais ramais, o ramal 4 foi avaliado prioritariamente.

A partir da visualização das linhas de corrente e dos gráficos de isocontorno obtidos no pós-processamento, identificou-se a presença de recirculação e descolamento do escoamento na região inferior do restritor, sendo estes alguns possíveis motivos da heterogeneidade. Ademais, pode-se verificar que devido à mudança abrupta no sentido do escoamento, o déficit de vazão neste ramal é mais elevado por conta da elevada perda de carga.

A Figura 9 mostra esse comportamento através da visualização do campo de velocidade na seção meridional do restritor, a uma diferença de pressão entre a saída do Runner 4 e da entrada do coletor de 7,0 *inH<sub>2</sub>O*.



Figura 9 - Gráfico de isocontorno de velocidade no restritor.

## Conclusão

Para poder melhorar a eficiência volumétrica do motor, foi desenvolvida uma metodologia que mesclou técnicas experimentais com simulação numérica para gerar um modelo matemático que fosse representativo do real, capaz de tornar possível a visualização do escoamento interno ao coletor de admissão.

Foram feitos vários ensaios que, inicialmente, geraram condições de contorno confiáveis para a simulação de CFD, permitindo ajustar fielmente o modelo numérico com relação ao modelo físico.

Ajustado o modelo computacional, o mesmo possibilitou visualizar pontos de recirculação e descolamento do escoamento que, se devidamente considerados, podem permitir melhorar o desenho do coletor e, conseqüentemente, propiciar a melhoria de eficiência volumétrica prometida.

## Referências Bibliográficas

BRUNETTI, F. *MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA*. [S.l.]: Edgard Blucher, v. 2, 2012.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. *INTRODUÇÃO À MECÂNICA DOS FLUIDOS*. 7ª Edição. ed. [S.l.]: Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, 2011.

GUIMARÃES, L. D. M. *ANÁLISE DE ESCOAMENTO DINÂMICO EM COLETORES DE ADMISSÃO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA COM VARIADOR DE FASE*. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. [S.l.], p. 147. 2008.

HEYHOOD, J. B. *INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS*. [S.l.]: McGraw-Hill, 1988.

PROVASE, I. S.; PIMENTA, M. M.; MARLANI, A. L. C. *ANALYSIS OF FLOW DETACHMENT IN THE INTAKE MANIFOLD OF A FORMULA SAE VEHICLE*. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 17. 2014.

SINGH, A. P. *INTAKE MANIFOLD DESIGN USING COMPUTACIONAL FLUID DYNAMICS*. University Phagwara. Punjab, p. 101. 2014.

SODRÉ, J. R.; COSTA, R. C.; SILVA, R. H. D. *EFEITOS DO COMPRIMENTO DO CONDUTO DE ADMISSÃO NA PERFORMANCE DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA*. CEFET Bambuí; PUC Minas. Bambuí, p. 5. 2008.

SOUZA, G. R. D. *ESTUDO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO DO SISTEMA DE ADMISSÃO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA*. UFSCAR. 155. 2010.

WINTERBONE, D. E.; PEARSON, R. J. *DESIGN TECHNIQUES FOR ENGINE MANIFOLDS - WAVE ACTION METHODS FOR IC ENGINES*. SAE International, USA, 1999.

## Lista de Símbolos

$A_j$	Área da menor seção transversal (m <sup>2</sup> )
$A_p$	Área do pistão (m <sup>2</sup> )
$\dot{m}$	Vazão mássica de ar admitida pelo motor (kg.s <sup>-1</sup> )
$N$	Rotação do motor (rpm)
$p_{atm}$	Pressão atmosférica (Pa)
$p_{cil}$	Pressão no cilindro (Pa)
$\Delta P_j$	Perda de pressão no componente j (Pa)
$\overline{S_p}$	Velocidade média do pistão (m. s <sup>-1</sup> )
$V_j$	Velocidade local do escoamento no componente j (m. s <sup>-1</sup> )
$V_D$	Cilindrada do motor (m <sup>3</sup> )
$\eta_G$	Rendimento global (-)
$\eta_M$	Rendimento mecânico (-)
$\eta_T$	Rendimento térmico (-)
$\eta_V$	Rendimento volumétrico (-)
$\xi_{adm}$	Coefficiente de Resistência (-)
$\rho_0$	Massa específica do ar na condição ambiente (kg. m <sup>-3</sup> )