



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
Câmpus de Ilha Solteira

Faculdade de Engenharia

TRABALHO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Nome	RA
Alícia Ramos Modesto	181052725
Ednei Soares de Azevedo Júnior	191052566
Gabriel Duarte da Silva	182054047
Higor Balsarini	182055302
Matheus Henrique Panini	182053857
Yuri Fernando Oliveira Kazitani Cunha	231052669

Docente: Gabriel Coelho Rodrigues Alvares

Ilha Solteira – SP
Dezembro de 2023

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Bancada de Fluxo	7
Figura 2 – Acoplamento	7
Figura 3 – Dinamômetro	8
Figura 4 – Funcionamento do Dinamômetro	9
Figura 5 – Área de Cortina em uma Válvula	10
Figura 6 – Área de Garganta em uma Válvula	10
Figura 7 – Motor na Bancada de Fluxo	13
Figura 8 – Válvulas Utilizadas	13
Figura 9 – Motor John Deere	13
Figura 10 – Sala de Controle	13
Figura 11 – Fluxo em Relação à Abertura da Válvula	16
Figura 12 – Área de Cortina em Relação à Abertura da Válvula	17
Figura 13 – Coeficiente de Descarga em Relação à Abertura da Válvula	18
Figura 14 – Principais Parâmetros em Função da Rotação	20
Figura 15 – Velocidades em Função da Rotação	21
Figura 16 – Pressão de Boost em Função da Rotação	22

LISTA DE SÍMBOLOS

α	Ângulo de Deslocamento da Manivela
γ	Coeficiente Politrópico
ρ_0	Densidade do Ar Ambiente
ρ_s	Densidade no Fluxo de Ar
ω	Velocidade Angular
A_c	Área de Cortina
A_g	Área de Garganta
A_{ge}	Área de Garganta Efetiva
C_d	Coeficiente de Descarga
d	Diâmetro do Pistão
D_g	Diâmetro da Garganta
D_h	Diâmetro da Haste da Válvula
D_v	Diâmetro da Válvula
F_L	Força Lateral
L	Comprimento da Biela
L_v	Abertura da Válvula
Ma	Índice de Mach
n	Número de Cilindros
N	Rotação do Motor
ΔP	Pressão de Teste de Bancada
P	Pressão no Cilindro
P_0	Pressão Ambiente
Q_r	Vazão Real
Q_t	Vazão Isentrópica
R	Comprimento da Manivela

R_a	Constante do ar
v	Velocidade do Pistão
v_m	Velocidade Média do Pistão
V_d	Volume Deslocado
V_{th}	Velocidade de Escoamento Isentrópica
\dot{W}	Potência do Motor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	6
1.1	Ensaio de Fluxo no Cabeçote	6
1.2	Ensaio Dinamométrico	8
1.3	Objetivos	8
2	METODOLOGIA	10
2.1	Revisão da Literatura	10
2.1.1	Áreas	10
2.1.2	Coeficiente de Descarga	10
2.1.3	Pressão Média	11
2.1.4	Carga Lateral	12
2.1.5	Velocidade do pistão	12
2.1.6	Número de Mach	12
2.2	Montagem Experimental	12
2.3	Procedimento Experimental	13
2.3.1	Ensaio de Fluxo no Cabeçote	13
2.3.2	Ensaio Dinamométrico	14
3	RESULTADOS E DISCUSSÃO	15
3.1	Resultados medidos	15
3.2	Resultados calculados	17
3.2.1	Ensaio de Fluxo no Cabeçote	17
3.2.2	Ensaio Dinamométrico	19
4	CONCLUSÃO	23
	Referências	24

1 INTRODUÇÃO

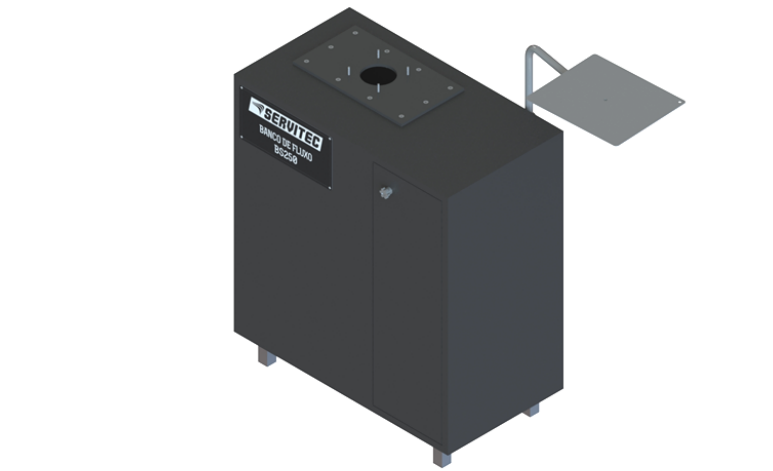
1.1 Ensaio de Fluxo no Cabeçote

Um motor de combustão interna é uma máquina que converte a energia química em energia cinética. Sua evolução teve início com o desenvolvimento das máquinas térmicas a vapor no século XVIII. Em 1862, Nicolaus Otto patenteou o motor de ciclo Otto e, em 1892, Rudolf Diesel patenteou o primeiro motor de ignição por compressão. Desde então, essas máquinas térmicas têm passado por um processo contínuo de aprimoramento, para oferecer maior versatilidade de operação e maior eficiência térmica. Isso é realizado para reduzir as emissões de poluentes na atmosfera e melhorar o desempenho dos motores. Atualmente, uma tecnologia amplamente empregada em motores de combustão interna que operam no ciclo Otto é o VVT (Variable Valve Timing), que envolve o ajuste da abertura das válvulas e do perfil do comando de válvulas.

O cabeçote é uma parte fundamental do motor, pois cobre os cilindros e aloja vários componentes. Sua principal função é garantir uma vedação perfeita com o bloco do motor, suportando as altas temperaturas e pressões geradas durante a combustão nos cilindros. Para cumprir esta função, o cabeçote utiliza uma junta de vedação feita de material metálico, capaz de compensar pequenas irregularidades nas superfícies do bloco e do próprio cabeçote, garantindo uma vedação completa. A fixação do cabeçote ao bloco é feita com parafusos de alta resistência e dureza, criando uma pressão de contato entre as superfícies do bloco e do cabeçote maior do que a pressão na câmara de combustão. Isso é essencial para evitar vazamentos de gases e líquidos, bem como a contaminação entre as partes internas do motor. Garantir a correta fixação do cabeçote é crucial para o funcionamento eficaz e duradouro do motor.

A bancada de fluxo é um equipamento amplamente utilizado por indústrias e laboratórios para realizar testes de vazão nas válvulas dos motores de combustão interna. Esse equipamento mede o fluxo de ar através das válvulas com base na diferença de pressão gerada. Ele é composto por um conjunto de tubulações, válvulas, bombas e medidores de vazão. Quando acoplado ao cabeçote do motor usado nos testes, a bancada fornece dados importantes para a análise do motor, como a queda de pressão nas válvulas e a vazão através delas. Um exemplo de uma bancada de fluxo fabricada pela SERVITEC pode ser observado na Fig. 1. No experimento, foi empregado o cabeçote do motor EA211 1.0 TSI, de origem alemã e fabricado no Brasil pela Volkswagen. Este cabeçote é utilizado em quatro veículos que se apresentam em três configurações distintas: o Up! TSI, Golf Comfortline, Polo 200 TSI e Virtus 200 TSI. Para conduzir o experimento na bancada de fluxo, foram necessárias algumas modificações no cabeçote. Isso incluiu a adaptação do mecanismo de controle das válvulas de admissão e escape, permitindo o ajuste da abertura das válvulas, e a incorporação de um acoplamento tipo corneta na entrada de admissão, seguindo as diretrizes da

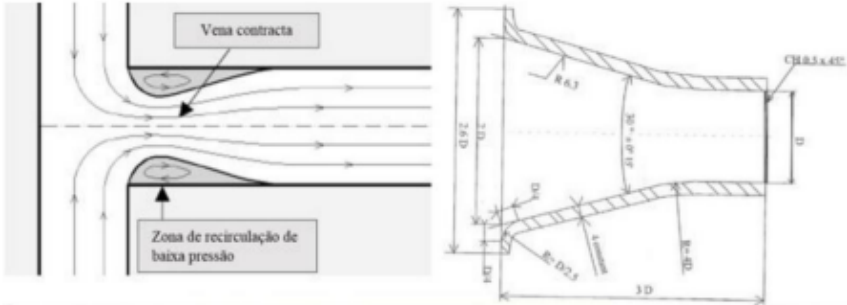
Figura 1 – Bancada de Fluxo



Fonte: <https://www.servitecdinamometro.com.br/produto/modelo-bs250>

norma ABNT NBR ISO 5167. Isso foi feito com o objetivo de minimizar o efeito de vena contracta, resultando em um fluxo uniforme na entrada do duto de admissão, conforme ilustrado na Fig. 2. No experimento, foi empregada a bancada de modelo BS400X, e as es-

Figura 2 – Acoplamento



Fonte:

pecificações técnicas detalhadas estão fornecidas na Tabela 1.

Tabela 1 – Informações técnicas da bancada de fluxo

Parâmetros	Valor
Capacidade de sucção	420 cfm a 10 inH ₂ O 390 cfm a 28 inH ₂ O
Capacidade de exaustão	420 cfm à 10 inH ₂ O 390 cfm à 28 inH ₂ O
Diferença máxima de pressão	40 inH ₂ O
Medição de fluxo	cfm ou L/s
Medição de pressão de teste	inH ₂ O, kPa, psi, μ bar

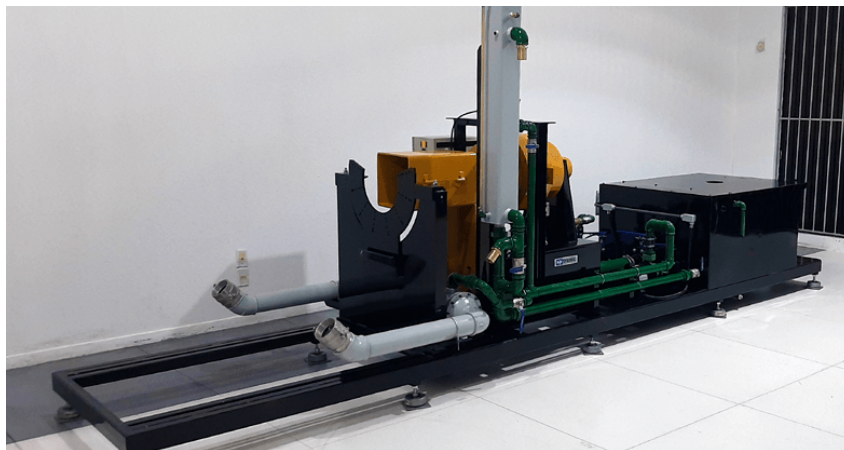
Fonte: <https://www.servitecdinamometro.com.br/produto/modelo-bs250>

1.2 Ensaio Dinamométrico

Sendo um motor de combustão interna uma máquina complexa, com diversos componentes funcionando em sintonia simultaneamente. É produzido em larga escala para atender a demanda por geradores de energia para máquinas automotivas, e deve ser garantido seu funcionamento em diversas configurações e condições de operação. O dinamômetro é um aparelho com o objetivo de medir cargas como força e torque, mas pela configuração geral do sistema, pode-se aferir rotação, potência e temperatura. Por isso, seu uso é imprescindível no teste de novos projetos, correções e manutenções de motores.

A Fig. 3 mostra um dinamômetro, com a estrutura em amarelo compondo o dinamômetro e célula de carga, o pilar branco contendo um trocador de calor para manter a água do dinamômetro em temperatura de funcionamento e a caixa preta contém o maquinário de bombas hidráulicas. O principal objetivo ao usar este aparelho é verificar os efeitos da mu-

Figura 3 – Dinamômetro



Fonte: <https://girotti.com.br/dinamometro-de-motores/>

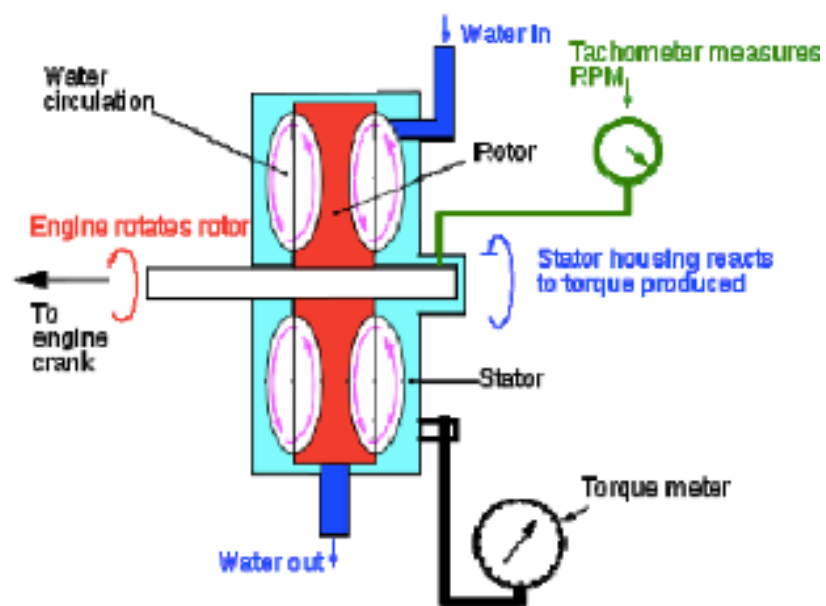
dança de múltiplos parâmetros, que simulem as variações no mundo real como: mudança no combustível, vazão de ar, rotação, carga no motor e com isso avaliar seu desempenho, para então propor modificações e soluções que possam ser produtivas.

O dinamômetro hidráulico é composto por um estator de metal com um rotor imerso em óleo e a medida que o eixo do motor gira, o rotor interage com o fluido que resiste ao movimento, gerando calor por meio de atrito viscoso. Ele também produz força de atrito no rotor, o qual atua como carga para o motor, como mostra a Fig. 4.

1.3 Objetivos

O presente relatório tem como objetivo realizar uma análise entre dois experimentos distintos: o ensaio de fluxo realizado em um cabeçote do motor EA211 TSI e o desempenho do motor diesel da marca John Deere. O objetivo é fornecer uma avaliação abrangente das

Figura 4 – Funcionamento do Dinamômetro



Fonte: <https://mechdiploma.com/?q=node/219>

características de fluxo e eficiência destes dois motores, abordando aspectos relevantes para a otimização do desempenho e eficiência energética.

2 METODOLOGIA

2.1 Revisão da Literatura

Os conceitos teóricos explicados a seguir são baseados nas notas de aula, na obra de Heywood (2018), Blair (1999), Ferguson e Kirkpatrick (2015).

2.1.1 Áreas

Parâmetros geométricos são de suma importância para o motor. Áreas relacionadas às válvulas são necessárias para a compreensão do desempenho do motor. A área de cortina é a região referente à “parede” formada pelo levante da válvula, como mostra a Fig. 5. A área de garganta representa a área circular da diferença entre a área do diâmetro da válvula e do diâmetro da haste, como mostra a Fig. 6 influenciando a quantidade de massa fresca que entra na câmara de combustão. A área de cortina e de garganta para cada cilindro é dada, respectivamente, por:

$$A_c = \pi D_v L_v \quad (1)$$

$$A_g = \frac{\pi (D_v^2 - D_h^2)}{4} \quad (2)$$

onde D_v é o diâmetro da válvula, L_v é abertura da d válvula e D_h é o diâmetro da haste da válvula.

Figura 5 – Área de Cortina em uma Válvula

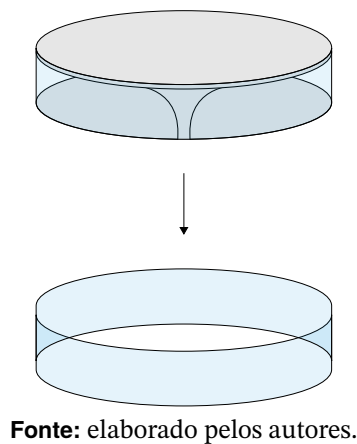
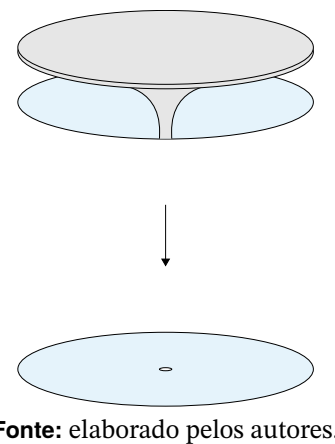


Figura 6 – Área de Garganta em uma Válvula



2.1.2 Coeficiente de Descarga

O coeficiente de descarga é a razão entre o fluxo de ar que está passando através do componente durante o ensaio, pelo fluxo de ar que deveria passar pelo componente durante o ensaio caso o escoamento isentrópico e é dado por:

$$C_d = \frac{Q_r}{Q_t} \quad (3)$$

onde Q_r o fluxo de massa real e $Q_t = V_{th}A$ é o fluxo de massa caso o escoamento fosse isentrópico. A velocidade de escoamento isentrópica (teórica) pode ser calculada como:

$$V_{th} = \sqrt{\frac{P_0}{\rho_s} \cdot \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_0 - \Delta P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (4)$$

onde P_0 é a pressão ambiente, $\gamma = 1,4$ é o coeficiente politrópico, ΔP é a pressão de teste de bancada, e ρ_s é a densidade no fluxo de ar e pode ser calculado a partir da seguinte expressão:

$$\rho_s = \rho_0 \left(\frac{P_0 - \Delta P}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (5)$$

onde ρ_0 é a densidade do ar ambiente. A área de fluxo A pode ser a área de cortina ou a área de garganta, a depender do tipo de análise. A vazão real é medida experimentalmente através de uma bancada de ensaio de fluxo. A densidade do ar ambiente é determinada através da equação geral dos gases:

$$\rho_0 = \frac{P}{R_a T} \quad (6)$$

onde P é a pressão ambiente, T é a temperatura ambiente e $R_a = 287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ é a constante do ar (CENGEL; CIMBALA, 2015).

Outra abordagem para se determinar o coeficiente de descarga é utilizando a área de garganta efetiva:

$$A_{ge} = \frac{Q_r \sqrt{\gamma R_a T}}{\gamma P_0 \left(\frac{\Delta P}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left(1 - \frac{\Delta P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}} \quad (7)$$

então o coeficiente de descarga pode ser calculado como:

$$C_d = \frac{A_{ge}}{A_g} \quad (8)$$

2.1.3 Pressão Média

A pressão média efetiva (BMEP) é mede a eficiência do motor de combustão interna, já levando em consideração a perda de pressão por bombeamento e atrito. Ela pode ser calculada como mostra a expressão a seguir:

$$\text{BMEP} = \frac{2\dot{W}}{nV_d N} \quad (9)$$

onde \dot{W} é a potência do motor, n é o número de cilindros, V_d é o volume deslocado do pistão e N é a rotação do motor.

2.1.4 Carga Lateral

A carga lateral do pistão é obtida através da análise de forças no pistão a partir das leis da mecânica dos sólidos e é dada por:

$$F_L = \frac{\pi d P (R/L) \sin \alpha}{4 \sqrt{1 - (R/L)^2 \sin^2 \alpha}} \quad (10)$$

onde d é o diâmetro do pistão, P é a pressão exercida, R é o comprimento da manivela, L é o comprimento da biela e α é o ângulo percorrido pela manivela a partir do ponto morto superior (PMS).

2.1.5 Velocidade do pistão

Sabendo que a cada rotação o pistão percorre duas vezes o cilindro e que o raio da manivela vale duas vezes o curso do pistão, a velocidade média do pistão pode ser calculado como mostra a expressão a:

$$v_m = 4NR \quad (11)$$

A partir de geometria simples, é possível determinar a posição do cilindro em relação ao ângulo de rotação da manivela. Sabendo que $\alpha = \omega t$, determina-se a velocidade instantânea através da derivada da posição do cilindro:

$$v = R\omega \sin \omega t \left(1 + \frac{R \cos \omega t}{\sqrt{L^2 - R^2 - \sin^2 \omega t}} \right) \quad (12)$$

2.1.6 Número de Mach

O número de Mach é um termo adimensional e é definido como (CENGEL; CIMBALA, 2015):

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} \quad (13)$$

onde V é a velocidade do escoamento e $c \approx 343 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ é a velocidade do som. Também pode ser determinado como:

$$\text{Ma} = \frac{\pi D v_m}{4 A_g c} \quad (14)$$

2.2 Montagem Experimental

Para o ensaio de fluxo no cabeçote, foi utilizada um bancada de ensaio fluxo, monitorada por um software próprio, com encaixe para o motor a ser utilizado, como mostra a Fig. 7. Um motor EA211 TSI foi utilizado para ser acoplado na bancada. As válvulas de escape e admissão, referentes ao motor utilizado, foram retiradas temporariamente para tomar as medidas geométricas de cada uma. As válvulas utilizadas estão representadas na Fig. 8, sendo a da esquerda (menor) a válvula de escape e a da direita (maior) a válvula

de admissão. A bancada de fluxo manteve-se conectado a um computador que, através do software Servitec WinSSFluxo, monitorava o fluxo a partir das condições estabelecidas. Para

Figura 7 – Motor na Bancada de Fluxo



Fonte: elaborado pelos autores.

Figura 8 – Válvulas Utilizadas



Fonte: elaborado pelos autores.

o ensaio dinamométrico, o motor John Deere, modelo 6068 Tier 3, mostrado na Fig. 9, foi utilizado com condição de carga de 75%. Na sala de controle (Fig. 10), foram determinadas as condições de operação e realizada a geração dos dados.

Figura 9 – Motor John Deere



Fonte: elaborado pelos autores.

Figura 10 – Sala de Controle



Fonte: elaborado pelos autores.

2.3 Procedimento Experimental

2.3.1 Ensaio de Fluxo no Cabeçote

- i. Inicialmente, foram tomadas as dimensões das válvulas de admissão e escape do motor;
- ii. foi realizada a calibração da bancada de ensaio de fluxo;
- iii. o motor EA211 TSI foi posicionado na bancada;

- iv. o ensaio foi realizado considerando admissão na válvula de admissão, em seguida exaustão na válvula de admissão e, por fim, exaustão na válvula de escape.
- v. o ensaio de fluxo foi realizado considerando a abertura da válvula entre 0 e 10 mm, com passo de 1 mm;
- vi. para cada levante da válvula, foram tomadas as medidas da vazão (fluxo).

2.3.2 Ensaio Dinamométrico

- i. Na sala de controle, através do software, foram definidas as condições de operação;
- ii. o motor foi ligado e acionado em diferentes rotações;
- iii. diversos parâmetros foram armazenados, para cada faixa de intervalo das rotações.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Resultados medidos

Para o ensaio de fluxo no cabeçote, foi necessário determinar os parâmetros geométricos relativos às válvulas, tanto de escape como a de admissão, visto que possuem diferentes dimensões; e coletar a vazão do fluxo de ar através da bancada de ensaios de fluxo. Os parâmetros geométricos das válvulas de admissão e escape foram coletados e estão dispostos na Tabela 2. Os cálculos que envolvem esses parâmetros foram realizados utilizando a média aritmética de cada um deles. Já com os ensaios realizados na bancada de ensaios de fluxo, foram obtidos os dados da Tabela 3. Eles podem ser melhores visualizados na Fig. 11. A partir da Fig. 11, nota-se que, para pequenos levantes da válvula, o fluxo cresce propor-

Tabela 2 – Parâmetros Geométricos das Válvulas

Admissão			Exaustão		
D_v (mm)	D_h (mm)	D_g (mm)	D_v (mm)	D_h (mm)	D_g (mm)
24,88	4,93	20,48	28,44	5,10	24,60
25,10	4,90	19,85	28,40	5,00	24,35
24,90	4,90	20,50	28,45	4,95	24,40
24,47	5,00	—	28,00	5,00	—

Nota: AVA: admissão na válvula de admissão, EVE: escape na válvula de escape, EVA: escape na válvula de admissão.

Fonte: elaborado pelos autores.

cionalmente a abertura da válvula. Isto ocorre porque para pequenos levantes a área que limita o fluxo é a área de cortina. Contudo, ao abrir a válvula, a área que limitará o fluxo passará a ser a área de garganta. Também pode ser visto que para a região de maiores levantes de válvula o fluxo tende a ser constante, mesmo com a contínua abertura da válvula. Por outro lado, o gráfico também indica que, mesmo a válvula de admissão sendo maior que a de escape ela possui um fluxo menor. Isto ocorre porque na admissão os dutos são menores do que no escape, já que no escape necessita-se de maior facilidade para expelir os gases, enquanto na admissão deseja-se uma cinética nos gases de modo que, mesmo quando o pistão estiver no PMS, ainda seja possível colocar mais massa de ar no cilindro.

Já em relação aos dados do motor John Deere, modelo 6068 Tier 3, os parâmetros geométricos foram retirados do manual do fabricante e os dados coletados foram retirados pelo sistema de controle durante o ensaio.

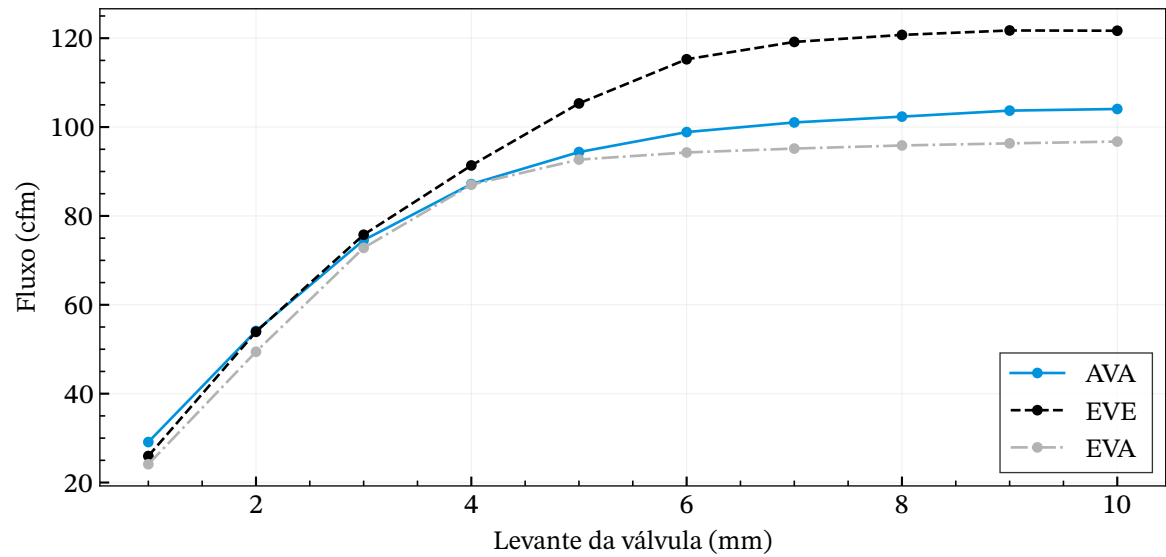
Tabela 3 – Dados Coletados pela Bancada de Fluxo

AVA			EVE			EVA		
Pressão (inH ₂ O)	Abertura (mm)	Fluxo (cfm)	Pressão (inH ₂ O)	Abertura (mm)	Fluxo (cfm)	Pressão (inH ₂ O)	Abertura (mm)	Fluxo (cfm)
25,00	0	0,00	25,00	0	0,00	25,00	0	0,00
25,03	1	29,11	25,01	1	25,97	25,01	1	24,12
25,03	2	54,12	25,02	2	53,92	25,01	2	49,43
25,02	3	74,55	25,02	3	75,77	25,02	3	72,81
25,04	4	87,17	25,01	4	91,36	25,02	4	87,03
25,03	5	94,37	25,02	5	105,32	25,02	5	92,68
25,04	6	98,87	25,04	6	115,26	25,02	6	94,28
25,04	7	101,04	25,03	7	119,16	25,02	7	95,16
25,02	8	102,35	25,02	8	120,74	25,02	8	95,86
24,99	9	103,70	24,92	9	121,74	25,02	9	96,33
25,01	10	104,07	25,04	10	121,68	25,01	10	96,74

Nota: AVA: admissão na válvula de admissão, EVE: escape na válvula de escape, EVA: escape na válvula de admissão.

Fonte: elaborado pelos autores.

Figura 11 – Fluxo em Relação à Abertura da Válvula. Os dados foram obtidos através do próprio software da bancada de fluxo Servitec WinSSFluxo.



Nota: AVA: admissão na válvula de admissão, EVE: escape na válvula de escape, EVA: escape na válvula de admissão.

Fonte: elaborado pelos autores.

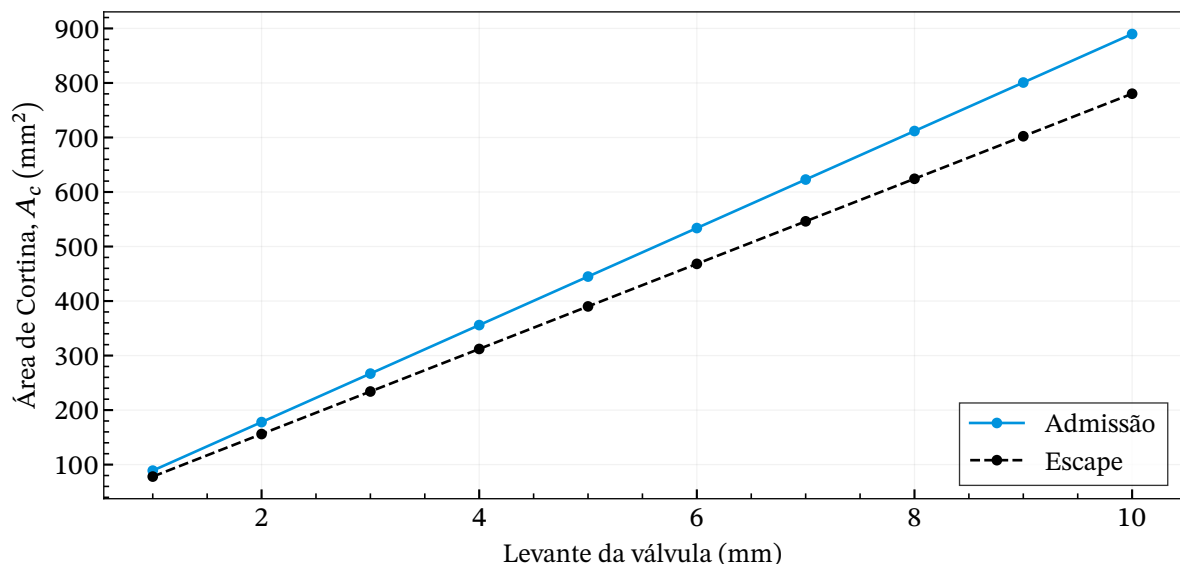
3.2 Resultados calculados

3.2.1 Ensaio de Fluxo no Cabeçote

Áreas

A Fig. 12 apresenta o comportamento da área da cortina em relação à abertura da válvula. Conforme ilustrado na Eq. (1), a área da cortina é diretamente proporcional ao levante da válvula. Dessa forma, à medida que a válvula aumenta sua abertura, a área da cortina também aumenta de maneira linear. A curva correspondente à válvula de admissão é mais íngreme devido ao maior diâmetro dessa válvula, que corresponde ao coeficiente angular da reta, como visto na Tabela 2. Em relação a área de cortina, percebe-se que ela

Figura 12 – Área de Cortina em Relação à Abertura da Válvula. A área de cortina aumenta gradativamente conforme a abertura da válvula aumenta, pois ela é uma função da abertura.



Nota: AVA: admissão na válvula de admissão, EVE: escape na válvula de escape, EVA: escape na válvula de admissão.

Fonte: elaborado pelos autores.

crece linearmente e tende a continuar a aumentar mesmo após ter superado a área de garganta. O fato de continuar abrindo a válvula mesmo após a área de garganta ser a limitante do fluxo, ocorre por alguns fatores, como por exemplo para evitar o fenômeno de flutuação da válvula. Para isso, ela continua abrindo, mas sua aceleração vai diminuir, de modo que no seu retorno a pressão da mola consiga garantir que a válvula não flutue.

A área de garganta é fixa e foi calculada para as válvulas de admissão e escape, como mostra a Tabela 4.

Tabela 4 – Área de Garganta

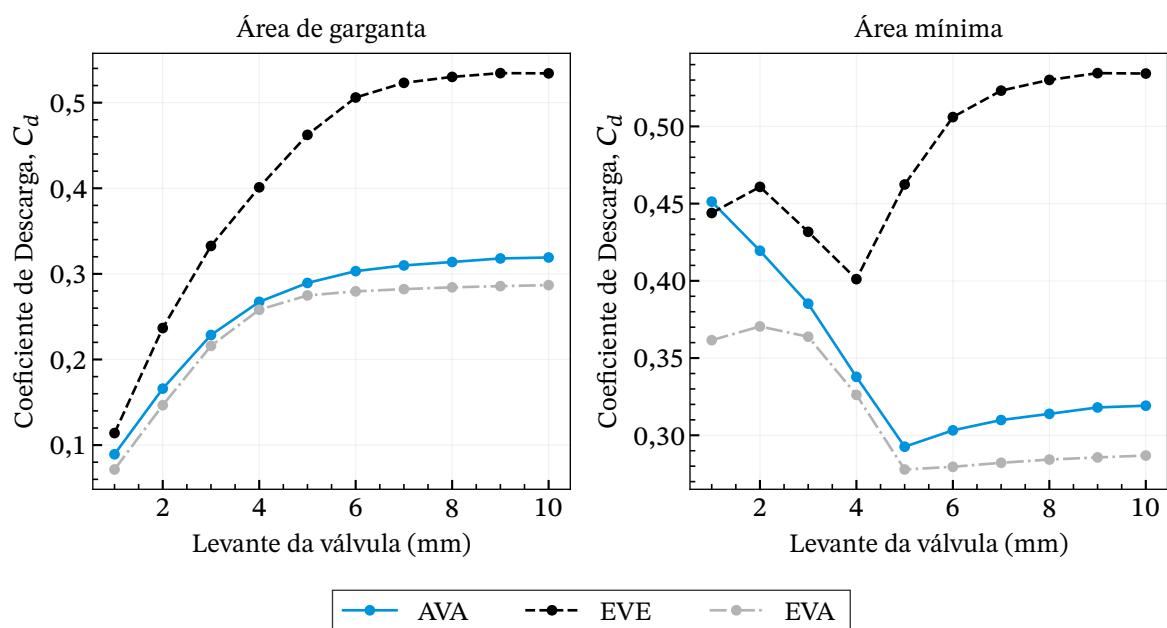
Válvula de Admissão (mm ²)	Válvula de Escape (mm ²)
610	465

Fonte: elaborado pelos autores.

Coeficiente de descarga

O coeficiente de descarga leva em consideração a vazão real e a vazão isentrópica. Para o cálculo da vazão teórica, diferentes abordagens podem ser realizadas. Considerando a área de garganta e a área de cortina, no início da abertura da válvula, a área de cortina é muito menor que a área de garganta. Conforme a abertura aumenta, a área de cortina aumenta, mas ela é fator limitante para o fluxo de ar. Em um determinado instante, quando a área de garganta se iguala a área de cortina, então a área de garganta se torna um fator limitante, porque a área de cortina pode aumentar, mas a vazão não depende mais dela e sim da área de garganta. A vazão, portanto, será limitada por uma das duas áreas, ou seja, no início do levante, a área de cortina será o fator limitante ($A_c < A_g$) até o momento em que as duas áreas se igualarem e então a partir daí a área de garganta será o fator limitante ($A_c > A_g$). O coeficiente de descarga foi calculado a partir da Eq. (8), como visto na Fig. 13. No primeiro gráfico estão os valores do coeficiente de descarga considerando a área de gar-

Figura 13 – Coeficiente de Descarga em Relação à Abertura da Válvula. A figura a esquerda mostra C_d em relação a área de garganta, enquanto a figura a direita mostra C_d em relação a área mínima.



Nota: AVA: admissão na válvula de admissão, EVE: escape na válvula de escape, EVA: escape na válvula de admissão.

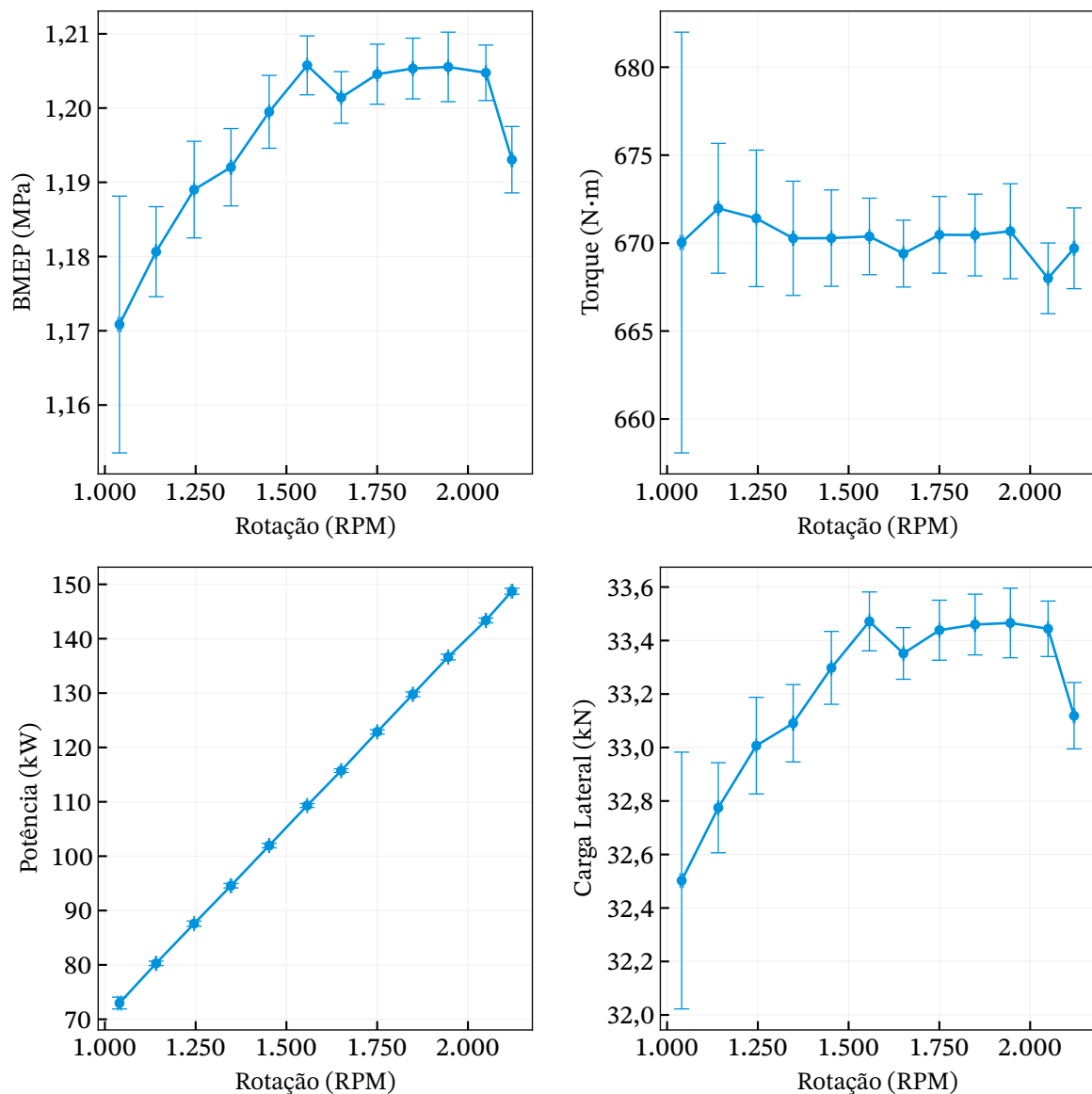
Fonte: elaborado pelos autores.

ganta. Quando a válvula de admissão se abre, tem-se pequenos valores de coeficiente de descarga, pois a vazão é pequena quando comparada com a vazão da garganta para um escoamento isentrópico. Quando a abertura aumenta, o coeficiente de descarga aproxima-se da unidade, porém em nenhum momento ele a atinge. Isso ocorre, pois quando o levante de válvula aumenta, o escoamento se torna mais próximo ao escoamento da área de garganta, porém ele não chega à unidade, pois o escoamento que está ocorrendo na válvula não é um processo isentrópico, devido ao atrito e à irreversibilidade do sistema. Já no segundo gráfico, coeficiente de descarga varia em relação a área mínima. Ele representa variação real que acontece do coeficiente de descarga, visto que para pequenos levantes da válvula, área mínima é a área de cortina e, a medida que aumenta o levante de válvula, a área mínima passa a ser a área de garganta. Esta mudança de área mínima ocorre no levante de válvula de 5 mm para as condições de AVA e EVA, e 4 mm para EVE. Nestes pontos nota-se a mudança no gráfico, com as curvas tornando-se idênticas ao gráfico do lado esquerdo.

3.2.2 Ensaio Dinamométrico

A partir do ensaio realizado, sendo este monitorado e controlado pelo software, na sala de controle, uma planilha foi gerada com diversas informações em cada instante de tempo, para cada rotação em que o motor foi solicitado. Considerando a variação da rotação, alguns parâmetros importantes foram coletados e dispostos na Fig. 14 em função da rotação, afim de observar o comportamento de cada um deles.

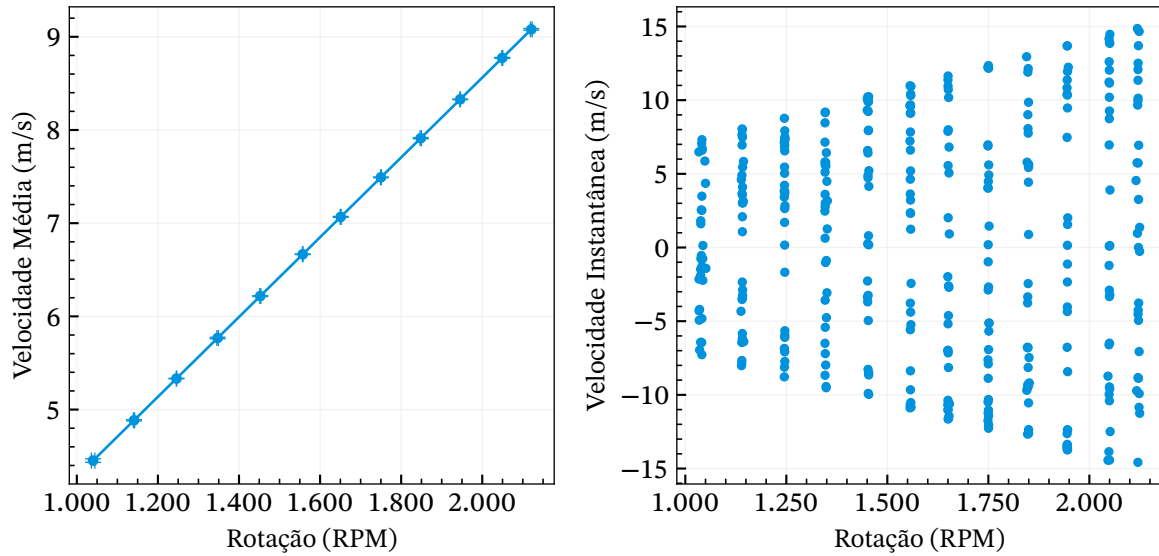
Enquanto a potência, torque e pressão foram coletados diretamente dos dados do software, a carga lateral foi calculada utilizando a Eq. (10), considerando a pressão média efetiva, calculada através da Eq. (9). Os pontos coletados são altamente variáveis, cada um com seu grau de variação, mesmo em um pequeno intervalo de variação da rotação. Portanto, foi feita a média dos valores coletados para cada intervalo de rotação e suas incertezas foram determinadas a partir do desvio padrão, portanto as curvas apresentam as barras de erro para melhor interpretação dos resultados coletados. A manutenção do BMEP constante a partir de 1600 RPM, como mostra a Fig. 14, destaca a eficiência do motor na conversão de combustível em energia mecânica. Isso sugere um projeto otimizado, ajustado para condições operacionais específicas, maximizando a eficiência térmica e mecânica em uma faixa específica de rotações. O torque constante, em torno de $670 \text{ N} \cdot \text{m}$, desempenha um papel importante na força de rotação do motor, impactando diretamente a aceleração e a resposta do veículo. Essa característica é útil em aplicações que demandam força constante, como em veículos pesados, proporcionando estabilidade em condições de carga variável. A potência, como é esperado, varia quase que linearmente e aumenta gradativamente com o aumento da rotação. A força lateral do pistão também contribui para a estabilidade global do motor, especialmente e estabiliza-se na faixa de 1600 RPM, assim como o BMEP, algo naturalmente esperado, visto que a força lateral é uma função dependente da BMEP.

Figura 14 – Principais Parâmetros em Função da Rotação

Fonte: elaborado pelos autores.

Velocidade

A velocidade média, como visto na Eq. (11), varia linearmente com o curso do pistão, então naturalmente o gráfico da esquerda é uma reta que cresce linearmente a medida que a rotação também aumenta. Já a velocidade instantânea, quando visualizada em função do ângulo de manivela, tem o comportamento de uma senoide quando considerado seu comportamento padrão ideal, tendo picos de máximos e mínimos, que indicam a velocidade máxima do pistão em diferentes sentidos, isto é, quando sobe e quando desce. No gráfico a direita, para um determinado valor de rotação, verifica-se quase uma linha vertical. Representa o conjunto de velocidades instantâneas para aquela determinada rotação. Sendo assim, o valor mais alto e mais baixo em cada rotação representam as velocidades máxi-

Figura 15 – Velocidades em Função da Rotação

Fonte: elaborado pelos autores.

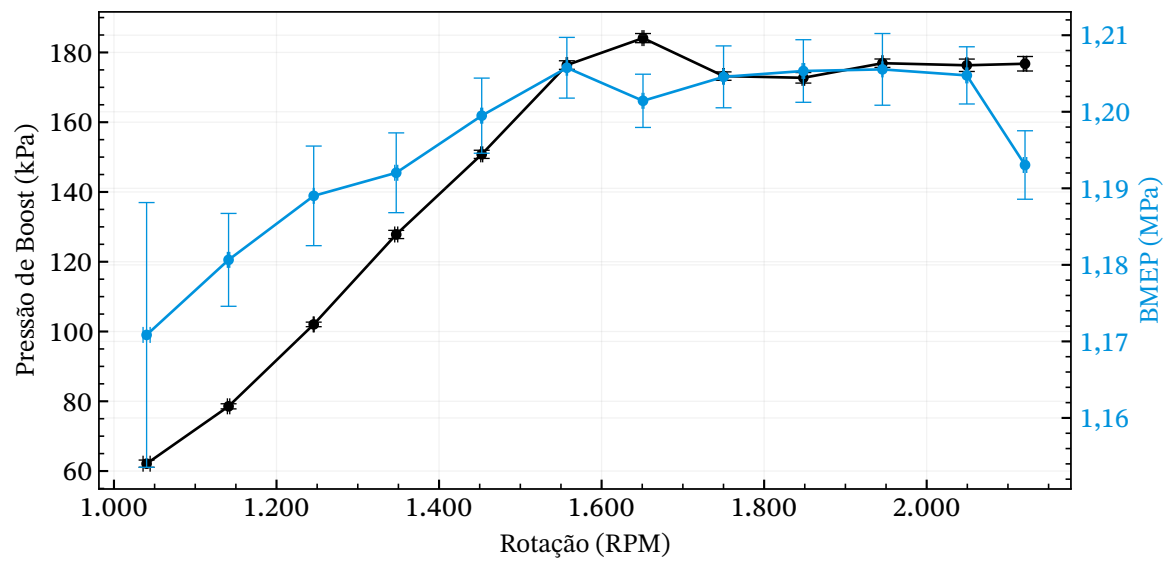
mas, onde a abscissa representa a mudança de direção da velocidade. Nota-se que com o aumento da rotação, a velocidade máxima do pistão aumenta de forma gradativa e quase linear, atingindo $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, quando a rotação aproxima-se da 2000 RPM.

Pressão de Boost

A pressão de boost é aquela relativa à pressão no coletor de admissão, e ocasionada pela presença do turbocompressor. Na Fig. 16, verifica-se o quanto a pressão de boost influencia principalmente na BMEP. No eixo esquerdo, com a curva em preto, está a pressão de boost; e no eixo da direita, com a curva em azul, está a BMEP. Duas ordenadas foram plotadas para melhor visualização da influência de uma na outra, pois a ordem de grandeza das duas são diferentes. Observa-se que a pressão de boost corresponde a aproximadamente 10% da BMEP e ambas as curvas tem comportamento similar ao longo da variação da rotação. Este já é o comportamentamento esperado, visto que este motor é sobrecarregado, então a pressão de boost naturalmente fornece uma pressão maior e garante uma pressão média efetiva também maior.

Índice de Mach

O índice de Mach considera a vazão de escoamento no motor em relação à velocidade do som. Para a melhor eficiência volumétrica, deseja-se $Ma = 0,5$. Duas abordagens foram realizadas, uma considerando a velocidade de escoamento isentrópica a partir da Eq. (4) e aplicando na Eq. (13); e outra utilizando os parâmetros geométricos do motor e a velocidade média, como visto na Eq. (14). Os resultados estão dispostos na Tabela 5.

Figura 16 – Pressão de Boost em Função da Rotação

Fonte: elaborado pelos autores.

Considerando a Eq. (13), verifica-se que para condições de potência máxima, a velocidade

Tabela 5 – Índice de Mach

Método	Condição	Índice de Mach
Eq. (13)	Torque máximo	$0,59 \pm 0,01$
Eq. (13)	Potência máxima	$2,7 \pm 0,2$
Eq. (14)	Torque máximo	$0,0808 \pm 0,0001$
Eq. (14)	Potência máxima	$0,15022 \pm 0,00015$

Fonte: elaborado pelos autores.

de escoamento não garante uma boa eficiência volumétrica, mas para condições de torque máximo, se aproxima do índice de Mach ideal. Já pela Eq. (14), para ambas as condições o índice de Mach se mostra bem baixo, revelando baixa eficiência volumétrica.

4 CONCLUSÃO

A realização dos ensaios de fluxo no cabeçote do motor EA211 TSI e do ensaio dinamométrico no motor John Deere 6068 Tier 3 proporcionou uma análise abrangente e detalhada do desempenho e das características operacionais dos motores de combustão interna. No ensaio de fluxo no cabeçote, os cálculos e gráficos proporcionaram a compreensão sobre o comportamento do fluxo em relação ao levante da válvula, tanto para a admissão na válvula de admissão, escape na válvula de admissão e escape na válvula de escape. A análise da área de cortina em função do levante da válvula revelou um aumento linear, enquanto os coeficientes de descarga, considerando a área de garganta e área mínima, ofereceram informações importantes sobre a eficiência do escoamento e as limitações relativas à geometria das válvulas. No ensaio dinamométrico, a estabilidade do torque foi em torno de $670 \text{ N} \cdot \text{m}$, a constância do BMEP a partir de 1600 RPM e a estabilização do boost em 180 kPa. A análise da velocidade média e máxima, com a carga lateral do pistão, proporcionou uma compreensão aprofundada do comportamento dinâmico do motor em diversas condições de operação. A interação entre os parâmetros, como torque, BMEP, pressão de boost e força lateral do pistão, evidenciou a importância da sintonia fina no projeto do motor para garantir desempenho uniforme e eficiência térmica. A estabilidade da força lateral do pistão contribuiu para uma operação suave e eficiente, minimizando vibrações e desgaste mecânico. O índice de Mach indica torque máximo em 0.59 e potência máxima em 2.7. Assim, a abordagem integrada desses elementos essenciais, aliada à precisão nos controles, confirma a capacidade do motor em proporcionar uma operação eficiente e confiável em diversas condições. Portanto, os resultados e discussões apresentados neste trabalho demonstram a habilidade de conduzir uma análise detalhada de um motor de combustão interna, semelhante à abordagem realizada por uma montadora.

REFERÊNCIAS

BLAIR, Gordon. *Design and simulation of four-stroke engines*. SAE International, 1999.

CENGEL, Yunus A; CIMBALA, John M. *Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações*. AMGH Editora, 2015.

FERGUSON, Colin R; KIRKPATRICK, Allan T. *Internal combustion engines: applied thermosciences*. John Wiley & Sons, 2015.

HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Education, 2018.