

## Estudo teórico de motores de combustão interna, plano de comissionamento de bancada didática no laboratório de motores e elaboração de roteiros didáticos dos ensaios da bancada

Leonardo F. von Huelsen\*<sup>1</sup>, Orientador: Prof. Dr. Waldyr Ribeiro Gallo<sup>2</sup>;

<sup>1</sup>Unicamp, Instituto de Física Gleb Wataghin (IFGW);

<sup>2</sup>Unicamp, Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM) - Departamento de Energia;

---

### Resumo

Este projeto teve por principal objetivo o comissionamento de uma bancada didática para ensaios de motores à combustão interna e a elaboração de roteiros didáticos para tais ensaios. Primeiramente estudou-se os conceitos teóricos de motores de combustão, seus tipos de ensaios (experimentos) de caracterização e os manuais e procedimentos de segurança da bancada alemã GUNT e do laboratório de motores da FEM-Unicamp. Em seguida, foram realizados os ensaios de desempenho afim de se mapear as características do motor estacionário (*Briggs & Stratton* de 4T e 148cc), e, por fim, o ensaio de pressão interna do cilindro no mesmo motor. Para este último tipo, realizou-se um estudo mais profundo, no qual, a partir do método de Krieger-Borman para zona única aplicou-se uma modelagem matemática para a análise da taxa de liberação de calor (*Heat Release Analysis*) do motor, que explicitou mais detalhadamente o processo de combustão e suas características específicas no motor utilizado. Afinal, foram elaborados roteiros detalhados para a realização de cada tipo de ensaio citado.

---

### I. INTRODUÇÃO E MOTIVAÇÃO

Os motores a combustão interna vêm evoluindo muito rapidamente desde a aparição de seus primeiros protótipos no final do século XIX, e, desde então, têm tido papel fundamental em diversas áreas da tecnologia. Hoje, eles estão presentes em diversos setores da indústria e são componentes fundamentais dos meios de transporte mais importantes e mais utilizados do mundo moderno.

Contudo, ultimamente vem se discutindo a necessidade de substituir os motores a combustão por motores elétricos devido ao seu menor impacto ambiental, pois motores elétricos não necessitam de combustíveis fósseis para seu funcionamento e, por consequência, não emitem gases poluentes. Entretanto, devido à grande importância e difusão dos motores a combustão em vários setores da indústria e tecnologia, essa mudança se dará de forma lenta e

gradual e não atingirá a todos os setores (onde o uso de motores elétricos não é viável ou eficiente).

Logo, o estudo e aperfeiçoamento de motores a combustão interna se torna necessário para que se possam desenvolver tecnologias mais sustentáveis e motores mais eficientes e que emitam o mínimo possível de poluentes.

### II. A BANCADA GUNT

A bancada GUNT é composta basicamente por 3 elementos acoplados, que podem ser observados na figura 1.

CT 159 representa a bancada em si. No nível inferior podemos encontrar o filtro de ar e o tanque de combustível, com sensores para medição da vazão e temperatura dos fluidos. O combustível utilizado é “gasolina brasileira” convencional (gasolina pura acrescida de 18% a 27,5% de etanol anidro). Já o motor acoplado à bancada é um mono cilindro

4T estacionário de ignição por faísca da fabricante inglesa *Briggs & Stratton*. Seu modelo, CT152, é adaptado para a bancada, ele possui 17kg, 148cc e 1,5kW (aproximadamente 2HP).

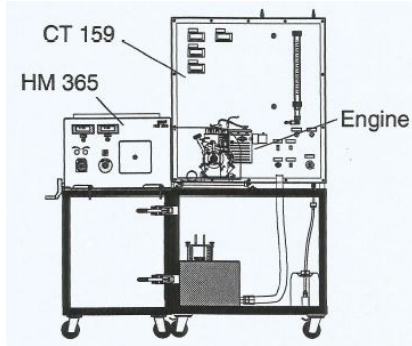


Figura 1: Componentes da Bancada GUNT

À esquerda, nomeado de HM365, encontra-se o freio dinamométrico, ou dinamômetro. Este equipamento é elétrico e sua função é aplicar e medir diferentes cargas e rpm's ao motor, conectado por uma correia de borracha. Essa unidade é fundamental para a realização dos ensaios, pois além de aplicar determinados regimes de operação ao motor, também é responsável por transmitir os dados para o computador em tempo real. Os ensaios são programados através de um software interativo integrado à bancada.

### III. RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### I. Desempenho

Os ensaios de desempenho mapeiam as principais características do motor. Primeiramente, é escolhido um regime de operação, normalmente de meia carga ou plena carga, onde o termo “carga” indica, nesse caso, o nível de abertura da borboleta do acelerador do mesmo. Então, durante o ensaio, diferentes grandezas são medidas como função da velocidade (rpm) imposta ao eixo do motor. Seguem alguns resultados:

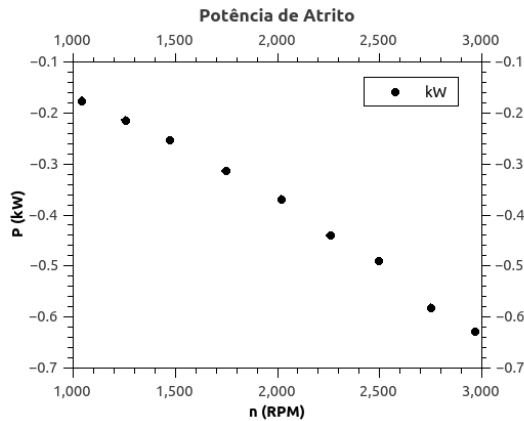


Figura 2: Gráfico do ensaio de potência de atrito

A curva da figura 2 representa a potência dissipada pela força de atrito dos componentes do motor. Ela

pode ser bem aproximada por um polinômio de segundo grau e indica que o módulo da potência necessária para girar o eixo do motor aumenta com o aumento da rotação. Isto se dá devido às forças de atrito que se potencializam com as maiores velocidades e temperaturas.

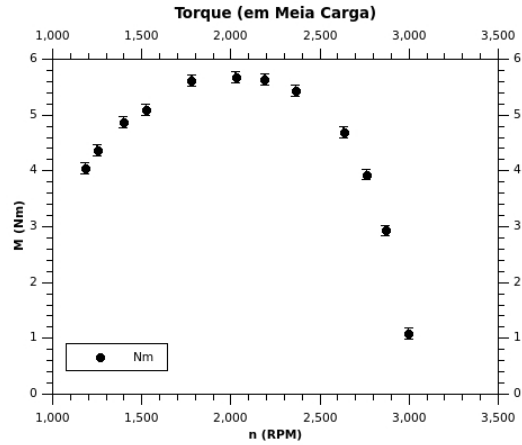


Figura 3: Ensaio de desempenho T Vs. n

A figura 3 apresenta a curva do torque fornecido pelo eixo do motor em função de uma dada rotação aplicada. Note que, em meia carga, o regime ideal para o torque, onde esta grandeza é máxima, é por volta de 2.000 rpm.

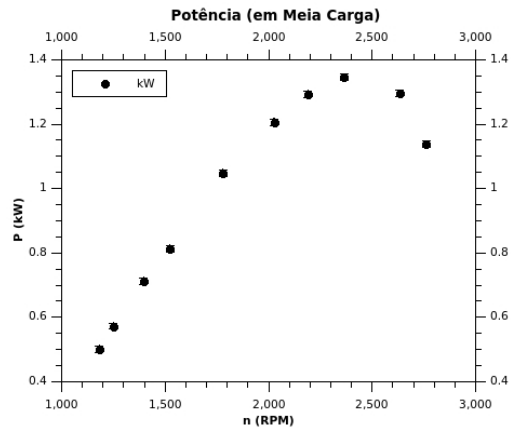


Figura 4: Ensaio de desempenho P Vs. n

No gráfico da figura 4 observa-se a potência produzida pelo motor em regime de meia carga. Note que o ponto de maior potência é atingido próximo ao regime de 2.500 rotações por minuto, diferente do regime de máximo torque.

No que se refere às incertezas das grandezas analisadas neste relatório, todas as barras de erro dos gráficos foram acrescentadas considerando-se a menor medida possível de cada grandeza para o aparelho (resolução). Quando, durante os ensaios, foi observado um comportamento anormal ou uma maior flutuação nos valores dos dados, estimou-se um erro coerente à

tal flutuação.

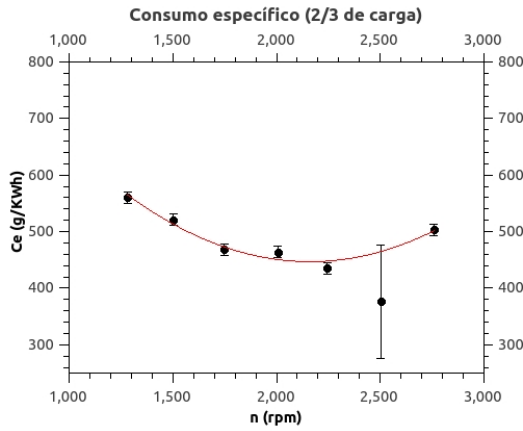


Figura 5: Ensaio de desempenho  $C_e$  Vs.  $n$

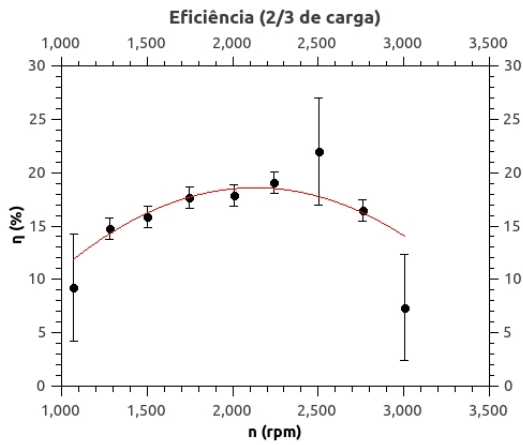


Figura 6: Ensaio de desempenho  $\eta$  Vs.  $n$

Os ensaios de consumo específico de combustível e eficiência, representados nos gráficos das figuras 5 e 6 supracitados, são mais sensíveis e difíceis de serem realizados, demandando maior experiência e cuidado. Devido a esse fato, alguns pontos possuem erros relativos muito maiores, pois grandes flutuações foram observadas durante as medições.

Podemos perceber, no gráfico da figura 5, uma variação de aproximadamente 440 para 560 g/KWh entre os pontos de menor e maior consumo respectivamente. Além disso, o regime de consumo mínimo parece ser de 2000 a 2300 rpm. Além disso, é interessante ressaltar que o pico de eficiência, na figura 6, é por volta de 19% e é atingido na faixa de 2000 - 2300 rpm, que coincide com a região de velocidades onde o consumo específico é mínimo. Esse resultado é esperado uma vez que essas grandezas estão matematicamente relacionadas por equações que são o inverso uma da outra a menos de uma constante multiplicativa.

## II. Pressão interna do cilindro

Esse tipo de ensaio permite monitorar, de maneira instantânea, a pressão relativa de dentro do cilindro em função do ângulo da manivela para cada ciclo, através de um sensor especial acoplado à vela de ignição. Para isso, escolhe-se, novamente, um regime de operação e realizam-se várias medidas até que uma curva média estável seja obtida.

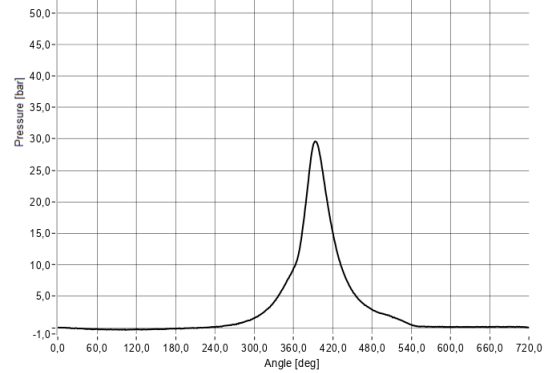


Figura 7: Ensaio de pressão - Plena Carga, 1212rpm

Para entender de maneira mais profunda e completa o que essa curva de pressão, da figura 7, representa e que tipo de dados ela pode nos proporcionar, realizou-se uma modelagem matemática denominada de *Heat Release Analysis* (HRA), ou, em português, análise da taxa de liberação de calor, descrita em [5].

Para essa análise, faz-se a aproximação de zona única para o sistema no interior do cilindro, representado pela figura 8. Ou seja, não se faz distinção entre os produtos e os reagentes da reação de combustão.

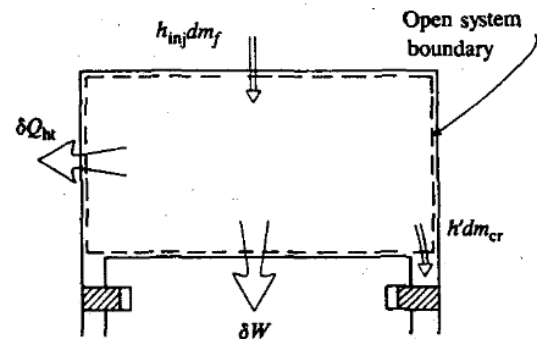


Figura 8: Sistema aberto considerado para análise do caso de zona única [5].

Podemos, então, aplicar a primeira lei da termodinâmica, e obtemos a eq.1:

$$\delta Q_{ch} = dU_s + \delta Q_{ht} + \delta W + \sum_i^n h_i dm_i \quad (1)$$

onde os termos  $\delta Q_{ch}$ ,  $dU_s$ ,  $\delta Q_{ht}$  e  $\delta W = pdV$  representam respectivamente a energia química

liberada pela combustão, a variação em energia sensível, a transferência de calor para as paredes do cilindro e o trabalho do pistão. Já o somatório representa o fluxo de massa através da fronteira do sistema.

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = \frac{Ah(T - T_w)}{\omega} \quad (2)$$

Agora, aproximando-se a mistura de ar e combustível para um gás ideal, substituindo-se a eq.(2), bem conhecida para a transferência de calor entre as paredes, em (1) e considerando que o volume de fluido perdido por fendas e defeitos no bloco do motor tende a zero, o que é uma aproximação muito razoável, a E.D.O. a se resolver se reduz a (4) e podemos escrever a temperatura instantânea da mistura:

$$T(\theta) = \frac{p(\theta)V(\theta)}{mR_m} \quad (3)$$

$$\frac{dQ_{ch}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad (4)$$

onde  $\gamma = \gamma(T)$ , considerada constante para essa análise, é uma função da temperatura que se relaciona com a constante dos gases ideais.

A partir disso, fica claro que, para se determinar a taxa de liberação de calor  $\frac{dQ_{ch}}{d\theta}$  é necessário determinar funções suaves para  $V = V(\theta)$  o volume instantâneo da câmara de combustão e sua derivada, a pressão instantânea absoluta dentro do cilindro e sua derivada  $\frac{dp}{d\theta}$ , e a transferência de calor para as paredes da câmara.

As funções de Volume e Área instantânea da câmara de combustão são bem conhecidas e foram obtidas em [2].

$$V(\theta) = V_m + \frac{\pi d^2}{4} S(\theta) \quad (5)$$

$$A(\theta) = A_m + A_p + \pi d S(\theta) \quad (6)$$

onde,  $V_m$ ,  $A_m$  e  $A_p$  são constantes que independem do movimento do pistão,  $d$  é o diâmetro do pistão e  $S(\theta)$  é a posição instantânea do pistão em função do ângulo da manivela. Além disso,  $S(\theta = \pi)$  é o curso total que o pistão percorre, no caso, aproximadamente 44,4mm.

Ademais, para se determinar a constante  $h$  da eq.(2), denominada coeficiente de película, utilizou-se o método de Hohenberg [11], que se mostra uma boa aproximação para situações abrangentes como demonstrado por [12].

Segundo o artigo de 1979 de Hohenberg, podemos estimar o coeficiente de película como

$$h = C_1 V^{-0,06} p^{0,8} T^{-0,4} (V_p + C_2)^{0,8} \quad (7)$$

onde,  $V_p$  é a velocidade média do pistão, e  $C_1$  e  $C_2$  são constantes determinadas experimentalmente.



Figura 9:  $\frac{dp}{d\theta}$  derivada numericamente e já suavizada por transformada de Fourier - FFT



Figura 10: Temperatura dos gases na câmara de combustão em função do ângulo da manivela, segundo a equação 3

Por fim, depois de se obterem todas as funções e constantes necessárias, resolveu-se a E.D.O. (4) numericamente com o auxílio do software Wolfram Mathematica:



Figura 11: Liberação de calor instantânea do motor em função do ângulo da manivela

A partir da curva de liberação de calor da figura 11 podemos identificar claramente os pontos de início e término do processo de combustão, analisando a energia liberada em função de  $\theta$ , que é, no total, por volta de 554J.

Mais precisamente, note que a curva da figura 11 começa a subir mais abruptamente por volta de  $365^\circ$  e somente volta a se estabilizar em torno dos  $410^\circ$ . Determinou-se essa faixa de rotações da manivela como a duração média, em graus, do processo de combustão. Logo, uma duração de  $45^\circ$ . Como a menor escala do gráfico é de  $5^\circ$ , é razoável conferir uma incerteza de  $5^\circ$  para a medida dos pontos iniciais e finais da combustão, e  $10^\circ$  para a diferença entre eles. Além disso, como é sabido que o ensaio foi realizado num regime constante de  $1212\text{rpm} = 7272^\circ/\text{s}$ , pode-se calcular a duração do processo de combustão em mili segundos:

$$\Delta t_{\text{combust}} = (45 \pm 10)^\circ = (6 \pm 1)\text{ms} \quad (8)$$

#### IV. CONCLUSÕES

Ao final da pesquisa, resultados satisfatórios foram alcançados para cada um dos principais tipos de ensaios de desempenho propostos, em comparação com resultados da literatura e levando-se em conta o tipo de motor utilizado.

Com relação aos ensaios de pressão interna do cilindro e à análise da taxa de liberação de calor (HRA), os resultados obtidos foram extremamente satisfatórios e a análise do processo de combustão e suas características com relação a esse motor em específico puderam ser analisadas de maneira muito mais profunda e esclarecedora.

Por fim, como mencionado anteriormente, foram elaborados, durante esse projeto de pesquisa, roteiros detalhados dos ensaios aqui discutidos para serem realizados futuramente por outros alunos de graduação e pós graduação da Unicamp que pretendem utilizar o laboratório de motores e a bancada GUNT em específico. Isso facilitará o acesso a esse tipo de pesquisa, e tornará o processo de familiarização dos alunos com a bancada muito mais fácil, rápido e interativo.

#### REFERÊNCIAS

- [1] Moran, M.J. and Shapiro, H.N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**, Grupo Gen - LTC, 2013;
- [2] Brunetti, Franco **Motores de Combustão Interna**: volume 1 / Franco Brunetti – São Paulo: Blucher, 2012.
- [3] Brunetti, Franco **Motores de Combustão Interna**: volume 2 / Franco Brunetti – São Paulo: Blucher, 2012.
- [4] Plint, M. & Martyr, A. **Engine Testing – Theory and Practice** 2d. Edition, Oxford: Butterworth – Heinemann, 2002.
- [5] Heywood, J. B. **Internal Combustion Engines Fundamentals**, New York: McGraw-Hill, 1988.
- [6] GUNT, Manual: **CT159 Modular Test Stand for single cylinder engines 2,2 kW**. Hamburg, 2013.
- [7] GUNT, Manual: **HM365 Universal Drive and Brake system**. Hamburg, 2004.
- [8] GUNT, Manual: **CT150 Four stroke petrol engine module**. Hamburg, 2001.
- [9] GUNT, Manual: **Installation instructions: CT159-03 Pressure transducer and TDC sensor for CT150**. Hamburg, 2009.
- [10] J. A. Gatowski, E. N. Balles, K. M. Chun, F. E. Nelson, J. A. Ekchian, John B. Heywood, **Heat Release Analysis of Engine Pressure Data**, 1984-10-01, SAE Technical Paper 841359.
- [11] Hohenberg, G., **Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations**, SAE Technical Paper 790825, 1979.
- [12] GALLO, W. L. R. **Avaliação de coeficientes de película para estudos de transmissão de calor instantânea em motores de combustão interna**. Anais do II Encontro Nacional de Ciências Térmicas, pages 57–60, 1988.
- [13] Cheung, H. and Heywood, J., **Evaluation of a One-Zone Burn-Rate Analysis Procedure Using Production SI Engine Pressure Data**, SAE Technical Paper 932749, 1993.
- [14] Caio Henrique Rufino, **Conceptual study of an internal combustion engine with adjustable cubic capacity and compression ratio**, tese de doutorado, 2020, FEM - Faculdade de Engenharia Mecânica - Unicamp.