

ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM MOTOR FLEX-FUEL PARA DIFERENTES RELAÇÕES DE COMPRESSÃO

Angelo Maggio Neto¹, André Vinícius de O. Maggio¹, Armando Antônio Maria Laganá¹, Marcos Henrique C. Silva¹, Marco Isola Naufal², Marco Aurélio Fróes³

¹Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (POLI-USP)

²Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT)

³FATEC Santo André (FATEC)

E-mails: angmaggio19@gmail.com, andremaggio@usp.br,
armandolagana@terra.com.br, marcoshencarsil@gmail.com, mnaufal@ipt.br,
mafroes@uol.com.br

RESUMO

Motores com relação de compressão variável estão perto da realidade dos veículos comerciais. Com o lançamento da tecnologia da *Infinity*, os motores monocombustíveis poderão utilizar as vantagens de alterar a taxa de compressão de acordo com a carga solicitada, otimizando o consumo e o desempenho. No caso dos motores *flex-fuel*, pode-se utilizar esta tecnologia para atuar no regime ideal de cada combustível dado que a gasolina (E22) pode trabalhar dentro de um intervalo de 8,5:1 até 13:1 de valores de taxa de compressão, ao passo que o etanol se concentra na faixa de 10:1 até 14:1. Para o bom funcionamento dos motores *flex-fuel*, adota-se como característica geométrica do motor uma relação de compressão intermediária entre o etanol e a gasolina, fazendo com que o motor não trabalhe no regime ótimo de nenhum dos combustíveis. Como exemplo, o etanol possui propriedades não exploradas, como a maior resistência a detonação. Nesse contexto, o principal objetivo deste trabalho é verificar o impacto no rendimento térmico e desempenho nos motores com tecnologia *flex-fuel*, em quatro taxas de compressão, em três diferentes composições: gasolina e27, etanol hidratado e uma composição intermediária.

INTRODUÇÃO

O presente artigo é resultado de um estudo preliminar a respeito das possibilidades e horizontes que a variação da relação de compressão (VRC) de um motor *flex-fuel* pode alcançar.

Esta tecnologia está próxima da realidade dos veículos monocombustíveis comerciais [1] e com essa proposta, é possível melhorar a eficiência de qualquer motor de combustão interna alternativo de quatro tempos aumentando a taxa de compressão [4]. Uma outra possibilidade em utilizar esta tecnologia é melhorar o aproveitamento energético dos motores que utilizem mais de um tipo de combustível ou uma mistura entre eles.

Os motores de combustão à gasolina têm uma faixa da taxa de compressão característica de 8,5:1 até 13,0:1 (para o caso da gasolina utilizada no Brasil que contem adição de etanol E22) enquanto que para motores à etanol esta faixa vai de 10,0:1 até 14,0:1 [3]. Inevitavelmente, os motores *flex-fuel* atuais possuem relações de compressão intermediárias para ambos os combustíveis, trabalhando em uma condição não ideal, porém permite o seu funcionamento com ambos os combustíveis e misturas feitas entre estes. Isso acarreta na perda do potencial que este motor poderia alcançar se fosse construído com uma taxa de compressão para um determinado combustível. Com a tecnologia VRC, torna-se possível a otimização do desempenho do motor bicomcombustível utilizando etanol hidratado, gasolina ou suas misturas. Nessa conjuntura, faz-se necessário o estudo do impacto uso das diferentes taxas de compressão aplicadas ao motor *flex-fuel*.

1. RELAÇÃO DE COMPRESSÃO

A relação de compressão de um motor é definida como sendo o número de vezes em que o volume total do cilindro é comprimido no tempo de compressão dentro da câmara de combustão. É uma característica geométrica do motor e é definida como:

$$RC = \frac{V_1}{V_2} \quad (1)$$

$$V_{deslocado} = V_1 - V_2 \quad (2)$$

$$RC = \frac{V_{deslocado} + V_2}{V_2} = \frac{V_{deslocado}}{V_2} + 1 \quad (3)$$

Onde:

RC é a relação de compressão;

V_2 é o volume da câmara de combustão [m^3];

V_1 é o volume total do cilindro [m^3];

$V_{deslocado}$ é o volume deslocado pelo pistão movendo-se do PMS para o PMI [m^3];

Como descrito em [2], a taxa de compressão influencia na eficiência térmica do motor de acordo com a equação a seguir:

$$\eta = 1 - \frac{1}{RC^{\frac{C_p}{C_v}-1}} \quad (4)$$

Onde:

η é a eficiência térmica do motor;

C_p é o calor específico a pressão constante do combustível [$J/(Kg \cdot K)$];

C_v é o calor específico a volume constante do combustível [$J/(Kg \cdot K)$];

De acordo com a equação (4), conforme aumenta-se a relação de compressão, aumenta-se a eficiência térmica do motor.

Pode-se relacionar a eficiência do motor em função do torque como descrito abaixo [5]:

$$\eta = \frac{T * 4 * \pi}{m_{comb} * H} \quad (5)$$

Onde:

T é o torque [N*m];

m_{comb} é a massa de combustível [kg];

H é o poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg];

Conforme o torque aumenta, a eficiência também aumenta.

Utilizando o modelo de [6] é possível estimar o valor de torque máximo teórico em função da rotação, num dado valor de lambda e de pressão no coletor de admissão. Dessa forma é possível desenvolver a curva de torque máximo teórico por rotação.

2. MODELO

Verifica-se que a aproximação da equação (4) não é de fato um bom quantificador, mas sim um indicador da direção rumo a otimização da eficiência térmica do motor. Na prática, o cálculo do rendimento térmico do motor é muito mais complexo, pois depende de diversos fatores como ângulo de ignição, composição e massa do combustível injetado, rotação, relação estequiométrica, temperatura do motor, recirculação dos gases de escape e a pressão no coletor de admissão [6].

O modelo utilizado para quantificar com maior precisão o torque do motor o descrito em [6]. Ele consiste em quantificar o torque total produzido de acordo com a quantidade de combustível injetado corrigido pela eficiência de ignição, de rotação, de lambda e perdas por fricção e bombeamento, levando em conta todas as características intrínsecas a geração de torque supracitadas. A equação também leva em conta a correção pela recirculação de gases queimados na câmara de combustão. Contudo o motor utilizado nos testes não conta com esse mecanismo. Portanto esse termo deve ser considerado como 1 para não interferir na equação.

$$\eta_e = e_{cor}(\cdot) - \frac{V_d}{m_\phi \cdot H_l} \cdot [p_{meog}(0) + p_{meof}(\cdot)] = \frac{T_e \cdot 4\pi}{m_\phi \cdot H_l} \quad (6)$$

$$e_{cor}(\cdot) = e_{\omega_e}(\omega_e, T_\phi, Y) \cdot e_\lambda(\lambda, Y) \cdot e_\zeta(\zeta, Y) \cdot e_{egr}(x_{egr}) + p_{meog}(0) \cdot K \quad (1)$$

$$\cdot \frac{\lambda \cdot \sigma_0 \cdot V_d}{H_l \cdot m_{\beta, max}(\omega_e)}$$

Onde:

η_e – Eficiência térmica do motor [adimensional];

$e_{cor}(\cdot)$ – Eficiência térmica corrigida [adimensional];

$e_{\omega_e}(\omega_e, T_\phi, Y)$ – Correção da eficiência em função da rotação, carga e composição do combustível [adimensional];

$e_\lambda(\lambda, Y)$ – Correção da eficiência em função da composição e do fator lambda [adimensional];
 $e_\zeta(\zeta, Y)$ – Correção da eficiência em função do ângulo de ignição e da composição [adimensional];
 $e_{egr}(x_{egr})$ – Correção da eficiência em função da recirculação de gases queimados [adimensional];
 $p_{me0g}(0)$ - Perdas por bombeamento em carga baixa [Pa];
 $p_{me0f}(\cdot)$ – Perdas por Fricção [Pa];
 λ – Relação Ar/Combustível do combustível [adimensional];
 σ_0 – Relação estequiométrica teórica para o combustível utilizado [adimensional];
 H_l – Poder Calorífico Inferior do Combustível [J/Kg];
 $m_{\beta, max}(\omega_e)$ – Massa Gasosa de Saída do Coletor de Admissão do Ciclo [Kg];
 K – Fator de Correção [adimensional];
 m_φ – Massa de Combustível [Kg];
 V_d – Volume de Deslocamento [m³];
 T_e – Valor Médio do Torque [N.m];

3. MÉTODOS EXPERIMENTAIS

3.1. DESENVOLVIMENTO

Foram realizados banco de testes num motor EA111 retirado de um veículo Gol 1.6 modelo 2008, sendo que cada banco é realizado com uma taxa de compressão distinta. Os valores das taxas utilizadas nos bancos de testes são 10,1:1, 11,1:1, 12:1 (Taxa original do motor) e 13,1:1. Para atingir os valores de 10,1:1 e 11,1:1 foram utilizadas 2 juntas de cabeçote modificadas com as espessuras de 2,22 e 1,22 respectivamente. Para a taxa mais elevada, foi utilizado um cabeçote rebaixado em 0,3 mm. Os testes foram executados em cada taxa em 3 composições de combustível, sendo elas gasolina E27, mistura predominantemente etanol hidratado E90 e uma mistura intermediária de gasolina e etanol E60 como está representado esquematicamente pela tabela 1. O teste em si foi utilizado para quantificar em 5 pontos de ângulo de ignição numa dada rotação, pressão do coletor de admissão os valores de torque, temperatura do óleo e o tempo de injeção. Para garantir a estabilidade do motor para que os pontos possam ser identificados e aquisitados com boa acurácia foi utilizado um dinamômetro hidráulico com o motor e uma Unidade de Controle Eletrônico (UCE) programável para controlar as condições necessárias dos testes.

Tabela 1: Testes

Relação de compressão	10,1:1	11,1:1	12:1	13,3:1
Combustível	E27	E27	E27	E27
	E60	E60	E60	E60
	E90	E90	E90	E90

3.2. IDENTIFICAÇÃO DO FATOR DE CORREÇÃO DA EFICIÊNCIA EM FUNÇÃO DO ÂNGULO IGNIÇÃO

O teste consiste em determinar o Torque Líquido Máximo (MBT – *Maximum Brake Torque*) variando o ângulo de ignição através da Flex ECU medindo o torque líquido com o dinamômetro. Seu comportamento é predito pela equação 8 extraída de [7]. Através da UCE programável deve-se realizar o controle do fator lambda, que deve estar próximo do valor 1 e com o sensor MAP (*Manifold Absolute Pressure sensor*) determinar a pressão no coletor de admissão. O fator de eficiência devido ao angulo de ignição possui uma relação quadrática entre o mesmo e de seu valor ótimo.

$$e_{\zeta}(\zeta, Y) = 1 - k_{\zeta}(Y) \cdot \left(\zeta - \zeta_0(\omega_e, p_{adm}, Y) \right)^2 \quad (8)$$

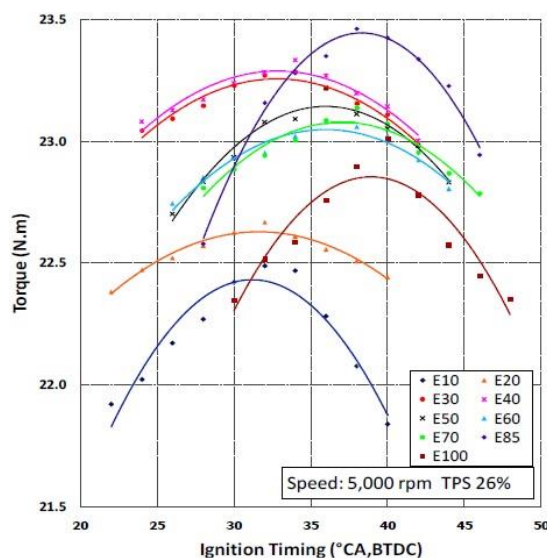
Onde:

$k_{\zeta}(Y)$: é o mapa do fator do ângulo de ignição com relação a composição;

ζ_0 : é o mapa do ângulo ótimo de ignição;

p_{adm} : Pressão no coletor de admissão no centro de admissão.

Figura 1: Curvas $T_e(\zeta)$ para diferentes composições



Fonte: [6]

3.3. IDENTIFICAÇÃO DAS PERDAS POR BOMBEAMENTO

Esse teste é realizado no dinamômetro onde aquisita-se os valores de pressão no coletor de admissão e de exaustão. A sua diferença corresponde as perdas por bombeamento. Elas são influenciadas pela rotação e pela carga. Variando-se uma de cada vez mantendo a outra fixa, é possível elaborar um mapa de três dimensões que corresponde as perdas de bombeamento em função da rotação e das pressões no coletor.

3.4. IDENTIFICAÇÃO DO FATOR DE CORREÇÃO DA EFICIÊNCIA DEPENDENTE DA RELAÇÃO AR/COMBUSTÍVEL (fator λ)

O fator $e_\lambda(\lambda, Y)$ procura incluir na modelagem perdas devido à falta ou excesso de oxigênio. O fator $e_\lambda(\lambda, Y)$ é calculado como em [7]:

$$e_\lambda(\lambda, 0) = \begin{cases} \gamma_1 \cdot \lambda - \gamma_0 & \text{para } \lambda_{min} < \lambda < 1 \\ e_{\lambda,1} + (1 - e_{\lambda,1}) \cdot \sin\left(\frac{\lambda - \lambda_1}{1 - \lambda_1}\right) & \text{para } \lambda_1 < \lambda < \lambda_2 \\ 1 & \text{para } \lambda_2 < \lambda < \lambda_{max} \end{cases} \quad (9)$$

Onde:

$$e_{\lambda,1} = \gamma_1 \cdot \lambda - \gamma_0;$$

$$\lambda_1 = 0.95;$$

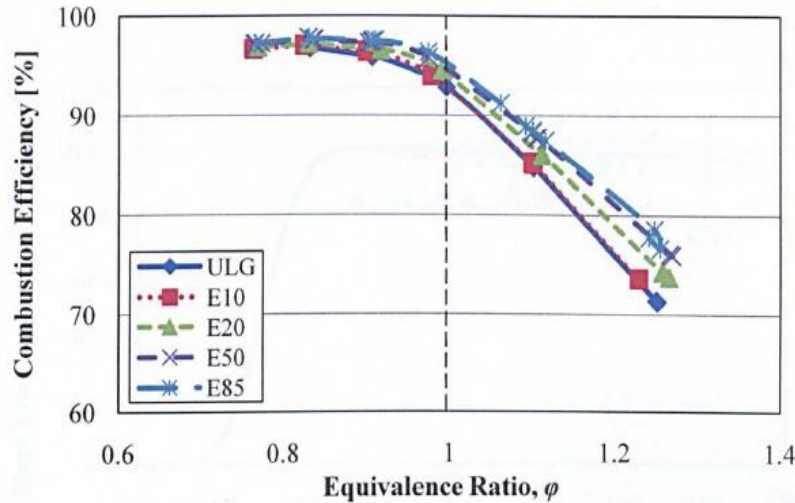
$$\lambda_2 = 1.0285 ;$$

γ_1, γ_0 são parâmetros a serem identificados;

Os limites λ_{min} e λ_{max} são os pontos nos quais ocorre falhas de ignição.

Os parâmetros γ_1 e γ_0 serão identificados como uma função de primeiro grau com relação à composição do combustível na faixa de E27 a E100. Considera-se que a variação em função da composição é pequena, como visto na figura 2, pode-se desprezar a influência da composição para $e_\lambda(\lambda, Y)$.

Figura 2: Eficiência da combustão em função da razão equivalente combustível/ar para composição variada.



Fonte: [6]

3.5. IDENTIFICAÇÃO DO FATOR DE CORREÇÃO DA EFICIÊNCIA EM FUNÇÃO DA ROTAÇÃO.

Após identificar os fatores anteriores, deve-se isolar o fator $e_{\omega_e}(\omega_e, T_\phi, Y)$ na equação e calculá-lo a partir dos outros. Como resultado tem-se um mapa em função de cada rotação e da carga onde foi realizado os demais testes. A carga é incluída devido a sua influência no rendimento térmico do motor [7].

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados encontrados estão representados nos gráficos a seguir.

Figura 3: Torque x Rotação

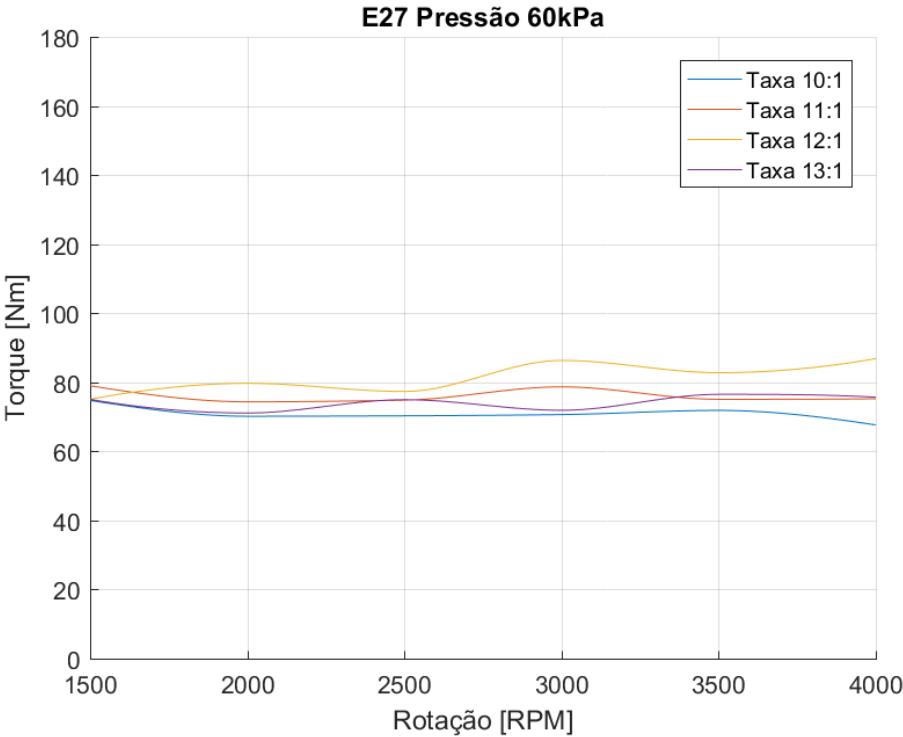


Figura 4: Torque x Rotação

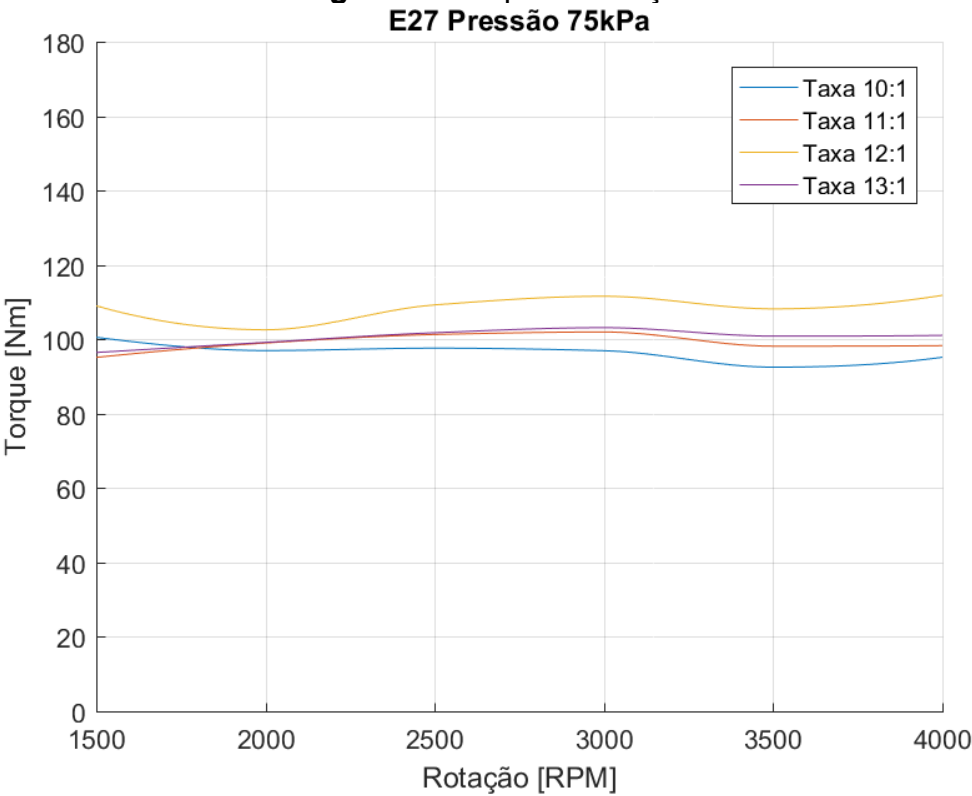


Figura 5: Torque x Rotação
E27 Pressão 90kPa

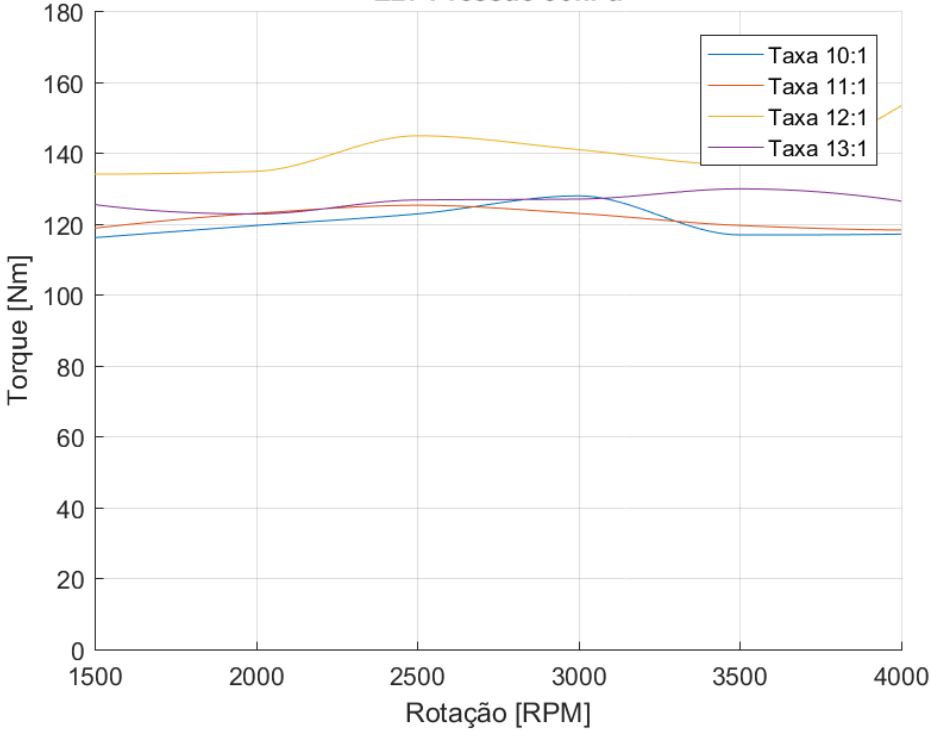


Figura 6: Torque x Rotação
E60 Pressão 60kPa

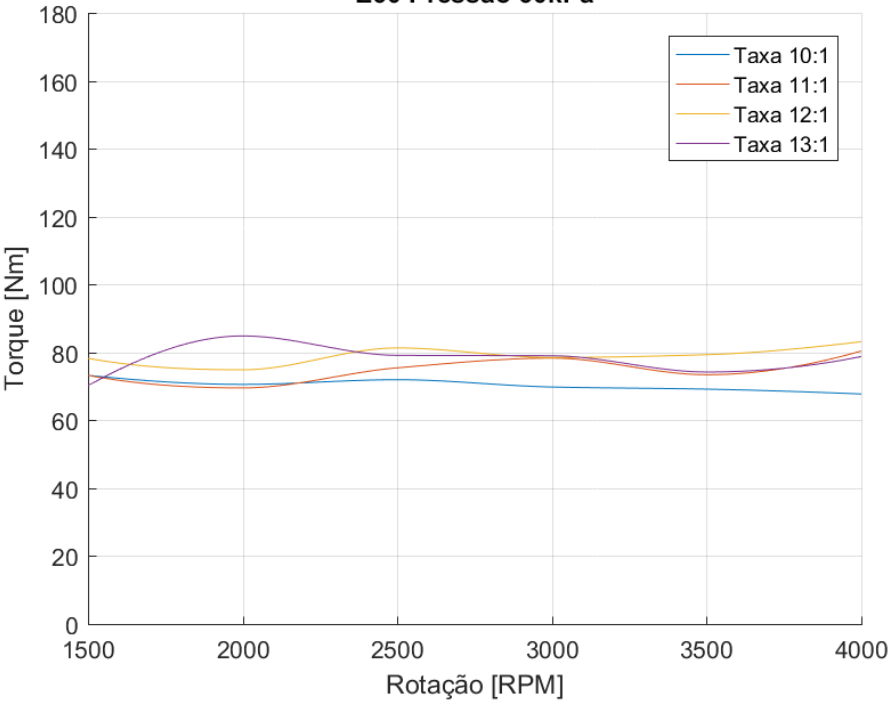


Figura 7: Torque x Rotação

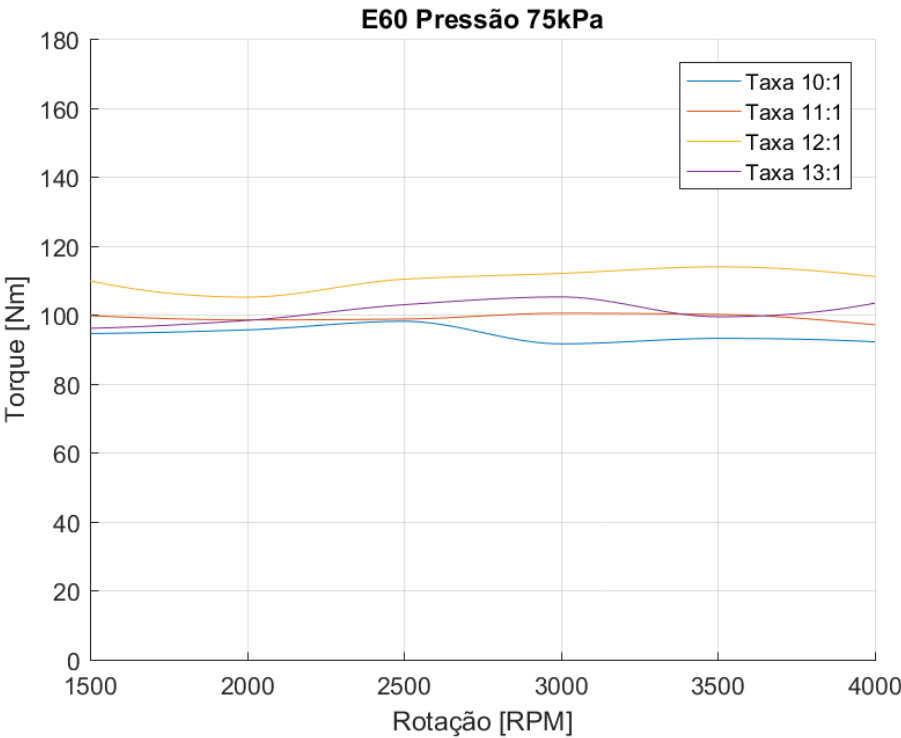


Figura 8: Torque x Rotação

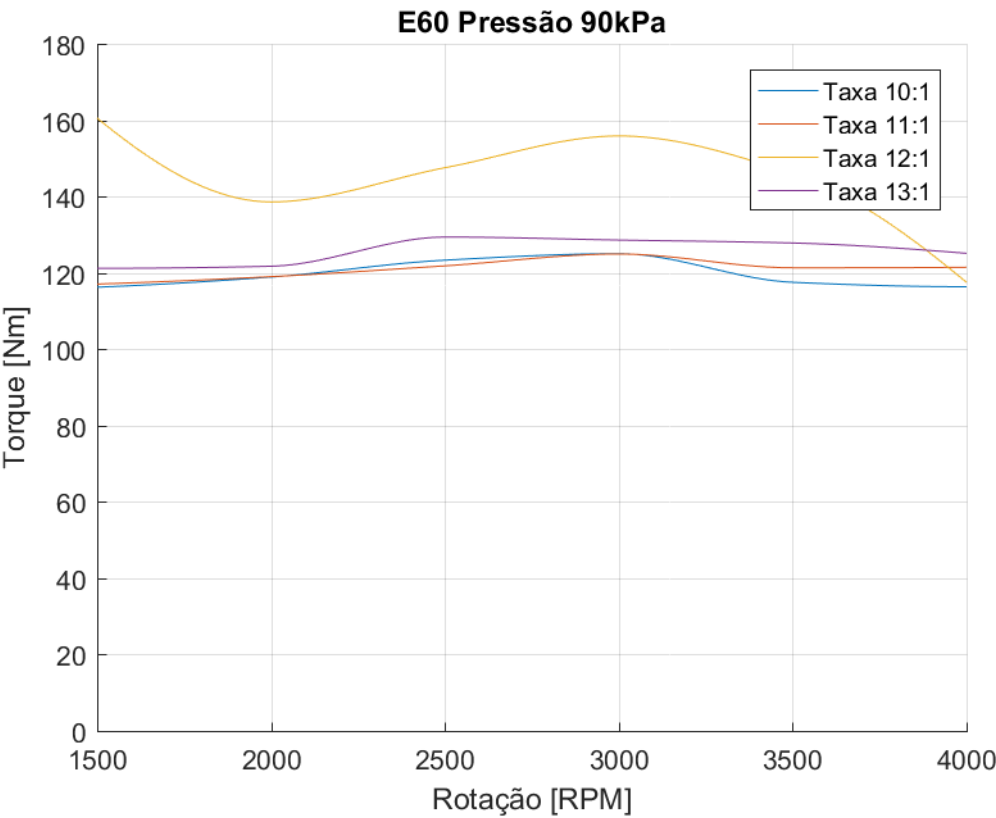


Figura 9: Torque x Rotação

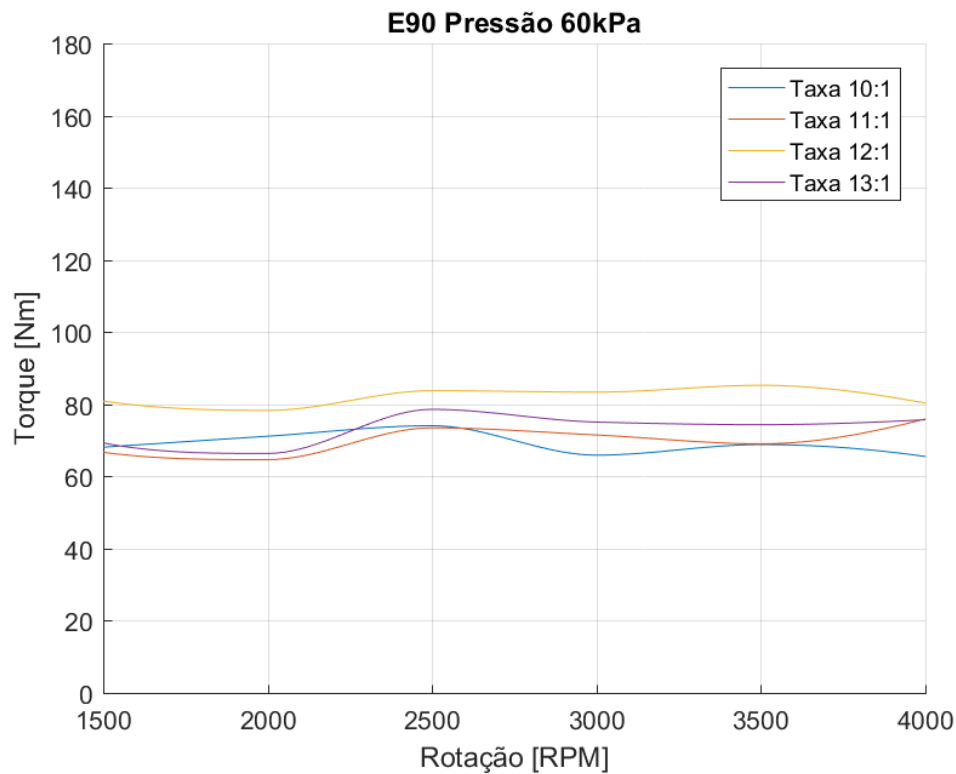


Figura 10: Torque x Rotação

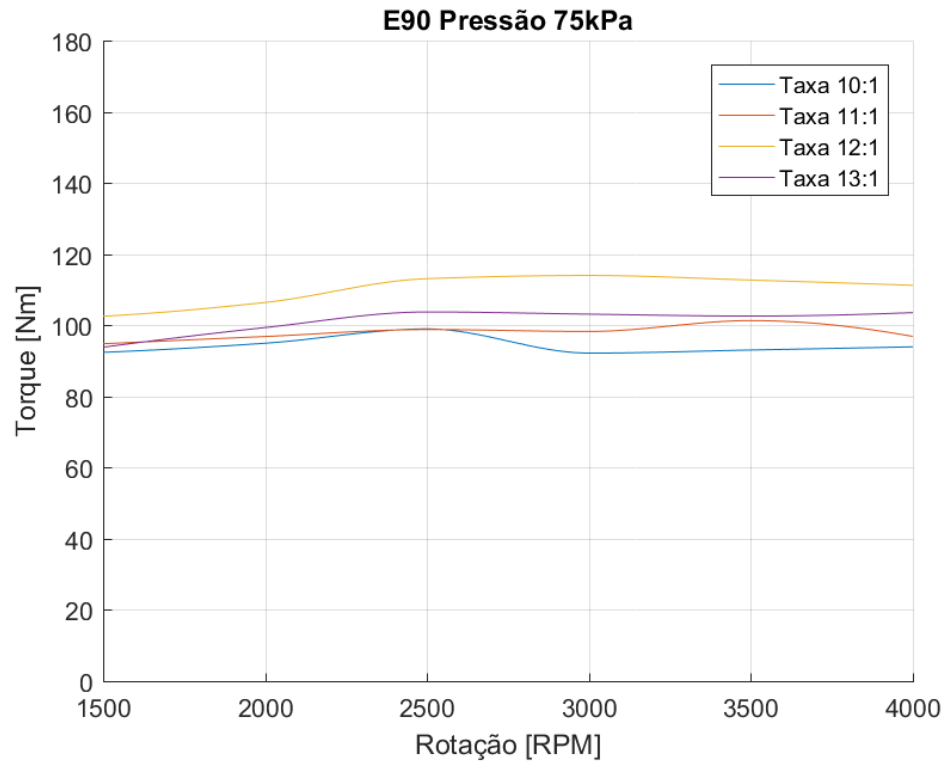


Figura 11: Torque x Rotação

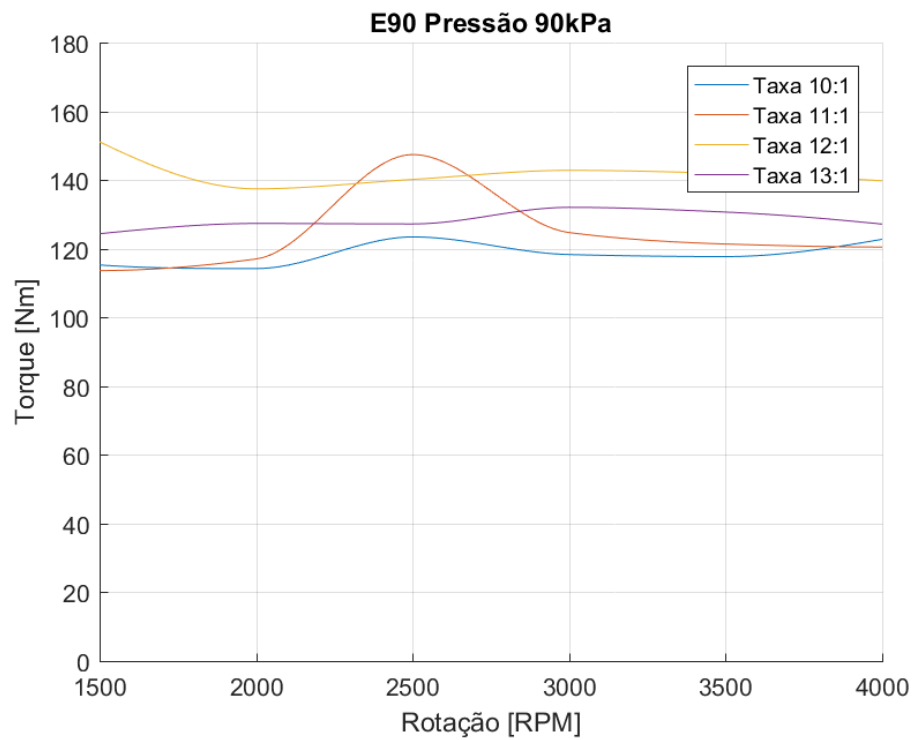


Figura 12: Eficiência Térmica x Rotação

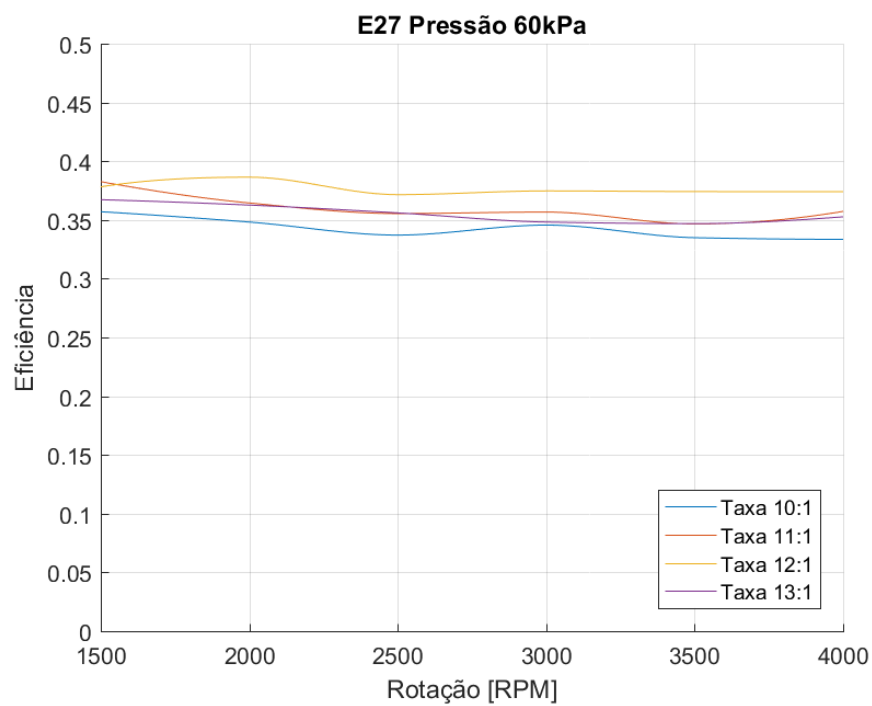


Figura 13: Eficiência Térmica x Rotação

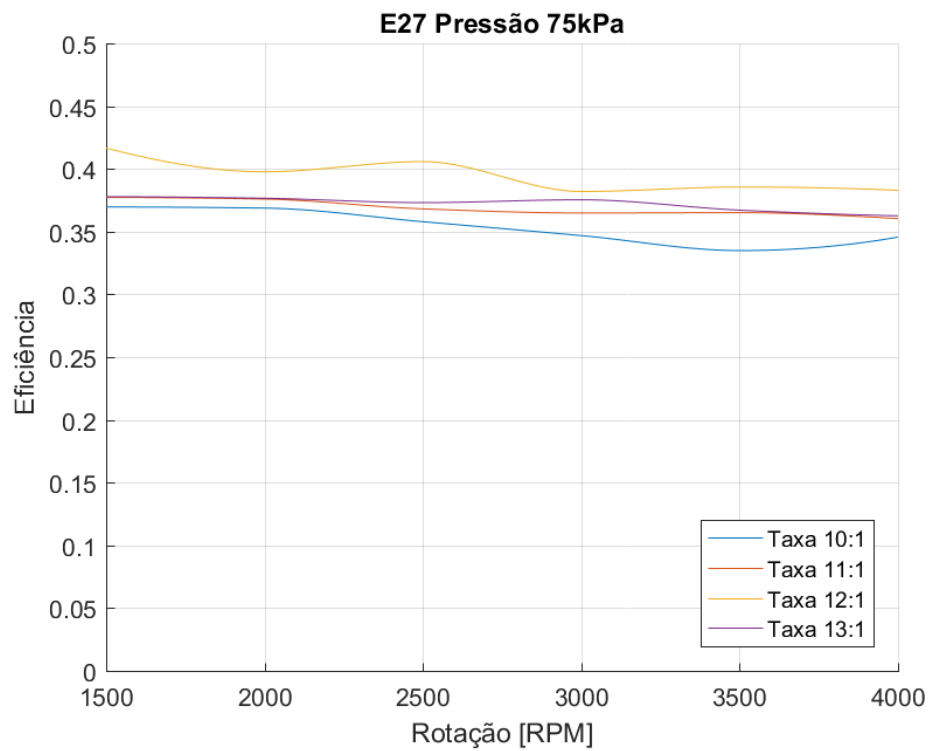


Figura 14: Eficiência Térmica x Rotação

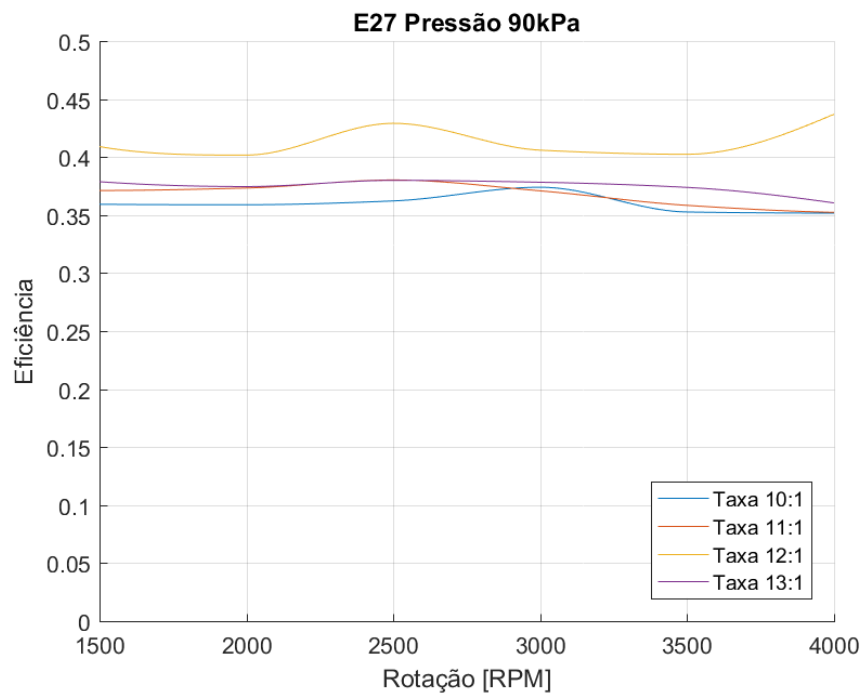


Figura 15: Eficiência Térmica x Rotação

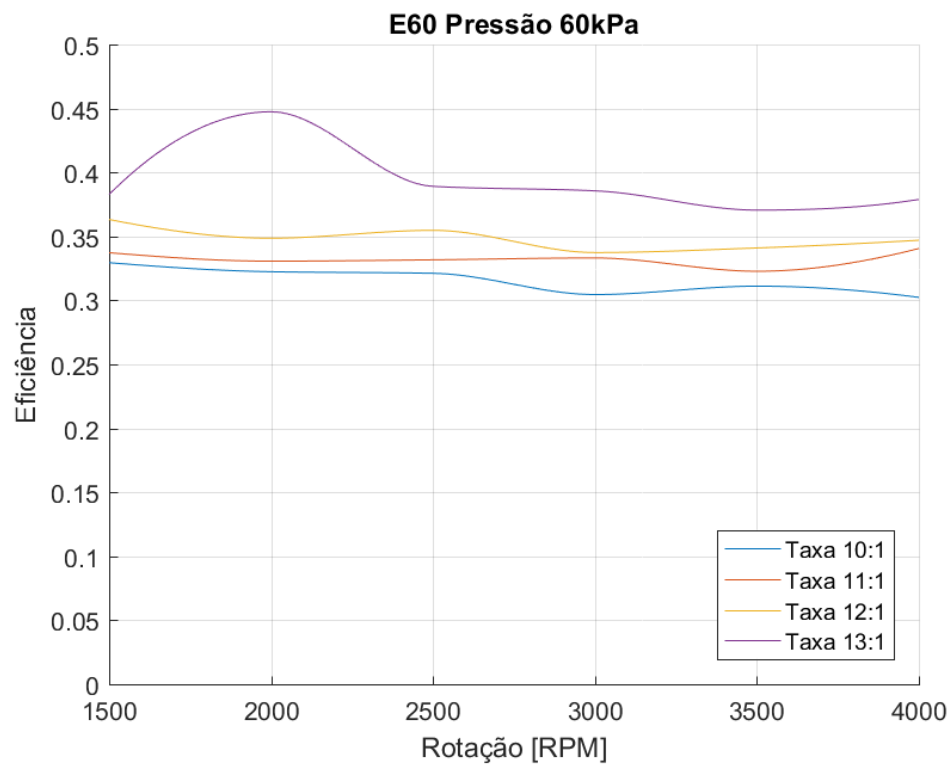


Figura 16: Eficiência Térmica x Rotação

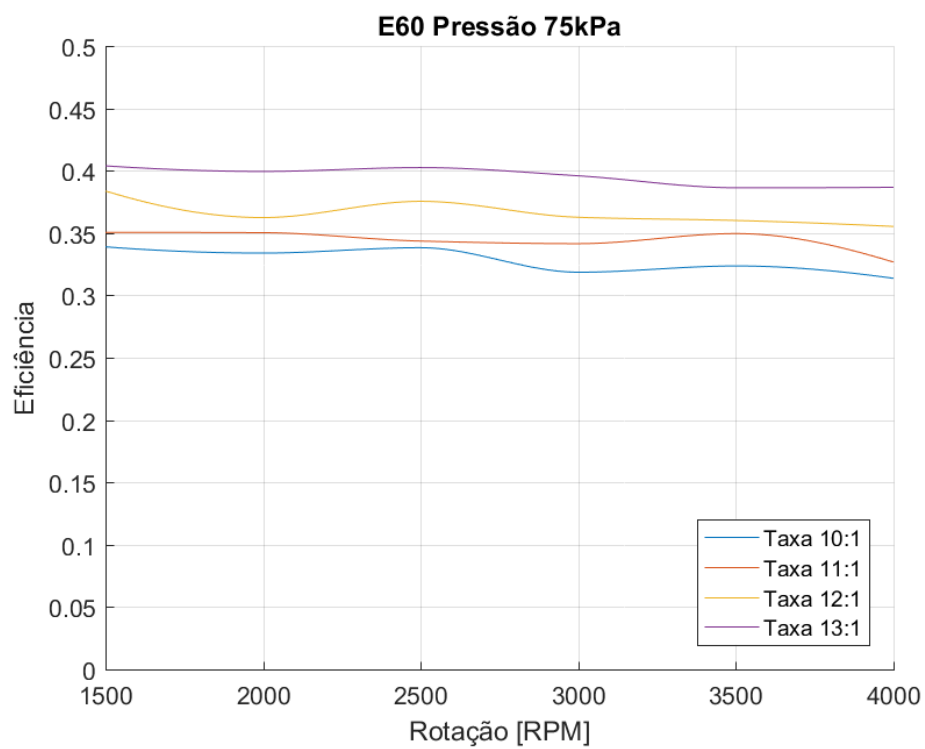


Figura 17: Eficiência Térmica x Rotação

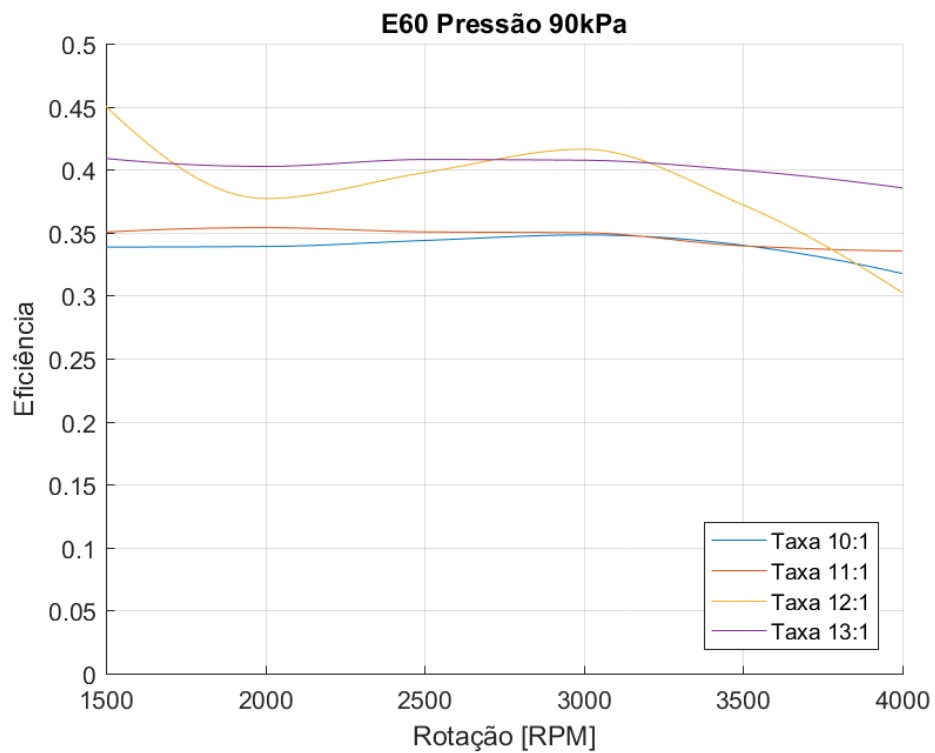


Figura 18: Eficiência Térmica x Rotação

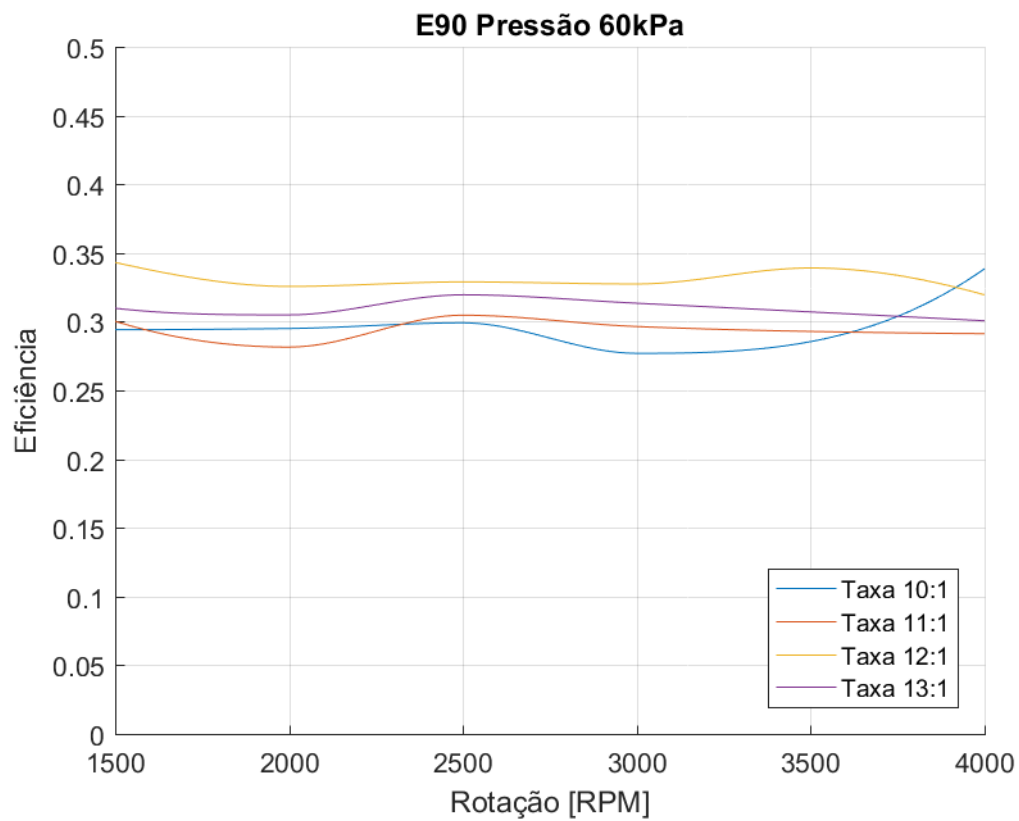


Figura 19: Eficiência Térmica x Rotação

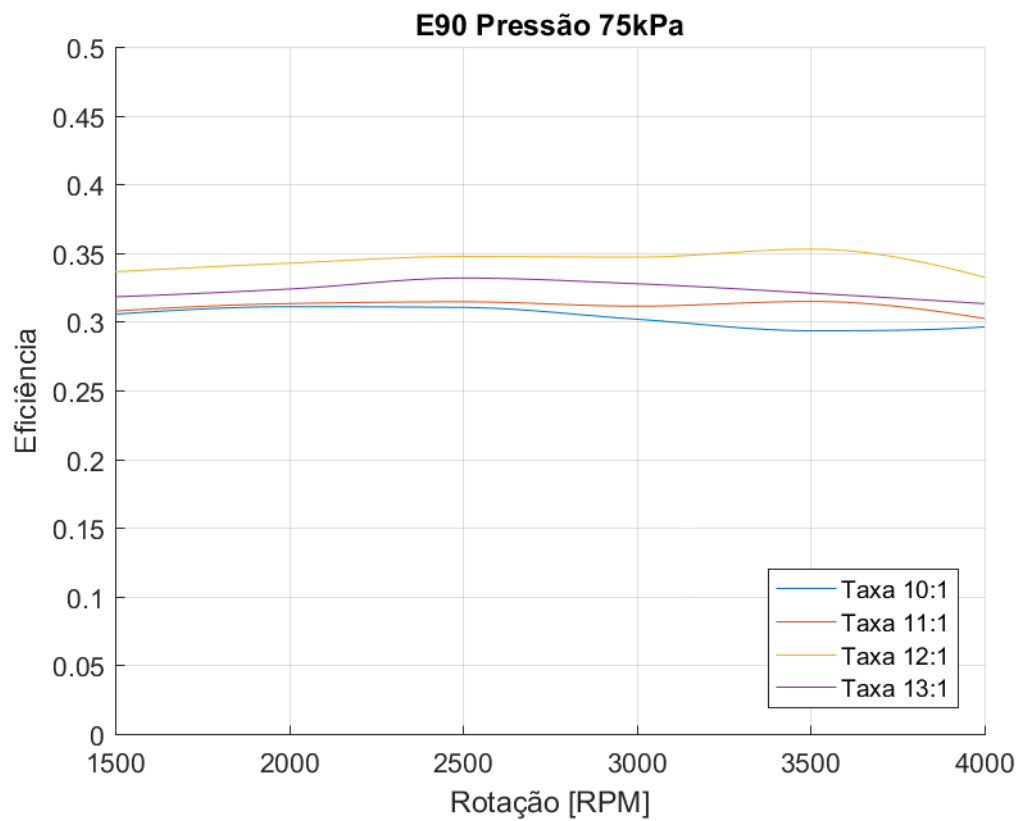
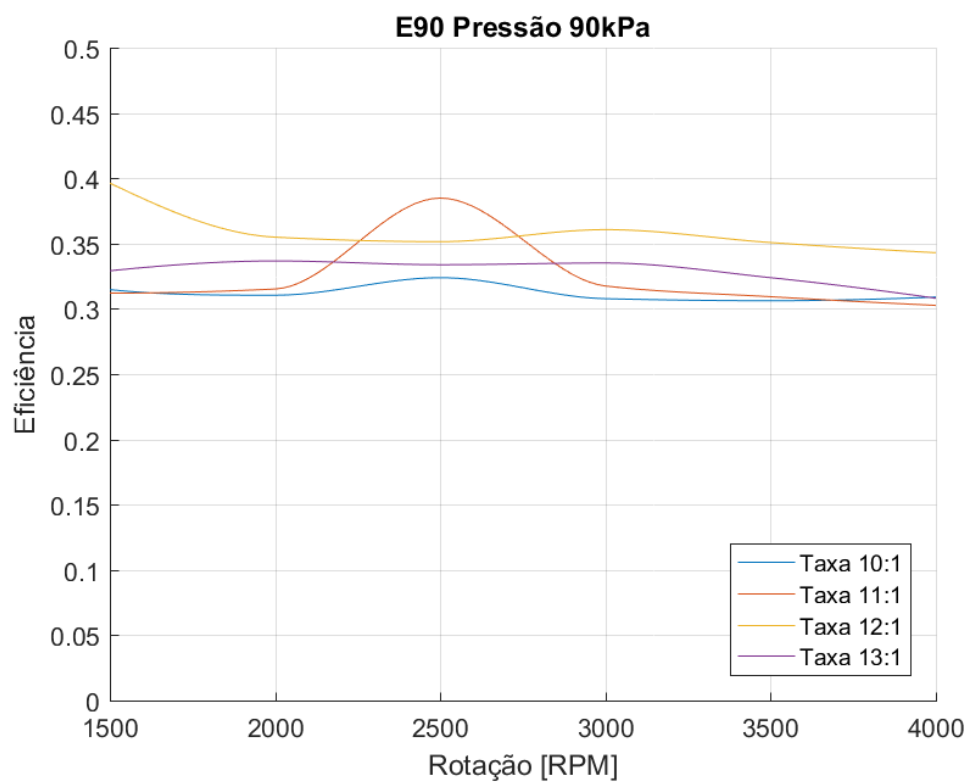


Figura 20: Eficiência Térmica x Rotação



Como pode ser observado existem dois grupos de gráficos, os da eficiência térmica por rotação e de torque por rotação. Há a predominância de maiores valores de torque para as taxas de 12:1 inclusive nas composições de etanol E90, contrariando a teoria descrita na seção 1. A predominância da eficiência na taxa de 13,3:1 estão nos gráficos de composição E60, em contrapartida, nas demais composições, a taxa 12:1 predomina. As curvas dos gráficos diferenciam-se sem haver qualquer padrão. Como foi possível observar uma melhora na eficiência para a composição intermediária E60. O estudo preliminar também sugere que é interessante utilizar taxas de compressão mais elevadas a fim de observar se tal comportamento como observado para o caso do E60 não se repete para o caso do E90. Outro ponto a ser explorado em trabalhos futuros é a inclusão limiar da ocorrência do *knock* que limita o avanço do ângulo de ignição devido a necessidade de evitar o fenômeno da detonação principalmente para misturas com maior percentual de gasolina.

CONCLUSÃO

Estes são gráficos debruçados estritamente na teoria já descrita não considerando restrições do ângulo de ignição a fim de evitar o *knock*, pois o modelo utiliza o MBT sem a correção da ocorrência de *knock* no fator de correção do avanço do ângulo de ignição. Como é visto em [4] a limitação imposta pelo *knock* (condição que deve ser evitada para preservar e garantir o bom funcionamento do motor) impacta diretamente na geração de torque e consequentemente da eficiência térmica do motor de forma significativa. Portanto num futuro trabalho a correção pela ocorrência do *knock* deve ser incorporada. Portanto, o modelo carece de melhorias bem como mais pontos para um melhor resultado.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Kendall, J. (03 de Outubro de 2016). *Nissan unveils 2018 production variable-compression-ratio ICE*. Fonte: SAE International: <https://www.sae.org/news/2016/10/nissan-unveils-2018-production-variable-compression-ratio-ice>
- [2] Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engines Fundamentals*. USA: McGraw-Hill.
- [3] Nilsson, Y. (2007). *Modelling for Fuel Optimal Control of a Variable Compression Engine*. Linköping - Suécia: Linköping University.
- [4] Brunetti, F. (2012). *Motores de Combustão Interna* (1ª Edição ed., Vol. Volume 1). São Paulo: Blucher.
- [5] Guzzella, L., & Onder, C. H. (2010). *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine System*. Zurich - Suíça: Springer.
- [6] Silva, M. H., & Laganá, A. A. (setembro de 2017). Modelagem de Torque para Motores com Tecnologia Flex. *XXV Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva*. São Paulo, SP.
- [7] Silva, M. H. (2018). *Modelagem de Motores a Combustão Interna com Tecnologia Flex*. Dissertação de Mestrado, São Paulo: USP.