

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DE POSSÍVEIS MELHORIAS NO TORQUE E POTÊNCIA DE  
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA  
A PARTIR DO REPOSICIONAMENTO GEOMÉTRICO DO CILINDRO

por

Luís Fernando Konzen

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2016.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul  
Escola de Engenharia  
Departamento de Engenharia Mecânica

ESTUDO DE POSSÍVEIS MELHORIAS NO TORQUE E POTÊNCIA DE  
MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA  
A PARTIR DO REPOSICIONAMENTO GEOMÉTRICO DO CILINDRO

por

Luís Fernando Konzen

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Horácio Antonio Vielmo

Comissão de Avaliação:

Prof. Pedro Barbosa Mello

Prof. Felipe Roman Centeno

Prof. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, dezembro de 2016.

## DEDICATÓRIA

Aos meu pais, Zeno e Lori Maria Konzen, que ao longo destes seis anos e meio me deram todo o apoio para seguir firme nessa aventura que foi cursar engenharia mecânica.

À minha esposa, Lidiane de Conto Konzen, que amo tanto. Esteve ao meu lado e me incentivou todo o tempo, mesmo sabendo que precisaria fazer sacrifícios e aceitar a minha ausência, muitas vezes.

## AGRADECIMENTOS

A Deus, aquele que preenche meu coração, dá sentido à minha vida e me proporcionou ter por perto as melhores pessoas do mundo.

Ao excelentíssimo Professor Doutor Horácio Antonio Vielmo que sempre, muito solícito, encontrou tempo e disposição para me apoiar e orientar neste projeto.

À equipe da empresa Stihl Ferramentas Motorizadas, por ter ouvido e decidido por em prática a ideia de um estagiário.

KONZEN, L. F. **Estudo de possíveis melhorias no torque e potência de motores de combustão interna a partir do reposicionamento geométrico do cilindro**. 2016. 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

## RESUMO

Tendo em vista a demanda por motores de combustão interna mais eficientes, por motivos econômicos e de saúde, o presente trabalho analisou as consequências que o deslocamento lateral do cilindro (*offset engine*), “e”, teria nos quesitos de geração de torque, potência e força lateral máxima atuante no êmbolo, para um motor do ciclo Otto em uma determinada rotação. Partindo da configuração convencional de motor (cilindro não deslocado) e tomando um ciclo genérico de pressão, retirado da literatura, dado um ponto padrão no qual a biela encontrava-se na posição vertical,  $\theta'$ , para uma certa mudança no volume foi considerada uma correspondente mudança na pressão aplicada na face do êmbolo. Este padrão de pressão foi replicado às configurações modificadas (cilindro deslocado). Com o auxílio do *software* de simulação multicorpos Adams®, paralelamente à uma abordagem de forças atuantes no mecanismo, o sistema êmbolo-biela-manivela foi simulado no intervalo de  $e = 0$  até  $e = 0,7$ . Os resultados da simulação indicaram que há crescimento no torque e potência com o aumento do deslocamento. A força lateral máxima atuante no êmbolo apresentou redução em todo o intervalo de análise, sendo coerente com o apresentado por outros autores. Entretanto, essa redução na força demonstrou-se não ser proporcional ao parâmetro “e”, atingindo valores mínimos por volta de  $e = 0,4$ . Por fim, o motor usado como base de comparação do estudo teve o cilindro deslocado até  $e = 0,1$  e foi testado em um dinamômetro. Embora inconclusivo para a potência, este demonstrou a capacidade de aplicar a modificação em motores comerciais sem maiores alterações em seus componentes.

**PALAVRAS-CHAVE:** *Offset engine*, Simulação, Potência

KONZEN, L. F. **Study of possible improvements in torque and power of internal combustion engines from the geometric repositioning of the cylinder**. 2016. 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

## **ABSTRACT**

Considering the demand for more efficient internal combustion engines, for economic and health reasons, the present study analyzed the consequences that the lateral displacement of the cylinder (offset engine), "e", would have in the questions of generation of torque, power and maximum lateral force acting on the piston for an Otto cycle engine at a certain rotation speed. Starting from the conventional engine configuration (non-displaced cylinder) and taking a generic pressure cycle from the literature, given a standard point at which the connecting rod was in the vertical position,  $\theta'$ , for a certain change in volume it was applied a corresponding change in pressure acting on the piston face. This pressure pattern was replicated to the modified configurations (displaced cylinder). With the help of the Adams® multi-body simulation software, parallel to the approach of forces acting on the mechanism, the slider crank mechanism was simulated in range from  $e = 0$  to  $e = 0.7$ . The results of the simulation indicated that torque and power raise with the increase of the displacement. The maximum lateral force acting on the piston presented reduction throughout the analysis interval, being consistent with that presented by other authors. However, this reduction in force was not proportional to the "e" parameter, reaching the minimum around  $e = 0.4$ . Finally, the engine taken as a basis of comparison in the study was modified to  $e = 0,1$  and tested on a dynamometer. Although inconclusive for the power, it demonstrated the possibility of applying the modification in commercial engines without major changes in its components.

**KEYWORDS:** Offset engine, Simulation, Power.

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2 OBJETIVOS .....	1
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	1
4 MODELAGEM... ..	5
4.1 Hipóteses simplificativas.....	5
4.2 Modelo matemático e modos de teste.....	5
5 METODOLOGIA .....	7
5.1 Análise de forças .....	7
5.2 Simulação com o <i>software</i> Adams® .....	8
5.3 Ensaio do motor .....	9
6 VALIDAÇÃO DOS MÉTODOS DE ANÁLISE E ERRO .....	9
6.1 Validação dos métodos de análise .....	9
6.2 Erro dos métodos de análise .....	10
7 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	11
8 CONCLUSÕES .....	13
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	14
Anexo I .....	16
Apêndice I .....	18

## 1. INTRODUÇÃO

Motores de combustão interna são uma importante forma de transformar a energia química contida em um combustível em energia mecânica. Estes, em sua configuração de um êmbolo que recebe a ação do acréscimo de pressão na câmara de combustão e move-se de forma linear, transmitindo este movimento a um eixo contendo uma manivela, é largamente usado em veículos automotores no mundo todo, por exemplo. Também em geradores estacionários e unidades portáteis de trabalho, como roçadeiras e motosserras, este tipo de motor é utilizado.

A eficiência média para motores modernos à gasolina gira em torno de 36% enquanto para os diesel este número está por volta de 40% [Crolla et al., 2015]. Estes valores encontram-se distantes dos limites termodinâmicos máximos teóricos. No que diz respeito à eficiência mecânica, que considera as perdas pela admissão e exaustão dos gases, assim como perdas por atrito, esta pode variar entre 90 e 75% [Heywood, 1988]. Sendo assim, pode-se dizer que ainda há campo para inovações que aumentem o rendimento de tais motores e, dado seu amplo uso, até pequenas melhorias poderiam significar grandes mudanças na demanda por combustíveis. Logo, é de grande interesse o desenvolvimento de tecnologias que permitam extrair o máximo de trabalho possível de uma determinada quantidade de combustível.

O presente trabalho demonstra que o uso de um arranjo modificado do conjunto êmbolo-biela-manivela pode levar a aumentos na potência entregue pelo motor, assim como reduções na força lateral máxima atuante no êmbolo.

## 2. OBJETIVOS

O presente trabalho visou analisar as possíveis melhorias na geração de torque e potência com o deslocamento lateral do cilindro em relação ao eixo central da árvore de manivelas em motores de combustão interna. De maneira mais específica, buscou-se avaliar as alterações na potência oriundas do modo como ocorre a transmissão de forças nos mecanismos modificados, além das mudanças na força lateral atuante no êmbolo, em um motor do ciclo Otto, para determinada rotação, usando simulação em *software* multicorpos em modo quase-estático.

Vale pontuar que neste estudo não se analisou a capacidade do fluido de trabalho gerar tais curvas de pressão em todas as configurações estudadas e nem as características termodinâmicas resultantes destas alterações.

## 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Motores com este deslocamento lateral do cilindro, conhecidos como “*offset engines*” ou “*désaxé engines*”, não são necessariamente algo novo: eles aparecem desde o início dos motores a combustão interna. Por exemplo, Henry Ford implementou tal tecnologia no projeto de um de seus motores nos anos 30. Entretanto, na última década a utilização de tal conceito voltou a ser objeto de interesse [RideApart, 2008; Wikipedia 2016]. Para facilitar a comparação entre motores e os diversos níveis de deslocamento lateral possível, pode-se implementar o parâmetro “*e*”. Este relaciona o deslocamento lateral do cilindro com o tamanho da manivela (ou braço de alavanca), conforme equação 3.1.

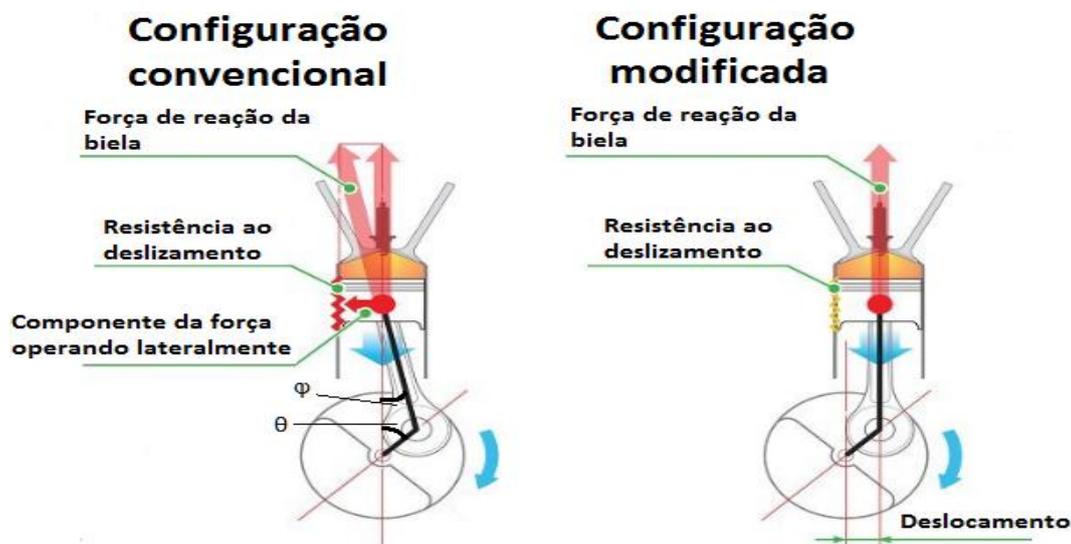
$$e = \frac{\text{Deslocamento lateral do cilindro}}{\text{Comprimento da manivela}} \quad (3.1)$$

O deslocamento do cilindro ocorre no sentido de giro da árvore de manivelas, conforme Figura 3.1. Atualmente, os motores que possuem essa característica apresentam em sua ampla maioria pequenos deslocamento laterais. Em termos do parâmetro “*e*” implementado anteriormente, a Honda CBR250R apresenta  $e = 0,15$ , enquanto na Kawasaki ZX-10R 2011 este é igual a  $0,07$  [Best Riders, 2016; Honda, 2016; RideApart, 2008]. A lista de motocicletas com

esta característica é ampla, nas quais constam modelos desde a scooter Vino 50cc até a esportiva YFZ-R1 Supersport. Motores de carros, como o do Toyota Prius, também apresentam essa característica. Neste, o parâmetro “e” é cerca de 0,3 [Prius, 2009; Wikipedia 2016]. No entanto, é possível encontrar motores nos quais o deslocamento é de grande proporção: o motor para barcos Yamaha F2.5A possui  $e = 0,64$ , por exemplo, possibilitando um design compacto com melhor eficiência do que a configuração convencional [Yamaha, 2016].

O princípio básico para a utilização desta construção encontra-se no fato de que o deslocamento lateral resulta em menores valores para a força de reação lateral no êmbolo oriunda da biela (ver Figura 3.1) durante a expansão, fase na qual a força lateral atinge seus maiores valores. Isto leva a um menor atrito entre o êmbolo e as paredes do cilindro e, conseqüentemente, menores perdas de energia por este mecanismo [RideApart, 2008]. Este comportamento é comprovado por Ragot e Robert, 2007, enquanto Shin et al., 2004, mostram que ainda assim o projeto do êmbolo e do sistema de lubrificação para a interface êmbolo-cilindro continua sendo um ponto primordial para a redução do atrito, mesmo na configuração deslocada. Isto deve-se à necessidade da existência constante de um filme de lubrificante entre as superfícies para que o atrito permaneça em valores baixos [Mello, 2013].

A redução no atrito leva a outro ponto positivo para esta construção: menores forças de atrito tornam possível a redução nas saias laterais do êmbolo, gerando assim um sistema global com menor massa e inércia [Ashonbikes, 2016; RideApart, 2008]. Tomić et al., 2012, afirmam que o valor ótimo para o deslocamento lateral depende da rotação, e que o valor a ser escolhido deve considerar a rotação na qual este operará pela maior parte de seu ciclo de vida. O potencial realístico médio para a redução nas perdas mecânicas gira em torno de 3% e ocorre principalmente a baixas rotações. A força lateral (e conseqüentemente a força de atrito) apresenta redução para toda a faixa de operação, sendo superior a 50% para baixas rotações.

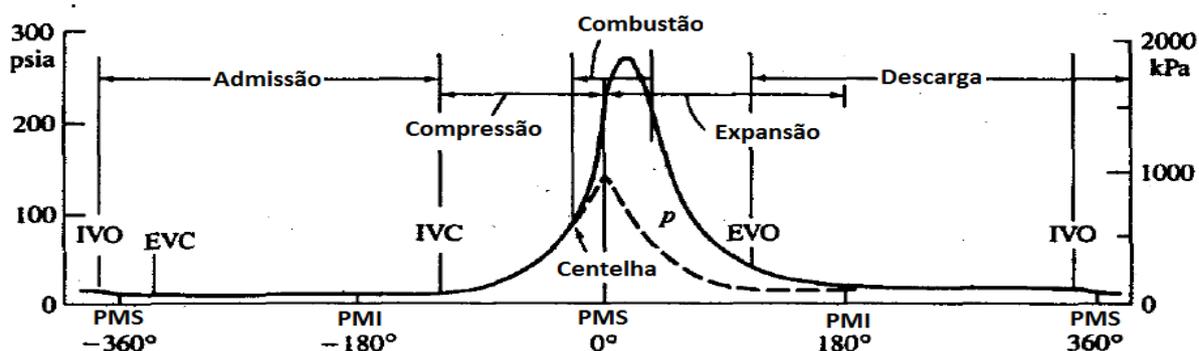


**Figura 3.1:** Diagrama de forças em um motor de combustão interna para um determinado instante durante a queima do combustível.

A Figura 3.1 ajuda a visualizar as forças envolvidas no conjunto. Nota-se, indicado na configuração convencional, o ângulo  $\phi$ . Este é o ângulo entre a linha central da biela e a linha vertical sobre a qual desliza o centro do êmbolo. Para a configuração modificada, este ângulo será menor para o período de expansão (explosão) do que aqueles gerados pela configuração convencional. É justamente durante o período de expansão que a força reativa da biela atinge valores altos, e ângulos  $\phi$  menores tendem a gerar menores valores de força lateral. O ângulo  $\theta$  é o ângulo de giro da árvore de manivelas. No presente trabalho, este pode ser entendido como o ângulo entre a linha vertical que passa pelo eixo de giro da árvore de manivelas e a linha que liga este mesmo eixo de giro ao ponto de conexão da biela com a árvore de manivelas.

No que diz respeito ao ciclo termodinâmico e às consequências da modificação para este, é importante notar que os diferentes processos característicos dos motores de combustão interna não serão mais igualmente espaçados no que diz respeito ao ângulo de giro da árvore de manivelas. Para a configuração convencional, ocorre mudança de processo a cada 180°. Para a configuração modificada, a duração dos períodos nos quais o êmbolo tem movimento descendente (admissão e expansão) irá aumentar, enquanto a duração dos períodos nos quais o êmbolo tem movimento ascendente (compressão e exaustão) irá ser reduzida. Jibben, 2006, testando um motor com “e” maior do que 2 para gerar grandes diferenças entre a duração angular dos processos ascendentes e descendentes, mostrou que o maior tempo para a admissão e a combustão resulta principalmente numa combustão mais próxima da completa, o que significa uma melhora na eficiência da mesma. Ele afirma que isso representa uma potencial melhora na eficiência do uso de combustível e na performance.

No que diz respeito ao desenvolvimento do trabalho, para poder realizar este estudo fez-se necessário entender como a pressão dentro da câmara de combustão varia ao longo do ciclo. Tomando-se o gráfico apresentado por Heywood, 1988, exposto na Figura 3.2, pode ser visto que a pressão permanece a maior parte do tempo em valores próximos da pressão atmosférica. Em torno de  $\theta$  igual a  $-90^\circ$  a pressão começa a subir devido à compressão. Após ocorre a centelha e inicia-se a combustão, elevando a pressão a valores por volta de 2000 kPa alguns graus após o ângulo zero (linha cheia). Com o andar da expansão, esta decresce e atinge a pressão atmosférica quando o ângulo de giro atinge por volta de  $180^\circ$ . Caso não houvesse combustão, a pressão no interior da câmara seguiria o padrão representado pela linha tracejada



**Figura 3.2:** Pressão versus ângulo da árvore de manivelas para um motor do ciclo Otto sem deslocamento lateral do cilindro. Modificado de Heywood, 1988.

É possível analisar o torque que tal pressão gera ao longo de vários pontos do mecanismo êmbolo-biela-manivela (motor) usando-se a Equação 3.2, retirada de Khurmi e Gupta, 2005. A integração destes vários pontos ao longo do ângulo de giro pode ser feita utilizando-se o método do trapézio [Asano e Coli, 2009], Equação 3.3. Realizar a integração numérica no período da expansão, por exemplo, gera o trabalho bruto realizado pelo ciclo, uma vez que o trabalho do torque é igual a integral do torque com relação ao ângulo percorrido [Merian e Kraige, 2009]

$$Torque = \frac{Fp \cdot \text{sen}(\theta + \varphi)}{\cos(\varphi)} \cdot r \quad (3.2)$$

onde  $Fp$  é a força na face do êmbolo, obtida multiplicando-se a pressão na câmara pela área de face do êmbolo (N);  $\theta$  é ângulo da árvore de manivelas, sendo zero no ponto morto superior da configuração convencional e positivo no sentido de giro do motor (ver Figura 3.1);  $\varphi$  é ângulo entre a linha central da biela e a linha vertical sobre a qual desliza o centro do êmbolo (ver Figura 3.1), positivo no sentido do deslocamento;  $r$  é o comprimento do braço da árvore de manivelas (m). A junção dos termos diferentes de  $Fp$  pode ser visto como o braço de alavanca disponível. Integrando os pontos chega-se ao trabalho no intervalo

$$\text{Trabalho no intervalo 1} = \left( \frac{T1 + T2}{2} \right) \cdot (\theta2 - \theta1)$$

onde T1 é o torque no ponto 1; T2 é o torque no ponto 2;  $\theta1$  é ângulo de giro da árvore de manivelas no ponto 1;  $\theta2$  é ângulo de giro da árvore de manivelas no ponto 2. Para a força lateral atuante no êmbolo ( $F_{pl}$ ) também de Khurmi e Gupta, 2005, tem-se que

$$F_{pl} = F_p \cdot \tan(\varphi) \quad (3.4)$$

onde  $F_p$  é a força na face do êmbolo (N);  $\varphi$  é ângulo entre a linha central da biela e a linha vertical sobre a qual desliza o centro do êmbolo (ver Figura 3.1), positivo no sentido do deslocamento.

Por fim, foi escolhido um motor de uso comercial para servir de base e pode validar e comparar os resultados das análises. Este é do ciclo Otto, dois tempos, e seus principais dados estão na Tabela 3.1.

**Tabela 3.1:** Dados geométricos, massas dos componentes e faixa de potência do motor a ser usado como base de comparação para a configuração original e ensaio em dinamômetro.

Comprimento da biela (mm)	56
Comprimento da manivela (mm)	16
Diâmetro do êmbolo (mm)	40
Volume (cm <sup>3</sup> )	40,2
Massa do êmbolo (kg)	0,05
Massa da biela (kg)	0,03
Massa da manivela (kg)	0,27
Faixa de pico de potência esperada (kW)	1,9
Rotação no pico de potência (rpm)	8500

Os dados do dinamômetro utilizado para medir a potência do motor modificado estão expostos na Tabela 3.2. Este é um dinamômetro de corrente de Foucault, constituído por um estator que possui espiras alimentadas por corrente contínua. Este tipo de equipamento faz uso das correntes parasitas para realizar a frenagem do eixo. Como reação a esta força de frenagem, o estator está submetido a um momento equivalente e de sentido oposto. Uma célula de carga está ligada neste e, como o braço de alavanca da força é conhecido, é possível calcular o torque.

**Tabela 3.2:** Especificação do dinamômetro. Fonte: Magtrol, 2016.

Fabricante	Magtrol
Modelo	2 WB 65
Momento de frenagem nominal (Nm)	20
Na faixa de rotação (rpm)	4000-5730
Potência de frenagem (kW)	12
Disponível a partir de (rpm)	5730
Rotação máxima (rpm)	30000
Momento de inércia angular (kgm <sup>2</sup> )	1,55x10 <sup>-3</sup>
Incerteza do sistema de medição de frenagem	entre $\pm 0,3$ e 0,5% do final de escala
Sensor de rotação	FT 122/13
Incerteza do sistema de medição de rotação (rpm)	$\pm 10$

Tomando as incertezas informadas (0,5% para a frenagem) e calculando-se a propagação destas pelo método de Kline e McClintock [Gomez, 2014], tem-se que para o motor em questão ensaiado em tal dinamômetro a incerteza final seria de  $\pm 0,09$  kW.

## 4. MODELAGEM

### 4.1. Hipóteses simplificativas

Sabe-se que a combustão é um processo extremamente complexo. Por exemplo, o valor do pico de pressão e o formato da sua curva em um motor de combustão interna mudam conforme a velocidade de rotação. Além disso, sabe-se também que a pressão no interior da câmara de combustão não é homogênea, diferindo do padrão quase estático [Burluka, 2016]. Entretanto, como o objetivo deste trabalho é verificar a resposta de um mecanismo êmbolo-biela-manivela frente a um determinado padrão de pressão para configurações nas quais o cilindro esteja deslocado; e não analisar as modificações nos valores da pressão oriundas do novo modo de movimentação do êmbolo, fez-se necessárias as seguintes hipóteses simplificativas:

- Hipótese 1: os valores de pressão aplicada na face do êmbolo, em todos os casos, estarão vinculados com a variação do volume do cilindro. Mais precisamente, fixado um ponto, para um dado delta no volume será considerado um respectivo delta na pressão. Outro modo de ver a Hipótese 1 é que a pressão aplicada na face do êmbolo será somente do volume. Sabe-se que a pressão não é necessariamente constante em todo o volume do cilindro, mas seu valor não se afasta muito de uma pressão média (hipótese de campo uniforme), que será função apenas do tempo (variação do volume na câmara) e igual para qualquer “e”, como mencionado. Isso torna-se plausível ao passo que a velocidade do êmbolo, fator que altera as características da propagação de ondas de pressão, da configuração convencional para o caso mais extremo de  $e = 0,7$  não se altera em grande escala: a velocidade média aumenta 4,7% e a velocidade máxima aumenta 2,15%. Além disso, para qualquer “e”, o motor permanece em praticamente metade do tempo dentro de um regime que pode ser modelado como quase estático [Baehr, 2005]. Postulado isto, outra hipótese necessária diz respeito ao valor propriamente dito da pressão, e é a seguinte:

- Hipótese 2: a pressão aplicada na face do êmbolo, função da variação do volume, seguirá o padrão e terá valores condizentes com os apresentados pela Figura 3.2.

As condições de pressão, função das mudanças do volume do cilindro e variável no tempo, foram tomadas da Figura 3.2 e replicadas aos vários níveis de deslocamento. Estes pontos formaram a base de todo o modelo matemático. Como a pressão ainda está relacionada com  $\theta'$  (explicado a seguir), a pressão acaba sendo também função de “e”.

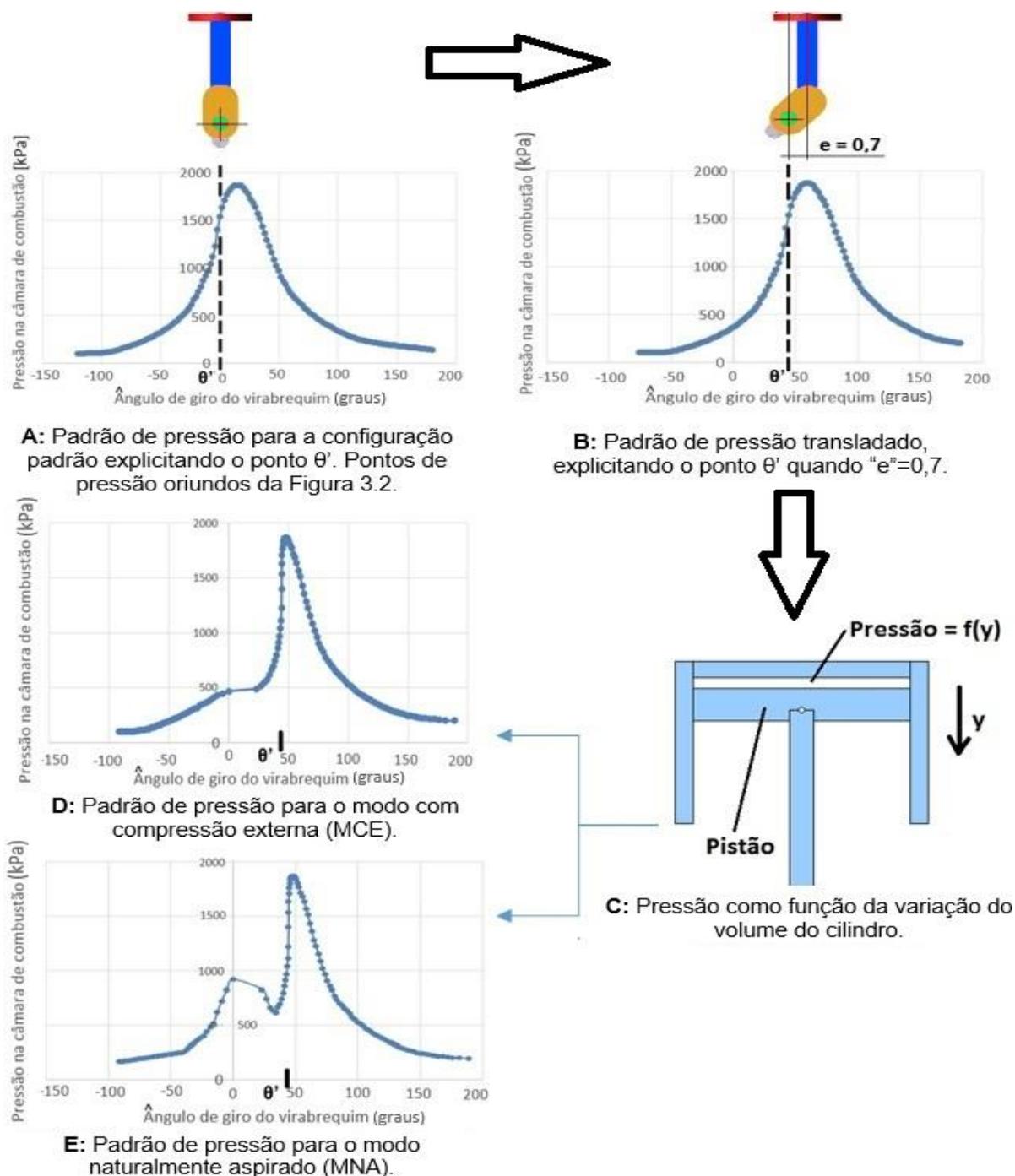
### 4.2. Modelo matemático e modos de teste

A base para o modelo matemático utilizado no trabalho foi a Figura 3.2, como já mencionado. Iniciando em  $-120^\circ$  e indo até  $180^\circ$ , em intervalos de  $2^\circ$ , foram retirados da figura 105 pontos da pressão em função do ângulo de giro para a configuração convencional ( $e=0$ ). Estes, posteriormente, foram transformados numa relação pressão em função da variação no volume da câmara de combustão (do movimento do êmbolo, conforme Hipótese 1) para tornar possível replicar tal padrão de pressão nas configurações com o cilindro deslocado. Estes pontos foram usados como os pontos nos quais as Equações 3.2, 3.3 e 3.4 foram calculadas na análise de forças, e foram a base de criação das funções polinomiais que descreveram a força atuante na face do êmbolo (Força = pressão x área de face do êmbolo).

De maneira mais precisa, para as configurações modificadas, o processo de desenvolvimento do modelo matemático seguiu o fluxograma apresentado na Figura 4.1. Para cada “e” foi obtido um ângulo de giro, denominado de  $\theta'$ , que consiste no ângulo no qual a biela encontra-se na posição vertical (Figura 4.1A e B). A pressão na câmara de combustão no ângulo  $\theta'$  foi a mesma para as várias configurações, em torno de 1500 kPa. No fluxograma, a passagem da figura A para a B mostra este processo. De maneira resumida, este procedimento translada lateralmente a curva de pressão no sentido dos ângulos positivos. Uma vez fixada a pressão na câmara de combustão para a posição do êmbolo relativa a  $\theta'$ , os demais pontos de pressão foram adicionados tendo como função o deslocamento do êmbolo. Em outras palavras: para uma

mudança de posição vertical do êmbolo de  $Y$  mm, houve um acréscimo ou decréscimo de  $P$  kPa na pressão.

Entretanto, nota-se ao analisar as Figuras 4.1A e B, que considerar uma simples transladação lateral da curva de pressão em grandes valores de “ $e$ ” faz com que a pressão ao final da fase ascendente do êmbolo não atinja nem o valor demonstrado na Figura 3.2 para a simples compressão do fluido (linha tracejada, decorrente da hipótese de ausência de combustão). Para a configuração padrão, por exemplo, no ponto morto superior a pressão dentro do cilindro é próxima a 1500 kPa; enquanto que para  $e = 0,7$  no ponto morto superior, que ocorre em torno de  $10^\circ$ , com o deslocamento lateral da curva a pressão atinge valor próximo a 500 kPa. Porém, ao considerar-se a compressão (Figura 3.2), ela deveria chegar a quase 1000 kPa.



**Figura 4.1:** Fluxograma do desenvolvimento do modelo matemático para  $e = 0,7$ .

Esta condição levou a dois modos de análise distintos: um no qual o ponto  $\theta'$  é fixado para cada “e” e as pressões são distribuídas com relação à mudança de volume na câmara de combustão sem considerar, entretanto, que necessariamente irá ocorrer compressão durante o movimento ascendente do êmbolo (este modo foi denominado modo com compressão externa, MCE, Figura 4.1D); e outro no qual durante o movimento ascendente do êmbolo ocorre, necessariamente, compressão, mesmo que após o ponto morto superior a pressão diminua e somente após certo ponto ela aumente devido ao início da combustão (este modo foi chamado modo naturalmente aspirado, MNA, Figura 4.1E). Este último é o mais semelhante com o ciclo de pressão do motor usado como base deste estudo. A principal razão de estudar o MCE, é ter uma base para o teto máximo de potência que pode ser apresentado pelo motor real, estudado no MNA. Os nomes são oriundos da semelhança que cada modo tem como motores reais.

Note que, ao considerar a pressão como função da mudança na posição vertical do êmbolo (volume na câmara de combustão), o padrão de pressão muda consideravelmente quando comparado ao ângulo de giro: Figura 4.1B para a Figura 4.1D. A quantidade de pontos com pressão acima de 1000 kPa, por exemplo, estende-se em um intervalo do ângulo de giro muito menor, embora a relação da pressão com a variação do volume da câmara seja a mesma que para o caso convencional. Na Figura 4.1E foi adicionada a compressão de fluido de trabalho até o ponto morto superior da configuração e posterior descompressão pelo movimento descendente do êmbolo até o ponto em que se inicia a combustão, sendo semelhante à Figura 4.1D no restante. Para deslocamentos de “e” até 0,3, os dois modos são praticamente iguais.

Os pontos mostrados nas duas últimas imagens da Figura 4.1 foram usados na análise de forças, sendo os pontos nos quais as Equações 3.2, 3.3 e 3.4 foram calculadas. O trabalho nos vários pequenos trechos foi então somado e resultou no trabalho líquido por ciclo. Estes mesmos pontos de pressão serviram como base para gerar as curvas polinomiais de força sobre a face do êmbolo utilizadas na simulação com o Adams®. Exemplos de tais funções encontram-se no Apêndice I, divididas em antes do ponto morto superior e após o ponto morto superior, divisão usada para tornar possível a simulação. Elas aparecem em sua maioria como função do ângulo de giro ( $\theta$ ), sendo este sempre positivo e tido como zero no ponto morto superior de cada configuração. Entretanto, na realidade, como explicado, são função do deslocamento do êmbolo.

Além disso, na simulação, as funções foram geradas considerando que os somatórios da pressão aplicada nos intervalos de  $0^\circ$  até  $180^\circ$  após e de  $0^\circ$  até  $120^\circ$  antes do ponto morto superior fossem igual para valores de “e” iguais e superiores a 0,4. Sendo assim, exclui-se a hipótese de alterações na quantidade de trabalho líquido por ciclo como fruto de quantidades diferentes de pressão aplicadas em cada caso.

## 5. METODOLOGIA

### 5.1. Análise de forças

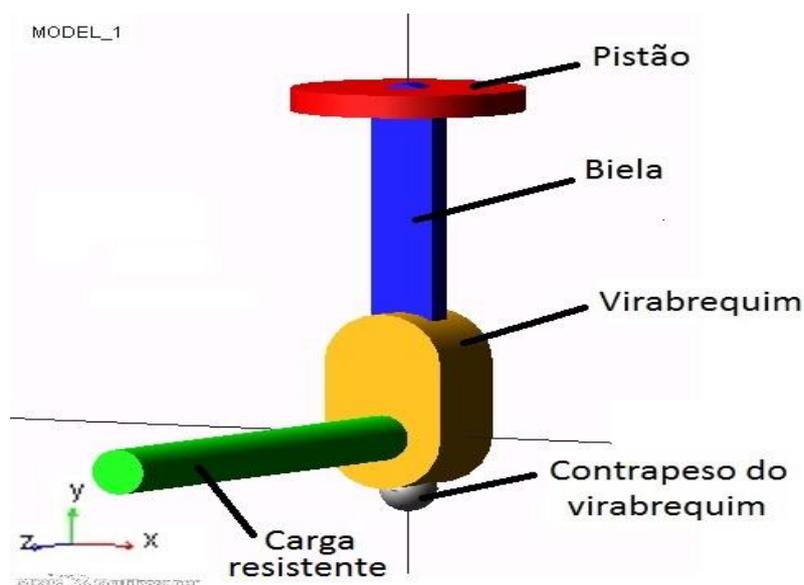
Este método consistiu em analisar a interação das forças provenientes do padrão de pressão na câmara de combustão a partir do reposicionamento geométrico do cilindro e o conseqüente torque gerado. O torque recebido devido à combustão ou necessário para comprimir a mistura foi calculado através da Equação 3.2, nos 105 pontos de pressão levantados.

Os valores de torque nestes vários pontos foram integrados pelo método do trapézio, Equação 3.3, ao longo do ângulo de giro. Retirando-se do trabalho bruto aquele que o conjunto deveria realizar sobre o fluido, gerou-se o trabalho líquido realizado em um ciclo. Multiplicando o trabalho líquido realizado ao longo de uma volta da árvore de manivelas pela frequência de rotação (visto que o motor é do tipo dois tempos), e considerando um fator de eficiência mecânica dentro dos limites indicados anteriormente, chegou-se à potência disponível. Este fator considera a potência gasta por atrito, admissão e exaustão do fluido de trabalho. Ou seja, correlaciona o trabalho calculado pelo método descrito e aquele realmente disponível no eixo de saída do motor. Ainda, nestes mesmos pontos foi avaliada, com o auxílio da Equação 3.4, a força lateral atuante no êmbolo. O *software* usado para auxiliar nos cálculos desta etapa foi o Excel.

## 5.2. Simulação com o pacote computacional Adams®

Na simulação com o referido *software* comercial também se fez uso dos pontos discriminados da pressão versus deslocamento vertical do êmbolo usados na análise de força. Estes pontos foram transformados em curvas polinomiais, cujas equações indicavam ao *software* a força ao longo da trajetória do êmbolo,  $F_p$  da equação 3.2. A geração das curvas utilizou a ferramenta online “*Polynomial Regression*” (<http://polynomialregression.drque.net/online.php>). Um conjunto êmbolo-biela-manivela foi desenhado no Adams® e as massas de cada elemento consideradas conforme Tabela 3.1. Para a árvore de manivelas, o contrapeso existente no mecanismo foi também implementado, sendo 65% de sua massa contida no contrapeso, concentrada a 12 mm do eixo de giro, e o restante distribuído ao longo da manivela (Figura 5.1).

Para tornar o processo de simulação mais prático, foi adicionada uma barra circular junto ao eixo de giro da árvore de manivelas, chamada de “carga resistente” na Figura 5.1. Este componente serviu como um dispositivo de freio ao conjunto. A massa e dimensões desta barra foram selecionadas conforme descrito no Capítulo 5, e não existe nenhuma ligação desta com algum elemento do motor real. Esta barra estava conectada à árvore de manivelas de modo que este aplicava torque na barra e a fazia girar. Foi integrando-se este torque ao longo do ângulo de giro que pôde ser possível obter o trabalho entregue pelo motor. Sua inércia de giro é de 0,04 kgm<sup>2</sup> em torno do eixo Z (Figura 5.1).



**Figura 5.1:** Conjunto motor e carga resistente modelados no *software* Adams®.

Os vários elementos do motor modelado estão expostos na Figura 5.1 e, embora não apareçam na figura, foram aplicadas restrições nos movimentos dos componentes. Por exemplo, o êmbolo pode mover-se somente na vertical (eixo Y), transmitindo este movimento à biela, que é conectada ao êmbolo por uma junta que permite rotação ao longo do eixo Z. As Figuras 4.1A e B ajudam a visualizar a liberdade de movimento entre os vários componentes do motor. A versão do *software* MSC Adams® utilizada neste trabalho foi a 2016 *Student Edition*, em sua configuração padrão. Uma vez criados os vários elementos existentes em um mecanismo, o *software* calcula a interação entre eles, sendo possível impor restrições, forças e movimentos em seus componentes. Maiores informações sobre ele e seu funcionamento estão disponíveis no Anexo I. Importante colocar também a utilização deste mesmo *software* comercial em outros estudos envolvendo o mecanismo êmbolo-biela-manivela, como o de Ranjibarkohan et al., 2011, e o de Shenoy, 2004.

Quanto às simulações, estas foram divididas em duas etapas distintas: compressão e expansão, como já mencionado. O ponto inicial para ambas eram o ponto no qual o cilindro

atingia o ponto morto superior, que pode ser vista quando biela e manivela estão alinhadas. Um impulso inicial de 2° por segundo foi aplicado ao eixo árvore de manivelas para que o processo transcorresse no sentido de giro desejado. Para fins operacionais do *software*, a compressão foi analisada como se fosse um ciclo de expansão. Ou seja, analisou-se o trabalho gerado ao aplicar o padrão de pressão sobre o mecanismo. Ao final, o trabalho desta etapa foi diminuído do trabalho bruto oriundo da expansão real, resultando assim no trabalho líquido, mesmo parâmetro resultante da análise de forças.

O valor do trabalho foi obtido realizando-se a integração no próprio *software* do torque ao longo do ângulo de giro varrido, de 0° a 180° para a expansão e de 0° a -120° para a compressão. Este foi multiplicado pela frequência de rotação (motor dois tempos), gerando assim a potência. Aqui também foi considerado um fator de eficiência mecânica dentro dos limites indicados anteriormente (75 a 90%). Nesta análise considerou-se ainda os efeitos da gravidade, embora sua existência praticamente não alterasse os resultados.

### 5.3. Ensaio do motor

Juntamente à abordagem teórica da análise de forças e da simulação, o motor referido anteriormente foi ensaiado no dinamômetro já descrito, tendo sido deslocado na proporção de  $e = 0,1$ . O principal objetivo deste ensaio foi verificar a possibilidade de aplicar o deslocamento a um motor comercial e analisar seu padrão de resposta.

## 6. VALIDAÇÃO E ERRO DOS MÉTODOS DE ANÁLISE

### 6.1. Validação dos Métodos de Análise

A validação da análise de forças, uma vez válidas as Equações 3.2, 3.3 e 3.4, foi feita comparando-se diretamente o valor de potência fornecido pelo motor real e aquele oriundo do procedimento de cálculo. Um trabalho líquido por ciclo de 16,95 Joules foi encontrado, o que multiplicado pela frequência de rotação por segundo resultou em 2,4 kW. Levando em conta uma eficiência mecânica de 79,2%, atingiu-se os 1,9 kW do motor real. Este fator de eficiência é condizente com o apresentado por Heywood, 1988, e foi utilizado em todas as simulações envolvendo a análise de forças.

A validação da simulação tomou forma primeiramente pela validação do *software* como capaz de resolver problemas dinâmicos. Para tal, resolveu-se o caso de um pêndulo com a corda esticada na posição vertical como posição inicial, analisando-se a velocidade linear e a força de tração na corda (mais precisamente a força no ponto de fixação da corda com a base). As relações analíticas para este caso foram retiradas de Merian e Kraige, 2009, e estão dispostas na Equações 6.1 e 6.2.

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot R \cdot \sin(\alpha)} \quad (6.1)$$

$$N = 3 \cdot m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (6.2)$$

onde  $v$  é a velocidade linear da massa na ponta do pêndulo (m/s);  $g$  é a aceleração gravitacional (m/s<sup>2</sup>);  $R$  é o comprimento da corda (m);  $\alpha$  é o ângulo entre a posição inicial do pêndulo horizontal e a sua posição instantânea;  $N$  é a força de tração na corda (N);  $m$  é a massa fixada na ponta da corda (kg).

A comparação entre a solução analítica e a obtida pela simulação que validou o *software* está disposta na Tabela 6.1. Note que, embora os resultados não sejam iguais, a diferença (erro) apresentada é muito pequena. Sendo assim, o *software* mostrou-se capaz de resolver um problema desta natureza. A análise do intervalo de tempo desta simulação levou a 0,006 segundos, a partir do qual a simulação mostrou-se insensível a novas reduções.

**Tabela 6.1:** Comparação entre resultado analítico e da simulação para fins de validação do *software*. Unidades compatíveis com as requeridas pelas Equações 6.1 e 6.2.

Dados de entrada		Comparação			
R [m]	1		Valor analítico para $\alpha = 90^\circ$	Valor oriundo da simulação	Erro (%)
g [m/s <sup>2</sup> ]	9,80655	Velocidade (m/s):	4,4287	4,4265	0,0495
Massa [kg]	4	Força na corda: (N)	117,6798	117,6024	0,0658

A simulação com o pêndulo fez-se útil para avaliar o *software* na questão dinâmica. Além disso, a capacidade de calcular a transmissão de forças no mecanismo êmbolo-biela-manivela também foi analisada. Nesta, os valores do torque gerado em um mecanismo com a manivela fixa foram comparados com os resultados analíticos da Equação 3.2, tomando um mecanismo na configuração convencional. Os valores obtidos da simulação foram praticamente os mesmos daqueles obtidos com a equação, sendo a diferença média menor do que 0,01%. Uma vez permitindo que a árvore de manivelas pudesse girar em torno do seu eixo de giro, e considerando os demais elementos do mecanismo como sem massa, a carga resistente (Figura 5.1) teve massa e dimensões selecionadas de modo que os valores de torque transmitidos à barra fossem similares com os obtidos para o mecanismo com a manivela fixa.

A validação do mecanismo montado e simulado usando-se o *software* Adams® fez-se diretamente com a comparação entre o motor real e o virtual. O modo de cálculo foi semelhante ao aplicado na análise de forças: o trabalho líquido em um ciclo foi multiplicado pelo número de ciclo por segundo, já mencionado. Com a utilização de uma eficiência mecânica igual a 82,88% a potência do mecanismo virtual tornou-se igual ao do mecanismo real. Note que este valor de eficiência mecânica, maior do que para a análise de forças, mostra-se coerente com o fato de na simulação ser considerada a massa (inércia) dos componentes. Este valor de eficiência foi utilizado em todas as simulações envolvendo o *software*.

Juntamente a este trabalho foi feita a análise do intervalo de tempo (*time step*) a partir do qual a simulação tornava-se praticamente insensível a maiores reduções neste intervalo. Verificou-se que para intervalos menores do que 0,0004 segundos, o valor do trabalho bruto permanecia quase inalterado. Sendo assim, e considerando o tempo disponível para executar as simulações, o passo de tempo escolhido foi de 0,0001 segundos.

## 5.2. Erro dos Métodos de Análise

A principal fonte de erro para a análise de forças encontrou-se na resolução, ou quantidade de pontos ao longo de um ciclo nos quais as Equações 3.2 e 3.3 foram resolvidas. A existência de intervalos grandes faz com que a variação de pressão existente no intervalo não seja considerada, resultando em erros que se propagam na integração analítica deste intervalo. Sendo assim, a definição exata do erro acaba tornando-se um processo complexo. Mas, como este método de análise foi desenvolvido somente para fins de comparação com os resultados da simulação, a determinação precisa do erro acaba não sendo crucial.

No que tange à simulação com o *software* Adams®, a principal fonte de erros encontrou-se na geração das curvas de força atuante na face êmbolo que deveriam corresponder com os pontos de pressão distribuídos, como aqueles da Figura 4.1E. Os polinômios usados mostraram-se incapazes de descrever os pontos de pressão com total exatidão. Este erro está intimamente ligado ao cálculo do trabalho. Como o padrão de pressão ao longo do ângulo de giro (variável independente das funções usadas no *software*) muda conforme o “e”, o erro também é único para cada deslocamento. Sendo assim, para cada configuração, o erro total foi tomado como sendo a raiz da soma dos quadrados das diferenças no trabalho (independente se trabalho durante a compressão ou expansão) disponibilizado pelo motor caso a equação descrevesse perfeitamente os pontos de pressão e aquele disponibilizado considerando a curva gerada. Comparando-se este com o trabalho líquido entregue pelo motor, chegou-se ao erro percentual.

Além deste erro, foi somado aquele devido à incapacidade do *software* de realizar cálculos precisos em um conjunto dinâmico (utilizou-se o maior deles: 0,0658%) e aquele oriundo da imprecisão no cálculo da transmissão de forças no mecanismo (0,01%), descrito no Capítulo 6.1. A propagação destes erros foi calculada usando-se o método de Kline e McClintock [Gomez, 2014]. O erro final da simulação para a potência resultante, em ambos os modos de análise e para cada “e”, encontra-se na parte superior da Tabela 6.2.

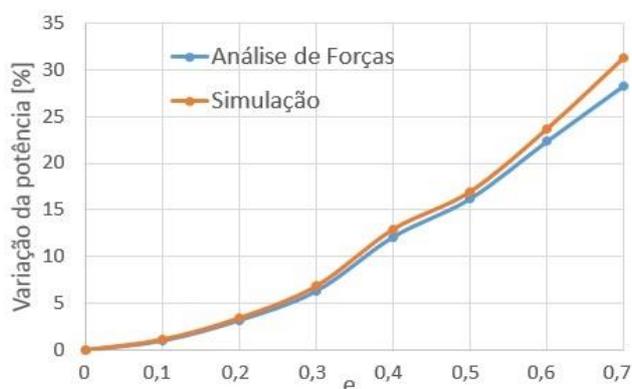
**Tabela 6.2:** Erros na simulação de potência e força lateral máxima oriundos da imprecisão das curvas de força na face do êmbolo e de erros do *software*.

	e	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
Erro Potência (%)	Modo com compressão externa	2,18	1,14	1,72	1,84	2,15	2,76	2,50	2,03
	Modo naturalmente aspirado	2,18	1,14	1,72	2,23	2,33	4,00	4,35	5,30
Erro Força Lateral (%)	Modo com compressão externa	2,05	2,08	2,90	3,62	4,69	6,04	7,22	7,28
	Modo naturalmente aspirado	2,05	2,16	2,98	2,27	2,30	2,62	3,66	4,18

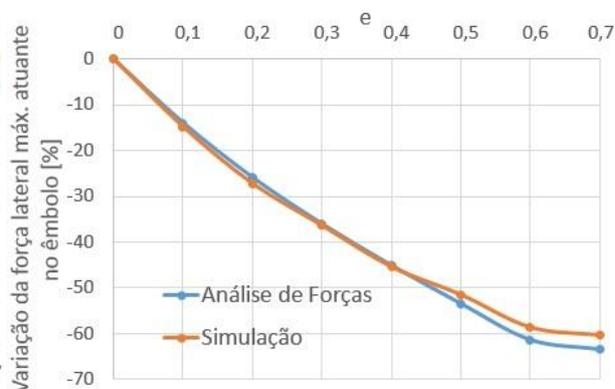
É importante colocar que na simulação para valores de “e” superiores a 0,7 o erro na potência passaria dos 6% para o modo naturalmente aspirado. Ainda, o uso destes deslocamentos comprometeria a validade das hipóteses e do modelo matemático, vista a crescente diferença dinâmica entre estes e o caso convencional. Por isso, e considerando também a existência de um motor com deslocamento semelhante a 0,7, mencionado no Capítulo 3, escolheu-se  $e = 0,7$  como valor limite do intervalo de análise. Por fim, o erro na simulação da força lateral atuante no êmbolo pode ser visto na parte inferior na Tabela 6.2. Ele foi obtido calculando-se o desvio quadrático médio [ITA, 2016], que foi comparado com o valor para a força lateral máxima em cada “e”, resultando no erro percentual. A este foram adicionados os dois erros do *software* (0,0658% e 0,01%), assim como feito para o erro na potência.

## 7. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Iniciando com o modo de teste com compressão externa, os resultados utilizando os dois mecanismos de análise encontram-se nas Figuras 7.1 e 7.2.



**Figura 7.1:** Variação da potência para o modo com compressão externa.

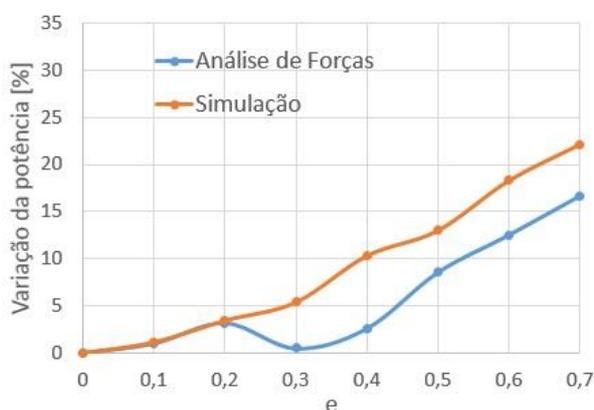


**Figura 7.2:** Variação da força lateral máxima atuante no êmbolo para o modo com compressão externa.

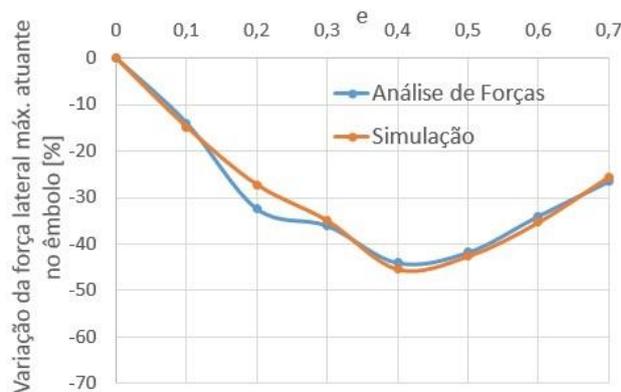
Na Figura 7.1 é notório o caráter crescente da potência com o aumento do deslocamento lateral do cilindro, expresso pelo parâmetro “e”. A taxa de crescimento da potência mostrou-se consistente nas duas formas de análise, sendo um pouco superior na simulação. Em ambas, para  $e = 0,4$ , a potência apresenta um acréscimo superior a 10%, enquanto que para  $e = 0,7$  a potência apresenta-se por volta de 30% maior do que no caso convencional.

É notória também a redução na força lateral máxima atuante no êmbolo com o aumento de “e”, Figura 7.2. Em ambos métodos de análise, ela diminui praticamente de forma linear até  $e = 0,6$ , continuando a tendência de queda após este ponto de forma mais branda. Além disso, pode-se notar a sua redução para todos os níveis de deslocamento, o que está de acordo com o levantado na revisão bibliográfica sobre seu comportamento com o deslocamento lateral do cilindro. Ambas análises indicam a possibilidade de redução na força lateral em até 60%.

Ainda que as diferenças entre as duas formas de análise sejam mínimas, tem-se como resultado mais seguro o demonstrado pela simulação, pois este método possui maior resolução ao longo de uma volta da árvore de manivelas (o número de intervalos no qual calcula-se o trabalho é muitas vezes maior do que aquele na análise de forças), tendendo a resultados mais fidedignos. No que tange ao motor real, os resultados do modo naturalmente aspirado estão dispostos nas Figura 7.3 e 7.4.



**Figura 7.3:** Variação da potência para o modo naturalmente aspirado.



**Figura 7.4:** Variação da força lateral máxima atuante no êmbolo para o modo naturalmente aspirado.

Neste modo de análise, considerando o trabalho de compressão realizado pelo conjunto, também é possível notar o caráter crescente da potência com o aumento de “e”. Embora de padrão não constante na análise de forças, o crescimento da potência na simulação apresenta-se quase linear em toda faixa de análise na simulação. Considerando o motor base utilizado neste trabalho, isso indica que a sua potência passaria de 1,9 kW para mais de 2,3 kW se fosse levado a condição de  $e = 0,7$ . Entende-se que esses números não sejam conclusivos, pois são um caso extremo. De qualquer forma, a modificação geométrica analisada aponta para uma potencial melhora de performance a partir da modificação geométrica avaliada. A expressividade destes números pode encontrar explicação ao avaliar-se a Equação 3.2, pois o deslocamento lateral do cilindro (acompanhado do padrão de pressão) leva à existência de um braço de alavanca disponível maior justo no momento em que a pressão no cilindro atinge seus valores mais altos. Por exemplo, no ponto em que a pressão atinge seu valor pico, o braço de alavanca disponível é 2,15 vezes maior para  $e = 0,7$  do que para  $e = 0$ .

Quanto à força lateral máxima atuante no êmbolo, assim como no modo de análise anterior, ela mostrou-se menor para todos os valores de deslocamento lateral do cilindro. Inicialmente, apresenta um padrão decrescente até  $e = 0,4$ , quando atinge valores 40% menores do que no caso convencional ( $e = 0$ ), e passa a crescer após este ponto. Novamente vê-se coerência dos resultados obtidos com o levantado na revisão bibliográfica. Em ambas simulações, para “e” até 0,3, note que a potência e força demonstraram comportamento similar, o que já era esperado dada a semelhança nos padrões de pressão de ambos os modos. Tem-

se, pelo mesmo motivo exposto para o modo com compressão externa, que o resultado apresentado pela simulação é o mais seguro para o modo naturalmente aspirado.

Vale ainda colocar que o modo com compressão externa demonstrou a capacidade de entrega de trabalho do mecanismo frente a um certo nível de deslocamento e a um modo de aplicação de pressão (apresentado no Capítulo 4.3). Sua análise faz-se importante à medida que representa o limite superior de potência que o modo de análise naturalmente aspirado poderia atingir. Note nas Figuras 7.1 e 7.3 que para  $e = 0,3$  o aumento de potência e a redução na força lateral máxima atuante no êmbolo são praticamente iguais. Após este ponto, no modo naturalmente aspirado, a taxa de crescimento diminui e distancia-se do apresentado no modo com compressão externa. Além disso, o estudo deste modo ajuda a entender melhor o comportamento da força lateral. Após  $e = 0,4$ , a força cresce quando se considera a etapa de compressão realizada no modo naturalmente aspirado. Logo, pode ser visto que até o ponto referido a força lateral máxima acontece na fase de expansão, passando depois deste ponto a ocorrer na fase de compressão. Por fim, o resultado do ensaio em dinamômetro do motor real com  $e = 0,1$  pode ser visto na Tabela 7.1.

**Tabela 7.1:** Resultado do ensaio do motor real com deslocamento  $e = 0,1$ .

Resultado do ensaio	Considerando a incerteza do equipamento, o valor real está entre (kW)	
Potência (kW)		
1,86	1,77	1,95

Inicialmente, avaliando-se o valor numérico resultante do ensaio, pode ser entendido que a potência atinge um valor de pico menor do que aquele que este motor na configuração convencional tipicamente apresenta (1,9 kW) e menor do que o esperado segundo a simulação (1,92 kW). Entretanto, ao considerar-se a incerteza do equipamento de medição, percebe-se que o valor real da potência para este motor modificado poderia até ser superior ao valor típico da configuração padrão. Logo, o ensaio demonstrou-se inconclusivo quanto à potência. Devido a questões de indisponibilidade do equipamento, a realização de mais testes para reduzir a incerteza não foi possível. Vale colocar que o resultado de 1,86 kW foi atingido após alguns ajustes no ponto de ignição e que foi medida apenas uma única vez. Por fim, devido à falta de sensores apropriados, não foi possível mensurar a força lateral atuante no êmbolo.

## 8. CONCLUSÕES

O presente estudo traz a análise do conjunto êmbolo-biela-manivela com o cilindro deslocado lateralmente frente a um padrão de pressão considerado, para uma determinada rotação, de um motor do ciclo Otto. As alterações na potência e na força lateral máxima atuante no êmbolo foram obtidas através da simulação no *software* multicorpos Adams®, sendo os resultados verificados também por uma análise das forças, ambas em um modo quasi-estático.

O trabalho demonstrou que há boas possibilidades de aumento na geração de torque e potência usando-se um mecanismo com o cilindro deslocado lateralmente. O aumento na potência demonstrou-se diretamente proporcional ao parâmetro “e”. Já a força lateral máxima atuante no êmbolo apresentou redução, sendo coerente com o levantado na revisão bibliográfica. Ela atinge seu valor mínimo por volta de  $e = 0,4$ , passando a crescer a partir deste ponto. Ou seja, os valores ótimos de potência e força lateral no êmbolo tendem a ocorrer em pontos diferentes. Ainda, para os dois modos de teste, é preciso colocar que para se atingir os resultados de acréscimo de potência apresentados, além do deslocamento da câmara, também é imprescindível replicar os padrões de pressão que o estudo aplicou na face do êmbolo.

No que tange ao ensaio dinamométrico, nota-se que ele foi inconclusivo quanto à medição de potência dadas as incertezas do equipamento. Entretanto, o ensaio demonstrou a possibilidade de se aplicar a modificação a motores comerciais sem que para tal sejam

necessárias grandes mudanças, além de um simples ajuste no ponto de ignição. Se otimizado, e considerando a possibilidade de redução na massa e inércia dos componentes do conjunto êmbolo-biela-manivela dada a redução na força lateral atuante no êmbolo [Ashonbikes, 2016; RideApart, 2008], é provável que tendência de crescimento na potência se mostre ainda superior ao indicado pela Figura 7.4.

Por fim, vale lembrar que neste estudo não se analisou a capacidade do fluido de trabalho gerar tais curvas de pressão em todas as configurações estudadas. A meta foi estudar as respostas do mecanismo êmbolo-biela-manivela com o cilindro deslocado lateralmente frente a curvas de pressão típicas de motores de combustão interna, e não estudar as características termodinâmicas resultantes destas alterações. Ou seja, o estudo deste aspecto, assim como questões de característica de propagação de pressão e da chama, principalmente nas configurações com “e” maiores, vão além dos objetivos deste projeto. Novos ensaios, assim como estudos adicionais para confirmar a potencialidade de acréscimo de potência e redução de atrito no cilindro demonstradas ao longo deste estudo, ficam como sugestão para trabalhos futuros.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ashonbikes. 2016. “**Désaxé engines**”, <http://www.ashonbikes.com/content/d%C3%A9sax%C3%A9-engines>. Acessado em 02/09/2016.

Asano, C. H.; Coli, E. “**Cálculo numérico – Fundamento e Aplicações**” Departamento de Matemática Aplicada-IME-USP, São Paulo, 2009.

Baehr, H. D. “**Thermodynamik**”, Springer Berlin Heidelberg, 2005.

Best Riders. 2016. “**Kawasaki ZX-10R 2011. A esportiva mais potente do mundo chega ao Brasil**”, <http://www.bestriders.com.br/kawasaki-zx-10r-2011-a-esportiva-mais-potente-do-mundo-chega-ao-brasil/>. Acessado em 02/09/2016.

Burluka, A. A. “**Notes for MECH5265M Combustion in Engines – Internal Combustion Piston Engines Cycles and basic Thermodynamics**”, University of Leeds, Leeds, 2016.

Crolla, D. A.; Foster D. E.; Kobayashi T.; Vaughan N. eds. “**Encyclopedia of Automotive Engineering**”, Wiley, Chichester, 2015.

Gomes, R. M. “**Medições Mecânicas – Aula 1**”, UFRGS, Porto Alegre, 2014.

Heywood, J. B. “**Internal Combustion Engine Fundamentals**”, McGraw-Hill, New York e London, 1988.

Honda. 2016. “**CBR250R**”, <http://www.honda2wheelersindia.com/cbr250r/specifications>. Acessado em 02/09/2016.

ITA. 2016. “**Desvios ou Resíduos**”, <http://www.fis.ita.br/labfis24/erros/errostextos/erros3.htm>. Acessado em 16/11/2016.

Jibben, J., “**Analysis of an Extended Stroke, (Offset Crankshaft), Engine**,” SAE Technical Paper 2006-01-0014, 2006, doi:10.4271/2006-01-0014.

Khurmi, R. S.; Gupta, J. K. “**Theory of Machines**”, Eurasia Publishing House, 2005.

Magtrol. 2016. "**WB/PB 65 Series Eddy-Current and Powder Dynamometers**", <http://www.magtrol.com/datasheets/wbpb65.pdf>. Acessado em 04/10/2016.

Mello, P. B. "**Notas de aula da disciplina Lubrificantes e Lubrificação – ENG03036**", Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

Merian, J. L.; Kraige, L. G. "**Mecânica para engenharia volume 2: Dinâmica**", LTC, Rio de Janeiro, 6ª edição, 2009.

Prius. 2009. "**Prius Specifications**", <http://www.priups.com/misc/prius-specs.htm>. Acessado em 02/09/2016.

Ragot, P.; Rebbert, M., "**Investigations of Crank Offset and It's Influence on Piston and Piston Ring Friction Behavior Based on Simulation and Testing**", SAE Technical Paper 2007-01-1248, 2007, doi:10.4271/2007-01-1248.

Ranjbarkohan, M.; Rasekh, M.; Hoseini, A. H.; Kheiralipour, K.; Asadi, M. R. "**Kinematics and kinetic analysis of the slider-crank mechanism in otto linear four cylinder Z24 engine**", Journal of Mechanical Engineering Research, vol. 3(3), pp 85-95, 2011.

RideApart. 2008. "**Free power offset cylinders explained**", <https://rideapart.com/articles/free-power-offset-cylinders-explained>. Acessado em 02/09/2016.

Shenoy, P. S. "**Dynamic Load Analysis and Optimization of Connecting Rod**", University of Toledo, Toledo, 2004.

Shin, S.; Cusenza, A.; and Shi, F. "**Offset Crankshaft Effects on SI Engine Combustion and Friction Performance**", SAE Technical Paper 2004-01-0606, 2004, doi:10.4271/2004-01-0606.

Tomić, R.; Sjerić, M.; Lulić, Z. "**The Optimization of crankshaft offset of spark ignition engine**", Journal of Trends in the Development of Machinery and Associated Technology, vol. 16, No. 1, pp 211-214, 2012.

Wikipedia. 2016. "**Desaxe**", <https://en.wikipedia.org/wiki/Desaxe>. Acessado em 02/09/2016.

Yamaha. 2016. "**Offset Cylinder – An Engine Design Enabling Reduced Loss and Compact Size**", [http://global.yamaha-motor.com/about/technology/power\\_source/004/](http://global.yamaha-motor.com/about/technology/power_source/004/). Acessado em 10/09/2016.

ANEXO I  
MSC ADAMS®

O *software* MSC Adams®, é uma ferramenta CAE (*Computer Aided Engineering*) que permite a análise cinemática e dinâmica multicorpos, sendo de especial utilidade quando os mecanismos em análise são complexos. O Adams®/View permite ao usuário construir, simular e gerar resultados de um modo relativamente simples. Além disso, possui plug-ins que customizam este ambiente de acordo com as necessidades do usuário, como o Adams®/Car, mais voltado a engenharia automotiva [Nunes e Silva, 2014].

Os vários corpos presentes no modelo são desenhados pelo usuário em um ambiente 3D. Estes componentes, constituídos de massa e inércia são ligados por elementos chamado “juntas”. Dependendo da junta utilizada, ela pode introduzir restrições no movimento de um componente com relação ao movimento de outro ou ainda com relação ao “solo” (*ground*) em um determinado eixo. Além disso, forças podem ser aplicadas aos componentes, além de outros componentes pré-existent, como molas e amortecedores. Elementos virtuais de medida também podem ser criados [McConville e McGrath, 1998].

No que tange ao seu código, o solver do Adams® resolve equações de dinâmica Lagrangeana, conforme Equação ANI.1 [McConville e McGrath, 1998]

$$M\ddot{q} + \dot{M}\dot{q} - \frac{1}{2}\dot{q}^T \frac{\partial M}{\partial q} \dot{q} + \frac{\partial V}{\partial q} + \Phi_q^T \lambda = Q \quad (\text{ANI.1})$$

onde M é a matriz de massa;  $\frac{1}{2}\dot{q}^T M \dot{q}$  é a energia cinética total; V é a energia potência no sistema;  $\Phi_q^T \lambda$  representa as forças de constrição (restrição); Q é o vetor de forças aplicadas; q é a matriz de coordenadas.

Entretanto, este problema não está completamente definido até serem consideradas as condições de restrição dos seus componentes. O código do Adams® usa o método padrão de introduzir novas variáveis dependentes para qualquer derivação de alta ordem, reduzindo o sistema a problemas de primeira ordem. Sendo assim, ao invés de ter a aceleração como segunda derivada da posição no tempo, tem-se a aceleração como derivada primeira da variável velocidade. Sendo assim, para o caso de um pêndulo, por exemplo, o solver resolve o seguinte sistema não linear de equações.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Equações do} \\ \text{balanço de} \\ \text{forças} \\ \\ \text{Equações de} \\ \text{velocidade} \\ \\ \text{Equações das} \\ \text{restrições} \end{array} \right\} = 0 \quad \left( \begin{array}{c} u \\ v \\ \omega \\ x \\ y \\ \theta \\ \lambda_1 \\ \lambda_2 \end{array} \right)$$

**Figura ANI.1:** Sistema de equações não lineares resolvidas pelo *software* para um pêndulo simples [McConville e McGrath, 1998].

**Figura ANI.2:** Variáveis resolvidas pelo sistema da Figura ANI.1. [McConville e McGrath, 1998].

Na Figura ANI.1, "A" indica a localização da junta, tendo como referência o chão. Figura ANI.2 as variáveis resolvidas são, de cima para baixo: as velocidades em no eixo x, y e a velocidade de rotação, a posição em x, y e a posição angular; e os dois últimos termos são os multiplicadores lagrangeanos, relacionados com a força de constrição apresentada na Equação AI.1 [McConville e McGrath, 1998; Negrut, e Dyer, 2004]. O sistema a ser resolvido para o caso êmbolo-biela-manivela difere deste apresentado para o pêndulo, principalmente na questão de ser uma interação de vários corpos conectados por juntas. O entanto, a lógica de cálculo é a mesma para ambos os casos.

Por fim, o solver funciona em quatro fases distintas: predição, correção, checagem de erros e preparação. Na primeira dessas o *software*, tendo como base os valores previamente calculados, faz uma estimativa do valor da função no próximo ponto. No início da simulação são usadas sub-rotinas especiais para esta etapa. Na etapa de correção, o *software* obtém o correto valor para o próximo ponto resolvendo o algoritmo modifica do Newton-Raphson. A fase checagem de erros analisa a diferença entre os vetores de estado oriundo da predição e os da correção. Aqui, uma diferença admissível entre esses valores, denominada "erro", é usada. Por exemplo, seu valor padrão para a versão 2016 *Student Edition* é de 0,001 unidades de medida do modelo para equações de dinâmica e de 0,0001 para as de cinemática. Estes valores podem ser modificados pelo usuário. Se o erro apresentado for maior do que o admissível, o solver retorna à fase de predição. Por fim, ocorre a preparação do solver para o próximo passo de tempo, como por exemplo a seleção do número de passos anterior a serem usados na predição, assim como salva os dados obtidos neste ciclo no arquivo de saída [Vehlib, 2007].

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS DO ANEXO I

McConville, J. B., McGrath, J. F. "**Introduction to Adams® Theory**", Mechanical Dynamics Inc., Ann Arbor, 1998.

Negrut, D., Dyer, A. "**Adams®/Solver Primer**", MSCSoftware., Ann Arbor, 2004.

Nunes, M. A. A., Silva, R. C. "**MSC Adams®: guia prático de utilização**", Blucher, São Paulo, 2014.

Vehlib. 2007. "**Adams® Solver Training Notes**", [http://www.vehlib.dk/download/Adams®\\_solver\\_training\\_notes.pdf](http://www.vehlib.dk/download/Adams®_solver_training_notes.pdf). Acessado em 07/11/2016.

## APÊNDICE I

## FUNÇÕES QUE DESCREVEM A FORÇA ATUANTE NO ÊMBOLO USADAS NA SIMULAÇÃO

O símbolo “\*” indica multiplicação e “\*\*” indica elevação a alguma potência.

- MODO COM COMPRESSÃO EXTERNA:

CASO  $e = 0$  (configuração convencional):

\*Função que descreve a força após o ponto morto superior (Expansão) em Newtons. Para este caso em especial, a pressão foi correlacionada com o deslocamento do êmbolo na simulação. Nome da variável “Posição\_êmbolo” no *software*: “.MODEL\_1.Pist\_DeltaY”.

$$\begin{aligned}
 F = & 1922.600775047719 + 1100.2721315803306 * (72 - \text{Posição\_pistão}) & \text{(API.1)} \\
 & - 1300.8312347348544 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 2 \\
 & + 695.2014503019954 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 3 \\
 & - 223.20150669928657 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 4 \\
 & + 46.16087046396123 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 5 \\
 & - 6.446516212872424 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 6 \\
 & + 0.6278299768295202 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 7 \\
 & - 0.04344607968870196 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 8 \\
 & + 0.0021494838665565056 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 9 \\
 & - 0.00007550242167900433 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 10 \\
 & + 0.00000183871563801995 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 11 \\
 & - 2.951504786996e - 8 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 12 \\
 & + 2.8083828465e - 10 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 13 \\
 & - 1.19974336e - 12 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 14
 \end{aligned}$$

\*Função que descreve a força antes do ponto morto superior (Compressão) em Newtons. Para este caso em especial, a pressão foi correlacionada com o deslocamento do êmbolo na simulação. Nome da variável “Posição\_êmbolo” no *software*: “.MODEL\_1.Pist\_DeltaY”.

$$\begin{aligned}
 F = & 1923.9852513981757 - 4022.503390203937 * (72 - \text{Posição\_pistão}) & \text{(API.2)} \\
 & + 5567.304548586255 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 2 \\
 & - 4006.09810297839 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 3 \\
 & + 1678.0303349860772 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 4 \\
 & - 446.2946891844387 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 5 \\
 & + 79.70990045543634 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 6 \\
 & - 9.899270541656781 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 7 \\
 & + 0.8715878885196862 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 8 \\
 & - 0.05475186441393788 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 9 \\
 & + 0.0024371310367152558 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 10 \\
 & - 0.00007507313752439495 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 11 \\
 & + 0.00000152167647102302 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 12 \\
 & - 1.825422000973e - 8 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 13 \\
 & + 9.817597613e - 11 * (72 - \text{Posição\_pistão}) ** 14
 \end{aligned}$$

CASO  $e=0.4$ :

\*Função que descreve a força após o ponto morto superior (Expansão) em Newtons. Pressão correlacionada com o ângulo de giro da árvore de manivelas a partir do ponto morto superior em graus. Nome da variável “ $\theta$ ” no *software*: “.MODEL\_1.Angulo\_percorrido”.

$$\begin{aligned}
 F = & 9905.8805759097913 - 47.670378810473245 * (\theta) - 8.126367673410051 & \text{(API.3)} \\
 & * (\theta) ** 2 + 2.419885737043746 * (\theta) ** 3 - 0.16583028749971127 \\
 & * (\theta) ** 4 + 0.005630539096265435 * (\theta) ** 5 \\
 & - 0.00011407096593598996 * (\theta) ** 6 + 0.00000148576708935968 \\
 & * (\theta) ** 7 - 1.279340621454e - 8 * (\theta) ** 8 + 7.256346708e - 11 \\
 & * (\theta) ** 9 - 2.6103955e - 13 * (\theta) ** 10 + 5.402e - 16 * (\theta) ** 11 \\
 & - 4.9e - 19 * (\theta) ** 12
 \end{aligned}$$

\*Função que descreve a força antes do ponto morto superior (Compressão) em Newtons. Pressão correlacionada com o ângulo de giro da árvore de manivelas a partir do ponto morto superior em graus. Nome da variável "θ" no *software*: ".MODEL\_1.Angulo\_percorrido".

$$\begin{aligned}
 F = & 845.2924554374744 - 1.2047009064888052 * (\theta) - 2.3177919615661637 & \text{(API.4)} \\
 & * (\theta) ** 2 + 0.2836197062755087 * (\theta) ** 3 \\
 & - 0.021336452615964792 * (\theta) ** 4 + 0.000994693045016868 * (\theta) \\
 & ** 5 - 0.00002976686046501498 * (\theta) ** 6 + 5.8899450006118e \\
 & - 7 * (\theta) ** 7 - 7.79394422007e - 9 * (\theta) ** 8 + 6.824774968e \\
 & - 11 * (\theta) ** 9 - 3.7954612e - 13 * (\theta) ** 10 + 1.21393e - 15 * (\theta) \\
 & ** 11 - 1.7e - 18 * (\theta) ** 12
 \end{aligned}$$

CASO e=0.7:

\*Função que descreve a força após o ponto morto superior (Expansão) em Newtons. Pressão correlacionada com o ângulo de giro da árvore de manivelas a partir do ponto morto superior em graus. Nome da variável "θ" no *software*: ".MODEL\_1.Angulo\_percorrido".

$$\begin{aligned}
 F = & 496.2659417481232 - 347.80066019150973 * (\theta) + 116.80918504174579 & \text{(API.5)} \\
 & * (\theta) ** 2 - 14.246097483596353 * (\theta) ** 3 \\
 & + 0.8794580762333524 * (\theta) ** 4 - 0.031718594312070136 * (\theta) * \\
 & * 5 + 0.0007275439745776683 * (\theta) ** 6 \\
 & - 0.00001115020987032627 * (\theta) ** 7 + 1.1704742422337e - 7 \\
 & * (\theta) ** 8 - 8.456956618e - 10 * (\theta) ** 9 + 4.13942693e - 12 * (\theta) \\
 & ** 10 - 1.312014e - 14 * (\theta) ** 11 + 2.431e - 17 * (\theta) ** 12 - 2e \\
 & - 20 * (\theta) ** 13
 \end{aligned}$$

\*Função que descreve a força antes do ponto morto superior (Compressão) em Newtons. Pressão correlacionada com o ângulo de giro da árvore de manivelas a partir do ponto morto superior em graus. Nome da variável "θ" no *software*: ".MODEL\_1.Angulo\_percorrido".

$$\begin{aligned}
 F = & 507.75304662235857 + 15.215735197548845 * (\theta) - 4.9625910931257815 & \text{(API.6)} \\
 & * (\theta) ** 2 + 0.6501409284872728 * (\theta) ** 3 \\
 & - 0.05163101451099695 * (\theta) ** 4 + 0.0026447257855259495 \\
 & * (\theta) ** 5 - 0.00009148345477746455 * (\theta) ** 6 \\
 & + 0.00000219194382362189 * (\theta) ** 7 - 3.672506346204e - 8 \\
 & * (\theta) ** 8 + 4.2820692241e - 10 * (\theta) ** 9 - 3.39919007e - 12 \\
 & * (\theta) ** 10 + 1.749451e - 14 * (\theta) ** 11 - 5.258e - 17 * (\theta) ** 12 \\
 & + 7e - 20 * (\theta) ** 13
 \end{aligned}$$

- MODO NATURALMENTE ASPIRADO:

CASO e=0 (configuração convencional):

Funções iguais às usadas para o modo com compressão externa.

## CASO e=0.4:

\*Função que descreve a força após o ponto morto superior (Expansão) em Newtons. Pressão correlacionada com o ângulo de giro da árvore de manivelas a partir do ponto morto superior em graus. Nome da variável “ $\theta$ ” no *software*: “.MODEL\_1.Angulo\_percorrido”.

$$\begin{aligned}
 F = & 1147.9333185908272 - 77.30357054131125 * (\theta) - 7.58114584292453 & \text{(API.7)} \\
 & * (\theta) ** 2 + 2.503969309511304 * (\theta) ** 3 \\
 & - 0.17214308907537929 * (\theta) ** 4 + 0.005843216907905954 * (\theta) \\
 & ** 5 - 0.000118350865271566 * (\theta) ** 6 \\
 & + 0.00000154161729711594 * (\theta) ** 7 - 1.327868519009e - 8 \\
 & * (\theta) ** 8 + 7.535520278e - 11 * (\theta) ** 9 - 2.7126135e - 13 * (\theta) \\
 & ** 10 + 5.6178e - 16 * (\theta) ** 11 - 5.1e - 19 * (\theta) ** 12
 \end{aligned}$$

\*Função que descreve a força antes do ponto morto superior (Compressão) em Newtons. Pressão correlacionada com o ângulo de giro da árvore de manivelas a partir do ponto morto superior em graus. Nome da variável “ $\theta$ ” no *software*: “.MODEL\_1.Angulo\_percorrido”.

$$\begin{aligned}
 F = & 1100.0768284057308 + 0.6842368671020931 * (\theta) - 1.334128650771436 & \text{(API.8)} \\
 & * (\theta) ** 2 + 0.24211748945752032 * (\theta) ** 3 \\
 & - 0.04364490712357864 * (\theta) ** 4 + 0.0035225114864708344 \\
 & * (\theta) ** 5 - 0.000155913269273005 * (\theta) ** 6 \\
 & + 0.00000426736906795723 * (\theta) ** 7 - 7.646401871017e - 8 \\
 & * (\theta) ** 8 + 9.1600037026e - 10 * (\theta) ** 9 - 7.28539868e - 12 \\
 & * (\theta) ** 10 + 3.697155e - 14 * (\theta) ** 11 - 1.0845e - 16 * (\theta) ** 12 \\
 & + 1.4e - 19 * (\theta) ** 13
 \end{aligned}$$

## CASO 0.7:

\*Função que descreve a força após o ponto morto superior (Expansão) em Newtons. Pressão correlacionada com o ângulo de giro da árvore de manivelas a partir do ponto morto superior em graus. Nome da variável “ $\theta$ ” no *software*: “.MODEL\_1.Angulo\_percorrido”.

$$\begin{aligned}
 F = & 1154.6416671547206 + 88.18578766163499 * (\theta) - 25.460122607795522 & \text{(API.9)} \\
 & * (\theta) ** 2 + 1.7720680695472233 * (\theta) ** 3 \\
 & - 0.05407710588792198 * (\theta) ** 4 + 0.0008818382586063681 \\
 & * (\theta) ** 5 - 0.00000828155469707656 * (\theta) ** 6 \\
 & + 4.498516489093e - 8 * (\theta) ** 7 - 1.3146694519e - 10 * (\theta) ** 8 \\
 & + 1.600836e - 13 * (\theta) ** 9
 \end{aligned}$$

\*Função que descreve a força antes do ponto morto superior (Compressão) em Newtons. Pressão correlacionada com o ângulo de giro da árvore de manivelas a partir do ponto morto superior em graus. Nome da variável “ $\theta$ ” no *software*: “.MODEL\_1.Angulo\_percorrido”.

$$\begin{aligned}
 F = & 1097.5979979281774 + 24.59517523067565 * (\theta) - 4.786170968373251 & \text{(API.10)} \\
 & * (\theta) ** 2 + 0.18823871222800678 * (\theta) ** 3 \\
 & - 0.003752428914073172 * (\theta) ** 4 + 0.00004384100646827217 \\
 & * (\theta) ** 5 - 3.0685441510178e - 7 * (\theta) ** 6 + 1.20318175848e \\
 & - 9 * (\theta) ** 7 - 2.0481075e - 12 * (\theta) ** 8
 \end{aligned}$$