



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE DESEMPENHO EM UM MOTOR FLEX
OPERANDO EM CICLO MILLER A PARTIR DA VARIAÇÃO DA
POSIÇÃO ANGULAR DO COMANDO DE VÁLVULAS DE
ASPIRAÇÃO E DO SEU CURSO DE ABERTURA.

IGOR CORDEIRO TREVAS

BELO HORIZONTE, JUNHO DE 2017

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

**ANÁLISE DE DESEMPENHO EM UM MOTOR FLEX
OPERANDO EM CICLO MILLER A PARTIR DA VARIAÇÃO DA
POSIÇÃO ANGULAR DO COMANDO DE VÁLVULAS DE
ASPIRAÇÃO E DO SEU CURSO DE ABERTURA.**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Calor e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Jose Guilherme Coelho Baeta.

Co-Orientador: Prof. Dr. Ramón Molina Valle

Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG.

IGOR CORDEIRO TREVAS

BELO HORIZONTE, JUNHO DE 2017

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Dissertação intitulada “**ANÁLISE DE DESEMPENHO EM UM MOTOR FLEX OPERANDO EM CICLO MILLER A PARTIR DA VARIAÇÃO DA POSIÇÃO ANGULAR DO COMANDO DE VÁLVULAS DE ASPIRAÇÃO E DO SEU CURSO DE ABERTURA.**”, de autoria do mestrando em engenharia mecânica Igor Cordeiro Trevas, aprovado pela banca examinadora constituída pelos seguintes professores:

Prof. Dr. Jose Guilherme Coelho Baeta – Orientador.

Prof. Dr. Ramon Molina Valle – Co-Orientador.

Prof. Dr. Fernando Antonio Rodrigues Filho.

Prof. Dr. Rogério Jorge Amorim.

BELO HORIZONTE, 26 DE MAIO DE 2017

**“É muito melhor lançar-se em busca
de conquistas grandiosas, mesmo
expondo-se ao fracasso, do que
alinhar-se com os pobres de espírito,
que nem gozam muito nem sofrem muito,
porque vivem numa penumbra cinzenta,
onde não conhecem nem vitória,
nem derrota.” (Theodore Roosevelt)**

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por mais essa etapa vencida, sempre guiando meus passos e me dando forças para continuar.

Aos meus queridos pais, Antônio e Marisa que são a origem de tudo e sempre me suportaram em todos os momentos, com compreensão, sabedoria e esforço para que eu pudesse concretizar os meus sonhos.

Aos meus irmãos André e Victor pelo apoio e incentivo para continuar a minha caminhada.

A minha namorada Isabella que sempre esteve ao meu lado, com paciência, apoio, dedicação e compreensão durante todos esses anos.

A toda minha família pela compreensão durante a ausência em festas, aniversários e finais de semana.

Ao meu orientador Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta por toda a paciência e tempo despendido em apoio ao trabalho. Por sua excelente orientação, tornando esse trabalho muito melhor.

Ao Prof. Dr. Ramon Molina Valle por acreditar no trabalho e me apoiar nessa trajetória.

Aos meus colegas de trabalho da Fiat Automóveis, por toda a compreensão durante esse tempo, em especial ao Heder Fernandes que me apoiou e ajudou durante a realização dos testes experimentais e ao Charles Pimenta que me orientou durante o tratamento dos dados.

A UFMG e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelo apoio institucional para realização desse trabalho.

Aos colega de mestrado da UFMG Thiago Silva por servir de inspiração para a realização desse documento.

A Fiat Chrysler Automobiles pelo apoio durante a realização desse trabalho.

Aos meus amigos Pedro Apipe e Matheus Carvalho que estiveram junto comigo durante toda essa trajetória, apoiando e participando ativamente.

RESUMO

O alto preço dos combustíveis derivados do petróleo alinhado a pressões cada vez maiores das agências reguladoras, geram a necessidade de desenvolver motores de combustão interna cada vez mais eficientes. Para os próximos anos, levando em conta o motor de combustão interna, o maior incremento de eficiência energética virá do conhecido *downsizing*, que fica ainda mais interessante se combinado com a utilização de biocombustíveis. Outra tecnologia para aumentar a eficiência em motores de combustão interna é a possibilidade de trabalhar sem a presença da válvula de borboleta para controle da carga, diminuindo assim as perdas por bombeamento. Isso pode ser atingido com um tempo e curso de válvula completamente variável onde dispositivos eletromecânicos baseado no eixo comando de válvula estão disponíveis e entregam um ganho de consumo de até 8%. Esses dispositivos se aplicados nas válvulas de aspiração permitem a variação do ângulo de fechamento, levando o motor a trabalhar segundo os ciclos teóricos Miller e Otto. Assim, esse trabalho visa estudar a influência da variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração na utilização de ciclo Miller (EIVC e LIVC) e Otto. Mostrando assim, a influência dessa variação na eficiência de conversão de combustível, nas emissões de NO_x, CO, CO₂ e nos principais parâmetros de combustão de um motor de combustão interna aspirado com a adoção da tecnologia *MultiAir* aplicada às válvulas de aspiração. O estudo foi feito com dois combustíveis diferentes (Gasolina E22 e Etanol) e em diferentes condições de rotação e de pressão média efetiva, de modo a observar como os diferentes ciclos de trabalho comportam-se com essas variações. Foi então feito o estudo com 2000 rpm, 2 bar de pressão média efetiva e comparados todos os parâmetros do motor, depois mantida a rotação em 2000 rpm variou-se a pressão média efetiva líquida em 2, 4 e 6 bar. Por fim foi mantida constante a pressão média efetiva líquida em 4 bar e variou-se a rotação em 2000, 3000, 4000, 5000 e 6000 rpm. Os resultados obtidos com a utilização de ciclo Miller (EIVC e LIVC), se comparados ao ciclo Otto tradicional, mostram-se vantajosas com ambos os combustíveis utilizados assim como em todas as condições testadas, levando a uma melhora na eficiência de conversão de combustível de até 8%, com uma redução na emissão de poluentes e níveis aceitáveis de degrado de combustão.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, *MultiAir*, ciclo Miller, variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração.

ABSTRACT

High price of petroleum-based fuels, in line with increasing pressure from regulatory agencies, creates the need to develop more and more efficient internal combustion engines. For the next few years, taking into account the internal combustion engine, the higher volume of energy efficiency will come from well-known downsizing, which is even more interesting to be combined with the use of biofuels. Another technology to increase the efficiency in internal combustion engines is the possibility of working without the presence of the throttle to control the load, Decreasing pumping losses. This can be done with a fully variable valve timing and stroke where electromechanical devices based on valve camshaft are available and deliver a consumption gain of up to 8%. These devices, if applied to the intake valves allow variation of the closing angle, leading the engine to work according to the theoretical cycles Miller and Otto. Thus, this work aims to study the influence of variation of the intake valve closing angle in the use of Miller (EIVC and LIVC) and Otto cycles. Showing the influence of this variation in fuel conversion efficiency on NO_x, CO, CO₂ emissions and the main combustion parameters of an internal combustion engine aspirated with the adoption of *MultiAir* technology applied to intake valves. The study was performed with two different fuels (Gasoline E22 and Ethanol) and under different conditions of rotation and break mean effective pressure, in order to observe how the different work cycles behave with these variations. The study was then carried out with 2000 rpm and 2 bar of break mean effective pressure and engine parameters were compared, then the rotation was maintained at 2000 rpm and the break mean effective pressure was varied at 2, 4 and 6 bar, by the end, the break mean effective pressure was kept at 4 bar and the rotation was varied between 2000, 3000, 4000, 5000 and 6000 rpm. The results obtained when using Miller (EIVC and LIVC) cycle, if compared to the traditional Otto cycle, are advantageous with both fuels tested as well as under all conditions tested, leading to an improvement in fuel conversion efficiency of up to 8% , with reduction in the emission of pollutants and acceptable levels of combustion degradation.

Keyword: Internal combustion engine, *MultiAir*, Miller cycle, Variation of the closing angle of the intake valve.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.01 – Tipos de motores alternativos.....	8
Figura 2.02 – Geometria básica de um motor de combustão interna alternativo.....	9
Figura 2.03 – Desenho esquemático dos quatro tempos de operação de um motor de combustão interna.....	11
Figura 2.04 – Diagrama do ciclo Otto ideal.	12
Figura 2.05 – Desenho esquemático do motor originalmente descrito por James Atkinson em sua patente.	15
Figura 2.06 – Diagrama pressão-volume comparando um ciclo de um motor sobre-expandido.....	16
Figura 2.07 – Diagrama pressão-volume e diagrama temperatura-entropia do ciclo Atkinson.	17
Figura 2.08 – Desenho esquemático do motor originalmente descrito por Ralph Miller em sua patente. ...	19
Figura 2.09 – Diagrama pressão-volume do ciclo Miller.	23
Figura 2.10 – Vista do cabeçote de um motor de combustão interna com os balancins.	28
Figura 2.11 – Foto de um eixo comando de válvula.....	29
Figura 2.12 – Dispositivo mecânico para controlar o curso de válvula no motor de avião de teste.	31
Figura 2.13 – ciclo representativo de um motor de combustão interna e a localização dos eventos de válvula.....	34
Figura 2.14 – Diagrama P x v de um motor operando no modo LIVC.	36
Figura 2.15 – Diagrama P x v de um motor operando no modo EIVC.....	37
Figura 2.16 – Diagrama P x v de um motor operando no modo LIVO.....	38
Figura 2.17 – Diagrama P x v de um motor operando no modo EIVO.	39
Figura 2.18 – Diagrama P x v de um motor operando no modo EEVC.....	40
Figura 2.19 – Diagrama P x v de um motor operando no modo LEVC.	41
Figura 2.20 – Diagrama P x v de um motor operando no modo EEVO.	42
Figura 2.21 – Diagrama P x v de um motor operando no modo LEVO.....	43
Figura 2.22 – Desenho esquemático do sistema <i>MultiAir</i> com a indicação de cada um de seus componentes.	44
Figura 2.23 – Imagem do módulo <i>MultiAir</i> utilizado nos motores.....	45
Figura 2.24 – Diferentes modos de atuação do sistema <i>MultiAir</i> . a) Full Lift; b) Early Intake Valve Closing; c) Late Intake Valve Opening; d) Multi-Lift.....	47
Figura 2.25 – Mapa das estratégias de gerenciamento de válvula para condição de operação do motor. ...	48
Figura 2.26 – Perdas por bombeamento de um motor de ignição por centelha operando com uma válvula borboleta e mistura estequiométrica.....	50
Figura 2.27 – Desenho esquemático do sistema UniValve.	52
Figura 2.28 – Diferença ente o controle da carga com e sem a presença da válvula borboleta em um ciclo.....	53

Figura 2.29 – Ganho de consumo por cada condição de rotação e carga utilizado o controle da carga sem a presença da válvula borboleta.	53
Figura 2.30 – Eficiência térmica como função da razão das relações de compressão (σ) para diferentes relações de compressão geométrica.....	55
Figura 2.31 – Estrutura do sistema VVEL.....	57
Figura 2.32 – Estratégia de desativação de cilindro para o melhor consumo de combustível.....	58
Figura 2.33 – Comparativo de BMEP e ETAS para o modo de operação em plena carga.....	59
Figura 2.34 – Comparativo de eficiências (η_t) dos ciclos LIVC, EIVC e Seiliger-Sabathe.	60
Figura 2.35 – Efeitos dos modos de operação EIVC e LIVC na melhora do consumo específico (BSFC) em região de alta carga e um ponto limitado por detonação (Rotação = 1000 rpm, BMEP = 1,32 MPa).	61
Figura 2.36 – Efeitos dos modos de operação EIVC e LIVC na melhora do consumo específico (BSFC) em região de carga parcial (Rotação = 2000 rpm, BMEP = 0,4 MPa).	62
Figura 3.01 – Imagem do motor utilizado nos testes experimentais.	65
Figura 3.02 – Imagem do posicionamento do injetor no coletor de aspiração.	65
Figura 3.03 – Imagem das geometrias do pistão e da parte superior da câmara de combustão.	66
Figura 3.04 – Módulo <i>MultiAir</i> utilizado nos testes.	66
Figura 3.05 – Modos de operação possíveis com o módulo <i>MultiAir</i>	67
Figura 3.06 – Referência para a posição angular do motor testado.	68
Figura 3.07 – Diagrama de válvulas do motor testado.....	69
Figura 3.08 – Comportamento esperado da relação de compressão efetiva durante a variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração.....	70
Figura 3.09 – Imagem do ES590 que foi utilizado.	73
Figura 3.10 – Imagem do software Inca [®] , similar ao que foi utilizado.	73
Figura 3.11 – Imagem do catalizador após instrumentado.....	75
Figura 3.12 – Sistema de escapamento montado no motor com indicação do silenciador (1), da tubulação (2) e do sistema de exaustão (3).	76
Figura 3.13 – Montagem do motor na bancada de testes.	77
Figura 3.14 – Sistemas de resfriamento da água e do óleo de lubrificação do motor presentes na sala dinamométrica.	78
Figura 3.15 – Imagem geral da sala de testes.	80
Figura 3.16 – Foto do catalizador indicando a instrumentação de termopares (1), transdutor de pressão (2) e sonda lambda (3).	81
Figura 3.17 – Imagem do software PUMA Open [®]	81
Figura 3.18 – Imagem do ES590 que foi utilizado.	82
Figura 3.19 – Computadores utilizados para aquisição dos dados.	84

Figura 3.20 – Áreas de aplicação da tecnologia de medição de pressão.	85
Figura 3.21 – Imagem mostrando um amplificador da carga parecido com o que foi utilizado nos teste.	86
Figura 3.22 – Imagem mostrando o analisador de combustão (<i>Indimodul</i>) que foi utilizado nos teste.	87
Figura 3.23 – Desenho esquemático da cadeia de medição da pressão piezoelétrica.	88
Figura 3.24 – Imagem do software IndiCom [®] , similar ao que foi utilizado.	88
Figura 3.25 – Imagem do cabeçote indicando a localização do furo para instalação do sensor de pressão utilizado para monitorar a pressão dentro do cilindro.	89
Figura 3.26 – Imagem do sensor de pressão utilizado dentro da câmara de combustão.	90
Figura 3.27 – a) Imagem mostrando o conjunto do encoder. b) Imagem com a montagem do encoder no motor.	91
Figura 3.28 – Ponta de prova de corrente montada no motor.	92
Figura 3.29 – Disposição dos sensores numerados nas Tabelas 3.5 e 3.6.	93
Figura 3.30 – Equipamentos utilizados para análise de emissões.	94
Figura 3.31 – Matriz comparando os diferentes métodos de medição do ponto morto superior e a relação precisão x custo de cada um deles.	101
Figura 3.32 – Áreas utilizadas para cálculo da pressão média indicada.	108
Figura 3.33 – Percentual de liberação de calor por ângulo de virabrequim e da integral da liberação de calor por ângulo de virabrequim.	110
Figura 3.34 – Diagrama de blocos do modelo <i>Thermodynamics2</i> do IndiCom.	113
Figura 4.01 – Condições de teste durante a prova realizada - E22.	116
Figura 4.02 – Gráfico com os dados de combustão durante a variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração - E22.	118
Figura 4.03 – Gráfico evidenciando o valor do avanço de ignição, COV _{IMEP} e PME em função do ângulo de fechamento da válvula de aspiração - E22.	120
Figura 4.04 – Gráfico mostrando os valores de rendimento de conversão de combustível e do consumo específico de combustível para cada ângulo de fechamento da válvula de aspiração - E22.	121
Figura 4.05 – Gráfico mostrando o logaritmo da pressão x o logaritmo do volume em cada uma das condições testadas.	123
Figura 4.06 – Comparativo dos valores de pressão média indicada, pressão máxima e duração da queima para ciclos dos diagramas mostrados na Figura 4.5 – E22.	124
Figura 4.07 – Curva de liberação de calor e integral da curva de liberação de calor para os ciclos estudados – E22.	126
Figura 4.08 – Gráfico comparativo com os valores de emissões de poluentes para os diferentes ângulos de fechamento das válvulas de aspiração – E22.	127
Figura 4.09 – Gráfico mostrando a relação entre CO ₂ e vazão de ar – E22.	128

Figura 4.10 – Gráfico com o comparativo da eficiência de conversão de combustível para cada condição de pressão média efetiva em 2000 rpm – E22.	129
Figura 4.11 – Gráfico comparativo do ângulo de pressão máxima para cada condição de pressão média efetiva testada – E22.	130
Figura 4.12 – Mapa de consumo de combustível a partir dos pontos de pressão média efetiva mensurados – E22.	131
Figura 4.13 – Rendimento de conversão de combustível no eixo versus ângulo de fechamento da válvula de aspiração em cada rotação testada – E22.	133
Figura 4.14 – Mapa de consumo de combustível a partir dos pontos de rotação mensurados – E22.	134
Figura 4.15 – Condições de teste durante a prova realizada (E100).	135
Figura 4.16 – Gráfico com os dados de combustão durante a variação do ângulo de fechamento de válvula de aspiração - E100.	137
Figura 4.17 – Gráfico evidenciando o valor do avanço de ignição, COV_IMEP e PME em função do ângulo de fechamento da válvula de aspiração - E100.	138
Figura 4.18 – Gráfico mostrando os valores de rendimento de conversão de combustível e do consumo específico de combustível para cada ângulo de fechamento das válvulas de aspiração – E100.	140
Figura 4.19 – Gráfico mostrando o logaritmo da pressão x o logaritmo do volume em cada uma das condições testadas– E100.	142
Figura 4.20 – Comparativo dos valores de pressão média indicada, pressão máxima e duração da queima para ciclos dos diagramas mostrados na Figura 4.19 – E100.	143
Figura 4.21 – Curva de liberação de calor e integral da curva de liberação de calor – E100.	144
Figura 4.22 – Gráfico comparativo com os valores de emissões de poluentes para os ângulos de fechamento de válvula comparados – E100.	145
Figura 4.23 – Gráfico com o comparativo do rendimento de conversão de combustível para cada condição de pressão média efetiva em 2000 rpm – E100.	147
Figura 4.24 – Mapa de consumo de combustível a partir dos pontos de pressão média efetiva mensurados – E100.	148
Figura 4.25 – Rendimento de conversão de combustível no eixo para cada ângulo de fechamento da válvula de aspiração em cada rotação testada – E100.	149
Figura 4.26 – Mapa de consumo de combustível a partir dos pontos de rotação mensurados – E100.	150
Figura 4.27 – Mapa dos melhores ângulos de válvulas para garantir a melhor eficiência de conversão de combustível nas condições mensuradas – E22.	151
Figura 4.28 – Mapa dos melhores ângulos de válvulas para garantir a melhor eficiência de conversão de combustível nas condições mensuradas – E100.	152

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.01 – Características técnicas do motor utilizado.....	64
Tabela 3.02 – Descrição do combustível E22 utilizado.....	71
Tabela 3.03 – Poder calorífico inferior dos combustíveis utilizados.....	72
Tabela 3.04 – Sensores utilizados pelo sistema do PUMA Open®.....	82
Tabela 3.05 – Especificações do sensor de pressão utilizado.....	90
Tabela 3.06 – Sensores do grupo 2 utilizados.....	92
Tabela 3.07 – Incerteza expandida máxima dos parâmetros indicados.....	98
Tabela 3.08 – Incerteza expandida dos parâmetros resultantes de medições indiretas.....	98
Tabela 3.09 – Valores de limites inseridos no software de controle do dinamômetro.....	99
Tabela 3.10 – Pontos de rotação e carga escolhidos para os testes experimentais.....	102
Tabela 3.11 – Pontos de rotação e carga escolhidos para os testes experimentais.....	103
Tabela 3.12 – Parâmetros configurados no modelo <i>Thermodynamics2</i> do IndiCom.....	113
Tabela 3.13 – Especificação técnica da bancada de emissões utilizada.....	94
Tabela I.1 – Resumo do cálculo de incerteza para o fator de correção.....	162
Tabela I.2 – Resumo do cálculo de incerteza para o torque na faixa de 10Nm.....	163
Tabela I.3 – Resumo do cálculo de incerteza para o torque em toda faixa de medição.....	163
Tabela I.4 – Resumo do cálculo de incerteza para o torque corrigido.....	164
Tabela I.5 – Resumo do cálculo de incerteza para a potência.....	165
Tabela I.6 – Resumo do cálculo de incerteza para a potência corrigida.....	166
Tabela I.7 – Resumo do cálculo de incerteza para a pressão média efetiva.....	166
Tabela II.1 – Valores de ângulo de fechamento de válvula de aspiração com E22.....	168
Tabela II.2 – Valores de ângulo de fechamento de válvula de aspiração com E100.....	168

SIMBOLOGIA

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas.

AGX – Balanço do processo de combustão.

ANP – Agência Nacional do Petróleo.

BMEP – Pressão média efetiva líquida, do inglês *Break Mean Effective Pressure* [bar].

CA – ângulo do virabrequim, do inglês *crankangle* [graus].

CAI – Auto ignição controlada, do inglês *controlled auto ignition*.

CO – Monóxido de Carbono.

CO₂ – Dióxido de Carbono.

CoV – Covariância [Adimensional].

c_p – Calor específico a pressão constante [kJ/kg.K].

c_v – Calor específico a volume constante [kJ/kg.K].

CRF – Centro de pesquisa da Fiat, do italiano *Centro Ricerche FIAT*.

DOHC – Duplo eixo comando acima do cabeçote, do inglês *Dual Overhead Cam Shaft*.

DOU – Diário oficial da união.

EEVC – Fechamento antecipado da válvula de escape, do inglês *Early exhaust valve closing*.

EEVO – Abertura adiantada da válvula de escape, do inglês *Early exhaust valve open*.

EGR – Recirculação de Gases de Escape, do inglês *Exhaust Gas Recirculation*.

EIVC – Fechamento antecipado da válvula de aspiração, do inglês *Early Intake Valve Closing*.

EIVO – Abertura atrasada da válvula de aspiração, do inglês *Early Intake Valve Opening*.

EOC – Valor do ângulo de virabrequim de fim da combustão.

IAD – Índice Antidetonante.

IMEP – Pressão média efetiva indicada, do inglês *Indicate mean effective pressure* [bar].

IMEP – Pressão média indicada, do inglês *Indicated Mean Effective Pressure* [bar].

IMEPH – Pressão média indicada superior, do inglês *Indicated Mean Effective Pressure High* [bar].

IMEPL – Pressão média indicada inferior, do inglês *Indicated Mean Effective Pressure Low* [bar].

IPI – Imposto sobre produtos industriais.

K – fator de abrangência [Adimensional].

LEVC – Fechamento atrasado da válvula de escape, do inglês *Late exhaust valve closing*.

LEVO – Abertura atrasada da válvula de escape, do inglês *Late exhaust valve open*.

LIVC – Fechamento atrasado da válvula de aspiração, do inglês *Late Intake Valve Closing*.

LIVO – Abertura atrasada da válvula de aspiração, do inglês *Late Intake Valve Opening*.

M – Massa de fluido dentro do cilindro [kg].

MBF – Fração de massa de combustível queimada, do inglês *Mass Burn Fraction* [Adimensional].

MBT – Máximo torque, ou menor ângulo de avanço de ignição pra o máximo torque, do inglês *Maximum Brake Torque*.

MON – Motor Octane Number.

NAMAS – Acreditação e Amostragem Nacional de Medição, do inglês *National Measurement Accreditation And Sampling*.

NBR – Norma Brasileira.

NO_x – Óxidos de nitrogênio.

NVH – Vibração e Ruído, do inglês *Noise Vibration and Harness*.

OPEP – Organização dos países exportadores de petróleo.

p – Pressão do fluido [kPa].

p(θ) – Pressão no cilindro em função da posição angular.

Patm – Pressão atmosférica [kPa].

PatmSeca – Pressão atmosférica seca [kPa].

PCI – Poder calorífico inferior [kcal/m³].

P_i – Pressão indicada [bar].

PID – Proporcional Integral e Derivativo.

PME – Pressão Média Efetiva [bar].

PMI – Ponto Morto Inferior.

PMS – Ponto Morto Superior.

Púmida – Pressão úmida [kPa].

\dot{Q} – Taxa de transferência de calor aparente para o fluido [kJ/s].

Q_{hv} – Poder calorífico do combustível [kcal/m³].

Q_r – Rejeição de calor a volume constante [kJ].

Q_s – Adição de calor a volume constante [kJ].

RON – Research Octane Number.

RPM – Rotações Por Minuto.

RTP – Processadores em tempo real, do inglês *Real Time Processors*.

SAE – Sociedade dos engenheiros automobilísticos, do inglês *Society of Automotive Engineers*.

sfc – Consumo de combustível específico, do inglês *specific fuel consumption* [g/kW.h].

SOC – Valor do ângulo de virabrequim de início da combustão, do inglês *start of combustion*.

T – Temperatura do fluido [°C].

TBseco – Temperatura de bulbo seco [°C].

TBúmido – Temperatura de bulbo úmido [°C].

TempAR – Temperatura do ar aspirado [°C].

U – Energia Interna do fluido [J].

U – Incerteza expandida.

μ – Incerteza padrão.

μ_c – Incerteza combinada.

UCE – Unidade Central Eletrônica.

V – Volume do fluido [m³].

V(θ) – Volume deslocado em função da posição angular [m³].

V_c – Volume Comprimido [m³].

V_d – Volume Deslocado [m³].

V_p – Volume percorrido [m³].

V_t – Volume Total [m³].

VVA – Atuador do Variador de válvula, do inglês *Variable Valve Actuator*.

VVT – Variação do tempo de válvula, do inglês *Variable Valve Timing*.

\dot{W} – Trabalho realizado pelo fluido [kJ/s].

WOT – Borboleta totalmente aberta, do inglês *wide open throttle*.

SÍMBOLOS GREGOS

η_{Atkinson} – Rendimento do ciclo Atkinson [Adimensional].

η_{Miller} – Rendimento do ciclo Miller [Adimensional].

η_{otto} – Rendimento do ciclo Otto [Adimensional].

η_f – Rendimento de conversão de combustível [Adimensional].

α – fator ABNT segundo a norma NBR 1585.

γ – razão dos calores específicos [Adimensional].

λ – Fator Lambda [adimensional]

Θ – Ângulo do virabrequim [graus]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1. Motor de combustão interna.....	6
2.1.1 Histórico.....	6
2.1.2 Definição.....	7
2.1.3 Funcionamento.....	8
2.2. Ciclos teóricos aplicados a motores de combustão interna.....	12
2.2.1 Ciclo Otto.....	12
2.2.2 Ciclo Atkinson.....	14
2.2.3 Ciclo Miller.....	18
2.2.4 Considerações sobre o ciclo Miller e sobre o ciclo Atkinson.....	24
2.2.5 Referência de ciclos teóricos utilizadas para esse trabalho.....	25
2.3 Parte superior de um motor de combustão interna.....	27
2.3.1 Cabeçote.....	27
2.3.2 Eixo Comando de Válvula.....	29
2.3.3 Atuador variável de válvulas.....	30
2.3.4. Estratégias de operação de válvulas.....	32
2.3.5. <i>MultiAir</i>	43
2.4. Estado da arte.....	48
2.5. Considerações finais.....	62
3. METODOLOGIA.....	63
3.1 Motor utilizado.....	63
3.1.1 Diagrama de válvulas do motor utilizado.....	68
3.1.2 Relação de compressão geométrica x efetiva.....	69
3.2 Combustíveis utilizados.....	71
3.3 Unidade central de controle eletrônico do motor - UCE.....	72
3.4 Preparação para o experimento.....	74
3.4.1 Preparação do catalizador utilizado.....	74
3.4.2 Instalação do motor no suporte.....	74
3.4.3 Instalação do motor na bancada de teste e demais componentes.....	75
3.4.4 Instrumentação do motor.....	78

3.4.5	Determinação das incertezas combinadas e expandidas.....	95
3.4.7	Calibração da célula de carga do dinamômetro.....	98
3.5	Realização dos testes dinamométricos.....	99
3.5.1	Condicionamento do motor.....	100
3.5.2	Determinação do ponto morto superior.....	100
3.5.3	Caracterização do motor.....	101
3.6	Metodologia adotada para escolha de cada ponto de rotação, pressão média efetiva e ângulo de fechamento de válvula estudado.....	102
3.7	Metodologia para estudar a influência do ciclo Otto e Miller (EIVC e LIVC) para cada um dos pontos de trabalho.....	103
3.8	Metodologia adotada para os testes experimentais.....	104
3.9	Metodologia para criação de um mapa de calibração a partir dos pontos estudados.....	105
3.10	Tratamento de dados.....	106
3.10.1	Tratamento dos dados experimentais.....	106
3.10.2	Depuração dos dados de pressão do cilindro.....	107
3.10.3	Softwares utilizados.....	114
3.11	Considerações finais.....	114
4.	ANÁLISE DE RESULTADOS.....	115
4.1	Resultados com E22.....	115
4.1.1	2000 rpm com 2 Bar de pressão média efetiva.....	115
4.1.2	2000 rpm com 2, 4 e 6 Bar de pressão média efetiva.....	128
4.1.3	2000, 3000, 4000, 5000, 6000 rpm com 4 Bar de pressão média efetiva.....	131
4.2	Resultados com E100.....	134
4.2.1	2000 rpm com 2 Bar de pressão média efetiva.....	134
4.2.2	2000 rpm com 2, 4 e 6 Bar de pressão média efetiva.....	146
4.2.3	2000, 3000, 4000, 5000, 6000 rpm com 4 Bar de pressão média efetiva.....	148
4.3	Mapas de calibração gerados a partir dos pontos mensurados.....	150
4.3.1	Mapa de calibração com E22.....	151
4.3.2	Mapa de calibração com E100.....	151
4.4	Considerações Finais.....	152
5.	CONCLUSÕES.....	153
5.1	Sugestões para trabalhos futuros.....	155

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	156
---	------------

Apêndice I – METODOLOGIA DE CÁLCULO DAS INCERTEZAS PADRÃO COMBINADA PARA MEDIÇÕES INDIRETAS.....	162
---	------------

1) Fator de correção.....	162
2) Torque.....	163
3) Torque Corrigido.....	164
4) Potência.....	165
5) Potência Corrigida.....	165
6) Pressão média efetiva.....	166

Apêndice II – VALORES DE ÂNGULO DE FECHAMENTO DA VÁLVULA DE ASPIRAÇÃO PARA OS MAPAS GERADOS.	168
--	------------

1) E22.....	168
2) E100.....	168

1. INTRODUÇÃO.

A característica distintiva da nossa atual civilização, a que a torna diferente de todas as outras, é o uso extensivo de potência mecânica. No começo, a principal fonte de potência para o trabalho de paz ou guerra, era principalmente o músculo do homem. Posteriormente, animais foram treinados para ajudar e mais tarde o vento e a água corrente foram aproveitados. Mas o maior passo foi dado nessa direção quando o homem aprendeu a arte da conversão de energia de uma forma para outra. A máquina que faz esse trabalho de conversão de energia é chamado de motor (GANESAN, 2006).

Uma das tarefas centrais da engenharia é a descrição mais próxima da exatidão de processos técnicos com o objetivo de entender o comportamento dinâmico de sistemas complexos, de reconhecer singularidades, e assim tornar possível previsões confiáveis sobre o comportamento futuro desses sistemas. Com relação aos motores de combustão o processo adquire importância singular como fonte de potência em sistemas de propulsão para veículos terrestres, marítimos e aéreos, assim como para geradores permanentes ou emergenciais. (MERKER *et al.*, 2012).

A combustão de combustíveis de origem fóssil ou alternativa continuam a ser a principal fonte primária de energia em todo o mundo, sendo responsável por aproximadamente 85% do consumo total de energia no mundo. O aumento do preço dos combustíveis e da emissões de gases na atmosfera leva a um esforço para melhorar a eficiência energética extraída da queima do combustível e reduzir as emissões de poluentes produzida por essa queima. No futuro, é esperado uma considerável queda no nível de emissões a partir de melhorias em motores (LENZ; COZZARINI, 1999; MONDT, 2000; SCHÄFER; VAN BASSHUYSEN, 1995).

Com o crescente aumento dos preços dos combustíveis no cenário nacional e internacional, e tentando diminuir a dependência do mercado automobilístico das leis impostas pelos países que fazem parte da OPEP (Organização dos países exportadores de petróleo) outras alternativas tem surgido para substituir o motor de combustão interna e fazer com que os veículos sejam movidos por outra fonte de energia (“How OPEC powers the economy of the Middle East”, 2017).

Mesmo com seus custos em média 30% maior que os veículos equipados com motores de combustão interna, a introdução do veículos híbridos e eléctricos no mercado mundial teve uma boa aceitação por parte da população. O design arrojado dos carros e o apelo ambiental de utilização de energia renovável assim como a menor poluição ambiental e o menor consumo de combustível desses veículos, levou a uma demanda crescente por esses veículos. Contudo, a utilização dos mesmos restringe-se a uma pequena parcela da população e alguns problemas oriundos da mudança da matriz energética começaram a aparecer. Entre os problemas mais conhecidos tem-se a baixa disponibilidade de locais apropriado para a carga desses veículos, a baixa autonomia, e o problema do descarte das baterias quando atingirem o fim da sua vida útil. Os países menos desenvolvidos tem uma taxa de penetração ainda menor desses veículos por falta de estrutura, custos elevados e falta de incentivo por parte dos governos (ALTENBURG, 2014).

No Brasil, têm-se a utilização de biocombustíveis em alta escala. A biomassa é proveniente de matérias primas encontradas facilmente e com abundância, como plantas e seus derivados, como é uma fonte renovável de energia, não tende ao esgotamento. A principal fonte de produção do etanol é a biomassa, ele pode ser classificado então com biocombustível. Essa utilização começou em 1973 com a crise do petróleo e o incentivo do governo para que a indústria da cana de açúcar, através do Pró-Álcool produzisse etanol. A crescente preocupação com impactos ambientais causados pelas altas emissões de CO₂ na atmosfera oriundo da queima de combustíveis fósseis colocou o etanol em uma posição de destaque entre as fontes alternativas de energia (FARIA, 2017).

Com a adição do etanol como um dos principais combustíveis para a frota de automóveis no Brasil, sendo esse um biocombustível, a sua utilização tem o apelo ecológico e um excelente desempenho nos motores. O etanol alinhado aos altos preços e falta de infra-estrutura para os veículos eléctricos e híbridos no Brasil contribui para que os motores de combustão interna continuem a existir e a ocupar um papel fundamental na propulsão dos automóveis.

Para os próximos anos, levando em conta o motor de combustão interna, o maior incremento de eficiência energética virá da técnica conhecida como '*downsizing*', uma tendência que já está presente e a qual pode-se ter considerável confiança que irá acontecer. Downsizing pode ser atingido a partir de hibridização ou de desativação de cilindros. Ambas as tendências estão

começando a ficar em evidência, a segunda delas nos Estados Unidos. Um fator de incentivo para o crescimento da desativação dos cilindros é a flexibilização promovida pela atuação do conjunto de válvulas. As vantagens de trabalhar em motores de ignição por centelha sem a presença da válvula de borboleta para controlar a carga podem ser atingidas com um tempo e curso de válvula completamente variável. Dispositivos eletromecânicos baseado no eixo comando de válvula estão disponíveis e entregam um ganho de consumo de até 8%. O desafio é reduzir o custo e aumentar a flexibilidade dos mesmos, possivelmente com a substituição por dispositivos com atuadores eletro-hidráulico ou eletropneumático (TAYLOR, ALEX M K P, 2008).

Para veículos de ignição por centelha com injeção direta de combustível, os principais incrementos em eficiência energética poderão vir de uma variedade de medidas, incluindo (TAYLOR, ALEX M K P, 2008):

- Estender a faixa de potência na qual o motor pode operar com uma queima pobre. Esse é um desafio considerável, principalmente levando em conta que as regulamentações em emissões de particulado tendem a ficar cada vez mais restritas (TAYLOR, ALEX M K P, 2008).
- Aumento da relação volumétrica de compressão para valores próximos as utilizadas em motores com injeção indireta de combustível, o qual requererá melhora na gestão da mistura ar-combustível dentro do cilindro durante a ignição (TAYLOR, ALEX M K P, 2008).

Do ponto de vista comercial, o potencial de desenvolvimento do motor de ignição por centelha com injeção direta depende da redução do seu alto custo relativo (Resultado da sua tecnologia avançada de ingestão de combustível), da necessidade de tratamento posterior do NOx e do incremento da sua eficiência mecânica (diminuída devido a utilização da bomba de combustível de alta pressão) (TAYLOR, ALEX M K P, 2008).

Esse cenário leva a indústria e os engenheiros a desenvolverem soluções para aumentar a eficiência dos motores e como Segerson (1988) mostrou por meio de modelos econômicos, a indústria não tentará produzir automóveis mais eficientes, mesmo que a partir de acordos

voluntários, a menos que hajam medias regulatórias mais rigorosas. O governo brasileiro tem incentivado a adoção de estratégias que melhoram a economia de combustível com o programa de incentivo Inovar-Auto, o qual estipula uma meta de investimentos em economia de combustível para carros e comerciais leves que utilizam gasolina, etanol ou uma mistura destes. O Inovar-Auto, estipula que em 2017 a média dos veículos das montadoras devem reduzir o consumo de combustível em pelo menos 12,08% se comparado com os valores de 2012, caso isso aconteça, não haverá um aumento de 30% no imposto. As montadoras podem ainda qualificar-se para um desconto de 2% no imposto (IPI) se atingirem metas mais eficientes de redução de consumo de combustível. Para qualificar-se para um desconto adicional de 1% ou de 2%, as montadoras necessitam de atingir uma média de economia de combustível que resulta em um por cento de desconto no caso de uma redução de 15,46% e de dois por cento de desconto no caso de uma redução de 18,86% (“Conheça o Inovar-Auto”, 2017).

Como um dos mecanismos para atingir a meta de redução de consumo de combustível em motores alternativos, é incentivado o estudo de novas tecnologias, como a incorporação de sistemas que atuam na variação de válvula em motores de combustão interna. O uso de sistemas de controle de válvula totalmente variável em motores de quatro cilindros mostrou que é possível melhorar o consumo de combustível em até 13% se comparado com o mesmo motor base, apenas com a modificação da aspiração. Ainda é possível alcançar maiores melhorias nas funções principais dos motores como a curva de torque máximo ou emissões bruta (FLIERL *et al.*, 2006).

O presente trabalho tem como objetivo principal analisar um motor de combustão interna com ignição por centelha equipado com um sistema de variação do ângulo de abertura/ fechamento das válvulas de aspiração, além de demonstrar os benefícios da tecnologia implementada em função do consumo de combustível e desempenho.

Como objetivos específicos desse trabalho tem-se os seguintes tópicos:

1. Estudar a influência da variação do ângulo de fechamento de válvula de aspiração na eficiência de conversão de combustível do motor.

2. Mantida a pressão média efetiva constante em carga parcial, estudar a influência da variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração no consumo de combustível.
3. Determinação dos melhores valores de ângulo de fechamento da válvula de aspiração para calibração do mapa de trabalho do motor em diferentes rotações e pressões médias efetivas.
4. Comparar em uma mesma rotação e para um mesmo valor de pressão média efetiva a utilização de ciclo Atkinson e de ciclo Miller seus benefícios e desvantagens.
5. Desenvolvimento de uma metodologia de maximização do rendimento de conversão de combustível para os pontos estudados.
6. Indicação de um mapa de calibração para cada combustível nos pontos estudados.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.

Para que os assuntos presentes nesse trabalho sejam compreendidos de forma correta, é necessário que seja feita uma revisão de conceitos fundamentais, assim como uma revisão teórica de assuntos relevantes ao tema proposto. Essa seção faz uma introdução desses conceitos.

2.1. Motor de combustão interna.

2.1.1 Histórico.

Motores de combustão interna datam de 1876 quando Otto desenvolveu o motor de ignição por centelha e de 1892 quando Diesel inventou o motor de ignição por compressão, (HEYWOOD, 1988).

O princípio da conservação da energia (Primeira lei da termodinâmica) foi proposto por Helmholtz (1847) e diz o seguinte: Todas as formas de energia são mutuamente conversíveis, e a energia de um sistema fechado e isolado permanece constante. A segunda Lei da Termodinâmica segundo Kelvin-Planck (1850) diz o seguinte: É impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e a troca de calor com um único reservatório térmico (SONNTAG; BORGNAKKE, 2003).

O desenvolvimento mais impactante da época foi um motor atmosférico introduzido em 1867 por Nicolaus A. Otto (1832 – 1891) e Eugen Langen (1833 – 1895) – Utilizava o aumento de pressão resultante da combustão do ar-combustível carregado anteriormente para acelerar um pistão, (HEYWOOD, 1988).

OTTO fez o seguinte experimento: Movimentou o pistão manualmente até onde pode. Esse movimento do pistão resultou na compressão da mistura ar-combustível no cilindro. Após isso, iniciou o processo de queima a partir da ignição da mistura, levando a explosão seguida de rápidas rotações no volante do motor, desta forma concluindo que (HEYWOOD, 1988):

- O combustível era admitido no primeiro movimento, onde ocorre o recuo do pistão;
- O combustível era comprimido no segundo movimento;
- No terceiro movimento, ocorria a expansão (combustão), onde se cria a força útil;
- No quarto movimento (volta do pistão) ocorre a liberação e expulsão dos resíduos da combustão.

Em 1892, o engenheiro alemão Rudolf Diesel (1858-1913) esboçou em sua patente um motor de combustão interna. Seu conceito de iniciar a combustão pela injeção de um combustível líquido no ar aquecido apenas por compressão permitiu uma duplicação de eficiência em relação a outros motores de combustão interna. Foram possíveis alcançar relações de compressão bem maiores sem ocorrência de detonação. No entanto, mesmo com os esforços de Rudolf Diesel e os recursos do MAN em Ausburg combinados, levou-se cinco anos para desenvolver um motor protótipo, (HEYWOOD, 1988).

2.1.2 Definição.

Motor é um dispositivo que transforma energia de uma forma em outra. Contudo, enquanto transforma a energia de uma forma em outra, a eficiência de conversão tem um papel fundamental. Os motores convertem energia térmica em trabalho mecânico sendo assim chamados de “motor térmico” (GANESAN, 2008).

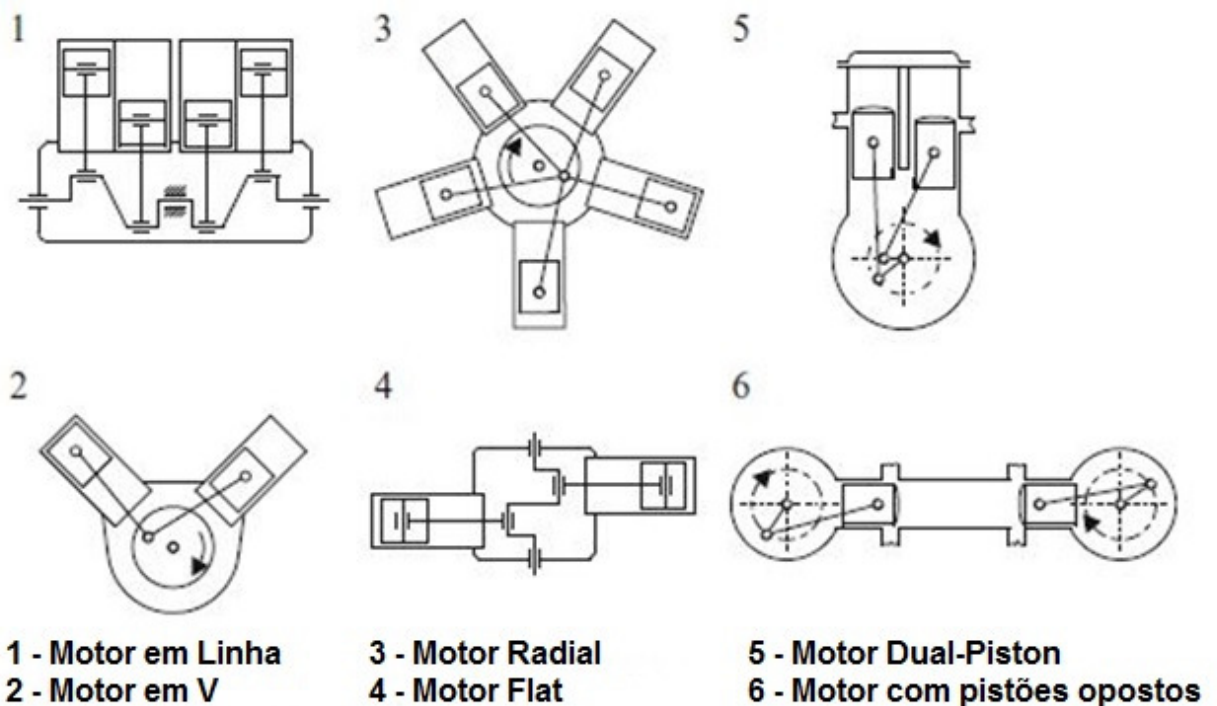
Motores térmicos podem ser classificados como motores de *combustão externa*, motor que o fluido de trabalho é inteiramente separado da mistura ar-combustível. O calor originado a partir dos produtos da combustão é transferidos a partir das paredes de um recipiente ou de uma caldeira. Os motores de *combustão interna*, são aqueles onde o fluido de trabalho é a própria mistura ar-combustível, que depois será o produto da combustão (TAYLOR, C F, 1985).

A partir de uma perspectiva de combustão, um motor de combustão interna consiste em múltiplos conjuntos pistão-cilindro, cada um com válvulas de aspiração e de escape separadas além de uma vela de ignição. Após a centelha na vela de ignição, uma frente de chama turbulenta se propaga a partir da mesma. Essa frente de chama cria então uma elevada pressão contra o pistão e a biela, criando assim torque no eixo virabrequim. O pistão percorre um

ciclo repetitivo que varia entre o ponto morto superior e o ponto morto inferior (RAGLAND; BRYDEN, 2011).

A Figura 2.01 mostra as principais configurações em relação a posição dos cilindros de motores alternativos que já foram construídos, na qual pode-se ter uma ideia da forma dos mesmos. O número 1 mostra um motor com os cilindros em linha, o número 2 mostra um motor com os cilindros dispostos em V, o número 3 um motor com os cilindros em radial, o número 4 um motor plano. Os números 5 e 6 mostram unidade de múltiplos pistões sendo que o número 5 é um motor de duplo pistão e o número 6 um motor de pistões opostos.

Figura 2.01 – Tipos de motores alternativos.

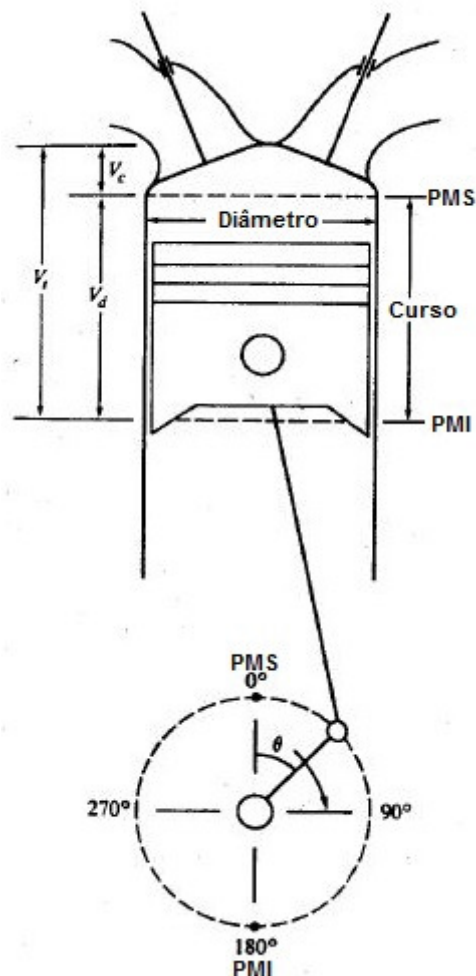


Fonte: (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012).

2.1.3 Funcionamento.

Os principais componentes de um motor de combustão interna alternativo é mostrado na Figura 2.02. A rotação da manivela produz um movimento cíclico do pistão. O pistão alcança o ponto morto superior (PMS) no ponto mais alto e o ponto morto inferior (PMI) no ponto mais baixo (HEYWOOD, 1988).

Figura 2.02 – Geometria básica de um motor de combustão interna alternativo.



Fonte: HEYWOOD, 1988

A maioria dos motores alternativos operam no *ciclo de quatro tempos*. Cada cilindro necessita de quatro deslocamentos completos do seu pistão – Duas voltas do eixo virabrequim – para completar a sequência de eventos que produzem um ciclo de potência. Tanto motores de ignição por centelha como motores de ignição por compressão operam por esse ciclo que pode ser visto na Figura 2.03 e compreende (HEYWOOD, 1988):

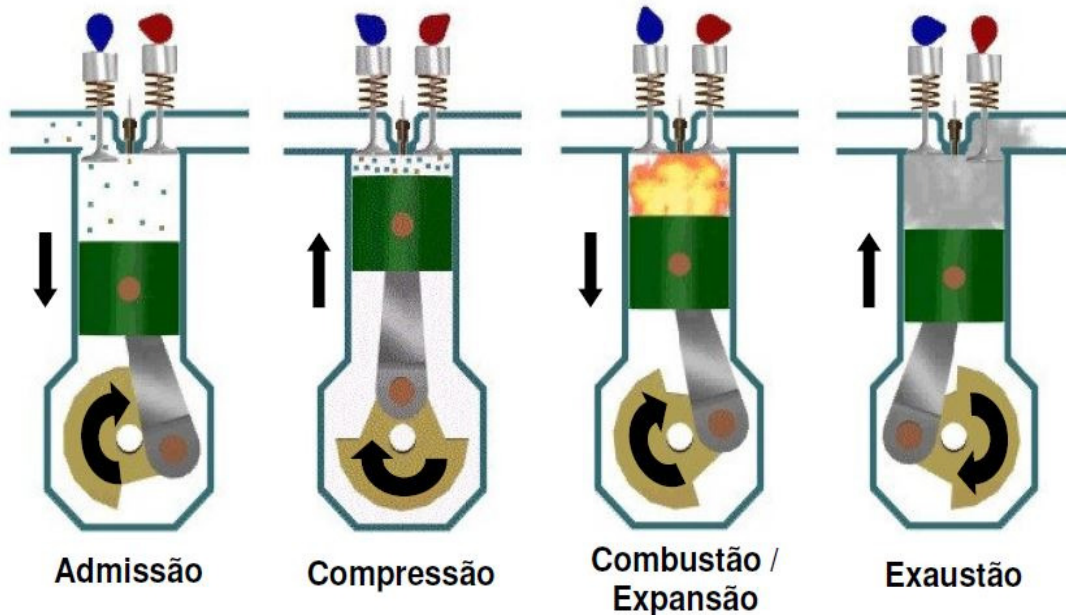
1. Admissão: Começa com o pistão deslocando-se para o PMS (ponto morto superior) e termina com o pistão no PMI (ponto morto inferior) quando a válvula de admissão está aberta e a de descarga fechada. Ocorre então um aumento do volume interno do cilindro que propicia uma queda de pressão. A aspiração da mistura para dentro do cilindro é dada a partir da diferença de pressão entre o sistema de admissão e a pressão

atmosférica. Antes da mistura entrar no cilindro, o combustível é adicionado em quantidade necessária pelos eletroinjetores para formar a mistura ar/combustível (BAETA, 2006).

2. **Compressão:** Após o pistão atingir o PMI, inicia-se a compressão, a válvula de admissão fecha-se alguns graus após o PMI, para que seja aproveitada a inércia do fluxo de admissão aumentando o enchimento do cilindro, logo após, o pistão movimenta-se em direção ao PMS com todas as válvulas fechadas. Durante a compressão, a mistura ar/combustível é comprimida, elevando a pressão e a temperatura no interior do cilindro. Próximo ao fim da compressão, a ignição é iniciada após o fornecimento da centelha pela vela de ignição (BAETA, 2006).
3. **Combustão e expansão:** A combustão da mistura ar/combustível acontece com o pistão próximo ao PMS, iniciando próximo ao final da compressão e terminando no início da expansão. A combustão eleva a temperatura e a pressão do cilindro até que sejam atingida a temperatura e pressão máxima. Durante o processo de combustão, a composição da mistura gasosa é alterada para os produtos da combustão. Com as válvulas fechadas, a alta pressão criada a partir da combustão empurra o pistão em direção ao ponto morto inferior, produzindo assim o trabalho do motor e diminuindo a temperatura e a pressão no interior da câmara de combustão (BAETA, 2006). Motores de ignição por centelha geralmente atingem a máxima eficiência de combustão com um avanço de ignição na faixa entre 10 e 40 graus antes do ponto morto superior, com aproximadamente 10 graus depois do ponto morto superior metade da combustão já ocorreu e completa-se em valores de 30 a 40 graus depois do ponto morto superior (HEYWOOD, 1988).
4. **Exaustão:** Terminado o ciclo de expansão e após o pistão alcançar o PMI o cilindro está com os gases resultantes da combustão aproximadamente a pressão do coletor de escapamento. Como o pistão desloca-se do PMI ao PMS com a válvula de descarga aberta, a maioria dos gases de exaustão remanescentes são expelidos, deixando somente o volume da câmara de combustão ocupado com esses gases. No final do tempo de exaustão ocorre o movimento de abertura da válvula de aspiração e o fechamento da válvula de escape. O período no qual as válvulas de aspiração e de

escape estão abertas ao mesmo tempo é chamado de cruzamento de válvulas e ajuda a trocar os gases remanescentes da combustão por mistura fresca. Ao final da exaustão, o ciclo é reiniciado (PULKRABEK, 1997).

Figura 2.03 – Desenho esquemático dos quatro tempos de operação de um motor de combustão interna.



Fonte: (BAETA, 2006).

A aspiração de ar em um motor de combustão interna dá-se através da válvula borboleta, que controla a quantidade de ar admitida no coletor de aspiração de acordo com a quantidade de ar necessária para manter a rotação e a carga desejada. A injeção de combustível dá-se a partir de injetores controlados eletronicamente pela central de injeção. Injeção essa que pode ser antes da câmara de combustão (Motores com injeção de combustível no pórtilo) ou na câmara de combustão (Motores a injeção direta). Para obter uma queima total da mistura ar/combustível, é necessário que essa mistura seja homogênea e de proporções adequadas (por volta de 13 partes de ar para cada parte de combustível para gasolina pura).

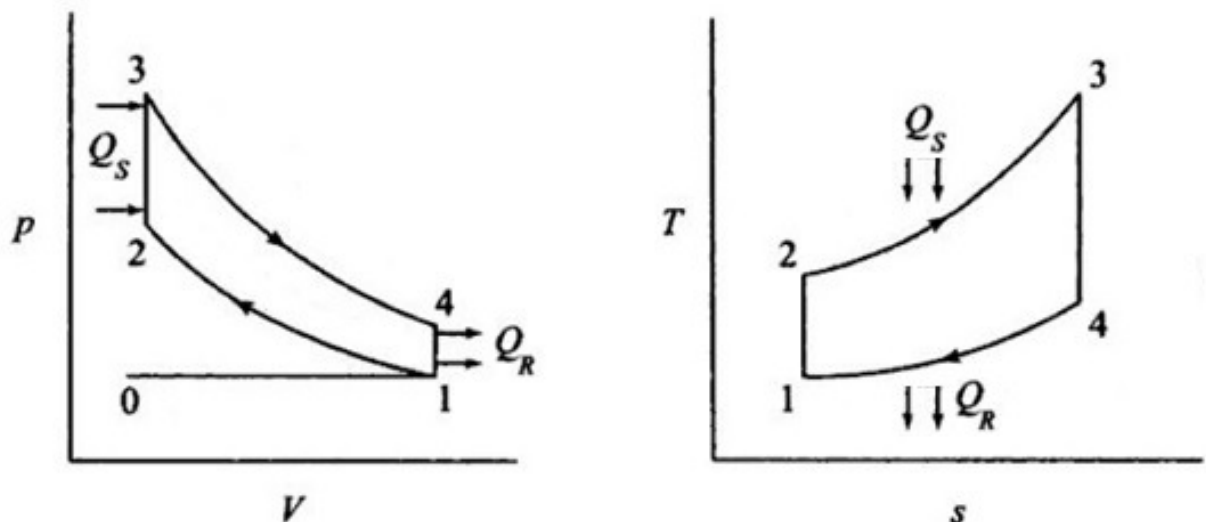
2.2. Ciclos teóricos aplicados a motores de combustão interna.

2.2.1 Ciclo Otto.

O ciclo Otto é o ciclo de referência para motores de combustão interna. O ciclo consiste em 4 processos conforme mostrado na Figura 2.04 abaixo, segundo (HEYWOOD, 1988) esses 4 processos são:

- 1→2 Compressão isentrópica (Adiabática e reversível) do ar através de uma razão de volumes V_1/V_2 .
- 2→3 Adição de calor (Q_s) a volume constante.
- 3→4 Expansão isentrópica (Adiabática e reversível) do ar para o volume original.
- 4→1 Rejeição de calor (Q_r) a volume constante.

Figura 2.04 – Diagrama do ciclo Otto ideal.



Fonte: (GANESAN, 2008).

A eficiência térmica teórica do ciclo Otto segundo (STONE, 1992) pode ser dado a partir do seguinte equacionamento:

$$\eta_{\text{otto}} = \frac{W}{Q_{23}} \quad (2.1)$$

Considerando o ar um gás ideal têm-se calores específicos constantes, sendo então as transferências de calor dadas por:

$$Q_{23} = m C_v(T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

$$Q_{41} = m C_v(T_4 - T_1) \quad (2.3)$$

Combinando as equações têm-se:

$$\eta_{\text{otto}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2.4)$$

Para os processos isentrópicos $1 \rightarrow 2$ e $3 \rightarrow 4$, $TV^{\gamma-1}$ é uma constante, então:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = r^{\gamma-1} \quad (2.5)$$

Sendo γ é a razão dos calores específicos, $\frac{c_p}{c_v}$. Sendo então,

$$T_3 = T_4 r^{\gamma-1} \quad (2.6)$$

$$T_2 = T_1 r^{\gamma-1} \quad (2.7)$$

Substituindo,

$$\eta_{\text{otto}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_4 - T_1)r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (2.8)$$

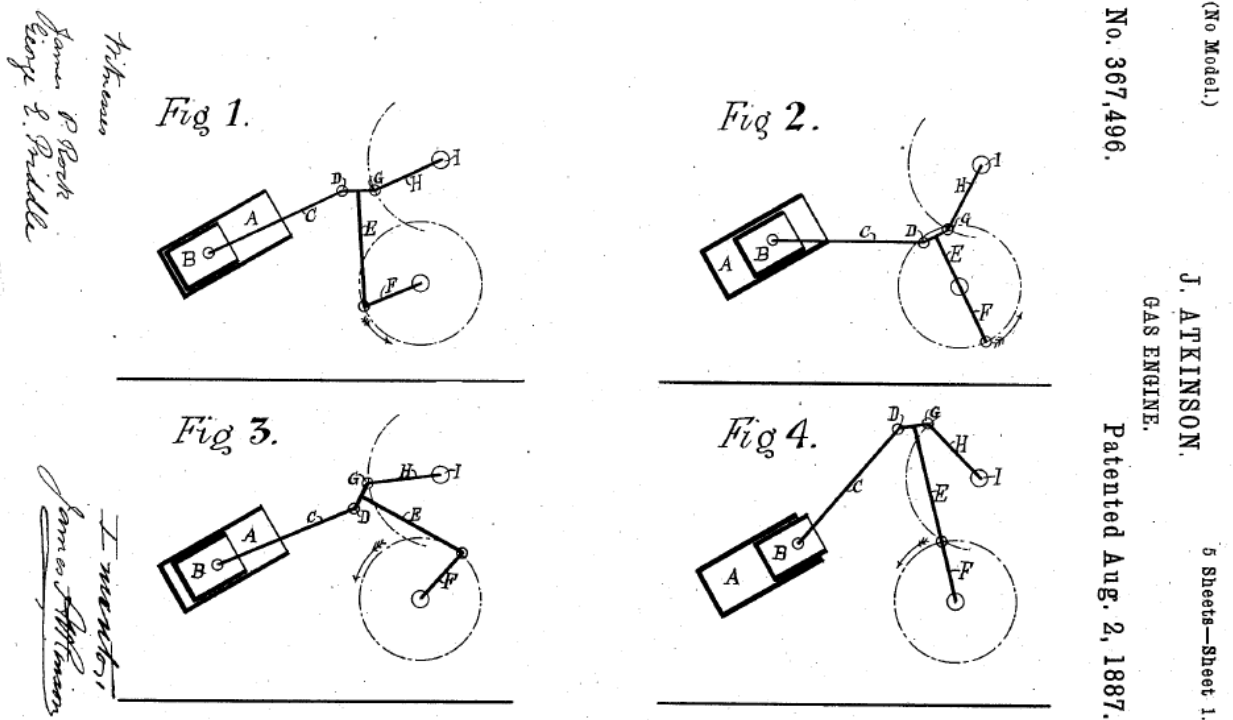
Como o coeficiente γ é uma razão dos calores específicos, ele depende da temperatura no interior da câmara de combustão. Conclui-se então que o rendimento do motor operando sobre o ciclo Otto depende exclusivamente da relação de compressão e das temperaturas no ciclo.

2.2.2 Ciclo Atkinson

Nos motores operando segundo os ciclos Otto e Diesel convencionais, quando a válvula de escape é aberta próximo ao fim do ciclo de expansão, a pressão no interior do cilindro ainda está em 3 a 5 vezes o valor da pressão atmosférica. Um potencial de obtenção de trabalho adicional durante o ciclo de expansão é perdido ao abrir a válvula de escape e reduzir a pressão na câmara de combustão para próximo da pressão atmosférica. Se a válvula de exaustão permanecer fechada até a expansão dos gases à pressão atmosférica, uma quantidade adicional de trabalho é obtida no ciclo de expansão, resultando em um incremento na eficiência térmica do motor. O ciclo no qual o trabalho adicional durante a expansão é aproveitado é conhecido como ciclo sobre expandido ou ciclo Atkinson (PULKRABEK, 1997). O ciclo Atkinson foi inicialmente introduzido em 2 de agosto de 1887 por James Atkinson a partir da patente US367496. Na sua patente, ele utiliza de um mecanismo para que a expansão torne-se maior que a compressão, aumentando assim a duração da expansão e conseguindo uma expansão completa. Um desenho esquemático desse mecanismo pode ser visto na Figura 2.05.

Com esse motor, James Atkinson percebeu que se o processo de compressão da mistura no cilindro fosse menor e o processo de potência maior, teria então um ganho de eficiência. Na Figura 2.06 pode ser visto um diagrama de pressão versus volume do ciclo teórico de um motor sobre-expandido comparado com um motor operando em ciclo Atkinson. No ciclo Atkinson ideal mostrado na Figura 2.06, supõe-se que todos os processos são reversíveis e que os processos 1 – 2 e 3 – 4 são também adiabáticos. A área pontilhada na Figura 2.06 mostra o incremento no trabalho realizado pelo motor, ou uma redução na rejeição de calor no mesmo quando compara-se o ciclo Atkinson com o ciclo Otto.

Figura 2.05 – Desenho esquemático do motor originalmente descrito por James Atkinson em sua patente.

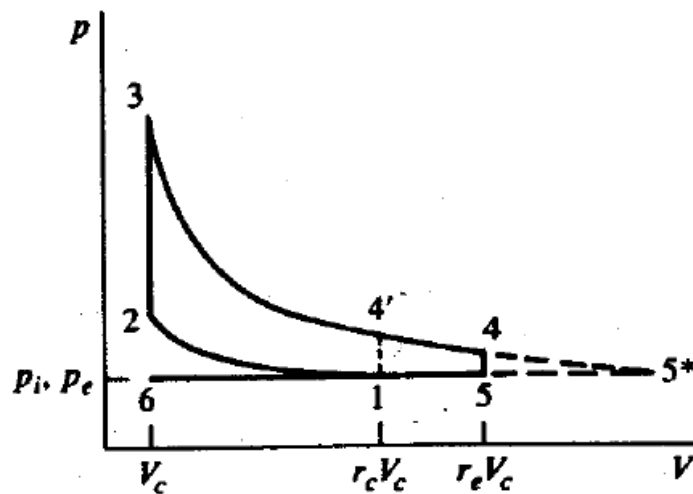


(No Model.)
 No. 367,496.
 J. ATKINSON,
 GAS ENGINE.
 Patented Aug. 2, 1887.
 5 Sheets—Sheet 1.

Fonte: (ATKINSON, 1887).

O fechamento atrasado da válvula de aspiração é a estratégia utilizada quando a válvula de aspiração é mantida aberta durante o ciclo de compressão, permitindo que parte da mistura ar\combustível retorne ao coletor de aspiração. O processo de expansão será assim, maior que o de compressão. O motor operando com o fechamento atrasado da válvula de aspiração como um modo de controle de carga sofre com uma perda da relação de compressão efetiva pela redução do processo de compressão. Conseqüentemente, a melhoria na eficiência em cargas parciais para motores de combustão interna aspirados não corresponde a redução do trabalho de bombeamento (MIKLANEK *et al.*, 2012). Contudo, tem sido observado que o controle a partir da estratégia de LIVC combinado com uma relação de compressão variável, produz um incremento superior de eficiência de conversão de combustível no motor (BLAKEY *et al.*, 1991).

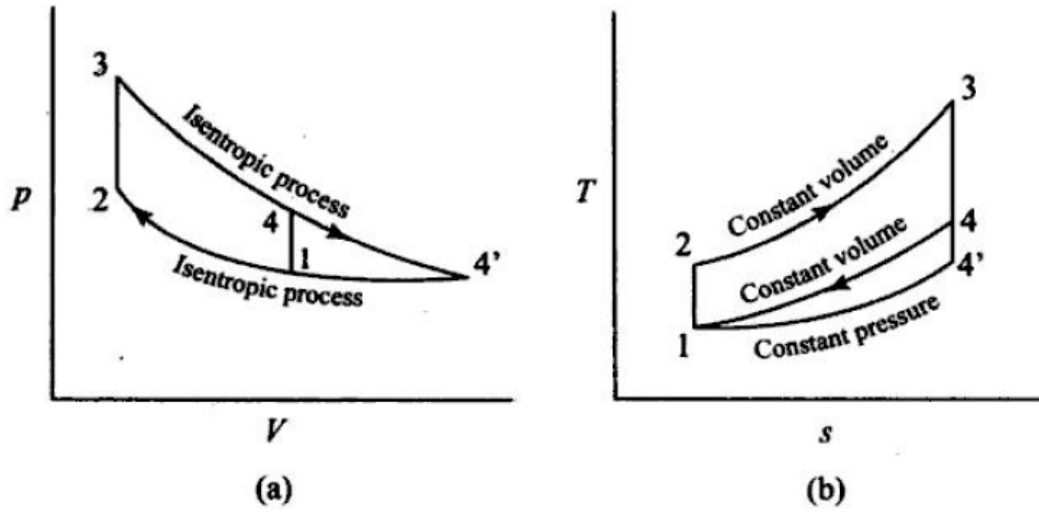
Figura 2.06 – Diagrama pressão-volume comparando um ciclo de um motor sobre-expandido.



Fonte: (HEYWOOD, 1988).

Uma outra possível estratégia, seria o motor operar em ciclo Otto em plena carga, para garantir um bom desempenho e em ciclo Atkinson em cargas parciais para reduzir o consumo de combustível, modo esse conhecido com ciclo Otto-Atkinson. Contudo, a utilização do ciclo Atkinson através da redução da relação de compressão efetiva, leva a um aumento da variabilidade cíclica da combustão devido a baixas temperaturas da mistura no fim da compressão. Para eliminar esse efeito indesejado, pode-se aumentar a relação de compressão geométrica do motor. Com o aumento da razão volumétrica de compressão, a perda da relação de compressão dinâmica é recuperada, permitindo que o fechamento da válvula de aspiração seja retardado para o ponto de operação sem a válvula borboleta em cargas parciais (BOGGS; HILBERT; SCHECHTER, 1995). Esse aumento da relação de compressão geométrica, deve ser feito com cautela, pois uma relação de compressão muito alta, quando operando com altas cargas, aumenta a probabilidade de detonação na câmara de combustão. O diagrama p-V e T-s teórico do ciclo Atkinson segundo Ganesan (2008) pode ser visto na Figura 2.07.

Figura 2.07 – Diagrama pressão-volume e diagrama temperatura-entropia do ciclo Atkinson.



Fonte: (GANESAN, 2008).

Segundo Ganesan (2008), o rendimento do ciclo Atkinson pode ser calculado da seguinte maneira:

$$\eta_{Atkinson} = \frac{Q_s - Q_R}{Q_s} \quad (2.9)$$

$$\eta_{Atkinson} = \frac{mC_v(T_3 - T_2) - mC_p(T_{4'} - T_1)}{mC_v(T_3 - T_2)} \quad (2.10)$$

$$\eta_{Atkinson} = 1 - \gamma \left(\frac{T_{4'} - T_1}{T_3 - T_2} \right) \quad (2.11)$$

Como a relação de compressão $r = \frac{V_1}{V_2}$ e a relação de expansão $e = \frac{V_{4'}}{V_3}$, tem-se:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{(\gamma-1)} = r^{(\gamma-1)} \quad (2.12)$$

Contudo,

$$T_2 = T_1 r^{(\gamma-1)} \quad (2.13)$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = \left(\frac{P_3}{P_{4'}} \times \frac{P_{4'}}{P_2} \right) = \left(\frac{P_3}{P_{4'}} \times \frac{P_1}{P_2} \right) \quad (2.14)$$

$$\left(\frac{P_3}{P_4'}\right) = \left(\frac{V_4'}{V_3}\right)^\gamma = e^\gamma \quad (2.15)$$

$$\left(\frac{P_1}{P_2}\right) = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^\gamma = \frac{1}{r^\gamma} \quad (2.16)$$

Substituindo têm-se:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{e^\gamma}{r^\gamma} \quad (2.17)$$

$$T_3 = T_2 \frac{e^\gamma}{r^\gamma} = T_1 r^{(\gamma-1)} \frac{e^\gamma}{r^\gamma} = T_1 \frac{e^\gamma}{r} \quad (2.18)$$

$$\frac{T_4'}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4'}\right)^{(\gamma-1)} = \frac{1}{e^{(\gamma-1)}} \quad (2.19)$$

$$T_4' = T_3 \frac{1}{e^{\gamma-1}} \quad (2.20)$$

$$T_4' = T_1 \frac{e}{r} \quad (2.21)$$

Substituindo os valores de temperatura na equação do rendimento:

$$\eta_{Atkinson} = 1 - \gamma \left(\frac{T_1 \frac{e}{r} - T_1}{T_1 \frac{e^\gamma}{r} - T_1 r^{\gamma-1}} \right) \quad (2.22)$$

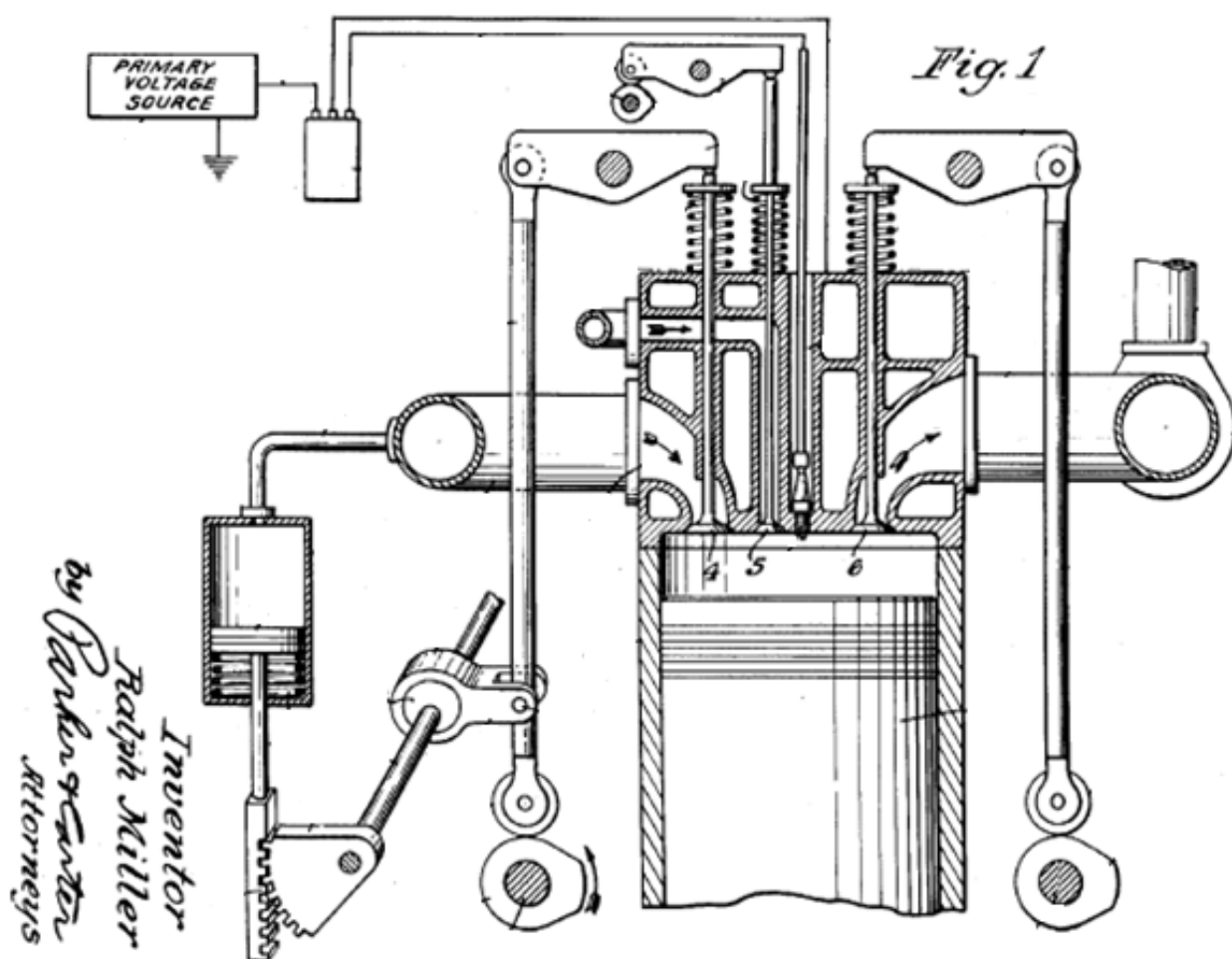
$$\eta_{Atkinson} = 1 - \gamma \left(\frac{e - r}{e^\gamma - r^\gamma} \right) \quad (2.23)$$

2.2.3 Ciclo Miller

O ciclo Miller, originalmente introduzido por Ralph Miller em 23 de setembro de 1952, através da patente número 2,773,490 fala sobre formas mais eficientes de trabalhar com o motor de combustão interna conhecido na época, sob a sua principal alegação está uma forma de trabalho do motor, ocorrendo um aumento do trabalho para uma dada razão de expansão do fluido, em relação a compressão do mesmo, essa estratégia, além de maior eficiência de conversão de combustível, serve como uma forma de suprimir a detonação em motores com elevadas relações de compressão geométrica.

Ralph Miller em sua patente, por trabalhar com combustível gasoso, descreve um motor no qual no cabeçote, além das válvulas de aspiração e escape, é construído com uma terceira válvula que controla a entrada do combustível, o desenho esquemático do motor originalmente proposto por ele pode ser visto na Figura 2.08, no projeto original de seu motor, as válvulas de aspiração, escape e combustível são indicadas respectivamente pelos números 4, 6 e 5.

Figura 2.08 – Desenho esquemático do motor originalmente descrito por Ralph Miller em sua patente.



Fonte: Modificado de MILLER, 1956.

De acordo com Miller (1956), após o fechamento da válvula de aspiração, a válvula na qual entra o gás permanece aberta até que o pistão conclua seu movimento de descida, permitindo que o gás permaneça entrando na câmara de combustão e misturando-se com ar e o gás que já estão presentes na mesma. No momento de fechamento da válvula de aspiração, a temperatura e a pressão da mistura no interior do cilindro é a temperatura da mistura no coletor de

aspiração. Quando a válvula de aspiração é fechada, e o pistão encontra-se no seu movimento de descida em direção ao PMI, a mistura no interior do cilindro sofre uma expansão resultando em uma menor temperatura quando o pistão atingir o ponto morto inferior se comparado ao momento de fechamento da válvula de aspiração. A compressão é então iniciada quando o pistão move-se do ponto morto inferior para o ponto morto superior, a temperatura no final da compressão depende basicamente da temperatura no início da compressão e da relação entre o volume máximo do cilindro e do volume quando o pistão está no ponto morto superior. O fato da temperatura no interior do cilindro no começo da compressão ser reduzida a uma temperatura menor que a temperatura na qual encontrava-se o fluido na sua admissão, resulta em uma temperatura de compressão bem menor do que a temperatura na qual ele estaria se a compressão iniciasse com a temperatura de admissão da mesma. Como resultado, a temperatura ao final do processo de compressão é substancialmente menor que a temperatura caso a válvula de aspiração tivesse sido fechada no PMI. Portanto, uma mistura com excesso de combustível gasoso não detona ou sofre pré-ignição. Como a temperatura de combustão é função da temperatura no final da compressão, e como a temperatura no final da compressão é função da temperatura no início do ciclo de compressão, para um mesmo número de octanos do combustível, com temperaturas mais baixas, o motor trabalha sem detonação.

Miller (1956) também observou em seu trabalho que uma maior eficiência térmica é obtida quando a mistura opera com excesso de ar em torno de vinte por cento e que caso esse percentual torne-se maior, a eficiência do motor cai rapidamente devido a uma combustão incompleta em misturas muito pobres.

Tendo em vista um motor aspirado com a pressão no coletor de aspiração mantida constante e operando de acordo com o modo descrito por Miller (1956), ao operar sem carga, a válvula de aspiração necessitaria ser fechada tão cedo que o ar deveria ser expandido da pressão atmosférica até uma pressão de 20,7 Kpa. Assim que a carga fosse aumentando em motores aspirados, a válvula de aspiração deve ser fechada com ângulos maiores durante o ciclo de aspiração (MILLER, 1956).

Segundo Miller (1956), em sua invenção, a pressão do ar no coletor de aspiração, não deve ser controlado por uma válvula borboleta e sim mantido a pressão atmosférica quando operando

sem carga, mesmo em motores sobrealimentados. No correto momento do processo de aspiração, a válvula de aspiração é fechada para aprisionar a quantidade de ar e suprir a quantidade necessária para a carga desejada. Esse mecanismo resulta em uma pressão média efetiva menor e um menor consumo de combustível em todas as cargas nas quais o enchimento completo do cilindro não é necessário.

Em motores de combustão interna e ignição por centelha operando segundo o ciclo Otto, a relação de compressão é igual a relação de expansão porque o volume total deslocado pelo pistão não varia. Isso significa que a compressão começa quando o pistão está no ponto morto inferior e a expansão continua até que o pistão atinja o ponto morto inferior do ciclo de potência. Se uma relação de compressão menor que uma relação de expansão for necessária para que o motor possa operar sem detonação, a eficiência térmica é então reduzida, visto que a eficiência térmica é uma função da relação de compressão (MILLER, 1956).

De acordo com Miller (1956) é possível então construir um motor que tenha uma câmara de combustão que têm um volume de 1/10 do volume varrido pelo pistão, tendo uma relação de compressão líquida de 6. Isso acontece quando a mistura é comprimida em um volume menor que o deslocado pelo pistão. Para que seja possível regular a quantidade de ar aspirada, existem os dois métodos que foram descritos anteriormente, o fechamento antecipado da válvula (EIVC) de aspiração ou o fechamento atrasado da mesma (LIVC), sendo que o segundo resulta em rejeição de parte da mistura aspirada anteriormente.

Uma razão de compressão de 6:1 produz uma pressão de compressão 12.3 vezes maior que a pressão no coletor de aspiração. Contudo, em um cilindro com um volume de câmara de combustão de 1/10 do deslocamento do pistão, é possível obter a mesma pressão de compressão de 12.3 vezes o valor da pressão do coletor de aspiração. Para isso pode-se fechar a válvula de aspiração antes (EIVC) ou mantê-la aberta de modo a rejeitar parte do volume (LIVC) para limitar o volume de ar aspirado. A temperatura de compressão é então de 2.04 vezes a temperatura no coletor de aspiração, ou a mesma que seria obtida em um motor convencional operando com relação de compressão de 6:1 (MILLER, 1956).

Uma das vantagens de utilizar-se uma relação efetiva de compressão menor que a relação de compressão geométrica segundo Miller (1956) é que o motor pode operar com combustíveis

de pior octanagem (mesmo que seria utilizada em motores de relação de compressão de 6:1), mas tendo a relação de expansão em 10:1 o que resulta em um menor consumo de combustível e maior potência.

Uma queda de temperatura de aproximadamente 50°C é observada ao comparar um motor operando com uma razão volumétrica de compressão de 10:1, porém com uma relação de compressão efetiva de 6:1. Contudo, se a pressão no coletor de aspiração é tal que após a expansão a pressão no final do ciclo de aspiração é igual á pressão no mesmo ponto em um motor convencional com relação de compressão de 6:1, no motor operando a ciclo Miller, a quantidade de ar é 17% maior. Para pressões iguais no começo da compressão, comparando o motor proposto por Miller com o motor convencional, o incremento de potência para uma relação de compressão efetiva de 6:1, é de 50% (MILLER, 1956).

Em contrates com motores tradicionais, os quais o motor aspira sempre o mesmo volume, mas com diferentes pressões, o motor proposto por Miller, opera sempre a pressão constante mas com diferentes massas de misturas para diferentes cargas. Para o caso de pressão constante no coletor de aspiração, o volume de ar mantido no cilindro para compressão cai com o decréscimo da carga. Quando a pressão no coletor de aspiração varia para regular a carga, em qualquer carga menor que plena carga, a massa de ar mantida no interior do cilindro é maior com a diminuição da pressão do coletor de aspiração se comparado com um coletor mantido a uma pressão constante (MILLER, 1956).

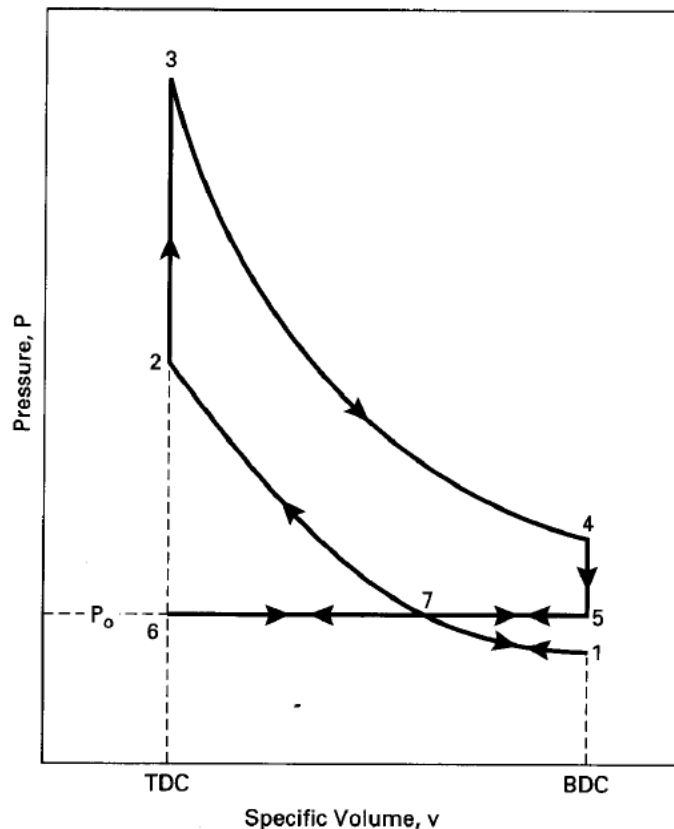
Miller (1956) explicou que o processo de regular a pressão no coletor de aspiração a partir de uma válvula borboleta gera excessivo trabalho negativo durante o ciclo de aspiração e requer mais trabalho para comprimir a mistura em qualquer carga que não seja em plena carga se comparado ao motor inventado por ele.

O ciclo Miller original é tipicamente um ciclo de combustão a ar com a presença de um intercooler. O objetivo desse ciclo, introduzido por Ralph Miller em 1947 (LIVC), era a diminuição dos níveis de NOx e de particulados em motores a diesel na região de potência máxima. No caso do EIVC se comparado ao LIVC é necessária a adição de uma pressão maior no coletor de aspiração, especialmente em altas rotações. Sendo esse o motivo do conceito da aplicabilidade do ciclo Miller com o LIVC mais usual para a operação do motor

em uma maior região de rotações (ANDERSON; ASSANIS; FILIPI, 1998). Por outro lado, o conceito do ciclo Miller é bem utilizado em motores aspirados, atingindo controle da massa de ar aspirado com uma maior eficiência (ANDERSON; ASSANIS; FILIPI, 1998).

Outra estratégia para controle da carga sem a presença da válvula borboleta é controlar a massa de ar a partir do *Early Intake Valve Closing* (EIVC) – Chamado de ciclo Miller extremo. A válvula de aspiração é fechada antes do ponto morto inferior levando a expansão a ser efetivamente mais longa que o ciclo de compressão efetivo (GOTO *et al.*, 1994). Em baixas temperaturas, a expansão e a subsequente compressão de volta ao volume quando a válvula foi fechada é praticamente isentrópica e sem gasto de energia para que seja realizada. O diagrama P x v teórico do ciclo Miller mostrado por (PULKRABEK, 1997) pode ser visto na Figura 2.09.

Figura 2.09 – Diagrama pressão-volume do ciclo Miller.



Fonte: (PULKRABEK, 1997).

2.2.4 Considerações sobre o ciclo Miller e sobre o ciclo Atkinson.

Comparando-se o ciclo Miller com o fechamento antecipado e atrasado da válvula de aspiração, a eficiência é maior usando o EIVC. Para que seja atingida a máxima potência, é necessário que a pressão seja aumentada no coletor de aspiração para que seja compensada a redução na duração da aspiração (ANDERSON; ASSANIS; FILIPI, 1998).

A aplicação dos ciclos mencionados (Atkinson e Miller) leva a uma menor temperatura dentro do cilindro no começo do ciclo de compressão se comparado com o ciclo Otto convencional. No caso de um valor constante de relação de compressão geométrica, a temperatura da mistura dentro do cilindro no começo da combustão também é menor e a combustão propaga-se mais devagar se comparada com o ciclo Otto padrão. Isso pode influenciar negativamente a eficiência indicada dos ciclos não convencionais. Contudo, a redução na temperatura também aumenta o γ , o que é importante para o aumento no trabalho útil. Baseado nos resultados de simulações, a eficiência do motor em cargas parciais aumenta com a aplicação de qualquer um dos ciclos não convencionais (Atkinson e Miller) com uma relação de compressão geométrica fixa, principalmente pela redução do trabalho de bombeamento da carga durante a troca gasosa (MIKLANEK *et al.*, 2012).

Também foi observado (por simulações) que em motores de ignição por centelha, a influência da adoção do ciclo Atkinson para aumento de eficiência em cargas parciais é parcialmente eliminada com o aumento da rotação do motor. Isso ocorre por causa do pequeno tempo que a mistura ar/combustível tem para voltar para o coletor de aspiração através das válvulas durante parte do ciclo de compressão com o aumento da rotação. Com isso a redução do trabalho de bombeamento é parcialmente eliminada (MIKLANEK *et al.*, 2012).

Com o motor operando em ciclo Atkinson, o aumento em eficiência foi calculado em torno de 3,8% a 1700 rpm, contudo, a 2900 rpm o aumento em eficiência já é quase a metade do valor calculado para 1700 rpm pelas razões mencionadas acima (MIKLANEK *et al.*, 2012).

A aplicação do ciclo Miller sem aumento de pressão no coletor de aspiração também leva a um aumento na eficiência em cargas parciais (mais até que com a aplicação do ciclo Atkinson). Sendo que contrariamente á aplicação do ciclo Atkinson, a redução do trabalho de

bombeamento, com o aumento de eficiência, não é eliminado com o aumento da rotação do motor. Contudo, o tempo para troca da mistura ar/combustível é significativamente reduzido com o aumento da rotação do motor e com a diminuição do tempo de abertura das válvulas de (MIKLANEK *et al.*, 2012).

Utilizando o motor com o ciclo Miller, o aumento de eficiência foi calculado em torno de 6% e baseado em análises de simulação, é possível ver que o ângulo de fechamento da válvula de aspiração utilizado é então movido para posições próximas as posições obtidas no ciclo convencional (ciclo Otto) com o aumento da carga em motores aspirados de ignição por centelha. A razão principal para a ocorrência desse fenômeno é para que obtenha-se o máximo de carga de ar em altas cargas do motor para que possa ser gerado o máximo torque possível. Além disso, a influência negativa dos modos de operação LIVC e EIVC na temperatura da mistura no fim do ciclo de compressão, é parcialmente eliminada com o aumento da carga do motor (MIKLANEK *et al.*, 2012).

2.2.5 Referência de ciclos teóricos utilizadas para esse trabalho.

Os ciclos teóricos de trabalho de um motor de combustão interna em que a relação de compressão efetiva é menor do que a relação de expansão efetiva podem ser referidos como ciclos sobre expandidos. Na prática, os ciclos sobre expandido são implementados com fechamento da válvula de admissão antecipado (EIVC) ou atrasado (LIVC). O efeito primário de EIVC e LIVC é uma redução na temperatura no final do curso de compressão. A temperatura mais baixa permite o uso de relações de compressão geométricas mais elevadas que produzam uma relação de expansão mais longa e um benefício de eficiência de conversão de combustível. Ciclos sobre expandidos são geralmente referidos na literatura como ciclos Miller e Atkinson, referindo-se aos inventores Ralph Miller e James Atkinson, porém o uso desses termos na literatura não é consistente (JÄÄSKELÄINEN, 2017).

Ao desenvolver seus experimentos, Miller estava principalmente interessado em usar o tempo de fechamento da válvula de admissão para limitar as temperaturas no ponto morto superior do ciclo de compressão. Em duas das suas patentes, ele descreveu os mecanismos de variação do tempo da válvula de admissão que permitiam que o fechamento da válvula de aspiração variasse com a carga do motor para controlar a temperatura no interior do cilindro no final do

processo de compressão. Ele reivindicou suas ideias para motores diesel e de ignição por centelha com aspiração natural e forçada (MILLER, 1954, 1956). Na patente de 1954, a qual foi direcionada a motores de combustão interna com a presença de turbo compressores, o objetivo de Miller foi diminuir a temperatura no fim do processo de compressão à medida que a carga aumentava, para que assim o motor pudesse queimar mais combustível em plena carga. A patente de 1956 foi direcionada especificamente aos motores de ignição por centelha e destinada a evitar pré-ignição, permitindo uma relação ar/combustível com excesso de combustível em plena carga, mantendo uma alta relação de compressão geométrica.

Miller menciona tanto o fechamentos adiantado como atrasado da válvula de admissão, porém mostrou preferência em fechar a válvula de admissão adiantada, pois enquanto o pistão desloca-se em direção ao PMI da aspiração e o volume do cilindro aumenta, a expansão adicional da mistura após o fechamento da válvula de admissão leva a uma diminuição da temperatura no interior do cilindro. Ele referiu-se a isso como "resfriamento interno" (MILLER, 1957).

Ocasionalmente, os motores com fechamento tardio das válvulas de admissão são chamados de motores de ciclo Atkinson. Alguns preferem restringir a referência aos motores do ciclo Atkinson como aqueles que são naturalmente aspirados e têm um fechamento tardio da válvula de admissão. No entanto, as patentes originais de James Atkinson não fazem referencia ao tempo de fechamento da válvula, mas a um motor no qual um ciclo do motor é completado em uma única rotação da árvore de manivelas e com um mecanismo que permitiu uma maior taxa de expansão do que a taxa de compressão. O gerenciamento do tempo de fechamento da válvula de admissão para alcançar esse efeito não é mencionado.

Embora Atkinson mereça o crédito por ser o primeiro a reconhecer os benefícios de utilizar diferentes razões de compressão e expansão, Miller deve receber o crédito pela elaboração de um modo que atingiu um conjunto de objetivos que permanecem relevantes para os modernos motores de combustão interna. Assim, seria justificável referir-se a utilização de ciclos expandidos que dependem do tempo de fechamento da válvula de admissão para sua implementação como motores do ciclo Miller, sejam eles utilizados ou não com indução forçada e independentemente de serem ou não a ignição por compressão ou ignição por

centelha. As ideias de Miller foram aplicadas com sucesso comercialmente enquanto as de Atkinson não têm-se notícia que foram implementada com sucesso.

Para esse trabalho, a diferenciação entre o ciclo Otto teórico e o ciclo Miller é feita a partir da variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração. O motor trabalhando segundo o ciclo Otto será evidenciado no ângulo de fechamento da válvula de aspiração que gera o máximo valor de pressão média efetiva indicada. Nos demais ângulo de fechamento da válvula de aspiração, o motor está trabalhando segundo o ciclo Miller. O ciclo Miller será diferenciado pelo fechamento antecipado da válvula de aspiração (EIVC) e pelo fechamento atrasado da válvula de aspiração (LIVC), o EIVC é a condição de fechamento da válvula de aspiração em ângulos menores que 540° , a partir do momento que a pressão de compressão for maior que a pressão de aspiração e ocorrer o início do retorno da mistura, o motor estará operando com o fechamento atrasado da válvula de aspiração (LIVC).

2.3 Parte superior de um motor de combustão interna.

2.3.1 Cabeçote.

Normalmente utiliza-se uma liga de alumínio fundido para a fabricação do fundido bruto do cabeçote devido a sua boa condutividade térmica e adequadas propriedades mecânicas (CARVALHO, 2009). A Figura 2.10 ilustra os principais componentes de um cabeçote.

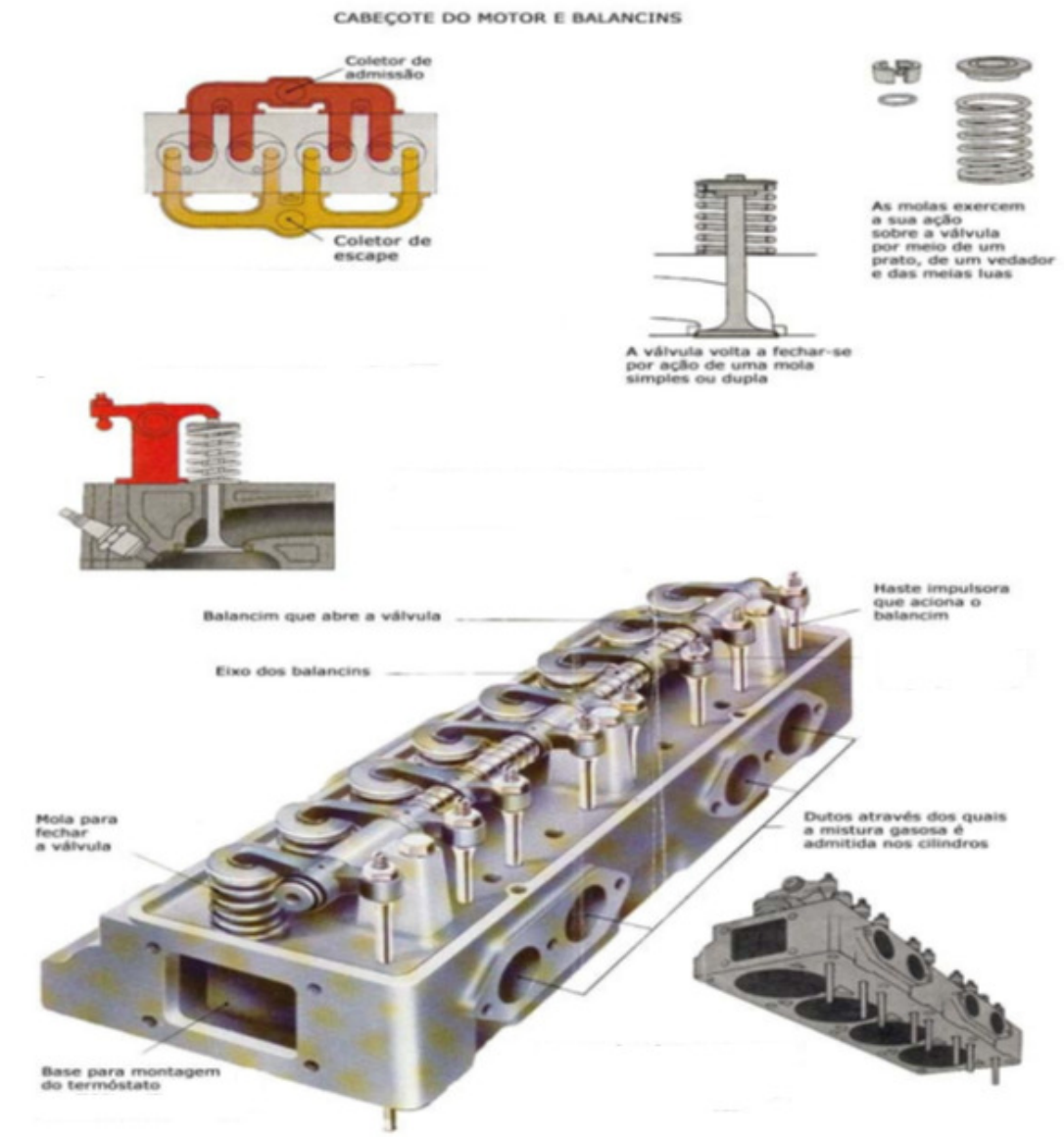
O cabeçote do cilindro é parte do motor que cobre o bloco. Na superfície inferior do cabeçote do cilindro são encontradas cavidades na direção dos cilindros que formam com o topo dos pistões as câmaras de combustão. O cabeçote ainda é composto por galerias para circulação do fluido de arrefecimento e óleo de lubrificação, também se localizam as velas de ignição e os eletro-injetores de combustível. Contém aberturas chamadas janelas de admissão e janelas de exaustão, (CARVALHO, 2009).

Através das janelas de admissão, a mistura ar-combustível para motores a gasolina, ou ar simplesmente para motores diesel, é admitida(o) para o cilindro. A mistura queimada deixa o cilindro através da janela de exaustão. No cabeçote do cilindro também se encontram furos destinados a guiar o movimento das válvulas de admissão e exaustão onde são inseridas as

guias de válvulas. As superfícies das janelas de admissão e exaustão são usinadas de maneira a assentar as válvulas, garantindo que a passagem de mistura seja lacrada quando as válvulas estão fechadas, (CARVALHO, 2009).

Uma placa fina de metal, chamada gaxeta ou junta de cabeçote, é colocada na junção entre o cabeçote do cilindro e o bloco do motor para fins de vedação. Gaxetas são também utilizadas nas junções entre o cabeçote do cilindro e as tubulações de admissão e escapamento. Através da tubulação de admissão a mistura ar-combustível, para o caso de motores a gasolina, tem acesso ao cilindro. A mistura queimada deixa o cilindro através da tubulação de escape, (CARVALHO, 2009).

Figura 2.10 – Vista do cabeçote de um motor de combustão interna com os balancins.



Fonte: Adaptado de COSTA, 2002.

2.3.2 Eixo Comando de Válvula.

O eixo comando de válvula é um eixo rotante utilizado para empurrar as válvulas de modo que elas possam ser abertas no tempo correto do ciclo motor, seja esse acionamento direto ou por meio de um link mecânico ou hidráulico (Varetas de pressão, balancins, tucho). A maior parte dos atuais motores de automóveis têm um ou mais eixo comando de válvulas montado no cabeçote. A maior parte dos motores antigos, tinham o eixo comando de válvulas localizado no bloco do motor. Os eixos comando de válvulas são geralmente feitos de ferro fundido ou de aço forjado e são comandados a partir do eixo virabrequim por meio de uma corrente ou de uma correia. Para reduzir peso, alguns eixos comando são feitos de um eixo oco com os cames encaixados por pressão. É comum em motores quatro tempos que o eixo comando de válvulas tenha a rotação equivalente a metade da rotação do motor (PULKRABEK, 1997). Uma foto de um eixo comando de válvula pode ser visto na Figura 2.11.

Figura 2.11– Foto de um eixo comando de válvula.



Fonte: (“Produtos”, 2017).

Na estrutura do eixo comando existem ressaltos, conhecidos como came. Um came é um membro rotante que é empurrado contra as válvulas para abri-las à medida que o eixo comando de válvulas gira. Os tipos de came que são utilizados atualmente para atuar as válvulas de motores são conhecidos como came de placa radial, ele se assemelha a um disco circular (prato) com um perfil radial saliente, conhecido como lóbulo, o qual ocupa em torno de um terço da circunferência exterior. O perfil do came é adequadamente contornado para promover subidas e descidas suaves para o movimento previsto do seguidor, o qual, conseqüentemente é então transmitido para as válvulas individuais. Cada par de came de aspiração e de escape deve ser fundido ou forjado na posição correta em um eixo com cames simples ou duplos,

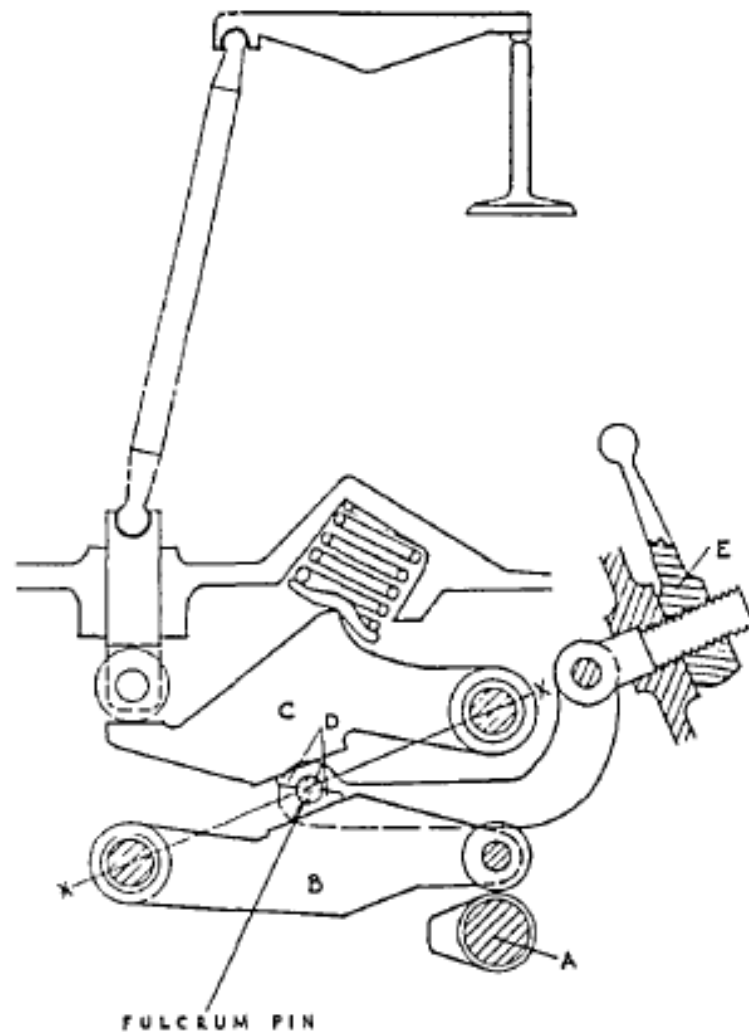
dependendo da configuração adotada – um para os cames de aspiração e outro para os cames de escape (HEISLER, 2003).

2.3.3 Atuador variável de válvulas.

Atualmente os motores podem variar quando, quanto e por quanto tempo as válvulas devem permanecer abertas. Todos esses controles no tempo e no curso de válvula podem ser feitos por sistemas conhecidos como VVA (Variable Valve Actuator), ou atuador variável de válvula. Antes de entender como ele funciona, é explicado abaixo um pouco da sua história.

Uma patente foi emitida em 1899, abordando o controle de válvulas de forma independente em motores (GOULD; RICHESON; ERICKSON, 1991). O autor percebeu que o controle de válvula independente resultaria na obtenção de uma faixa mais larga de potência. Em 1933, um equipamento de teste foi desenvolvido para motores de aeronaves que poderiam variar o curso da válvula enquanto o motor estava em operação (“A Special Valve Gear for Research”, 1933) tendo como principal objetivo aumentar a potência do motor. Esse foi um dos primeiros motores a utilizar dois eixos comandos para controlar as válvulas de aspiração e de escape e também tinha uma configuração tal que os eixos comando ficavam em cima, tornando-se um dos primeiros motores com a configuração DOHC (*Dual Overhead Cam Shaft*). Embora pudesse ser alterado durante o funcionamento do motor, todos os controles foram ajustados manualmente. O funcionamento do sistema pode ser visto na Figura 2.12 abaixo e dava-se da seguinte maneira: Para o curso de válvula, um pequeno came A levanta uma alavanca B, que, em seguida, levanta um controle deslizante, que por sua vez, levanta um oscilador C que altera a elevação da válvula. O came A é ajustado manualmente.

Figura 2.12 – Dispositivo mecânico para controlar o curso de válvula no motor de avião de teste.



Fonte: Aircraft Engineering, 1933

Esse motor foi um passo na direção das configurações de VVT atuais, baseado no fato que pode ser utilizado com o motor ligado, que posteriormente foi substituído por um controle eletrônico.

Um dos primeiros sistemas a utilizar o design sem came foi proposto por Pischinger e Kreuter através da utilização de duas bobinas energizadas que atraía um prato o qual, por sua vez estava conectada à haste da válvula (AHMAD; THEOBALD, 1989). Com a utilização desse sistema, Kreuter concluiu que o consumo específico sofreu melhora de até 40% em baixas cargas, além de concluir que a rotação de marcha lenta do motor pôde ser reduzida de 800 rpm para 500 rpm (AHMAD; THEOBALD, 1989). Foi mencionado no trabalho que

observou-se uma melhora no NO_x ao utilizar LIVC e uma melhora em HC ao utilizar EIVC (SHELTON, 2008).

Os sistemas de controle variável de válvula utilizados atualmente permitem variar o ângulo de abertura e de fechamento das válvulas. Na sua forma mais simples, têm-se a utilização de um sistema de VVT, onde o ângulo de abertura das válvulas pode ser variado a partir da variação do ângulo do eixo comando, podendo ser variado nas duas direções. Para um controle mais preciso do tempo e do curso de abertura e de fechamento de válvula, necessita-se de sistemas mais complexos, os sistemas chamados de VVA (*Variable Valve Actuation*).

Perdas por bombeamento podem ser reduzidas com a utilização de estratégias de abertura antecipada ou atrasada da válvula de aspiração. Em sistemas VVA, a carga no motor é controlada fechando-se a válvula de aspiração antecipadamente ou atrasadamente sem a necessidade de controlar a carga a partir da utilização de uma válvula borboleta (MA, 1988; MIKULIC *et al.*, 1992; NAGUMO; HARA, 1996; SHIGA *et al.*, 1996)

De acordo com (HEYWOOD, 1988) operar no modo “*Late Inlet Valve Closing*”, que traz vantagens por aumentar a carga em altas rotações, resulta em uma redução da eficiência volumétrica por causa do fenômeno conhecido como “*backflow*” que é o retorno da mistura ar-combustível para o coletor de aspiração. O modo de operação “*Early Inlet Valve Closing*” aumenta a eficiência volumétrica em baixas rotações por conta da redução do “*backflow*” com a penalidade na redução do fluxo de ar em altas rotações.

2.3.4. Estratégias de operação de válvulas.

O princípio de operação das válvulas em um motor de combustão interna operando de forma convencional pode ser descrito da seguinte maneira:

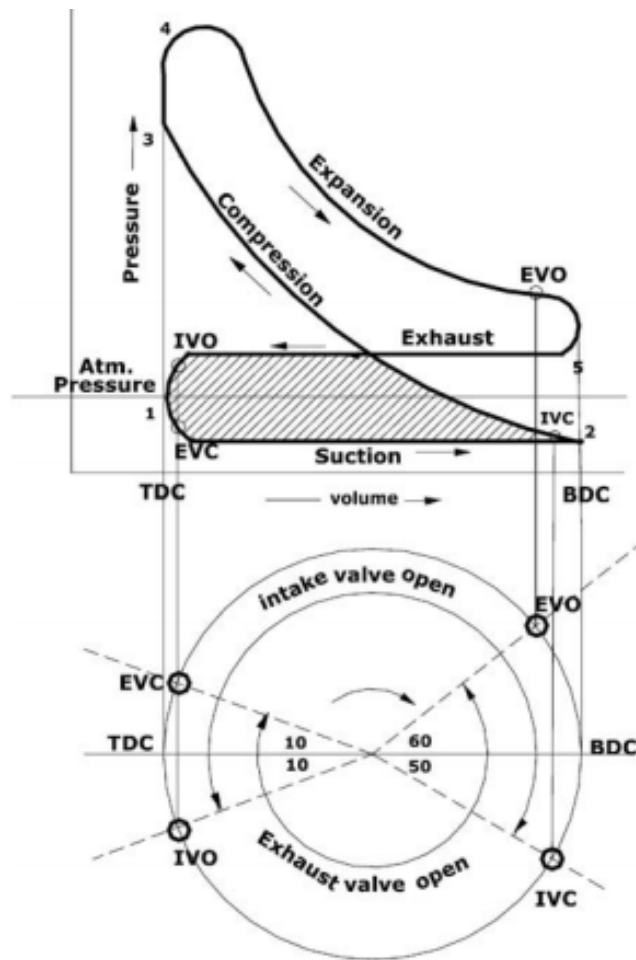
- Abertura da válvula de aspiração (IVO) – A válvula de aspiração é aberta e a mistura ar/combustível é aspirada para dentro do cilindro a medida que o pistão move-se para baixo a partir do ponto morto superior e continua até que o pistão atinja o ponto morto inferior. A abertura da válvula de aspiração acontece normalmente alguns graus antes

do ponto morto superior e dá início ao ciclo de aspiração (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

- Fechamento da válvula de aspiração (IVC) – O fechamento da válvula de aspiração representa o final do ciclo de aspiração e o início do ciclo de compressão. A válvula de aspiração normalmente é fechada depois do ponto morto inferior (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).
- Abertura da válvula de escape (EVO) – A abertura da válvula de escape representa o final do ciclo de expansão e o início do ciclo de exaustão. A válvula de escape normalmente é aberta antes do ponto morto inferior (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).
- Fechamento da válvula de escape (EVC) – O fechamento da válvula de escape ocorre quando a maior parte dos gases de combustão foram transferidos para o coletor de escape. Representa o fim do ciclo de escape, assim como do cruzamento de válvulas. A válvula de escape normalmente é fechada depois do ponto morto superior (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

Na Figura 2.13 mostra-se um ciclo representativo de um motor de combustão interna e a localização dos eventos de válvula no mesmo, assim como diagrama de válvulas desse motor, os ângulos acima foram tomados como referência.

Figura 2.13 – ciclo representativo de um motor de combustão interna e a localização dos eventos de válvula.



Fonte: (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

Segundo HONG; PARVATE-PATIL; GORDON (2004) a característica principal de motores que funcionam com eixos comandos tradicionais é que as válvulas de aspiração tem os ângulos de abertura e fechamento fixos, independente da condição de operação do motor. Dispositivos VVA permitem a variação dos eventos para cada condição de operação do motor. Entre as várias estratégias existentes para válvulas de aspiração e escape têm-se:

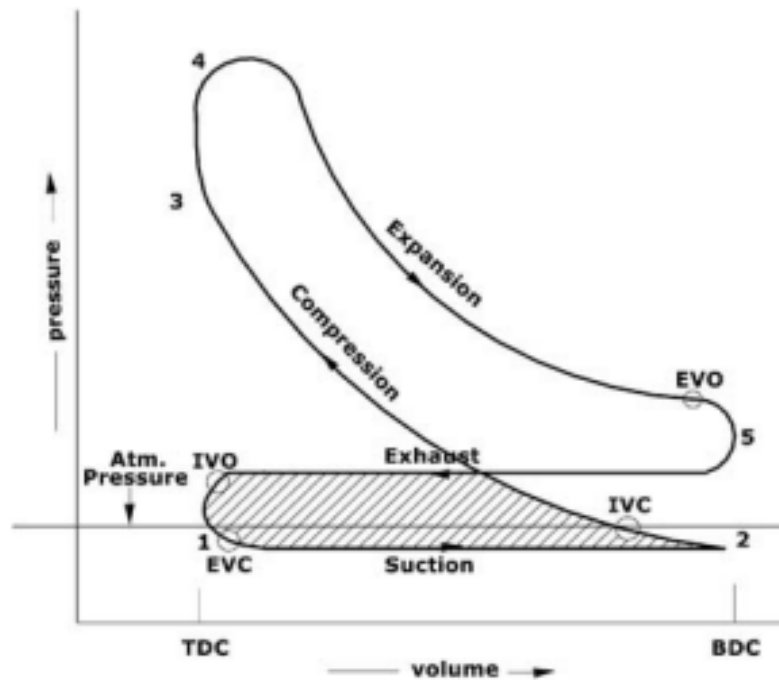
1. Fechamento atrasado da válvula de aspiração (LIVC).
2. Fechamento antecipado da válvula de aspiração (EIVC).
3. Abertura atrasada da válvula de aspiração (LIVO).
4. Abertura adiantada da válvula de aspiração (EIVO).
5. Abertura adiantada da válvula de escape (EEVO).
6. Abertura atrasada da válvula de escape (LEVO).
7. Fechamento antecipado da válvula de escape (EEVC).

8. Fechamento atrasado da válvula de escape (LEVC).

2.3.4.1. Fechamento atrasado da válvula de aspiração (LIVC).

Nos sistemas operando pelo modo LIVC o fechamento da válvula de aspiração é retardado para o ciclo de compressão. Em motores operando o ciclo convencional, durante o ciclo de aspiração a válvula de aspiração é aberta e a mistura é então admitida. Durante o ciclo de compressão a válvula é então fechada e a mistura é então comprimida. No modo de operação LIVC, a válvula de aspiração mantém-se aberta durante parte do ciclo de compressão. Se a pressão no interior do cilindro for maior que a pressão de aspiração, parte da carga admitida retorna ao coletor de aspiração. A pressão dos gases é então um pouco maior que a pressão atmosférica. Durante o ciclo de aspiração subsequente, a mistura é então admitida a uma pressão maior que a pressão da mistura ar/combustível em motores convencionais. Isso leva a uma pressão de sucção um pouco desviada em relação a pressão atmosférica, resultando em um trabalho de bombeamento menor, a Figura 2.14 mostra esse efeito assim como o diagrama de um motor operando desse modo. Sendo assim, a depressão criada em um motor operando no modo LIVC durante a sucção da mistura ar/combustível não é tão baixo, o que resulta em menos força (Trabalho) requerida para completar o ciclo de aspiração (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

Figura 2.14 – Diagrama P x v de um motor operando no modo LIVC.

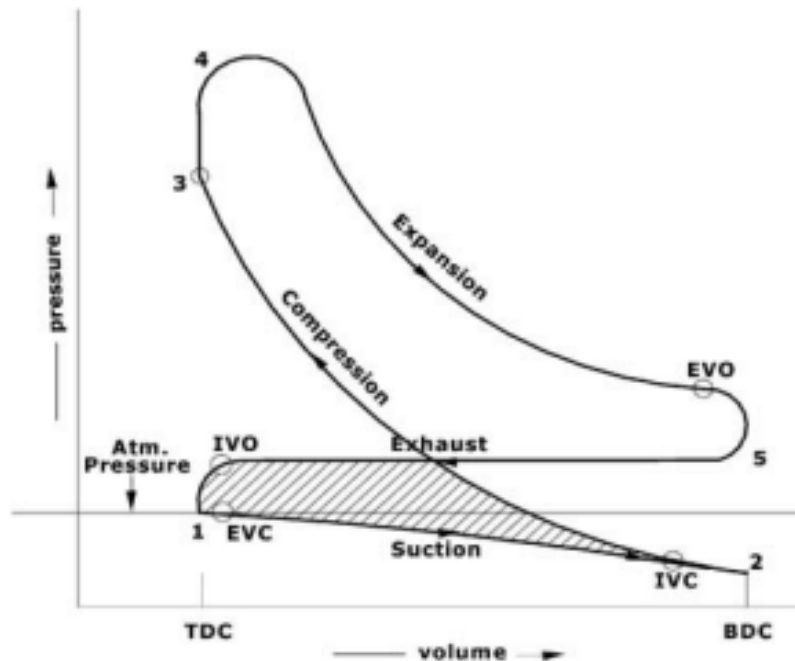


Fonte: (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

2.3.4.2. Fechamento atrasado da válvula de aspiração (EIVC).

Os sistemas operando no modo EIVC baseiam-se no princípio de fechar a válvula de aspiração assim que a quantidade necessária de mistura para a rotação/ carga desejada, tenha sido aspirada. Desse modo, quando operando na condição de baixas cargas e de baixas rotações, somente uma fração da duração do tempo de abertura e fechamento de válvula disponível no ciclo de aspiração é necessário para aspirar a quantidade de mistura necessária. A válvula é então fechada e no restante do ciclo de aspiração o cilindro é então isolado. Esse ciclo parcial de aspiração é um resultado do fechamento antecipado da válvula de aspiração, o qual reduz a quantidade de mistura ar/combustível admitido no cilindro. O trabalho (ou perda de bombeamento) requerido para admitir essa quantidade limitada de mistura é menor que o de motores convencionais. O diagrama P x v teórico desse ciclo pode ser visto na Figura 2.15, mostrando que a área abaixo da linha da pressão atmosférica é uma porção do trabalho de bombeamento se comparado com motores tradicionais (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

Figura 2.15 – Diagrama P x v de um motor operando no modo EIVC.

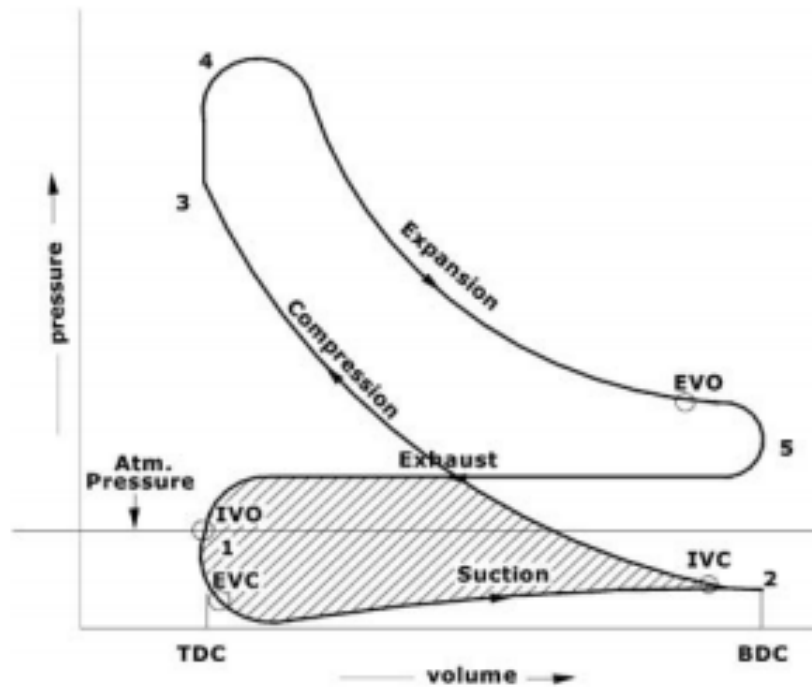


Fonte: (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

2.3.4.3. Abertura atrasada da válvula de aspiração (LIVO).

A abertura da válvula de aspiração é o começo do ciclo de aspiração. Normalmente os motores abrem a válvula de aspiração em torno de 10 graus antes do ponto morto superior. Atrasar a abertura da válvula de aspiração tende a causar uma ausência de fluxo entre o coletor de aspiração e o cilindro, a menos que haja um gradiente de pressão entre eles. Um atraso maior na abertura da válvula de aspiração causa no cilindro um queda de pressão para valores abaixo da pressão no coletor de aspiração. Isso leva a um aumento nas perdas por bombeamento devido a pressão reduzida na primeira parte do ciclo de aspiração. A Figura 2.16 mostra que a linha de sucção no diagrama P x v é mais negativa que a de um motor convencional. Mesmo com esse aumento do trabalho de bombeamento, não há um prejuízo no rendimento volumétrico, pois na parte restante do ciclo de aspiração, após a abertura da válvula, a mistura é admitida com maiores velocidades levando a uma maior turbulência da mistura na câmara de combustão que ajuda em um melhor desenvolvimento da combustão. Essa técnica é considerada eficiente no que diz respeito a diminuição de emissões de hidrocarbonetos não queimados (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

Figura 2.16 – Diagrama P x v de um motor operando no modo LIVO.

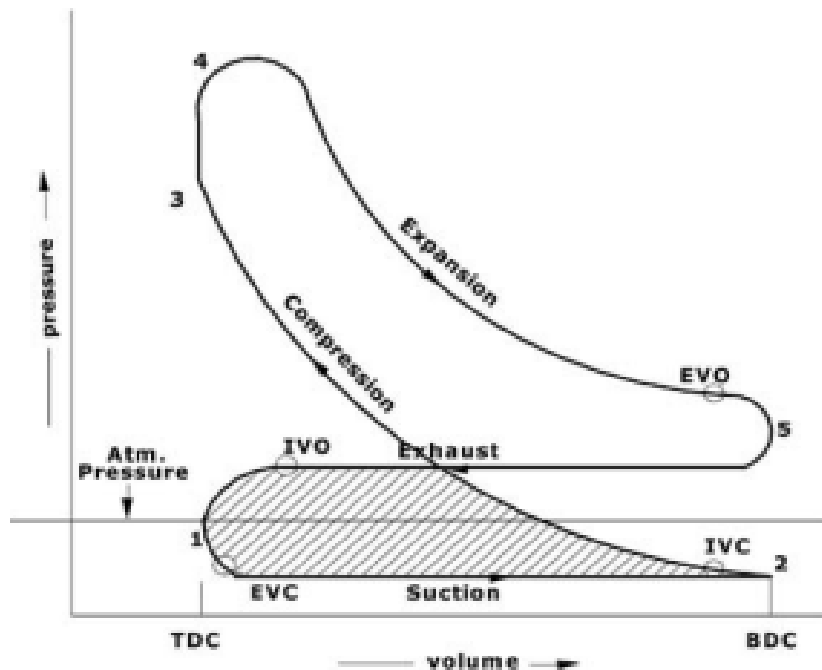


Fonte: (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

2.3.4.4. Abertura antecipada da válvula de aspiração (EIVO).

Em motores tradicionais, a abertura da válvula de aspiração normalmente acontece alguns graus antes do ponto morto superior. A abertura da válvula de aspiração bem antes do fim do ciclo de exaustão significa um incremento no cruzamento de válvulas, permitindo então que parte dos gases queimados retorne para o coletor de aspiração por causa da menor pressão no mesmo se comparada com a pressão do cilindro, esse retorno dos gases é utilizado para fazer recirculação dos gases queimados internamente, levando a uma redução no NOx. Como consequência do retorno de parte dos gases para o coletor de aspiração, menos gases são expelidos pelo coletor de escape, levando a uma diminuição do trabalho de bombeamento, que pode ser visto no diagrama P x v da Figura 2.17 (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

Figura 2.17 – Diagrama P x v de um motor operando no modo EIVO.

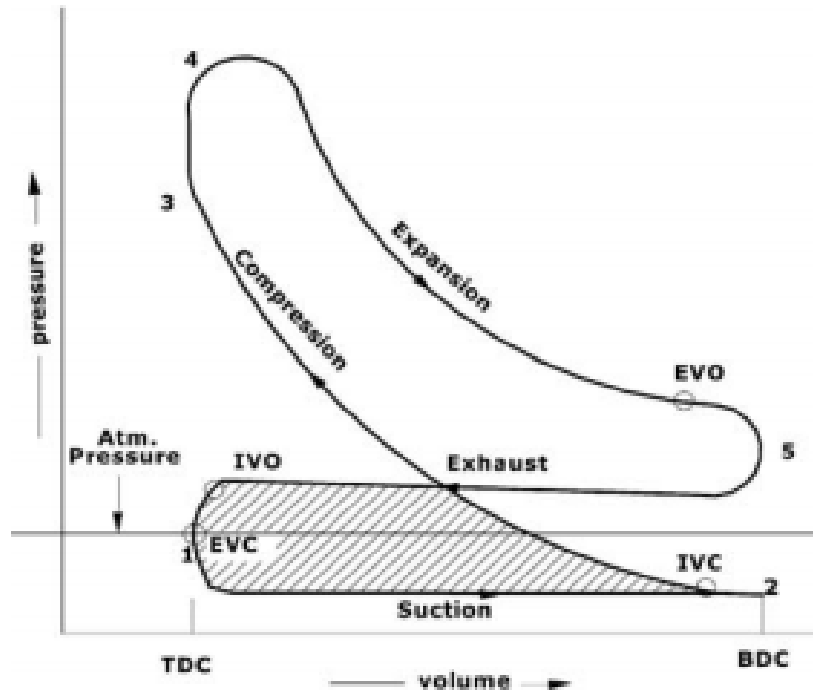


Fonte: (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

2.3.4.5. Fechamento antecipado da válvula de escape (EEVC).

Em motores tradicionais, o fechamento da válvula de escape ocorre em média em 10° após o ponto morto superior e caracteriza o fim do ciclo de exaustão assim como o fim do cruzamento de válvula. A adoção do fechamento antecipado da válvula de escape diminui parcialmente ou totalmente o cruzamento de válvula de acontecer. O fechamento antecipado da válvula permite que uma porção do gás de escape permaneça dentro do cilindro e posteriormente seja misturado com a massa de mistura, diminuindo o trabalho de bombeamento. O diagrama P x v desse ciclo pode ser visto na Figura 2.18 (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

Figura 2.18 – Diagrama P x v de um motor operando no modo EEVC.

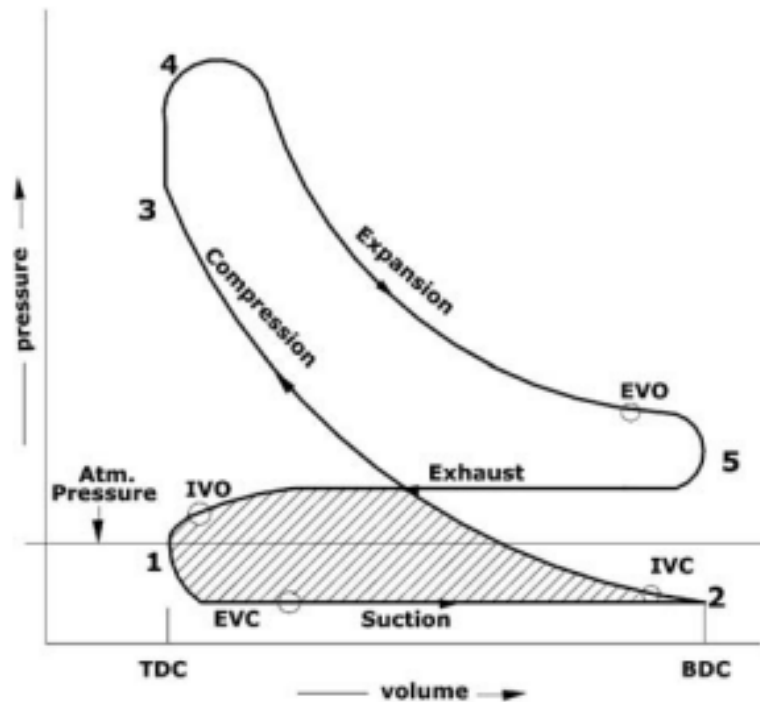


Fonte: (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

2.3.4.6. Fechamento atrasado da válvula de escape (LEVC).

No caso do fechamento atrasado da válvula de escape o período de cruzamento de válvulas é maior que em motores tradicionais. Para baixas rotações, durante o ciclo de aspiração uma parte dos gases queimados que estavam no coletor de escape retornam para o coletor de aspiração, o que reduz a quantidade de mistura ar/combustível, reduzindo assim a eficiência volumétrica. Também reduz a perda de bombeamento no próximo ciclo de aspiração por causa da maior pressão no coletor de aspiração, isso pode ser visto na Figura 2.19. Em rotações maiores um maior cruzamento é benéfico para a expulsão dos gases de escape, o que leva a um aumento na potência do motor. Mas em condição de marcha lenta, uma maior quantidade de cruzamento de válvula é ruim por causa da grande quantidade de retorno de mistura queimada para o coletor de aspiração (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

Figura 2.19 – Diagrama P x v de um motor operando no modo LEVC.

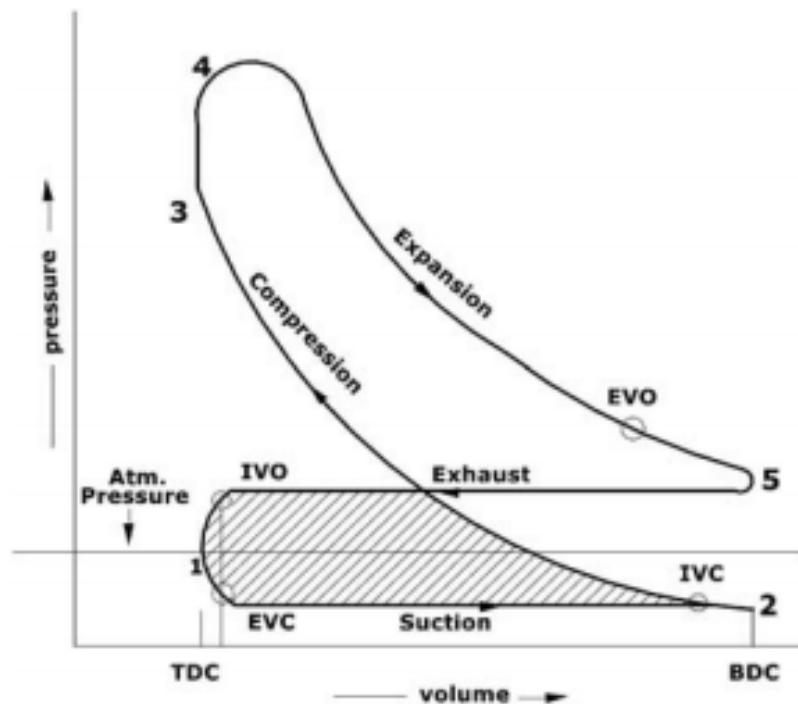


Fonte: (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

2.3.4.7. Abertura adiantada da válvula de escape (EEVO).

A abertura adiantada da válvula de escape ocorre quando as válvulas são abertas antes do fim do ciclo de expansão. Essa estratégia leva a uma diminuição do trabalho de bombeamento e uma melhor expulsão dos gases de escape da câmara de combustão causando uma redução no trabalho de expansão, reduzindo assim a potência gerada pelo motor conforme pode ser visto na Figura 2.20. Portanto, apesar de ser benéfico em regiões de baixas rotações e de baixas cargas, as quais a energia cinética dos gases é menor, é prejudicial para a maior parte das condições de trabalho do motor abrir a válvula de escape muito antecipado (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

Figura 2.20 – Diagrama P x v de um motor operando no modo EEVO.

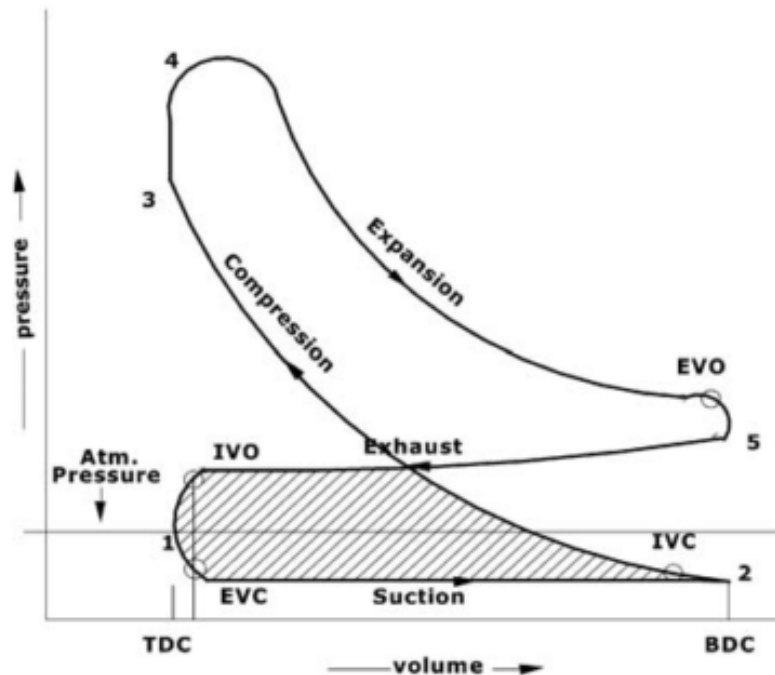


Fonte: (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

2.3.4.8. Abertura atrasada da válvula de escape (LEVO).

A abertura atrasada da válvula de escape reduz a energia cinética dos gases dentro da câmara de combustão e leva a uma menor geração de potência pelo motor pois uma grande parte do trabalho gerado na expansão é utilizada para expulsar os gases de escape do cilindro, resultando ainda em uma maior perda de bombeamento como pode ser visto na Figura 2.21 (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

Figura 2.21 – Diagrama P x v de um motor operando no modo LEVO.



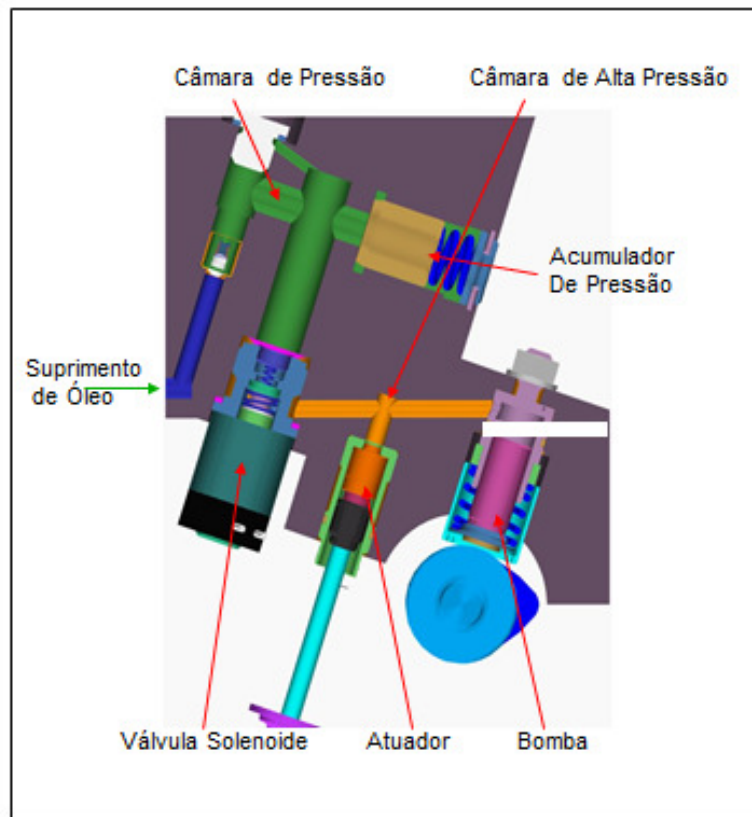
Fonte: (HONG; PARVATE-PATIL; GORDON, 2004).

2.3.5. MultiAir

A tecnologia *MultiAir* foi desenvolvida inicialmente no “Centro Ricerche FIAT” (CRF) e é um sistema eletro hidráulico cuja finalidade é controlar a fase de abertura e fechamento das válvulas e é composto de uma câmara de pressão, uma bomba, uma válvula solenoide, um acumulador de pressão e um atuador. O desenho esquemático do sistema pode ser visto na Figura 2.22.

O sistema *MultiAir* atua da seguinte forma: um pistão, movido por um came de entrada mecânico, é conectado à válvula de admissão por meio de uma câmara hidráulica, controlada por uma válvula solenoide on/off normalmente aberta. Quando a válvula solenoide é fechada, o óleo na câmara hidráulica se comporta como um corpo sólido e transmite para as válvulas de admissão o movimento de abertura imposto pelo came mecânico. A partir do momento que a válvula solenoide é aberta, o óleo na câmara hidráulica pode escorrer livremente de volta para o motor, assim as válvulas de admissão não seguem mais o came de admissão e fecham sob a ação da mola da válvula. A parte final do percurso de fechamento da válvula é controlada por um freio hidráulico dedicado, para garantir uma fase de assentamento suave e regular em qualquer condição operacional do motor.

Figura 2.22 – Desenho esquemático do sistema *MultiAir* com a indicação de cada um de seus componentes.



Fonte: Autor.

O sistema é composto ainda de um sensor de temperatura para monitoramento da temperatura do óleo e correções necessárias a partir da temperatura medida.

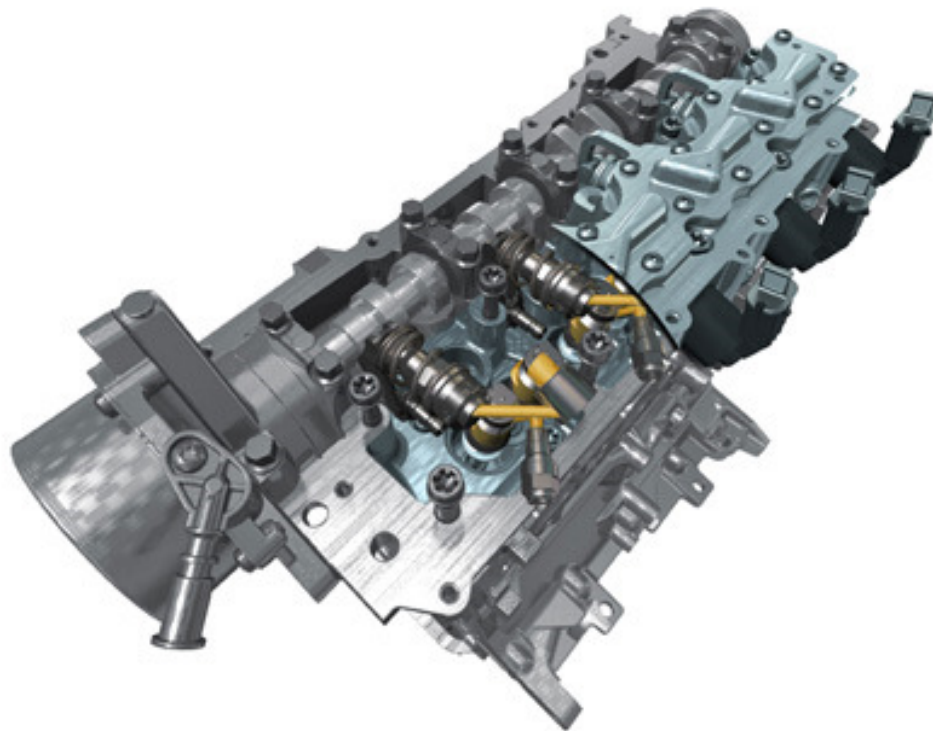
De acordo com (ALVARENGA *et al.*, 2012) os benefícios da tecnologia *MultiAir* para motores de ignição por centelha verificados até o momento são:

- Aumento de potência máxima graças a adoção de um perfil novo de came.
- Aumento de torque em baixas rotações graças a adoção de estratégias de fechamento de válvula de admissão, maximizando a eficiência volumétrica do motor nessas condições.
- Maior resposta dinâmica do motor devido ao aumento da pressão no coletor de aspiração juntamente com o controle mais apurado da massa de ar ciclo a ciclo.

- Redução no nível de emissões devido a otimização de estratégias de controle de ar durante o período de aquecimento do motor e melhora dos parâmetros de combustão durante condições transientes de operação.
- Redução do consumo de combustível a partir da melhoria da eficiência de conversão de combustível do motor além de maior torque em baixas rotações e redução das perdas por bombeamento.

Todos esses benefícios do sistema *MultiAir* requer uma atenção especial dos engenheiros desses sistemas com uma utilização extensiva de sistemas de indicadores de pressão dentro do cilindro para atingir os melhores resultados no consumo de combustível, emissão de poluentes e desempenho do motor. Uma imagem do módulo que atualmente é utilizado em motores pode ser visto na Figura 2.23.

Figura 2.23 – Imagem do módulo *MultiAir* utilizado nos motores.



Fonte: (FIAT, 2017).

O perfil máximo da came que pode ser atingido com a utilização do sistema *MultiAir* é descrito de acordo com o projeto do eixo comando de válvulas. Seu movimento é transferido através dos componentes do módulo *MultiAir* e por meio do volume de óleo esse movimento

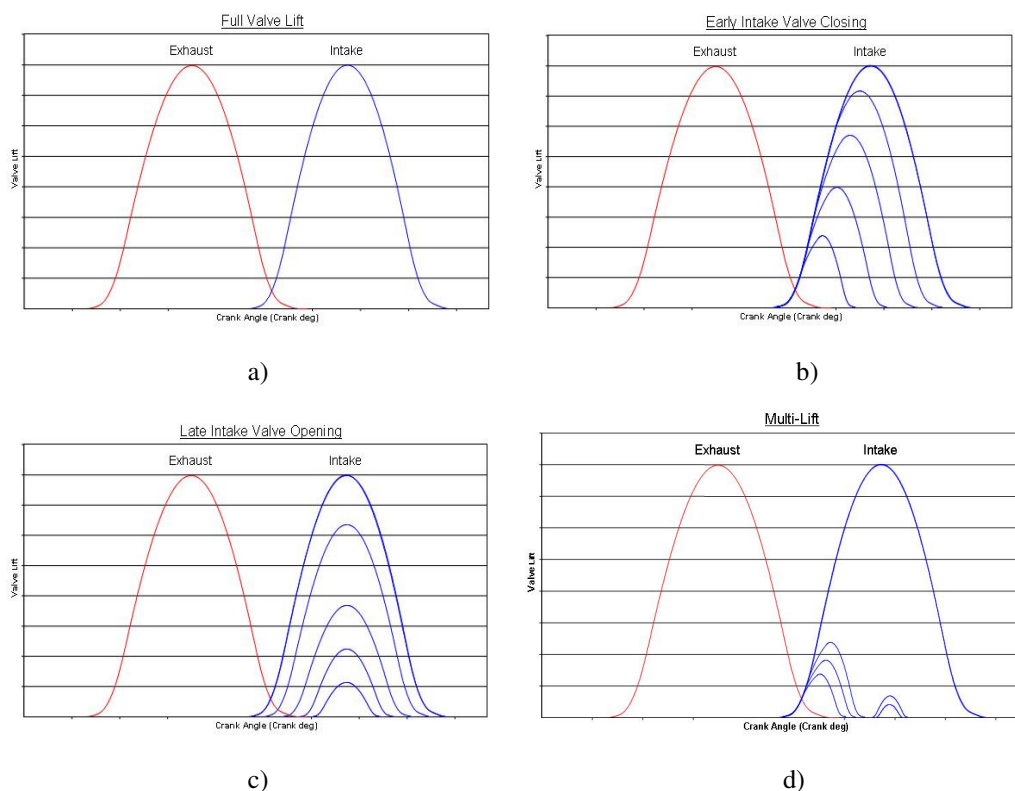
é transferido para a válvula do motor, a quantidade de óleo dentro da câmara de alta pressão é controlada pela válvula solenoide. Quando não há energia elétrica a válvula solenoide encontra-se normalmente aberta e como consequência, a válvula do motor mantém-se fechada pois o óleo é empurrado da câmara de alta pressão para a câmara de média pressão. Um circuito adicional composto por um acumulador de pressão ajuda a armazenar energia hidráulica e garantir um rápido enchimento durante a fase de sucção. O fechamento da válvula é garantido por meio de um dispositivo de freio hidráulico, garantindo que a válvula não fique aberta.

Quando o modo de “*full lift*” é necessário, a válvula solenoide é ativada e a câmara de óleo se comporta como um corpo rígido, forçando a válvula a seguir o completo perfil do came. Se a válvula solenoide for aberta em um certo ângulo antes de atingir o “*full lift*”, o óleo fica livre para retornar ao motor e o sistema não se comporta mais como um corpo rígido. O movimento da válvula é desacoplado e a válvula retorna mais cedo para a posição fechada por ação da força da mola, esse é o modo “*early intake valve closing*” (EIVC). A presença de um acumulador é necessária para garantir o fluxo de óleo para a válvula solenoide. Para que o movimento de retorno da válvula seja mais suave em qualquer condição de operação, o sistema *MultiAir* tem um absorvedor de choque, o freio hidráulico.

O modo de operação “*late intake valve opening*” (LIVO) é obtido quando têm-se uma atuação similar ao modo EIVC, porém com um pequeno retardo na atuação da válvula solenoide. Caso haja a combinação dos modos LIVO e EIVC no mesmo ciclo de operação do motor, é realizado um modo de operação conhecido como “*Multi-Lift*”, esse modo de operação melhora a qualidade da combustão e a turbulência em baixas rotações e baixas cargas (BERNARD *et al.*, 2003).

Por meio do controle do modo de atuação de válvula, muitos perfis de curso de válvula podem ser realizados, um exemplo dos possíveis perfis de válvulas que podem ser utilizados com o sistema *MultiAir* são mostrados na Figura 2.24.

Figura 2.24 – Diferentes modos de atuação do sistema *MultiAir*. a) Full Lift; b) Early Intake Valve Closing; c) Late Intake Valve Opening; d) Multi-Lift.



Fonte: Autor

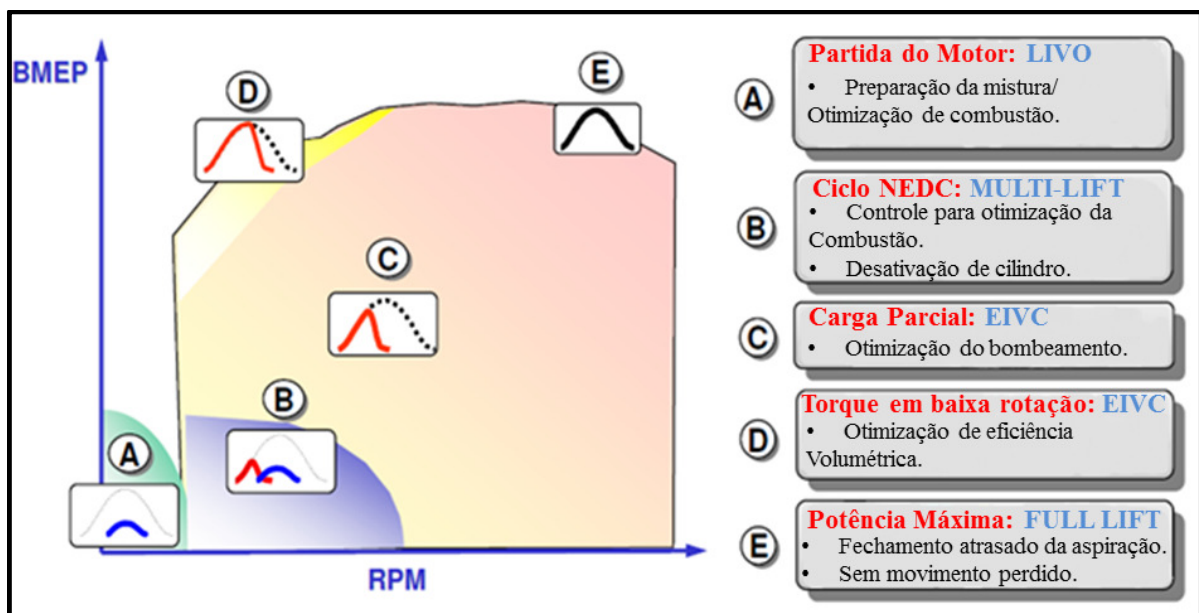
Os modos de operação do sistema *MultiAir* podem ser melhor explicados pela Figura 2.25, a qual mostra para cada condição de operação a melhor estratégia de gerenciamento da fase de abertura e fechamento do levante da válvula. Na condição de máxima potência e plena carga, a estratégia mais efetiva é a de “*Full Lift*” (letra E na Figura 2.25), se a rotação do motor for reduzida, o fechamento da válvula de aspiração tem que ser adiantado para melhorar a eficiência volumétrica (BERNARD *et al.*, 2003).

De modo a melhorar a eficiência em carga parcial, várias estratégias de gerenciamento de válvula podem ser utilizadas (letra B e C na Figura 2.25). Mesmo com aumento das perdas por bombeamento a estratégia de “*Late intake Valve Opening*” tem um impacto positivo na eficiência mecânica e de combustão, garantindo também o melhor comportamento na questão de “*Noise Vibration and Harness*” (NVH). No caso da estratégia de “*Early Intake Valve Closing*” a qualidade da combustão pode ser deteriorada pela expansão adicional da carga antes da compressão, gerando temperaturas e pressões menores dentro do cilindro. Essa estratégia tem efeitos negativos em economia de combustível e emissões de hidrocarbonetos,

mesmo sendo a melhor estratégia para a redução das perdas de bombeamento. Um refino nessa estratégia, com uma pequena diferença no ângulo de fechamento de válvula, pode ajudar a recuperar parte da deterioração da combustão (BERNARD *et al.*, 2003).

Combinando as estratégias que geram menores perdas por bombeamento (“*Early Intake Valve Closing*”) com a estratégia de “*Late Intake Valve Opening*” (melhor turbulência e parâmetros de combustão) é possível atingir um controle efetivo da taxa de liberação de calor em carga parcial pela definição adequada do perfil de elevação de cada válvula (BERNARD *et al.*, 2003). O modo de operação “*Muti-Lift*” garante a melhor eficiência de combustão em baixas rotações e baixas cargas (letra B na Figura 2.25).

Figura 2.25 – Mapa das estratégias de gerenciamento de válvula para condição de operação do motor.



Fonte: Adaptado de Bernard et al., 2003

2.4. Estado da arte

Esta seção faz uma abordagem dos trabalhos relevantes realizados nos últimos anos na área de motores de combustão interna operando em ciclo Atkinson e Miller, destacando os mais relevantes e recentes para a realização deste trabalho. Algumas patentes e trabalhos mais antigos são também citados devido à relevância e influência nos estudos atuais. Estes trabalhos são apresentados seguindo uma ordem cronológica no tempo.

O estudo de motores de combustão interna operando em ciclos expandidos começou com James Atkinson em sua patente em 1887 quando ele percebeu que com uma relação de expansão maior que a relação de compressão, o motor operaria de forma mais eficiente. Para isso ele desenvolveu um motor que a partir de um conjunto de manivelas, conseguia expandir a mistura ar combustível, mais do que ela havia sido comprimida originalmente.

Após isso, em 1956, Ralph Miller desenvolveu um sistema muito mais apurado para mostrar o ganho de eficiência em motores que operam com ciclos expandidos. Com seu aparato experimental mais sofisticado, ele conseguiu realizar ciclos expandidos em motores de combustão interna a partir da variação do tempo de abertura e fechamento da válvula de aspiração, não precisando assim do complicado sistema desenvolvido por James Atkinson para que o ciclo de expansão fosse maior que o ciclo de compressão. A partir disso foi demonstrado uma série de vantagens em trabalhar com ciclos expandidos, como a redução do bombeamento, de emissões de poluente, de consumo de combustível e a supressão de detonação.

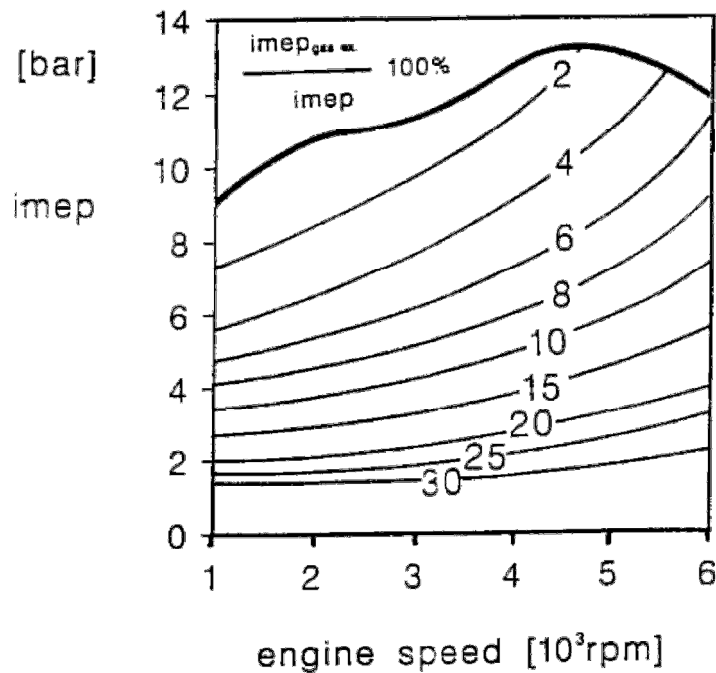
Em 1988 John Heywood em seu livro, fala sobre o ciclo Atkinson e mostra o diagrama $P \times v$ teórico desse ciclo expandido comparado com o ciclo Otto. Ele menciona ainda que os ciclos expandidos podem ser alcançados por uma escolha ideal dos ângulos de abertura e fechamento das válvulas de aspiração e de escape.

Durante os anos de 1988 e 1989 vários trabalhos foram publicados no intuito de mostrar os mecanismos para que fossem realizadas variação no ângulo de válvula como é o caso de (GRAY, 1988) de (STONE; KWAN, 1989) e de (DRESNER; BARKAN, 1989), todos eles publicados no congresso SAE. Apesar de mostrarem o potencial dos sistemas, os mecanismos utilizados para essas comparações não foram aplicados comercialmente por sua dificuldade de implementação em motores de produção em larga escala.

Alguns outros trabalhos foram publicados durante os anos mas o que chama atenção é o trabalho de (KREUTER; HEUSER; SCHEBITZ, 1992) o qual faz uma análise das estratégias para melhorar a performance do motor a partir da variação do curso de abertura e do momento de abertura da válvula de aspiração. Inicialmente ele mostra uma imagem que clarifica a perda por bombeamento em motor de combustão interna como pode ser visto na Figura 2.26.

Evidenciou-se que praticamente 30% da pressão média efetiva é perdida por causa do processo de bombeamento em baixas rotações e cargas, e que esse efeito tende a ser menor a medida que aumenta-se a rotação e a carga do motor (KREUTER; HEUSER; SCHEBITZ, 1992).

Figura 2.26 – Perdas por bombeamento de um motor de ignição por centelha operando com uma válvula borboleta e mistura estequiométrica.



Fonte: (KREUTER; HEUSER; SCHEBITZ, 1992).

Como conclusão do seu trabalho, (KREUTER; HEUSER; SCHEBITZ, 1992) mostram que realmente os dispositivos que operam com ângulo de válvula variável são uma promessa para a redução de consumo em motores de combustão interna e mostra que o aumento da velocidade do gás durante o processo de aspiração para baixas rotações e cargas provou-se eficiente para suprimir as desvantagens dos processo de controle de carga sema válvula borboleta, alcançando um incremento de 13 a 17% de melhora no consumo de combustível.

No congresso SAE de 1996 (SHIGA *et al.*, 1996) trabalhando com dois eixos de comandos diferentes, mostraram o efeito de trabalhar com o fechamento antecipado da válvula de aspiração no desempenho de um motor de combustão interna, mostrando que pode-se obter um ganho de eficiência em torno de 7% em uma ampla faixa de operação, ganho esse promovido por uma razão de expansão maior. Ele ressalta também que esse ganho de

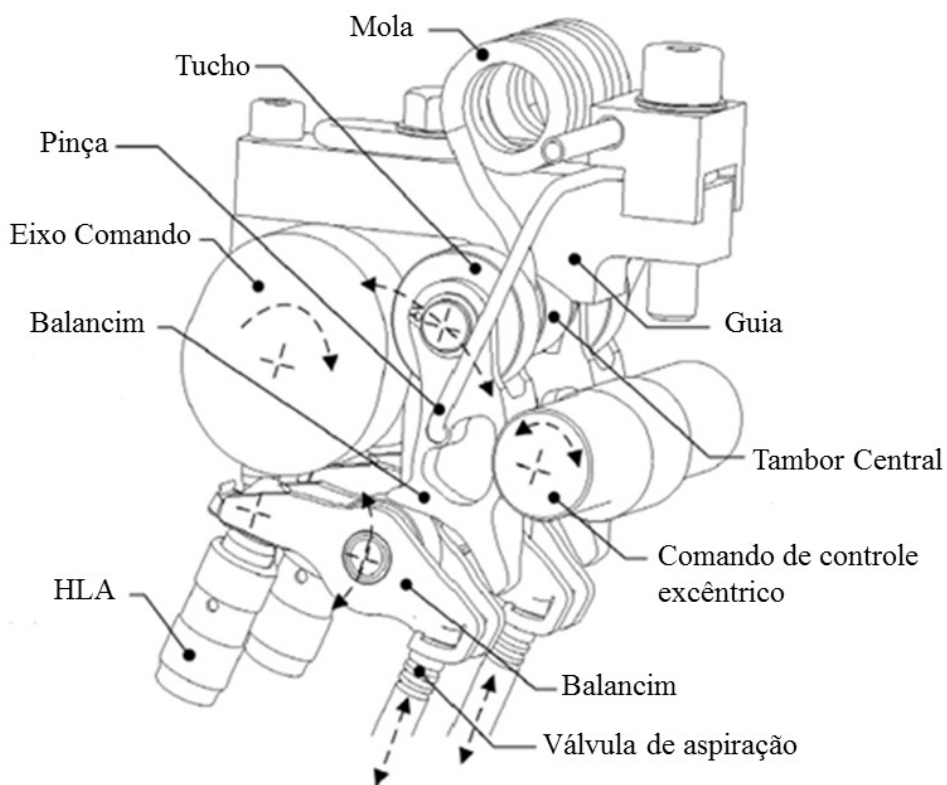
eficiência pode ser obtido em uma ampla faixa de rotação do motor sobre o mesmo valor de pressão média efetiva e relação ar/ combustível.

PULKRABEK, 1997 em seu livro fala sobre o ciclo Atkinson, ele ainda retrata que a partir de 1885 um grande número de mecanismos envolvendo eixo virabrequim e válvula foram tentados para atingir o ciclo Atkinson, mas que nenhum deles obtiveram produção em larga escala, evidenciando um insucesso desse desenvolvimento.

Sobre o ciclo Miller, (PULKRABEK, 1997) trata como uma modificação moderna do ciclo Atkinson, o qual têm a razão de expansão maior que a de compressão, mas isso feito de uma forma diferente, a partir da duração do evento de abertura e fechamento das válvulas de aspiração. Em seu trabalho, (PULKRABEK, 1997) mostra ainda que a aspiração de ar no ciclo Miller deve ser feita sem a presença da válvula borboleta e que o controle da carga deve ser feito a partir do fechamento da válvula de aspiração no tempo correto, bem antes do ponto morto inferior.

FLIERL, R.; KLUTING, 2000 evidenciaram o desenvolvimento da BMW de um sistema que permite um controle de válvulas completamente variável a partir de um sistema de válvulas eletro mecânico chamado de UniValve. Um desenho esquemático desse sistema pode ser visto na Figura 2.27.

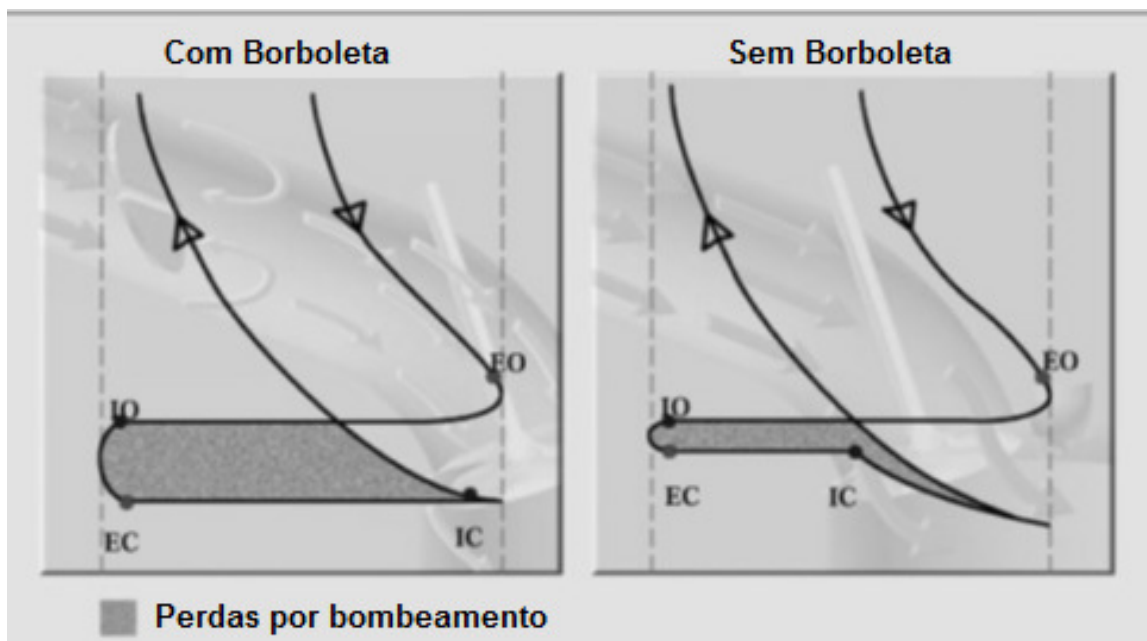
Figura 2.27 – Desenho esquemático do sistema UniValve.



Fonte: (FLIERL; KLUTING, 2000).

No seu trabalho (FLIERL; KLUTING, 2000) mostraram a diferença de um motor operando com e sem a presença da válvula borboleta para controle da carga, que pode ser visto na Figura 2.28.

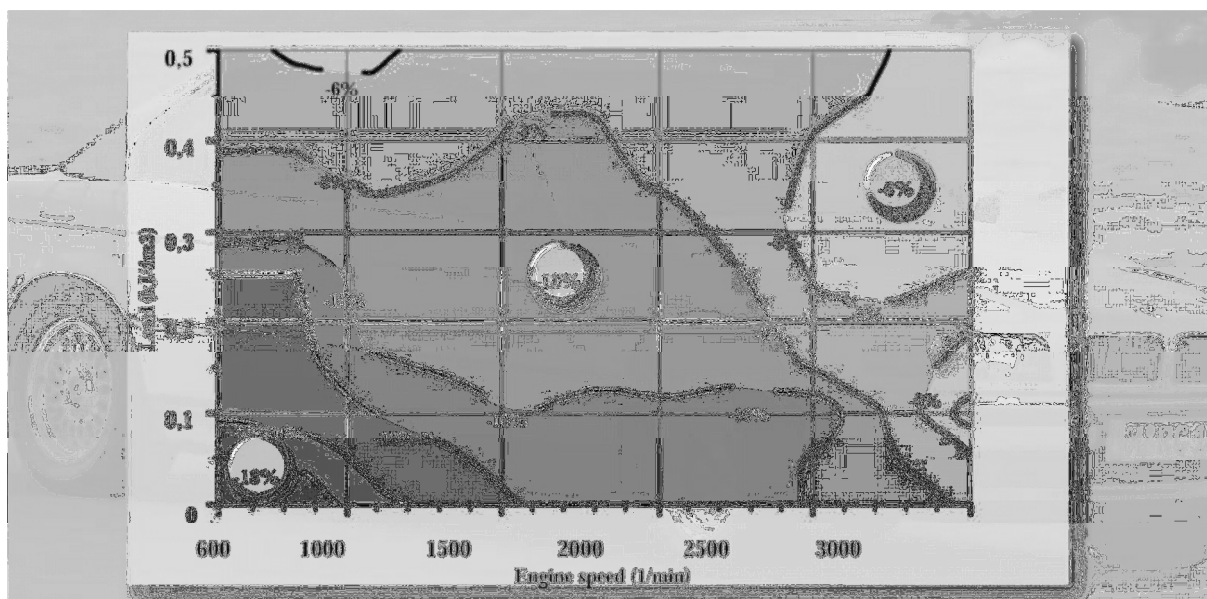
Figura 2.28 – Diferença entre o controle da carga com e sem a presença da válvula borboleta em um ciclo.



Fonte: (FLIERL; KLUTING, 2000).

FLIERL, R.; KLUTING, 2000 mostram também o ganho de consumo em cada condição de rotação/ carga para todo os pontos de operação do motor, esse mapa pode ser visto na Figura 2.29, evidenciando que o ganho de consumo no ciclo cliente fica em torno de 10%.

Figura 2.29 – Ganho de consumo por cada condição de rotação e carga utilizado o controle da carga sem a presença da válvula borboleta.



Fonte: (FLIERL; KLUTING, 2000).

BOZZA *et al.*, 2001 fizeram uma comparação entre a desempenho e emissões de vários sistemas VVT e VVA operando em um motor de ignição por centelha. Primeiramente sobre um motor de cilindrada 1242 cm³ e 16V, eles fizeram uma aquisição de dados em 250 pontos de operação diferentes e então correlacionaram com um modelo 1D desenvolvido por eles. Esse modelo foi então empregado para comparar as vantagens de várias configurações de VVT e ângulos de operação de sistemas VVA em operação com e sem a presença da válvula borboleta. Chegaram então nas seguintes conclusões:

- A adoção de um variador de fase na aspiração pode ser adotado para um ganho de torque em torno de 10%, assim como um ganho de consumo em aproximadamente 6,5%. A adoção de EGR pode ser facilmente empregada para uma diminuição na quantidade de NO em cargas parciais.
- A adoção de um variador de fase para a aspiração e um para o escape, pode levar a uma diminuição no consumo específico em torno de 10,5%.
- Sistemas mais avançados de variação de válvulas, como o VVA operando em modos EIVC e LIVC podem ser utilizados para operação sem a presença da válvula borboleta. Esses sistemas realizam uma significativa redução na perda por bombeamento, porém resultam em uma redução de consumo de combustível similar ao encontrado na operação com dois variadores de fase.
- A desativação de uma ou duas válvulas de aspiração na condição de marcha lenta, pode ser utilizada para uma melhora na estabilidade de combustão e na taxa de queima da mistura.

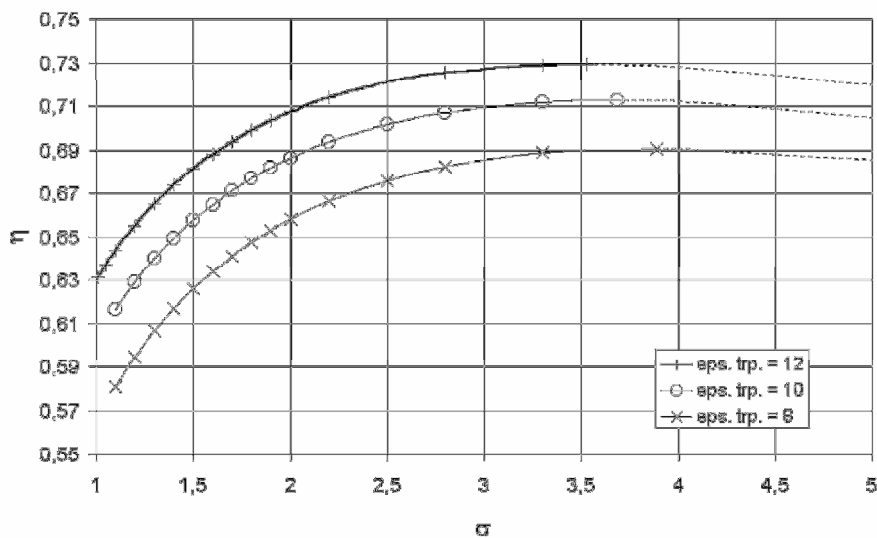
BERNARD *et al.*, 2003 apresentaram o desenvolvimento da tecnologia UNIAIR para controle de válvulas, essa tecnologia estava sendo desenvolvida pelo CRF (Centro Ricerche FIAT) e nesse ano encontrava-se pronta para comercialização. Eles descreveram todas as vantagens desse sistema, assim como suas limitações de custo.

O trabalho de (MARTINS, JORGE J G *et al.*, 2004) mostra uma análise termodinâmica do cálculo da eficiência de um motor operando expandido (ciclo Miller) e comparando o mesmo com o motor operando em ciclo Otto, Diesel e Dual ciclo. Com suas comparações eles chegaram a conclusão que entre todos os ciclos analisados, o mais eficiente é o ciclo Miller, principalmente em cargas parciais. A eficiência do ciclo Miller é ainda maior com relações de

compressão maiores, a Figura 2.30 proveniente desse trabalho mostra essa relação, mostrando que quanto maior a relação de compressão geométrica maior o rendimento, assim como quanto menor a relação de compressão em relação a relação de expansão maior é o rendimento. O parâmetro σ mostra o valor da relação de compressão geométrica sobre a relação de compressão efetiva e pode ser visto na Figura 2.30 que quando maior esse valor, maior o rendimento do motor.

MARTINS *et al.*, 2004 mostram ainda que para pressões no coletor de aspiração próxima á pressão atmosférica, o rendimento do ciclo Otto com injeção indireta, do ciclo Otto com injeção direta e do ciclo Miller são próximos ao do ciclo Otto em plena carga (WOT).

Figura 2.30 – Eficiência térmica como função da razão das relações de compressão (σ) para diferentes relações de compressão geométrica.



Fonte: (MARTINS, JORGE J G *et al.*, 2004).

AL-SARKHI; JABER; PROBERT, 2006 fizeram um modelo termodinâmico em um motor operando com o ciclo Miller, assumindo o calor específico como dependente da temperatura, assim como a resistência ao calor e a perda por *friction* foram investigadas numericamente. A característica de performance mostrou que o calor específico do fluido tem um impacto significativo com a temperatura.

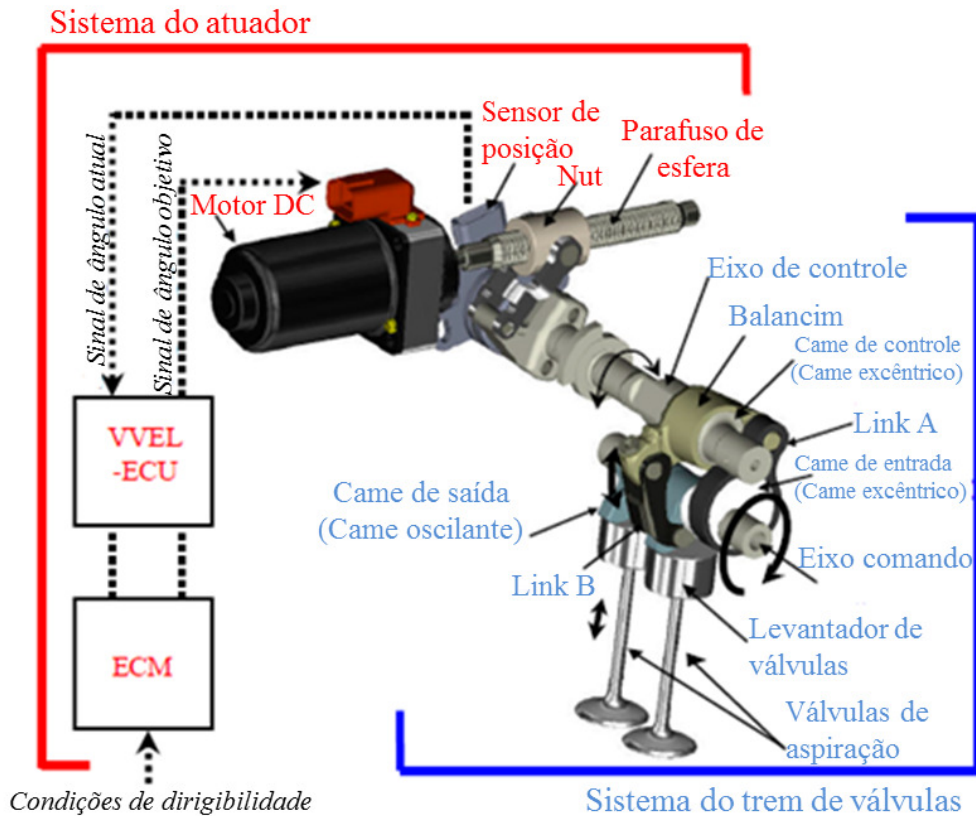
FLIERL *et al.*, 2006 mostraram os resultados experimentais obtidos com um motor 2.0L a partir da substituição de um eixo de comando tradicional por um eixo de comando com o sistema UniValve®. Utilizaram o ponto de medição de 2000 rpm com uma PME de 2 Bar e foi comprovado que a utilização do sistema VVA apenas no lado de aspiração leva a um ganho no consumo específico de 13% se comparado com o mesmo motor base, o sistema foi ainda adaptado no mesmo cabeçote disponível, sem a necessidade de grandes mudanças.

Em 2006 ainda, (LUTTERMANN; SCHUEENEMANN; KLAUER, 2006) apresentaram uma versão melhorada do sistema de variação de válvulas da BMW aplicado a um motor 6 cilindros, chamado de Valvetronic, eles destacaram a melhoria na qual o sistema atuaria melhor durante as fases de partida e aquecimento do motor além de melhorar a qualidade da combustão, reduzindo assim a quantidade de poluentes emitidos e trazendo um ganho de torque, potência e redução de consumo a partir de controles eletrônicos mais sofisticados.

WANG *et al.*, 2007 estudaram a partir de modelos termodinâmicos e medições práticas, a influência da aplicação do ciclo Miller na formação do NOx. Seus estudos mostraram que a aplicação do ciclo Miller em motores de combustão interna, se comparados com o ciclo Otto tradicional, diminuem a formação do NOx. Concluíram ainda que a taxa com que o ciclo Miller é aplicado influencia principalmente na temperatura de combustão, e que quanto maior a taxa de aplicação desse ciclo, melhor é o rendimento do motor e menor é a formação de NOx. O trabalho de (BENAJES *et al.*, 2009) segue uma linha de raciocínio muito parecida, porém operando com um motor Diesel e realizando o ciclo Atkinson no mesmo, as conclusões obtidas por eles é que realmente a utilização do ciclo expandido reduz a emissão de NOx em motores diesel também, porém aumenta a formação de CO devido a deterioração da combustão, uma estratégia mais eficiente apontada por esse estudo seria a diminuição da concentração de O₂ na aspiração aliada a um incremento na quantidade de EGR.

O trabalho de (FUJITA *et al.*, 2008) mostra o desenvolvimento do sistema de variação de válvulas da Nissan chamado de “*Valve Variable Event and Lift*” (VVEL), trata-se de um sistema com a configuração um pouco mais simples que os demais apresentados até o momento, mas que gerou resultados muito similares. Uma imagem desse sistema pode ser visto na Figura 2.31.

Figura 2.31 – Estrutura do sistema VVEL.



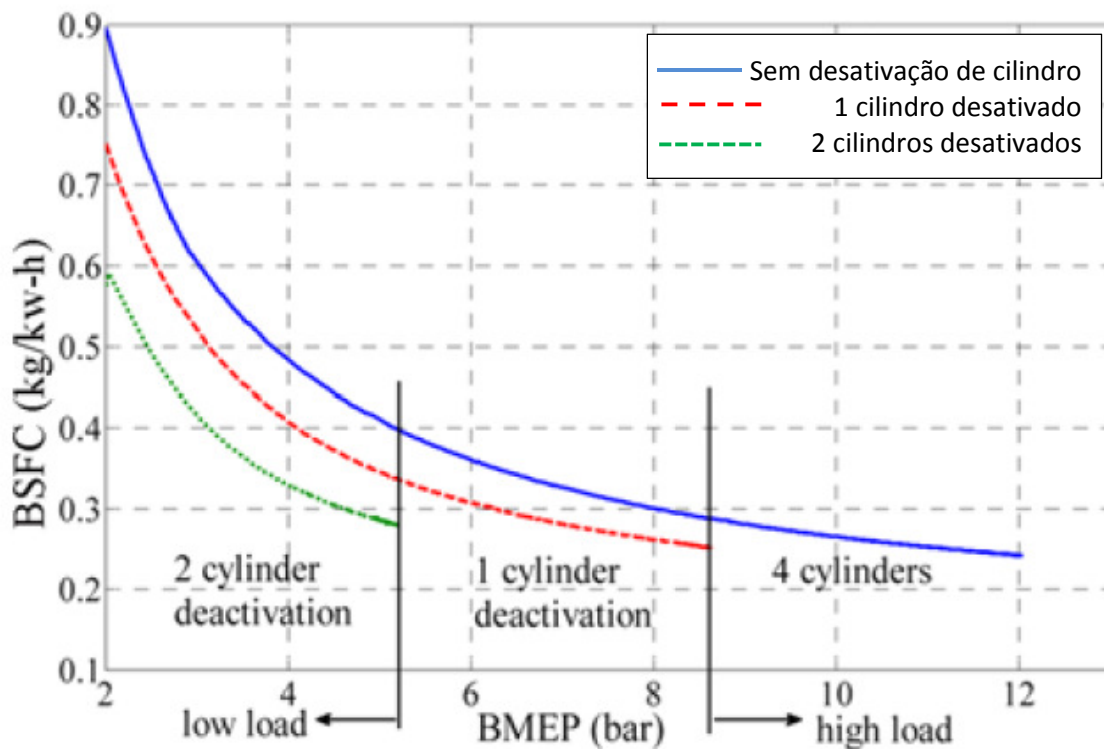
Fonte: (FUJITA *et al.*, 2008).

No trabalho de (MIKLANEK *et al.*, 2012) é evidenciado o estudo de ciclos de combustão não convencionais (Atkinson e Miller) com aquecimento da mistura e seus impactos no consumo de combustível de um motor de combustão interna com presença da válvula borboleta em cargas parciais. O ponto interessante desse estudo é que o aquecimento da mistura é utilizado para melhorar a estabilidade da combustão ao invés de utilizar os sistemas de relação de compressão variáveis, que são muito mais caros. Foi então validado um modelo 1D e concluiu-se que realmente com a aplicação de ciclos não convencionais, a eficiência do motor em cargas parciais é aumentada, principalmente pela diminuição no trabalho de bombeamento durante o ciclo de exaustão e que a adição de aquecimento na mistura tem um efeito positivo na eficiência desses ciclos.

No trabalho de (SHIAO; DAT, 2012) é analisado o ganho de eficiência em motores operando com variação no ângulo de abertura e fechamento de válvulas a partir da utilização de um VVT alinhado com uma estratégia de desativação de cilindro, sendo validado um modelo e

aplicado em cargas parciais para um motor de combustão interna. O modelo trata de um motor de 4 cilindros com 1,3l e taxa de compressão de 9.5:1. Foi evidenciado pelo trabalho que o ângulo de fechamento de válvula de aspiração ótimo é uma função da rotação do motor e que o ângulo de abertura da válvula de aspiração tem pouca influência no desempenho do motor. Também observou-se que o ângulo de fechamento e abertura de válvula para melhor consumo específico é o mesmo que gera o melhor torque em todas as rotações. Com relação as estratégias de desativação de cilindro, mostrou-se que para a maioria das cargas uma estratégia com desativação de 50% dos cilindros é melhor que as demais opções, sendo a melhor estratégia a ser utilizada para que obtenha-se o melhor consumo com uma variação da carga. Para a condição de 2000 rpm, um comparativo entre as estratégias pode ser visto na Figura 2.32 sendo que %CDA significa percentual de desativação de cilindro.

Figura 2.32 – Estratégia de desativação de cilindro para o melhor consumo de combustível.

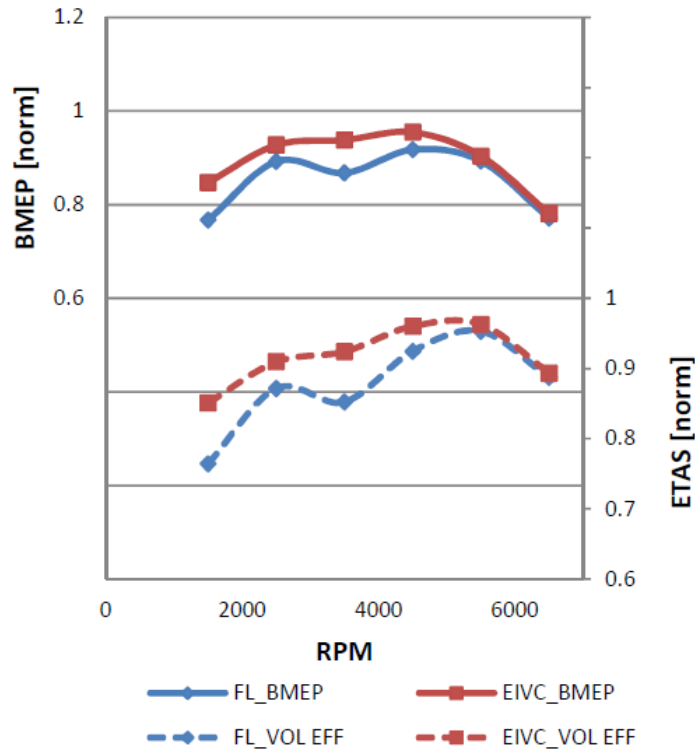


Fonte: (SHIAO; DAT, 2012).

No estudo de (ALVARENGA *et al.*, 2012) foram analisadas as perdas por atrito e por bombeamento em um motor 1.4 flex, concluindo que realmente a utilização de fechamento antecipado da válvula de aspiração em plena carga leva a vantagens em relação a diminuição das perdas tanto por atrito como por bombeamento, vantagem essa que é reduzida com o

aumento da rotação. Houve um ganho de desempenho como pode ser visto na Figura 2.33, mostrando que na operação em plena carga o modo EIVC, que é o fechamento antecipado da válvula de aspiração, leva a um rendimento volumétrico e a um BMEP maior. A sigla ETAS utilizada no trabalho refere-se a ao percentual de rendimento volumétrico em relação ao enchimento máximo do motor.

Figura 2.33 – Comparativo de BMEP e ETAS para o modo de operação em plena carga.



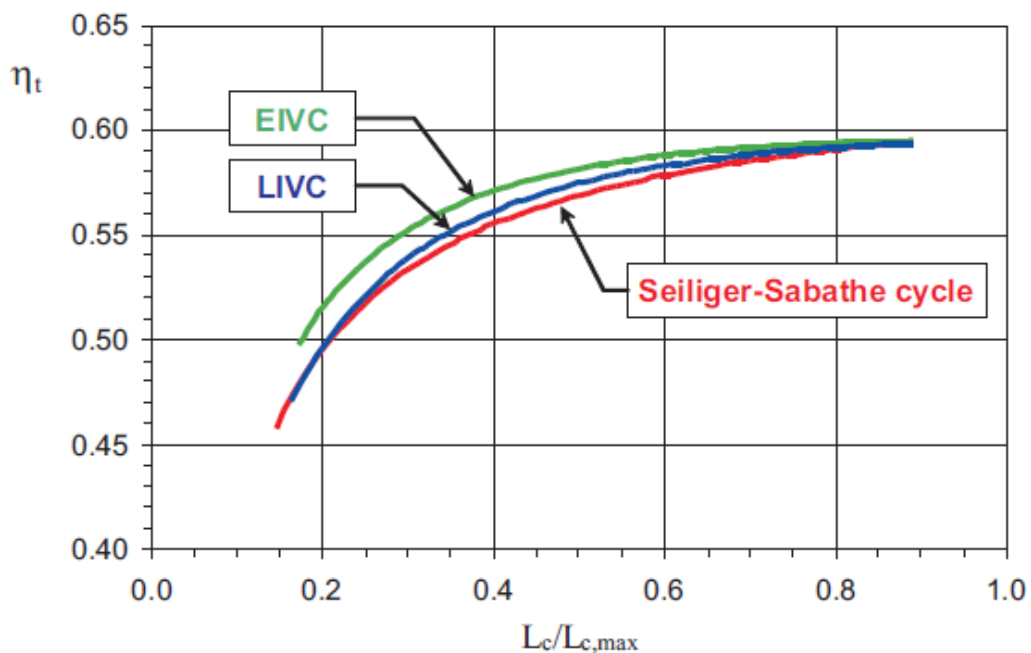
Fonte: (ALVARENGA *et al.*, 2012).

No estudo de (CAIRNS *et al.*, 2013) foi estudado o desempenho de um motor mono cilindro de pesquisa operando com um dispositivo de variação completa de ângulo, duração e posição de válvula tanto na aspiração como no escape. Esse motor foi estudado operando com misturas de gasolina ,etanol, butanol e misturas. Concluíram então que entre todas as configurações, a adoção de combustíveis com alta concentração de etanol permite um maior cruzamento de válvula e aumenta a tolerância a EGR resultando em um ganho de consumo de 2,7% e que a adição de butanol não influencia na tolerância a EGR. O trabalho de (MARTINS; LANZANOVA, 2015) avaliou, a partir de modelos 1D a aplicação do ciclo Miller em plena carga com etanol hidratado, mostrou que o melhor desempenho é atingido com dispositivos de variação de válvula atuados com solenoides e que mesmo em plena carga

a atuação da estratégia de fechamento da válvula de aspiração antecipadamente mostrou-se melhor que o fechamento tardio da mesma.

ZMUDKA; POSTRZEDNIK; PRZYBYLA, 2014 fizeram uma análise termodinâmica teórica do processo de troca gasosa com a utilização de ciclo Miller em um motor de combustão interna, foi então comparada com o modelo de Seiliger-Sabathe como o modelo de um motor operando com a presença da válvula borboleta. A Figura 2.34 mostra o comportamento a partir da análise teórica dos ciclos e mostra que o modo de atuação com o fechamento antecipado da válvula (EIVC) de aspiração leva a uma melhor eficiência.

Figura 2.34 – Comparativo de eficiências (η_t) dos ciclos LIVC, EIVC e Seiliger-Sabathe.

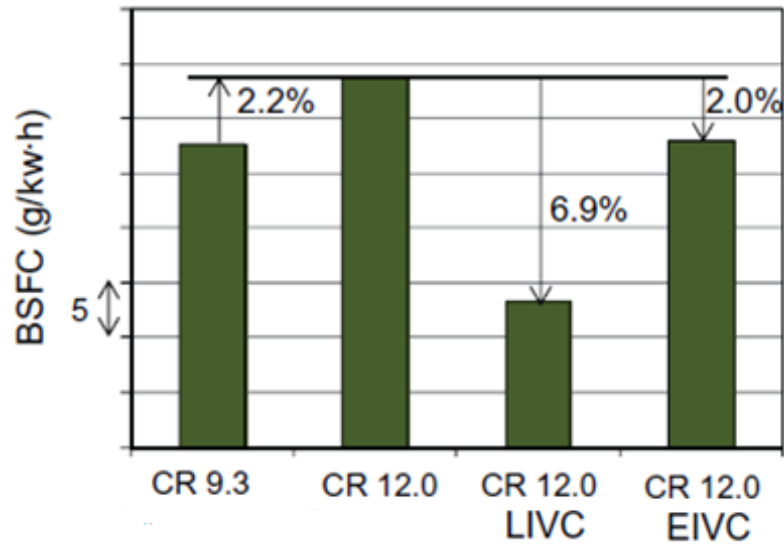


Fonte: (ZMUDKA; POSTRZEDNIK; PRZYBYLA, 2014).

LI *et al.*, 2014 utilizaram um motor a gasolina com injeção direta, alta razão volumétrica de compressão e fizeram um comparativo dos motos EIVC e LIVC nesse motor em baixas e altas cargas. Encontraram no seu resultado, que devido à detonação em altas cargas, o modo de atuação LIVC favorecendo o refluxo massa para o coletor de aspiração a fim de reduzir a razão de compressão efetiva, obteve um melhor consumo de combustível. Já com cargas parciais, região na qual não há presença de detonação, o modo EIVC mostrou-se mais econômico. O ponto medido de 1000 rpm e Bmep de 1,32 Mpa é o ponto limitado por detonação e o resultado pode ser visto na Figura 2.35, mostrando que o aumento da relação de

compressão tornou esse ponto mais suscetível à detonação aumentando o consumo específico, mas que a adoção do modo LIVC foi mais econômico até mesmo que o motor operando com as relações de compressão mais baixa.

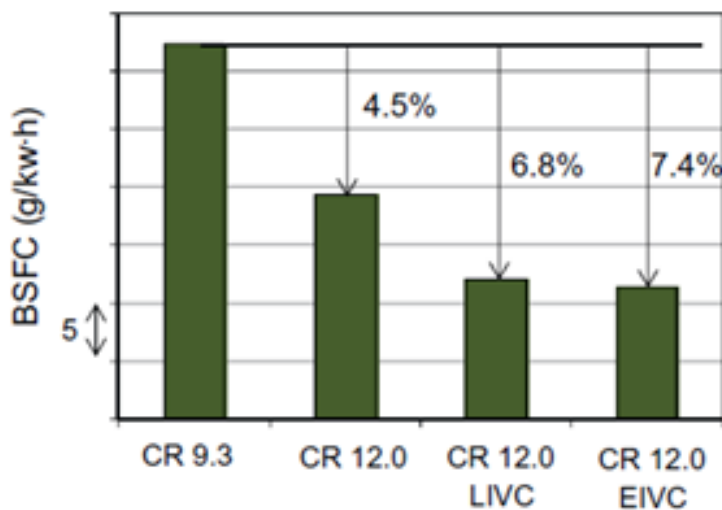
Figura 2.35 – Efeitos dos modos de operação EIVC e LIVC na melhora do consumo específico (BSFC) em região de alta carga e um ponto limitado por detonação (Rotação = 1000 rpm, BMEP = 1,32 MPa).



Fonte: (LI *et al.*, 2014).

O ponto de operação analisado para carga parcial foi o ponto de 2000 rpm e BMEP de 0,4 MPa mostrando que o aumento da relação de compressão trouxe ganho de consumo para esse ponto que a operação em ciclos não convencionais vem a melhorar ainda mais o consumo, sendo que o modo de operação de fechamento antecipado da válvula (EIVC) é o que garante maior ganho de consumo, o resultado pode ser visto na Figura 2.36.

Figura 2.36 – Efeitos dos modos de operação EIVC e LIVC na melhora do consumo específico (BSFC) em região de carga parcial (Rotação = 2000 rpm, BMEP = 0,4 MPa).



Fonte: (LI *et al.*, 2014).

2.5. Considerações finais.

A revisão bibliográfica mostra que desde a idealização de ciclos over expandidos por James Atkinson (1887) e por Ralph Miller (1952) muito foi estudado a respeito dos mesmos. Esse estudo evoluiu muito com o desenvolvimento de sistemas que permitem a variação de tempo, ângulo e curso de válvulas, fazendo com que as mesmas operem de acordo com a melhor estratégia para cada condição do motor. Os estudos focaram não só na comparação entre os modos de atuação, assim como na comparação entre as diferentes estratégias (Desativação de cilindros, mistura pobre, entre outras) e os ciclos expandidos.

A partir das metodologias estudadas na revisão bibliográfica fica claro que os estudos com diferentes ciclos de operação focam muito na utilização de combustíveis pouco utilizados no Brasil e que limitam-se a operar no ponto que eles acreditam ser o melhor ponto para cada ciclo, sem mostrar a diferença ponto a ponto. Esse trabalho mostra a utilização de ciclos não convencionais, comparado ao ciclo Otto tanto com E22 como com E100 que são combustíveis bastante utilizados no Brasil, assim como a influência da variação de 5 em 5 graus do ângulo de fechamento de válvula quando operando com ciclos não convencionais.

3. METODOLOGIA.

Neste capítulo é apresentada a metodologia utilizada para a realização deste trabalho, começando pela descrição do objeto de prova, passando pelo detalhamento do espaço utilizado para realização da parte experimental do trabalho com os respectivos equipamentos de aquisição de dados e terminando com a metodologia de análise de resultados e os softwares utilizados.

3.1 Motor utilizado.

Para a realização desse trabalho foi utilizado um motor comercial de quatro cilindro com a tecnologia de variação da fase de abertura, do ângulo de fechamento e o levante da válvula da aspiração, injeção indireta de combustível, sem turbo-compressor. São apresentados a seguir os critérios de seleção do motor utilizado para os testes e a justificativa para a escolha de cada um.

- Adoção da tecnologia *MultiAir*. Foi o parâmetro fundamental para que pudesse ser feita a variação do momento de abertura e fechamento das válvulas, bem como o seu curso.
- Relação de compressão geométrica mais alta possível. Com uma maior relação de compressão geométrica, tendo em vista a limitação mecânica do motor para que não haja toque de válvula mecânico, têm-se mais liberdade para trabalhar segundo os ciclos não convencionais, melhor observando-se os efeitos desses ciclos.
- Motor capaz de operar com gasolina (E22) e com etanol (E100). Necessário para que as provas fossem realizadas com os dois combustíveis.

A partir dessas características foi selecionado o motor TIGERSHARK 2.4 *MultiAir* para a realização dos testes. Uma descrição das principais características técnicas desse motor pode ser visto na Tabela 3.01.

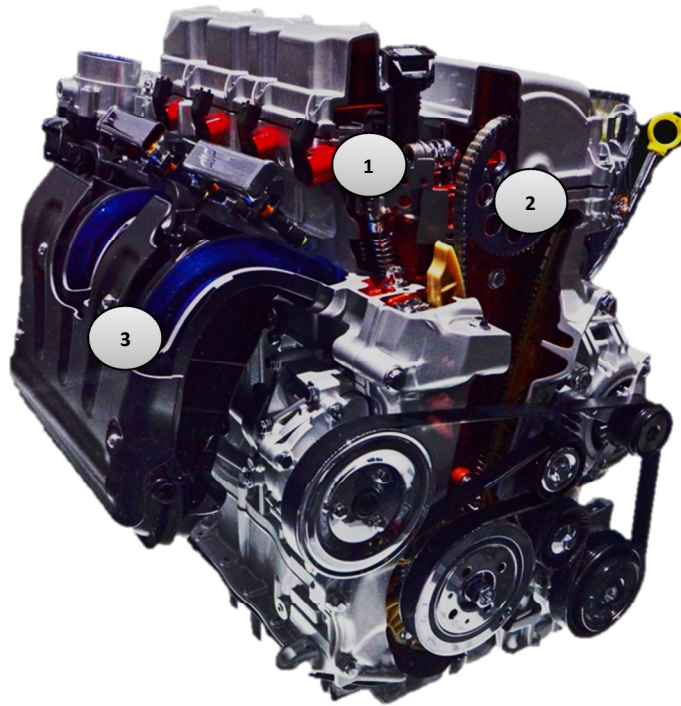
Tabela 3.01 – Características do motor utilizado.

Tipo do Motor	4 Cilindros em Linha, 4 válvulas por cilindro, aspirado, injeção indireta de combustível.
Ciclo do Motor	4 tempos, ignição por centelha.
Volume Total	2359 [cm ³]
Curso do cilindro	97 [mm]
Diâmetro do cilindro.	88 [mm]
Comprimento da Biela.	143.75 [mm]
Razão volumétrica de compressão.	11.8:1
Número de válvulas.	16
Abertura da válvula de exaustão.	37 [°APMI]
Fechamento da válvula de exaustão.	3 [°DPMS]
Levante da válvula de exaustão.	9.7 [mm]
Folga axial do eixo comando de válvula de exaustão.	0.15 [mm]
Abertura da válvula de aspiração.	Sistema de variação do ângulo de válvula.
Fechamento da válvula de aspiração	Sistema de variação do ângulo de válvula.
Levante máximo da válvula de aspiração.	Máximo: 11.52 [mm]

Fonte: Autor.

Uma imagem do motor selecionado para os testes experimentais, pode ser vista na Figura 3.01. Nessa imagem algumas partes estão em corte, de modo a melhor visualizar o posicionamento de alguns componentes como o módulo *MultiAir* (1), polia do eixo comando de válvula da exaustão (2) e coletor de aspiração (3).

Figura 3.01 – Imagem do motor utilizado nos testes experimentais.



Fonte: (“The Chrysler Tiger Shark and World Gas Engines: 1.8, 2.0, 2.4”, 2017).

Por se tratar de um motor com injeção indireta, o combustível é injetado no coletor de aspiração. No duto do coletor de aspiração o injetor é montado em um ângulo tal que permite injetar o combustível de forma a obter uma mistura mais homogênea possível com o ar, o posicionamento do injetor no coletor de aspiração pode ser observado na Figura 3.02. A mistura é formada a partir da combinação da estrutura de fluxo originada do projeto dos pórticos de admissão com a quantidade de combustível injetada.

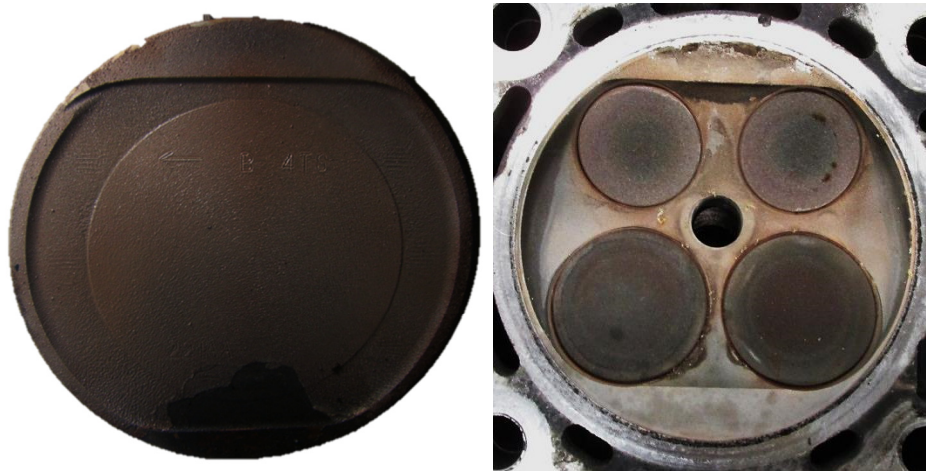
Figura 3.02 – Imagem do posicionamento do injetor no coletor de aspiração.



Fonte: Autor.

A estrutura de fluxo presente nesse motor permite uma combinação entre *swirl* e *tumble* de modo a ajudar na otimização da mistura durante seu movimento até a câmara de combustão. O formato do topo pistão foi desenhado para que interagisse com a estrutura de fluxo de modo a gerar um movimento dessa estrutura com a mistura ar combustível para próximo da vela de ignição. Na Figura 3.03, podem ser observadas as geometrias do pistão e da parte superior da câmara de combustão.

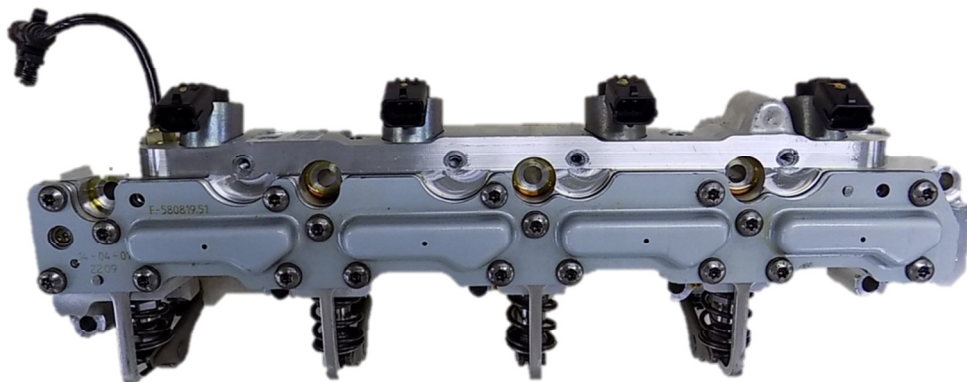
Figura 3.03 – Imagem das geometrias do pistão e da parte superior da câmara de combustão.



Fonte: Autor.

A Figura 3.04 mostra uma imagem do módulo *MultiAir* utilizado no motor testado, módulo esse que foi explicado o funcionamento e os modos de operação no item 2.3.5 desse trabalho.

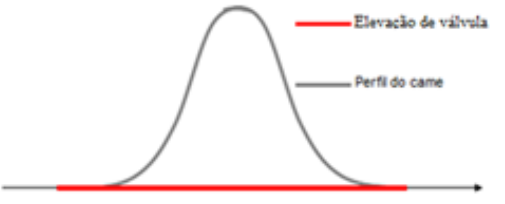
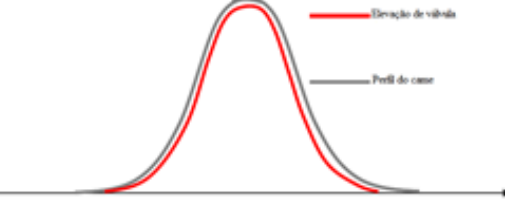
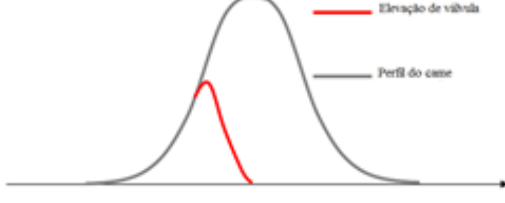
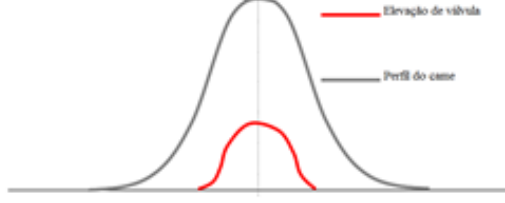
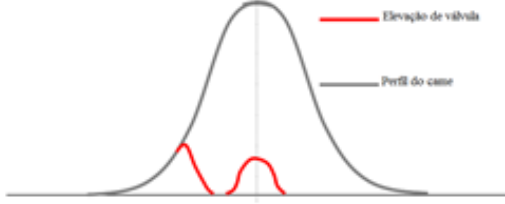
Figura 3.04 – Módulo *MultiAir* utilizado nos testes.



Fonte: Autor

Na Figura 3.05 estão demonstrados os modos de operação possíveis com o módulo *MultiAir* utilizado nos testes. Os modos de operação são descritos e ao lado é mostrado como cada modo de operação influencia no perfil da válvula de aspiração, sendo que a curva cinza mostra sempre o perfil do came do eixo comando de válvulas.

Figura 3.05 – Modos de operação possíveis com o módulo *MultiAir*.

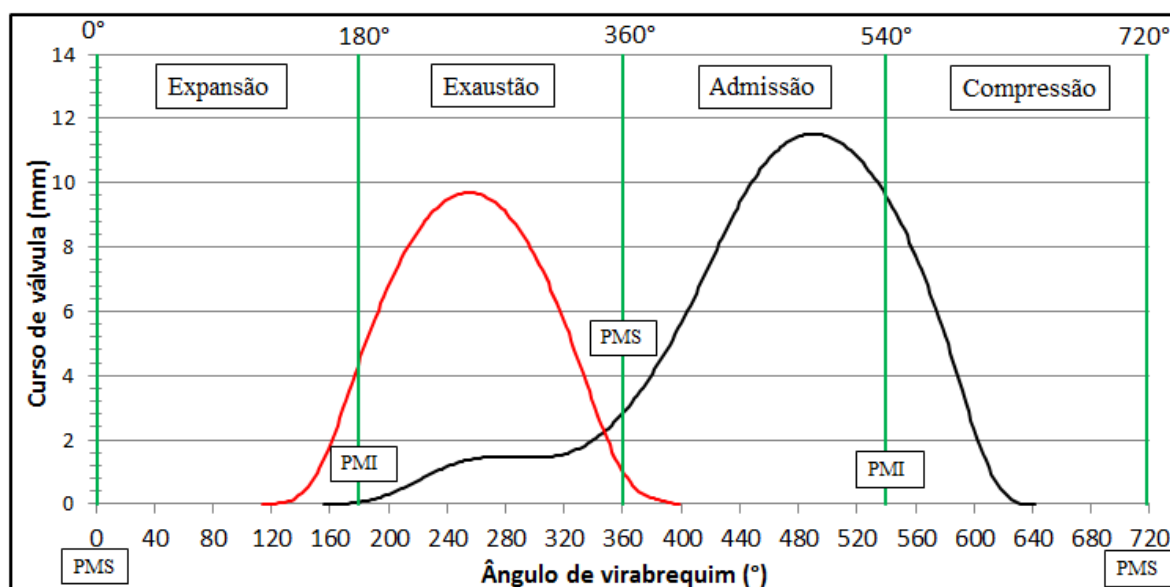
Modo	Descrição	Perfil do Lift
<i>No Lift</i>	É o modo de operação onde as válvulas de aspiração são mantidas fechadas durante o ciclo de aspiração.	
<i>Full Lift</i>	É o modo de operação onde as válvulas seguem a trajetória completa definida pelo came do eixo comando.	
<i>ENC</i>	É o modo de operação que permite o controle do fechamento da válvula de aspiração.	
<i>LMO</i>	É o modo de operação que permite o controle da abertura da válvula de aspiração.	
<i>MultiLift</i>	É o modo de operação que permite mais de uma atuação no mesmo perfil do came onde a primeira atuação controlará o ponto de fechamento e a segunda atuação o ponto de abertura da válvula de aspiração.	

Fonte: Autor

3.1.1 Diagrama de válvulas do motor utilizado.

O sistema *MultiAir* utiliza na concepção do seu programa a referência para a posição angular de válvulas que é mostrada na Figura 3.06, essa mesma referência é utilizada nesse trabalho quando forem comparados os ângulos de fechamento de válvula referente a cada condição de teste. Cada processo dos 4 processos do motor é indicado na Figura 3.06, assim como os ângulos referentes ao ponto morto inferior e ao ponto morto superior.

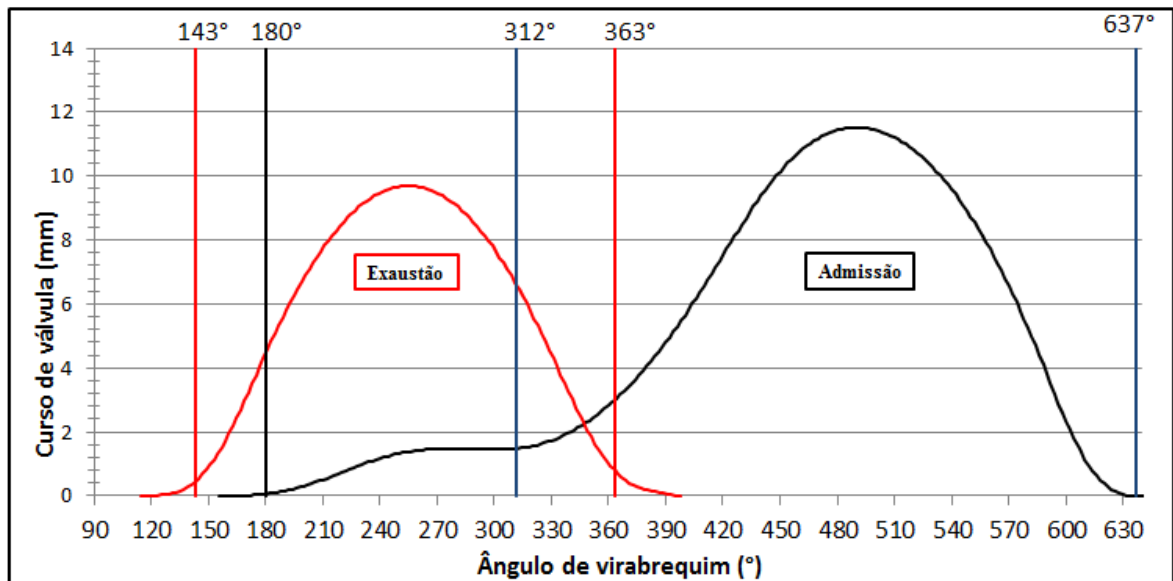
Figura 3.06 – Referência para a posição angular do motor testado.



Fonte: Autor

Na Figura 3.07 é mostrado o diagrama de válvulas do motor utilizado, com o valor do curso completo de válvula para cada ângulo de virabrequim. O motor é equipado com o sistema *MultiAir* nas válvulas de aspiração e o curso dessas válvulas permitem que a válvula seja aberta a partir de 180° e fechada até no ângulo de 637°. A região localizada entre os ângulos de 180° e 312° é utilizada para modular a quantidade de recirculação de gás interna do motor. Para esse trabalho, a abertura da válvula de aspiração foi mantida constante em 365° enquanto o ângulo de fechamento variou para que o motor pudesse operar segundo o ciclo Miller. As válvulas de exaustão têm valores fixos e abrem em 143° e fecham em 363°.

Figura 3.07 – Diagrama de válvulas do motor testado.



Fonte: Autor

3.1.2 Relação de compressão geométrica x efetiva

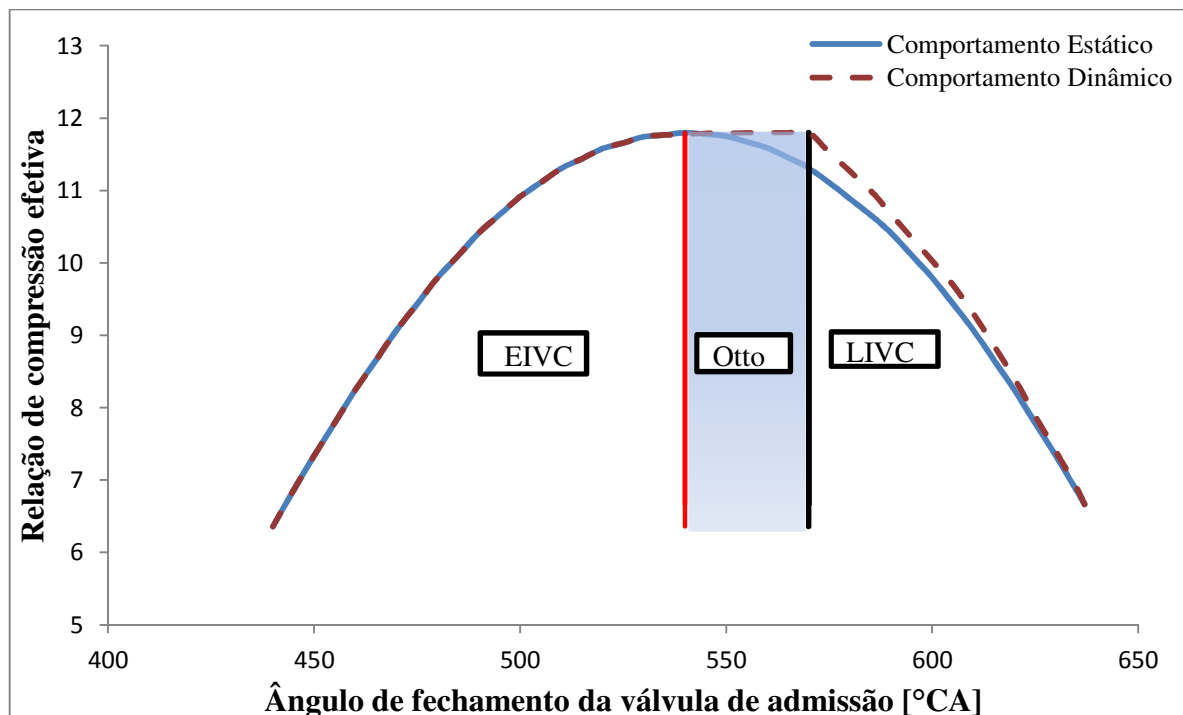
A relação de compressão geométrica é uma relação de volumes, sendo função do projeto do motor, a relação de compressão e de expansão são as mesmas. Com o motor operando em ciclos não convencionais, têm-se a liberdade de trabalhar com relações de compressão e de expansão dinâmicas diferentes. Mantendo o lado do escape sem modificações, a relação de expansão efetiva é sempre a mesma. Com o lado da aspiração operando com um dispositivo de variação de válvulas (*MultiAir*), que permite que os ângulos de abertura e fechamento de válvulas sejam alterados, a relação de compressão geométrica é sempre a mesma, porém a relação de compressão efetiva é uma função do ângulo de fechamento da válvula de admissão, fenômeno esse que acontece a partir do menor tempo que a mistura tem para ser admitida e comprimida. A razão de compressão efetiva é então uma função das pressões internas, dependendo assim da velocidade da mistura, da energia cinética dos gases e mudando com o ângulo de fechamento da válvula de aspiração.

Para o motor utilizado, o ponto morto inferior é referenciado no valor de 540° de ângulo de virabrequim e se considerado o ciclo termodinâmico estático esse valor seria o ângulo correspondente ao ângulo do motor operando em ciclo Otto, mas como o motor é uma máquina dinâmica, de modo a obter-se um melhor aproveitamento da inércia dos gases, esse

valor muda em função da inércia do fluido de trabalho. Então o ciclo Otto varia em uma faixa de ângulos de virabrequim que começa com o ângulo de virabrequim de 540° e vai até o valor no qual a energia produzida pela compressão seja igual energia cinética de admissão, pois mesmo com o movimento de subida do pistão, a massa específica está aumentando e o motor está admitindo, fazendo com que o momento de fechamento da válvula de admissão para que haja máxima eficiência volumétrica varie conforme a inércia dos gases. A faixa de variação típica para esse motor é representada na Figura 3.08, e o fim dela dá-se no momento que a massa específica começa a diminuir dentro do cilindro, fenômeno conhecido como *backflow*. O ângulo do fim do ciclo Otto muda com a inércia dos gases e com a velocidade do fluido, variando assim com a rotação e com a carga do motor.

A Figura 3.08 mostra a região de operação dos ciclos Otto e Miller (EIVC e LIVC) assim como o comportamento da relação de compressão efetiva considerando o motor com um comportamento estático (Linha cheia) e com um comportamento dinâmico (Linha pontilhada), pois ao trabalhar com o motor dinamicamente, a relação de compressão efetiva varia com a rotação e com a carga do motor. Essa variação dá-se na região compreendida entre a linha pontilhada e a linha cheia no gráfico da Figura 3.08.

Figura 3.08 – Comportamento esperado da relação de compressão efetiva durante a variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração.



Fonte: Autor

3.2 Combustíveis utilizados.

Para os testes experimentais foram utilizados dois combustíveis, E100 e E22 ambos de acordo com as resoluções vigentes da agência nacional do petróleo, gás natural e biocombustíveis (ANP). Resolução ANP N° 7, de 21.2.2013 – DOU 22.2.2013 – Retificada DOU 15.4.2013 foi utilizada para a gasolina E22 e a Resolução ANP N° 40, de 25.10.2013 – DOU 28.10.2013 – Republicada DOU 30.10.2013 foi utilizada para o etanol E100. Com relação a gasolina E22 tem-se uma descrição completa do combustível que é mostrado na Tabela 3.02.

Tabela 3.02 – Descrição do combustível E22 utilizado.

Característica	Gasool E22	
	% volume	% massa
Metanol	-	-
Benzeno	0,2	0,3
Touleno	1,0	1,2
m-xileno	0,8	0,9
o-xileno	-	-
p-xileno	0,5	0,6
Etilbenzeno	-	-
Propilbenzeno	0,3	0,3
Oxigênio	-	4,0
Aromáticos	4,9	5,7
Olefinas	12,6	12,3
Saturados	60,6	58,7
di-olefinas	-	-
Teor de Etanol	22	-
MON	81,8	
RON	97,1	
IAD	89,5	
Teor de enxofre (ppm)	87	

Fonte: Autor.

Para os combustíveis utilizados durante o experimento (E22 e E100) têm-se a medição do poder calorífico inferior dos combustíveis. Os valores medidos do poder calorífico inferior podem ser vistos na Tabela 3.03.

Tabela 3.03 – Poder calorífico inferior dos combustíveis utilizados.

PCI	kJ.kg-1
Etanol (E100)	24760
Gasolina (E22%)	38100

Fonte: Autor.

3.3 Unidade central de controle eletrônico do motor - UCE.

A unidade central de controle eletrônico do motor tem como função determinar a quantidade exata de combustível a ser injetada e controlar o sistema de ignição eletrônica, com base nas informações que recebe de todos os componentes do sistema. Os sensores captam os sinais necessários para que a central faça os cálculos de injeção e ignição. Já os atuadores, são dispositivos comandados pela central que controlam as diversas variáveis necessárias para o perfeito funcionamento do motor. Assim, a quantidade de combustível injetada é dosada através do tempo de abertura dos eletro-injetores, e também é responsável pelo gerenciamento de outros sinais de saída que influenciam diretamente no perfeito funcionamento do sistema.

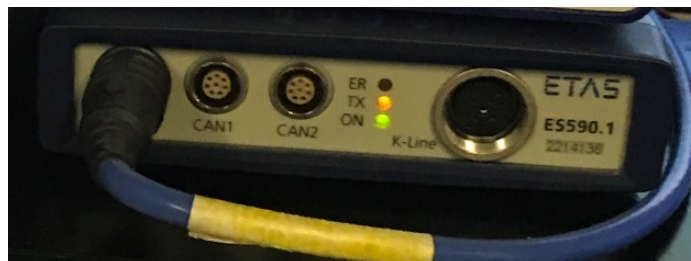
O sistema *Flexfuel* é capaz de reconhecer e adaptar, automaticamente, as funções de gerenciamento do motor para qualquer proporção de mistura entre etanol e gasolina presente no tanque de combustível do veículo. A identificação da mistura é realizada através de um algoritmo de software, que identifica o abastecimento e conseqüentemente a necessidade de identificar o percentual de etanol na mistura, e o sensor de oxigênio (também conhecido como sonda Lambda) que determina o desvio do sinal do sensor em relação a um sinal de referência, determinado assim o teor de etanol contido na mistura. Após identificado o valor correto de etanol, o sistema de gerenciamento eletrônico do motor ajusta os parâmetros do sistema para o correto funcionamento do motor.

Diversos sistemas de gerenciamento eletrônico do motor reprogramáveis estão disponíveis no mercado, a diferenciação entre eles é feita a partir das tecnologias embarcadas no motor. Dentre eles destacam-se MoTec, PI-Innovo, Autronic, Fueltech e Haltech (SILVA, 2017). Para os testes experimentais foi utilizada uma unidade central de controle fabricada pela Continental e utilizada comercialmente. Essa unidade de controle e software foram escolhidos

para esse trabalho por estarem disponíveis na montadora, além da grande gama de funções disponíveis nela, permitindo que todas as variáveis necessárias para a realização desse trabalho pudessem ser alteradas e aquisitadas, além disso o sistema já está prontamente funcionando para trabalhar com ambos os combustíveis utilizados, os sensores e atuadores calibrados.

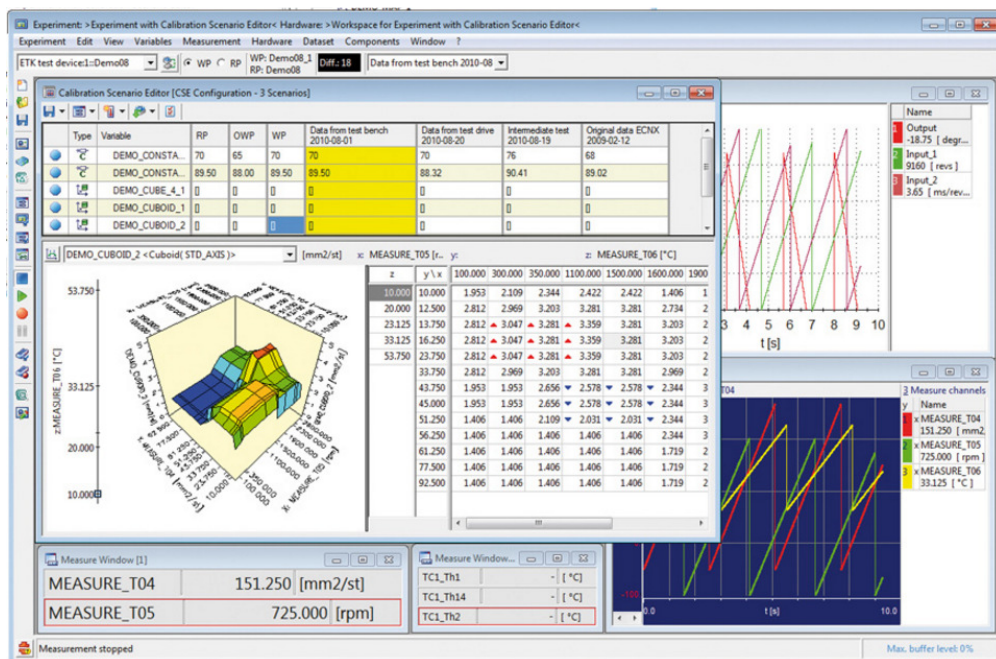
Foi necessário então utilizar o equipamento ES590 da ETAS (Figura 3.09) que mede o fator lambda e funciona como uma interface entre a UCE e o software INCA[®] (Figura 3.10) que é utilizado para tarefas de calibração e de aquisição de dados.

Figura 3.09 – Imagem do ES590 que foi utilizado.



Fonte: Autor

Figura 3.10 – Imagem do software Inca[®], similar ao que foi utilizado.



Fonte: (“Inca”, 2017)

3.4 Preparação para o experimento.

São abordado nesse tópico os detalhes de preparação e de instalação do motor no dinamômetro, assim como os detalhes necessários para demonstrar a instrumentação utilizada.

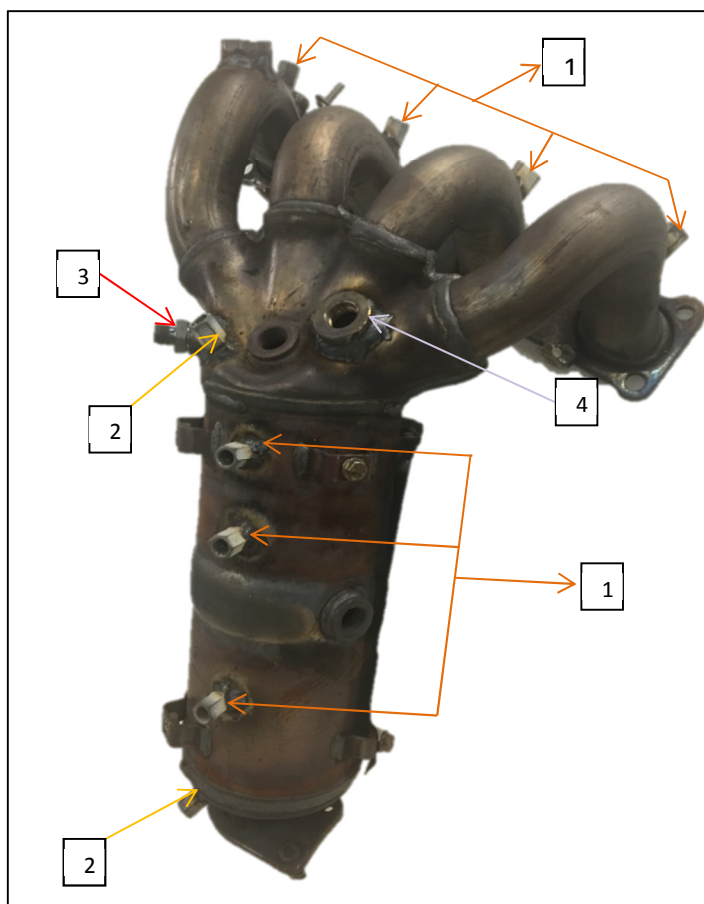
3.4.1 Preparação do catalizador utilizado.

Antes de iniciar os testes, foi necessário instrumentar o catalizador original, que teve que ser modificado para que fosse possível a medição de parâmetros necessários para os testes, foram então adaptados alguns pontos de medição no catalizador original do motor. Foram adicionados pontos de medição de temperatura e pressão, além de uma sonda lambda externa e pontos para coleta de gases que foram utilizados para análise de emissões do motor. Uma foto do catalizador indicando os pontos de instrumentação pode ser visto na Figura 3.11 na qual 1 indica a instrumentação de termopares, 2 pontos para medição de pressão, 3 medição de emissões e 4 a instrumentação para uma segunda sonda lambda. Os pontos para instalação da primeira e da segunda sonda lambda do motor original, foram mantidos para que não houvesse influência da unidade de controle do motor.

3.4.2 Instalação do motor no suporte.

Após a preparação do catalizador, o mesmo foi instalado junto ao motor e então a próxima etapa que é a instalação do motor no suporte, pôde ser realizada. Os dinamômetros onde foram realizados os teste operam em um sistema cujo motor antes de entrar no espaço onde fica o dinamômetro, é alinhado em um suporte. Esse alinhamento prévio garante que o motor ao ser acoplado no dinamômetro já esteja alinhado em relação ao paralelismo e a concentricidade do dinamômetro, diminuindo o tempo gasto para instalação do motor. A tolerância máxima admitida para o paralelismo e para a concentricidade é de 0,3 mm para ambos. Nesse alinhamento prévio, os sistemas de aspiração e escape encontram-se separados do motor.

Figura 3.11 – Imagem do catalizador após instrumentado.



Fonte: Autor.

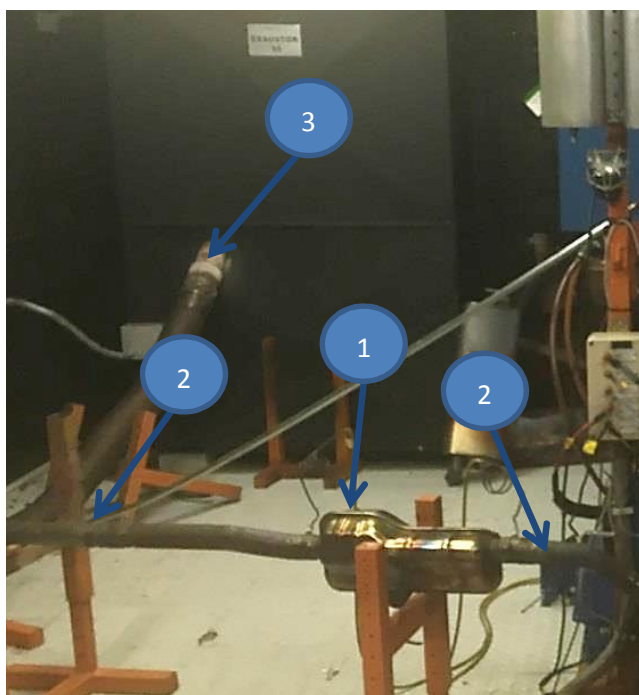
3.4.3 Instalação do motor na bancada de teste e demais componentes.

Antes de instalar o motor na bancada de testes, foi necessário escolher qual bancada de testes utilizar. Baseado na compatibilidade entre o dinamômetro e a faixa máxima de potência do motor, além da disponibilidade do equipamento, foi utilizado um dinamômetro de bancada fabricado pela AVL modelo INDY P22-2/0525-1XS-1, no qual o motor foi acoplado através de um eixo cardam. Os sistemas auxiliares foram então instalados para o início dos testes.

O sistema de escapamento utilizado para esse trabalho foi selecionado de acordo com os parâmetros do sistema utilizado em veículos com motores semelhantes e consiste em toda a tubulação necessária para que após o catalizador, os gases resultantes da combustão fossem descarregados no sistema de exaustão. Essa escolha foi feita de forma a aproximar as condições de teste, das condições reais de utilização do veículo. O sistema precisou ser

ajustado para que pudesse encaixar perfeitamente no espaço disponível, mas nenhuma modificação de comprimento/ diâmetro foi necessária, somente foi feita a rotação de alguns elementos. Uma imagem do sistema montado pode ser vista na Figura 3.12 detalhando-se o silenciador (1), a tubulação (2) e o sistema de exaustão (3).

Figura 3.12 – Sistema de escapamento montado no motor com indicação do silenciador (1), da tubulação (2) e do sistema de exaustão (3).



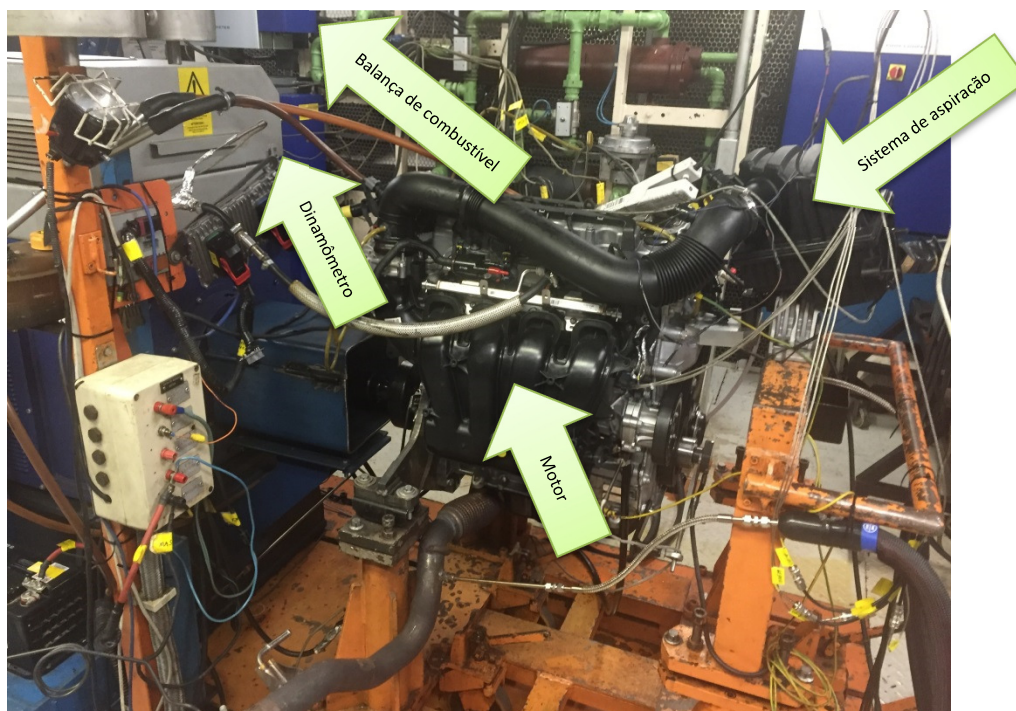
Fonte: Autor.

O sistema de aspiração que é constituído das mangueiras de ar sujo, o filtro de ar, a caixa de ar, e a tubulação de ar limpo, foi também selecionado de acordo com os parâmetros do sistema utilizado em veículos com motores semelhantes e então instalado no motor. O conduto de ar disponível na sala de teste, o qual dispõe de um sistema de controle da temperatura do ar de entrada, foi acoplado a entrada de ar do motor. Uma imagem mostrando a montagem do motor na bancada de testes, pode ser vista na Figura 3.13, onde é possível observar a localização do motor, da balança de combustível, do sistema de aspiração instalado e do dinamômetro utilizado.

Após a instalação dos sistemas de aspiração e de exaustão, foi necessário ligar os circuitos de água e de óleo para que as temperaturas pudessem ser controladas durante o teste. A Figura

3.14 mostra os sistemas de resfriamento da água e do óleo de lubrificação do motor presentes na sala dinamométrica. O sistema de resfriamento da água é composto por uma bomba (1), um trocador de calor água/ água (2) e uma válvula unidirecional (3) que é controlada a partir de um controlador Proporcional Integral e Derivativo (PID).

Figura 3.13 – Montagem do motor na bancada de testes.



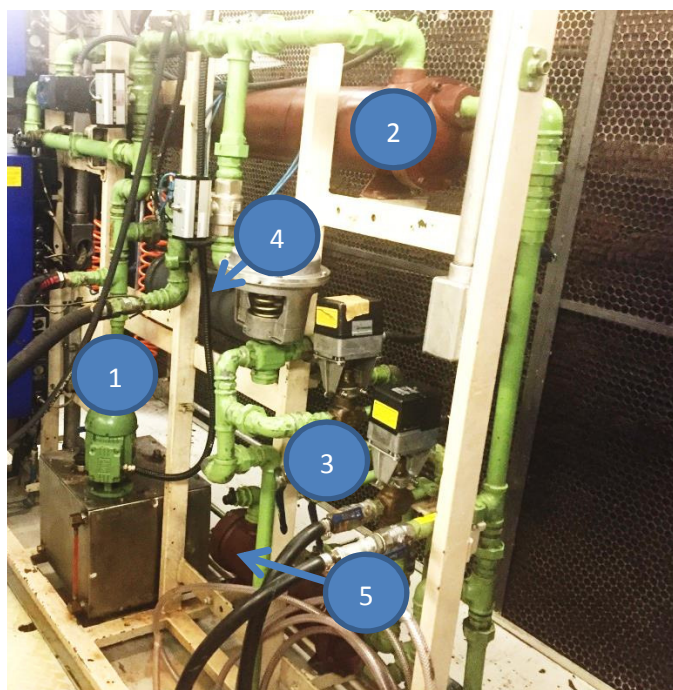
Fonte: Autor.

Esse controlador atua de acordo com a diferença entre a temperatura lida por um sensor inserido no sistema e o valor de temperatura inserido pelo usuário como o valor ideal, o sistema então controla o percentual de abertura da válvula que estabelece a proporção de água que passa pelo trocador de calor e a proporção de água que retorna ao motor sem ser resfriada. Sendo assim, a temperatura de água do motor é controlada a partir do percentual de abertura da válvula contida no sistema do trocador de calor (SILVA, 2017). A água fria que entra no trocador de calor é proveniente de um sistema externo, que faz com que a água chegue na sala de testes sempre com o valor de 7°C.

O sistema responsável pelo condicionamento da temperatura de óleo de lubrificação funciona de maneira muito similar ao sistema de condicionamento da água do motor e está também

indicado na Figura 3.14. A diferença é que ele possui dois trocadores de calor, um água/ água (5) e um água/ óleo (4). Como o sistema de água fria que entra nos trocadores de calor é o mesmo para todas as salas dinamométricas, essa separação do sistema do trocador de calor do óleo é necessária de modo a preservar o sistema de água dos dinamômetros caso haja vazamento de óleo no trocador de calor.

Figura 3.14 – Sistemas de resfriamento da água e do óleo de lubrificação do motor presentes na sala dinamométrica.



Fonte: Autor.

3.4.4 Instrumentação do motor.

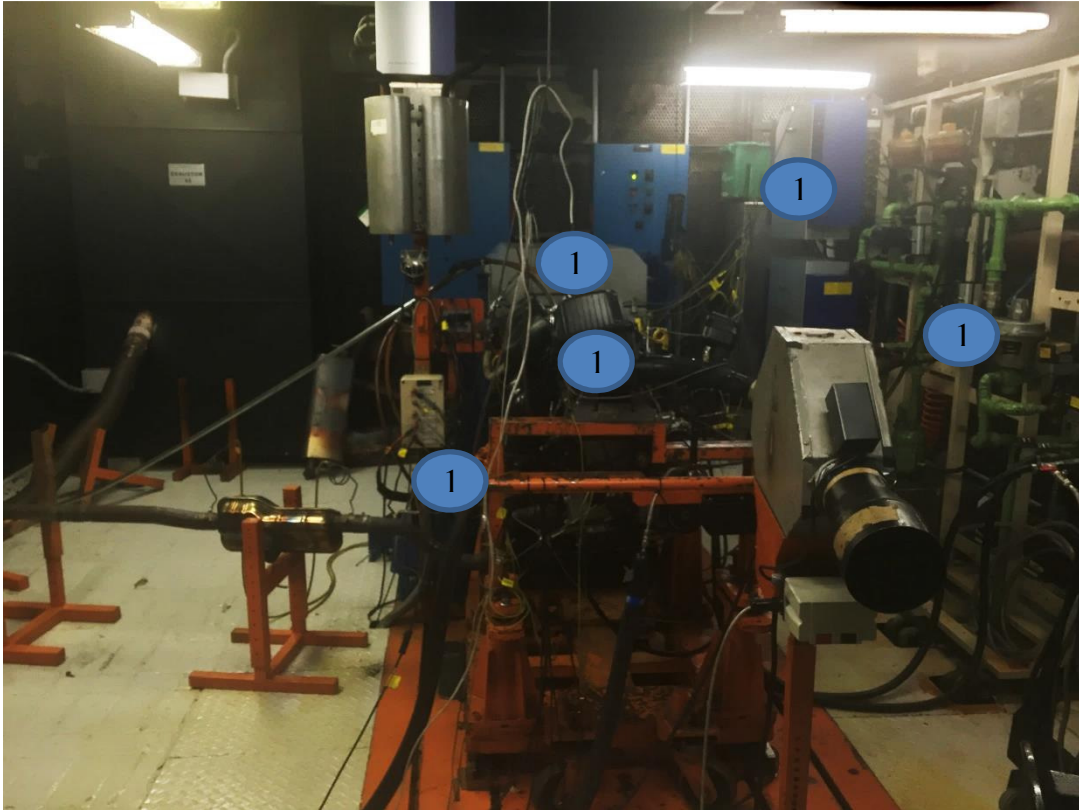
Para explicar de uma forma mais simples, a instrumentação utilizada nesse trabalho é dividida em dois grupos. O primeiro contempla a instrumentação necessária para o controle do sistema do dinamômetro, contendo nesse grupo, os sensores de monitoramento de temperaturas e pressão do motor e o segundo grupo, composto pela instrumentação necessária para a leitura de pressão por ângulo virabrequim dentro do cilindro. Antes de iniciar a instalação dos sensores, foram verificadas as etiquetas de calibração e certificadas que estavam dentro do prazo de validade. Na Tabela 3.04 são mostradas as incertezas (do tipo B), as quais foram

retiradas dos manuais dos equipamentos utilizados, e dos certificados de calibração dos sensores utilizados. Para os equipamentos de medição utilizados, quando da indisponibilidade do manual ou do certificado de calibração, utilizou-se as resoluções dos equipamentos a partir de uma distribuição retangular as quais para os cálculos da incerteza expandida, considerou-se infinitos graus de liberdade. O fator de abrangência K da distribuição t-Student para um nível de confiança de 95% utilizado foi igual a 2. Os valores de incerteza obtidos foram comparados com os valores máximos aceitáveis pela norma NBR 1585 (ABNT, 1996) que é a referência para ensaio de motores projetados para veículos automotores.

3.4.4.1 Instrumentação do primeiro grupo.

O primeiro grupo de sensores é composto dos sensores utilizados para controle do dinamômetro juntamente com os sensores utilizados para monitoramento do motor. Esse grupo é composto dos seguintes sensores: 5 sensores do tipo termopar tipo K, sendo que dois deles são utilizados para a medição da temperatura de entrada e de saída de água do motor, dois para medir a temperatura de óleo no motor, um no cárter e um na galeria principal (o sensor de óleo na galeria de óleo do motor permite um controle mais preciso da temperatura e é necessário para que a temperatura do módulo *MultiAir* fique mais estável) e um sensor de temperatura na admissão. Foram ainda utilizados 5 sensores de pressão, um instalado no cárter, um na caixa de ar, um na galeria de água, um na galeria de óleo e um no coletor de aspiração, além de um sensor de vazão mássica de combustível. Para a leitura de torque e rotação foi utilizado respectivamente uma célula de carga e um sensor indutivo, ambos instalados na estrutura do dinamômetro. Os sensores pertencentes ao grupo 1 estão instalados em toda a estrutura do ambiente de prova, a Figura 3.15 mostra uma imagem geral da sala de testes mostrando com o número 1 os locais nos quais foram posicionados os sensores do grupo 1.

Figura 3.15 – Imagem geral da sala de testes.



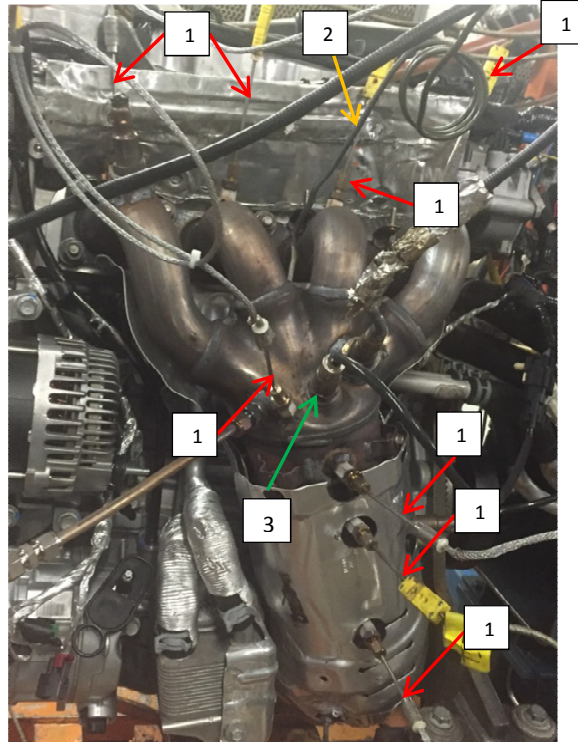
Fonte: Autor.

Para o controle dos parâmetros ambientais, inserido no primeiro grupo de sensores, têm-se um sensor de pressão absoluta barométrica, um medidor de umidade relativa e um sensor de temperatura ambiente. Adicionalmente a esses sensores, o primeiro grupo conta com os sensores responsáveis pelo monitoramento da temperatura, pressão e teor de oxigênio no catalizador, sensores esses que são: 8 termopares, um em cada duto de saída dos cilindros, um na junção dos 4 dutos, um na cerâmica superior, um na central e um na inferior, além de um sensor de pressão e de uma sonda lambda para medir o teor de oxigênio. Uma imagem mostrando o catalizador com a instrumentação descrita acima pode ser vista na Figura 3.16.

Todos os parâmetros que são mensurados pelo primeiro grupo de sensores, além dos cálculos derivados dessas medições, são concentrados no sistema de controle do dinamômetro sendo monitorados em tempo real na tela de um computador, para esse trabalho o sistema utilizado para controle do dinamômetro é um sistema desenvolvido pela AVL que tem o nome de PUMA Open[®]. Esse sistema tem uma tela configurável que possibilita a inclusão ou a edição de todos os parâmetros que são visualizados em tempo real, assim como a configuração de

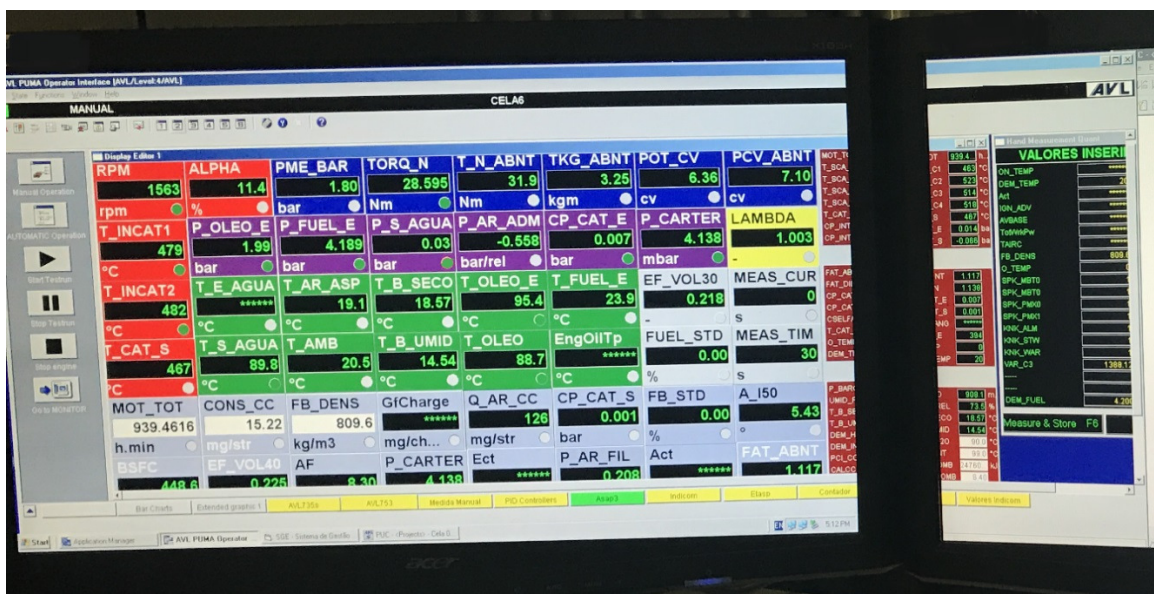
cálculos e equações necessárias para algum monitoramento específico. Uma imagem desse sistema durante um funcionamento de verificação padrão pode ser visualizado na Figura 3.17.

Figura 3.16 – Foto do catalizador indicando a instrumentação de termopares (1), transdutor de pressão (2) e sonda lambda (3).



Fonte: Autor.

Figura 3.17 – Imagem do software PUMA Open®.



Fonte: Autor.

Para finalizar o primeiro grupo de sensores, apesar do motor contar com uma sonda lambda que é linear, o que permite um excelente controle da razão ar combustível para a central de controle, foi necessário a instalação de uma sonda lambda adicional e um sistema de visualização da ETAS, o LA4 para que fosse possível visualizar e ajustar o valor do fator lambda para 1,0 durante os testes. Uma imagem do ETAS LA4 pode ser vista na Figura 3.18.

Figura 3.18 – Imagem do ES590 que foi utilizado.



Fonte: Autor

A Tabela 3.04 mostra os sensores integrados ao sistema de controle do dinamômetro o PUMA Open[®] da AVL.

Tabela 3.04 – Sensores utilizados pelo sistema do PUMA Open[®].

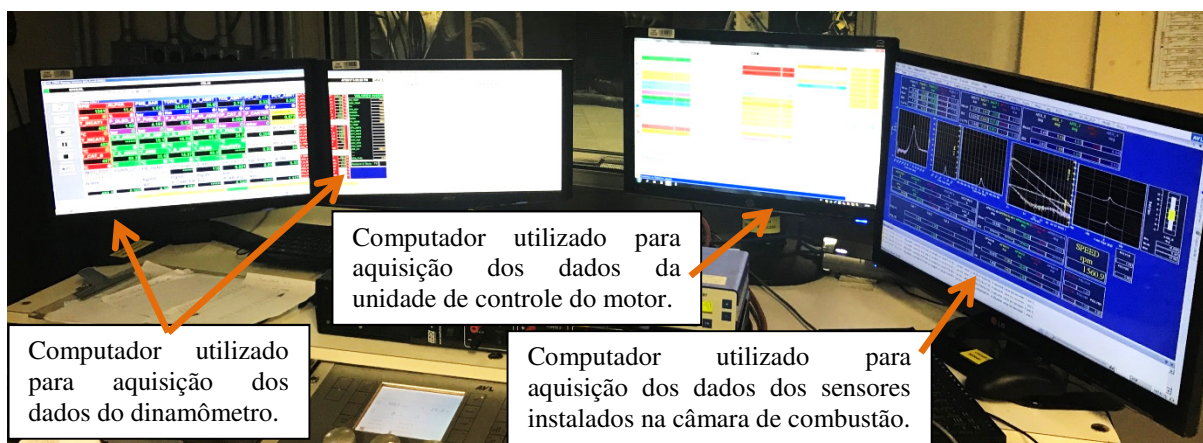
N ^o	Grandeza medida	Faixa de medição	Sensor	Origem da incerteza	Valor da incerteza tipo B.
1	Temperatura de óleo no cárter	0 a 1260 °C	Termopar ECIL tipo K (2,36 mm)	Fabricante	± 0,4%
2	Temperatura de óleo na galeria	0 a 1260 °C	Termopar ECIL tipo K (2,36 mm)	Fabricante	± 0,4%
3	Temperatura de água na entrada	0 a 1260 °C	Termopar ECIL tipo K (2,36 mm)	Fabricante	± 0,4%
4	Temperatura de água na saída	0 a 1260 °C	Termopar ECIL tipo K (2,36 mm)	Fabricante	± 0,4%

5	Temperatura do ar na admissão	0 a 1260 °C	Termopar ECIL tipo K (2,36 mm)	Fabricante	± 0,4%
6	Temperatura ambiente	0 a 1260 °C	Termopar ECIL tipo K (2,36 mm)	Fabricante	± 0,4%
7	Pressão absoluta barométrica	800 a 1200 mbar	Vaisala PTB110	Fabricante	0,12%
8	Umidade relativa do ar	10 - 90 %	Vaisala HMT330	Fabricante	± 1,0%
9	Pressão do cárter	0 a 50 mbar até 0 a 1000 bar	Rucken RTP-420	Fabricante	± 0,2%
10	Pressão de óleo	0 a 50 mbar até 0 a 1000 bar	Rucken RTP-420	Fabricante	± 0,2%
11	Pressão de água	0 a 50 mbar até 0 a 1000 bar	Rucken RTP-420	Fabricante	± 0,2%
12	Pressão do coletor de aspiração	0 a 50 mbar até 0 a 1000 bar	Rucken RTP-420	Fabricante	± 0,2%
13	Temperaturas no catalizador	0 a 1260 °C	Termopar ECIL tipo K (2,36 mm)	Fabricante	± 0,4%
14	Pressão no catalizador	0 a 50 mbar até 0 a 1000 bar	Rucken RTP-420	Fabricante	± 0,2%
15	Sonda Lambda	0.7 a 2.42	Bosch LSU 4.2	Fabricante	± 0,7%
16	Vazão mássica de combustível	0 a 150 kg/h	AVL 733S	Fabricante	± 0,12%
17	Torque	0 a 1500 N.m	Schneider INDY P22-2/0525-1XS	Calibrado	± 1.69%
18	Rotação	0 a 12000 rpm	Schneider INDY P22-2/0525-1XS	Fabricante	± 0.1%

3.4.4.1.1 Sistema de aquisição de dados.

O sistema de aquisição de dados foi composto por 3 computadores separados. Um responsável pela aquisição dos dados dos sensores de alta resolução, do encoder e da ponta de prova, além dos cálculos de combustão. Todos esses centralizados no software do *IndiCom*. Um computador responsável pela aquisição e monitoramento dos parâmetros do motor contendo o software *Inca*. E por fim um terceiro computador exclusivo para aquisição, controle e monitoramento dos sensores e atuadores do dinamômetro a partir do software da AVL PUMA Open[®]. Uma imagem da disposição dos monitores dos três computadores pode ser vista na Figura 3.19.

Figura 3.19– Computadores utilizados para aquisição dos dados.



Fonte: Autor

Os três computadores foram configurado de tal forma que após o comando para aquisição dado no PUMA, todos os três computadores começavam a aquisição ao mesmo tempo. O computador com os dados do *IndiCom* realizou a aquisição de 500 ciclos, o computador com o *Inca* realizou a medição dos parâmetros do motor por 60 segundos, e o computador com PUMA realizou a aquisição por 60 segundos. Após finalizarem as aquisição de todos os computadores, o computador com o *IndiCom* salvou o arquivo com a aquisição, o computador com o *Inca* também e por fim, o computador com o puma, fez uma média das variáveis pré-configuradas para cada computador e salvou o arquivo com esses valores. Um padrão com as nomenclaturas possibilitou a identificação de cada gravação em cada computador, a

nomenclatura possibilitou a identificação de cada medição individualmente evitando confusão após o término das provas.

Com objetivo de aumentar a confiabilidade e garantir que caso alguma prova tivesse algum problema de gravação, além de garantir conformidade com a norma NBR 1585 (ABNT, 1996), foram realizadas três medições para cada ponto e cada combustível com intervalo mínimo de dois minutos entre cada aquisição.

3.4.4.2 Instrumentação do segundo grupo.

O segundo grupo de sensores, são os sensores que fazem parte do sistema de medição da pressão no cilindro, técnica essa que é tão antiga quanto o desenvolvimento de motores de combustão interna. Após mais de 135 anos de desenvolvimento, essa técnica de medição já está bem desenvolvida, universalmente utilizada e se tornou um padrão de medição para a maior parte das bancadas de teste utilizadas atualmente. Medição de pressão indicada em alta pressão (pressão dentro do cilindro) e medição de pressão indicada em baixa pressão (pressão no sistema de aspiração e de escape) tem sido desenvolvidos como métodos analíticos valiosos e altamente sofisticados na otimização da combustão (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012). Na Figura 3.20 podem ser vistas as áreas de aplicação da tecnologia de medição de pressão, algumas das quais esse trabalho utiliza.

Figura 3.20 – Áreas de aplicação da tecnologia de medição de pressão.



Fonte: Adaptado de (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012).

Para a medição de pressão dentro da câmara de combustão, utiliza-se normalmente sensores piezoelétricos, como o que foi utilizado nesse trabalho e detalhado anteriormente. Para esse trabalho utilizou-se toda a cadeia de medição descrita no livro de (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012), que consiste em:

- Sensor de pressão piezoelétrico - O sensor de pressão piezoelétrico baseia-se no princípio funcional de que alguns cristais geram ou absorvem carga sob tensão mecânica. Representa assim um elemento de medição ativo, pelo qual a carga é proporcional à deformação, Ex. Pressão aplicada.
- Amplificador da carga - Com a ajuda de um amplificador de carga, a carga de baixo nível criada pelo sensor de pressão piezoelétrico é amplificada e integrada num sinal de tensão que é então digitalizado pelo analisador de combustão para processamento posterior. Na Figura 3.21 pode ser visto um modelo similar ao que foi utilizado nos testes.

Figura 3.21 – Imagem mostrando um amplificador da carga parecido com o que foi utilizado nos teste.



Fonte: (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012).

- Fiação de medição - A fiação de medição serve para transferir os sinais de carga e de tensão. Devido à baixa carga elétrica liberada pelo sensor de pressão piezoelétrico (Pico coulombs), a conexão entre o sensor e o amplificador da carga tem um papel especialmente importante. São necessários valores de isolamento muito elevados (10^{14} Ω), baixos níveis de ruído, robustez e manuseamento simples tanto para a fiação de medição como para o amplificador de carga.

- Sensor angular - Para a detecção do perfil de pressão para cada ângulo do virabrequim, um sensor angular é montado na polia do motor de combustão informando em base temporal ou angular. É necessário para calcular o volume do cilindro em cada amostra, o que é necessário para a maioria dos cálculos.
- Analisador de combustão - Com a ajuda de um sistema de indicação, o sinal de saída analógica do amplificador da carga é digitalizado e gravado. Um sistema de análise de combustão contém pelo menos um conversor Analógico/ Digital, uma unidade de disparo para a captura de dados numa base angular e uma memória rápida para armazenamento temporário dos dados brutos. O processamento dos dados a partir da memória, bem como o cálculo, armazenamento e representação dos parâmetros é realizado com um computador, que no caso de alguns dispositivos avançados é incorporado no dispositivo na forma de RTP (processadores em tempo real). Nos testes foi utilizado o *Indimodul* da AVL que pode ser visualizado na Figura 3.22.

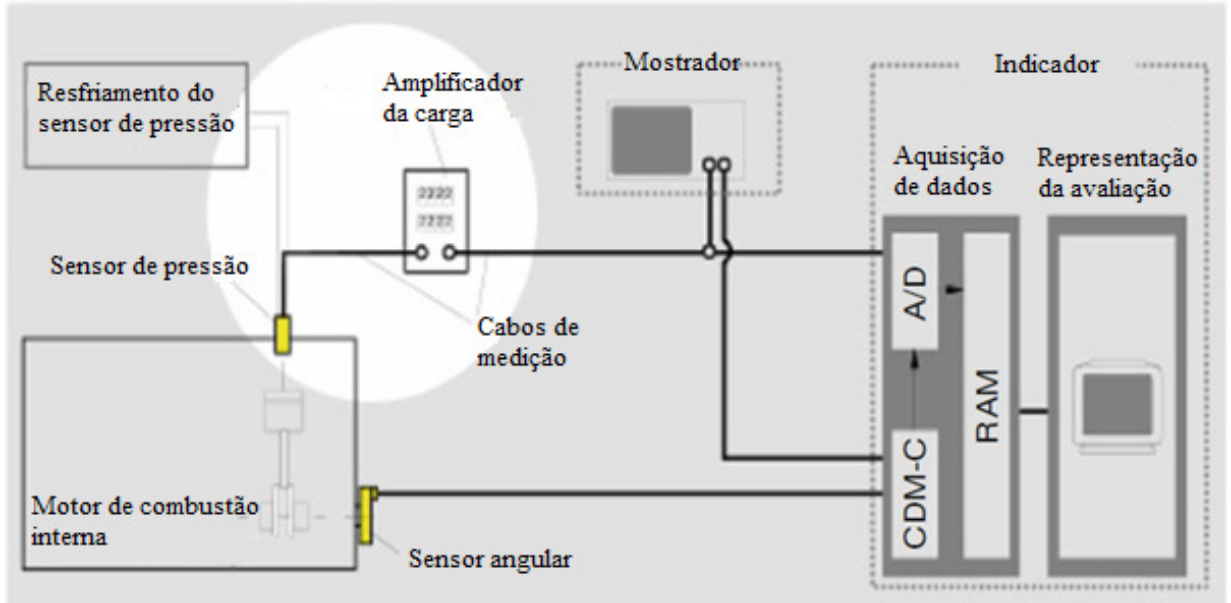
Figura 3.22 – Imagem mostrando o analisador de combustão (*Indimodul*) que foi utilizado nos teste.



Fonte: Autor.

Um desenho esquemático de toda a cadeia utilizada para medição da pressão de pode ser visto na Figura 3.23.

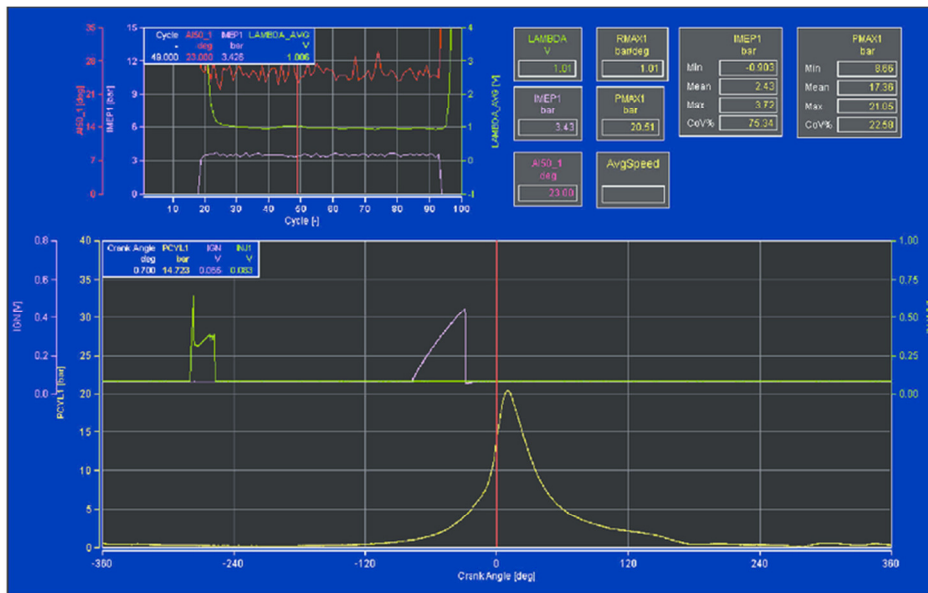
Figura 3.23 – Desenho esquemático da cadeia de medição da pressão piezoelétrica.



Fonte: Adaptado de (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012).

Para a visualização dos dados foi utilizado o software IndiCom[®] da AVL. Uma imagem do programa em operação, similar ao que foi utilizado, pode ser visto na Figura 3.24.

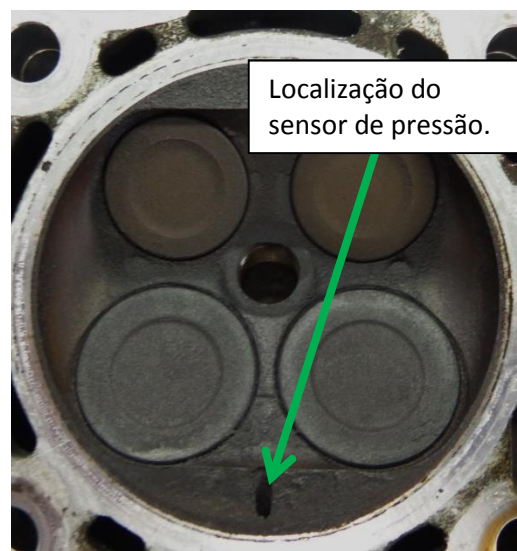
Figura 3.24 – Imagem do software IndiCom[®], similar ao que foi utilizado.



Fonte: (“Indicom”, 2017)

Os sensores utilizados no segundo grupo, são os sensores GH14D, um encoder e uma ponta de prova de corrente. O GH14D é um sensor piezelétrico fabricado pela AVL e apresenta características fundamentais para a realização desse trabalho, características tais qual, estabilidade de medição, resposta rápida, alta resolução, custo intermediário, suporta altas temperaturas e altas pressões. Todas essas características permitiram uma medição da variação da pressão dentro do cilindro com resultados de alta qualidade, sendo possível mensurar a pressão de forma precisa e assim calcular a curva de queima, detectar detonação entre outros fenômenos. Apesar da medição com uma vela instrumentada ser mais simples de ser feita, para melhores resultados de medição e melhor detecção de detonação, optou-se por instalar o sensor de pressão diretamente no cabeçote. Foi instalado o sensor no cabeçote próximo as válvulas em uma zona que mostrou-se confiável com relação a medição de pressão em altas e baixas rotações, essa localização foi escolhida a partir de estudos e simulações. A Figura 3.25 mostra a imagem do cabeçote no primeiro cilindro e indica a localização do furo onde é instalado o sensor de pressão.

Figura 3.25 – Imagem do cabeçote indicando a localização do furo para instalação do sensor de pressão utilizado para monitorar a pressão dentro do cilindro.



Fonte: Autor.

Uma imagem do sensor utilizado nos teste pode ser vista na Figura 3.26 e as suas características podem ser vistas na Tabela 3.05.

Figura 3.26 – Imagem do sensor de pressão utilizado dentro da câmara de combustão.



Fonte: Autor.

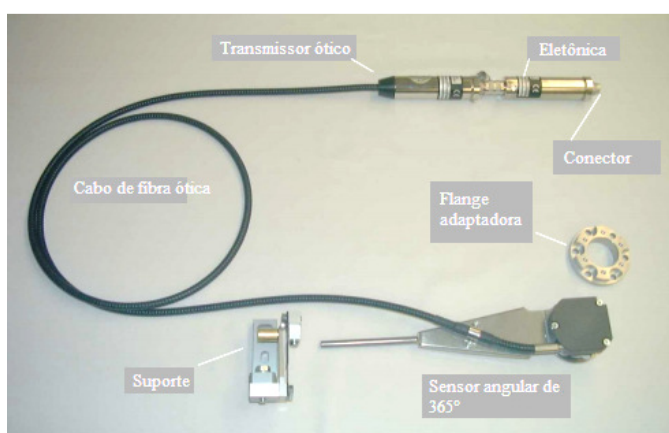
Tabela 3.05 – Especificações do sensor de pressão utilizado.

Faixa de medição		0 a 250 bar	bar
Sobrecarga		300	bar
Vida útil	≥	10 ⁸	Ciclos de carga
Sensitividade		19 pC/bar	Nominal
Linearidade	≤	± 0.3%	Fundo de escala
Frequência natural	~	160	kHZ
Sensitividade a aceleração	≤	0.0005	bar/g axial
Resistência a choque	≥	2000	g
Resistência ao isolamento	≥	10 ¹³ Ω	a 20°C
Capacitância		7.5	pF
Faixa de temperatura de operação		-40 a 400	°C
Mudança com a sensibilidade térmica	≤	1%	20 a 400°C
	≤	± 0.25%	250 a 1000°C
Mudança da deriva da carga		1.5 mbar/ms	Gradiente máximo
Deriva ciclica da temperatura	≤	± 0.5	bar
Erro de choque térmico	$\Delta P \leq$	± 0.3	bar
	$\Delta P_{\text{mínimo}} \leq$	± 1.5%	
	$\Delta P_{\text{máximo}} \leq$	± 1%	
Diâmetro do fio		M5x0.5	Selado na frente
Conexão do cabo		M4x0.35	Negativo
Peso		2.2 g	Sem cabo
Torque de montagem		1.5 Nm	

Fonte: (AVL, 2013b).

A rotação do motor e a correta referência do motor para os 720° do ciclo termodinâmico é obtida a partir da instalação do encoder na polia do motor, encoder esse que pode ser utilizado tanto em testes em dinamômetro como em testes em veículo. A referência para o encoder é feita a partir cilindro 1 como o 0°. Esse encoder tem uma resolução de 0,5° do eixo virabrequim podendo ser aumentada para 0,1° com a utilização do *Indimodul* que aumenta essa resolução a partir de interpolações matemáticas, uma imagem de todo o conjunto do encoder e da sua montagem no motor pode ser vista na Figura 3.27.

Figura 3.27 – a) Imagem mostrando o conjunto do encoder. b) Imagem com a montagem do encoder no motor.



a)



b)

Fonte: a) Adaptado de AVL, 2013. b) Autor.

Para que fosse possível medir o momento exato da ignição do motor, foi instalado na saída da bobina uma ponta de prova de corrente como pode ser visto na Figura 3.28.

Figura 3.28 – Ponta de prova de corrente montada no motor.



Fonte: Autor.

A Tabela 3.06 mostra os valores referentes aos sensores utilizados nesse segundo grupo.

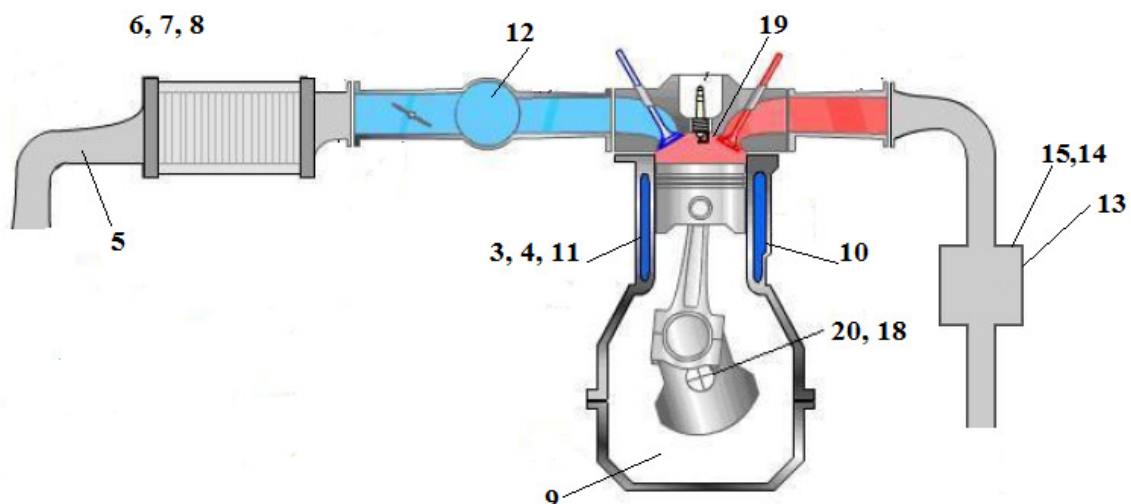
Tabela 3.06 – Sensores do grupo 2 utilizados.

Nº	Grandeza medida	Faixa de medição	Sensor	Origem da incerteza	Valor da incerteza tipo B.
19	Pressão no cilindro	0 a 250 (bar)	AVL GH14D	Fabricante	$\pm 0,3\%$
20	Rotação do motor (Encoder)	0 a 20000 (rpm)	AVL 365C	Fabricante	± 2 rpm
21	Ponta de prova de corrente	0,1 a 100 (A)	KEYSIGHT 1146A	Fabricante	$\pm 3\%$

Fonte: Autor.

Um desenho esquemático é apresentado na Figura 3.29 mostrando a disposição dos sensores que estão numerados nas Tabelas 3.5 e 3.6 no motor.

Figura 3.29 – Disposição dos sensores numerados nas Tabelas 3.5 e 3.6.



Fonte: Adaptado de BAETA, 2006.

Cada sensor indicado na Figura 3.29 possui uma função de transferência que foi indicada no certificado de calibração emitido pelo fabricante ou obtida a partir da calibração do sensor, essas funções foram inseridas nos respectivos sistemas de controle e monitoramento.

3.4.4.3 Gases medidos e método de medição de gases.

A utilização de diferentes ciclos de trabalho impacta diretamente nos resultados de emissões de um motor de combustão interna, sendo imprescindível a utilização de um equipamento com a finalidade de medir os valores de emissões. Com o objetivo de mensurar o valor dos gases emitidos durante o ensaio experimental, foi necessário instalar um tubo de forma que uma amostra dos gases fosse direcionada para uma bancada de emissões (Modelo: AVL AMA i60), o tubo que direciona os gases foi instalado no catalizador. Após isso, o duto passa por um pré-filtro e então vai para o equipamento de análise de emissões, ambos podem ser vistos na Figura 3.30.

Figura 3.30 – Equipamentos utilizados para análise de emissões.



Fonte: Autor.

A descrição técnica do equipamento AVL AMA i60 pode ser vista na Tabela 3.13.

Tabela 3.13 – Especificação técnica da bancada de emissões utilizada.

Configuração básica	1 linha de vapor + EGR
Temperatura	5 – 40 °C (41 – 104 °F)
Humidade Relativa	Max. 80 %, sem condensação
Pressão Ambiente	800 – 1050 hPa (11.6 – 15.23 psi)
Relação de fluxo da amostra	10 l/min
Pressão do gás de entrada	1000 – 3000 hPa (14.5 – 43.51 psi) rel.
Gás para calibração.	Nitrogênio / Ar sintético.
FID do combustível	40 % / 60 % H ₂ / He
FID Do ar Queimado	Ar sintético
Ar para controle (HFID)	Ar comprimido
Gerador de ozônio	100 % oxigênio (O ₂)
Eficiência de conversão de NO _x	≥ 95 %

Fonte: Catálogo do Fabricante.

3.4.5 Determinação das incertezas combinadas e expandidas.

Para esse trabalho, com o intuito de obter resultados mais confiáveis e comparáveis, foi feita uma análise das incertezas presentes nas medições, incertezas essas que podem influenciar o resultado obtido.

O objetivo de uma medição é obter um valor para uma grandeza específica que está sendo medida, um mensurando. O resultado dessa medição é uma aproximação ou uma estimativa para o valor dessa grandeza, sendo assim, o resultado de uma medição só estará completo se acompanhado de uma incerteza relativa a essa estimativa do valor do resultado. A incerteza como definição vem de dúvida e é um parâmetro que está associado ao resultado da medição de um mensurando, caracterizando a dispersão dos valores que podem ser atribuídos ao mensurando.

A incerteza de uma medição reflete a falta de conhecimento sobre a grandeza que está sendo medida. O resultado de uma medição, mesmo após a correção de erros sistemáticos, pode estar muito próximo do valor real da grandeza, mas também pode ter uma incerteza grande associada a esse valor. O erro aleatório aparece quando uma medição é repetida diversas vezes, nas mesmas condições e obtêm-se variações nos valores mensurados. Essas variações ocorrem de forma imprevisível com relação ao valor médio, valores esses que podem estar acima ou abaixo do valor médio. Esse erro aleatório dos valores do mensurando pode ser estimado através de métodos estatísticos e caracterizado por meio de desvios padrão da amostra experimental.

Dentre as formas de expressar a incerteza de uma medição, pode-se fazê-la em termos da incerteza padrão, da incerteza combinada ou da incerteza expandida. A incerteza corresponde à estimativa equivalente a um desvio padrão da ação deste efeito sobre a indicação de um dado efeito aleatório é a incerteza padrão (μ). Considerando a ação simultânea de todas as fontes de incerteza e ainda correspondendo a um desvio padrão da distribuição resultante, a incerteza combinada (μ_c) de um processo de medição é estimada. A incerteza expandida (U) associada a um processo de medição é estimada a partir da incerteza combinada multiplicada pelo coeficiente t-Student apropriado e reflete a faixa de dúvidas ainda presente nesta medição

para uma probabilidade de enquadramento definida, que geralmente é de 95% (Gonçalves. Jr, 2004).

A incerteza padrão de medição pode ser dividida de duas formas, a resultante das medições diretas e a resultante das medições indiretas. Quando a incerteza é calculada diretamente a partir dos valores obtidos pela medição do mensurando, temos a incerteza da medição direta (Ex. Torque lido pela célula de carga). Quando a incerteza é calculada a partir de dois ou mais parâmetros de entradas, a partir de expressões matemáticas, temos a incerteza da medição indireta (Ex. Potência do motor, valor que é obtido a partir de uma equação matemática que leva em conta dois parâmetros de entrada: Torque e rotação).

Nesse trabalho, para análise das medições diretas, elas são divididas em tipo A e em tipo B, divisão essa necessária para avaliarmos as incertezas provenientes de diferentes fontes, sendo que ambas as classificações são baseadas em distribuições de probabilidades. Para a incerteza do tipo A, a variância estimada é calculada a partir da observação de uma série de observações repetidas através de uma variância da amostra. Essa incerteza é utilizada sempre que o certificado de calibração não estava disponível e foi necessário calcular a incerteza a partir de várias medições do mensurando. Para a obtenção da incerteza padrão tipo A foi dividido o valor do desvio padrão das medições realizadas pela raiz quadrada do número de medições. A incerteza padrão do tipo B é baseada em um conjunto de informações confiáveis previamente conhecidas, incerteza essa que para esse trabalho é baseada em certificados de calibração previamente informado pelos fornecedores dos sensores utilizados. Esses certificados geralmente informam o valor de uma incerteza expandida, que deverá ser transformada em incerteza padrão antes de ser utilizada para que alguma combinação seja feita, caso nenhuma informação esteja disponível sobre a distribuição da incerteza expandida, é utilizada uma distribuição retangular e um fator de abrangência de $k = 2$ para o cálculo da incerteza padrão.

A incerteza padrão combinada representa a ação de todas as fontes de incerteza ao mesmo tempo pode ser oriunda da medição de grandezas de entrada correlacionadas e de grandezas não correlacionadas. Para esse trabalho, as grandezas medidas são estatisticamente independentes e utilizaremos o cálculo de grandezas não correlacionadas, nesse caso a

incerteza padrão é dada pela raiz quadrada positiva da variância combinada e é dada pela Equação 3.1 abaixo.

$$\mu_c^2(y) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{dy}{dx_i} \right)^2 \mu^2(x_i) \quad (3.1)$$

Sendo,

$\mu_c^2(y)$ = Incerteza padrão de y

$\mu(x_i)$ = Incerteza associada a grandeza de entrada x_i

Embora a incerteza combinada $\mu_c(y)$ possa ser usada para expressar a incerteza de um resultado de medição é necessário apresentar uma medida de incerteza que defina um intervalo de confiança sobre o resultado de medição. Neste caso, a incerteza compreende uma fração da distribuição dos valores, que podem ser razoavelmente atribuídos para um mensurando a partir de um fator de abrangência (K). O valor do fator k é escolhido com base no nível de confiança requerido para o intervalo de confiança. Em geral, valores entre 2 e 3. Portanto, para aplicações especiais, k poderá ser determinado conforme o nível de confiança desejado, de acordo com a distribuição normal ou t-Student. A NAMAS (NIS 3003 , 1995) recomenda que o valor utilizado para o fator k seja igual a 2 para calcular a incerteza expandida. Este valor corresponde a um intervalo de confiança de aproximadamente 95%. Entretanto, se as contribuições para a incerteza relativa e a repetitividade forem grandes comparadas com as outras distribuições e o número de repetições realizadas for pequeno, existe uma possibilidade de que a distribuição de probabilidade normal não seja adequada. Neste caso, o fator k=2 garante um nível de confiança menor que 95%. Deve-se então utilizar o coeficiente da distribuição t-Student para encontrar o valor do fator k que garante o grau de confiança desejado (PORTAL ACTION, 2017).

Para esse trabalho, os dados calculados das incertezas dos parâmetros indicados podem ser vistos na Tabela 3.07 e os cálculos das incertezas dos parâmetros resultantes de medições indiretas podem ser vistos na Tabela 3.08. A tabelas de referência para os cálculos das incertezas que são resultantes de medições indiretas encontram-se no Apêndice I.

Tabela 3.07– Incerteza expandida máxima dos parâmetros indicados.

Grandeza	Incerteza expandida máxima
Rotação (Encoder AVL)	± 2.00 rpm
Pressão média efetiva Indicada (IMEP)	± 10.00 kPa
Torque indicado	± 0.28 N.m
Potência Indicada	± 0.07 N.m
Consumo específico indicado	± 0.9 g/kW.h
Consumo de combustível (Balança)	± 1.16 g/kW.h

Fonte: Autor

Tabela 3.08– Incerteza expandida dos parâmetros resultantes de medições indiretas.

Grandeza	Incerteza expandida
Torque Lido	$\pm 1.69\%$
Torque corrigido	$\pm 1.71\%$
Potência Lida	$\pm 1.69\%$
Potência corrigida	$\pm 1.77\%$
Pressão média efetiva	$\pm 1.77\%$
Fator de correção	$\pm 0.24\%$

Fonte: Autor

3.4.7 Calibração da célula de carga do dinamômetro.

Para a calibração da célula de carga, seguiu-se o manual disponibilizado pelo fabricante. Foram colocadas massas padrão até o carregamento máximo da célula de carga, foram então retirados gradativamente as massas padrão e os valores adicionados manualmente no software PUMA, que gerou então uma curva de calibração para a célula de carga. Antes do início de cada teste verificava-se a partir de alguns pontos de rotação e carga conhecidos se os valores estavam coerentes com os valores encontrados após a calibração da célula de carga. Caso os pontos estivessem com o mesmo valor encontrado após a calibração, o teste prosseguia normalmente, caso houvesse divergência, seria necessário calibrar novamente a célula de carga. Durante esse trabalho, não foi necessário re-calibrar a célula de carga. Após a calibração da célula de carga o dinamômetro estava apto a começar os testes experimentais.

3.5 Realização dos testes dinamométricos.

Após finalizada a preparação do experimento, foram iniciados os testes em dinamômetros. Foi necessário configurar os limites inferiores e superiores de alerta do banco dinamométrico, para que caso alguma variável passe do valor do limite inferior, um alerta visual e sonoro fosse emitido. Caso passasse do limite superior, o motor seria desligado instantaneamente com o objetivo de proteger o motor. Esses alarmes foram inseridos para o monitoramento pelo PUMA Open e os valores configurados podem ser visualizados na Tabela 3.09.

Tabela 3.09– Valores de limites inseridos no software de controle do dinamômetro.

Parâmetro	Unidade	Limite Inferior	Limite superior
Rotação	rpm	6500	6700
Pressão de óleo	bar	5.5	6.2
Pressão de combustível	bar	4.6	4.8
Pressão do cárter	mbar	15	35
Contra pressão	mbar	460	480
Temperatura de óleo	°C	120	140
Temperatura do cilindro 1	°C	899	954
Temperatura do cilindro 2	°C	899	954
Temperatura do cilindro 3	°C	899	954
Temperatura do cilindro 4	°C	899	954
Temperatura do catalizador 1	°C	970	1024
Temperatura do catalizador 2	°C	954	1024
Pressão de óleo na galeria	bar	4.5	4.7

Fonte: Autor

A unidade de controle eletrônico do motor utilizada durante as provas experimentais, por ser uma UCE com o software plenamente funcionante para o motor utilizado, já contava com os parâmetros básicos calibrados, não sendo necessário configurar variáveis como volume deslocado do motor, número de cilindros, estequiometria do combustível, rotação mínima de funcionamento do motor, ordem de ignição, rotação máxima do motor, entre outras.

3.5.1 Condicionamento do motor.

Após ligar o motor e configurar os limites, foi necessário levar o motor nas condições de regime, condições essas que para que o motor alcançasse as temperaturas de água e de óleo nominais de trabalho. Antes de iniciar as provas, ou após qualquer tempo com o motor desligado seguiu-se o seguinte procedimento.

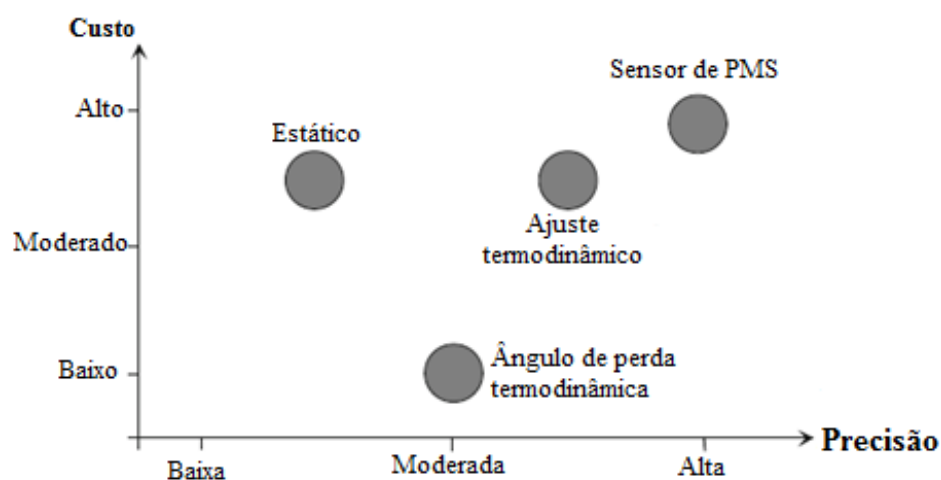
- Dar partida no motor em marcha lenta.
- Verificar se todos os componentes estão operando corretamente.
- Levar o motor para a condição de 2000 rpm e 20% de pedal.
- Aguardar até que todas as temperaturas estabilizem.
- Levar o motor na condição de rotação e de carga que desenvolve-se o maior valor de torque e comparar o valor medido com o de referência.
- Levar o motor na condição de rotação e de carga que desenvolve-se o maior valor de potência e comparar o valor medido com o de referência.

3.5.2 Determinação do ponto morto superior.

Após verificar o funcionamento do motor e leva-lo em condição de regime, foi necessário configurar a localização do ponto morto superior no software do *IndiCom*®. Faz se necessária essa determinação para que a análise termodinâmica do perfil de pressão no cilindro seja feita de forma correta.

Como (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012) mostraram, existem várias formas de realizar a determinação do ponto morto superior e cada uma tem suas vantagens/desvantagens, a Figura 3.31 mostra uma matriz, que compara os diferentes métodos de medição e a relação precisão x custo de cada um deles. O método que tem se mostrado bastante eficaz e que foi utilizado nesse trabalho é o ângulo de perda termodinâmica, que representa o menor custo e uma precisão moderada.

Figura 3.31 – Matriz comparando os diferentes métodos de medição do ponto morto superior e a relação precisão x custo de cada um deles.



Fonte: Adaptado de (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012).

3.5.3 Caracterização do motor.

A primeira etapa dos testes no banco dinamométrico é a caracterização do motor utilizado. A metodologia para essa caracterização foi definida de modo a otimizar o motor para obter o melhor consumo específico de combustível para cada condição de teste, servindo como base para quando o motor fosse começar os testes experimentais. Foi então colocado o motor em cada condição que seria testada, ajustado o valor de avanço de ignição para que obtivesse o melhor consumo específico e impostado o valor na tabela de calibração. Observando sempre o valor da covariância da pressão média efetiva indicada, para que obtivesse uma melhor qualidade no torque entregue, utilizou-se o valor limite de 3,5% .

A sequencia que foi utilizada como metodologia de ajuste e de calibração do motor base seguiu a seguinte ordem:

1. Dar partida no motor.
2. Esperar que a temperatura de água atingisse o valor de 90°C e a de óleo 100°C.
3. Ajustar a condição de rotação desejada.
4. Ajustar o valor de pressão média efetiva desejado.
5. Ajustar o valor do ângulo de fechamento da válvula de aspiração para 637° (Levantamento máximo).
6. Ajustar o fator lambda para 1,0.

7. Variar manualmente o valor do ângulo de fechamento de válvula e do avanço de ignição até achar o ângulo que retorna o melhor valor de eficiência de conversão de combustível.
8. Preencher os mapas de calibração correspondentes para que os valores fiquem salvos na calibração utilizada.
9. Salvar a calibração com o nome de Calibração_Motor_Base.

3.6 Metodologia adotada para escolha de cada ponto de rotação, pressão média efetiva e ângulo de fechamento de válvula estudado.

Para que fosse possível entender a influência da variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração em diferentes condições de funcionamento do motor, utilizou-se os pontos de rotação e pressão média efetiva indicados na Tabela 3.10. Esses pontos foram escolhidos de modo a mostrar a influência da variação da rotação quando mantido a pressão média efetiva constante em 2 Bar e mostrar também a influência da variação da pressão média efetiva quando manteve-se a rotação constante em 2000 rpm. Para que fosse feita a diferenciação entre dois combustíveis foram feitas as aquisições com E22 e com E100 nos mesmos pontos.

Tabela 3.10 – Pontos de rotação e carga escolhidos para os testes experimentais.

E22/ E100	
rpm	PME
2000	2
2000	4
2000	6
3000	4
4000	4
5000	4
6000	4

Fonte: Autor

O controle da carga para os testes experimentais foi feito a partir de uma combinação entre o ângulo de fechamento da válvula de aspiração e o ângulo da válvula borboleta, esse controle deu-se de modo que a partir do momento que o ângulo de fechamento da válvula de aspiração foi sendo antecipado, o controle da carga saiu da válvula borboleta e passou para a válvula, trabalhando-se com pressões maiores no coletor de aspiração. A válvula borboleta manteve-se

totalmente aberta e o valor mínimo do ângulo de fechamento de válvula utilizado para cada condição mudou de acordo com o valor de pressão média efetiva desejado, utilizou-se até o menor valor de ângulo de fechamento da válvula de aspiração possível para que o valor da pressão média efetiva mantivesse constante. Os ângulos de fechamento das válvulas de aspiração que foram medidos para cada condição de rotação e de carga escolhidos, seguiram a ordem mostrada na Tabela 3.11, dependendo do ângulo utilizado, o ciclo teórico de trabalho foi diferente.

Tabela 3.11 – Pontos de rotação e carga escolhidos para os testes experimentais.

Ângulo de fechamento						
637	635	630	625	620	615	610
575	580	585	590	595	600	605
570	565	560	555	550	545	540
505	510	515	520	525	530	535
500	495	490	485	480	475	470
435	440	445	450	455	460	465
430	425	420	415	410	405	400
365	370	375	380	385	390	395

Fonte: Autor

3.7 Metodologia para estudar a influência do ciclo Otto e Miller (EIVC e LIVC) para cada um dos pontos de trabalho.

Cada ciclo de trabalho contém particularidades que proporcionam benefícios ou piora para o funcionamento do motor para um mesmo ponto de rotação e pressão média efetiva. A diferenciação entre a utilização dos ciclos Miller ou Otto ocorrerá a partir da variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração. Como mostrado durante a revisão bibliográfica, Miller em sua patente, mostra a melhora no rendimento do motor a partir do fechamento antecipado da válvula de aspiração, ou seja, o modo de operação “*early intake valve closing*” (EIVC). Miller mostra também a melhora no rendimento do motor a partir do fechamento atrasado da válvula de aspiração, ou seja, o modo de operação “*late intake valve closing*” (LIVC). Para esse trabalho, toda vez que o ângulo de fechamento da válvula de aspiração for menor do que 540° que é o ângulo no qual o pistão encontra-se no ponto morto inferior, o motor estará operando de acordo com o ciclo Miller EIVC.

Para que seja possível comparar os valores encontrados com o valor do ciclo Otto de referência, utilizou-se nesse trabalho, o valor do ângulo de fechamento da válvula de aspiração entre 540° até o valor no qual a pressão de compressão iguala-se á pressão de aspiração, quando o valor da pressão de compressão passa a ser maior que o valor da pressão de aspiração passa-se a trabalhar com ciclo Miller LIVC. O valor final da operação em ciclo Otto varia com a rotação e com a carga do motor, visto que até o momento que o fechamento atrasado da válvula de aspiração dá-se para que seja aproveitada a inércia dos gases de aspiração, levando a um aumento da massa específica do fluído, o motor estará operando em ciclo Otto.

Mantendo-se o valor de pressão média efetiva constante, o motor é capaz de entregar o mesmo valor de desempenho para qualquer ângulo de fechamento da válvula de aspiração, porém o motor operando segundo o ciclo Otto ou Miller (EIVC ou LIVC) são encontradas características diferentes no que diz respeito a emissões de poluentes, consumo de combustível, eficiência de conversão de combustível, detonação, temperatura de combustão, duração da combustão, entre outros fatores. Apesar da diferenciação entre os ciclos ocorrerem em vários ângulos de fechamento da válvula de aspiração diferentes, nesse trabalho foi feito a variação de 5 em 5 graus desse ângulo para que seja mostrada a influência da variação progressiva do ângulo nos parâmetros mencionados acima quando muda-se o ciclo teórico de trabalho.

3.8 Metodologia adotada para os testes experimentais.

Após a definição dos pontos utilizados para a aquisição de dados desse trabalho, os testes experimentais realizados no dinamômetro abrangeram a seguinte ordem:

- Ligar o motor e aquecer até que atinja as temperaturas de 30°C de ar aspirado, 90°C de água e 100°C de óleo.
- Após aquecido, o motor foi mantido nas condições de rotação e carga mostradas na Tabela 3.9 para Gasolina (E22) e Etanol (E100).
- Em cada condição, foi ajustado a razão de combustível para estequiométrica ($\lambda = 1,0$).

- O ângulo de abertura das válvulas de aspiração foram mantidos com valores fixo em 365° para que não houvesse influência da recirculação de gases queimados.
- Foi então realizado uma variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração de 637° até o mínimo possível para manter a carga em cada condição de acordo com a ordem indicada na Tabela 3.10.
- Assim que ajustado o valor desejado para o ângulo de fechamento da válvula de aspiração, o avanço de ignição foi ajustado para a condição de MBT.
- Medição dos parâmetros de combustão, desempenho e emissões.

3.9 Metodologia para criação de um mapa de calibração a partir dos pontos estudados.

Após analisados os dados de todos os pontos estudados, deve-se gerar um mapa de calibração contendo os valores do ângulo de fechamento da válvula de aspiração ótimo com o propósito de utilizar os pontos que geram melhores eficiências de conversão de combustível para que o motor trabalhe em condição ótima. Comparados os pontos estudados, é necessário eliminar os pontos nos quais a variação do ângulo de válvula, apesar de gerar um melhor rendimento de conversão de combustível, tem uma covariância de pressão indicada maior que 3,5%, de modo que a combustão dentro do cilindro esteja instável e o ponto gere problemas de dirigibilidade no veículo. Feito a eliminação dos pontos não desejados, foi escolhido sempre o ponto de fechamento da válvula que leve a uma melhor eficiência de conversão de combustível e observada a influência desses pontos nos parâmetros de emissões.

Após escolhidos os pontos para cada condição de rotação e pressão média efetiva estudada, foi gerado um mapa com esses pontos de PME de 2 até PME de 6 e de 2000 rpm até 6000 rpm para cada combustível. Para efeito de geração de um mapa constante, os pontos intermediários para a geração desse mapa, que não foram utilizados na aquisição de dados desse trabalho, são obtidos a partir da interpolação dos pontos próximos. O mapa de calibração deve ter um formato específico. Caso algum ponto escolhido fique muito distante desse formato, o ponto deve ser novamente analisado e um outro ponto escolhido.

3.10 Tratamento de dados.

Nesse t3pico apresenta-se o tratamento de dados, a metodologia adotada para an3lise dos principais par3metros do motor, as f3rmulas utilizadas para gerar os resultados finais e os programas utilizados para o tratamento dos dados.

3.10.1 Tratamento dos dados experimentais

Os dados foram obtidos em uma press3o atmosf3rica inferior a press3o a n3vel do mar, foi utilizado ent3o o fator de corre33o indicado na norma NBR 1585 para corrigir os valores obtidos, a express3o utilizada para corrigir os dados e gerar um fator de corre33o chamado de fator ABNT (α) 3 a Equa33o 3.2, que foi utilizada da seguinte forma:

$$\alpha = \left(\frac{99}{\text{PatmSeca}} \right)^{1.2} \times \left(\frac{\text{TempAR} + 237}{298} \right)^{0.6} \quad (3.2)$$

$$\text{PatmSeca} = \text{Patm} - \text{P3mida} \quad (3.3)$$

$$\text{P3mida} = \frac{1}{7.5} \times \left(e^{(21.106 - \left(\frac{5345.5}{(273 + \text{TB3MIDO})} \right))} - \left((0.49 \times (\text{TBseco} - \text{TB3MIDO}) \times \left(\frac{\text{Patm}}{1000} \right)) \right) \right) \quad (3.4)$$

Sendo,

PatmSeca = Press3o atmosf3rica seca [kPa]

TempAR = Temperatura do ar aspirado [3C]

Patm = Press3o atmosf3rica [kPa]

P3mida = Press3o 3mida [kPa]

TB3mido = Temperatura de bulbo 3mido [3C]

TBseco = Temperatura de bulbo seco [3C]

Al3m do fator de corre33o, foi necess3rio o c3lculo do rendimento de convers3o de combust3vel para cada um dos pontos testados. Isso foi feito segundo a equa33o 2.24c de (HEYWOOD, 1988), que 3 replicada na Equa33o 3.5 nesse texto.

$$\eta_f = \left[\frac{3600}{\text{sfc} \times Q_{HV}} \right] \quad (3.5)$$

Sendo,

sfc = Consumo de combustível específico [g/kWh]

Q_{hv} = Poder calorífico do combustível [MJ/kg]

3.10.2 Depuração dos dados de pressão do cilindro.

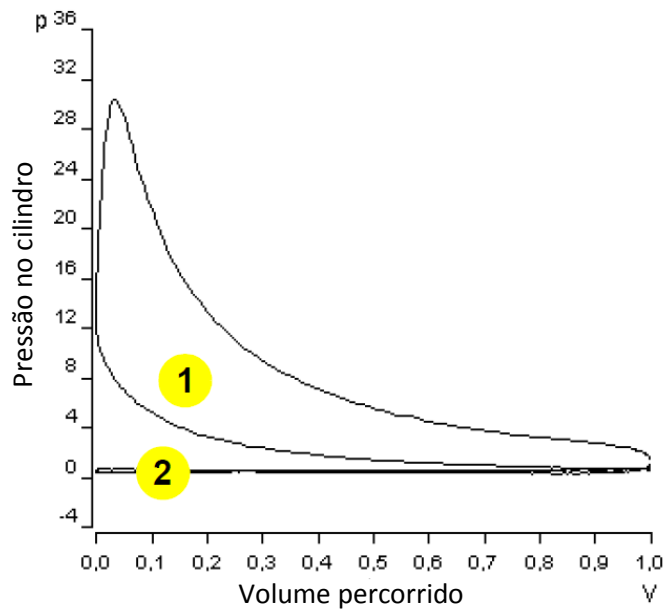
Nesse tópico é discutido os cálculos oriundos a partir dos parâmetros de pressão de combustão utilizados nesse trabalho. São mostradas as fórmulas necessárias para o cálculo dos mesmos e discutida a suas influências.

3.10.2.1 Cálculo das pressões médias efetivas.

Em um motor de combustão interna a pressão média efetiva indicada corresponde a área total da integral de todos os quatro tempos do ciclo. A Figura 3.32 mostra as duas áreas necessárias para o cálculo.

Em um motor de ignição por centelha, a primeira área, denominada de 1 na Figura 3.32, é a área de alta pressão, na qual o valor da integral é sempre positiva e corresponde ao trabalho gerado pelo motor. Já a área 2 na Figura 3.32, é a área de baixa pressão, na qual o valor da integral é negativo e corresponde ao valor de trabalho gasto para realizar o trabalho de bombeamento do motor.

Figura 3.32 – Áreas utilizadas para cálculo da pressão média indicada.



Fonte: (AVL, 2013a).

O cálculo para a pressão média indicada é denominado de IMEP e é dado então pela Equação 3.6.

$$IMEP = \frac{1}{V_p} \int_{-360}^{360} p \, dV \quad (3.6)$$

Sendo,

p = Pressão indicada [kPa]

V_p = Volume percorrido [kPa]

A pressão média indicada bruta é denominada de IMEPH, indicada pela área 1 da Figura 3.32 e é dado pela Equação 3.7.

$$IMEPH = \frac{1}{V_p} \int_{-180}^{180} p \, dV \quad (3.7)$$

A pressão média indicada de bombeamento é denominada de IMEPL, indicada pela área 2 da Figura 3.32 e é dada pela equação 3.8.

$$IMEPL = IMEP - IMEPH \quad (3.8)$$

As perdas por atrito mecânico no motor será denominado de FMEP e varia de acordo com a rotação e condição de funcionamento do motor.

A pressão média efetiva é denominada de PME e corresponde a potência disponível no eixo. Valor esse que é obtido após subtrair da pressão média efetiva indicada, o atrito mecânico. É dada pela equação 3.9.

$$PME = IMEP - FMEP \quad (3.9)$$

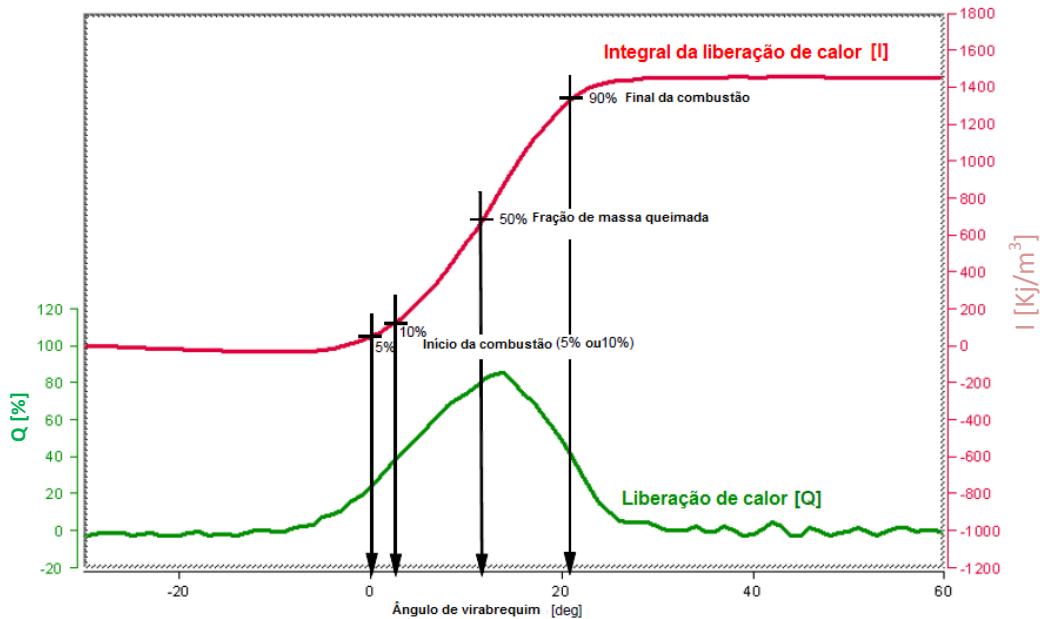
Para esse trabalho, essas siglas são utilizadas como referência para esses cálculos.

3.10.2.2 Cálculo da curva de liberação de calor.

A taxa de liberação de calor descreve o curso temporal da liberação de energia na câmara de combustão. A integral da taxa de liberação de calor é designada como a liberação total de calor ou a fração de queima. Para modelar a combustão no contexto do processo de cálculo podem ser usadas várias abordagens e modelagens matemáticas, todas têm o objetivo de descrever o mais próximo possível a liberação de calor real através da combustão como as chamadas taxas de liberação de calor substituto.

É possível ver na Figura 3.33 um gráfico do percentual de liberação de calor por ângulo de virabrequim e da integral da liberação de calor por ângulo de virabrequim.

Figura 3.33 – Percentual de liberação de calor por ângulo de virabrequim e da integral da liberação de calor por ângulo de virabrequim.



Fonte: (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012).

A forma de cálculo da taxa de liberação de calor é descrita de forma similar a forma descrita por (SILVA, 2017) em seu trabalho, no qual ele mostra que a expressão para cálculo da taxa de liberação de calor é obtida a partir da primeira lei da termodinâmica e da equação dos gases ideais, sendo que \dot{Q} representa a taxa de transferência de calor aparente que é o resultado da diferença entre o calor total produzido pela combustão e o calor cedido para as paredes e para líquido de arrefecimento do motor. Sendo:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.10)$$

Sendo,

U = Energia Interna do fluido [J]

\dot{Q} = Taxa de transferência de calor aparente [J]

\dot{W} = Trabalho realizado pelo fluido [J]

A equação 3.10 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\dot{Q} = m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} + p \frac{dV}{dt} \quad (3.11)$$

Sendo,

T = Temperatura do fluido [K]

p = Pressão do fluido [Pa]

V = Volume do fluido [m³]

M = Massa de fluido dentro do cilindro [kg]

c_v = Calor específico do fluido a volume constante [J/kgK]

\dot{Q} = Taxa de transferência de calor aparente para o fluido [J]

A equação para o gás ideal é:

$$PV = nRT \quad (3.12)$$

Sendo,

P = Pressão [atm]

V = volume [L]

N = Número de mols [Mol]

R = Constante universal de um gás ideal [atm.L/k.Mol]

T = Temperatura [K]

Manipulando-se a equação 3.11 a partir da equação 3.12 e assumindo que a massa do fluido é constante podemos diferenciar a equação dos gases ideais:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mR} \left(p \frac{dV}{dt} + V \frac{dp}{dt} \right) \quad (3.13)$$

Após substituir a equação 3.13 na equação 3.11 têm-se:

$$\frac{dQ}{dt} = \left(\frac{c_v}{R} + 1 \right) \cdot p \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} \cdot V \cdot \frac{dP}{dt} \quad (3.14)$$

Substituindo c_v por $c_p - R$ e sabendo que $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$, após substituir a relação temporal pela angular, têm-se:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma_\theta}{\gamma_\theta - 1} \cdot p_\theta \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma_\theta - 1} \cdot V_\theta \cdot \frac{dp}{d\theta} \quad (3.15)$$

Sendo,

$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ = Coeficiente politrópico []

c_p = Calor específico a pressão constante [J/mol.K]

c_v = Calor específico a volume constante [J/mol.K]

$V(\theta)$ = Volume deslocado em função da posição angular [L]

$p(\theta)$ = Pressão no cilindro em função da posição angular [kPa]

Integrando-se a equação 3.15 temos o valor do calor aparente liberado, que dividido pelo calor total liberado, gera a curva de fração mássica queimada em função da posição angular. Curva essa que pode ser vista acima na Figura 3.33 e calculada pela Equação 3.16 abaixo:

$$MBF(\theta) = \frac{Q(\theta)}{Q_t} \quad (3.16)$$

Sendo,

MBF = *Mass Burned Fraction* ou fração mássica queimada.

3.10.2.3 Modelo matemático do *IndiCom*.

O software do *IndiCom* utilizado para a aquisição dos dados de pressão dentro do cilindro, possui uma série de modelos matemáticos implementados para cálculos diversos, dentre eles alguns para cálculos termodinâmicos. Para a análise de dados desse trabalho, dois modelos atenderiam para tratamento de dados desse trabalho, sendo eles: O *Thermodynamics1* e o *Thermodynamics2* ambos geram como resultados o ângulo no qual ocorre 5% (MBF5%), 10% (MBF10%), 50% (MBF50%), e 90% (MBF90%) da fração mássica queimada, o valor do ângulo de virabrequim de início (SOC) e de fim da combustão (EOC), o balanço do

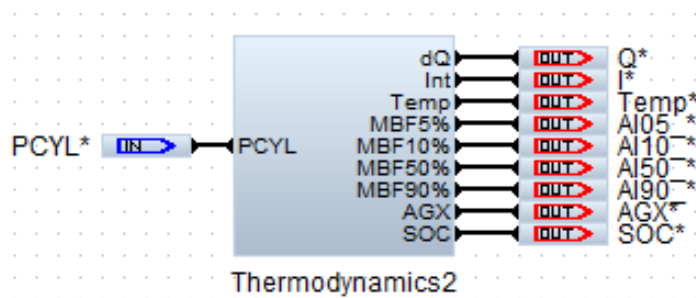
processo de combustão (AGX), a curva da taxa de liberação de calor dQ , a curva de liberação de calor acumulada Int e a temperatura média dos gases dentro do cilindro. O *Thermodynamics1* deve ser utilizado para simplificação do processo de cálculo da curva de liberação de calor, porém as superfícies de perda são ignoradas e os valores da curva de liberação de calor são menores do que a energia liberada de fato. Porém nesse trabalho foi utilizado o *Thermodynamics2* que também simplifica o processo de cálculo, mas leva em consideração o valor variável do coeficiente politrópico, o qual varia com a temperatura dos gases dentro do cilindro, como a adoção dos diferentes ciclos leva a diferentes temperaturas dos gases, esse modelo é o mais indicado. Para o modelo utilizado é necessário entrar com os dados de pressão dentro do cilindro, que é obtido a partir dos sensores instalados no cabeçote e configurar alguns dados do modelo, os valores configurados para o modelo podem ser vistos na Tabela 3.12 e uma imagem do diagrama de blocos do modelo utilizado pode ser visto na Figura 3.34.

Tabela 3.12 – Parâmetros configurados no modelo *Thermodynamics2* do IndiCom.

Parâmetro	Valor
Início do cálculo [°CA]	-30
Fim do cálculo [°CA]	90
Resolução do cálculo [°CA]	1
Pressão no coletor de aspiração [bar]	Auto
Temperatura de aspiração [°C]	30
Eficiência volumétrica	0.9
Unidade	kJ/m^3
Suavização	Off

Fonte: Autor

Figura 3.34 – Diagrama de blocos do modelo *Thermodynamics2* do IndiCom.



Fonte: Autor

3.10.2.4 Critério de identificação de detonação.

O fenômeno de detonação é danoso ao funcionamento do motor e deve ser evitado, com o intuito de identificar a detonação, foi utilizado a identificação gráfica disponível no IndiCom. Segundo a (AVL, 2013a) o algoritmo contido no *software* permite determinar um número de ciclos detonantes sendo que o processo consiste de três fases. Primeiro o sinal de pressão é filtrado com um filtro passa alta, e então retificado, após isso o sinal é comparado com os valores de detonação estipulados pelo usuário a partir de ciclos não detonantes. Caso o pico de frequência seja maior que o estipulado pelo usuário ele identifica como detonação e conta a quantidade de ciclos que a detonação está presente, gerando um resultado de forma gráfica. Existem no IndiCom alguns filtros que podem ser utilizados, para esse trabalho utilizou-se um intervalo de cálculo com um ângulo de virabrequim de 5 a 60 graus, e um filtro de resposta infinita ao impulso disponível com uma frequência de corte de 4000 Hz.

3.10.3 Softwares utilizados.

Para esse trabalho, o tratamento dos dados foi feito no Microsoft Excel[®], National Diadem[®], AVL Concerto[®] e alguns cálculos em Matlab[®].

3.11 Considerações finais.

As metodologias descritas nessa seção foram úteis para a realização dos testes dinamométricos de um motor de combustão interna com a utilização da tecnologia *MultiAir*. Implementou-se diferentes ângulos de fechamento da válvula de aspiração para a realização de ciclo Otto e Mille (EIVC e LIVC). Os resultados obtidos são abordados na próxima seção de modo à compreender melhor os ganhos e as perdas de cada um desses ciclos de operação.

4. ANÁLISE DE RESULTADOS.

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos com as provas experimentais, assim como sua análise. Primeiramente são abordados os resultados obtidos com E22 para a condição de 2000 rpm e 2 Bar de pressão média efetiva. Para que a massa de dados exposta não fique muito grande, é feito o comparativo entre as diferentes pressões média efetivas e depois entre as diferentes rotações. Após finalizados os comparativos com E22 são apresentados da mesma forma os dados com E100 e durante o comparativo com E100, discutidos os valores e comparados com E22.

Os dados obtidos nesse trabalho possuem elevado grau de confiabilidade como resultado da baixa incerteza de medição dos equipamentos utilizados, das calibrações feitas anteriormente nos sensores e dos testes em conformidade com a NBR 1585 (ABNT, 1996), segundo descrito na metodologia. Para todas as análises realizadas nesse capítulo, foram levadas em consideração as incertezas máximas de cada grandeza, valores esses que foram mostrados durante o capítulo de metodologia. Contudo, as barras de incertezas nos gráficos foram omitidas, porque na maioria dos casos deixariam os gráficos confusos, atrapalhando as análises.

4.1 Resultados com E22.

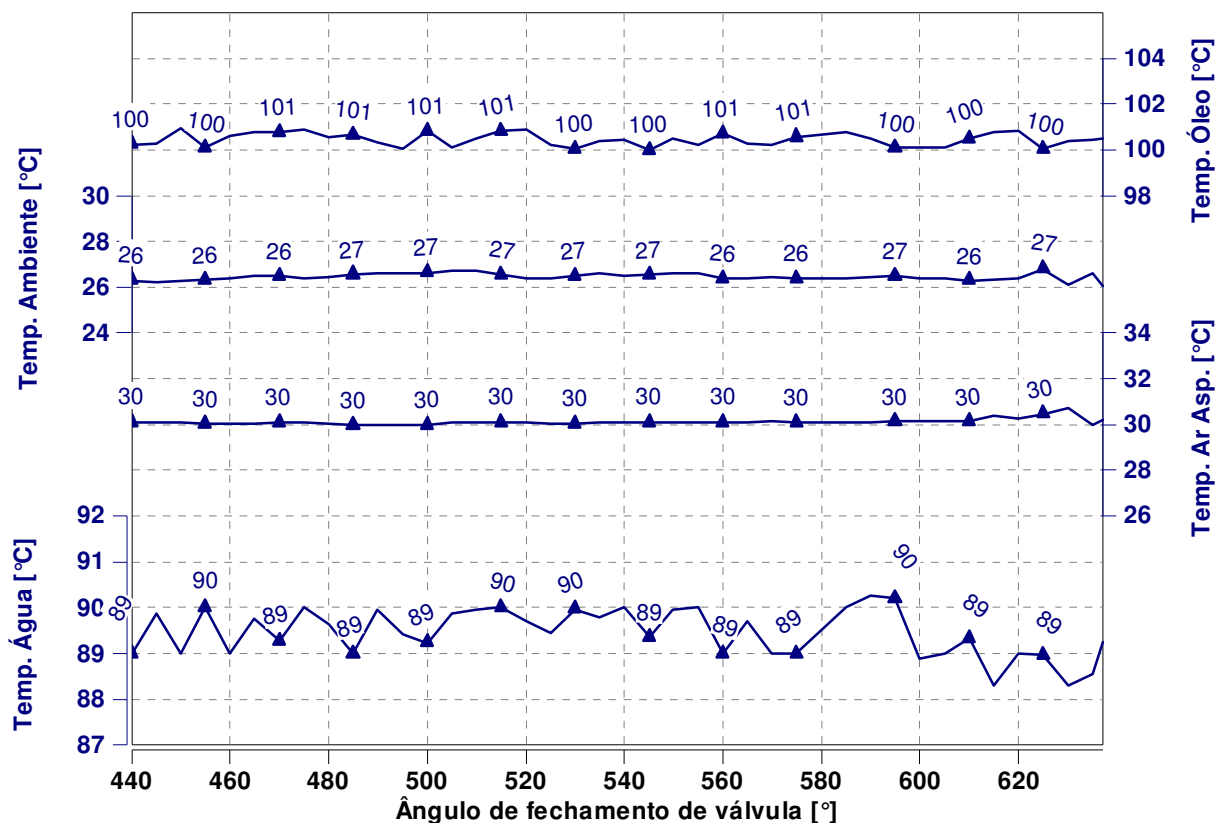
Primeiramente são apresentados os resultados obtidos com E22 para a condição de 2000 rpm e 2 bar de pressão média efetiva, de forma a comparar os dados mais relevantes em cada ângulo de fechamento da válvula de aspiração testado e melhor explicar os dados obtidos. Para mostrar o efeito da mudança da carga nos dados observados, são comparadas todas as cargas testadas para a rotação de 2000 rpm e por fim comparar na condição de 4 Bar de pressão média efetiva, as diferentes rotações para que seja visualizado o efeito da mudança da rotação.

4.1.1 2000 rpm com 2 Bar de pressão média efetiva.

Para cada ângulo de fechamento da válvula de aspiração testado foi necessário garantir que as condições de testes fossem nominais e que elas não variassem durante a variação do ângulo de

fechamento da válvula de aspiração. A Figura 4.1 mostra as temperaturas de óleo, de ar ambiente, do ar aspirado e de água durante o funcionamento do motor nos testes. Temperaturas essas que foram mantidas nos valores nominais de trabalho para que nenhuma correção da UCE atuasse durante o funcionamento do motor.

Figura 4.1 – Condições de teste durante a prova realizada - E22.



Fonte: Autor

Na Figura 4.1 pode ser visto que com a variação do ângulo de fechamento de válvula de admissão, os parâmetros de contorno da prova controlados por controladores PID mantiveram-se estáveis. As oscilações presentes na Figura 4.1 são aceitáveis para essa malha de controle. As temperaturas mostradas tiveram valores objetivos com a oscilação permitida de $\pm 1^\circ$ para que não houvesse nenhuma interferência do controle eletrônico da central, levando a correções não desejadas. A temperatura de óleo, mostrada na primeira linha, tinha como objetivo o valor de 100°C , já a temperatura ambiente, mostrada na segunda linha deveria ser controlada de forma a manter a temperatura do ar aspirado pelo motor (3ª linha) no valor de 30°C . A última linha que mostra a temperatura de água do motor foi controlada de modo a atingir o valor de 90°C .

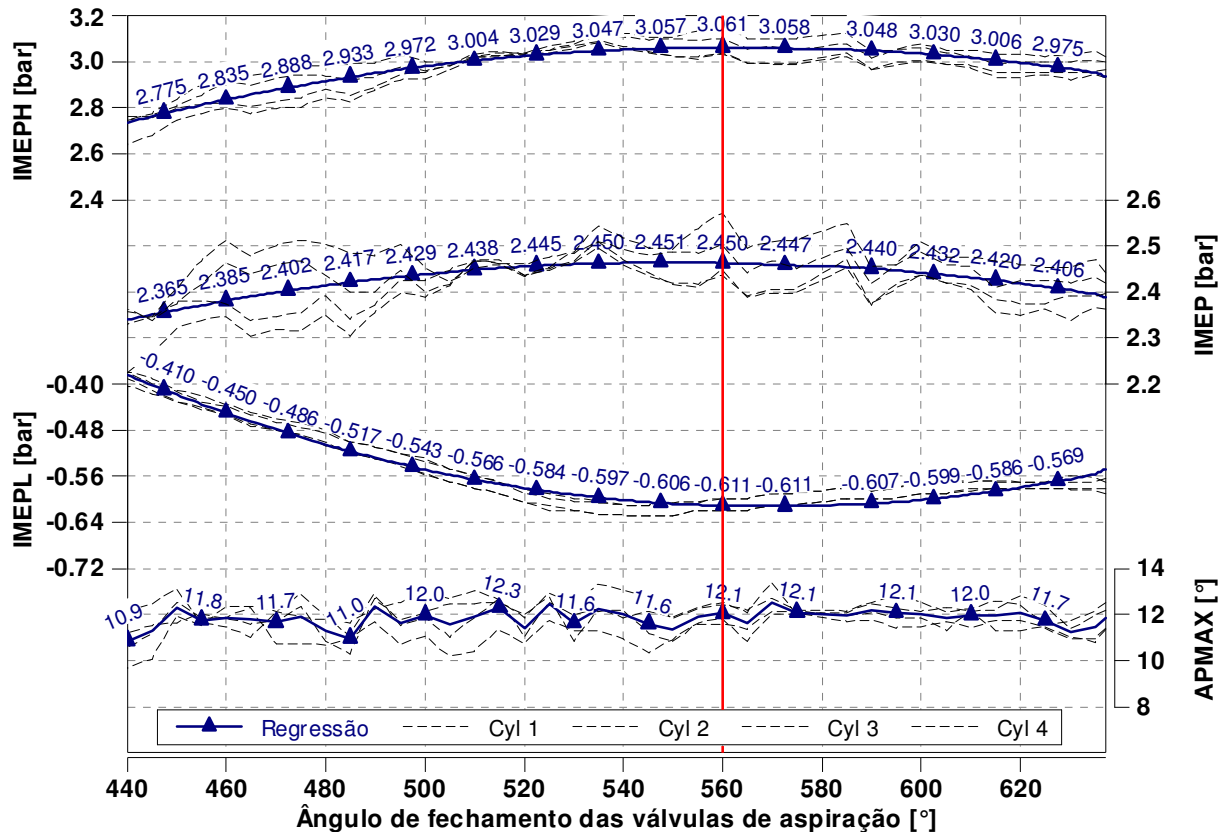
Durante a variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração e a mudança do ciclo teórico de trabalho do motor, o maior impacto pode ser visto nos dados de combustão. A Figura 4.2 mostra a variação dos dados de pressão média indicada (IMEP) com a variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração, assim como a separação do IMEP na parte de bombeamento, que é a pressão média indicada inferior (IMEPL) e na parte responsável pela geração do trabalho, que é a pressão média indicada superior (IMEPH). Além disso está mostrado na Figura 4.2, o valor do ângulo no qual ocorre a pressão máxima, que para esse trabalho foi fixado como valor de referência o valor de 12° , de modo que mesmo após a mudança do ângulo de fechamento da válvula de aspiração, fosse possível trabalhar com o avanço de ignição em valores próximos do valor que gera o máximo torque. Estudos anteriores mostram que o ângulo de virabrequim no qual ocorre o máximo torque varia entre motores e têm valores entre 12° e 14° . Para esse motor, o valor de 12° de ângulo de virabrequim para o ângulo de máximo torque vem de estudos anteriores.

Como foi feita aquisição com o sensor de pressão nos 4 cilindros, está mostrado no gráfico da Figura 4.2 a variação dos parâmetros entre os cilindros, que são as linhas pontilhadas para cada parâmetro, assim como uma regressão de segunda ordem na linha mais escura, que representa a tendência dos dados dos cilindros e melhor mostra o comportamento de cada parâmetro. Além disso, a linha cheia vertical no gráfico mostra os valores correspondentes à operação em ciclo Otto, que serve como referência para as análises.

Com relação ao IMEPH, é interessante notar que a utilização de ciclo Miller leva a uma menor geração de trabalho pelo motor. Olhando para os valores de ângulo de fechamento de válvula quando operando com ciclo Miller EIVC, que são os valores menores que 540° , os quais a válvula de aspiração é fechada antes do pistão atingir o ponto morto inferior, pode ser visto que a diminuição do trabalho gerado pelo motor é progressiva e chega a 10% no caso do ângulo de 440° . É importante observar que a utilização de ciclo Otto varia com a energia cinética dos gases e vai do ângulo de 540° de virabrequim até o ângulo de máximo enchimento. Para esse ponto de operação, esse ângulo de virabrequim está próximo de 560° , pois é o ângulo no qual consegue-se o maior valor de IMEPH, o qual mostra o trabalho de compressão e expansão expondo claramente o efeito da inércia dos gases. A utilização de ciclo Miller LIVC que começa quando a pressão de compressão é maior que a pressão de aspiração, é evidenciado pelo IMEPH nesse motor a partir do ângulo de virabrequim de 560°

e também leva a uma diminuição progressiva no valor do IMEPH, porém mais discreta, chegando a valores de 3% no caso do ângulo de válvula de 637°.

Figura 4.2 – Gráfico com os dados de combustão durante a variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração - E22.



Fonte: Autor

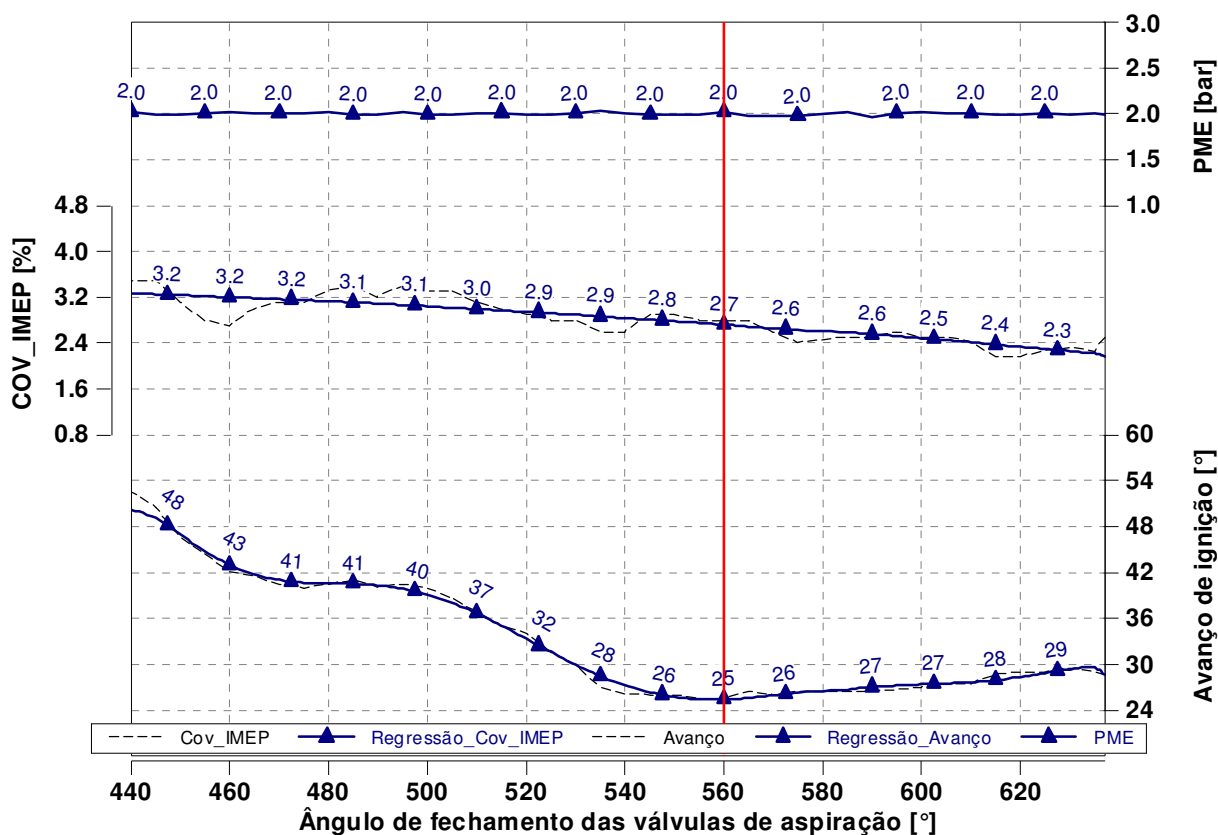
As perdas por atrito em um motor de combustão interna podem ser divididas em perdas por atrito mecânico e perdas por atrito fluido, a utilização de ciclo Miller tanto EIVC como LIVC tem como objetivo a diminuição do atrito fluido. Esse atrito é representado no gráfico pelo trabalho de bombeamento (IMEPL), os ciclos Miller EIVC e LIVC geram uma redução progressiva, redução essa que para o ciclo Miller EIVC chega a valores de até 32%. Para o caso da operação em LIVC, como as válvulas de aspiração são mantidas abertas até que a pressão de compressão seja maior que a pressão de admissão, levando a um retorno da carga para o coletor de aspiração, a perda por bombeamento tende a diminuir, mas não na mesma proporção que operando com ciclo EIVC. A redução para esse caso chega a 5% para o valor máximo de ângulo testado.

Como a prova foi realizada com o valor de PME constante, o torque entregue ao eixo foi o mesmo, o que mostra que mesmo perdendo IMEPH, como a redução do IMEPL foi significativamente maior, há ganho com a utilização de ciclo Miller. A Figura 4.3 evidencia os valores de pressão média efetiva (PME) encontrados durante a prova. Ainda é possível visualizar na Figura 4.3 a partir dos valores da covariância da pressão média efetiva indicada, que a qualidade da combustão é um pouco deteriorada quando utilizamos o ciclo Miller, principalmente em valores de ângulos próximo a 440° , porém o valor mínimo encontrado para essa condição ainda é aceitável para utilização, ou seja, acontece a deterioração da combustão porém não é danosa para o funcionamento do motor.

A Figura 4.3 ainda mostra que para que seja mantido o ângulo de pressão máxima em 12 graus, a fim de obter uma condição de combustão que é mais próxima do máximo torque, foi necessário variar o valor do avanço de ignição. Valores esses que para utilização em ciclo Miller LIVC ficaram próximos do valor de ciclo Otto, porém na utilização em EIVC, foi necessário que o ângulo de ignição fosse progressivamente adiantado para que o ângulo de pressão máxima fosse mantido em 12 graus fazendo com que a duração da combustão fosse maior para essa condição de operação.

Na Figura 4.4 são mostrados os valores de consumo de combustível e rendimento de conversão de combustível para cada ângulo de fechamento da válvula de aspiração testado, são mostrados os valores brutos e para melhor visualizar uma tendência, e é traçada uma regressão polinomial, mostrando que ambos os dados seguem uma tendência polinomial e que mesmo para valores de ângulos não testados experimentalmente, os valores de consumo de combustível e de rendimento de conversão de combustível podem ser aproximados pelo valor encontrado através da equação do polinômio.

Figura 4.3 – Gráfico evidenciando o valor do avanço de ignição, COV_IMEP e PME em função do ângulo de fechamento da válvula de aspiração - E22.



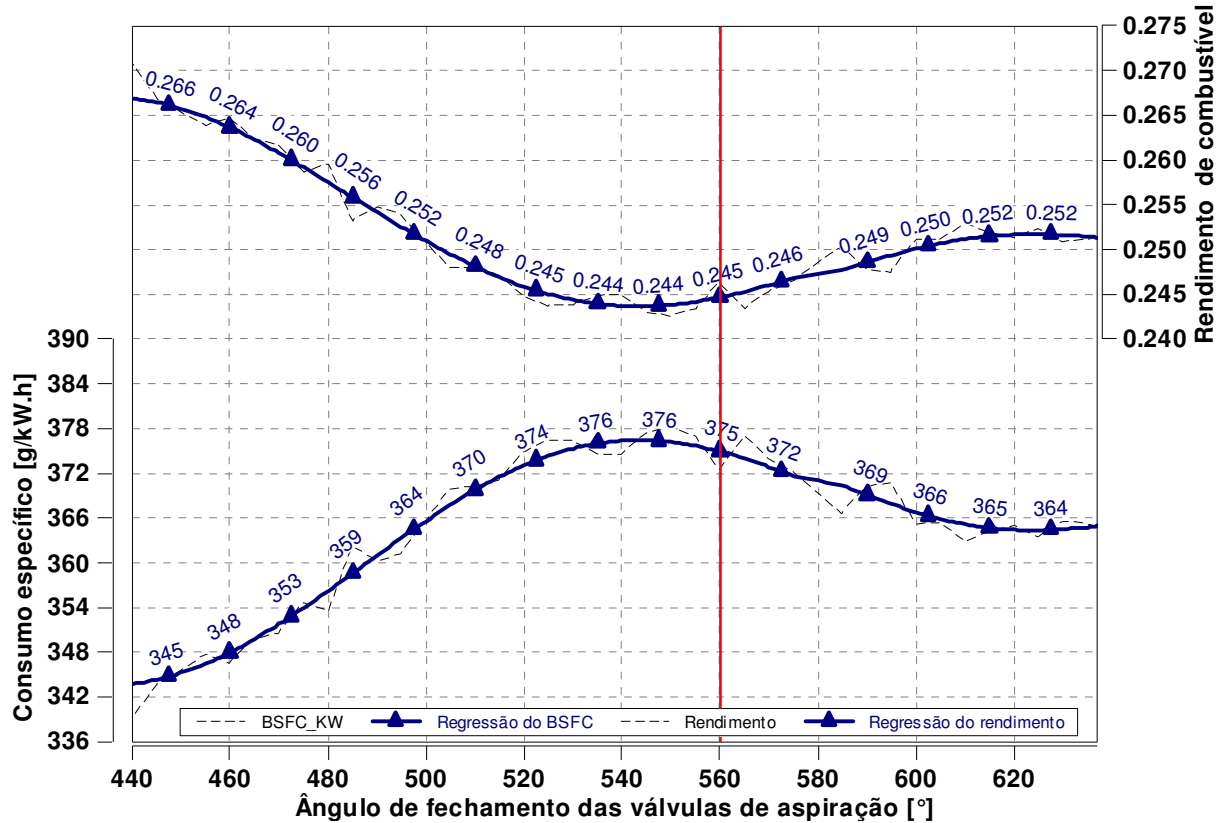
Fonte: Autor

Na Figura 4.4 é interessante observar que para o consumo específico de combustível e para o rendimento de conversão de combustível do motor, a utilização dos ciclos não convencionais mostra-se vantajosa em qualquer ângulo de fechamento da válvula de aspiração, pois o maior valor de consumo de combustível e o menor rendimento de conversão de combustível são encontrados na operação com ciclo Otto. O ajuste polinomial traçado mostra que é clara que a operação em ciclo Miller EIVC é mais interessante que a operação em LIVC.

Ao trabalhar com o motor em ciclo Miller EIVC observou-se que para o ângulo de fechamento da válvula de aspiração em torno de 440°, foi obtido um ganho no rendimento de conversão de combustível de 8.0%, que foi resultado de um ganho no consumo de combustível que saiu de 375 g/KW.h para 345 g/KW.h. Quando o motor operou em ciclo Miller LIVC, também foi possível um ganho no rendimento de conversão de combustível no mesmo, esse ganho foi menor se comparado com o ciclo Miller EIVC, mas ainda significativa

de 2,9%. Ganho esse obtido a partir de um ganho no consumo de combustível que saiu de 375 g/KW.h para 364 g/KW.h.

Figura 4.4 – Gráfico mostrando os valores de rendimento de conversão de combustível e do consumo específico de combustível para cada ângulo de fechamento da válvula de aspiração - E22.



Fonte: Autor

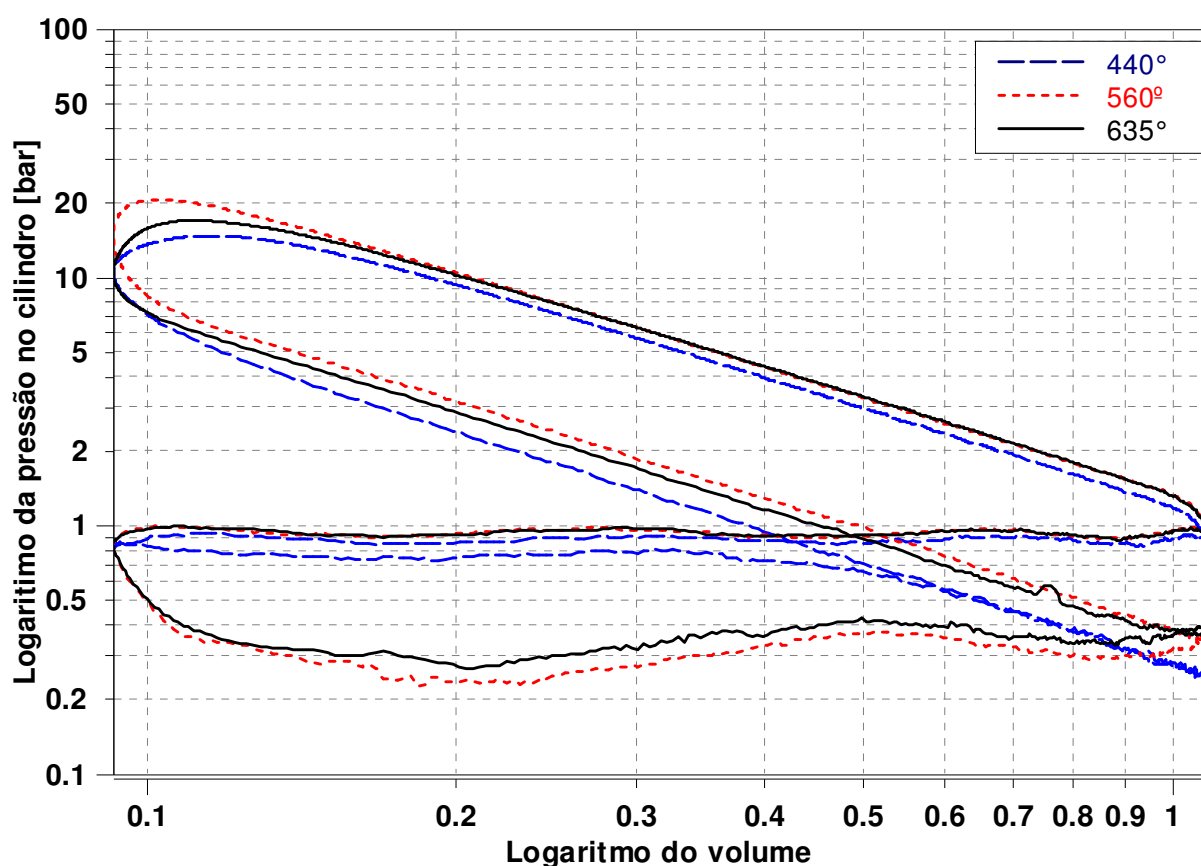
As Figura 4.5 e 4.6 mostram os dados comparativos do diagrama pressão x volume entre os dois ciclos observados, foram escolhidos os ângulos que correspondem ao menor valor de consumo de combustível para cada condição, sendo assim foi escolhido o ângulo de 440° para o ciclo Miller EIVC, 560° para o ciclo Otto e 635° para o ciclo Miller LIVC e comparados os comportamentos entre eles. Os ângulos escolhidos para o ciclo Miller EIVC e LIVC, são ângulos mais extremos para melhor evidenciar o comportamento dos mesmos. O ângulo escolhido para o ciclo Otto é o ângulo no qual ocorre o maior valor de IMEPH.

A Figura 4.5 mostra o logaritmo da pressão x o logaritmo do volume em cada uma das condições de trabalho, diagrama esse que pode ser utilizado para checar a qualidade dos dados de pressão obtidos (HEYWOOD, 1988) além de fornecer uma série de outros parâmetros

importantes. Pode-se observar que para a mesma condição de PME, têm-se comportamento diferente do diagrama, principalmente no que diz respeito a geração de trabalho e a perda por bombeamento. Os três diagramas comparados foram escolhidos de acordo com o valor de pressão máxima para cada condição, foi gerado uma média do valor de pressão máxima de todos os ciclos e esse valor foi utilizado como referência para a escolha do diagrama a ser apresentado entre os 500 ciclos mensurados. Observa-se que ambos geraram valores muito próximo de IMEP, porém diferentes valores de IMEPH e de IMEPL, a maior diferença diz respeito ao valor do bombeamento (IMEPL) ficando evidente que a utilização do ciclo Otto (560°) leva ao maior valor (linha pontilhada vermelha). A utilização do ciclo Miller LIVC (635°) leva a uma pequena redução no valor do IMEPL (Linha contínua preta), e a utilização do ciclo Miller EIVC (440°), leva a uma redução maior no valor da perda por bombeamento (Linha tracejada azul).

Comparando o ciclo Miller EIVC com o ciclo Otto no gráfico da Figura 4.5, fica evidente o efeito do fechamento antecipado da válvula de aspiração na diminuição da perda por bombeamento. No fim do ciclo de aspiração é possível observar que após o fechamento da válvula, as linhas correspondentes ao deslocamento do cilindro até o ponto morto inferior e de retorno até o mesmo volume no qual as válvulas foram fechadas, ocorrem de forma quase que uniforme, gerando uma perda mínima para realizar esse trabalho, efeito esse que foi explicado por (MILLER, 1956) em sua patente e pode ser visualizado através do diagrama da Figura 4.5.

Figura 4.5 – Gráfico mostrando o logaritmo da pressão x o logaritmo do volume em cada uma das condições testadas.



Fonte: Autor

A Figura 4.6 mostra os valores de vários parâmetros de combustão para as condições de operação a partir da qual o gráfico da Figura 4.5 foi gerado. A parte esquerda da imagem mostra para cada condição, o valor da pressão média indicada (IMEP), a mesma separada em IMEPH e IMEPL, a eficiência da pressão média indicada que significa quanto do IMEPH gerado foi realmente convertido em IMEP, a duração da combustão e a pressão máxima atingida no ciclo. A parte direita da Figura 4.6, mostra o ângulo de virabrequim no qual ocorre o percentual de queima de 5% (AI05), 10% (AI10) e 90% (AI90) para cada condição testada. O desenvolvimento inicial da frente de chama dá-se no ângulo de 0 a 5% de fração mássica queimada (AI05 – 0) e a duração da combustão é o período correspondente a 90% da fração mássica queimada menos os 5% iniciais (AI90 – AI05).

Figura 4.6 – Comparativo dos valores de pressão média indicada, pressão máxima e duração da queima para ciclos dos diagramas mostrados na Figura 4.5 – E22.

EIVC	Otto	LIVC
IMEP Bar	IMEP Bar	IMEP Bar
2.51	2.50	2.52
IMEPH Bar	IMEPH Bar	IMEPH Bar
2.85	3.11	3.09
IMEPL Bar	IMEPL Bar	IMEPL Bar
-0.340	-0.618	-0.573
Eff_IMEP Bar	Eff_IMEP Bar	Eff_IMEP Bar
0.881	0.801	0.815
Dur_Comb Graus	Dur_Comb Graus	Dur_Comb Graus
33.00	23.00	28.00
PMAX Bar	PMAX Bar	PMAX Bar
14.81	20.63	17.07

a)

2000 Rpm - 2 Bar		
Ângulos da curva de queima		
EIVC		
AI90 Graus	AI10 Graus	AI05 Graus
24.00	-5.00	-9.00
Otto		
AI90 Graus	AI10 Graus	AI05 Graus
16.00	-5.00	-7.00
LIVC		
AI90 Graus	AI10 Graus	AI05 Graus
24.00	-0.500	-4.00

b)

Fonte: Autor

Na Figura 4.6, pode-se observar que o valor de IMEP é próximo para os dois ciclos comparados. Observa-se que a parte do IMEP responsável pela geração do trabalho, o IMEPH, tem o valor máximo para o ciclo Otto e o valor mínimo para ciclo Miller EIVC, porém mesmo assim, ambos os ciclos tem valores próximos de IMEP e essa diferença vem da parte que é responsável pela perda por bombeamento no ciclo de trabalho, a menor perda é vista no motor com ciclo Miller EIVC e a maior quando ele está operando em ciclo Otto. Para o ciclo Miller LIVC, os valores de IMEPH e de IMEPL ficaram entre os valores dos outros dois ciclos, indicando que o mesmo, apesar de gerar um pouco menos de trabalho que o ciclo Otto, também tem uma perda menor por bombeamento.

Nota-se na Figura 4.5 e é evidenciado na Figura 4.6 que o valor da pressão máxima dentro da câmara de combustão muda de acordo com o ciclo de trabalho. Como o ângulo de virabrequim no qual ocorre o pico de pressão máxima é o mesmo entre os ciclos comparados (12°), condição para manter o máximo torque, observa-se que o ciclo Otto é o que gera maior

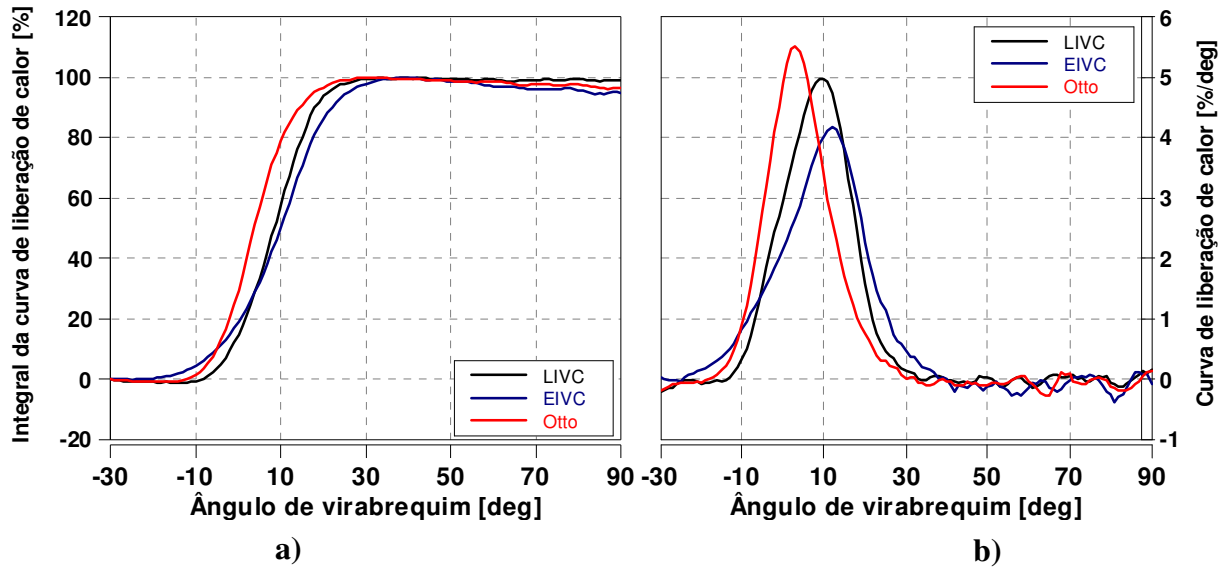
pressão dentro da câmara de combustão, seguido do ciclo Miller LIVC e a menor pressão é gerada pelo ciclo Miller EIVC.

Com relação á eficiência de conversão da pressão média indicada (Eff_{IMEP}) pode ser visto que apesar de gerar o menor trabalho no ciclo, o ciclo Miller EIVC tem uma eficiência de conversão de IMEP maior, por gerar menos perdas, eficiência essa que é 8% maior se comparada ao ciclo Otto.

A duração da combustão é outro parâmetro importante na Figura 4.6, é evidenciado que ela é maior operando com o ciclo Miller EIVC do que com os demais, observa-se ainda que o ciclo Otto tem a queima mais rápida entre os ciclos comparados. Na Figura 4.6b, se compararmos o ciclo Miller EIVC E LIVC, que são os dois que geraram ganho de eficiência, pode ser visto que a combustão termina no mesmo ângulo do eixo virabrequim, porém a combustão do ciclo Miller EIVC têm avanço de ignição maior (18° a mais) e o valor correspondente a 5% de queima é atingido no ângulo de -9° do eixo virabrequim, evidenciando que o início da queima ao operar com ciclo Miller EIVC é mais lenta. Além de ter o início mais lento, o desenvolvimento da queima é mais lento para o ciclo Miller EIVC que para o LIVC.

A curva de liberação de energia proporciona um melhor entendimento do fenômeno de queima dentro da câmara de combustão, fornecendo o percentual da liberação de calor em cada ângulo de virabrequim durante o processo de queima, essa curva pode ser vista na Figura 4.7b para cada um dos 2 ciclos mencionados. Pode ser visto que o Ciclo Otto tem uma liberação de energia maior que os demais durante o ciclo de combustão, levando a maiores temperaturas dos gases dentro da câmara de combustão. Na Figura 4.7a pode ser visualizada a integral da curva de liberação de calor, curva essa que mostra o percentual de liberação por ângulo de virabrequim para cada um dos ciclos estudados, observa-se que por apresentar queima mais rápida, a curva de liberação de calor para o ciclo Otto começa e termina antes que as demais, e que a combustão para o ciclo Miller EIVC, apesar de começar mais cedo, é mais lenta, terminando ao mesmo tempo que para o ciclo Miller LIVC.

Figura 4.7 – Curva de liberação de calor e integral da curva de liberação de calor para os ciclos estudados – E22.

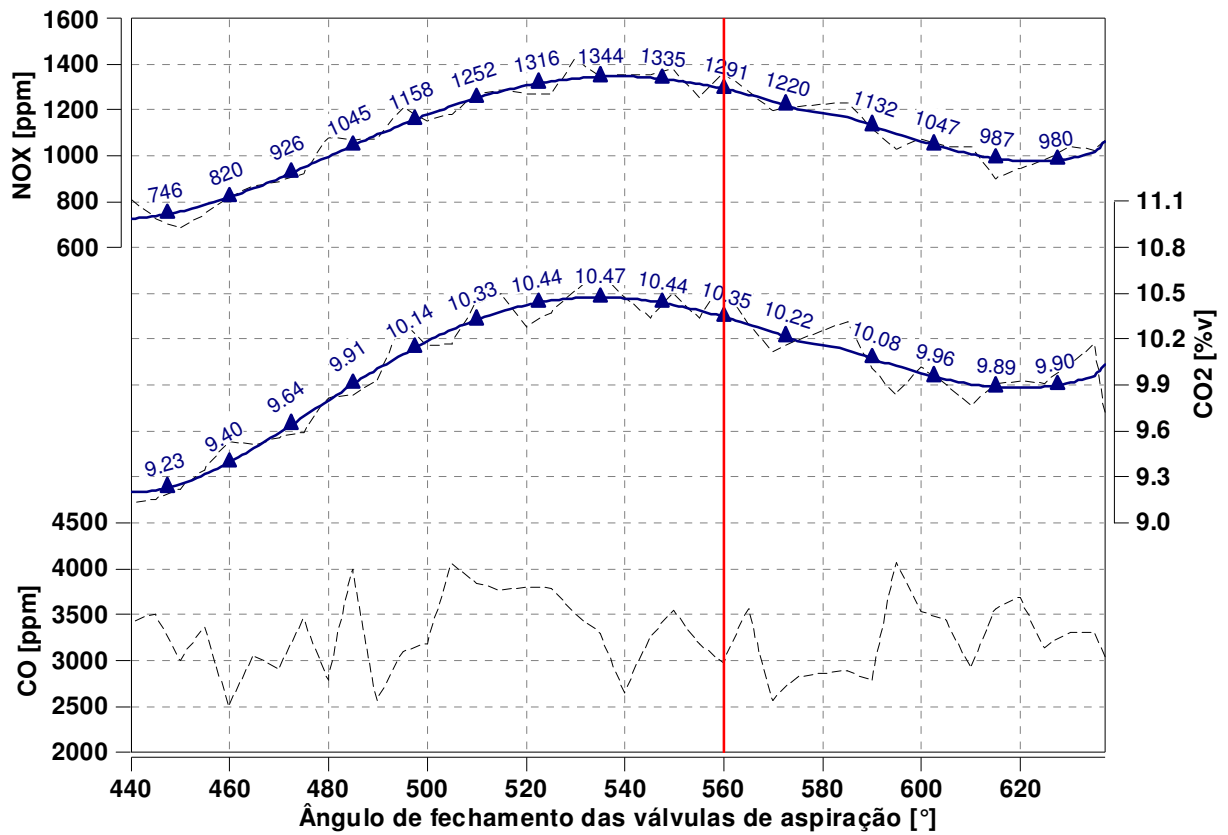


Fonte: Autor

A Figura 4.8 mostra as emissões brutas de poluentes nos gases do escapamento, gás esse que foi colhido antes do catalizador realizar a conversão. Observa-se a partir da regressão polinomial dos dados, que tanto o NO_x quanto o CO_2 seguem a mesma tendência, sendo que os valores máximos são encontrados na operação com ciclo Otto. Para o NO_x pode ser visto que a utilização do ciclo Miller EIVC e LIVC mostram-se vantajosas para a diminuição do mesmo, mecanismo esse gerado principalmente pela diminuição da temperatura na câmara de combustão.

A partir da observação dos valores de CO_2 evidencia-se que a utilização do ciclo Miller leva a uma redução do mesmo. Esse comportamento é diretamente ligado a vazão de ar, a qual, é reduzida na utilização desses ciclos. Relação essa que é mostrada na Figura 4.9.

Figura 4.8 – Gráfico comparativo com os valores de emissões de poluentes para os diferentes ângulos de fechamento das válvulas de aspiração – E22.

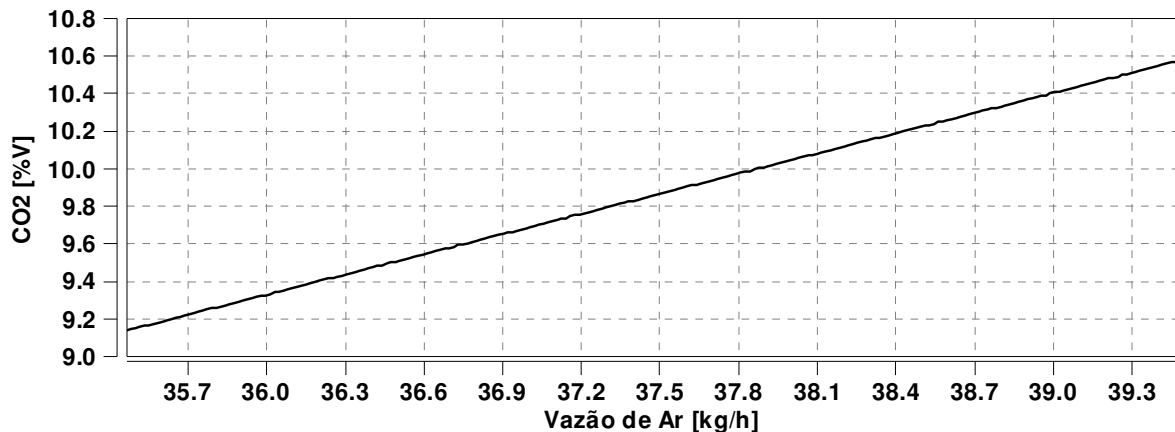


Fonte: Autor

A Figura 4.8, mostra que o comportamento do CO oscila entre os valores de 2500 e 4000 partes por milhão, porém não mostra uma tendência de aumento ou diminuição se comparado o ciclo Otto com o ciclo Miller, fato esse ocorrido pela utilização de mistura estequiométrica e um baixo valor de covariância em todos os testes.

Os valores de emissões brutas mostrados na Figura 4.8 mostram que a utilização do ciclo Miller, se comparados com o ciclo Otto, é vantajosa para a diminuição dos valores de NO_x, CO e CO₂.

Figura 4.9 – Gráfico mostrando a relação entre CO₂ e vazão de ar – E22.



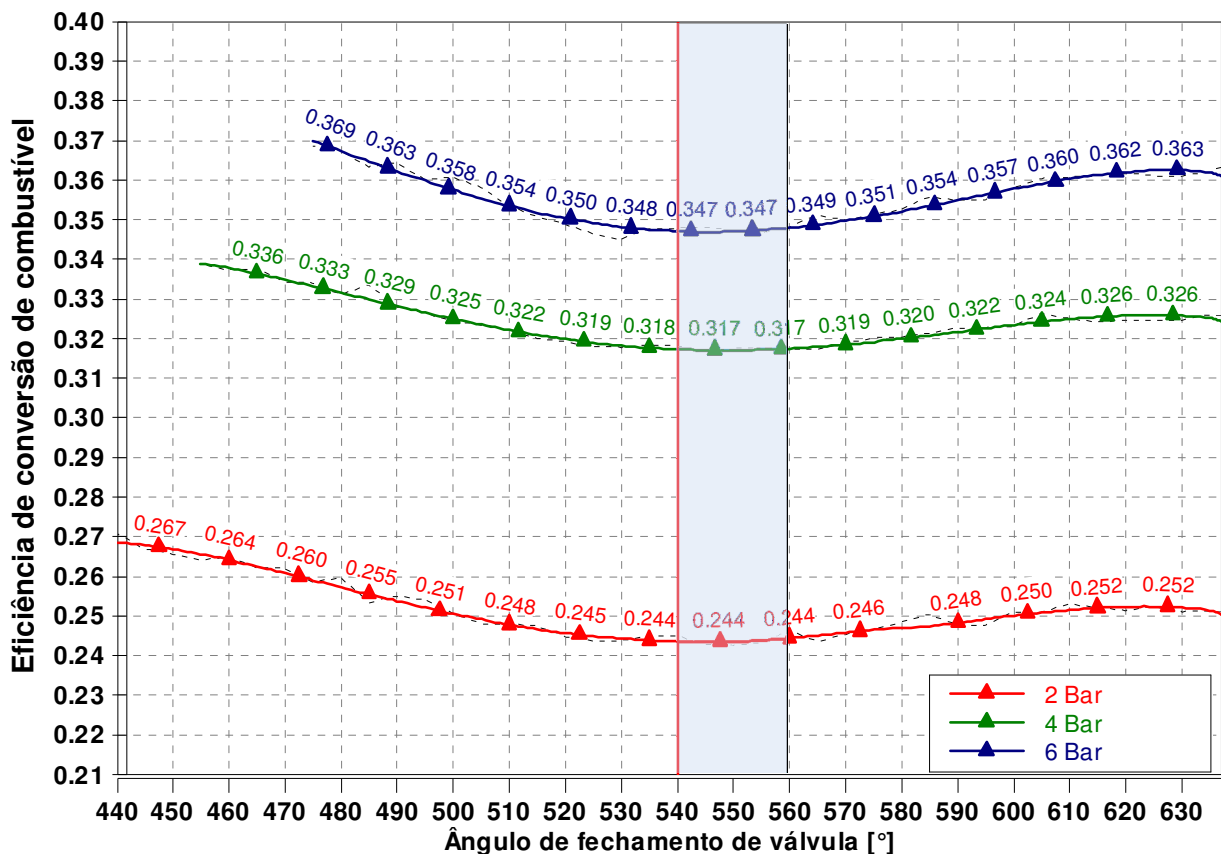
Fonte: Autor

4.1.2 2000 rpm com 2, 4 e 6 Bar de pressão média efetiva.

Para demonstrar como comportam-se os ciclos Miller e Otto com a variação do valor de pressão média efetiva, são comparados os valores de 2, 4 e 6 bar de PME na mesma rotação de 2000 rpm com E22. A Figura 4.10 demonstra o comparativo da eficiência de conversão de combustível para cada ângulo de fechamento da válvula de aspiração em cada condição de pressão média efetiva, a faixa demonstrada mostra a região de operação com o ciclo Otto. Nota-se que o comportamento observado para os diferentes valores de pressão média efetiva, refletem comportamento semelhante com o observado para o valor de 2 Bar de pressão média efetiva, mostrando que a utilização do ciclo Miller com EIVC, é mais vantajosa que a utilização dos demais. Segundo resultados obtidos por (KNOP; MATTIOLI, 2015) a partir de simulações, o mecanismo de aumento de eficiência na utilização de EIVC advém do fechamento antecipado da válvula de aspiração, esse fechamento antecipado, leva a um aumento na intensidade da turbulência no ciclo de aspiração, porém o tempo que a mistura permanece dentro do cilindro sendo expandida e comprimida, leva a uma dissipação da turbulência gerada no ciclo de aspiração que é intensificado com o fechamento mais cedo da válvula de aspiração, como resultado a energia cinética no momento da ignição é reduzida se comparada á obtida com o ciclo Otto. O aumento da pressão média efetiva mostra uma intensificação desse efeito, levando a uma diminuição no ganho de eficiência, mas mesmo assim, como têm uma maior redução do atrito fluido a partir do *dethrottling*, ainda é mais vantajoso que os outros ciclos comparados. Para a operação e LIVC (KNOP; MATTIOLI, 2015) mostraram por meio de simulação que esse ciclo de trabalho leva a um pequena

redução da energia cinética no momento da ignição, redução essa que é causada pela destruição da estrutura de fluxo no momento que a energia de compressão é maior que a energia de aspiração e a carga volta ao coletor de aspiração (*Backflow*). No EIVC, o aumento da carga leva a um aumento na energia cinética de admissão e o fechamento antecipado da válvula de aspiração mostrou-se benéfico pois levou a um aumento de ganho na eficiência de conversão de combustível, principalmente em 6 bar de pressão média efetiva, pressão na qual o delta entre o ganho na operação com o LIVC ficou somente 1,7% pior que o ganho com a operação em EIVC. Porém para todas as pressões testadas, como o ciclo Miller com EIVC permite um maior *dethrottling*, levando a uma maior redução da perda por bombeamento, o ciclo Miller EIVC mostrou-se mais eficiente se comparado com o ciclo Otto e com LIVC.

Figura 4.10 – Gráfico com o comparativo da eficiência de conversão de combustível para cada condição de pressão média efetiva em 2000 rpm – E22.



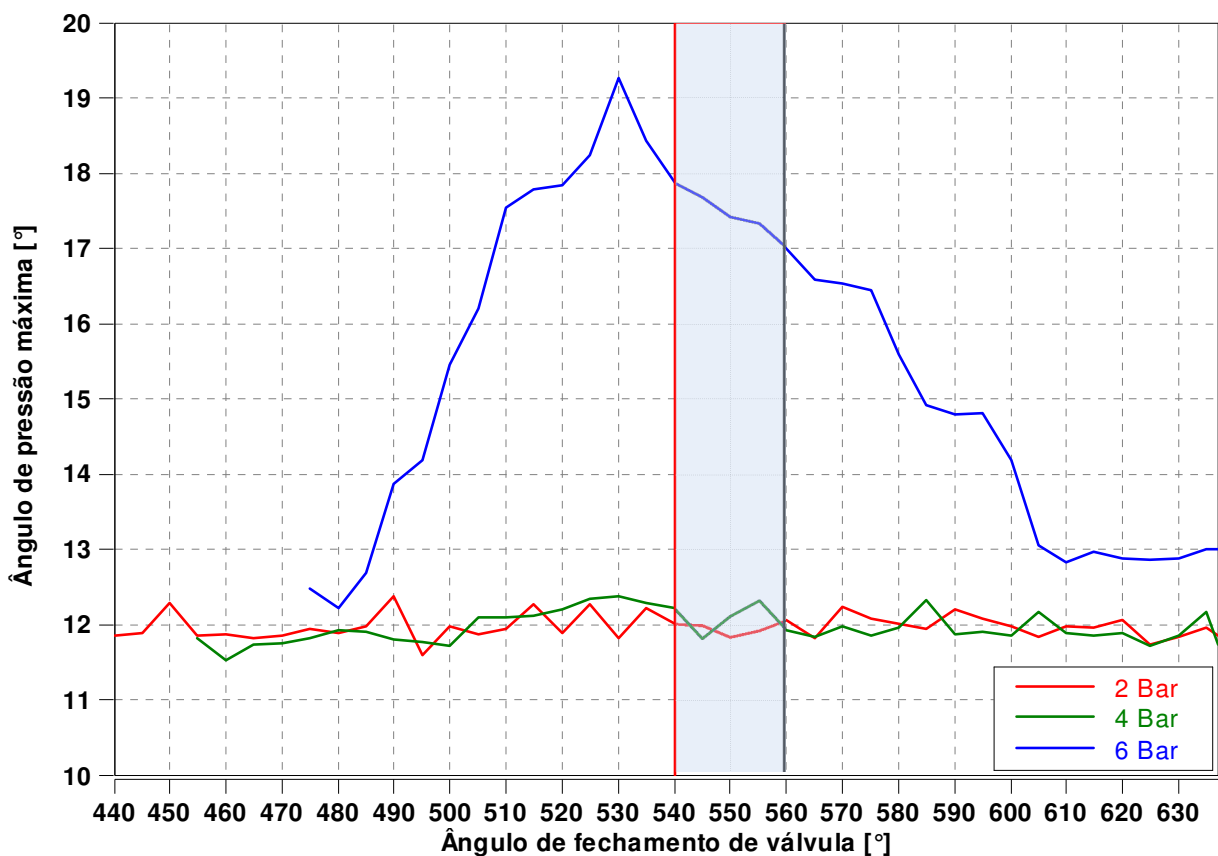
Fonte: Autor

Conforme mostrado na metodologia (3.10.2.4) foi utilizado um critério para identificação de detonação, caso estivesse ocorrência de detonação no cilindro, o avanço de ignição deveria ser atrasado para mitigar a ocorrência da mesma. O aumento da carga do motor, requer uma

maior abertura da válvula borboleta, fato que justifica uma redução dos ganhos relativos para as condições de 4 em relação a 2 bar. Essa tendência de redução do ganho relativo era esperado para a condição de 6 bar, contudo o oposto é observado. A supressão da detonação devido a operação em ciclo Miller permite a utilização do avanço em máximo torque, fato que maximiza o trabalho líquido por ciclo e conseqüentemente reduz o consumo de combustível.

A Figura 4.11 mostra a partir do valor do ângulo de pressão máxima, que deveria ser mantido em 12°, que durante os testes com 6 bar de pressão média efetiva, o motor operando em ciclo Otto ou em regiões próximas, tem a ocorrência do fenômeno de detonação. Para reduzir esse fenômeno foi atrasado o ângulo do avanço de ignição, levando ao aumento no ângulo de pressão máxima. A utilização de ciclo Miller, leva a uma redução desse fenômeno e até mesmo a não ocorrência de detonação com valores de ângulos próximo a 440° e a 635°.

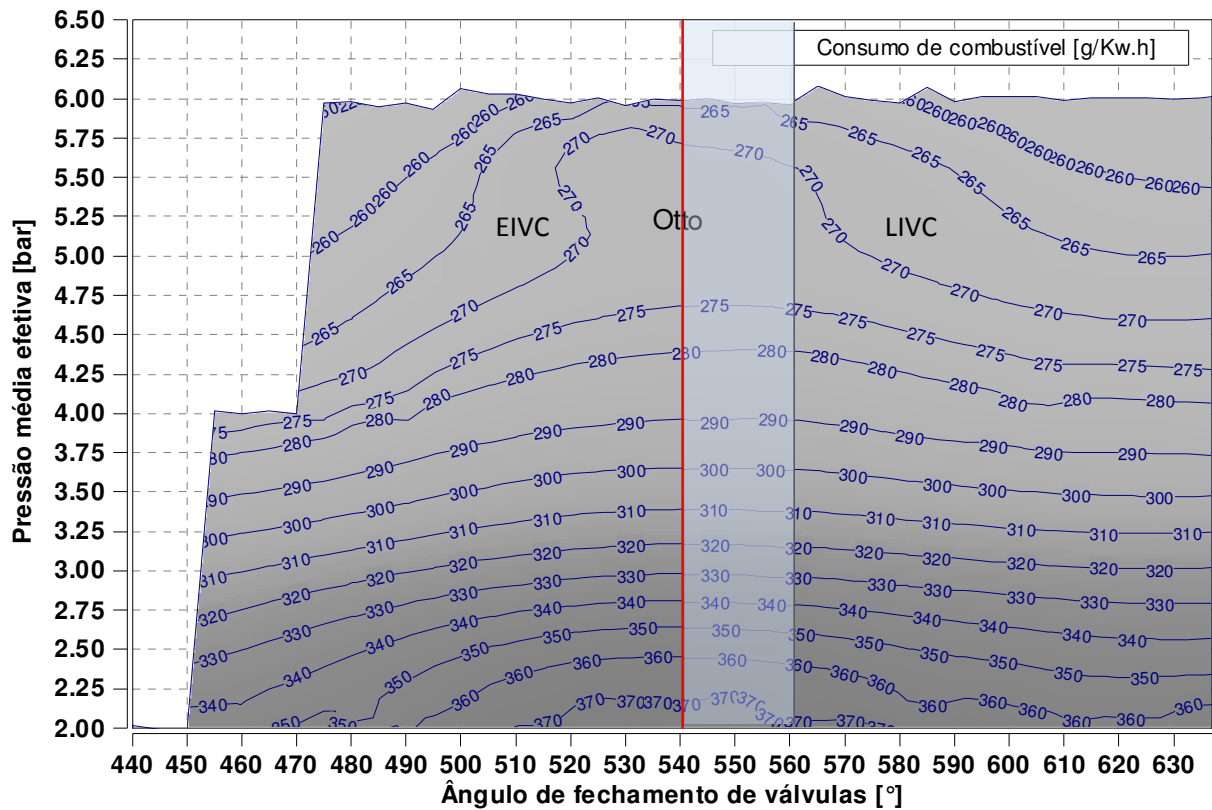
Figura 4.11 – Gráfico comparativo do ângulo de pressão máxima para cada condição de pressão média efetiva testada – E22.



Fonte: Autor

Na Figura 4.12 pode-se ver um mapa parcial de consumo específico de combustível em g/kw.h gerado a partir dos pontos mensurados, esse mapa tem o objetivo de ilustrar em uma região maior, o efeito da utilização dos ciclos não convencionais para no consumo de combustível. Para os pontos que não foram mensurados foi utilizado um algoritmo de interpolação no qual os valores atribuídos aos pontos desconhecidos são calculados com uma média ponderada dos valores disponíveis nos pontos conhecidos, média essa que atribui pesos de acordo com a distância do ponto mensurado, sendo que o maior peso é dado para regiões mais próximas do ponto.

Figura 4.12 – Mapa de consumo de combustível a partir dos pontos de pressão média efetiva mensurados – E22.



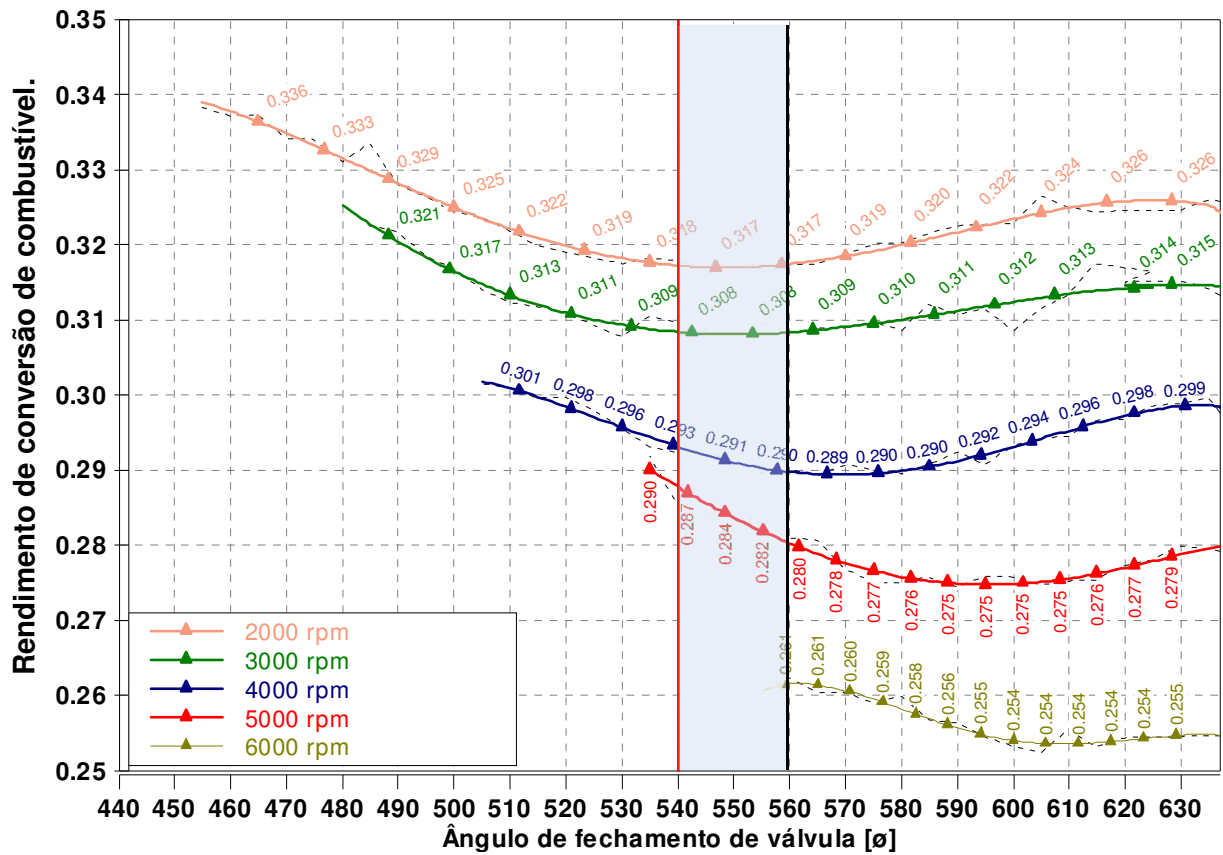
Fonte: Autor

4.1.3 2000, 3000, 4000, 5000, 6000 rpm com 4 Bar de pressão média efetiva.

Para mostrar como comportam-se os ciclos Miller e Otto com a variação do valor de rotação, mantendo-se constante o valor da pressão média efetiva, são comparados os valores de 2000, 3000, 4000, 5000 e 6000 rpm com 4 bar de pressão média efetiva e com E22. A Figura 4.13 demonstra o comparativo do eficiência de conversão de combustível no eixo, ou seja,

rendimento líquido para cada ângulo de fechamento da válvula de aspiração em cada rotação. Os valores para 2000 rpm já foram anteriormente discutidos, mas é interessante notar em 3000 rpm, os pontos de pior rendimento ainda são os pontos próximos a utilização do ciclo Otto, com 4000 rpm, a utilização de ciclo Otto e Miller EIVC mostraram-se vantajosas, porém os pontos de pior eficiência podem ser observados na região de operação em ciclo Miller LIVC, sendo que a utilização de EIVC com altos valores de ângulo de fechamento da válvula de admissão ainda é vantajosa. A partir de 5000 rpm nota-se que para manter a carga de 4 bar, mesmo com a válvula borboleta totalmente aberta, a utilização de ciclo Miller EIVC não é mais possível, pois o fechamento muito cedo da válvula de aspiração em altas rotações, não permite que a mistura ar/combustível entre na câmara de combustão em tempo suficiente para manter a carga de 4 bar. A 5000 rpm nota-se que é mais vantajosa a utilização de ciclo Otto que o ciclo Miller LIVC, o qual leva a uma piora de eficiência. A 6000 rpm, têm-se alguns ângulos de fechamento da válvula de aspiração que permitem manter a carga em 4 bar, mas mesmo só com a utilização dos ciclos Otto e Miller LIVC e com uma pequena variação da eficiência, nota-se que quanto mais cedo for o ângulo de fechamento da válvula de aspiração, melhor o resultado em eficiência de conversão de combustível líquida.

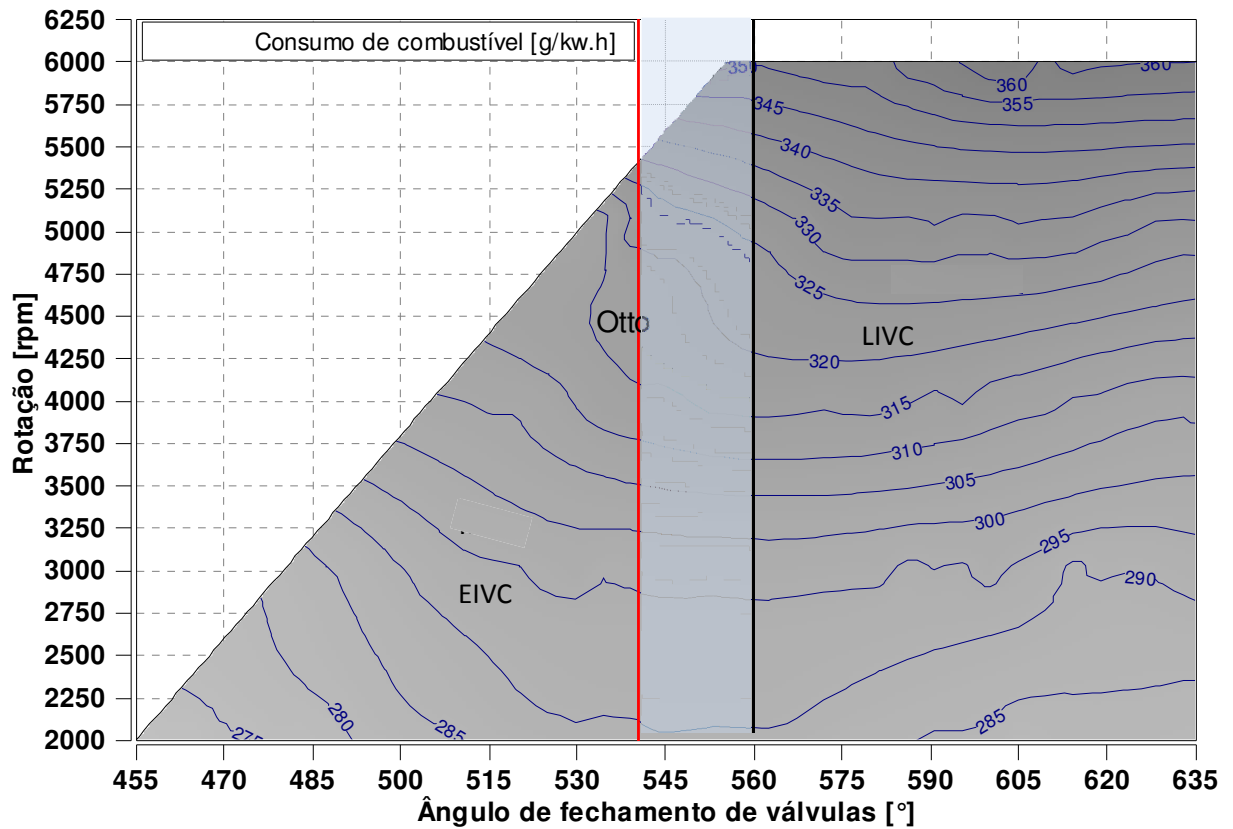
Figura 4.13 – Rendimento de conversão de combustível no eixo versus ângulo de fechamento da válvula de aspiração em cada rotação testada – E22.



Fonte: Autor

Da mesma forma que foi feita para os diferentes pontos de pressão média efetiva na Figura 4.12, a Figura 4.14 mostra um mapa parcial de consumo específico de combustível em g/kw.h gerado a partir dos pontos mensurados para a pressão média efetiva de 4 bar, esse mapa tem o objetivo de ilustrar em uma região maior, o efeito da utilização dos ciclos não convencionais para no consumo de combustível. Nota-se que como não foi possível realizar a medição de todos os pontos de ângulo de fechamento da válvula de aspiração com rotações mais altas, essa região não está preenchida.

Figura 4.14 – Mapa de consumo de combustível a partir dos pontos de rotação mensurados – E22.



Fonte: Autor

4.2 Resultados com E100.

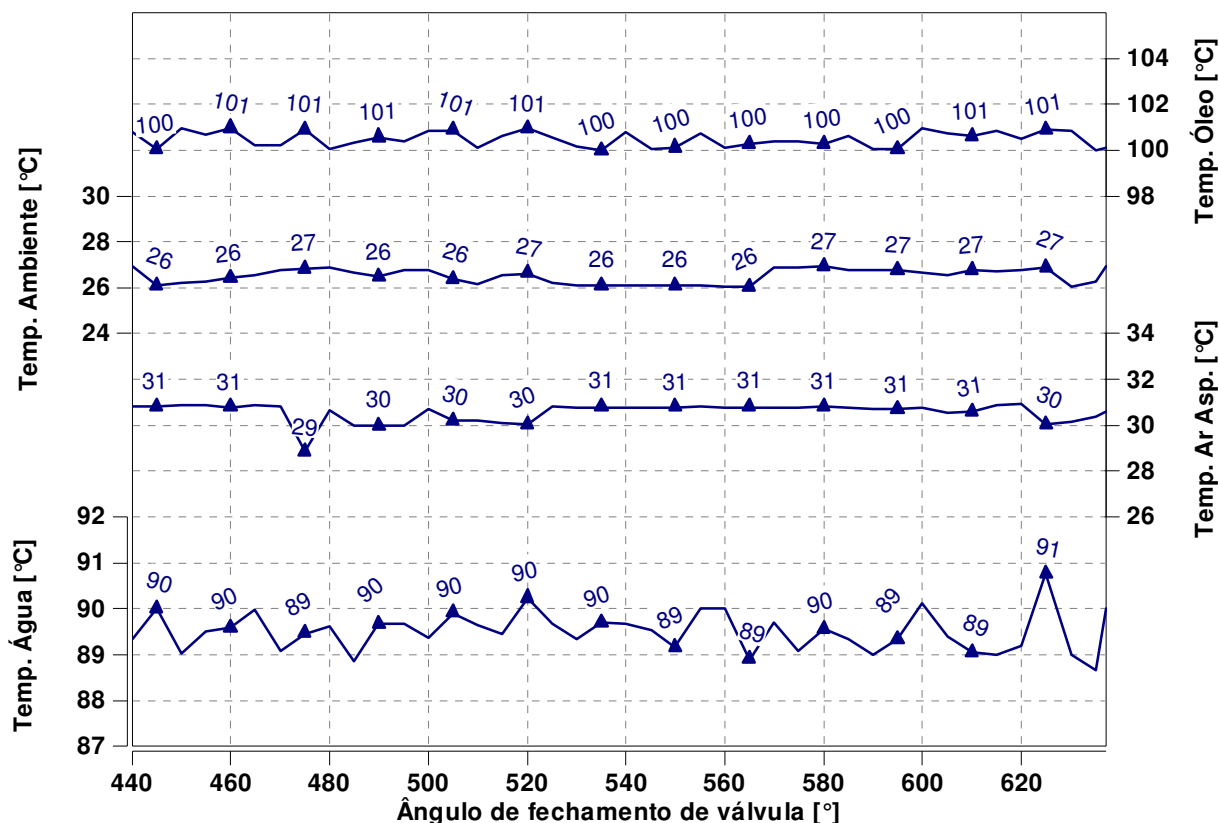
Após apresentados os resultados obtidos com E22, a mesma ordem é utilizada para expor os dados com E100, primeiramente são mostrados os dados para a condição de 2000 rpm e 2 bar de pressão média efetiva, de forma a comparar os dados mais relevantes em cada ângulo de válvula testado e melhor explicar os dados obtidos. Para mostrar o efeito da mudança da carga nos dados observados, são comparadas todas as cargas testadas para a rotação de 2000 rpm e por fim comparar na condição de 4 bar de pressão média efetiva, as diferentes rotações para que seja visualizado o efeito da mudança da rotação.

4.2.1 2000 rpm com 2 Bar de pressão média efetiva.

Da mesma forma que mostrado para E22, para E100, em cada ângulo de válvula testado foi necessário garantir que as condições de testes fossem nominais e que elas não variassem

durante a mudança do ângulo testado. A Figura 4.15 mostra as temperaturas de óleo, de ar ambiente, do ar aspirado e de água durante o funcionamento do motor nos testes. Temperaturas essa que foram mantidas nos valores nominais de trabalho para que nenhum correção da UCE atuasse durante o funcionamento do motor.

Figura 4.15 – Condições de teste durante a prova realizada (E100).



Fonte: Autor

Na Figura 4.15 pode ser visto que com a variação do ângulo de fechamento das válvulas de aspiração, os parâmetros de contorno da prova controlados por controladores PID mantiveram-se estáveis. As oscilações presentes na figura são aceitáveis para essa malha de controle. As temperaturas mostradas tiveram valores objetivos com a oscilação permitida de $\pm 1^\circ$ para que não houvesse nenhuma interferência do controle eletrônico da central, levando a correções não desejadas. A temperatura de óleo, mostrada na primeira linha, tinha como objetivo o valor de 100°C , já a temperatura ambiente, mostrada na segunda linha deveria ser controlada de forma a manter a temperatura do ar aspirado pelo motor (3ª linha) no valor de 30°C . A ultima linha que mostra a temperatura de água do motor foi controlada de modo a atingir o valor de 90°C .

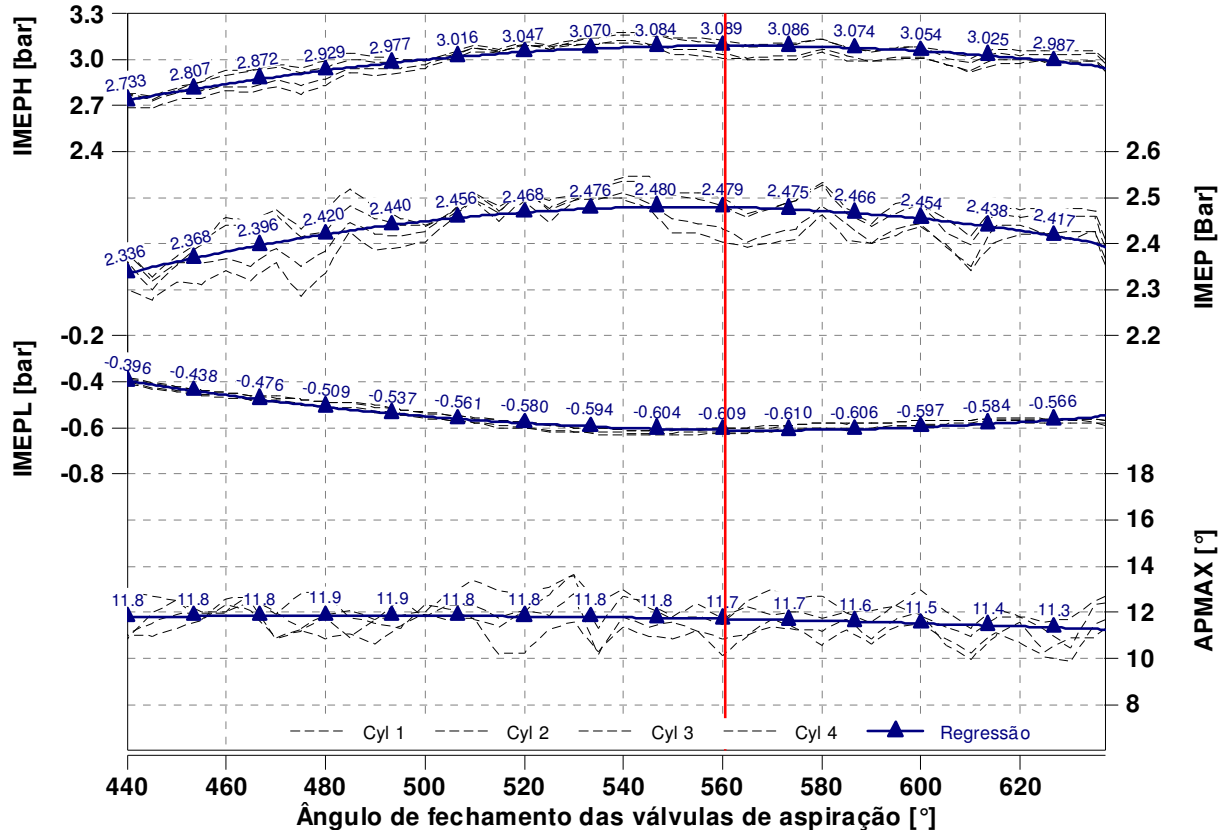
Assim como observado nos dados com E22, durante a variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração e a mudança do ciclo teórico de trabalho do motor, o maior impacto pode ser visto nos dados de combustão. A Figura 4.16 mostra a variação dos dados de pressão média indicada (IMEP) com a variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração, assim como a separação da mesma na parte de bombeamento, que é a pressão média indicada inferior (IMEPL) e na parte responsável pela geração do trabalho, que é a pressão média indicada superior (IMEPH). Além disso está mostrado no gráfico, o valor do ângulo no qual ocorre a pressão máxima, que para esses testes foi fixado como valor de referência de 12° , de modo que mesmo após a mudança do ângulo de fechamento da válvula de aspiração, fosse possível trabalhar com o avanço de ignição em valores próximos do valor que gera o máximo torque.

Como foi feita aquisição com o sensor de pressão nos 4 cilindros, está mostrado no gráfico a variação dos parâmetros entre os cilindros, que são as linhas pontilhadas para cada parâmetro, assim como um ajuste polinomial de segunda ordem na linha mais escura, que representa a tendência dos dados dos cilindros e melhor mostra o comportamento de cada parâmetro. Além disso, a linha cheia vertical no gráfico mostra os valores correspondentes à operação em ciclo Otto, que serve como referência para as análises.

Os valores de IMEPH com E100 mostram que a utilização de ciclo Miller EIVC tende a reduzir os valores de trabalho gerado para cada ângulo de fechamento da válvula de aspiração, os valores encontrados nos testes com E100 mostram valores de trabalho gerado muito próximo dos valores com E22 sendo que a média dos valores com E100 foram levemente maiores. Nota-se que a utilização de ciclo Miller em EIVC leva a uma redução progressiva dos valores de IMEPH que chega até a 11% no caso do ângulo de 440° e que a utilização de ciclo Miller LIVC também leva a uma redução progressiva nos valores de IMEPH que chega até a 3% no caso do ângulo de 637° , ambos comparado com o valor gerado pelo ciclo Otto tradicional. É importante observar que a utilização de ciclo Otto varia com a energia cinética dos gases e vai do ângulo de 540° de virabrequim até o ângulo de máximo enchimento. Para esse ponto de operação, esse ângulo de virabrequim está próximo de 560° , pois é o ângulo no qual consegue-se o maior valor de IMEPH, o qual mostra o trabalho de compressão e expansão expondo claramente o efeito da inércia dos gases.

Para o trabalho de bombeamento do motor (IMEPL), trabalho esse que representa as perdas por atrito fluido, o qual é reduzido com a utilização de ciclo Miller, nota-se na Figura 4.16 que a utilização do ciclo Miller leva a uma redução na perda por bombeamento, redução essa que é progressiva e tem valores próximos dos encontrados para E22. Com o motor operando em ciclo Miller EIVC, tende-se a ter uma redução maior do IMEPL pela própria natureza do ciclo, o qual fecha as válvulas de aspiração antes do ponto morto inferior, o trabalho de expansão e compressão da mistura após o fechamento das válvulas gera uma perda mínima. Pode-se observar que a redução no trabalho de bombeamento com o EIVC chega a 34% no caso do ângulo de 440°. Para o caso da operação em LIVC, como as válvulas de aspiração são mantidas abertas até que a pressão de compressão seja maior que a pressão de admissão, levando a um retorno da carga para o coletor de aspiração, a perda por bombeamento tende a diminuir, mas não na mesma proporção que operando EIVC, essa redução para o E100 chega a 6% no ângulo de fechamento de 637°.

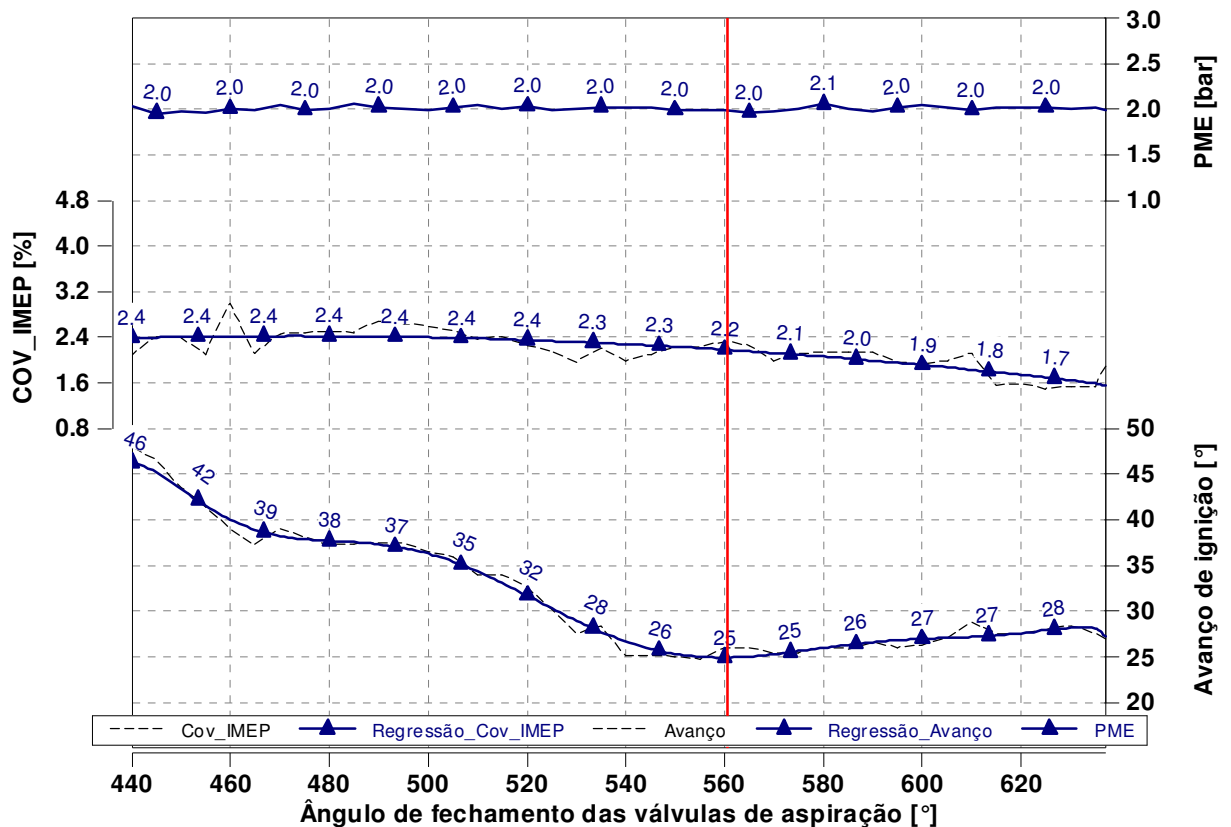
Figura 4.16 – Gráfico com os dados de combustão durante a variação do ângulo de fechamento de válvula de aspiração - E100.



Fonte: Autor

Os testes experimentais foram feitos com os valores de pressão média efetiva constante em 2 bar, valores esse que podem ser visualizados na Figura 4.17. É possível verificar a partir da covariância da pressão média indicada na Figura 4.17 que a utilização de LIVC leva a uma melhora na qualidade da combustão enquanto o ciclo Miller EIVC mantêm a qualidade da combustão nos mesmos parâmetros que encontrados para o ciclo Otto. Nota-se que o ciclo Miller EIVC com E22 leva a um degrado na qualidade da combustão, porém com E100, a utilização de EIVC apesar de destruir a estrutura turbulenta na região próxima a centelha, não sofre um degrado da combustão pela melhor capacidade de evaporação e melhor qualidade de queima encontrado no álcool. Pode ser observado que a utilização de E100 leva a valores de covariância de combustão melhor que o E22, fato esse devido á composição do etanol que possui uma cadeia única de hidrocarbonetos, o que leva a uma injeção constante de hidrocarbonetos e uma constância melhor durante o processo de combustão entre os diferentes ciclos. Já o E22, possui cadeias de hidrocarbonetos mais leves e mais pesadas, as quais, durante diferentes ciclos de injeção, geram diferentes condições de combustão, levando a uma maior covariância durante os ciclos.

Figura 4.17 – Gráfico evidenciando o valor do avanço de ignição, COV_IMEP e PME em função do ângulo de fechamento da válvula de aspiração - E100.

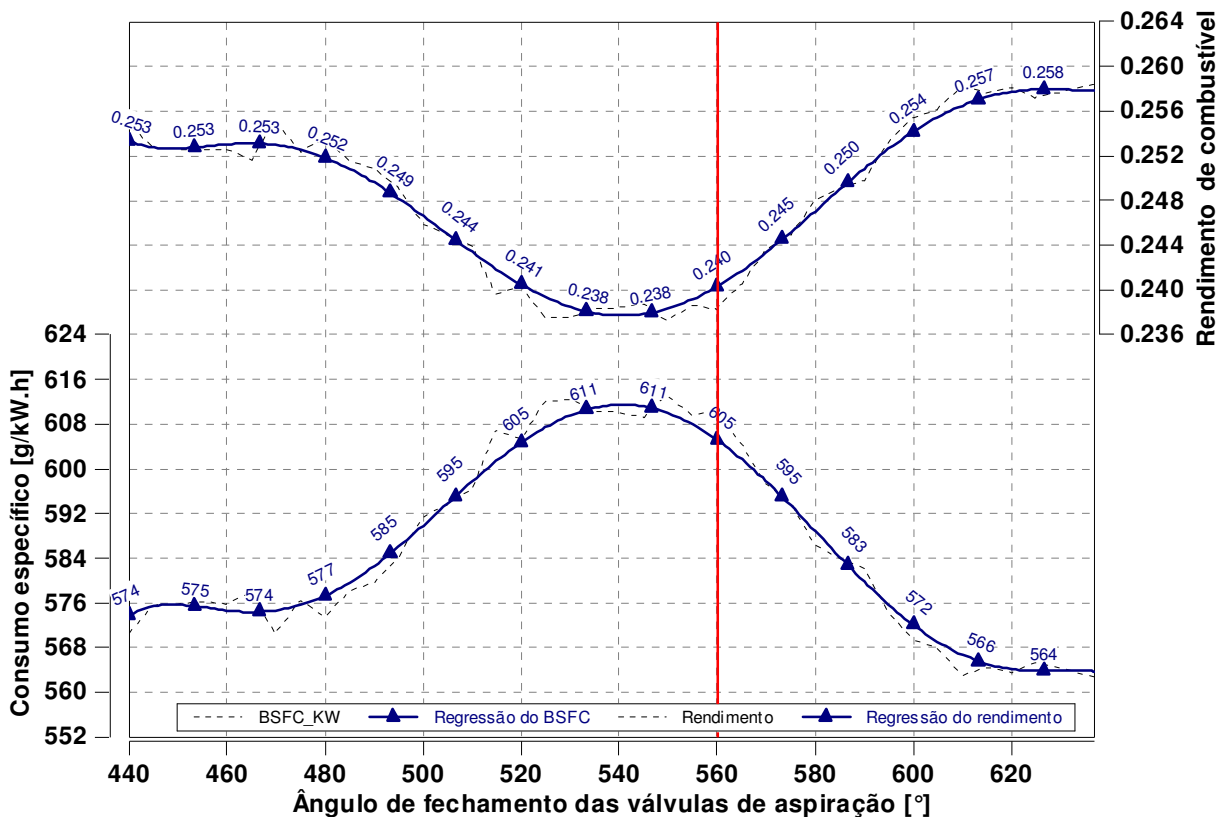


Fonte: Autor

A Figura 4.17 mostra que para manter o ângulo de pressão máxima em 12 graus, a fim de obter uma condição de combustão que é mais próxima do máximo torque, foi necessário variar o valor do avanço de ignição. Valores esses que para utilização em ciclo Miller LIVC ficaram próximos do valor de ciclo Otto, porém na utilização em ciclo Miller EIVC, foi necessário que o ângulo de ignição fosse progressivamente adiantado para que o ângulo de pressão máxima fosse mantido em 12 graus mostrando um comportamento muito semelhante ao encontrado com E22.

Na Figura 4.18 estão mostrados os valores de consumo de combustível e rendimento para cada ângulo de válvula testado, são mostrados os valores brutos e para melhor visualizar uma tendência, é traçado um ajuste polinomial, mostrando que ambos os dados seguem uma tendência polinomial e que mesmo para valores de ângulos não testados experimentalmente, os valores de consumo de combustível e de rendimento podem ser aproximados pelo valor encontrado através da equação do polinômio. Nota-se que no testes experimental com E100 o comportamento foi diferente do observado com E22 sendo que para valores de ângulo de fechamento de válvula próximo a 635° o resultado com ciclo Miller LIVC foi levemente melhor que com o ciclo Miller EIVC, que por sua vez foi melhor que com ciclo Otto. Com E100, os dados mostram que a utilização de ciclo Miller LIVC é levemente mais vantajosa para essa condição, ao contrário de E22 que mostrava uma melhora com a utilização de ciclo EIVC. Porém ambos os combustíveis mostram o ciclo Miller melhor que o ciclo Otto.

Figura 4.18 - Gráfico mostrando os valores de rendimento de conversão de combustível e do consumo específico de combustível para cada ângulo de fechamento das válvulas de aspiração – E100.



Fonte: Autor

Com etanol, ao trabalhar com o motor em ciclo Miller EIVC observou-se que para o menor ângulo de fechamento da válvula de aspiração, foi obtido um ganho no rendimento de conversão de combustível de 5.1%, que foi resultado de um ganho no consumo de combustível que saiu de 605 g/KW.h para 574 g/KW.h. Quando o motor operou em ciclo Miller LIVC, também foi possível um ganho no rendimento no mesmo, para etanol esse ganho foi maior se comparado com o EIVC, e chegou até 6,8%. Ganho esse obtido a partir de um ganho no consumo de combustível que saiu de 605 g/KW.h para 564 g/KW.h.

As Figura 4.19 e 4.20 mostram os dados comparativos do diagrama pressão x volume entre os dois ciclos observados, foram escolhidos os ângulos que correspondem ao menor valor de consumo de combustível para cada condição, sendo assim foi escolhido o ângulo de 440° para o ciclo Miller EIVC, 560° para o ciclo Otto e 635° para o ciclo Miller LIVC e comparados os comportamentos entre eles. Os ângulos escolhidos para o ciclo Miller EIVC e LIVC, são

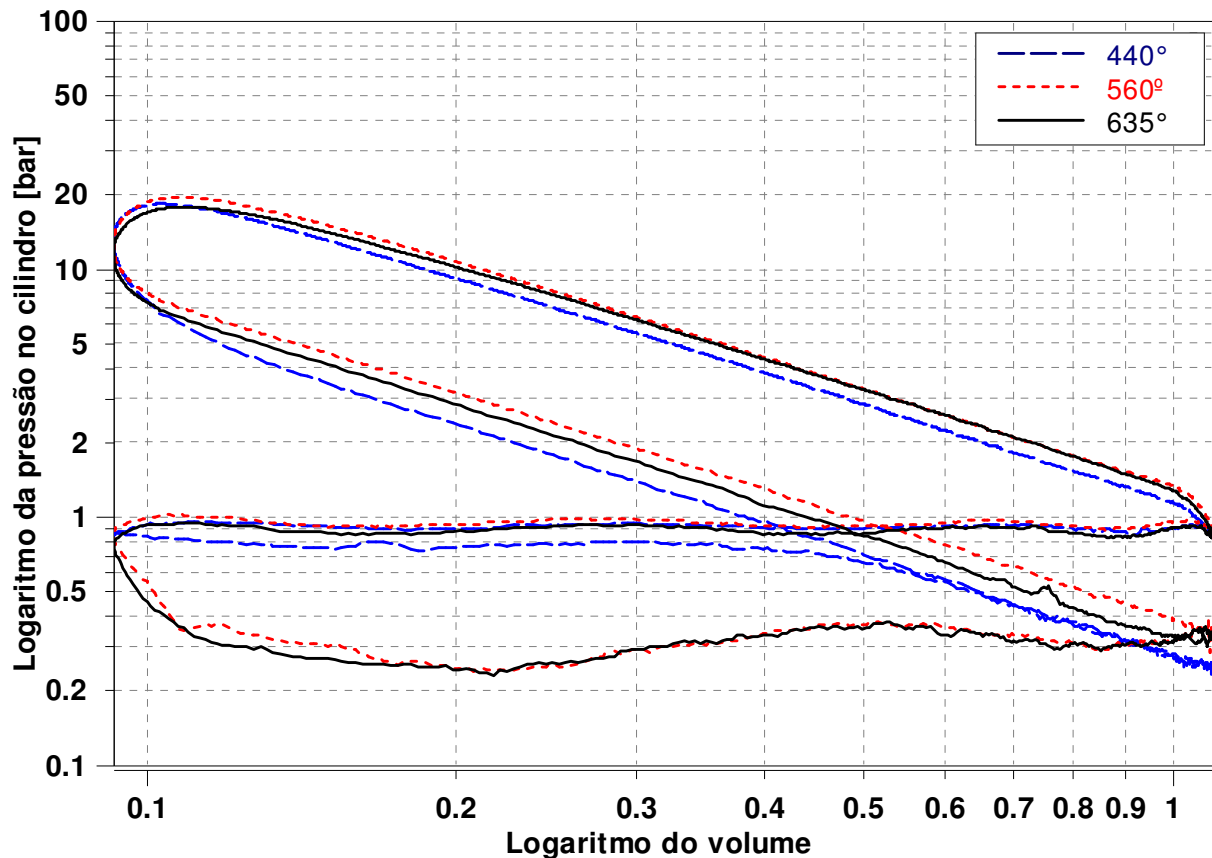
ângulos mais extremos para melhor evidenciar o comportamento dos mesmos. O ângulo escolhido para o ciclo Otto é o ângulo no qual ocorre o maior valor de IMEPH.

A Figura 4.19 mostra o logaritmo da pressão x o logaritmo do volume em cada uma das condições de trabalho. Pode-se observar que para a mesma condição de PME, têm-se comportamento diferente do diagrama, principalmente no que diz respeito a geração de trabalho e a perda por bombeamento. Os três diagramas comparados foram escolhidos de acordo com o valor de pressão máxima para cada condição, foi gerado uma média do valor de pressão máxima de todos os ciclos e esse valor foi utilizado como referência para a escolha do diagrama a ser apresentado entre os 500 ciclos mensurados. Observa-se que ambos geraram o mesmo valor de IMEP, porém diferentes valores de IMEPH e de IMEPL, a maior diferença diz respeito ao valor do bombeamento (IMEPL) ficando evidente que a utilização do ciclo Otto (560°) leva ao valor levemente maior (linha pontilhada vermelha). A utilização do ciclo Miller LIVC (635°) leva a uma pequena redução no valor do IMEPL (Linha contínua preta), e a utilização do ciclo Miller EIVC (440°), leva a uma redução maior no valor da perda por bombeamento (Linha tracejada azul).

Da mesma forma que observado com E22, se comparando o ciclo Miller EIVC com o ciclo Otto no gráfico da Figura 4.19, fica evidente o efeito do fechamento antecipado da válvula de aspiração na diminuição da perda por bombeamento.

A Figura 4.20 mostra os valores dos parâmetros de combustão para os ciclos mostrados na Figura 4.19. Para fazer a seleção dos ciclos que foram comparados foi utilizado o ciclo no qual os três ângulos de fechamento da válvula de aspiração davam valores próximos ao valor médio da pressão máxima no cilindro nos 500 ciclos. A Figura 4.19a mostra para cada condição, o valor da pressão média indicada (IMEP), a mesma separada em IMEPH e IMEPL, a eficiência da pressão média indicada (Eff_IMEP) que significa quanto do IMEPH gerado foi realmente convertido em IMEP, a duração da combustão e a pressão máxima atingida no ciclo. A Figura 4.20b, mostra o ângulo de virabrequim no qual ocorre o percentual de queima de 5 (AI05), 10(AI10) e 90% (AI90) para cada ciclo testado. O desenvolvimento inicial da frente de chama dá-se no ângulo de 0 a 5% de fração mássica queimada (AI05 – 0) e a duração da combustão é o período correspondente a 90% da fração mássica queimada menos os 5% iniciais (AI90 – AI05).

Figura 4.19 - Gráfico mostrando o logaritmo da pressão x o logaritmo do volume em cada uma das condições testadas- E100.



Fonte: Autor

A Figura 4.20 mostra que para E100 nos ciclos comparados, os valores do IMEPH, que é a parte do IMEP responsável pela geração de trabalho, são valores muito próximos para operação com ciclo Miller LIVC ou com ciclo Otto e menor para operação com ciclo Miller EIVC. Como os valores de IMEP são próximos também, nota-se que para efeito de geração de trabalho líquido, a utilização de LIVC ou Otto são muito semelhantes, a vantagem nesse caso é para o ciclo Miller EIVC que apesar de gerar um IMEPH menor, tem uma redução maior da perda por bombeamento (IMEPL).

Com relação á eficiência de conversão da pressão média indicada (Eff_IMEP) pode ser visto para E100 um comportamento semelhante ao E22, que apesar de gerar o menor trabalho no ciclo, o ciclo Miller EIVC tem uma eficiência de conversão de IMEP maior, por gerar menos perdas, eficiência essa que é 8% maior se comparada ao ciclo Otto.

Figura 4.20 - Comparativo dos valores de pressão média indicada, pressão máxima e duração da queima para ciclos dos diagramas mostrados na Figura 4.19 – E100.

EIVC	Otto	LIVC
IMEP Bar	IMEP Bar	IMEP Bar
2.51	2.50	2.54
IMEPH Bar	IMEPH Bar	IMEPH Bar
2.88	3.11	3.10
IMEPL Bar	IMEPL Bar	IMEPL Bar
-0.374	-0.618	-0.567
Eff_IMEP Bar	Eff_IMEP Bar	Eff_IMEP Bar
0.872	0.801	0.817
Dur_Comb Graus	Dur_Comb Graus	Dur_Comb Graus
25.00	24.00	26.00
PMAX Bar	PMAX Bar	PMAX Bar
18.34	19.64	17.90

a)

2000 Rpm - 2 Bar - E100		
Ângulos da curva de queima		
EIVC		
AI90 Graus	AI10 Graus	AI05 Graus
15.00	-7.00	-10.00
Otto		
AI90 Graus	AI10 Graus	AI05 Graus
19.00	-2.00	-5.00
LIVC		
AI90 Graus	AI10 Graus	AI05 Graus
21.00	-2.00	-5.00

b)

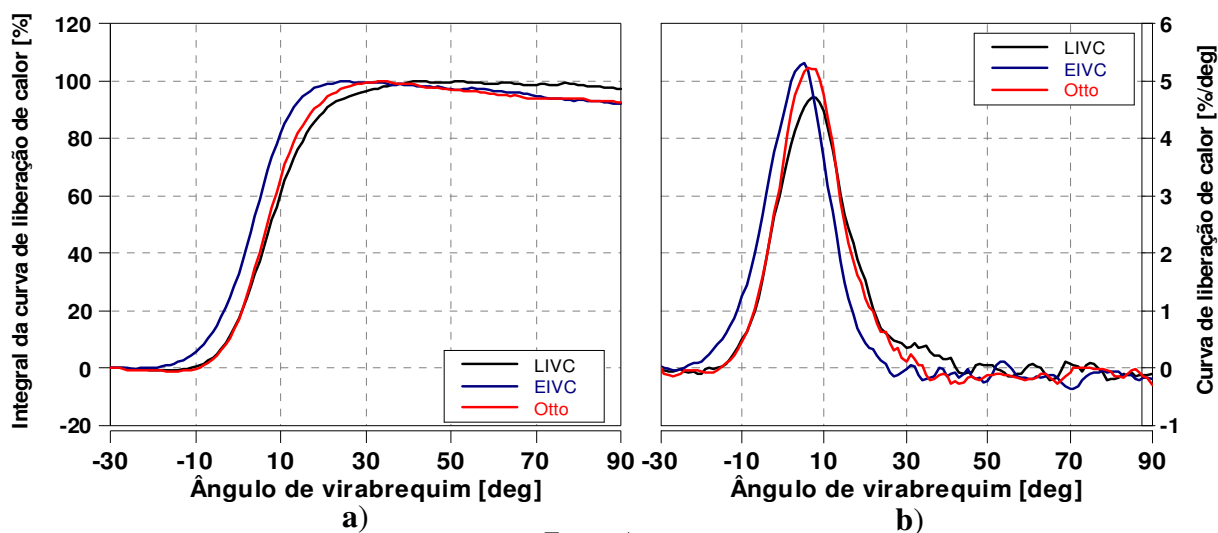
Fonte: Autor

A duração da combustão é outro parâmetro importante na Figura 4.20a e na operação com E100, apesar dos diferentes valores de avanço de ignição aplicados, nota-se que a duração da combustão tem valores muito próximos de 25° para os 3 ciclos, valor esse que para o ciclo Miller é bem menor se comparado aos valores de E22. Os valores de avanço de ignição aplicados foram valores próximos para o ciclo Miller LIVC e Otto com E100 e com E22 porém o desenvolvimento inicial da chama, foi ligeiramente mais rápido na operação com E100. Para o ciclo Miller EIVC, o avanço de ignição foi 2 graus a menos com E100 e mesmo assim os 5% iniciais da combustão ocorreram 1 grau mais cedo do que com E22 concluindo que a combustão foi 3 graus mais rápida com E100 para esse ciclo.

A integral curva de liberação de energia proporciona um melhor entendimento do fenômeno de queima dentro da câmara de combustão, fornecendo o percentual da liberação de calor em cada ângulo de virabrequim durante o processo de queima, essa curva pode ser vista do lado esquerdo da Figura 4.21 para cada um dos 2 ciclos mencionados. Nota-se para E100 um efeito

um pouco diferente do observado com E22, como com E100 todos os ciclos observados tem uma duração de combustão muito próxima e a combustão com ciclo Miller EIVC começa mais cedo como consequência do maior avanço de ignição aplicado para manter o ângulo de pressão máxima em 12° , esse ciclo é o que termina a combustão mais cedo também. A combustão com ciclo Otto é ligeiramente mais rápida que a combustão com ciclo Miller LIVC e os dois ciclos de trabalho tem valores de avanço de ignição muito próximos, assim como um desenvolvimento de queima muito similar, diferenciando-se somente no final da combustão, no qual o ciclo Otto é ligeiramente mais rápido, a curva do percentual da integral da liberação de calor mostra que a combustão do ciclo Otto começa junto com a curva do ciclo Miller LIVC mas termina antes. Pode ser visto na curva de liberação de calor do lado direito da Figura 4.21 que operando com ciclo Miller EIVC e Otto, a liberação de calor é maior que no ciclo Miller LIVC.

Figura 4.21 - Curva de liberação de calor e integral da curva de liberação de calor – E100.

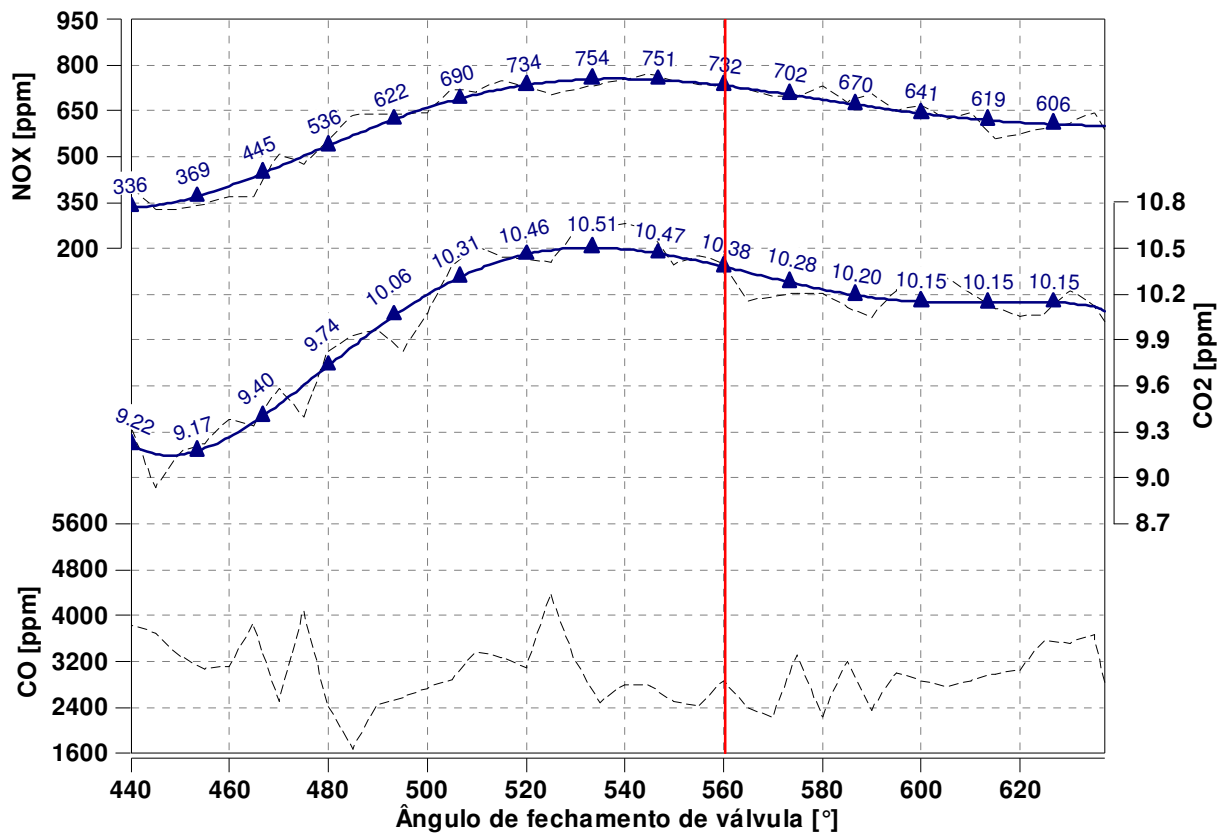


Fonte: Autor

A Figura 4.22 mostra as emissões brutas de poluentes nos gases do escapamento, gás esse que foi colhido antes do catalizador realizar a conversão. Observa-se a partir da regressão polinomial dos dados, que tanto o NO_x quanto o CO_2 seguem a mesma tendência e essa muito próxima da encontrada nos valores de E22, encontrando-se os valores máximos na operação com ciclo Otto. Para o NO_x vemos que a utilização do ciclo Miller com E100 mostra-se vantajosa para a diminuição do mesmo, mecanismo esse gerado principalmente pela diminuição da temperatura na câmara de combustão. Observa-se ainda que a utilização de ciclo Miller EIVC é extremamente vantajosa para a redução do NO_x , com E100 os valores já são mais baixos que com E22 e a utilização de ciclo Miller EIVC em ângulos menores de

fechamento da válvula de aspiração leva a uma redução do valor ne NO_x para quase metade do seu valor com ciclo Otto. A partir da observação dos valores de CO₂ evidencia-se que a utilização do ciclo Miller leva a um redução do mesmo, porém a utilização de LIVC com E100 faz com que os valores de CO₂ caiam pouco.

Figura 4.22 – Gráfico comparativo com os valores de emissões de poluentes para os ângulos de fechamento de válvula comparados – E100.



Fonte: Autor

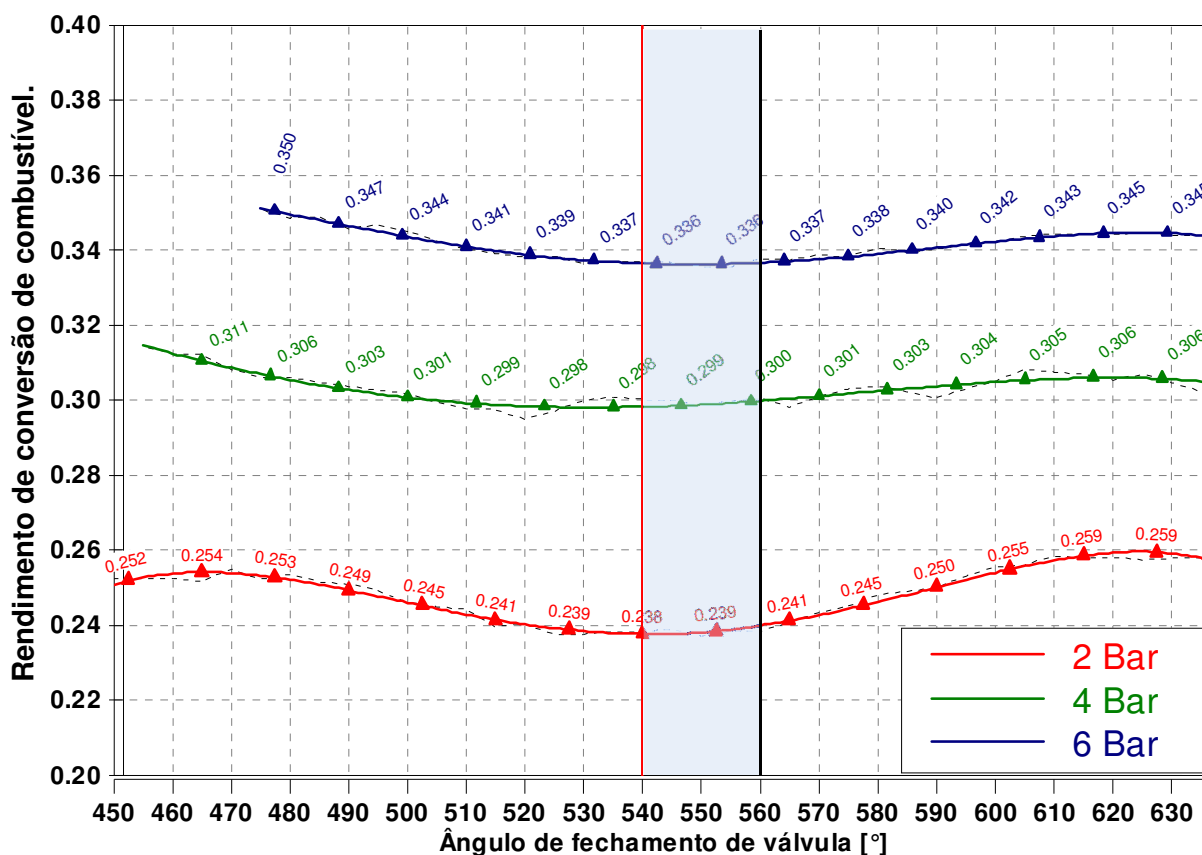
A Figura 4.22, mostra que o comportamento do CO oscila entre os valores de 2500 e 4000 partes por milhão, porém não mostra uma tendência de aumento ou diminuição se comparado o ciclo Otto com o ciclo Miller, fato esse ocorrido pela utilização de mistura estequiométrica em todos os testes. Os valores de emissões brutas mostrados na Figura 4.22 mostram que a utilização dos ciclo Miller, se comparados com o ciclo Otto, é vantajosa para a diminuição dos valores de emissões.

4.2.2 2000 rpm com 2, 4 e 6 Bar de pressão média efetiva.

Para demonstrar como comportam-se os ciclos Miller e Otto com a variação do valor de pressão média efetiva, são comparados os valores de 2, 4 e 6 bar de PME na mesma rotação de 2000 rpm com E100. A Figura 4.23 demonstra o comparativo de rendimento de conversão de combustível para cada ângulo de fechamento da válvula de aspiração em cada condição de pressão média efetiva. Nota-se que o comportamento observado para os diferentes valores de pressão média efetiva começa com uma tendência em 2 bar tendo um ganho parecido ao trabalhar com o ciclo Miller tanto em EIVC como em LIVC, mas que o pior rendimento de conversão de combustível dá-se na operação em ciclo Otto. Com o aumento da pressão média efetiva, nota-se que a utilização de ciclo Miller EIVC é benéfica para o aumento da eficiência do motor, mas que a utilização de ciclo Miller LIVC traz um ganho muito pequeno de eficiência se comparados ao ciclo Otto. Sendo assim para as pressões de 4 e 6 bar mostrou-se vantajoso a utilização de ciclo Miller EIVC, porém o ganho de eficiência foi pequeno se comparado com o ganho obtido com E22.

Nota-se que a utilização de ciclo Miller EIVC é vantajosa para a melhora da eficiência de conversão de combustível com o aumento da pressão média efetiva do motor. Porém o aumento de eficiência com a utilização de ciclo Miller LIVC tende a ser reduzida com o aumento da pressão média efetiva, fato esse que foi observado com E100. Com E22 esse efeito começou a acontecer, porém com a ocorrência de detonação em 6 bar de pressão média efetiva, mascarou o efeito do ganho de eficiência com ciclo Miller por fazer com que a eficiência em ciclo Otto fosse piorada por causa da ocorrência de detonação.

Figura 4.23 – Gráfico com o comparativo do rendimento de conversão de combustível para cada condição de pressão média efetiva em 2000 rpm – E100.

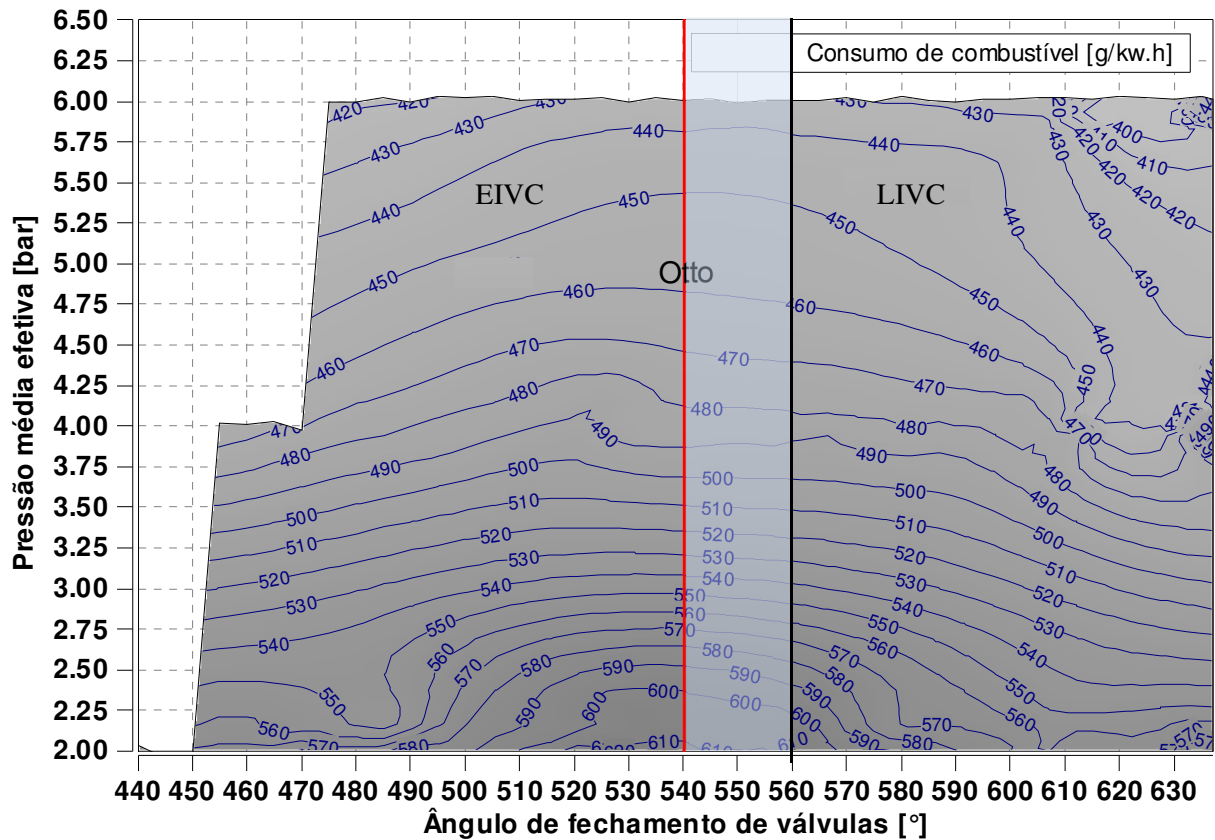


Fonte: Autor

Para as provas com E100, o ângulo de pressão máxima foi mantido em 12° conforme critério pré-definido e não foi observado o fenômeno de detonação em nenhuma condição testada, sendo assim não foi necessário reduzir o avanço de ignição para mitigar a ocorrência do fenômeno.

Na Figura 4.24 pode-se ver um mapa parcial de consumo específico de combustível em g/kw.h gerado a partir dos pontos mensurados, esse mapa tem o objetivo de ilustrar em uma região maior, o efeito da utilização dos ciclos não convencionais para no consumo de combustível. Para os pontos que não foram mensurados foi utilizado um algoritmo de interpolação no qual os valores atribuídos aos pontos desconhecidos são calculados com uma média ponderada dos valores disponíveis nos pontos conhecidos, média essa que atribui pesos de acordo com a distância do ponto mensurado, sendo que o maior peso é dado para regiões mais próximas do ponto.

Figura 4.24 – Mapa de consumo de combustível a partir dos pontos de pressão média efetiva mensurados – E100.



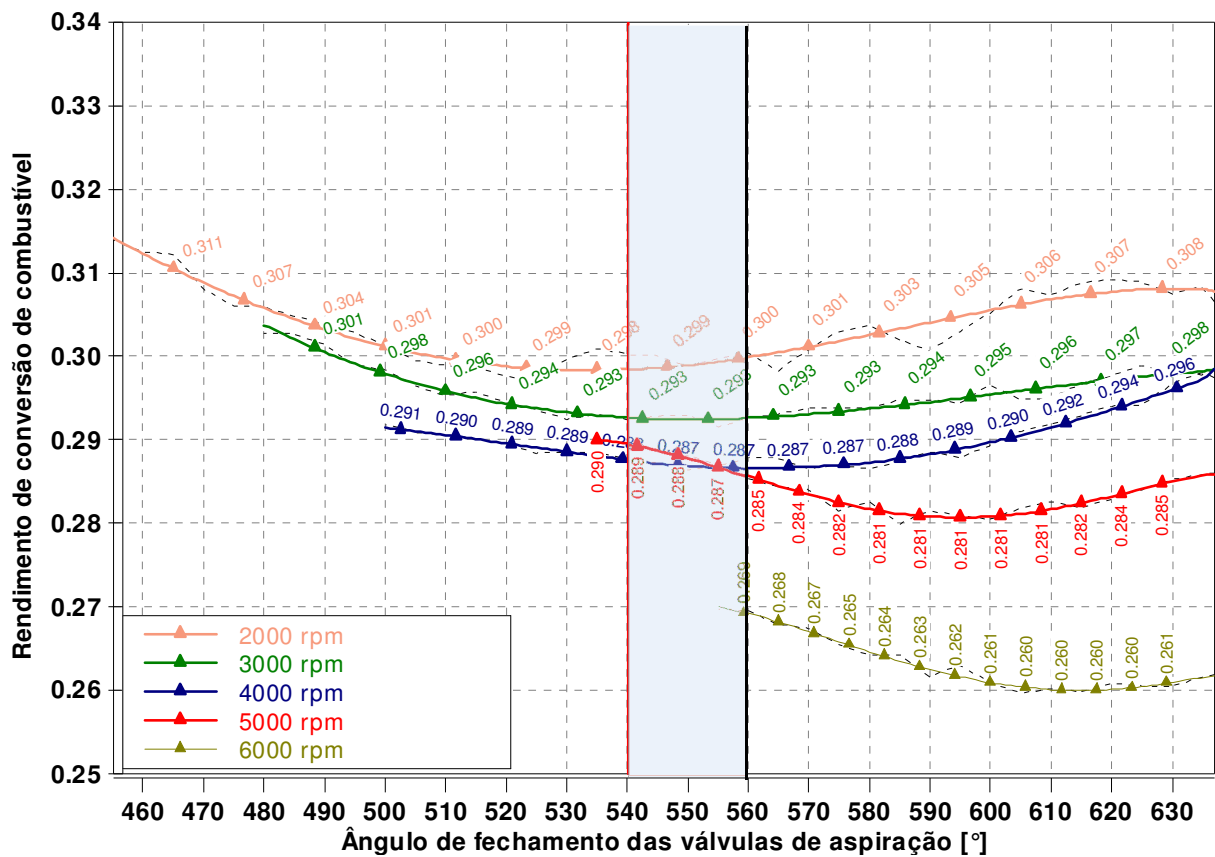
Fonte: Autor

4.2.3 2000, 3000, 4000, 5000, 6000 rpm com 4 Bar de pressão média efetiva.

Para mostrar como comportam-se os ciclos Miller e Otto com a variação do valor de rotação, mantendo-se constante o valor da pressão média efetiva, são comparados os valores de 2000, 3000, 4000, 5000 e 6000 rpm com 4 bar de pressão média efetiva e com E100, resultados esses que ficaram muito próximos dos observados com E22. A Figura 4.25 mostra o comparativo do rendimento de conversão de combustível no eixo para cada ângulo de fechamento da válvula de aspiração em cada rotação. Os valores para 2000 rpm já foram anteriormente discutidos, mas é interessante notar em 3000 rpm, os pontos de pior rendimento de conversão de combustível ainda são os pontos próximos a utilização do ciclo Otto, com 4000 rpm, a diferença de rendimento de conversão de combustível para os ciclos é muito pequena. A partir de 5000 rpm nota-se que para manter a carga de 4 bar, mesmo com a válvula borboleta totalmente aberta, a utilização de ciclo Miller EIVC não é mais possível, pois o fechamento muito cedo da válvula de aspiração em altas rotações, não permite que a

mistura ar/combustível entre na câmara de combustão em tempo suficiente para manter a carga de 4 bar. A 5000 rpm nota-se que é mais vantajosa a utilização de ciclo Otto em relação ao ciclo Miller LIVC, o qual leva a uma piora de eficiência. A 6000 rpm, têm-se ângulos de fechamento da válvula de aspiração que permitem manter a carga em 4 bar, mas mesmo só com a utilização dos ciclos Otto e Miller LIVC e com uma pequena variação da eficiência, nota-se que quanto mais cedo for o ângulo de fechamento da válvula de aspiração, melhor o resultado em eficiência.

Figura 4.25 – Rendimento de conversão de combustível no eixo para cada ângulo de fechamento da válvula de aspiração em cada rotação testada – E100.

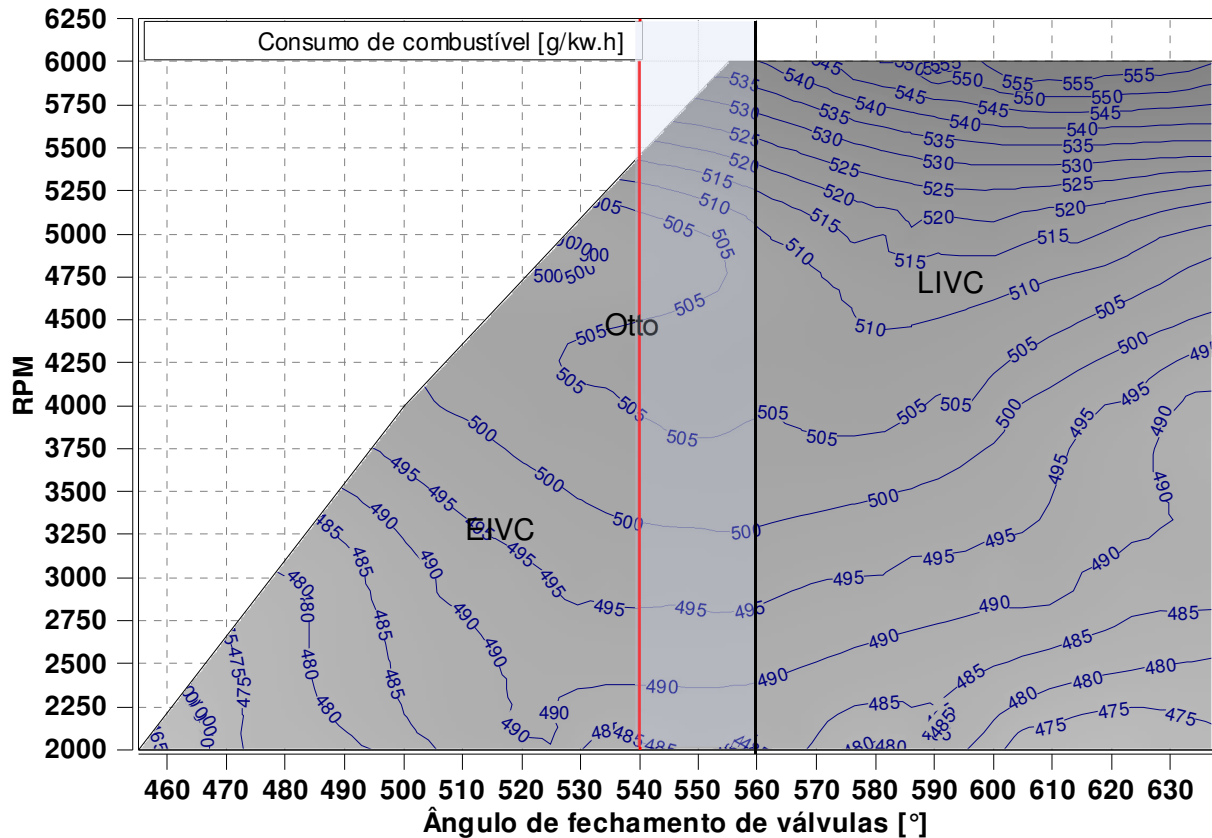


Fonte: Autor

Da mesma forma que foi feita para os diferentes pontos de pressão média efetiva na Figura 4.24, a Figura 4.26 mostra um mapa parcial de consumo específico de combustível em g/kw.h gerado a partir dos pontos mensurados para a pressão média efetiva de 4 bar, esse mapa tem o objetivo de ilustrar em uma região maior, o efeito da utilização dos ciclos não convencionais para o consumo de combustível. Nota-se que como não foi possível realizar a medição de

todos os pontos de ângulo de fechamento da válvula de aspiração com rotações mais altas, essa região não está preenchida.

Figura 4.26 – Mapa de consumo de combustível a partir dos pontos de rotação mensurados – E100.



Fonte: Autor

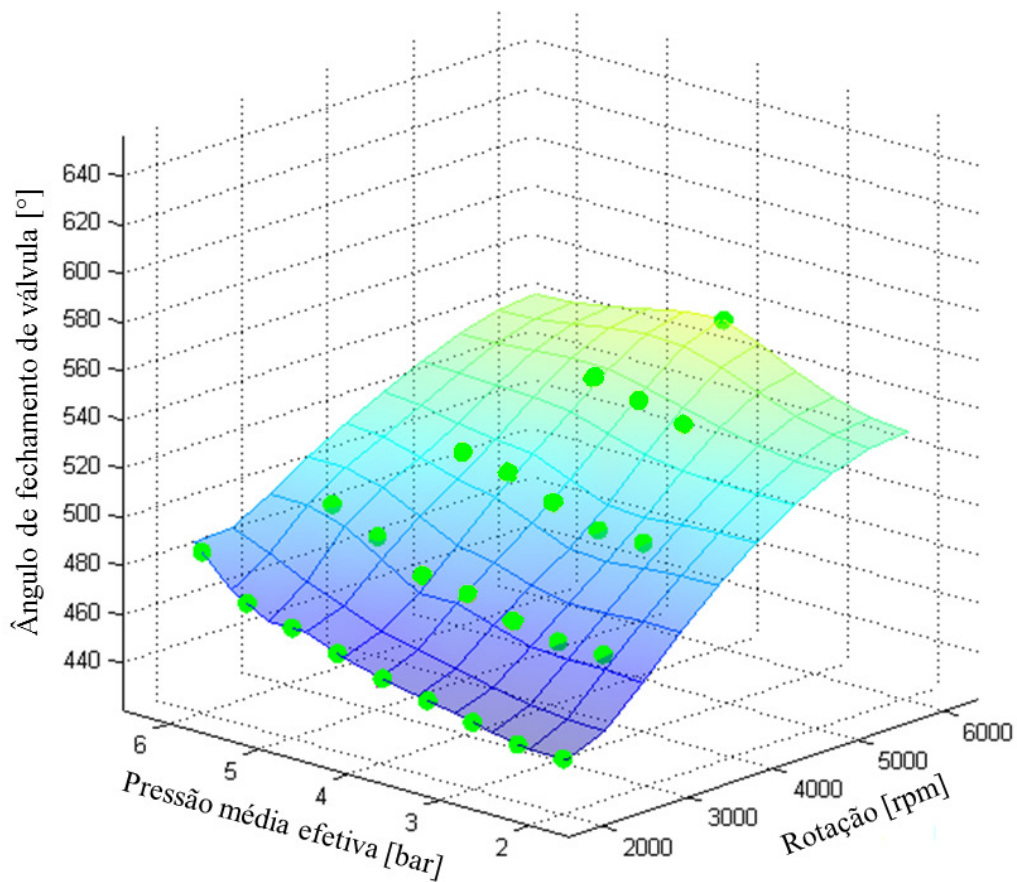
4.3 Mapas de calibração gerados a partir dos pontos mensurados.

Após analisados os dados de todos os pontos, foram gerados dois mapas de calibração, um para cada combustível, mostrando qual ângulo de fechamento da válvula de aspiração geram as melhores eficiências de conversão de combustível para que o motor trabalhe em condição ótima. A metodologia para geração desses mapas está descrita na seção 3.9 desse trabalho e abaixo é mostrado somente os mapas gerados. No Apêndice II, é mostrado em forma de tabela os valores de ângulo de fechamento da válvula de aspiração referentes aos mapas mostrados.

4.3.1 Mapa de calibração com E22.

A Figura 4.27 mostra o mapa de calibração resultante da análise com E22, evidenciando os melhores ângulos de fechamento da válvula de aspiração para que o motor trabalhe com melhor eficiência de conversão de combustível em todas as condições testadas.

Figura 4.27 – Mapa dos melhores ângulos de válvulas para garantir a melhor eficiência de conversão de combustível nas condições mensuradas – E22.

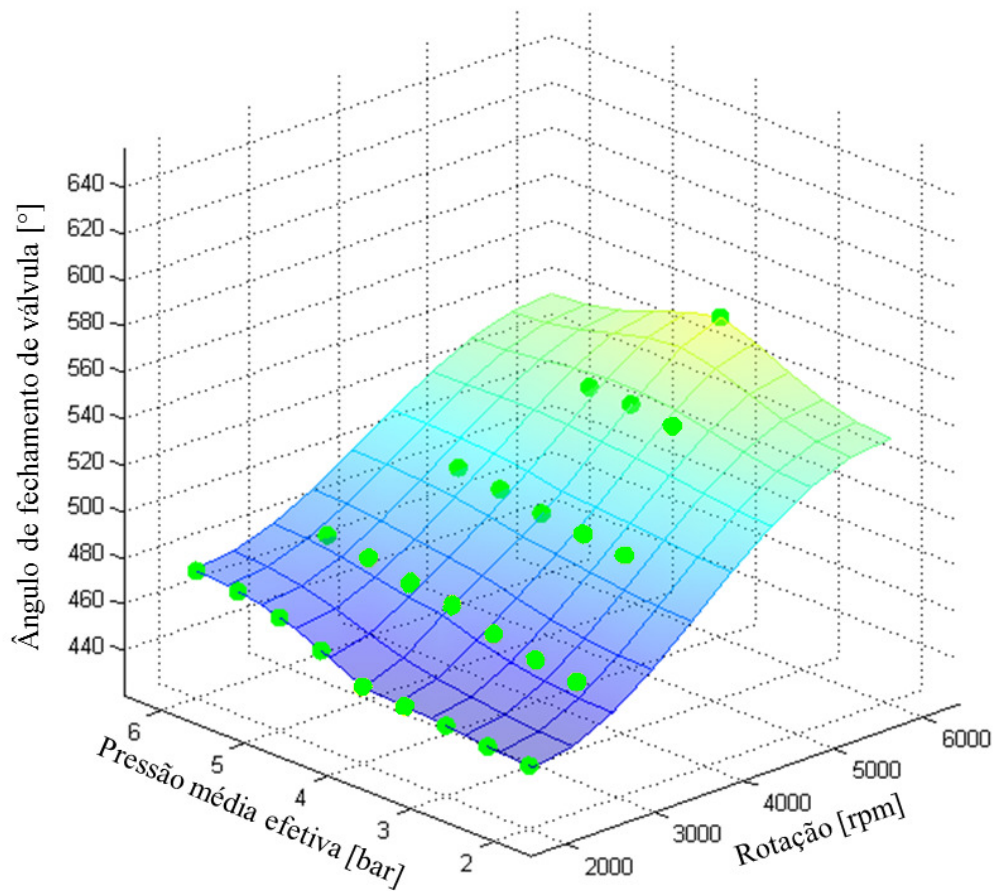


Fonte: Autor

4.3.2 Mapa de calibração com E100.

A Figura 4.28 mostra o mapa de calibração resultante da análise com E100, evidenciando os melhores ângulo de fechamento da válvula de aspiração para que o motor trabalhe com melhor eficiência de conversão de combustível em todas as condições testadas.

Figura 4.28 – Mapa dos melhores ângulos de válvulas para garantir a melhor eficiência de conversão de combustível nas condições mensuradas – E100.



Fonte: Autor

4.4 Considerações Finais.

Os resultados apresentados nessa seção demonstram em diferentes condições de rotação, carga e combustíveis a influência dos ciclos Miller, Otto e Atkinson nos parâmetros de eficiência de um motor de combustão interna equipado com o sistema *MultiAir* para a variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração. Fatores como emissões de poluentes, consumo de combustível, eficiência de conversão de combustível e qualidade do processo de combustão foram medidos e usados na definição do menor consumo de combustível do motor. Conforme os resultados obtidos para cada condição de funcionamento do motor, os mapas de calibração propostos por combustível representam boas referências de mapas de calibração para motores de combustão interna naturalmente aspirado com dispositivo de variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração. Conclusões mais específicas são abordadas na seção a seguir.

5. CONCLUSÕES

As conclusões deste trabalho referem-se às estratégias desenvolvidas e aos resultados obtidos dos testes experimentais na análise de desempenho em um motor 4 cilindros, 2.4l, PFI, flex operando em ciclo Miller a partir da variação da posição angular do comando de válvulas de aspiração e do seu curso de abertura, conforme os objetivos específicos propostos.

Os testes experimentais foram baseados em várias condições de rotação e carga de um motor naturalmente aspirado equipado com a tecnologia *MultiAir* na aspiração, que permitiu a variação do ângulo de fechamento da válvula de aspiração e a partir dessa variação avaliar a influência das estratégias referentes aos ciclos Miller e Otto no desempenho, nas emissões de poluentes e nos parâmetros de combustão. Os resultados foram separados entre os dois combustíveis utilizados (E22 e E100) e apresentados de forma independente.

A utilização do ciclo Miller (EIVC e LIVC) em diferentes condições de rotação, carga e combustíveis mostraram-se eficientes para a redução das perdas por bombeamento do motor, se comparados com o ciclo Otto tradicional. Apresentando assim ganhos em redução de consumo de combustível, de emissões de poluentes e aumento de eficiência de conversão de combustível para condições aceitáveis de variabilidade cíclica, conforme os resultados obtidos nos testes dinamométricos.

A variação no ângulo de fechamento da válvula de aspiração foi interessante pois mostrou uma tendência muito clara de redução de consumo de combustível e de emissões de poluentes assim como um ganho na eficiência de conversão de combustível tanto para o ciclo Miller. A partir dos pontos estudados, nos quais o desempenho foi mantido constante, conclui-se que quando mais cedo a válvula de aspiração fechar durante o ciclo de aspiração melhor é o resultado com a utilização do ciclo Miller EIVC, assim como, quanto mais tardio for o fechamento da válvula de aspiração, de modo que uma maior quantidade de carga tenha retornado para o coletor de aspiração, melhora é o resultados com a utilização do ciclo Miller LIVC.

Para o motor operando nos diferentes ciclos de trabalho com 2000 rpm e 2 bar de pressão média efetiva líquida no eixo (PME), observou-se que com E22 a utilização de ciclo Miller

EIVC foi mais vantajosa que a utilização de ciclo Miller LIVC se comparado com o ciclo Otto tradicional. Observou-se um ganho de 8% na eficiência de conversão de combustível ao trabalhar com o ciclo Miller EIVC e um ganho de 2,9% ao trabalhar com o ciclo Miller LIVC. Para o E100 a utilização de fechamento atrasado da válvula de aspiração mostrou-se levemente vantajosa com uma ganho na eficiência de conversão de combustível de 6,8% contra um ganho de 5,1% ao utilizar-se o ciclo Miller EIVC. A utilização da estratégia de EIVC geralmente degrada a combustão porém em todos os testes o máximo valor de covariância de combustão encontrada para o pressão média efetiva indicada foi de 3,2%, o que é um valor aceitável para a operação normal do motor.

A partir dos resultados obtidos, foram propostos mapas de calibração para maximização da eficiência de conversão de combustível para ambos os combustíveis testados experimentalmente. Os mapas representam os melhores resultados obtidos a partir da utilização de ciclo Miller, que ao entregarem o mesmo valor de potência média efetiva líquida no eixo, representam uma diminuição do atrito fluido do motor a partir da diminuição da perda por bombeamento, resultando em um mapa de calibração que gera uma diminuição no consumo de combustível e uma redução na emissão de NO_x resultante de menores temperaturas no interior do cilindro. Também foi verificado uma queda nas emissões de CO_2 justificada pelo aumento da eficiência de conversão de combustível. Os níveis de emissão de CO mantiveram-se praticamente constante para todas as condições testadas. Este fato pode ser parcialmente justificado pela pequena variabilidade cíclica verificada em todos os pontos testados associado ao emprego de mistura estequiométrica. Estas condições favorecem uma combustão completa e conseqüentemente baixos índices de emissão de CO. Fotos esses verificados em toda a região de trabalho do motor e com uma pequena mas ainda aceitável deterioração na qualidade da combustão.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros.

A partir dos resultados obtidos neste trabalho e de sua análise foi possível elaborar propostas para a realização de trabalhos futuros, sendo elas:

- Utilização de um transdutor de pressão na aspiração e na descarga de modo a melhor entender o momento exato de início do retorno dos gases para o coletor de aspiração. Associado aos transdutores de pressão, instalar um medidor de vazão mássica afim de calcular a pressão de estagnação, a ser comparada com a pressão no interior do cilindro.
- Simulação das estruturas de fluxo para que melhor seja entendido o comportamento do ciclo Miller com relação a turbulência no momento da ignição.
- Modificação no cabeçote para que possa ser utilizado o ciclo Miller com estruturas de incremento de turbulência.
- Estudar a influência da utilização de ciclo Miller em motores com injeção direta.
- Estudo da influência da vazão volumétrica de compressão no desempenho, nas emissões e nos parâmetros de combustão associados às estratégias EIVC e LIVC em um motor sobrealimentado.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A Special Valve Gear for Research. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, v. 5, p. 12 p. 307–307, 1933. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1108/eb029758>>.

ABNT. *NBR ISO 1585 - Veículos rodoviários - Código de ensaio de motores - Potência líquida efetiva*. . [S.l.]: ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. Disponível em: <<http://www.abntcatalogo.com.br/norma.aspx?ID=5141>>. , 1996

AHMAD, T; THEOBALD, M A. *A Survey of Variable-Valve-Actuation Technology*. . [S.l.]: SAE International. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/891674>>. , 1989

AL-SARKHI, A.; JABER, J. O.; PROBERT, S. D. Efficiency of a Miller engine. *Applied Energy*, v. 83, n. 4, p. 343–351, 2006.

ALTENBURG, Tiliman. *From Combustion Engines to Electric Vehicles - A Study of Technological Path Creation and Disruption in Germany*. [S.l.: s.n.], 2014. Disponível em: <https://www.die-gdi.de/uploads/media/DP_29.2014.pdf>.

ALVARENGA, Lucymara R *et al*. Friction and Pumping Losses Estimation in Flex Internal Combustion Engines with Variable Valve Actuation System Using Chamber Pressure Measurement. 2 out. 2012, [S.l.]: Society of Automotive Engineers, 2 out. 2012. p. 7. Disponível em: <<http://papers.sae.org/2012-36-0363/>>.

ANDERSON, Michael K; ASSANIS, Dennis N; FILIPI, Zoran. First and Second Law Analyses of a Naturally-Aspirated, Miller Cycle, SI Engine with Late Intake Valve Closure. *SAE International*, p. 16, 1998. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/980889>>.

ATKINSON, J. *Gas Engine*. . England: [s.n.]. , 1887

AVL. *IndiCom User's Guide*. . Graz, Austria: AVL. , 2013°

AVL. *Pressure sensors for combustion analysis*. . Graz, Austria: [s.n.]. , 2013b

BAETA, Jose Guilherme Coelho. *Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global*. 2006. 263 f. Universidade Federal de Minas Gerais, 2006. Disponível em: <<http://www.bibliotecadigital.ufmg.br/dspace/handle/1843/SBPS-757QWN>>.

BENAJES, J. *et al*. Potential of Atkinson cycle combined with EGR for pollutant control in a HD diesel engine. *Energy Conversion and Management*, v. 50, n. 1, p. 174–183, 2009.

BERNARD, Lucio *et al.* Fuel economy improvement potential of UniAir throttleless technology. *Ata*, v. 56, n. 1/2, p. 40–49, 2003.

BLAKEY, S C *et al.* *A Design and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing*. . [S.l.]: SAE International. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/910451>>. , 1991

BOGGS, D L; HILBERT, H S; SCHECHTER, M M. *The Otto-Atkinson Cycle Engine-Fuel Economy and Emissions Results and Hardware Design*. . [S.l.]: SAE International. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/950089>>. , 1995

BOZZA, F *et al.* *A Theoretical Comparison of Various VVA Systems for Performance and Emission Improvements of SI-Engines*. . [S.l.]: SAE International. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/2001-01-0670>>. , 2001

CAIRNS, Alasdair *et al.* A study of mechanical variable valve operation with gasoline-alcohol fuels in a spark ignition engine. *Fuel*, v. 106, p. 802–813, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2012.10.041>>.

CARVALHO, M G F. *ANÁLISE DE VIBRAÇÃO E RUÍDO EM TRENS DE VÁLVULAS DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA*. 2009. Universidade Federal de Minas Gerais, 2009.

Conheça o Inovar-Auto. Disponível em: <<http://www.portalinovarauto.com.br/apresentacao>>. Acesso em: 4 mar. 2017.

COSTA, Paulo G. *Bíblia do Carro*. n. C, p. 2001–2002, 2002.

DRESNER, Thomas; BARKAN, Philip. *A Review and Classification of Variable Valve Timing Mechanisms*. . [S.l.]: SAE International. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/890674>>. , 1989

FARIA, Caroline. *Biocombustíveis*. Disponível em: <<http://www.infoescola.com/geografia/biocombustiveis>>. Acesso em: 4 maio 2017.

FIAT. *MULTIAIR*. Disponível em: <<http://www.fiat.pl/fiatpedia/slownik/multi-air>>. Acesso em: 5 jan. 2017.

FLIERL, R *et al.* Improvements to a Four Cylinder Gasoline Engine Through the Fully Variable Valve Lift and Timing System UniValve®. *Design*, n. 724, 3 abr. 2006. Disponível em: <<http://papers.sae.org/2006-01-0223/>>.

FLIERL, R.; KLUTING, M. The third generation of valvetrains – New fully variable valvetrains for throttle-free load control. *SAE Technical Paper*, v. 2000, n. 724, p. 2000-01–1227, 2000. Disponível em: <<http://papers.sae.org/2000-01-1227/>>.

FUJITA, Takaya *et al.* Development of Innovative Variable Valve Event and Lift (VVEL) System. *Sae Sp*, v. 2174, n. 724, p. 47, 2008. Disponível em: <<http://papers.sae.org/2008-01-1349>>.

GANESAN, V. *Internal Combustion Engines*. [S.l.]: Tata McGraw-Hill, 2006.

GANESAN, V. *Internal Combustion Engines*. 3rd. ed. New York: Tata McGraw-Hill Education Pvt. Ltd, 2008.

GOTO, Tsuyoshi *et al.* *Development of V6 Miller Cycle Gasoline Engine*. . [S.l.]: SAE International. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/940198>>. , 1994

GOULD, Larrie A; RICHESON, William E; ERICKSON, Frederick L. *Performance Evaluation of a Camless Engine Using Valve Actuators with Programmable Timing*. . [S.l.]: SAE International. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/910450>>. , 1991

GRAY, C. A review of variable engine valve timing. *SAE transactions*, v. 97, p. 631–641, 1988. Disponível em: <<http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=6810037>>.

HEISLER, Heinz. *Advanced Engine Tecnology*. London: [s.n.], 2003.

HEYWOOD, J B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. [S.l: s.n.], 1988. v. 21.

HONG, H; PARVATE-PATIL, G B; GORDON, B. Review and analysis of variable valve timing strategies - eight ways to approach. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, v. 218, n. D10, p. 1179–1200, 2004.

How OPEC powers the economy of the Middle East. Disponível em: <<https://www.ultius.com/ultius-blog/entry/how-opec-powers-the-economy-of-the-middle-east.html>>. Acesso em: 5 mar. 2017.

Inca. Disponível em: <https://www.etas.com/data/products_INCA_Software_Products/INCA70_Win7_EE_02.jpg> . Acesso em: 2 abr. 2017.

Indicom. Disponível em: <https://www.researchgate.net/figure/301261871_fig2_Fig-4-Engine-parameters-monitoring-with-AVL-IndiCom-software.>>.

JÄÄSKELÄINEN, Hannu. *Miller and Atkinson Cycles*. Disponível em: <https://www.dieselnets.com/tech/engine_miller-cycle.php#intro>. Acesso em: 26 maio 2017.

KNOP, Vincent; MATTIOLI, Leonardo. An analysis of limits for part load efficiency improvement with VVA devices. *Energy Conversion and Management*, v. 105, p. 1006–1016,

2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.065>>.

KREUTER, Peter; HEUSER, Peter; SCHEBITZ, Michael. Strategies to improve SI-engine performance by means of variable intake lift , timing and duration. *SAE Technical Paper*, p. 920449, 1992.

LENZ, H P; COZZARINI, C. *Emissions and Air Quality*. [S.l.]: SAE International, 1999.

LI, Tie *et al.* *The Miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC. Energy Conversion and Management*. [S.l: s.n.], , 2014

LUTTERMANN, Christoph; SCHUEENEMANN, Erik; KLAUER, Norbert. Enhanced VALVETRONIC technology for meeting SULEV emission requirements. *Society of Automotive Engineers, [Special Publication] SP*, v. SP-2025, n. Advanced Catalysts and Substrates 2006, p. 7–11, 2006.

MA, T H. *Effect of Variable Engine Valve Timing on Fuel Economy*. . [S.l.]: SAE International . Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/880390>>. , 1988

MARTINS, Jorge J G *et al.* Thermodynamic analysis of an over-expanded engine. n. 724, p. 2004-01–0617, 2004.

MARTINS, Mario E S; LANZANOVA, Thompson D M. Full-load Miller cycle with ethanol and EGR: Potential benefits and challenges. *Applied Thermal Engineering*, v. 90, p. 274–285, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.086>>.

MERKER, Günter P *et al.* *Simulating Combustion*. Germany: Springer-Verlag Berlin, 2012.

MERKER, Günter P.; SCHWARZ, Christian; TEICHMANN, Rüdiger. *Combustion Engines Development: Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation*. First ed. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/978-3-642-14094-5>>.

MIKLANEK, Lubomir *et al.* Study of Unconventional Cycles (Atkinson and Miller) with Mixture Heating as a Means for the Fuel Economy Improvement of a Throttled SI Engine at Part Load. *SAE International Journal of Engines*, v. 5, n. 4, p. 2012-01–1678, 2012. Disponível em: <<http://papers.sae.org/2012-01-1678/>>.

MIKULIC, L *et al.* *Variable Gas Exchange Systems for S.I. Engines - Layout and Experimental Data*. . [S.l.]: SAE International. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/920296>>. , 1992

MILLER, R. *High-pressure supercharging system*. . [S.l.]: Ralph Miller. Disponível em: <<https://www.google.com/patents/US2670595>>. , 1954

MILLER, R. Supercharged Engine. *United States Patents*, n. US 2 817 322, 1957.

MILLER, R. *High expansion, spark ignited, gas burning, internal combustion engines*. . [S.l.: s.n.]. , 1956

MONDT, J R. *Cleaner Cars*. [S.l.]: SAE International, 2000.

NAGUMO, S; HARA, S. Study of fuel economy improvement through control of intake valve closing timing: cause of combustion deterioration and improvement. *Journal Society Automotive Engineers*, 1996.

PORTAL ACTION. *INCERTEZA EXPANDIDA*. Disponível em: <<http://www.portalaction.com.br/incerteza-de-medicao/17-incerteza-expandida>>.

Produtos. Disponível em: <<http://fabricadoscomandos.com.br/produtos/>>. Acesso em: 7 jun. 2017.

PULKRABEK, Willard W. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. First ed. Upper Saddle River, N.J: Prentice-Hall, Inc, 1997.

RAGLAND, K W; BRYDEN, K M. *Combustion Engineering, Second Edition*. 2nd. ed. [S.l.]: Taylor & Francis, 2011.

SCHÄFER, Fred; VAN BASSHUYSEN, Richard. *Reduced Emissions and Fuel Consumption in Automobile Engines*. First ed. Vienna: Springer Vienna, 1995. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/978-3-7091-3806-9>>.

SHELTON, Paul. *A Review of Variable Valve Timing Devices*. 2008. 31 f. University of Arkansas, Fayetteville, 2008. Disponível em: <<http://scholarworks.uark.edu/meeguht/17>>.

SHIAO, Y; DAT, L V. Efficiency improvement for an unthrottled SI engine at part load. *International Journal of Automotive Technology*, v. 13, n. 6, p. 885–893, 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1007/s12239-012-0089-1>>.

SHIGA, Seiichi *et al*. Effect of Early-Closing of Intake-Valve on the Engine Performance in a Spark-Ignition Engine. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, v. 62, n. 596, p. 1659–1665, 1996.

SILVA, THIAGO RODRIGO VIEIRA. *ESTUDO DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE DOS PROCESSOS INTERNOS DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE INJEÇÃO DIRETA DE ETANOL TURBO - ALIMENTADO PARA MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA*

GLOBAL. 2017. 217 f. Universidade Federal de Minas Gerais, 2017.

SONNTAG, Richard E; BORGNAKKE, C. *Introdução à Termodinâmica para Engenharia*. [S.l.]: LTC, 2003.

STONE, Richard. *Introduction to Internal Combustion Engines*. London: MACMILLAN PRESS LTD, 1992.

STONE, Richard; KWAN, Eric. *Variable Valve Actuation Mechanisms and the Potential for their Application*. [S.l.]: SAE International. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/890673>>. , 1989

TAYLOR, Alex M K P. Science review of internal combustion engines. *Energy Policy*, v. 36, n. 12, p. 4657–4667, 2008. Disponível em: <<http://econpapers.repec.org/RePEc:eee:enepol:v:36:y:2008:i:12:p:4657-4667>>.

TAYLOR, C F. *The Internal-combustion Engine in Theory and Practice: Thermodynamics, fluid flow, performance*. [S.l.]: M.I.T. Press, 1985. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=E_Tne3AKZVoC>. (The Internal-combustion Engine in Theory and Practice).

The Chrysler Tiger Shark and World Gas Engines: 1.8, 2.0, 2.4. Disponível em: <<http://www.allpar.com/mopar/world-engine.html>>. Acesso em: 21 jan. 2017.

WANG, Yaodong *et al*. An analytic study of applying Miller cycle to reduce NO_x emission from petrol engine. *Applied Thermal Engineering*, v. 27, n. 11–12, p. 1779–1789, 2007.

ZMUDKA, Zbigniew; POSTRZEDNIK, Stefan; PRZYBYLA, Grzegorz. Realization of the Atkinson-Miller cycle in spark-ignition engine by means of the fully variable inlet valve control system. *Archives of Thermodynamics*, v. 35, n. 3, p. 191–205, 2014.

Apêndice I – METODOLOGIA DE CÁLCULO DAS INCERTEZAS PADRÃO COMBINADA PARA MEDIÇÕES INDIRETAS.

É abordado nesse apêndice a incerteza de medição dos principais sistemas utilizado na medição dos dados experimentais. Para todos os cálculos da incerteza expandida, consideraremos infinitos graus de liberdade e o fator de abrangência K da distribuição t-Student para um nível de confiança de 95% igual a 2. A metodologia para cálculo é a mesma que foi demonstrada durante o texto.

1) Fator de correção.

Para iniciar os cálculos do fator de correção vamos considerar a máxima temperatura permitida pela norma que é de 25°C e a pressão atmosférica que é de 90,5 kPa. Isso gera um fator de correção de $\alpha = 1,11374$.

A incerteza combinada é então de 0,001338723 e uma incerteza expandida de 0,00267746. Uma tabela resumo pode ser vista na Tabela I.1.

Tabela I.1 – Resumo do cálculo de incerteza para o fator de correção.

Parâmetro	Tipo	Distribuição	Incerteza	Grau de Liberdade
Pressão Atmosférica	B	Normal	0,084594	infinito
Temperatura de admissão	B	Normal	0,241523	infinito
Incerteza combinada do Fator de correção				0,001338723
Fator de abrangência				2,000000000
Incerteza expandida do Fator de correção				0,002677446

Fonte: Autor

A incerteza é então o valor do produto da incerteza expandida pelo valor do fator de correção encontrado anteriormente.

$$U_{rFc} = \frac{0,002677446}{1,11374} = 0,002404013504$$

Sendo assim a incerteza do fator de correção é de 0,24%.

2) Torque.

A maioria dos parâmetros necessários para o cálculo da incerteza de medição do torque, advém de propriedades dos materiais e da calibração de alguns parâmetros, nesse tópico essas análises são simplificadas. Na Tabela I.2 apresentam se os cálculos para a faixa de medição de 0 a 10Nm.

Tabela I.2 – Resumo do cálculo de incerteza para o torque na faixa de 10Nm.

Parâmetro	Tipo	Distribuição	Incerteza	Graus de Liberdade
Repetitividade	A	Normal	0.06500000	3
Massa	B	Normal	4.89635000	Infinito
Gravidade	B	Normal	0.00000025	Infinito
Braço	B	Normal	0.00009000	Infinito
Dilatação do Braço	B	Retangular	5.31162000	Infinito
Resolução banco	B	Retangular	0.17320508	Infinito
Histerese	B	Retangular	0.02886751	Infinito
Incerteza combinada do Fator de correção				0.016100
Fator de abrangência				2.000000
Incerteza expandida do Fator de correção				0.032200

Fonte: Autor

Para as demais faixas de medição, calibradas para o dinamômetro utilizado, é mostrado um resumo na Tabela I.3.

Tabela I.3– Resumo do cálculo de incerteza para o torque em toda faixa de medição.

Pontos	Incerteza Combinada	Fator de abrangência	Incerteza expandida
10	0.01609	2.0000	0.032180

40	0.00465	2.0000	0.009300
100	0.00225	2.0000	0.004500
160	0.00113	2.0000	0.002260
Agrupada		0.01694	

Fonte: Autor

Deve-se utilizar uma única incerteza para toda a faixa de medição, utilizaremos então o valor da incerteza expandida agrupada. O valor da incerteza de medição para o torque é de 1,69%.

3) Torque Corrigido.

Para o cálculo da incerteza de medição do torque corrigido, utiliza-se a incerteza proveniente do cálculo do torque e do fator de correção. O resumo desse cálculo pode ser visto na Tabela I.4.

Tabela I.4 – Resumo do cálculo de incerteza para o torque corrigido.

Parâmetro	Tipo	Distribuição	Incerteza	Graus de Liberdade
Torque	B	Normal	0.00846832	Infinito
Fator de Correção	B	Normal	0.00133872	Infinito
Incerteza Combinada do Torque Corrigido				0.0085735
Fator de Abrangência				2
Incerteza Expandida do Torque Corrigido				0.0171470

Fonte: Autor

Têm-se então uma incerteza de 1,71% para toda a faixa de torque corrigido.

4) Potência.

Para o cálculo da incerteza de medição, precisamos dos valores da incerteza da rotação e do torque. Utilizaremos esses valores para preencher a Tabela I.5 com um resumo dos cálculos.

Tabela I.5 – Resumo do cálculo de incerteza para a potência.

Parâmetro	Tipo	Distribuição	Incerteza	Graus de Liberdade
Rotação	B	Normal	0.000468	infinito
Torque	B	Normal	0.008467	infinito
Incerteza Combinada da Potência				0.008479
Fator de Abrangência				2.000000
Incerteza Expandida da potência				0.016958

Fonte: Autor

Têm-se então uma incerteza de 1,69% para toda a faixa de potência medida.

5) Potência Corrigida.

Para o cálculo da incerteza de medição da potência corrigida, utiliza-se a incerteza proveniente do cálculo da potência e do fator de correção. O resumo desse cálculo pode ser visto na Tabela I.6.

Tabela I.6 – Resumo do cálculo de incerteza para a potência corrigida.

Parâmetro	Tipo	Distribuição	Incerteza	Graus de Liberdade
Potência	B	Normal	0.008479	Infinito
Fator de Correção	B	Normal	0.0026774	Infinito
Incerteza Combinada da Potência Corrigida				0.008891690
Fator de Abrangência				2
Incerteza Expandida da Potência Corrigida				0.01778338

Fonte: Autor

Têm-se então uma incerteza de 1,77% para toda a faixa de potência corrigida.

6) Pressão média efetiva.

Para o cálculo da incerteza da pressão média efetiva, utiliza-se a incerteza proveniente do cálculo da potência e do fator de correção. O resumo desse cálculo pode ser visto na Tabela I.7.

Tabela I.7 – Resumo do cálculo de incerteza para a pressão média efetiva.

Parâmetro	Tipo	Distribuição	Incerteza	Graus de Liberdade
Potência	B	Normal	0.008479	Infinito
Fator de Correção	B	Normal	0.002677	Infinito
Incerteza Combinada da PME				0.00889169
Fator de Abrangência				2
Incerteza Expandida da PME				0.01778338

Fonte: Autor

Têm-se então uma incerteza de 1,77% para toda a faixa de pressão média efetiva.

Apêndice II – VALORES DE ÂNGULO DE FECHAMENTO DA VÁLVULA DE ASPIRAÇÃO PARA OS MAPAS GERADOS.

É exibido abaixo os valores dos ângulos de fechamento da válvula de aspiração para os mapas com E22 e com E100.

1) E22.

A Tabela II.1 mostra os valores para o mapa de calibração com E22.

Tabela II.1 – Valores de ângulo de fechamento de válvula de aspiração com E22.

RPM/ PME	2000	2444	2889	3333	3778	4222	4667	5111	5556	6000
2.0	443	450	464	480	494	506	516	524	529	531
2.4	443	450	465	480	493	506	516	525	530	532
2.8	446	452	465	479	492	505	516	527	534	536
3.2	449	454	466	478	490	503	517	530	539	542
3.6	452	458	470	482	491	504	519	534	545	550
4.0	455	461	475	487	498	510	524	537	549	555
4.4	459	465	475	489	504	517	529	541	550	554
4.8	465	471	485	497	507	518	530	541	548	551
5.3	465	476	494	505	512	520	531	540	545	547
5.7	474	484	498	508	516	523	531	539	543	545
6.1	489	490	498	508	517	525	532	538	542	544

2) E100.

A Tabela II.2 mostra os valores para o mapa de calibração com E100.

Tabela II.2 – Valores de ângulo de fechamento de válvula de aspiração com E100.

RPM/ PME	2000	2444	2889	3333	3778	4222	4667	5111	5556	6000
2.0	446	450	459	472	486	502	515	526	533	535
2.4	448	451	459	472	487	502	516	527	534	536
2.8	450	453	461	473	488	503	517	529	537	540
3.2	451	455	463	476	490	505	519	533	543	546

Continuação

3.6	452	457	467	479	492	506	521	536	548	553
4.0	453	460	472	483	494	507	522	538	551	558
4.4	460	465	474	485	497	510	524	538	550	555
4.8	467	469	477	487	499	512	525	537	546	549
5.2	471	473	480	489	501	513	525	535	542	545
5.6	474	476	482	491	502	514	525	534	539	541
6.0	475	477	483	492	503	514	525	533	539	540