

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Ensaio de um Motor ICE a Álcool com Dupla Ignição

Autor: Alexandre Amaral de Almeida

Orientador: Prof. Dr. Caio Glauco Sanchez

Campinas, 19 de maio de 2005

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

Ensaio de um Motor ICE a Álcool com Dupla Ignição

Autor: Alexandre Amaral de Almeida

Orientador: Prof. Dr. Caio Glauco Sanchez

Curso: Engenharia Mecânica

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Dissertação de mestrado apresentada à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Campinas, 2005

S. P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

AL64e Almeida, Alexandre Amaral de
Ensaio de um motor ICE a álcool com dupla ignição / Alexandre
Amaral de Almeida. --Campinas, SP: [s.n.], 2005.

Orientador: Caio Glauco Sanchez.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas,
Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Motores de combustão interna. 2. Automóveis - Ignição. 3.
Automóveis - Motores. 4. Motores a álcool. 5. Álcool como
combustível. I. Sanchez, Caio Glauco. II. Universidade Estadual de
Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Tests on a Dual Ignition Alcohol SI Engine

Palavras-chave em Inglês: Internal combustion engines, Dual ignition, Automobiles motors,
Alcohol motors e Automotive fuels

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Waldir Antonio Bizzo e Antônio Moreira dos Santos

Data da defesa: 19/05/2005

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Ensaio de um Motor ICE a Álcool com Dupla Ignição

Autor: Alexandre Amaral de Almeida

Orientador: Prof. Dr. Caio Glauco Sanchez

Prof. Dr. Caio Glauco Sanchez
Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP

Prof. Dr. Waldir Antônio Bizzo
Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP

Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos
Departamento de Engenharia Mecânica
Escola de Engenharia de São Carlos – USP

Campinas, 19 de maio de 2005

Dedicatória:

Dedico este trabalho aos meus pais e irmã pelo apoio e compreensão que foram fundamentais para esta conquista.

Agradecimentos:

Agradeço a todos aqueles que, nas diversas fases deste trabalho, participaram de sua realização e o tornaram possível, sobretudo:

Ao Prof. Dr. Caio Glauco Sanchez, pela orientação deste trabalho e por seus ensinamentos.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pelo incentivo ao desenvolvimento deste estudo.

Aos professores Drs. Waldir Antônio Bizzo e Jorge Isaias Llagostera, pela participação e sugestões apresentadas em meu exame de qualificação.

Aos professores Drs. Waldir Antônio Bizzo e Antônio Moreira dos Santos, que muito me honraram com suas participações na banca examinadora.

Ao Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos – FEM, pelo espaço e equipamentos cedidos.

Ao colega Flávio Augusto Bueno Figueiredo, pela ajuda fundamental ao longo de todo o trabalho.

Ao colega Wilson Muraro pelos ensinamentos e pelo empréstimo de equipamentos.

Aos colegas Thomas Maciel Moura, Ronaldo Teixeira e Thiago Rossetti pelo auxílio com o experimento.

À empresa Arieltek Ltda. pelo empréstimo de equipamentos fundamentais aos ensaios, em especial aos senhores Moisés Rossi e Sérgio Adão Jr. pela ajuda e atenção.

Aos técnicos da oficina do Departamento de Térmica e de Fluidos, Luiz Zanaga e Luiz Gama pelo auxílio à construção e montagem dos experimentos.

Ao senhor Paulo Lobo pela ajuda, atenção e sugestões importantes que foram de muita valia para o trabalho

Em especial a meus pais, minha irmã e à Juliana pelo amor, carinho, compreensão e incentivo durante todos os momentos.

RESUMO

ALMEIDA, Alexandre A. de , Ensaio de um Motor ICE a Álcool com Ignição Dupla, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005. 113p. Dissertação (Mestrado)

Os motores de combustão interna têm sido a principal fonte geradora de trabalho mecânico, especialmente em veículos automotores e sua quantidade tem se expandido de forma exponencial desde sua invenção, no século XIX. Os efeitos deste crescimento podem ser observados pelo aumento do consumo mundial de petróleo e da concentração de gases tóxicos na atmosfera, principalmente nas grandes cidades. Por este motivo, foi desenvolvido o presente trabalho, que tem por objetivo quantificar as melhorias no desempenho e economia de combustível obtidas em um motor automobilístico através do uso de um sistema de ignição dupla. Os ensaios foram realizados usando um motor VW refrigerado a ar e com dupla carburação (1.6 l de cilindrada e taxa de compressão 7,2:1) alimentado com álcool etílico hidratado. Foram feitas análises comparativas com ensaios em plena carga e em cargas parciais (0,8 e 0,9 atm de pressão absoluta no coletor de admissão) a 2000, 3000 and 4000 rpm de forma a evidenciar as vantagens e desvantagens do sistema com ignição dupla. O sistema de ignição dupla foi projetado de modo que as centelhas nas duas velas de cada cilindro ocorressem simultaneamente e que fosse possível o controle dos tempos de ignição. Os resultados obtidos indicam uma melhoria no desempenho para todas as condições de operação, com regimes de carga parcial em que os ganhos superaram os 20% em torque e potência e 15% no consumo específico de combustível.

Palavras Chave

- Motor ICE, Dupla ignição, Álcool

ABSTRACT

ALMEIDA, Alexandre A. de, Tests on a Dual Ignition Alcohol SI Engine, Campinas: Mechanical Engineering Faculty, State University of Campinas, 2005. 113p.

Internal combustion engines have been the major source of mechanical work, especially in automotive vehicles, and their amount has expanded exponentially since their invention, in the 19th century. The effects of this growth can be observed in the increasing world petrol demand and concentration of toxic gases in the atmosphere, especially in major cities. For this reason, the present work was developed with the objective to quantify the performance and the specific fuel consumption improvement of an automotive engine operating with a dual ignition system. The tests were made using an air-cooled VW engine with two carburetors (1.6 l displacement and with a 7.2:1 compression ratio) using hydrated ethanol. Comparative analysis were made with data gathered in the tests at WOT (wide open throttle) and partial loads (admission pressures of 0,8 and 0,9 atm) at 2000, 3000 and 4000 rpm in order to evidence advantages and disadvantages of the dual ignition system. The ignition system was designed to generate two simultaneous sparks in each cylinder allowing its timing control. The results indicate a trend of improvement in the performance for all the conditions tested, with profits that surpassed 20% in torque and power and 15% in the specific fuel consumption in partial load operation conditions.

Key words:

- SI engine, Dual ignition, Alcohol

INDICE

1 – Introdução	01
2 – Objetivo	02
3 – Revisão bibliográfica	03
3.1 – O ciclo Otto	03
3.2 – Sistemas de ignição	05
3.3 – Características do álcool etílico hidratado e estequiometria de combustão	07
3.4 – Teoria da detonação	09
3.5 – Estágios da combustão	11
3.6 – Combustão não instantânea e taxa de aumento de pressão	13
4 – Experimental	21
4.1 – Sistema de ignição dupla	21
4.2 – Testes e avaliação	26
4.2.1 - Equipamentos para ensaio	27
4.2.2 – Metodologia para os ensaios	34
5 – Resultados	37
6 – Análise dos resultados e conclusões	47
7 – Sugestões	50
8 – Referências bibliográficas	51
Apêndice 1: Descrição do sistema inicialmente concebido	54
Apêndice 2: Fotos demonstrando o posicionamento das velas	59
Apêndice 3: Calibração do dinamômetro e cálculos de potência e consumo específico	62
Apêndice 4: Procedimento para determinação do ponto ótimo	66
Apêndice 5: Tabelas de correção de torque e potência SAE e fatores de correção utilizados	69
Apêndice 6: Incertezas nas medidas	75
Apêndice 7: Resultados completos dos ensaios	83

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 – Ciclos termodinâmicos pressão x volume	05
Figura 02 – Região da câmara de combustão mais propensa à detonação	10
Figura 03 – Gráfico: pressão x tempo em câmara de combustão com detonação	11
Figura 04 – Gráfico: pressão x ângulo do eixo com os estágios da combustão	12
Figura 05 – Velocidade da frente de chama x rpm	13
Figura 06 – Temperatura dos gases no interior de uma câmara de combustão	14
Figura 07 – Gráfico: pressão x ângulo - ganhos com o aumento da velocidade de combustão	19
Figura 08 – Gráfico: pressão x volume - ganhos obtidos com o aumento da velocidade de combustão	19
Figura 09 – Componentes do sistema de ignição capacitiva utilizado	22
Figura 10 – Gráfico: volts x tempo - sinal gerado pelos sensores de indução	23
Figura 11 – Suporte dos sensores - vista de topo	25
Figura 12 – Suporte dos sensores - vista lateral	25
Figura 13 – Vista do cabeçote - posição das velas	26
Figura 14 – Montagem do sistema de ignição na bancada	29
Figura 15 – Vista de topo da bancada dinamométrica de ensaios	31
Figura 16 – Painel de instrumentos e de controle	33
Figura 17 – Sistema de medição de vazão de combustível	34
Figura 18 – Potência x rpm - p. adm 0,8 atm	38
Figura 19 – Torque x rpm – p. adm 0,8 atm	39
Figura 20 – Consumo específico x rpm - p. adm 0,8 atm	40
Figura 21 – Potência x rpm - p. adm 0,9 atm	41
Figura 22 – Torque x rpm - p. adm 0,9 atm	42
Figura 23 – Consumo específico x rpm - p. adm 0,9 atm	43
Figura 24 – Potência x rpm - p. adm 1,0 atm	44
Figura 25 – Torque x rpm - p. adm 1,0 atm	45
Figura 26 – Consumo específico x rpm - p. adm 1,0 atm	46

Figura I-1 – Sensor de indução de um distribuidor	55
Figura I-2 – Componentes do sistema de ignição concebido inicialmente	57
Figura I-3 – Sensor de indução da Honda CG Titan - vista explodida	58
Figura II-1 – Cabeçote - vista inferior	60
Figura II-2 – Cabeçote - vista inferior	60
Figura II-3 – Cabeçote - vista superior	61
Figura II-4 – Cabeçote - vista inferior	61
Figura III-1 – Resultados da calibração do dinamômetro	63
Figura VII-1 – Ensaio 1 – Potência x rpm - p. adm 0,8 atm	84
Figura VII-2 – Ensaio 2 – Potência x rpm - p. adm 0,8 atm	84
Figura VII-3 – Ensaio 3 – Potência x rpm - p. adm 0,8 atm	85
Figura VII-4 – Ensaio 1 – Torque x rpm - p. adm 0,8 atm	85
Figura VII-5 – Ensaio 2 – Torque x rpm - p. adm 0,8 atm	86
Figura VII-6 – Ensaio 3 – Torque x rpm - p. adm 0,8 atm	86
Figura VII-7 – Ensaio 1 – Consumo específico x rpm - p. adm 0,8 atm	87
Figura VII-8 – Ensaio 2 – Consumo específico x rpm - p. adm 0,8 atm	87
Figura VII-9 – Ensaio 3 – Consumo específico x rpm - p. adm 0,8 atm	88
Figura VII-10 – Ensaio 1 – Potência x rpm - p. adm 0,9 atm	88
Figura VII-11 – Ensaio 2 – Potência x rpm - p. adm 0,9 atm	89
Figura VII-12 – Ensaio 3 – Potência x rpm - p. adm 0,9 atm	89
Figura VII-13 – Ensaio 1 – Torque x rpm - p. adm 0,9 atm	90
Figura VII-14 – Ensaio 2 – Torque x rpm - p. adm 0,9 atm	90
Figura VII-15 – Ensaio 3 – Torque x rpm - p. adm 0,9 atm	91
Figura VII-16 – Ensaio 1 – Consumo específico x rpm - p. adm 0,9 atm	91
Figura VII-17 – Ensaio 2 – Consumo específico x rpm - p. adm 0,9 atm	92
Figura VII-18 – Ensaio 3 – Consumo específico x rpm - p. adm 0,9 atm	92
Figura VII-19 – Ensaio 1 – Potência x rpm - p. adm 1,0 atm	93
Figura VII-20 – Ensaio 2 – Potência x rpm - p. adm 1,0 atm	93
Figura VII-21 – Ensaio 3 – Potência x rpm - p. adm 1,0 atm	94
Figura VII-22 – Ensaio 1 – Torque x rpm - p. adm 1,0 atm	94
Figura VII-23 – Ensaio 2 – Torque x rpm - p. adm 1,0 atm	95

Figura VII-24 – Ensaio 3 – Torque x rpm - p. adm 1,0 atm	95
Figura VII-25 – Ensaio 1 – Consumo específico x rpm - p. adm 1,0 atm	96
Figura VII-26 – Ensaio 2 – Consumo específico x rpm - p. adm 1,0 atm	96
Figura VII-27 – Ensaio 3 – Consumo específico x rpm - p. adm 1,0 atm	97

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características relevantes da gasolina, álcool etílico e metanol	08
Tabela 2 – Ângulos de ignição ideais	37
Tabela III-1 – Resultados da calibração do dinamômetro	64
Tabela IV-1 – Resultados da determinação dos pontos ótimos de ignição	68
Tabela V-1 – Fatores de correção para pressão segundo norma SAE J1349	71
Tabela V-2 – Fatores de correção para a temperatura, segundo norma SAE J1349	72
Tabela V-3 – Fatores de correção para a umidade, segundo norma SAE J1349	72
Tabela VI-1 – Erros para as medidas de potência dos ensaios	78
Tabela VI-2 – Erros para as medidas de consumo específico dos ensaios	81
Tabela VII-1 – Resultados do ensaio 1	98
Tabela VII-2 – Resultados do ensaio 2	99
Tabela VII-3 – Resultados do ensaio 3	100
Tabela VII-4 – Média dos resultados	101

1 - INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna alternativos são o principal mecanismo de propulsão dos automóveis e são responsáveis por uma grande parte do consumo mundial de petróleo, de onde deriva seu principal combustível, a gasolina.

Por ser barato e abundante, este combustível desestimulou o desenvolvimento de combustíveis alternativos e até certo ponto o próprio desenvolvimento dos motores por ele movidos. A partir da década de 1970, com as crises mundiais do petróleo que elevaram seu preço em mais de 10 vezes (de US\$ 2,50 para US\$ 30,00 e mais recentemente para valores que superam os US\$ 50,00), houve uma retomada na pesquisa e no desenvolvimento de motores mais eficientes e combustíveis alternativos.

Na segunda metade da década de 1970, devido à forte dependência brasileira de petróleo, o governo federal estruturou o mais bem sucedido projeto para o desenvolvimento de um combustível alternativo para o abastecimento da frota nacional de veículos, o Proálcool. Seu sucesso foi tão grande que 95% dos automóveis vendidos em 1986 eram movidos a álcool, tornando-o uma referência mundial. Na décadas de 1980, diversas pesquisas, como a de Galib (1988), foram desenvolvidas para otimizar o aproveitamento energético do álcool e melhorar o funcionamento dos motores.

Mais tarde, na década de 1990, outros foram os motivadores para o desenvolvimento dos motores de combustão interna. A preocupação com a qualidade do meio-ambiente e com o esgotamento dos recursos energéticos motivaram a criação de acordos e posteriormente leis que impuseram limites às emissões de determinadas substâncias tóxicas, como os óxidos de nitrogênio e de enxofre, o monóxido de carbono e os hidrocarbonetos não queimados.

No contexto do aumento de eficiência dos motores, diversos mecanismos foram aperfeiçoados, desde aprimoramentos no combustível como o aumento da octanagem da gasolina, permitindo uma maior taxa de compressão, maior eficiência e, como consequência, a melhorias nos próprios motores, com câmaras de combustão aperfeiçoadas, materiais mais nobres, sistemas de comando de válvulas variáveis e o uso de injeção eletrônica de combustível.

A necessidade de se reduzir emissões de poluentes e aproveitar melhor os recursos naturais para que estes durem mais são os grandes motivadores para as pesquisas acerca dos motores de combustão interna, como a que foi realizada para a apresentação deste trabalho.

Por outro lado, para a aplicação aeronáutica, mais importante do que os fatores econômicos e ambientais é a segurança de funcionamento dos motores. Por este motivo todos os motores a pistão homologados pelos órgãos aeronáuticos de todo o mundo possuem sistema de ignição dupla com o uso de magnetos. No caso de aeronaves experimentais de pequeno porte, a escolha dos motores é mais flexível e em diversos casos motores do VW sedan 1600 são utilizados, na maioria das vezes com o sistema de ignição tradicional com uma vela por cilindro. Além dos citados acima, outro motivador importante é a busca de uma aeronautização de melhor qualidade para este motor.

2 - OBJETIVO

O objetivo do presente trabalho é o de comprovar e quantificar experimentalmente que a utilização de um sistema duplo de ignição, gerando centelhas simultâneas em velas distintas em um mesmo cilindro, aumenta a eficiência, o torque e a potência e reduz o consumo específico de combustível num motor de combustão interna.

3 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 – O CICLO OTTO PADRÃO DE AR

Nos motores de combustão interna que têm a ignição iniciada por uma centelha, a queima da mistura ar-combustível ocorre, de forma idealizada, a volume constante. O ciclo térmico que representa os processos envolvidos no funcionamento deste tipo de motor é conhecido como ciclo Otto. Na maioria dos motores de combustão interna que operam segundo este ciclo há quatro processos termodinâmicos distintos:

- Processo 1→2 - compressão isentrópica;
- Processo 2→3 - troca de calor a volume constante. Pistão no ponto morto superior – PMS;
- Processo 3→4 - expansão isentrópica;
- Processo 4→1 - rejeição de calor a volume constante. Pistão no ponto morto inferior – PMI;

A representação gráfica deste ciclo é observada pelo diagrama (a) da figura 1.

No motor real, porém, o ciclo é um pouco diferente do idealizado. Isto ocorre porque há perdas devido à sua construção mecânica, à combustão da mistura ar-combustível e às características dos gases. O ciclo térmico que ocorre no interior de um motor de ciclo Otto segue algo que está representado no diagrama (b) da figura 1, onde correm cinco processos que podem ser descrito por:

- Processo $1' \rightarrow 1$ – admissão da mistura. Ocorre quando o pistão se movimenta do PMS ao ponto morto inferior, admitindo a mistura ar-combustível;
- Processo $1 \rightarrow 2' \rightarrow 2''$ – compressão real. Demanda mais trabalho do que o ciclo ideal por dois motivos, basicamente. O primeiro se dá pelo fato do processo não ser isentrópico e porque a queima da mistura real não ocorre de forma instantânea, como idealizada. Este fator obriga que o início da combustão ocorra antes de o pistão chegar no ponto morto superior;
- Processo $2' \rightarrow 2'' \rightarrow 3'$ – troca de calor. Difere do idealizado por não ocorrer a volume constante;
- Processo $3' \rightarrow 4'$ – expansão não isentrópica;
- Processo $4' \rightarrow 1'$ – expulsão dos gases resultantes da combustão. Descarta os gases queimados para permitir a admissão de uma nova mistura ar-combustível.

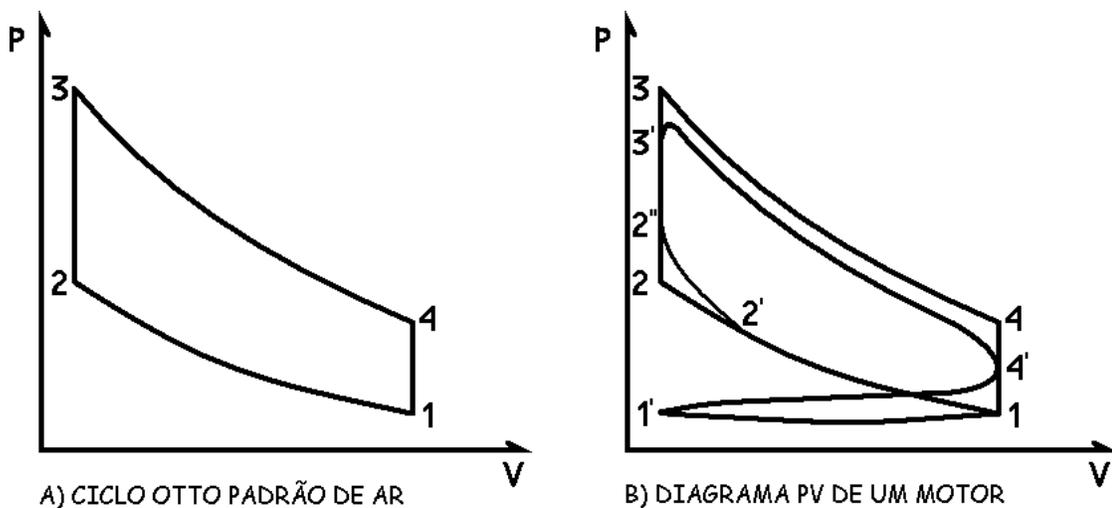


Figura 1 – Ciclos termodinâmicos pressão versus volume (a) ciclo Otto padrão ar (b) diagrama pv de um motor real.

3.2 – SISTEMAS DE IGNIÇÃO

Os motores de combustão interna que funcionam segundo o ciclo Otto utilizam uma centelha para dar início à combustão de uma mistura ar-combustível pré-existente. Esta centelha que é produzida entre os dois eletrodos da vela pouco antes do final da fase de compressão deve ser capaz de iniciar a queima da mistura ar-combustível à sua volta e gerar, assim, uma frente de chama que irá se propagar até que toda a mistura seja queimada.

Um sistema de ignição deve garantir uma tensão suficientemente alta entre os eletrodos das velas para que ocorra a centelha entre eles e que esta tenha energia suficiente para dar início à combustão da mistura nas diversas condições de operação do motor. O momento ideal para que ocorra a centelha varia conforme a rotação e a carga a que o motor está sujeito e o sistema de ignição deve levar estes fatores em conta para que se obtenha um bom desempenho.

Tipicamente há quatro tipos de sistemas de ignição para gerar a centelha nos terminais das velas:

- Sistema por magnetos – utiliza um conjunto de imãs permanentes e um induzido para gerar a tensão e saturar o enrolamento primário de uma bobina, quando um ressalto interrompe a corrente no primário da bobina, esta gera uma alta tensão no secundário e assim a centelha na vela;
- Sistema indutivo convencional – usa a energia proveniente do alternador/bateria para saturar o enrolamento primário de uma bobina e quando um ressalto aciona o platinado, a corrente é interrompida provocando uma alta tensão no secundário da bobina.
- Sistema indutivo eletrônico – semelhante ao sistema convencional, este utiliza a energia do alternador/bateria para saturar o primário de uma bobina. A diferença está nos componentes que interrompem a corrente no primário. No sistema eletrônico, o eixo com came e o platinado são substituídos por um sensor de indução ou de efeito hall e

uma central eletrônica que recebe o sinal do sensor e interrompe a corrente no momento correto;

- Sistema capacitivo – este sistema também utiliza a energia proveniente da bateria/alternador, multiplica sua tensão (de 12v para cerca de 300) e carrega um capacitor conectado ao primário de uma bobina, quando um sensor magnético de posição gera um pulso, o sistema interrompe a corrente para o primário, e gera a tensão elevada no secundário;

3.3 – CARACTERÍSTICAS DO ÁLCOOL ETÍLICO HIDRATADO E ESTEQUIOMETRIA DE SUA COMBUSTÃO

O álcool etílico hidratado comercializado em todo o território nacional tem quantidade de álcool em massa (escala INPM) variando entre os limites de 92,6 a 93,8% e em volume (GL) entre os limites de 95,1° a 96,0°. O etanol hidratado com 93,5° INPM possui a seguinte formulação química: $C_2H_5 OH + 0,178H_2O$. A tabela 1, a seguir, apresenta as principais características deste combustível comparado à gasolina brasileira, ao etanol e ao metanol anidros:

Tabela 1 – Características relevantes da gasolina, álcool etílico e do metanol quanto combustíveis.

PROPRIEDADE	GASOLINA ¹ (23% ÀLCOOL)	ETANOL ANIDRO	ETANOL HIDRATADO	METANOL ANIDRO
FÓRMULA QUÍMICA (*)	(CH) _x + C ₂ H ₅ OH	C ₂ H ₅ OH	C ₂ H ₅ OH + 19 H ₂ O	CH ₃ OH
PESO MOLECULAR	98	46	-	32
DENSIDADE A 20°C	0,74	0,79	0,81	0,79
RELAÇÃO ESTEQUIOMÉTRICA A/C	13,8:1	9,0:1	8,3:1	6,45:1
% CARBONO EM PESO	76,6	52,0	-	37,5
% HIDROGÊNIO EM PESO	15,3	13,0	-	12,5
% OXIGÊNIO EM PESO	8,1	35	-	50
TEMP INÍCIO EBULIÇÃO (°C)	-	78,3	78,2	65,0
TEMP TÉRMINO EBULIÇÃO (°C)	215,0	78,3	78,2	65,0
CALOR LATENTE DE VAPORIZAÇÃO (kCAL/KG)	119	216	237	270
TEMP AUTO IGNIÇÃO (°C)	367	550	580	570
PODER CALORÍFICO INFERIOR (kCAL/KG)	9557	6400	5952	4600
CALOR DE COMBUSTÃO DA MISTURA QUIMICAMENTE CORRETA (kCAL/LITRO)	0,850	0,815	0,815	0,760
ÍNDICE DE OCTANO (RON)	94,7	106	110	110
ÍNDICE DE OCTANO (MON)	82,2	89	92	90
ÍNDICE DE OCTANO CALCULADO	88,4	158	162	160
FATOR DE ACRÉSCIMO DO NÚMERO DE MOLÉCULAS DURANTE A COMBUSTÃO	1,057	1,063	1,077	1,061
EFEITO DE SUPERALIMENTAÇÃO (%)	2,90	7,00	9,00	14,00
GRAUS GL (VOLUME) (*)	-	99,5	95,0	99,5
GRAUS INPM (MASSA)	-	99,2	93,5	99,2

Fonte: Penido, 1981, ¹Petrobrás, 1998.

A reação química que rege sua combustão com o ar atmosférico está representada pela seguinte equação:



De posse da reação de combustão acima e das massas molares dos componentes do álcool hidratado e do ar, encontra-se a relação ar-combustível estequiométrica desta combustão como sendo de 8,37 kg de ar para cada kg de álcool hidratado.

3.4 – TEORIA DA DETONAÇÃO

A combustão controlada é definida por Benson (1983) como sendo aquela iniciada pela centelha, cujo momento é acertado pelo projetista, de forma a obter o melhor desempenho do motor, não prejudicar sua durabilidade e atingir metas de emissões de poluentes. A combustão não controlada é aquela que tem início provocado por um ponto quente no interior da câmara de combustão, tornando impossível o controle do momento da ignição. A combustão não controlada é um dos fatores que podem levar à ocorrência de dois fenômenos: a detonação e a pré-ignição.

A combustão anormal é aquela em que acontece a detonação. Este fenômeno ocorre geralmente no final da combustão e é resultante da ignição instantânea da mistura ainda não queimada. Neste caso a mistura de combustível irá reagir espontaneamente sem ter a necessidade de uma chama para iniciar a combustão. Para tanto a porção de mistura deverá atingir um determinado grau de energia e mantê-lo por um determinado tempo (Obert, 1971).

Durante a combustão na câmara, a mistura não queimada recebe energia devido à sua compressão, em razão da expansão dos gases queimados e por radiação vinda da frente de chama. A somatória destes efeitos pode levar a mistura não queimada adiante da frente de chama a atingir o grau de energia necessário para entrar em ignição espontaneamente.

Este fenômeno gera um ruído característico que se assemelha a uma martelada seca que até recentemente era atribuído à colisão das ondas de choque, provocadas pelas explosões, com as paredes da câmara de combustão, mas ultimamente outra teoria tem sido mais aceita e atribui o ruído à ressonância da vibração acústica do material no interior da câmara. Quando a detonação ocorre há a liberação rápida de energia em pontos localizados da câmara de combustão, gerando aumentos de pressão pontuais. As diferenças de pressão localizadas viajarão através da câmara em velocidade acústica (Obert, 1971, Benson, 1983).

Para ilustrar melhor o fenômeno da detonação é possível observar o local mais propenso a acontecer a detonação nas figuras 2-a e 2-b e um gráfico de pressão versus tempo em uma câmara aonde há detonação, na figura 3.

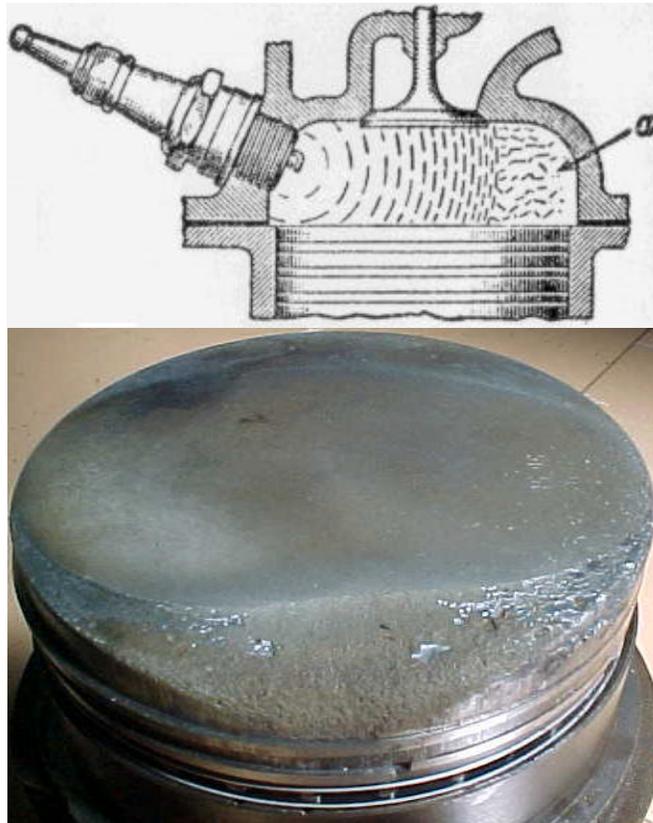


Figura 2 – Região da câmara de combustão mais propensa à ocorrência de detonação: a)desenho representando uma câmara de combustão onde ocorre a detonação (Obert, 1971) e b) foto do pistão do motor utilizado neste trabalho, onde ocorreu detonação severa. Note-se que a detonação foi concentrada em apenas uma região, que é exatamente a oposta à vela.

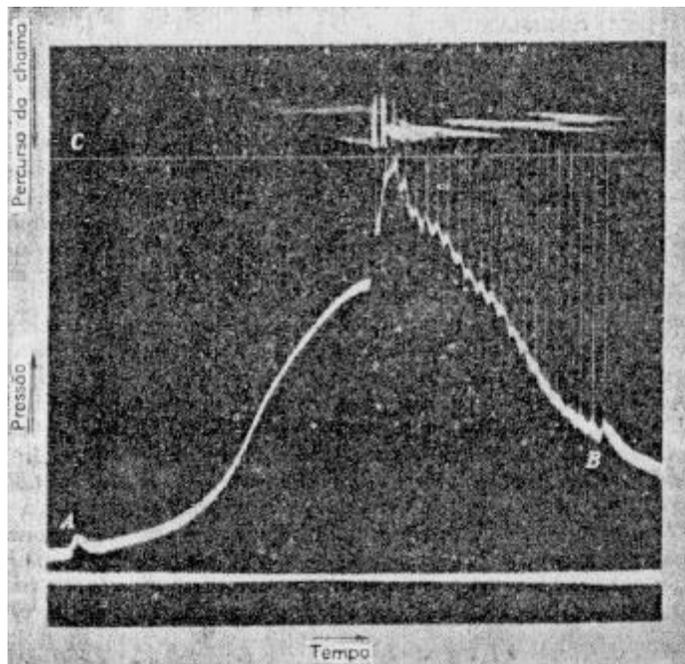


Figura 3 – Gráfico pressão vs tempo de uma câmara de combustão onde ocorre detonação. Fonte: Obert, 1971.

3.5 – ESTÁGIOS DA COMBUSTÃO

Um diagrama típico de pressão versus ângulo do eixo de manivelas durante os estágios de compressão (1-2), combustão (2-3) e expansão (3-4) para motores de ciclo Otto ideais, em que a combustão ocorre a volume constante no ponto morto superior pode ser observado na figura 4-a.

Em um motor real os estágios da combustão são três, mas diferem do ciclo idealizado basicamente por dois motivos: a combustão não é instantânea e há um atraso entre o disparo da centelha e o início da combustão. No exemplo da figura 4-b, este atraso corresponderia ao tempo entre os pontos 1 e 2 para os quais Ganesan (1996) assume os valores de 20° e 8° respectivamente.

O primeiro estágio do ciclo real corresponde ao trecho 1 a 2 da figura 4-b e trata do atraso (lag) de ignição, ou fase de preparação, em que ocorre o desenvolvimento do núcleo de uma

frente de chama auto-propagável. Este é um processo químico que depende da pressão, temperatura, propriedades do combustível, mistura ar-combustível, gás residual do ciclo anterior e da relação entre temperatura e taxa de reação.

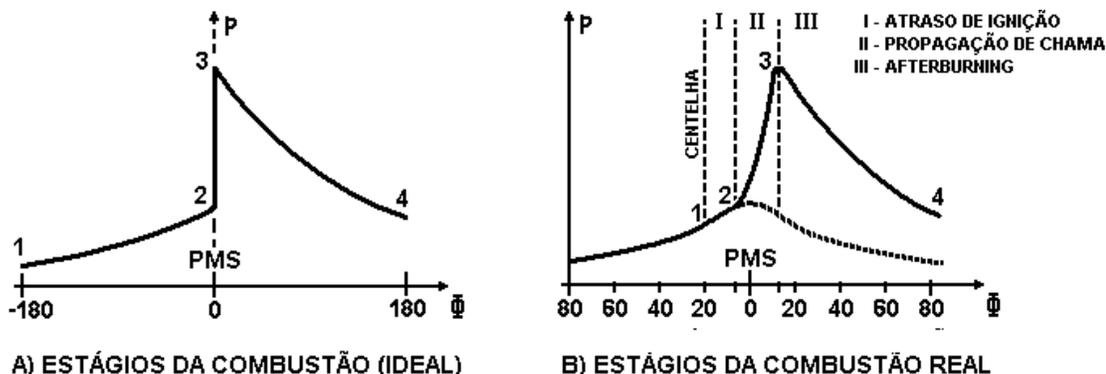


Figura 4 – Gráfico pressão vs ângulo do eixo com os estágios da combustão para: a) o ciclo Otto ideal e b) o ciclo que ocorre em motores reais. Fonte: Ganesan, 1996.

O segundo estágio, trecho 2-3 da figura 4-b, corresponde à propagação da frente de chama pela câmara de combustão. Seu início se dá no ponto 2, que representa o momento em que se torna perceptível um aumento da pressão. Isto pode ser percebido pela separação das curvas de pressão do ciclo com queima daquela do ciclo sem queima (linha pontilhada na figura). Durante este estágio, a frente de chama percorre a câmara em velocidade aproximadamente constante. A taxa de liberação de calor durante este período depende basicamente da intensidade de turbulência e da velocidade de reação, que está intimamente ligada à composição da mistura. O aumento da pressão, neste estágio, é proporcional à taxa de liberação de energia, pois o volume é praticamente constante.

O início do terceiro estágio é atribuído ao momento em que se atinge o pico de pressão do ciclo indicado pelo ponto 3 na figura 4-b. Neste estágio a velocidade da frente de chama reduz até sua extinção (Ganesan, 1996)

3.6 – COMBUSTÃO NÃO INSTANTÂNEA E TAXA DE AUMENTO DE PRESSÃO

A queima do combustível nos motores reais, como descrito acima, não é instantânea, mas sim progressiva. Em condições normais ela tem início na porção entre os eletrodos da vela e se desloca pela câmara de combustão através de uma frente de chama.

A velocidade de propagação da chama depende de diversos fatores, tais como relação ar-combustível, pressão e temperatura da mistura, taxa de compressão, carga (abertura da borboleta), rotação do motor (pelo aumento da turbulência) e tamanho do motor (Ganesan, 1996). Valores típicos do “ângulo de queima”, ângulo que o virabrequim percorre enquanto há combustão na câmara (após os primeiros 5% de massa queimada e antes dos 95%), sugeridos por Pulkrabek (1997) são de aproximadamente 25° para a maioria dos motores a gasolina. O ângulo total, desde a centelha até os 95% é crescente com a rotação e varia de 40° a 60° entre 2000 e 3000 rpm. Ainda em sua obra, Pulkrabek (1997) apresenta um gráfico, exibido na figura 5, que relaciona velocidade média de chama com rotação do motor para um motor que opera seguindo o ciclo Otto.

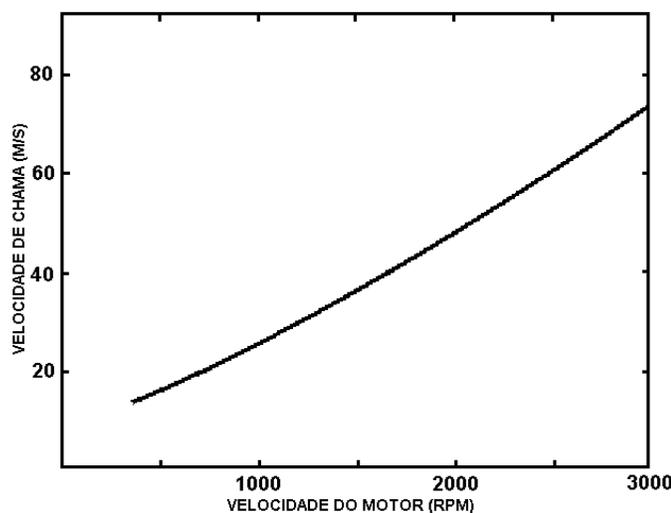


Figura 5 – Velocidade média de frente de chama em uma câmara de combustão em função da velocidade do motor, para um motor de ciclo Otto. À medida em que a velocidade aumenta, a intensidade da turbulência (em suas componentes horizontal, swirl; vertical, tumble e espalhamento na câmara através da válvula de admissão, squish) aumenta, resultando em uma velocidade de chama maior. Fonte: Pulkrabek, 1997.

O fato de a queima não ser instantânea faz com que a mesma ocorra em condições de pressão e temperatura distintas para cada ponto da câmara de combustão, fazendo com que para cada um o ciclo térmico seja diferente. A porção próxima à vela entrará em combustão a uma pressão e temperatura inferiores à porção situada a meio caminho entre a vela e o outro lado da câmara (Taylor, 1970). A figura 6, adaptada do trabalho de Taylor sugere a diferença entre os ciclos de volumes diferenciais distintos em uma câmara de combustão (Taylor, 1970).

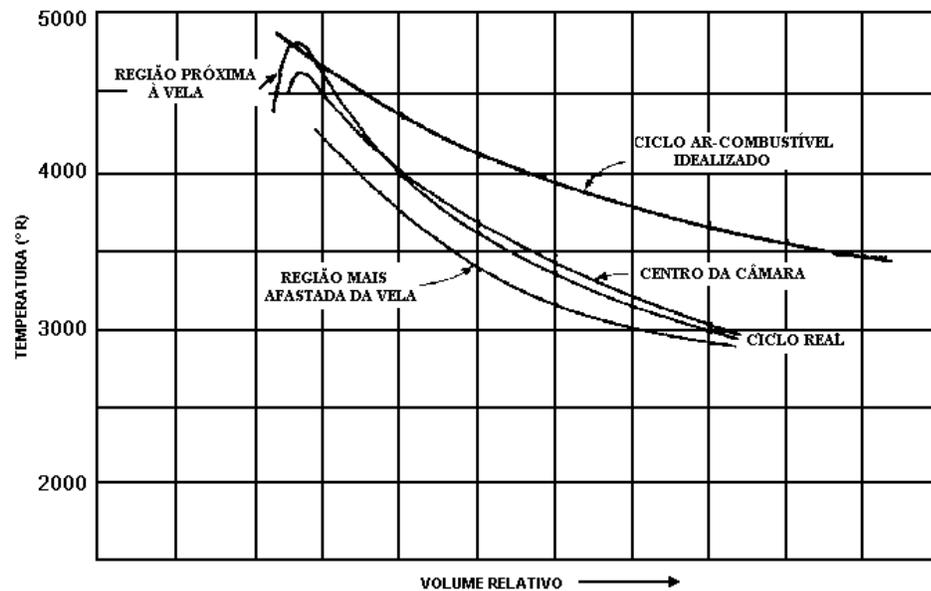


Figura 6 - Temperatura dos gases no interior de uma câmara de combustão (Taylor, 1970).

A taxa de aumento de pressão na câmara de combustão de um motor exerce grande influência no pico de pressão do ciclo térmico (equivalente ao estado 3 da figura 4-b), na potência desenvolvida pelo motor e na suavidade em que as forças são transmitidas para o pistão. Uma maior taxa de aumento da pressão geralmente produz um pico de pressão localizado próximo ao ponto morto superior e isto se reflete em uma maior pressão agindo no pistão na fase de expansão dos gases queimados, aumentando assim a potência do motor (Ganesan, 1996).

Em contrapartida, Ganesan (1996), Obert (1971) e Taylor (1971) afirmam que uma taxa muito alta de aumento de pressão pode levar o motor a funcionar de forma áspera e que, portanto, um compromisso entre o desempenho e o conforto deve ser levado em consideração no projeto de um motor. A avaliação das vibrações do motor não foi realizada por fugir ao escopo deste trabalho.

Na literatura, poucos trabalhos a respeito do estudo da ignição múltipla são disponibilizados, provavelmente por serem realizados pelos próprios fabricantes que não têm interesse em divulgar os resultados. Os poucos encontrados são os de Obert (1971), Quader (1973), Harrington (1974), Sinha (1989), Dalvi (1990), Yossefi (2000), Bilgin (2002) e Migita (2002). Dalvi cita em sua bibliografia diversos trabalhos, dentre os quais os de Oblander (1979) são de interesse para o presente estudo.

Obert (1971) investigou um sistema de dupla ignição, utilizando duas velas dispostas diametralmente opostas em relação à câmara de combustão como uma das formas de se diminuir o tempo de combustão e reduzir possibilidade de ocorrência da detonação. Segundo suas conclusões, quanto mais próximas ao ponto morto superior forem a ignição e a pressão máxima, maior será o rendimento do motor. O autor indica, porém, que a máxima taxa de aumento de pressão para rotações na faixa de 2000 a 3000 rpm deve ser de 35 psi/grau para que sejam evitadas vibrações que levam o motor a funcionar menos macio.

Quader (1973) estudou os efeitos da dupla ignição e do posicionamento das velas na câmara de combustão em um motor monocilíndrico sobre as emissões de óxidos de nitrogênio (NOx) e de monóxido de carbono (CO). Em sua pesquisa observou que para a ignição simples, as emissões de NOx se mantiveram iguais para velas posicionadas tanto junto à válvula de admissão como de escape, mas eram superiores quando situada entre ambas as válvulas ou com o uso de ignição dupla. Para as emissões de CO, observou que à medida em que a vela é afastada da válvula de escape, as emissões aumentavam.

Harrington (1974), em artigo publicado, afirma que o uso do sistema de ignição múltipla em um motor monocilíndrico carburado aumenta o limite da relação ar-combustível bem como a

tolerância à recirculação dos gases de exaustão (EGR), sendo estes limites maiores em cargas parciais. Conclui também que a potência e as emissões não foram alteradas com o uso da dupla ignição.

Sinha (1989) desenvolveu um modelo de combustão para prever a performance de um motor monocilíndrico com dupla ignição onde obteve resultados que evidenciaram um melhor desempenho do motor operando com misturas pobres, chegando a um ganho de 22,7% na potência com coeficiente de excesso de ar de 1,43 e 2,4% quando operando com mistura estequiométrica. De forma inversa, observou que as emissões de NOx em mistura estequiométrica era 44% superior, mas que em misturas pobres não sofria alterações.

Dalvi (1990), em seu trabalho de mestrado, estudou o efeito da múltipla ignição sobre o consumo específico e a potência, entre outros. Para um motor monocilíndrico, suas conclusões foram que para ângulos de avanço inferiores a 5° APMS, houve uma redução do consumo específico, mas que para avanços superiores a 10° APMS, houve um aumento do mesmo.

Oblander (1979), citado na bibliografia de Dalvi (1990), utilizou um sistema de dupla ignição em um motor monocilindro e posteriormente em um motor Mercedes Benz de 6 cilindros, tendo observado que houve um pequeno ganho no consumo específico da ordem de 18 g/MJ (64,8 g/kWh) e um aumento médio da pressão média efetiva (bmep) em torno de 20%. Em um teste de estrada com o motor Mercedes Benz houve redução nas emissões de CO e NOx da ordem de 50%.

Yossefi (1990) estudou a otimização das fontes de ignição da mistura ar-gás natural através de modelos computacionais e sugere que fontes de ignição de alta potência ou múltipla ignição podem reduzir o problema do longo atraso de ignição (fase de preparação).

Em seu trabalho de pesquisa sobre as características da propagação de chama em motores com ignição dupla, utilizando simulação computacional, Bilgin (2002) comparou a combustão em câmara com uma e duas velas. Suas conclusões citam que o uso de ignição dupla e a alteração

dos locais das velas influenciam fortemente a área e a distância percorrida pela frente de chama, sendo a área maior e a distância menor para o sistema duplo, o que torna maior a taxa de combustão. Bilgin (2002) sugere que para alcançar a maior área de frente de chama o mais rápido possível, as velas devem estar dispostas simetricamente na câmara de combustão e a uma distância igual à metade de seu raio.

No artigo de apresentação do motor quatro cilindros de 1,3 litros com ignição dupla que equipa o automóvel Honda Fit 2002, Migita (2002) afirma que utilização da ignição dupla sequencial aumenta o torque e reduz o consumo de combustível e a ocorrência de detonação, o que permitiu um aumento na taxa de compressão do motor de 9,2:1 para 10,8:1. Em ensaios realizados observou-se que uma defasagem entre as centelhas, adiantando a o ângulo de ignição da vela próxima à válvula de admissão proporcionou um ganho adicional de 1,3%.

Há diversas vantagens em se utilizar sistemas com múltipla ignição em motores de combustão por centelha (ICE). Os ganhos em economia, torque e potência em todos os regimes se devem principalmente à aproximação do ciclo real ao ciclo teórico através do aumento da velocidade de queima da mistura. Este aumento de velocidade de queima é resultado de dois fatores: o primeiro está relacionado à diminuição da distância a ser percorrida pela frente de chama, uma vez que há duas frentes de chama varrendo a câmara de combustão, e o segundo é devido ao aumento da velocidade da frente de chama, que é favorecida pelo aumento da turbulência na câmara, acentuada pela existência de duas frentes de chama.

Outro motivo que provoca uma melhora no desempenho do motor se deve ao fato de que a utilização de sistemas com múltipla ignição reduz a probabilidade de ocorrência de falhas na ignição da mistura, evitando desta maneira perda de potência e aumento significativo na emissão de poluentes. A falha de ignição “misfire” pode ter várias origens, desde a falha de um dos componentes da ignição até a existência de misturas que não teriam condições de queima (muito ricas ou muito pobres) na região próxima à vela no momento da centelha.

Além destas vantagens, a redução no tempo total de combustão provocada pela ignição dupla diminui o tempo em que a mistura não queimada fica exposta a condições críticas de

pressão e temperatura. Com a mistura permanecendo menos tempo sujeita a tais condições, a ocorrência da detonação é reduzida (Obert, 1971 e Migita, 2002).

Por fim, pode-se citar uma vantagem que, apesar de influenciar em menor escala, melhora a eficiência do motor. Trata-se da redução da variabilidade cíclica no funcionamento do motor (Bilgin, 2002). Pelo fato de a velocidade de chama ser influenciada pela relação ar-combustível (relação a/c), a velocidade de propagação da chama de um ciclo para o outro é diferente, pois a cada ciclo, a mistura apresenta uma relação a/c diferente na região da centelha. Havendo mais de um local gerando centelha, aumenta a probabilidade de que a média da relação a/c das misturas nas proximidades das velas seja igual à relação a/c da câmara de combustão, reduzindo, assim, a variação cíclica do tempo de combustão.

No caso de motores utilizados em aeronaves, como é o caso de adaptações feitas em motores do mesmo modelo do que foi utilizado neste trabalho, a existência de sistemas de ignição dupla e independentes representa um aumento significativo na confiabilidade e segurança, minimizando os efeitos das falhas no sistema e a ocorrência de detonação na decolagem.

Os ganhos promovidos pela queima mais rápida podem ser melhor visualizados através das figuras 7 e 8.

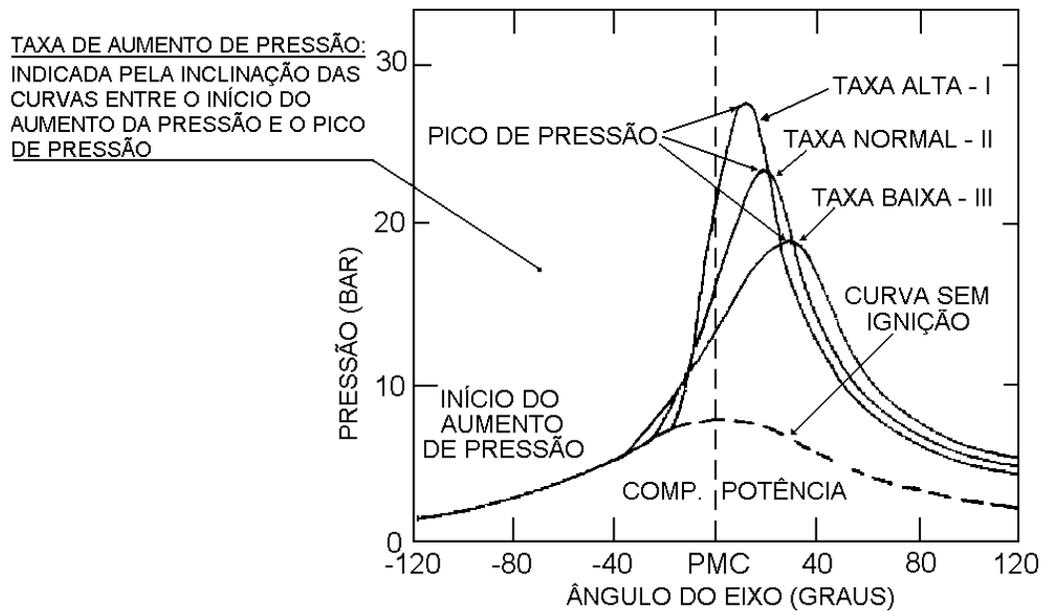


Figura 7 – Gráfico pressão vs ângulo do virabrequim evidenciando os ganhos obtidos com o aumento da velocidade de combustão: menor área antes do PMS, maiores pressão máxima e pressão média efetiva e maior área após o PMS. Fonte: Ganesan, 1996.

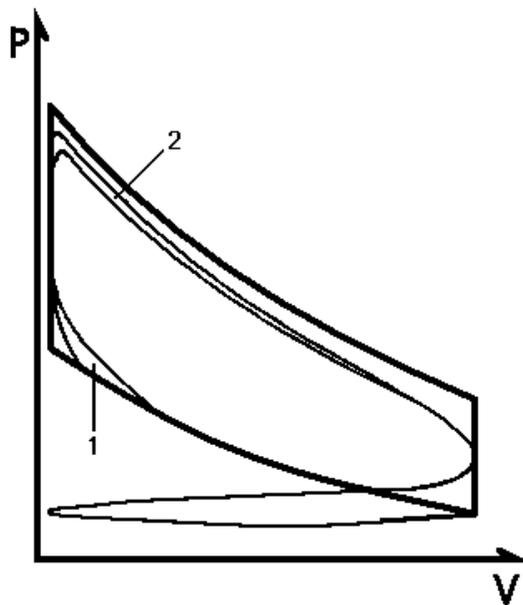


Figura 8 – Gráfico pressão vs volume evidenciando os ganhos obtidos com o aumento da velocidade de combustão: menor trabalho de compressão (área representada por 1) e maiores pressão máxima e pressão média efetiva e maior área após o PMS (área representada por 2).

Observando-se as figuras 7 e 8, verifica-se onde são obtidos os ganhos com o sistema de dupla ignição:

- Permite atrasar o ponto de ignição e reduzir o trabalho de compressão da mistura;
- Aumento da pressão máxima (P3) atingida no ciclo, representando uma maior força acionando o pistão;
- Ganho devido ao diferentes volumes infinitesimais (próximos às velas e próximos ao fim da queima) sofrerem ciclos térmicos mais próximos ao do ciclo médio, uma vez que as distâncias entre as velas e as extremidades foram diminuídas.
- Redução de falhas de ignição por ser um sistema com redundância e pelas velas estarem em locais diferentes na câmara de combustão.

Devido a estas vantagens em diversos momentos da evolução dos motores, os de sistemas de ignição dupla foram utilizados em automóveis e aeronaves. Nas aeronaves, em que todos os motores homologados utilizam duas velas por cilindro, o principal motivo se deve ao aumento da segurança. Nos automóveis sua utilização ocorria ora em busca de desempenho, como no caso dos Porsches 356 e 550 (década de 1950-1960), Alfa Romeo Twin-Spark (década de 1990-2000) e Daimler-Crysler V8 5,7l hemi-magnum (década de 2000), ora em busca de economia e redução de emissões, como para o Honda Fit (década de 2000).

4 - EXPERIMENTAL

4.1 – SISTEMA DE IGNIÇÃO DUPLA

O sistema de ignição utilizado neste trabalho tem por finalidade produzir duas centelhas com acionamentos independentes no interior da câmara de combustão de forma que sejam formadas duas frentes de chama nas condições de operação de todos os ensaios. Inicialmente, para este trabalho, foi desenvolvido um sistema de ignição indutiva que era composto de componentes de uso da indústria automobilística, com centrais transistorizadas, sensores magnéticos e bobinas. Como a adaptação destes componentes foi uma tarefa complicada e não era o escopo do trabalho, optou-se por buscar no mercado algum sistema desenvolvido especificamente para o motor. O sistema mais apropriado para a realização dos ensaios foi o fabricado pela Arieltek LTDA. Este é do tipo CDI (Ignição por Descarga Capacitiva) e possui os seguintes componentes:

- Quatro bobinas duplas de confecção exclusiva, modelo SIDAV BI-01D;
- Duas centrais eletrônicas de comando, modelo SIDAV CXAV-300;
- Um corpo de sensores indutivos, modelo AZUL sem avanço inercial (não utilizado nos ensaios);

Além destes, os seguintes itens completam o sistema:

- Oito velas tipo BP7HS da NGK;
- Oito cabos de vela THV modelo VW Fusca 1600;

- Quatro sensores indutivos de disparo modelo HONDA CG TITAN 125 ano 1998 (em substituição ao sensor original);
- Suporte de sensores de indução de fabricação própria;
- Dois interruptores de corte de funcionamento

Uma foto dos componentes do sistema original e da ligação entre estes podem ser observadas na figura 9. O suporte e os sensores utilizados em substituição ao modelo original da Arieltek são apresentados nas figuras 10 e 11. No apêndice 1, há uma descrição do sistema inicialmente concebido para o experimento.

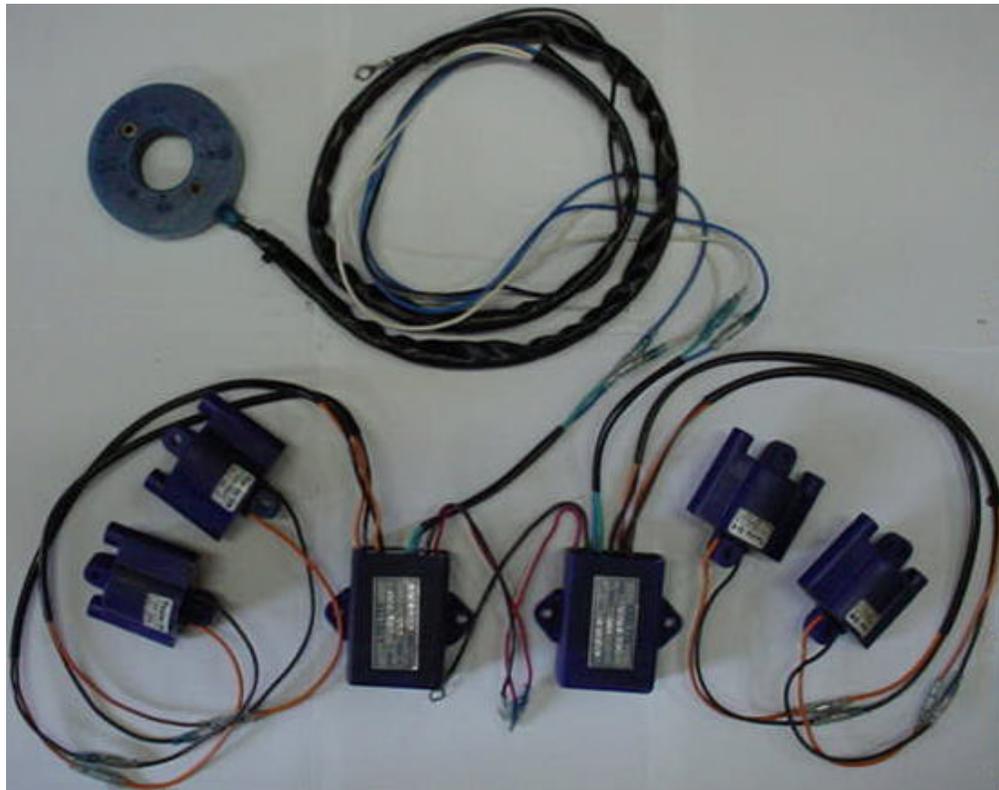


Figura 9 – Fotografia mostrando os componentes do sistema de ignição capacitiva Arieltek e a ligação entre eles. O disco azul é o corpo de sensores indutivos. Nele se encontram quatro sensores alinhados dois a dois e defasados 90° entre si para permitirem um disparo a cada 180° do virabrequim. As duas caixas ao centro são as centrais que controlam o fluxo magnético das bobinas (duas à direita e duas à esquerda) e conseqüentemente o disparo da centelha nas velas.

Cada uma das centrais eletrônicas controla uma bancada de 4 velas (superior ou inferior) de forma independente, permitindo a desativação isolada de cada uma delas.

No sistema utilizado, o momento do disparo das centelhas é determinado pela passagem de um rotor ferromagnético diante do núcleo dos sensores de indução. O sinal gerado por eles possui o formato muito próximo ao da função tangente e pode ser observado no gráfico da figura 10.

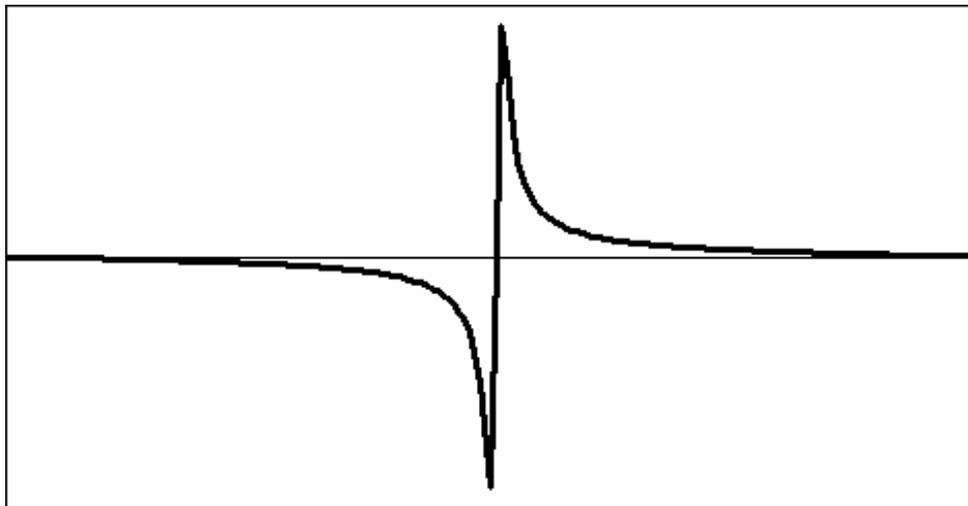


Figura 10 – Gráfico volts vs tempo do sinal gerado pelos sensores de indução

O disparo da centelha acontece no momento em que a tensão gerada se torna positiva e com um valor de cerca de 0,3 a 0,4 volts. Neste momento a tensão de ruptura do transistor no interior das centrais de controle é atingida e a corrente de alimentação das bobinas é interrompida, causando uma brusca mudança no fluxo magnético da bobina e gerando o pico de tensão necessário para provocar a centelha entre os pólos das velas.

No sistema de ignição da Arieltek foi feita uma pequena alteração: os sensores de indução originais foram substituídos por sensores originalmente utilizados nos motores Honda Titan 125.

Esta alteração foi feita porque o suporte para estes sensores já havia sido desenvolvido e eles se mostraram capazes de acionar o sistema de ignição durante a partida do motor e nas condições de ensaio a serem realizados, além de este modelo permitir defasagem entre os disparos.

O suporte de controle do ponto de ignição usa como base o próprio corpo do distribuidor original do motor e seu eixo de acionamento. Em volta da carcaça há dois anéis de alumínio. O anel superior acomoda um par de sensores que comanda a central eletrônica da bancada superior de velas, enquanto o anel inferior controla a central das velas inferiores. Os sensores de cada par estão posicionados a exatos 90° um do outro para garantir que o ponto de ignição nos cilindros pares e ímpares será o mesmo. No interior do corpo do distribuidor, gira um rotor projetado para encaixar de forma justa no eixo original do distribuidor e ter uma folga de 1,0 mm para a carcaça. Nele são posicionados dois pares de parafusos alinhados com o centro do rotor e dispostos 180° entre si e cada par destes aciona uma bancada de velas. As figuras 11 e 12 apresentam vistas de topo e laterais do suporte dos sensores (conjunto do controlador de ponto).

Por fim, a última alteração para a montagem do sistema com dupla ignição foi a usinagem do segundo furo para velas no cabeçote. A posição onde foi instalada a segunda vela foi escolhida com base nas conclusões obtidas por Bilgin (2002), que propõe que as velas devem estar dispostas simetricamente na câmara de combustão e a uma distância igual à metade de seu raio. Para obter a geometria sugerida, foi usinado um segundo furo na parte inferior do motor, entre as capas de vareta do comando de válvulas. Este é um procedimento delicado e complexo, pois deve garantir um espaçamento igual entre o furo e as sedes de válvulas, uma espessura mínima da parede da câmara de combustão e um alinhamento tal que não torne necessário desmontar o motor para se substituir as velas.

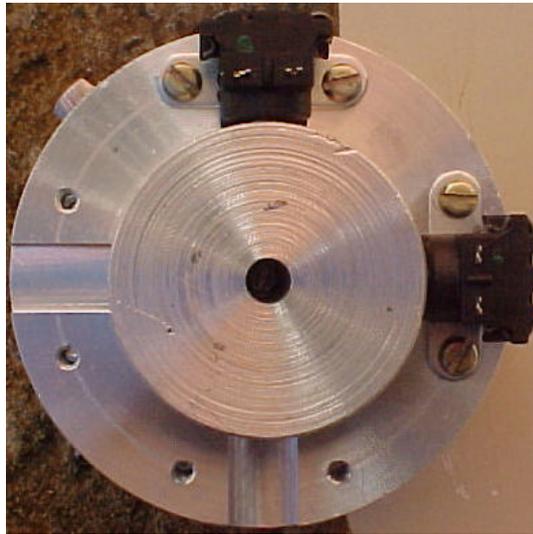


Figura 11 – Vista de topo do suporte dos sensores (sistema de controle de ponto). As peças pretas são os sensores indutivos do sistema que gerencia o centelhamento da bancada superior de velas. Eles estão posicionados com um espaçamento de 90° para garantir um disparo a cada 180° do virabrequim.

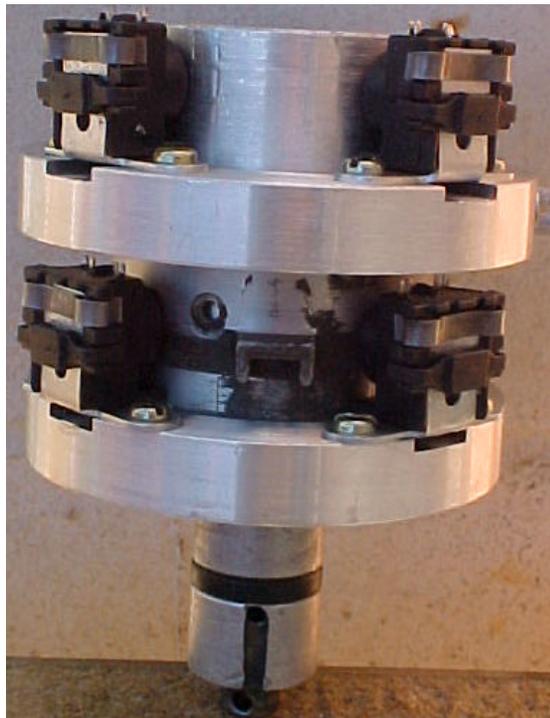


Figura 12 – Vista lateral do sistema de controle de ponto. Note-se o posicionamento dos quatro sensores indutivos. O alinhamento entre os sensores do anel superior e do anel inferior garante a simultaneidade das centelhas de um mesmo cilindro, enquanto que um ângulo reto entre os sensores de um mesmo anel garante que as centelhas dos cilindros pares e ímpares ocorram com o mesmo ângulo de avanço.

Feito isto, tem-se uma câmara de combustão com duas velas posicionadas de forma oposta, distantes 35 mm uma da outra, que não irá gerar trincas entre seus furos e as sedes de válvula e que permite a troca velas com pouco trabalho. Uma possível otimização desta montagem se daria através da utilização de velas próprias para motocicletas, que possuem um diâmetro inferior e que por isto provocariam uma menor alteração na geometria do cabeçote e teriam uma manutenção mais simples. Nas figuras 13-a e 13-b, é possível observar a geometria da câmara de combustão e o posicionamento das velas.

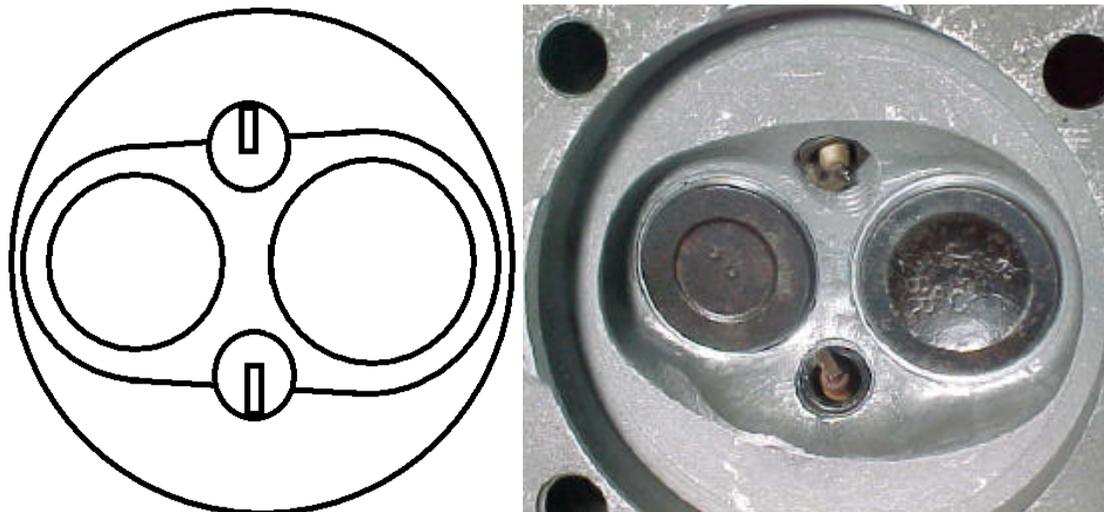


Figura 13 – Vista do cabeçote: a) esquema e b) fotografia. procurou-se posicioná-las de acordo com as sugestões de Bilgin (2002), com as velas posicionadas simetricamente e à metade do raio da câmara de combustão. Nas figuras a vela original é a de baixo, enquanto que no motor ela fica na posição superior. A distância entre elas é de 35 mm.

4.2 – TESTES E AVALIAÇÃO

Para avaliar a influência de se operar um motor automobilístico com uma vela por cilindro e duas velas por cilindro e comparar os desempenhos, foram feitos testes em três níveis de rotação (2000, 3000 e 4000 rpm), três valores de pressão de admissão correspondendo a cerca de

25%, 70% e 100% da potência (0,8; 0,9 e ~1 atm) e um valor de avanço de ignição (ponto ótimo para cada condição) com as centelhas ocorrendo simultaneamente, quando os dois sistemas operavam.

4.2.1 - EQUIPAMENTOS PARA ENSAIO

MOTOR

O motor utilizado neste trabalho é o que equipou um VW GOL BX 1600 ano 1983 a álcool, com dois carburadores e que opera no ciclo Otto de quatro tempos. A escolha por este motor se deu pelo fato de ele ser largamente utilizado em aeronaves experimentais e por ser fácil a colocação de uma segunda vela no seu cabeçote.

O motor possui quatro cilindros com configuração do tipo boxer dispostos dois a dois e refrigeração forçada a ar por ventilador axial. O acionamento das válvulas é feito por meio de varetas, balancins e tuchos mecânicos, sendo o comando de válvulas localizado próximo ao virabrequim e acionado por engrenagem.

Por razões econômicas optou-se por adquiri-lo usado e depois proceder à sua reforma. Ao final da reforma, ele ficou equipado com os seguintes componentes:

- Eixo de comando de válvulas original com medida standard;
- Eixo de comando de válvulas original;
- Virabrequim retificado para a medida 0,50 mm;
- Volante e virabrequim balanceados;

- Pistões do modelo a gasolina com medida 0,50.
- Bomba de óleo original;
- Balancins originais;

O aumento 0,50mm no diâmetro dos cilindros alterou o deslocamento volumétrico de 1584 cm³ para 1603 cm³ e a substituição dos pistões originais por pistões do modelo a gasolina foi responsável pela redução da taxa de compressão de 10:1 para 7,2:1. Esta redução se fez necessária para evitar o fenômeno da detonação, ocorrido em ensaios preliminares e responsável por um dano severo ao motor.

CABEÇOTE

O cabeçote do motor foi usinado de forma a acomodar uma segunda vela em cada cilindro de modo que seu posicionamento se aproximasse da geometria sugerida por Bilgin (2002). A vela original foi mantida em seu lugar e na parte oposta do cabeçote (do lado das varetas de comando de válvulas) foi posicionada a outra vela. A distância das aberturas das duas velas foi medida, apresentando 35 mm de afastamento. Nas figuras 13-a e 13-b e no apêndice 2, podem ser observados os posicionamentos interno e externo das velas.

SISTEMA DE IGNIÇÃO

A ignição original do motor era garantida por um sistema do tipo ignição indutiva convencional com platinado. Este sistema foi retirado e, em seu lugar, foi implantado o sistema capacitivo eletrônico confeccionado pela Arieltek, com sensores de indução adaptados da HONDA TITAN 1998, conforme citado no item 4.1.

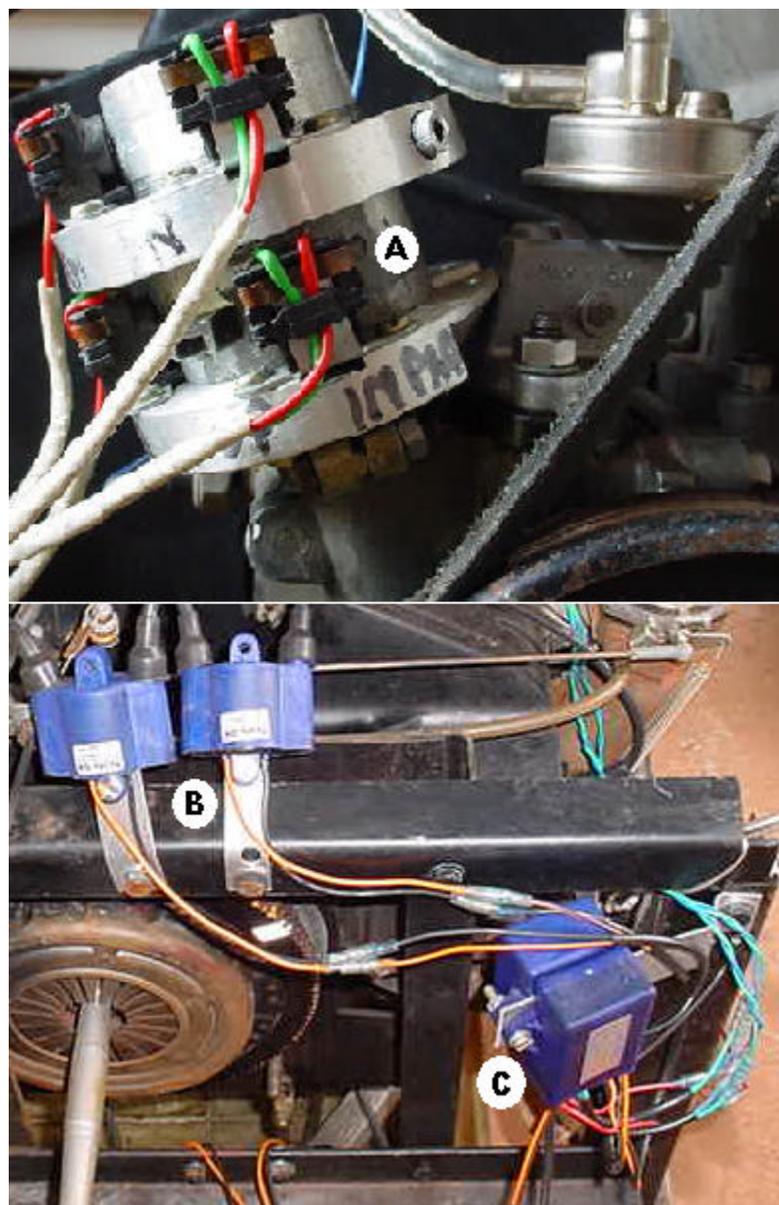


Figura 14 – Fotografias da montagem do sistema de ignição na bancada. a) controlador de ponto, b) bobinas superiores SIDAV BI-01D, c) centrais eletrônicas de controle SIDAV CXAV-300. Nestas vistas não é possível a visualização das bobinas da bancada inferior;

Cada central controla duas bobinas, de forma que uma central está conectada às bobinas da bancada superior de velas e outra à bancada inferior. Cada bobina alimenta duas velas de

cilindros irmãos (cilindros cujos pistões alcançam o ponto morto superior no mesmo momento: cilindros pares ou cilindros ímpares), mas de uma mesma bancada.

Este sistema gera uma centelha a cada volta do motor, portanto uma no tempo de compressão da mistura e outra no tempo de expulsão dos gases queimados. Com esta configuração seria possível até controlar o avanço das centelhas de forma independente na bancada superior e na inferior, mas que no presente trabalho foi utilizado para determinar o ponto de ignição, que foi o mesmo para as duas bancadas (centelhas simultâneas). Nas figuras 9, 11, e 12 e 14 é possível ver os componentes do sistema de ignição.

ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL

O suprimento de combustível para o motor foi garantido por um reservatório com capacidade para 20 litros de combustível e mangueiras que o conectavam aos dois carburadores.

Estes carburadores eram os originais do motor, fabricados pela SOLEX, com medida de 32 mm de diâmetro do corpo de borboletas.

REFRIGERAÇÃO

A refrigeração original do motor não foi suficiente para manter a temperatura do óleo em valores aceitáveis (abaixo de 120°C) durante os testes preliminares de plena carga, portanto se fez necessária a instalação de um sistema adicional de refrigeração. Este é composto de um ventilador radial equipado com um motor de 1 hp e de dutos que direcionavam o ar soprado para a entrada de ar de refrigeração do motor.

BANCADA DINAMOMÉTRICA

O banco dinamométrico projetado e construído para a realização dos ensaios é composto por um chassis confeccionado em aço carbono com capacidade para acomodar diversos tipos de

motores, um dinamômetro hidráulico da marca STUSKA com capacidade para absorver 100 hp a até 10.000 rpm e uma célula de carga hidráulica, também da marca STUSKA. A bancada dinamométrica utilizada para os ensaios pode ser vista na figura 15 a seguir.

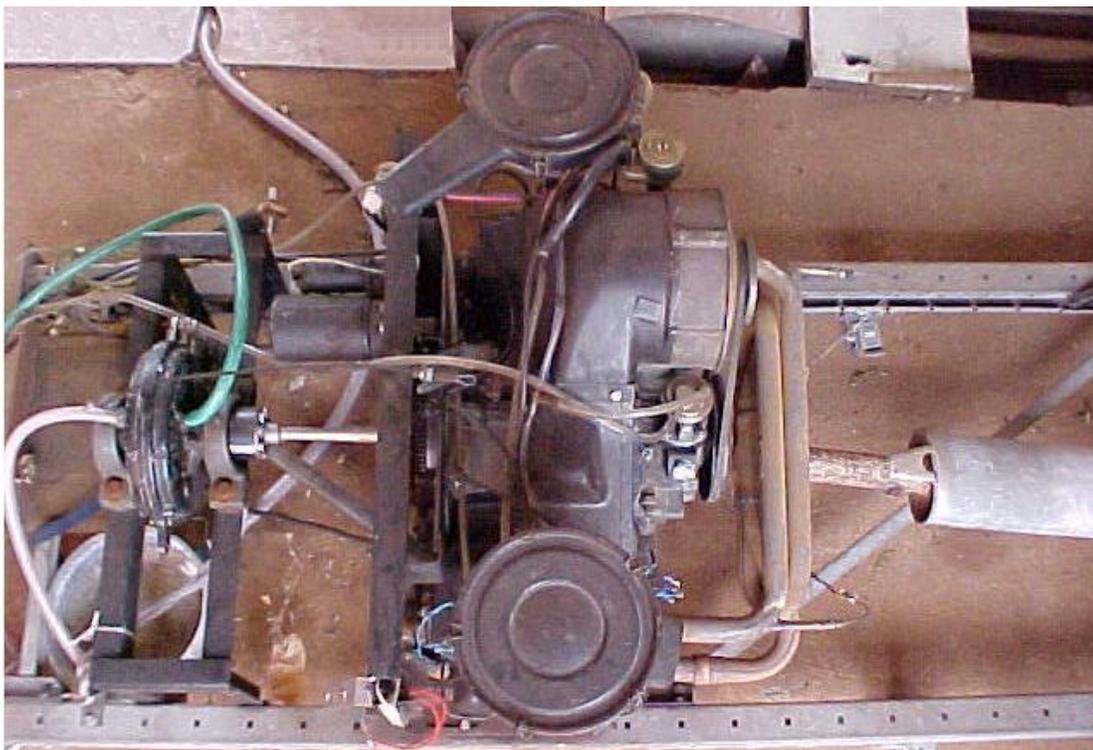


Figura 15 – Vista de topo da bancada dinamométrica de ensaios

Próximo ao banco dinamométrico foi posicionado um painel de controle e de instrumentos que permite operar o conjunto motor-dinamômetro e visualizar os valores dos principais parâmetros a serem analisados (uma fotografia do painel de controle pode ser observada na figura 16). Este painel possui os seguintes instrumentos e dispositivos:

- Conta-giros digital com sensor óptico modelo ACT-3A, produzido pela Monarch Instrument, com fundo de escala utilizado de 10 rpm;

- Manômetro indicador de torque da marca STUSKA, com escala até 48 unidades e fundo de escala de 0,2 unidade;
- Relógio digital indicador de temperatura modelo THERMO METER-T4WI produzido pela Autonics com entrada para 10 canais com termopares do tipo K – estão conectados a ele termopares posicionados nos coletores de escape dos cilindros 1 e 3, temperatura do óleo, temperatura da água descartada pelo dinamômetro e temperatura do cabeçote;
- Sonda lâmbda de banda larga da marca ETAS, modelo LA 03 e precisão de 1%. Este modelo fornece a relação entre a mistura real e a mistura quimicamente correta, denominado de lâmbda (?);
- Manômetro de pressão produzido pela Record com escala em polegada de mercúrio variando de 0 a 30 polegadas absolutas, com fundo de escala de 0,5 polegada, conectado aos coletores de admissão;
- Luzes spia indicadoras de carga de bateria e pressão de óleo;
- Chave de partida e corte da ignição;
- Botão de emergência para o corte da ignição;
- Manopla do acelerador;
- Sistema de medição de consumo por bureta graduada com capacidade para 100ml e fundo de escala de 0,1ml e cronômetro digital com precisão de 1/100 de segundo.

Além dos instrumentos citados acima, foi utilizada uma pistola de luz estroboscópica da marca RAVEN modelo 603 para ajuste dos pontos de ignição das duas bancadas de velas, com precisão de 0,1°.



Figura 16 – Painel de instrumentos e de controle. Na fotografia é possível observar os seguintes componentes posicionados da esquerda para a direita e de cima para baixo: manômetro indicador de torque, manômetro de pressão de admissão, válvula de controle de carga do dinamômetro, conta-giros, termômetro, chave seletora de termopar, chave de partida, fusível, lâmpadas spia do alternador e de pressão de óleo, botão de emergência e manopla do acelerador.

O sistema de medição de consumo de combustível era composto basicamente por uma bureta graduada e um cronômetro. A bureta (figura 17 (a)) estava conectada em sua parte inferior à bomba de combustível do motor e em sua parte superior, a um respiro (figura 17 (b)) e a uma válvula (figura 17 (c)) que controla a entrada de combustível vinda do reservatório. Seu funcionamento era simples e para medir a vazão de combustível, bastava fechar a válvula (c) e medir o tempo que levava para o combustível passar entre duas marcas estabelecidas.

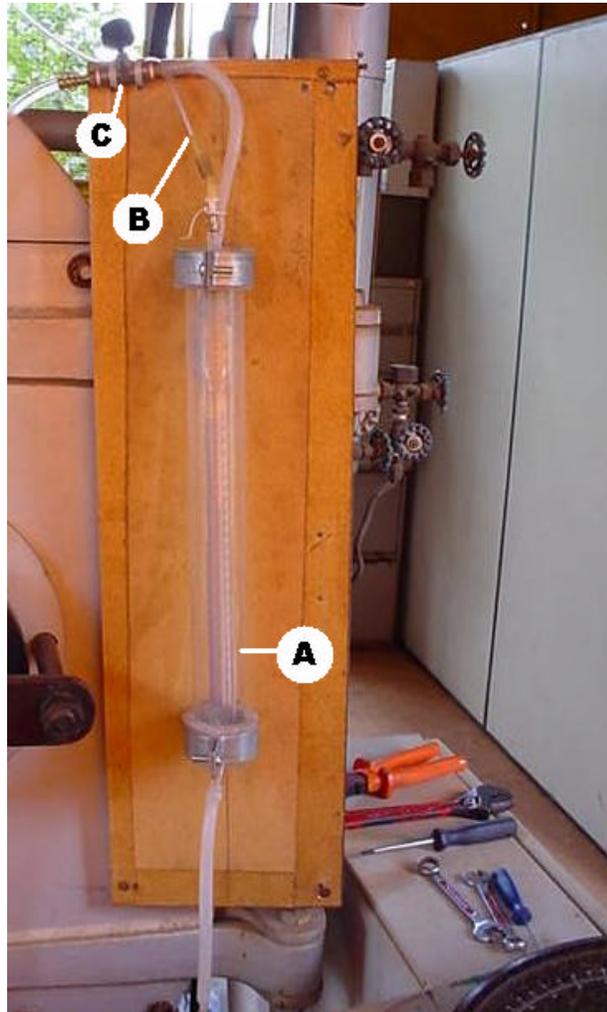


Figura 17 – Sistema de medição de vazão de combustível. a) Bureta graduada, b) respiro e c) válvula de controle

4.2.2 – METODOLOGIA PARA OS ENSAIOS

Inicialmente os ensaios abordariam trinta regimes de operação, sendo eles com uma e duas velas por cilindro, três condições de carga (0,8 atm, 0,9 atm e plena carga) e em cinco condições de rotação (entre 2000 e 4500 rpm com acréscimos de 500 rpm). Porém, estabilizar o funcionamento do conjunto motor/dinamômetro para diversas destas condições era uma tarefa demorada e difícil, levando a temperatura do óleo a patamares acima dos 140°C.

Por este motivo, pelos fatores tempo e custo e ainda por não trazer grandes vantagens para a comprovação da tese, optou-se por limitar o número de regimes a serem analisados. De forma a cobrir regimes de operação bem diferentes, optou-se por ensaiar o motor em dezoito condições distintas de funcionamento: com uma e duas velas por cilindro, pressões de admissão de 0,8 atm, 0,9 atm e plena carga (~1,0 atm) e em rotações que representassem baixa rotação, rotação de maior torque e rotação de maior potência (1500 rpm, 3000 rpm e 4400 rpm, respectivamente). Limitações do dinamômetro, que não oferecia resistência suficiente a 1500 rpm, e de refrigeração, que não mantinha a temperatura abaixo dos 120°C por tempo suficiente a 4400 rpm, obrigaram a adoção de condições de rotação de 2000, 3000 e 4000 rpm, condições que representam satisfatoriamente regimes de baixa, média e alta rotação.

Para minimizar o efeito de alguma leitura incoerente na análise dos resultados, foram feitas três séries de ensaios e se trabalhou com a média destes. Antes da realização de cada uma delas, registravam-se os valores da temperatura, pressão e umidade atmosférica para posterior normalização dos resultados e, em seguida, o motor era ligado e aquecido por cerca de 5 minutos até que a temperatura do óleo atingisse 80°C a um regime de 1500 rpm e 0,6 a 0,7 atm de pressão de admissão. Este procedimento garante um aquecimento gradual e uniforme do motor, evitando assim diferenças de dilatações que poderiam provocar folga excessiva ou insuficiente entre os componentes do motor, afetando sua durabilidade e os resultados obtidos.

Antes de cada ensaio (correspondente a uma condição de operação), o motor era estabilizado no regime determinado para a determinação do ponto de ignição ótimo. Em seguida alterava-se o ponto de ignição de forma a se obter a maior rotação, que representaria o ponto ótimo para aquele regime. Encontrado o ponto ótimo, aumentava-se a resistência imposta pelo dinamômetro de forma a nivelar a rotação para a do ensaio e repetia-se o procedimento para se obter um acerto mais fino, porém foi verificado que o acerto inicial era muito próximo do ótimo. No apêndice 4 é apresentada a tabela de ajuste do ponto ótimo para cada regime.

Uma vez ajustado o ponto de ignição ótimo e estabilizado o funcionamento do motor, procedia-se à coleta dos dados para posterior análise. Foram registradas as temperaturas do óleo, gases de escape, água de descarte do dinamômetro, coeficiente de excesso de ar (λ),

pressão de admissão e rotação do motor para finalmente medir as informações relativas ao torque e consumo de combustível.

ROTAÇÃO DO MOTOR E PRESSÃO DE ADMISSÃO

Os valores de rotação e pressão de admissão registrados se referem aos valores pré-estabelecidos para cada ensaio. Durante os ensaios, estes valores sofriam pequenas variações, e à medida que a rotação aumentava, caía a pressão de admissão (uma vez que a posição da borboleta era fixada) e o sistema tendia ao equilíbrio. Porém, se afastasse mais de 20 rpm acima ou abaixo do valor estabelecido, o ensaio era interrompido.

CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

Para a medição do consumo de combustível, interrompia-se o fornecimento de combustível através de uma válvula posicionada acima da bureta, com isto o nível de combustível na bureta abaixava gradativamente. Ao atingir o volume de 90 ml, disparava-se cronômetro e quando o nível atingia a marcação de 20 ml, travava-se o cronômetro e registrava-se o intervalo de tempo.

TORQUE E POTÊNCIA

Enquanto a atividade de medição do consumo era efetuada, a indicação do manômetro indicador de torque era acompanhada e ao final registrava-se o valor médio indicado durante o intervalo. A variação desta medida durante o ensaio era pequena, portanto o valor médio registrado é muito próximo aos valores extremos de cada ensaio. O valor lido na escala do dinamômetro era posteriormente convertido para N.m e em seguida era calculada a potência produzida em cada ensaio. No apêndice 3 estão apresentados o procedimento de calibração do dinamômetro e a equação que relaciona torque, rotação e potência.

5 – RESULTADOS

Para cada uma das condições de avaliação do motor, foram realizados três ensaios, de forma que eventuais anormalidades de um determinado ensaio fossem evidenciadas. Os resultados apresentados no corpo desta dissertação representam a média dos valores obtidos nos três ensaios e estão normalizados segundo a pressão, temperatura e umidade ambientes, de acordo com a norma SAE J1349. A opção pela utilização da norma SAE em lugar da ABNT, se deu porque o manual do dinamômetro já possuía os procedimentos e os fatores de correção, dispensando investimentos com compra de normas. Os fatores de correção e as tabelas da norma SAE se encontram no apêndice 5. Os intervalos de confiança das medidas, relativos à precisão dos instrumentos, estão representados pelas barras localizadas acima e abaixo de cada condição de ensaio. Os resultados em forma gráfica e de tabela podem ser vistos no apêndice 7.

Durante os ensaios, foram determinados os ângulos de ignição ideais para cada condição de operação, segundo o procedimento descrito no apêndice 4, e os seus valores médios podem ser observados na tabela 4.

Tabela 2 – Média dos ângulos ideais obtidos segundo procedimento apresentado no apêndice 4

RPM	P. ADM	T₁ 1 VELA	T₂ 2 VELAS	T₁ - T₂
2000	0,8 atm	41 ^º +/-1 ^º	31 +/-1 ^º	10 ^º
	0,9 atm	41 +/-1 ^º	31 +/-1 ^º	10 ^º
	1,0 atm	41 +/-1 ^º	31 +/-1 ^º	10 ^º
3000	0,8 atm	42 +/-1 ^º	33 +/-1 ^º	09 ^º
	0,9 atm	43 +/-1 ^º	34 +/-1 ^º	09 ^º
	1,0 atm	42 +/-1 ^º	34 +/-1 ^º	08 ^º
4000	0,8 atm	-	-	-
	0,9 atm	47 +/-1 ^º	35 +/-1 ^º	12 ^º
	1,0 atm	47 +/-1 ^º	35 +/-1 ^º	12 ^º

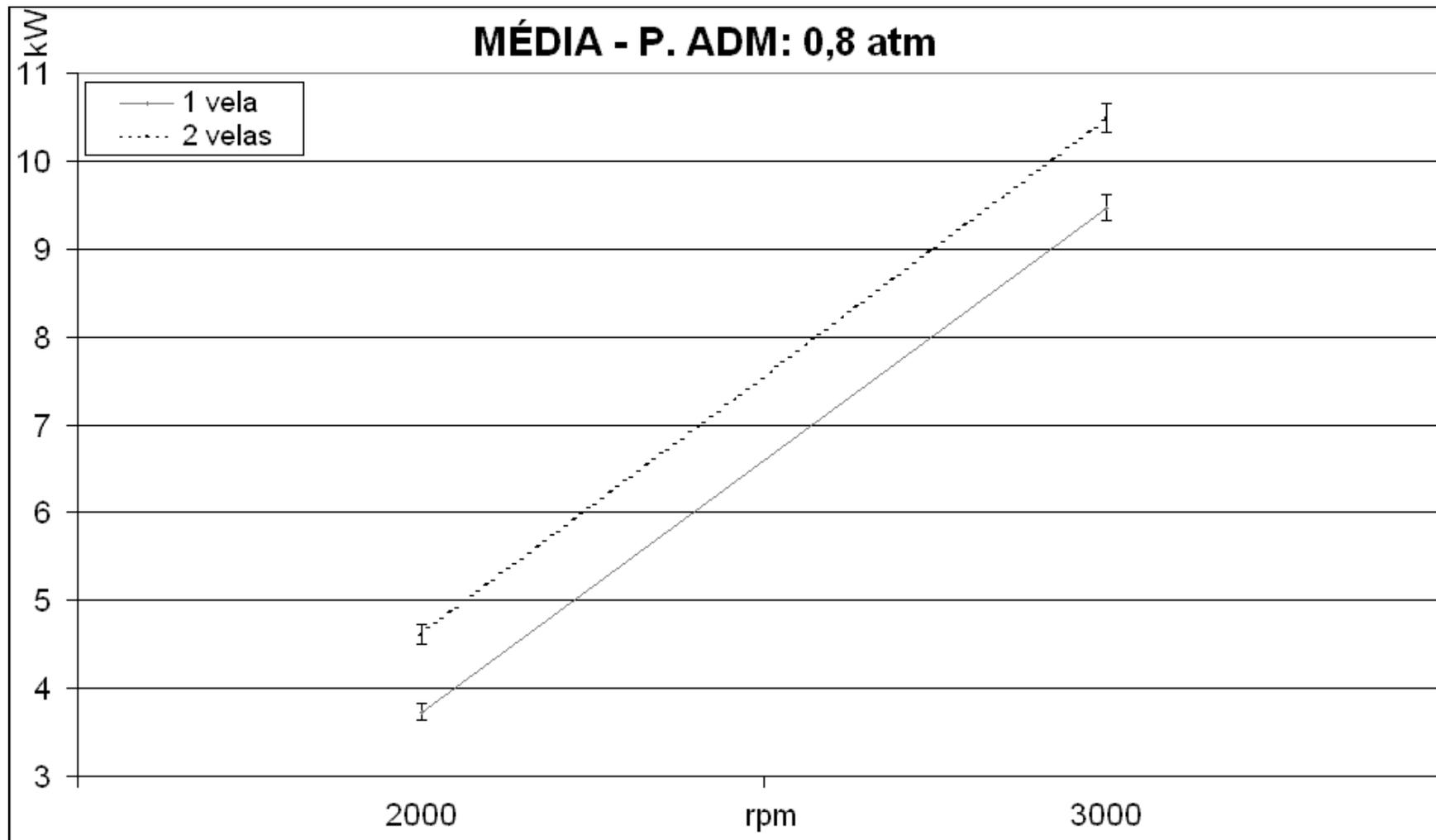


Figura 18 – Potência versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,8 atm.

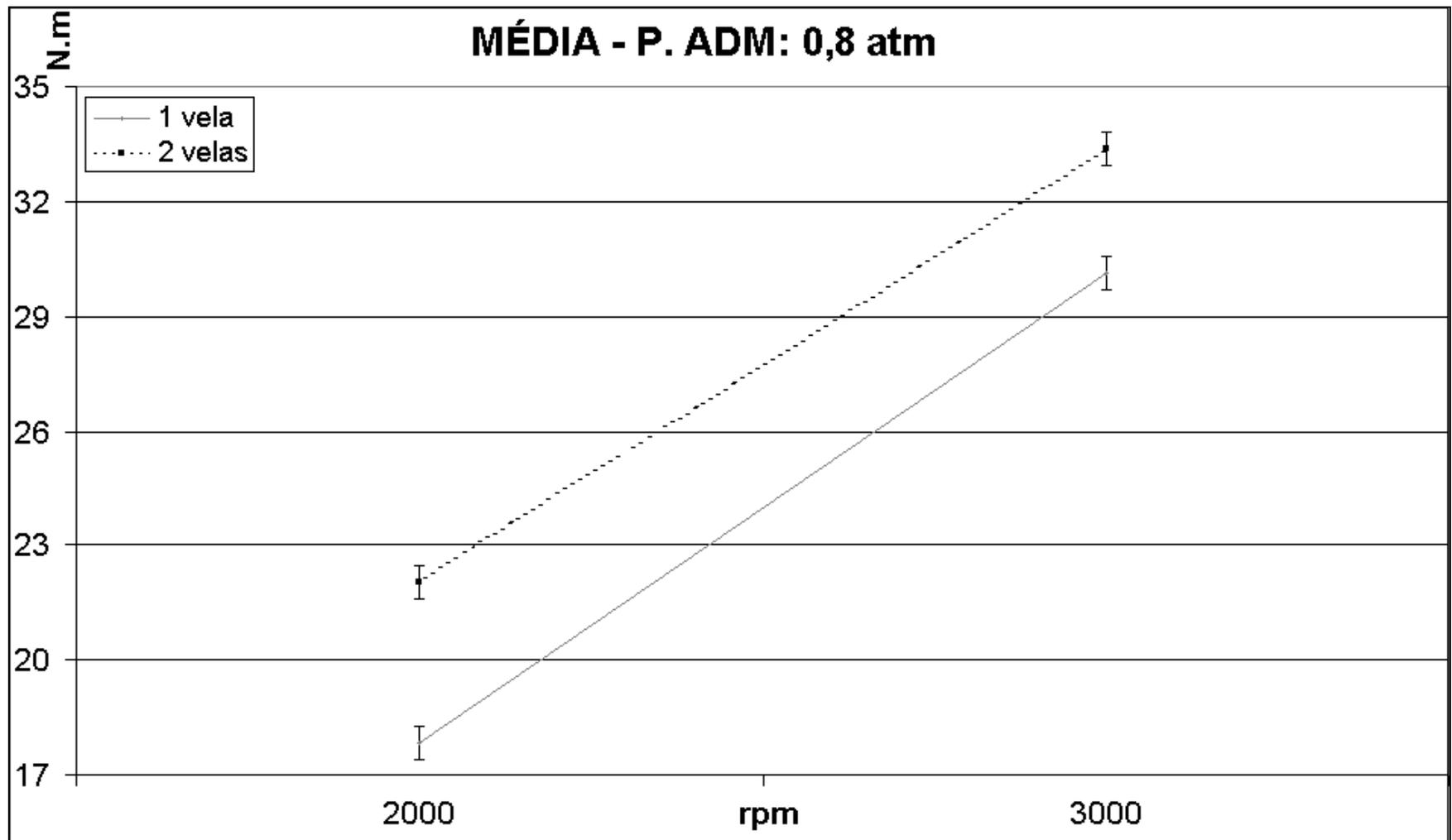


Figura 19 – Torque versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,8 atm

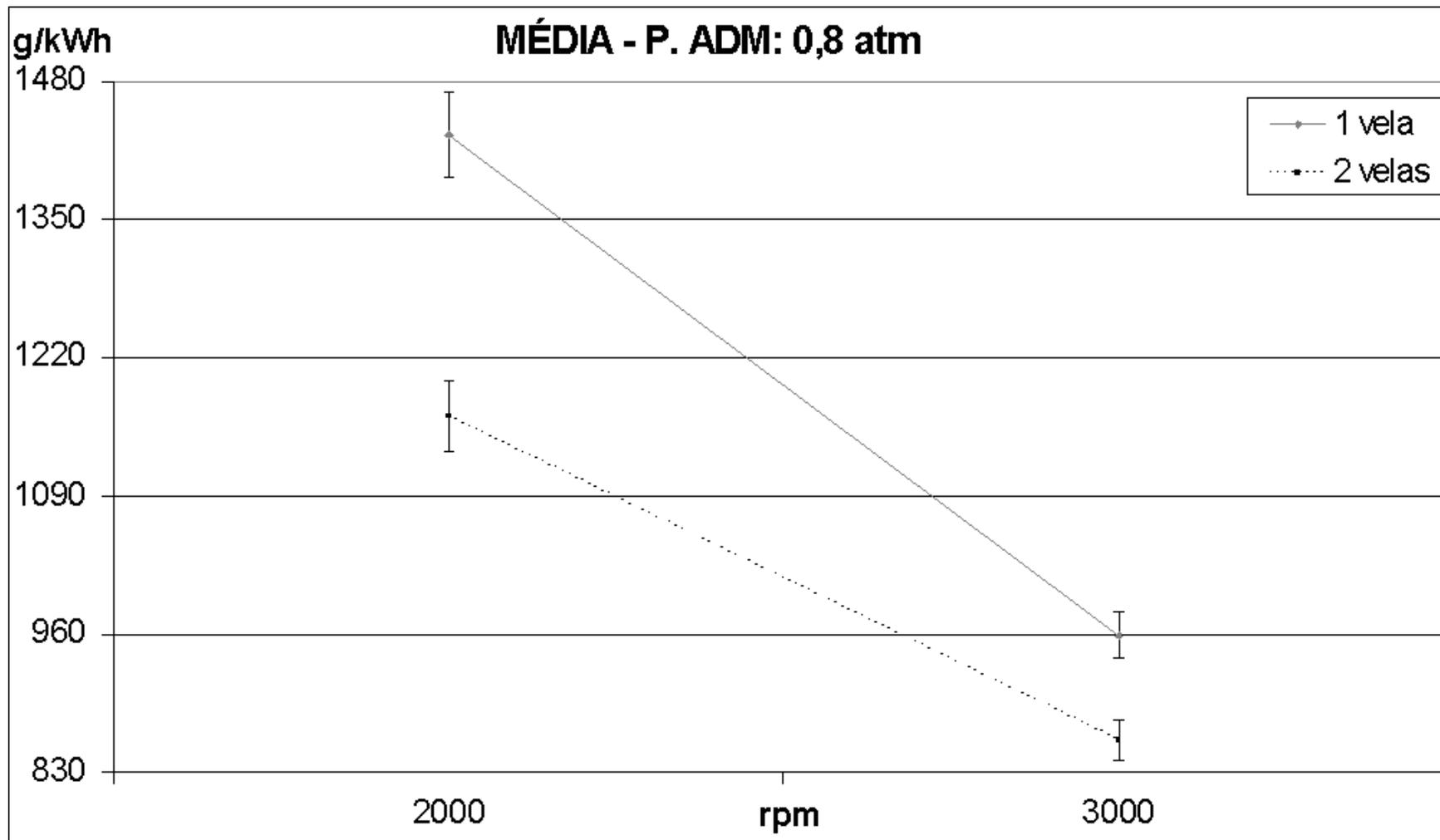


Figura 20 – Consumo específico versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,8 atm. Valores calculados com base nos dados observados e portanto sem a correção pela norma SAE.

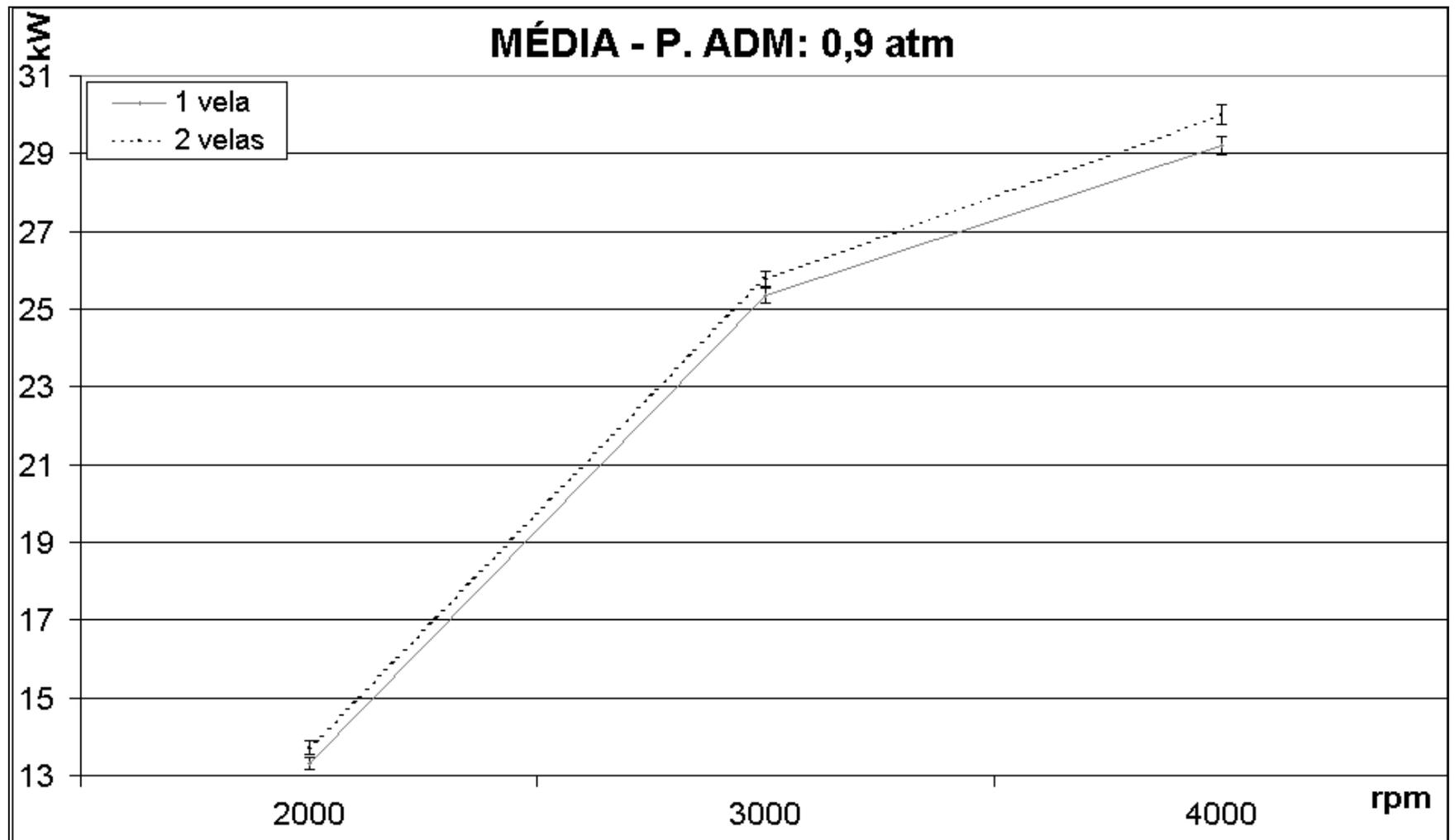


Figura 21 – Potência versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,9 atm.

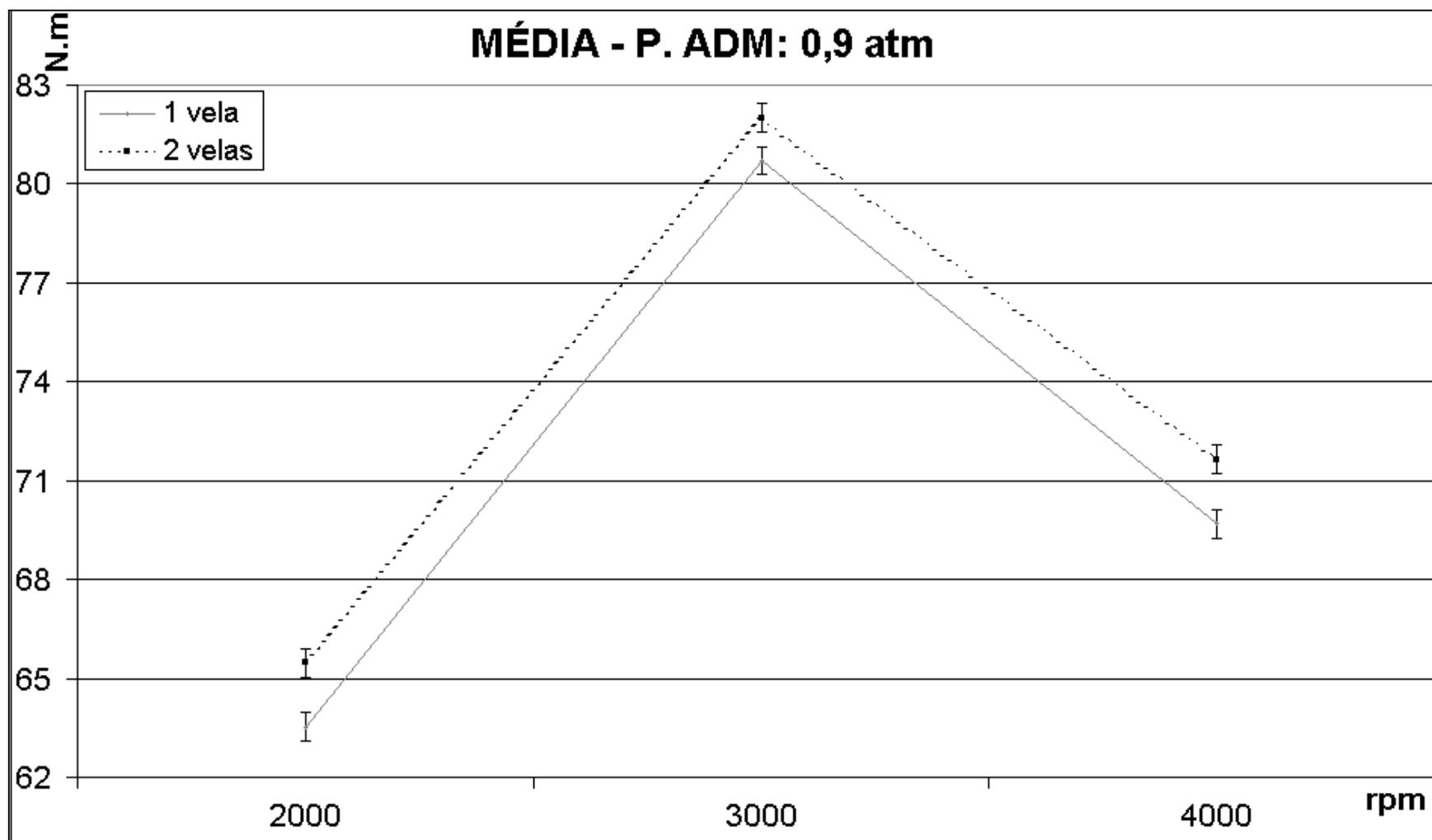


Figura 22 – Torque versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,9 atm

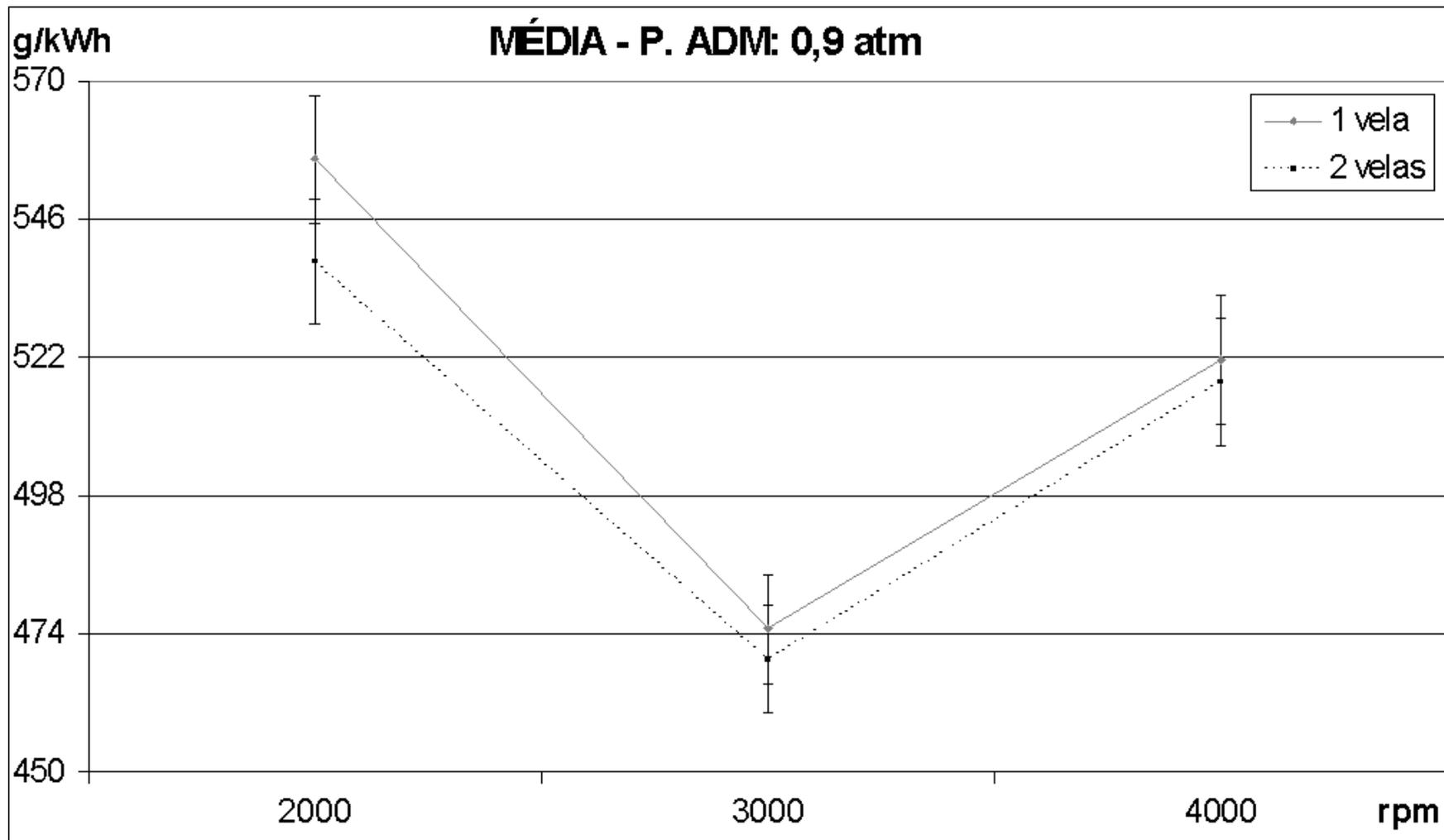


Figura 23 – Consumo específico versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,9 atm. Valores calculados com base nos dados observados e portanto sem a correção pela norma SAE.

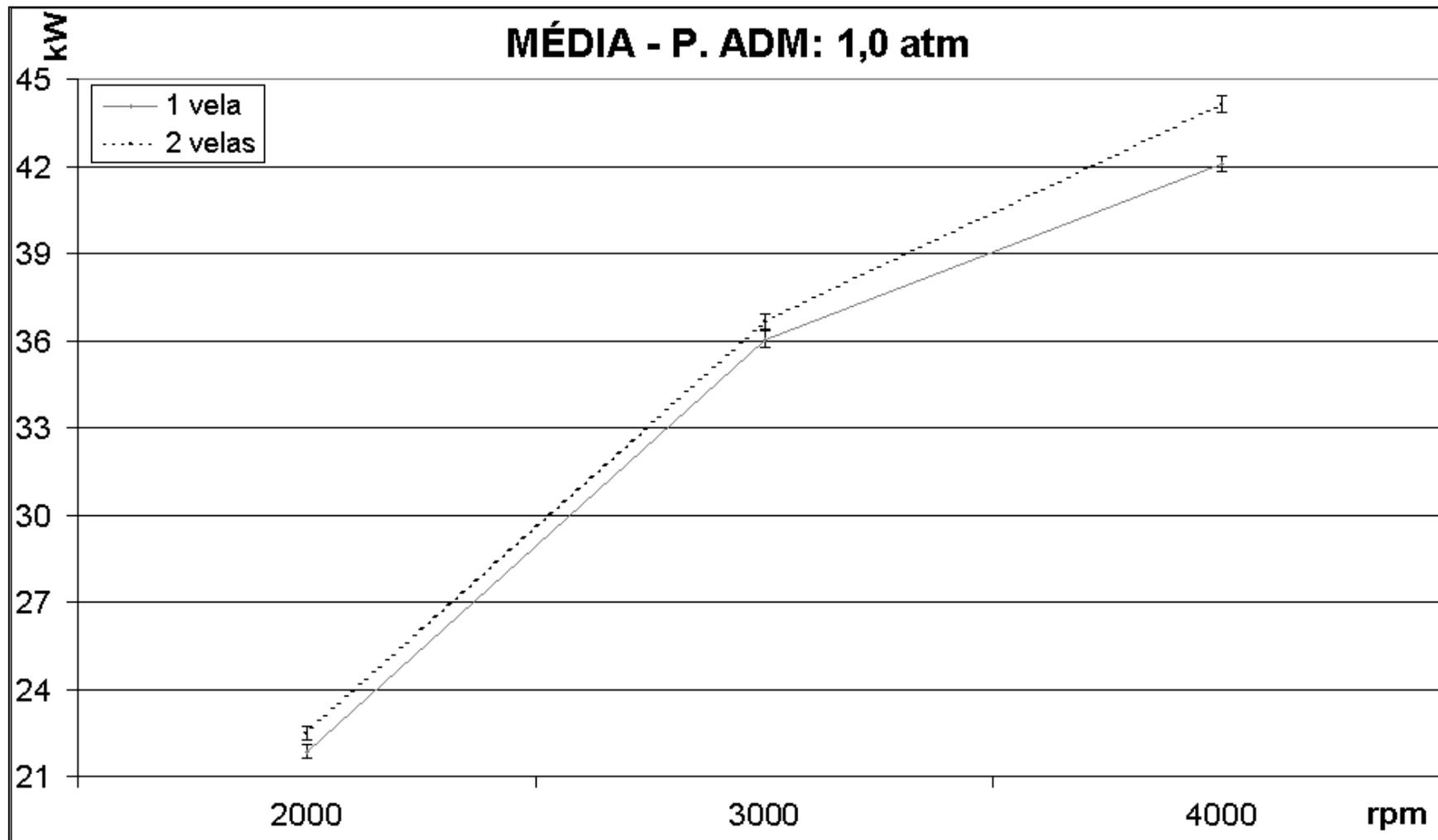


Figura 24 – Potência versus rpm em regime com carga total (pressão de admissão de 1,0 atm).

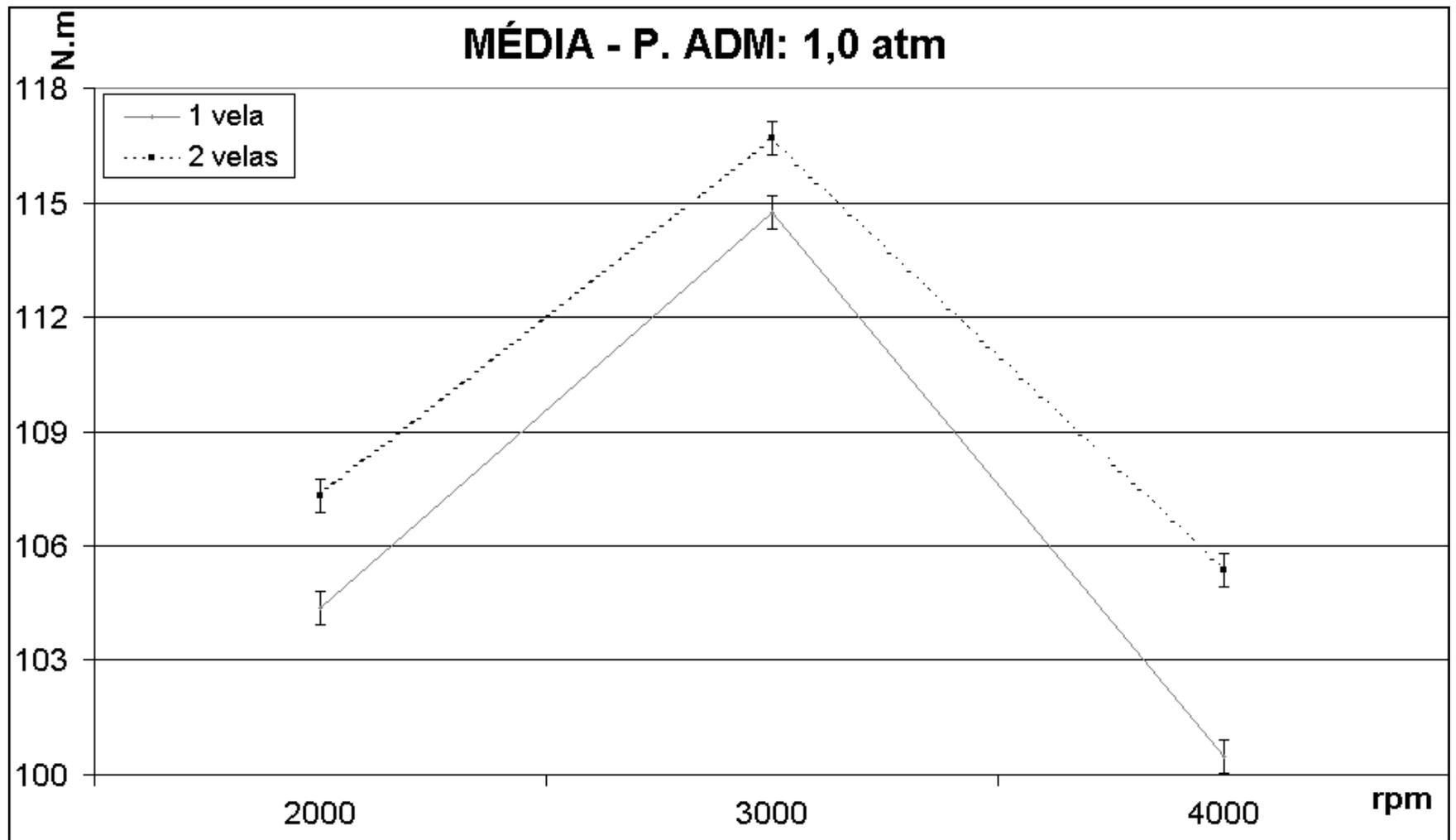


Figura 25 – Torque versus rpm em regime com carga total (pressão de admissão de 1,0 atm).

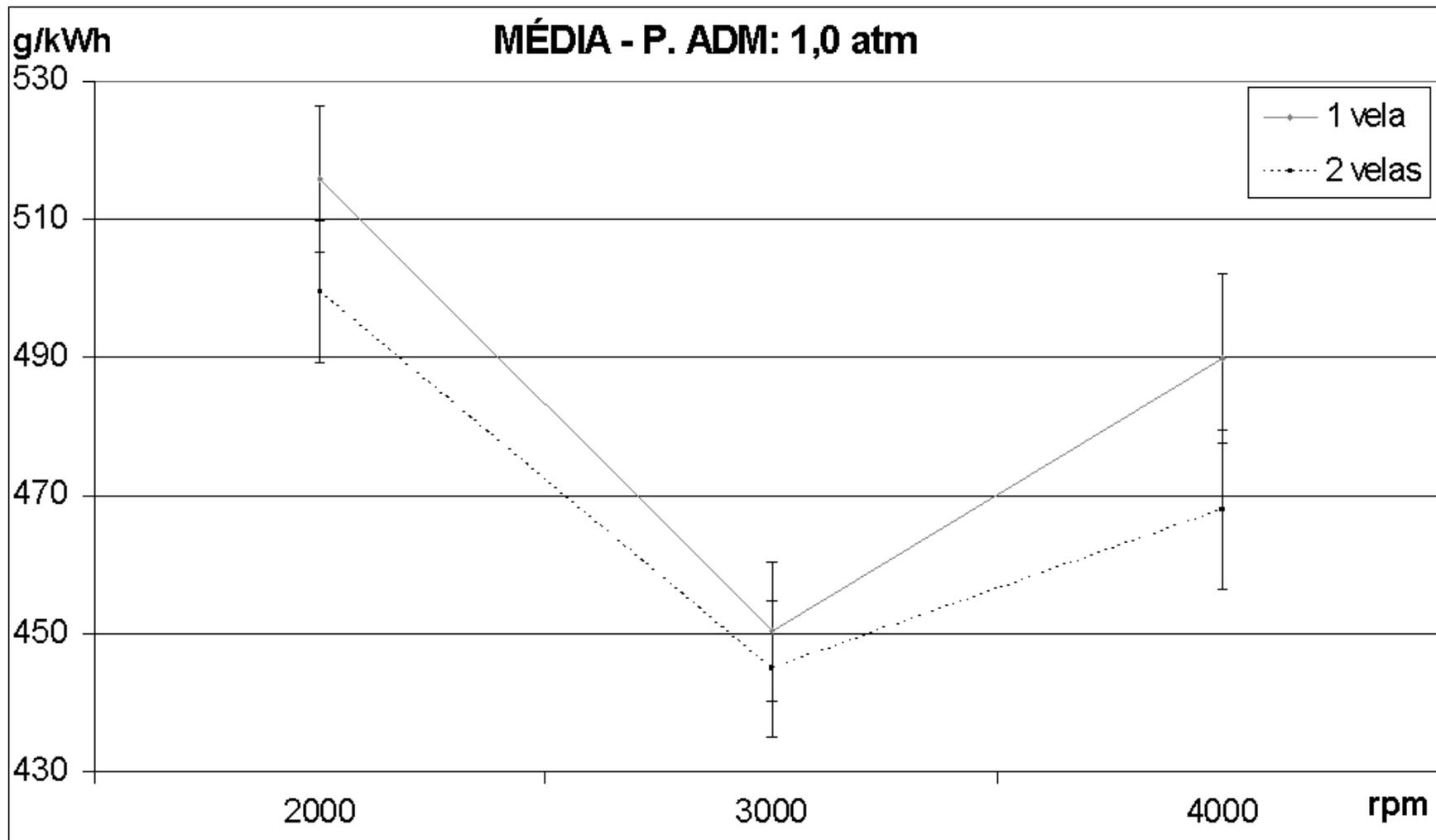


Figura 26 – Consumo específico versus rpm em regime com carga total (pressão de admissão de 1,0 atm). Valores calculados com base nos dados observados e portanto sem a correção pela norma SAE.

6 – ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

Com os resultados obtidos nos ensaios, foi possível verificar que os ganhos promovidos pelo menor tempo de combustão, por volta de 5% para potência, torque e consumo específico, são próximos às incertezas destas medidas e, em diversos regimes, inferiores a estas. Por este motivo, as análises de consumo específico para regimes de maior carga (0,9 e 1,0 atm) aqui contidas se basearam em uma observação qualitativa dos dados.

A análise dos resultados obtidos, mostrados nos gráficos das figuras 18 a 26, indica que a utilização de um sistema de ignição com duas velas por cilindro e afastadas entre si em um motor de combustão interna proporciona um melhor desempenho do motor, tanto relativamente à potência e torque quanto no que diz respeito ao consumo de combustível.

Em regime de carga parcial menor, pressão de admissão de 0,8 atm (figuras 18, 19, e 20), foram observados grandes ganhos no torque, potência, consumo específico e eficiência tanto para 2000 rpm como para 3000 rpm. Para este regime de carga, os ganhos foram sensivelmente maiores na rotação de 2000 rpm, onde o ganho de potência foi de 0,88 kW (correspondente a 24% de aumento) e a redução no consumo específico de combustível de 264 g/kW.h (18%), representando um aumento da eficiência total (rendimento total) de 10,1% para 12,4%.

Dois fatores podem ter sido responsáveis pelos maiores ganhos terem ocorrido a 2000 rpm:

- Turbulência: baixa turbulência em regimes de baixa pressão de admissão e rotação. Neste caso a presença de uma segunda vela reduz sensivelmente a duração da combustão
- Perda de calor: aumento da perda de calor para as paredes à medida em que a câmara permanece mais tempo em alta temperatura. Com a redução da duração da combustão, a câmara permanece menos tempo com altas temperaturas.

Nos resultados dos ensaios realizados em regime de carga parcial com pressão de admissão de 0,9 atm (figuras 21, 22 e 23), os ganhos de torque, potência e consumo específico foram menores do que os obtidos com pressão de admissão de 0,8 atm, havendo regimes em que as incertezas superaram os ganhos, principalmente com relação ao consumo específico.

Observando os valores de torque e potência obtidos (figuras 21 e 22), verifica-se que a 2000 rpm e a 4000 rpm os ganhos foram superiores aos obtidos a 3000 rpm. Com relação aos dados de consumo específico obtidos para os ensaios realizados com a pressão de admissão fixada em 0,9 atm, estes apresentaram ganhos inferiores às incertezas. No entanto é possível verificar que há uma clara tendência de redução do consumo específico, pois para todos os ensaios com os dois sistemas operando os valores foram inferiores ao obtidos em condições idênticas, mas com apenas um dos sistemas.

Os resultados dos ensaios realizados em plena carga (pressão de admissão de 1,0 atm) apresentados nas figuras 24, 25 e 26, também estão de acordo com os dos ensaios anteriores e revelam que uma menor duração da combustão aumenta o desempenho do motor. Para as condições deste ensaio, os aumentos de torque e potência foram superiores às incertezas em todas as rotações ensaiadas e, da mesma forma como ocorreu para o ensaio com carga parcial de 0,9 atm, os resultados de torque e potência indicam que nos regimes de 2000 rpm e 4000 rpm, os ganhos são mais expressivos do que os obtidos nos ensaios a 3000 rpm. Nesta condição de carga foram observadas as maiores eficiências totais, alcançando valores superiores a 30%. No melhor caso, com carga total e a 3000 rpm, a eficiência passou de 32,1% para 32,5%.

De forma geral, pode-se concluir dos resultados que a utilização de um sistema duplo de ignição aumenta a potência e o torque e reduz o consumo específico de combustível em todas as condições de operação ensaiadas neste trabalho, fato comprovado pelos regimes que apresentaram ganhos superiores às incertezas e pela tendência observada em todas as curvas apresentadas nas figuras 18 a 26. Estes ganhos observados ocorrem principalmente devido a redução do ângulo de avanço ideal, consequência de um menor tempo de combustão, obtido através da redução das distâncias a serem percorridas pelas frentes de chama. Como consequência

disto, as pressões são menores na fase de compressão, o que reduz o trabalho de compressão, e maiores na fase de expansão, o que aumenta o trabalho de expansão.

Os resultados dos ensaios e suas tendências permitem concluir que os maiores ganhos de potência, torque e consumo específico ocorrem em rotações mais afastadas da rotação de maior torque e a provável razão para isto é que o motor utilizado é otimizado para operar nesta condição, pois é a rotação de maior torque. O fato de ele estar otimizado para operar a 3000 rpm, faz com que o fluxo de gases produza maior “enchimento” dos cilindros e maior turbulência na câmara de combustão, reduzindo, assim o efeito provocado por uma segunda frente de chama na velocidade de combustão. Esta conclusão também está fundamentada no fato de que a diferença entre os pontos de ignição ideais para a rotação de 3000 rpm (maior torque) é menor do que as diferenças para as demais rotações ensaiadas, evidenciando que o aumento de velocidade de combustão nesta condição é menor. (vide tabela 2)

Outra conclusão que se pode chegar através da análise dos resultados, provavelmente a mais importante deste trabalho, é que os ganhos obtidos em condições de carga mais baixas são muito superiores e que as razões para tal provavelmente são a menor perda de calor para as paredes e a menor turbulência. Mais uma vez esta conclusão está baseada no fato de que a redução na duração da combustão é a maior de todas devido à combinação entre a diferença entre os pontos de ignição ideais e o tempo necessário para percorrer este ângulo à rotação mais baixa, 2000 rpm. Esta conclusão é importante pois durante a maior parte do funcionamento de motor de um automóvel, seja na cidade ou em estrada, é em cargas parciais e rotações baixas e intermediárias, o que representaria uma sensível economia de combustível e redução de emissões.

Demais análises sobre os resultados obtidos para as variáveis coeficiente de excesso de ar (lâmbda, λ) e temperatura dos gases de escape (EGT), não indicaram ser influenciadas pela presença ou não da segunda vela pois, para a variável lâmbda os valores estão na margem de incerteza do instrumento e para a temperatura dos gases de escape, as variações não foram grandes o suficiente para embasar alguma afirmação.

7 – SUGESTÕES

Como complementação deste trabalho, os seguintes estudos podem ser sugeridos:

1 – Repetir os ensaios realizados neste trabalho utilizando gasolina como combustível e também com álcool carburante, neste caso, porém, otimizado com uma maior taxa de compressão;

2 – Ensaio semelhantes em rotações de marcha-lenta e mais elevadas que as realizadas para este trabalho;

3 – Influência da defasagem entre as centelhas das velas no desempenho do motor;

4 – Emissão de poluentes decorrentes de uma melhor combustão, inclusive em marcha-lenta;

5 – Influência de uma segunda centelha no empobrecimento da mistura ar/combustível;

6 – Comportamento do fenômeno detonação com um sistema com dupla ignição;

7 – Avaliação do comportamento dos diagramas pressão-volume versus o número de velas.

Para todos os estudos posteriores, recomenda-se a realização de um número superior de ensaios com a mesma bancada para que se possa dar tratamento estatístico aos resultados, para reduzir as incertezas das medidas, permitindo uma análise quantitativa dos dados. Em trabalhos posteriores sugere-se que se utilize um sistema mais preciso de ignição para reduzir a variação cíclica do momento da ignição e que na montagem do motor se considere a utilização de um radiador de óleo, de forma a estabilizar a temperatura deste nas condições severas de operação.

8 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

BENSON, R. S., e WHITEHOUSE, N. D., Internal combustion engines – v1, Pergamon Press, 1983.

BILGIN, A., Geometric features of the flame propagation process for an SI engine having dual-ignition system, Int. J. Energy, 2002.

DALVI, A. E., Análise do desempenho de sistemas de múltipla ignição – ciclo Otto. Tese de mestrado. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 1990

FOX, R. W. e MCDONALD, A. T., Introdução à mecânica dos fluidos, Guanabara Koogan, 1995.

GALIB, F., Análise do desempenho de um motor de ignição por centelha, alimentado com álcool etílico pré-vaporizado. Tese de mestrado. Universidade Estadual de Campinas, 1988.

GANESAN. V., Internal combustion engines, McGraw-Hill, 1996.

HARRINGTON, J. A. et Al., Study of ignition system effects on power, emissions, lean misfire limit and EGR tolerance of a single-cylinder engine in dash multiple spark versus conventional single spark ignition, SAE Papers, 1974.

MIGITA, H. et Al., The new 1,3-liter 2-plug engine for the 2002 Honda Fit, SAE Papers, 2002.

OBERT, E. F., Motores de combustão interna, Globo, 1971.

OBLANDER, k. et Al, From engine testbranch to vehicle – an approach to lean burn by dual ignition, I Mech. E HQ, 1979.

PENIDO FILHO, P., Os motores à combustão interna, Lemi, 1983.

PENIDO FILHO, P., O álcool combustível: obtenção e aplicação nos motores, Ed. Nobel, 1981.

PULKRABEK, W. W., Engineering fundamentals of the internal combustion engine, Prentice Hall, 1997.

QUADER, A. A., Effects of spark location and combustion duration on nitric oxide and hydrocarbon emissions, SAE Papers, 1973.

PETROBRAS, Levantamento estatístico da qualidade dos produtos da Replan 3º trimestre, 1998.

SINHA, D. K. e BABU, M. K. G. , Performance studies of a dual spark ignition engine, IEEE Papers, 1989.

STUSKA ENGINEERING COMPANY, General instalation instructions for Stuska engineering dinamometer assemblies, 1992.

TAYLOR, C. F., The internal combustion engine, International Textbook, 1970.

YOSSEFI, D. et Al., Ignition source characteristics for natural-gas-burning vehicle engines, Professional Engineering Publishing Limited, 2000.

ZHAO, H. e COLLINGS, N., Flame development in an S. I. engine measured by an infra-red camera, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Combustion in engines: technology, applications and the environment, 1992.

BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTAR

BLACKMORE, D. R. e THOMAS A., Fuel economy of the gasoline engine: fuel, lubricant and other effects, John Wiley & Sons, 1977.

LUMLEY, J. L., Engines: an introduction, Cambridge Press, 2000.

MORAN, M. J. and SHAPIRO, H. N., Fundamentals of engineering thermodynamics, J. Wiley, 1996.

VOLKSWAGEN BRASIL, Manual de reparações Gol e Saveiro: Motor – grupos 10 ao 26 linha ar, 1986.

APÊNDICE 1

DESCRIÇÃO DO SISTEMA INICIALMENTE CONCEBIDO

O desenvolvimento do sistema de ignição inicialmente concebido para a realização dos ensaios deste trabalho teve como premissas a simplicidade, o baixo custo e a facilidade de aquisição de seus componentes. Partindo destas, decidiu-se utilizar componentes facilmente encontrados no mercado de reposição.

O sistema projetado iria utilizar um distribuidor modificado e quatro centrais de ignição eletrônica originais para este modelo de motor e quatro bobinas de Fiat Uno Mille, cada uma com saída para duas velas.

O distribuidor de ignição deste motor desempenha duas funções: determinar o momento em que deve ocorrer o disparo da centelha e direcionar a corrente que vem da bobina para o cilindro correto. A função de determinação do momento da ignição é desempenhada na parte inferior do corpo do distribuidor pelo sensor de indução. Um esquema deste pode ser observado na figura I-1, a seguir.

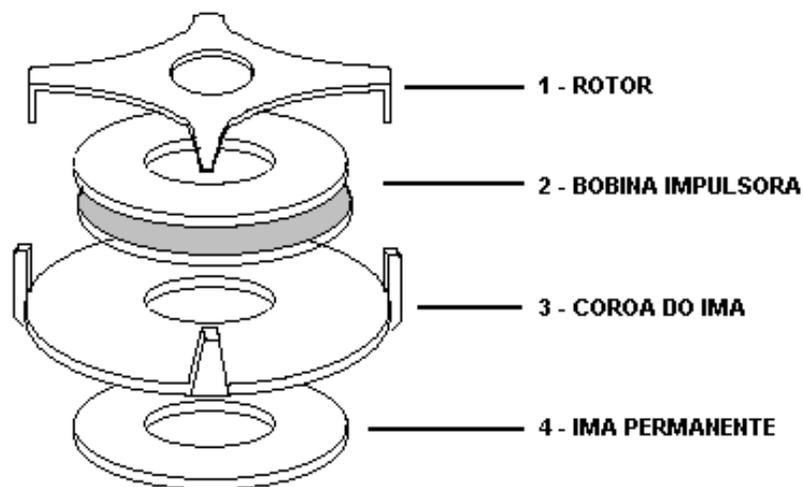


Figura I-1 – Sensor de indução de um distribuidor: determina o momento do disparo das centelhas.

Este sensor gera um sinal como o apresentado na figura 10 do corpo desta dissertação. A inversão da polaridade do sinal deste sensor ocorre no momento em que as extremidades do rotor se alinham às extremidade da coroa do ímã. É neste momento que ocorre a ruptura da corrente no circuito do primário da bobina e a centelha é disparada. Este sensor possui um rotor com quatro extremidades, pois gira à metade da rotação do motor e a cada volta deste é necessário produzir duas centelhas.

No sistema concebido inicialmente, o distribuidor teria apenas a função de determinar o momento do disparo da centelha. A função de distribuição não seria mais necessária uma vez que cada bobina estaria conectada diretamente a duas velas conforme pode ser observado na figura I-1.

Para que a função de distribuição seja eliminada é preciso que ocorram duas centelhas a cada volta: uma, útil, no final do processo de compressão e outra, sem função, no final do processo de expulsão dos gases. A forma utilizada para se conseguir isto foi através da eliminação, no sensor de indução, de duas extremidades opostas tanto do rotor como da coroa do ímã, como pode ser observado comparando se as figuras I-1 e I-2. Desta forma foi possível controlar uma bobina dupla com velas em dois cilindros, porém para os testes se fazia necessário controlar quatro bobinas e oito velas, portanto foram utilizados quatro sensores de indução modificados, posicionados empilhados no eixo do próprio distribuidor.

Cada um destes estava conectado a uma central eletrônica responsável por controlar uma bobina ligada a duas velas em cilindros “irmãos” (que estão na mesma posição com relação ao ponto morto superior, mas em processos diferentes do ciclo – compressão e expulsão dos gases). Estas ligações podem ser melhor entendidas pela observação da figura I-2, a seguir:

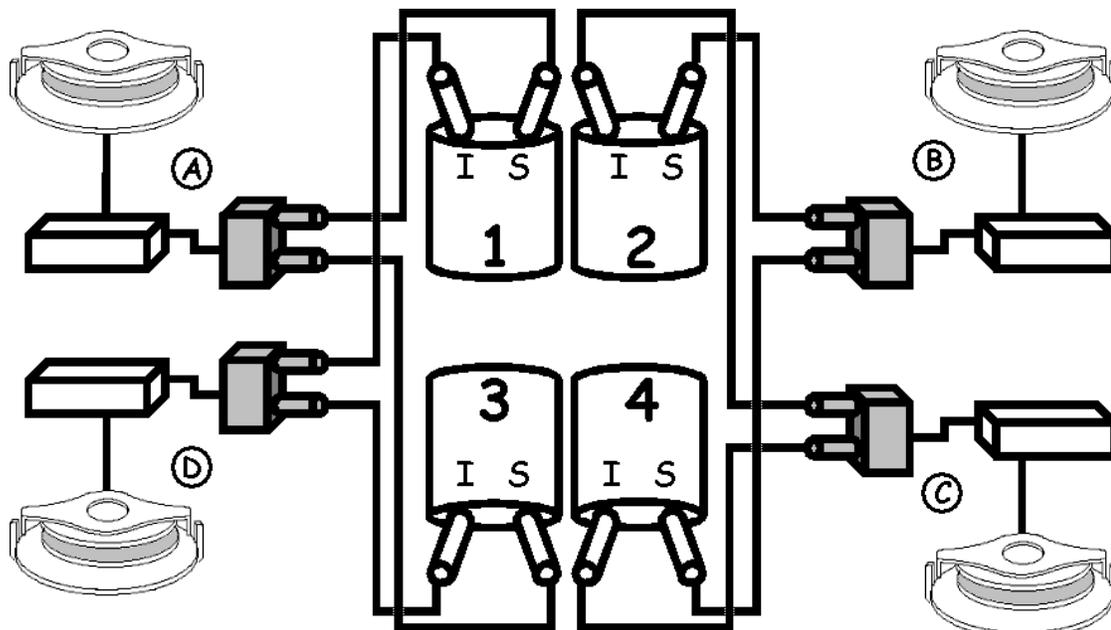


Figura I-2 – Esquema dos componentes e ligações do sistema de ignição concebido inicialmente. São 4 sub-sistemas compostos por sensor modificado, central eletrônica transistorizada, bobinas duplas e velas. O sub-sistema “A” controla as velas superiores dos cilindros ímpares(1 e 3) o “B”, as superiores pares (2 e 4), o “C”, as inferiores pares e “D”, as inferiores ímpares.

Nos testes do primeiro protótipo do sistema de ignição percebeu-se um mau funcionamento do motor. Uma análise dos sinais gerados pelos sensores, com o uso de um osciloscópio demonstrou que a montagem dos sensores (empilhados) era ineficaz, uma vez que o campo magnético gerado por um sensor induzia um sinal bobina dos sensores vizinhos de amplitude suficiente para disparar os tiristores no momento errado.

Por este motivo foi feita uma pesquisa com o objetivo de encontrar soluções alternativas para o sistema, chegando-se a cogitar o uso de uma ignição comandada por came e platinado. Por fim foi encontrado um sensor que gera um sinal semelhante ao original e que possui dimensões adequadas a uma adaptação. Este sensor é o que controla o sistema de ignição das motocicletas modelo Honda Titan 125. O sensor possui uma bobina que envolve um núcleo de aço imantado pelo contato com um ímã permanente. A montagem dos sensores de indução definitivos no suporte (formando o conjunto controlador de ponto) pode ser observada nas figuras 11 e 12 do

corpo da dissertação e a figura I-3, exibe um esquema representando a vista explodida do sensor escolhido.

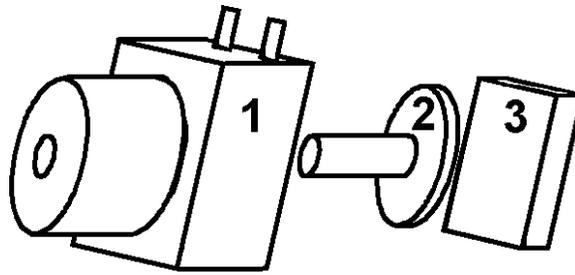


Figura I-3 – Vista explodida um sensor de indução utilizado na motocicleta Honda Titan,1998.

Após a escolha dos sensores de indução, os sub-sistemas foram compostos pelos seguintes componentes:

- Duas velas tipo BP7HS da NGK;
- Bobina dupla que equipa os modelos Fiat Uno Mille ano 1998;
- Central eletrônica de comando modelo Bosch 9 220 087 006;
- Sensor indutivo do modelo que equipa a Honda CG Titan 125 ano 1998;
- Interruptor de corte de funcionamento;
- Fiação ligação dos componentes.

APÊNDICE 2

FOTOS DEMONSTRANDO O POSICIONAMENTO DAS VELAS

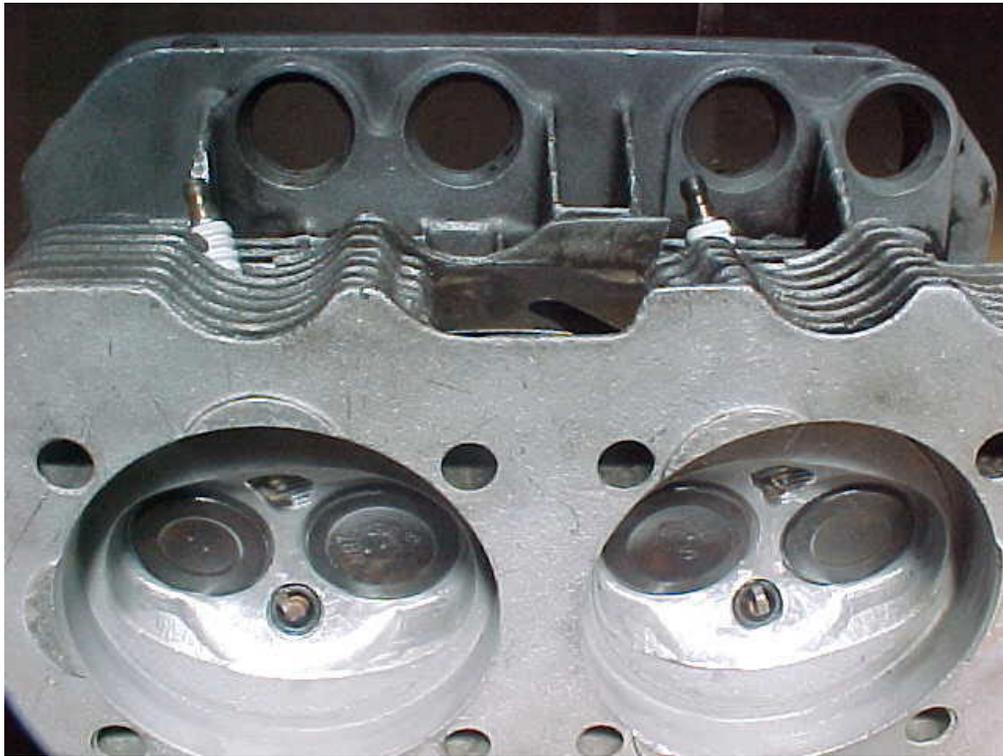


Figura II-1 – Vista da parte inferior do cabeçote. Observe-se a inclinação das velas extras para desviarem das capas das varetas do comando de válvulas



Figura II-2 – Vista da parte inferior do cabeçote, evidenciando o posicionamento das velas extras.

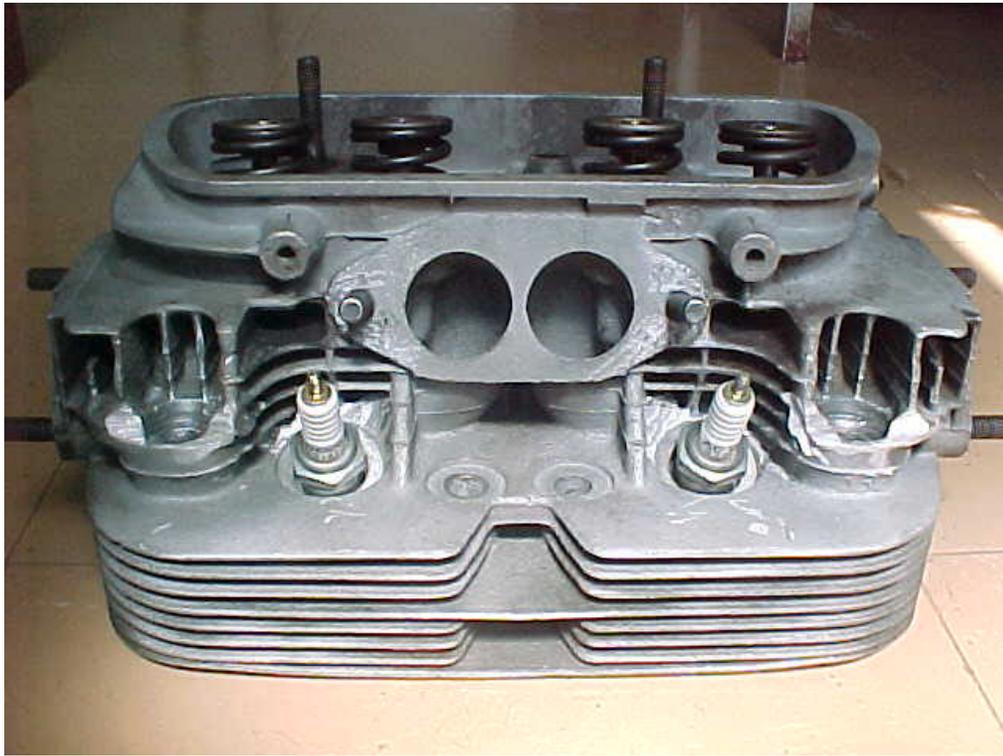


Figura II-3 – Vista da parte superior do cabeçote e em primeiro plano, as velas originais e sua localização.

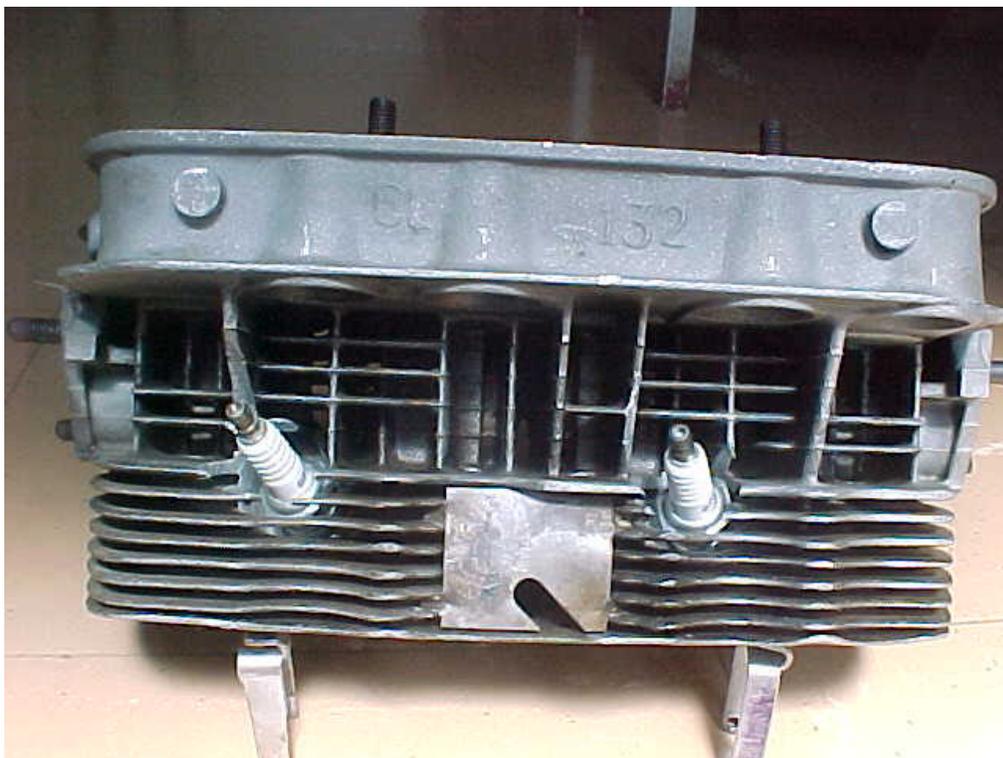


Figura II-4 – Vista da parte inferior do cabeçote e em primeiro plano, as velas extras e sua localização.

APÊNDICE 3

CALIBRAÇÃO DO DINAMÔMETRO E CÁLCULOS DE POTÊNCIA E CONSUMO ESPECÍFICO

Para a calibração do dinamômetro (conjunto célula de carga e relógio) foram apoiados quatro objetos de massas distintas e traçada a curva de calibração com relação à indicação do relógio de leitura de torque. Em seguida foi calculado o coeficiente desta curva para ser utilizado na conversão dos valores indicados no relógio de torque para a unidade coerente com o sistema internacional de unidades (SI), N.m. A figura III-1 e tabela III-1 apresentam os resultados deste teste.

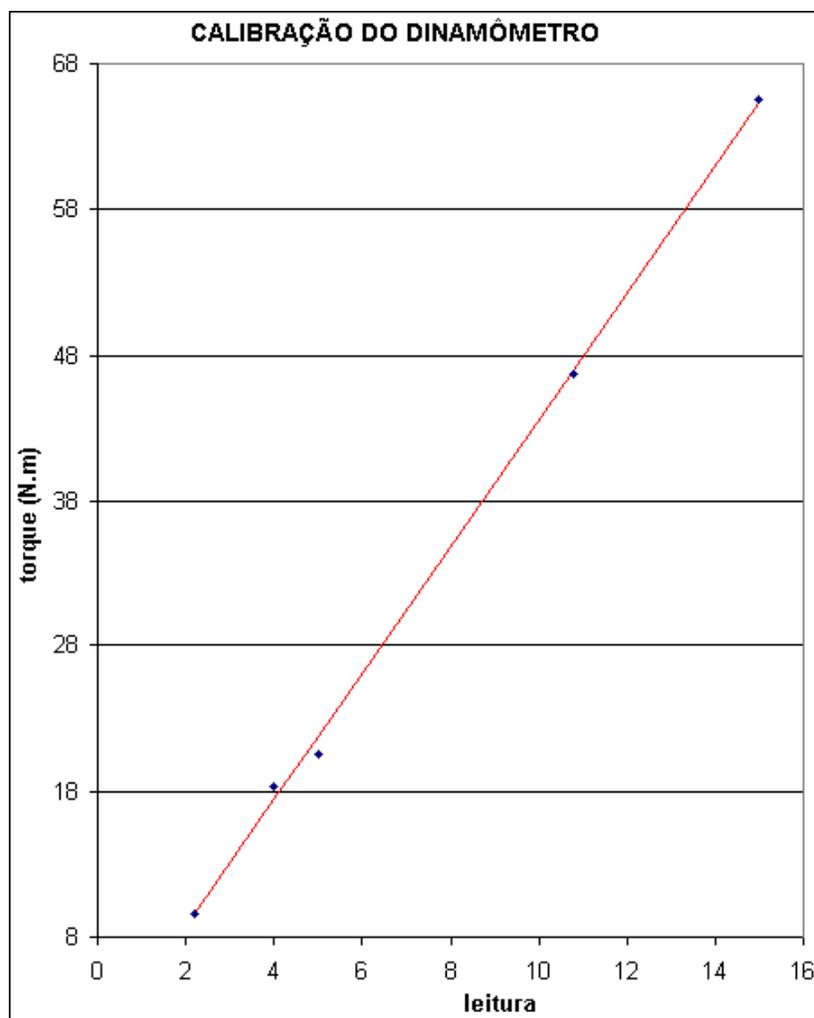


Figura III-1 – Gráfico dos resultados obtidos durante a calibração do dinamômetro. A linha vermelha representa a tendência da curva do instrumento, elaborada a partir do coeficiente médio da curva experimental, representada pelos pontos em azul: 4,354.

Tabela III-1 – Tabela contendo os resultados do procedimento de calibração do dinamômetro.

CALIBRAÇÃO DO DINAMÔMETRO				
MASSA (kg)	INDICAÇÃO	FORÇA (N)	TORQUE (N.m)	COEFICIENTE
5,94	2,2	58,3	9,61	4,370
11,36	4,0	111,4	18,39	4,597
12,70	5,0	124,6	20,56	4,111
28,85	10,8	283,0	46,70	4,324
40,46	15,0	396,9	65,49	4,366
		coeficiente médio:		4,354

CÁLCULO DE POTÊNCIA:

De posse do coeficiente de conversão da leitura do torque para torque em N.m, é possível calcular a potência desenvolvida pelo motor através do desenvolvimento da relação básica do cálculo do trabalho:

$$T = F * L$$

onde T representa o trabalho, F, a força e L, a distância percorrida. Derivando ambos os lados desta relação em função do tempo, teremos:

$$\frac{\delta T}{T} = F * \frac{\delta L}{L}$$

multiplicando-se F pelo braço de alavanca e dividindo-se L pelo mesmo braço, teremos a mesma equação re-escrita, mas com as variáveis torque (T) e radianos (rad) por unidade de tempo:

$$P = T * \frac{\delta rad}{\delta t}$$

Como se deseja trabalhar com o sistema universal de unidades (SI), para se obter a potência em kW é necessário utilizar um valor de torque em N.m e converter os valores de rotação por minuto em radianos por segundo. Com isto a relação final será:

$$P [kW] = T [N.m] * rpm * \frac{2 * \pi}{60 * 1000}$$

CÁLCULO DE CONSUMO ESPECÍFICO:

O consumo específico de combustível é tradicionalmente apresentado na forma de g/kWh, e que, portanto não está de acordo com o sistema internacional de unidades. Para calcular o consumo específico na forma tradicional a partir das unidades obtidas no experimento (kilowatt, mililitro, grama e segundo) foi utilizada a seguinte relação:

$$C [g / kWh] = \rho [g / ml] * \frac{V [ml]}{t [s]} * \frac{3600 [s / h]}{P [kW]}$$

APÊNDICE 4

PROCEDIMENTO PARA DETERMINAÇÃO DO PONTO ÓTIMO

A determinação dos pontos de ignição ideais para cada um dos regimes ensaiados foi feita através de um procedimento interativo realizado imediatamente antes de cada teste do primeiro dia de ensaio e era composto pelas seguintes etapas:

- 1 – Estabilização do funcionamento do motor com a carga e a rotação do em questão;
- 2 – Ajuste do ponto ótimo buscando a máxima rotação (A) para a mesma posição de borboleta e resistência imposta pelo dinamômetro;
- 3 – Leitura e registro do ângulo (ponto) de ignição A;
- 4 – Aumento da resistência imposta pelo dinamômetro para se atingir a rotação de ensaio;
- 5 – Novo ajuste de ponto para se obter a máxima rotação, B;
- 6 – Registro do ângulo ótimo de ignição, B.

Os resultados destes procedimentos podem ser observados na tabela IV-1 a seguir:

Tabela IV-1 – Resultados do procedimento de determinação dos pontos ótimos de ignição.

ENSAIOS COM UMA VELA					
RPM	P. ADM	ÂNGULO A	RPM A	ÂNGULO B	RPM B
2000	0,8	41	2050	41	2000
	0,9	41	2050	41	2000
	1,0	40	2040	40	2000
3000	0,8	41,5	3030	42	3010
	0,9	44,5	3040	45	3010
	1,0	44	3030	44	3000
4000	0,8	-	-	-	-
	0,9	48	4040	47	4010
	1,0	47	4050	47	4000
ENSAIOS COM DUAS VELAS E CENTELHAS SIMULTÂNEAS					
RPM	P. ADM	ÂNGULO A	RPM A	ÂNGULO B	RPM B
2000	0,8	30,5	2060	31	2010
	0,9	31,5	2040	31	2010
	1,0	31	2030	31	2000
3000	0,8	34	3060	34	3000
	0,9	33,5	3040	34	3010
	1,0	34	3040	33	3010
4000	0,8	-	-	-	-
	0,9	35	4050	34	4010
	1,0	35	4040	34	4010

APÊNDICE 5

TABELAS DE CORREÇÃO DE TORQUE E POTÊNCIA SAE E FATORES DE CORREÇÃO UTILIZADOS

Neste apêndice são apresentadas as tabelas de correção de torque e potência segundo a norma SAE J1349, transcritas do manual do dinamômetro e os fatores de correção utilizados para cada ensaio. Os valores corrigidos de potência e torque são calculados através do uso da seguinte relação:

$$\text{VALOR CORRIGIDO SAE} = \text{FATOR DE CORREÇÃO GLOBAL} \times \text{VALOR OBTIDO}$$

Onde

$$\text{FATOR DE CORREÇÃO GLOBAL} = \text{FATOR A} \times \text{FATOR B} \times \text{FATOR C}$$

Os valores dos fatores de conversão “A”, “B” e “C” foram obtidos por interpolação a partir das tabelas V-1, V-2 e V-3.

Tabela V-1 – Fatores de correção para a pressão, de acordo com a norma SAE J1349, transcrita e traduzida do manual de operação do dinamômetro STUSKA.

ALTITUDE				
ALTITUDE APROXIMADA ACIMA DO MAR		PRESSÃO BAROMÉTRICA	PRESSÃO BAROMÉTRICA	FATOR DE COREÇÃO SAE
PÉS	METROS	POL. DE HG	MM. DE HG	FATOR "A"
		30,20	767,08	0,991
		30,10	764,54	0,994
		30,00	762,00	0,998
NÍVEL DO MAR	0	29,92	759,97	1,000
1000	305	28,86	733,04	1,035
2000	610	27,82	706,63	1,072
3000	914	26,81	680,97	1,115
4000	1219	25,84	656,34	1,158
5000	1524	24,89	632,21	1,200
6000	1829	23,98	609,09	1,249
7000	2134	23,09	586,49	1,295
8000	2438	22,22	564,39	1,345
9000	2743	21,38	543,05	1,400
10000	3048	20,58	522,73	1,455
11000	3353	19,79	502,67	1,514
12000	3658	19,03	483,36	1,570

Tabela V-2 – Fatores de correção para a temperatura ambiente, de acordo com a norma SAE J1349, transcrita e traduzida do manual de operação do dinamômetro STUSKA.

TEMPERATURA		
TEMPERATURA AMBIENTE		FATOR DE CORREÇÃO SAE
°F	°C	FATOR "B"
30	-1,1	0,972
60	15,6	1,000
70	21,1	1,010
80	26,7	1,018
90	32,2	1,028
100	37,8	1,037
110	43,3	1,046
120	48,9	1,056
130	54,4	1,065
140	60,0	1,074
150	65,6	1,083
160	71,1	1,092
170	76,7	1,101

Tabela V-3 – Fatores de correção para a umidade relativa, de acordo com a norma SAE J1349, transcrita e traduzida do manual de operação do dinamômetro STUSKA.

UMIDADE	
UMIDADE RELATIVA	FATOR DE CORREÇÃO SAE
%	FATOR "C"
10	1,008
20	1,015
30	1,020
40	1,028
50	1,035
60	1,040
70	1,048
80	1,055
90	1,062
100	1,070

Ensaio 01: Vide tabela VII-1

Data: 04/11/2004; Temp. ambiente: 26°C; Umidade rel.: 60%; Press. atm: 718 mm/Hg

Para as condições atmosféricas existentes no momento do ensaio (descritas abaixo) e interpolando os valores das tabelas V-1, V-2 e V-3, tem-se os seguintes fatores de correção:

- Para a pressão atmosférica (fator A): 1,056
- Para a temperatura ambiente (fator B): 1,017
- Para a umidade relativa (fator C): 1,040

Ensaio 02: Vide tabela VII-2

Data: 05/11/2004; Temp. ambiente: 28°C; Umidade rel.: 61%; Press. atm: 718 mm/Hg

Para as condições atmosféricas existentes no momento do ensaio (descritas abaixo) e interpolando os valores das tabelas V-1, V-2 e V-3, tem-se os seguintes fatores de correção:

- Para a pressão atmosférica (fator A): 1,056
- Para a temperatura ambiente (fator B): 1,020
- Para a umidade relativa (fator C): 1,040

Ensaio 03: Vide tabela VII-3

Data: 06/11/2004; Temp. ambiente: 25°C; Umidade rel.: 60%; Press. atm: 718 mm/Hg

Para as condições atmosféricas existentes no momento do ensaio (descritas abaixo) e interpolando os valores das tabelas V-1, V-2 e V-3, tem-se os seguintes fatores de correção:

- Para a pressão atmosférica (fator A): 1,056
- Para a temperatura ambiente (fator B): 1,016
- Para a umidade relativa (fator C): 1,040

APÊNDICE 6

INCERTEZAS NAS MEDIDAS

Em testes experimentais, sempre há a ocorrência de erro nas medições e, conseqüentemente, sua propagação quando aplicadas equações para o cálculo de parâmetros indiretos, como a densidade de um material a partir de sua massa e volume. O objetivo deste capítulo é estimar as incertezas das medidas de cada um dos parâmetros utilizados para comparar o funcionamento do motor nas duas situações propostas: com um ou dois sistemas de ignição atuando. Os cálculos de propagação de erro seguem a metodologia descrita por Fox (1995).

A) TORQUE

O relógio indicador do torque utilizado foi calibrado através do processo apresentado no apêndice 3. A seguir está descrito cálculo da incerteza da medida de torque indicada no relógio.

- Erro da medição da massa utilizada: metade da menor divisão da balança - 0,05 kg, ou 0,49 N

- Peso da massa utilizada: 32,35 kg ou 317,35 N

- Erro da medida de comprimento do braço do dinamômetro: 1mm

- Comprimento medido do braço: 165mm

Torque = F x L, onde:

$$\left(\frac{\delta T}{T}\right)^2 = \left(\frac{\delta F}{F}\right)^2 + \left(\frac{\delta L}{L}\right)^2$$

Substituindo e rearranjando os termos, tem-se:

$$\frac{\delta T}{T} = \sqrt{\left(\frac{0,49}{317,35}\right)^2 + \left(\frac{0,001}{0,165}\right)^2}$$

Em porcentagem, a incerteza envolvida na indicação do torque no relógio é de: $\epsilon T = 0,63\%$

Mas, como neste trabalho a comparação será feita entre valores obtidos através dos mesmos instrumentos, para este efeito, a incerteza da medição do torque é o erro relacionado à leitura da indicação no relógio (paralaxe) que neste caso foi considerada como metade do fundo de escala, que é de 0,1 unidades ou 0,435 N.m

B) ROTAÇÃO

A incerteza relativa à medição da rotação não está relacionada à precisão do conta-giros. Isto porque durante o ensaio a rotação variava dentro de limites que foram estipulados em 20 rpm para mais ou para menos da condição do ensaio. Caso a rotação saísse deste intervalo, o ensaio seria interrompido e reiniciado.

C) POTÊNCIA

A incerteza dos valores calculados para a potência em cada regime de operação é reflexo dos erros das variáveis torque e rotação e é calculado através da seguinte equação:

$$\frac{\delta P}{P} = \sqrt{\left(\frac{\delta T}{T}\right)^2 + \left(\frac{\delta rpm}{rpm}\right)^2}$$

Como foram feitos ensaios em três regimes de rotação diferentes e três pressões de admissão distintas, resultando em três faixas de torque para cada rotação, a incerteza associada à

potência é específica de cada um dos regimes ensaiados. Estas foram calculadas de acordo com a equação acima e estão apresentados na tabela VI-1, a seguir:

Tabela VI-1 – Erros estimados para as medidas de potência dos ensaios.

RPM	d RPM	P.ADM	TORQUE	d TORQUE	ERRO POTÊNCIA
2000	20	0,80	19,9	0,435	2,4%
2000	20	0,90	64,5	0,435	1,2%
2000	20	~1,0	105,8	0,435	1,1%
3000	20	0,80	31,8	0,435	1,5%
3000	20	0,90	81,4	0,435	0,9%
3000	20	~1,0	115,7	0,435	0,8%
4000	20	0,90	70,7	0,435	0,8%
4000	20	~1,0	102,9	0,435	0,7%

Os valores de torque utilizados no cálculo dos erros apresentados na tabela acima são os menores obtidos para cada regime. Não por coincidência correspondem aos valores dos ensaios em que apenas um sistema de ignição estava ligado.

D) CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL

O cálculo do consumo específico de combustível foi realizado indiretamente, através da relação entre a vazão volumétrica do combustível, sua densidade e a potência produzida neste intervalo. Para tanto, o erro associado ao valor do consumo de combustível é resultado da propagação dos seguintes erros: leitura da escala da bureta; tempos de acionamento do cronômetro; leitura da balança e da escala do recipiente utilizado para cálculo da densidade e da potência medida. Os desvios destas medidas estão relacionados a seguir:

- Leitura da bureta: menor divisão – 1 ml;
- Tempos de acionamento de cronômetro: 0,2 segundo (Fox, 1995);
- Escala do recipiente (usado no cálculo da densidade): menor divisão – 1ml;
- Precisão da balança: 0,01 g;
- Potência medida: vide tabela VI-1.

O cálculo do consumo específico de combustível segue o seguinte equacionamento:

$$BSFC [g / kWh] = 3600 * \frac{\dot{m}}{P} = 3600 * \frac{\Delta m}{\Delta t} * \frac{1}{P}$$

$$BSFC [g / kWh] = 3600 * \rho \frac{\Delta V}{\Delta t} * \frac{1}{P}$$

Onde ρ é a densidade dada pela relação entre massa e volume; ΔV a variação de volume na bureta, em ml, medida durante o ensaio; Δt o tempo de duração do ensaio, em segundos; e P, a potência produzida pelo motor.

Desta forma estima-se o erro relacionado ao consumo específico de combustível através da seguinte equação:

$$\frac{\delta BSFC}{BSFC} = \sqrt{\left(\frac{\delta V_1}{V_1}\right)^2 + \left(\frac{\delta m}{m}\right)^2 + \left(\frac{\delta V}{V}\right)^2 + \left(\frac{\delta t}{t}\right)^2 + \left(\frac{\delta P}{P}\right)^2}$$

Nesta equação, V_1 é o volume do recipiente usado no cálculo da densidade; dV_1 menor divisão de sua escala; m , a massa medida pela balança dm , a precisão da balança; V , a variação de volume na bureta; dV , a menor divisão da escala da bureta; t , o tempo de duração de cada ensaio; dt , tempo de acionamento do cronômetro; P , a potência produzida; e dP o erro absoluto da potência.

Substituindo-se termos com valores fixos, tem-se:

$$\frac{\delta BSFC}{BSFC} = \sqrt{\left(\frac{1}{500}\right)^2 + \left(\frac{0,01}{401,5}\right)^2 + \left(\frac{1}{70}\right)^2 + \left(\frac{0,2}{t}\right)^2 + \left(\frac{\delta P}{P}\right)^2}$$

Da mesma forma como ocorreu no cálculo dos erros da potência, para o consumo específico, também há termos que estão vinculados a cada ensaio, como o tempo de duração e a potência produzida. Os valores dos erros relacionados ao consumo específico de combustível em cada regime estão apresentados na tabela VI-2 a seguir.

Tabela VI-2 – Erros estimados para as medidas de consumo específico dos ensaios

Rpm	p.adm (bar)	d V₁ (ml)	V₁ (ml)	d m (g)	d m (g)	d V (ml)	V (ml)	d t (s)	t (s)	dP/P (%)	erro c esp. (%)
2000	0,80	1	500	0,1	401,5	1	70	0,2	42,35	2,4	2,8
2000	0,90	1	500	0,1	401,5	1	70	0,2	29,33	1,2	2,0
2000	~1,0	1	500	0,1	401,5	1	70	0,2	20,08	1,1	2,1
3000	0,80	1	500	0,1	401,5	1	70	0,2	25,23	1,5	2,2
3000	0,90	1	500	0,1	401,5	1	70	0,2	18,70	0,9	2,0
3000	~1,0	1	500	0,1	401,5	1	70	0,2	13,21	0,8	2,2
4000	0,90	1	500	0,1	401,5	1	70	0,2	14,57	0,8	2,1
4000	~1,0	1	500	0,1	401,5	1	70	0,2	10,44	0,7	2,5

Os valores de duração do ensaio (t) utilizados no cálculo dos erros apresentados na tabela VI-2 são os menores obtidos para cada regime, isto garante que os erros estimados sempre sejam mais conservadores.

E) RELAÇÃO AR/COMBUSTÍVEL

O equipamento utilizado para a determinação da relação ar/combustível, na realidade informa o valor de λ (?) e o erro desta medida é então o próprio erro relativo à precisão do aparelho utilizado para sua determinação, que segundo o manual é de 1%.

F) TEMPERATURA DOS GASES DO ESCAPAMENTO

O equipamento utilizado para a determinação das temperaturas possui fundo de escala de 1°C, portanto sua precisão assumida é de 0,5°C.

G) ÂNGULO DE AVANÇO DE IGNIÇÃO

A determinação do ângulo de avanço de ignição foi feita através do equipamento produzido pela Reaven, que tem precisão de indicação de $0,1^\circ$. Porém, devido às variações do ponto em cada queima, denominadas variações cíclicas, no momento em que se disparava a pistola de forma a iluminar o alinhamento das duas marcas (na polia e no bloco), foi possível perceber uma variação de até $\pm 1^\circ$, portanto esta última deve ser adotada como precisão da medida.

APÊNDICE 7

RESULTADOS COMPLETOS DOS ENSAIOS

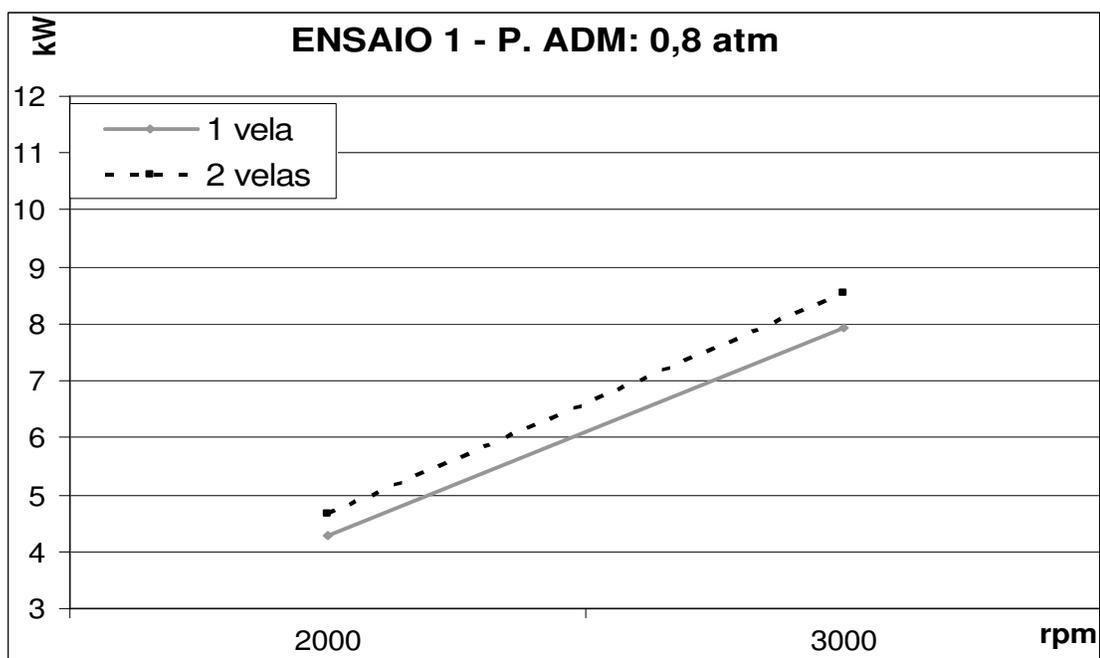


Figura VII-1 – Ensaio do dia 04/11/04 – Potência versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,8 atm.

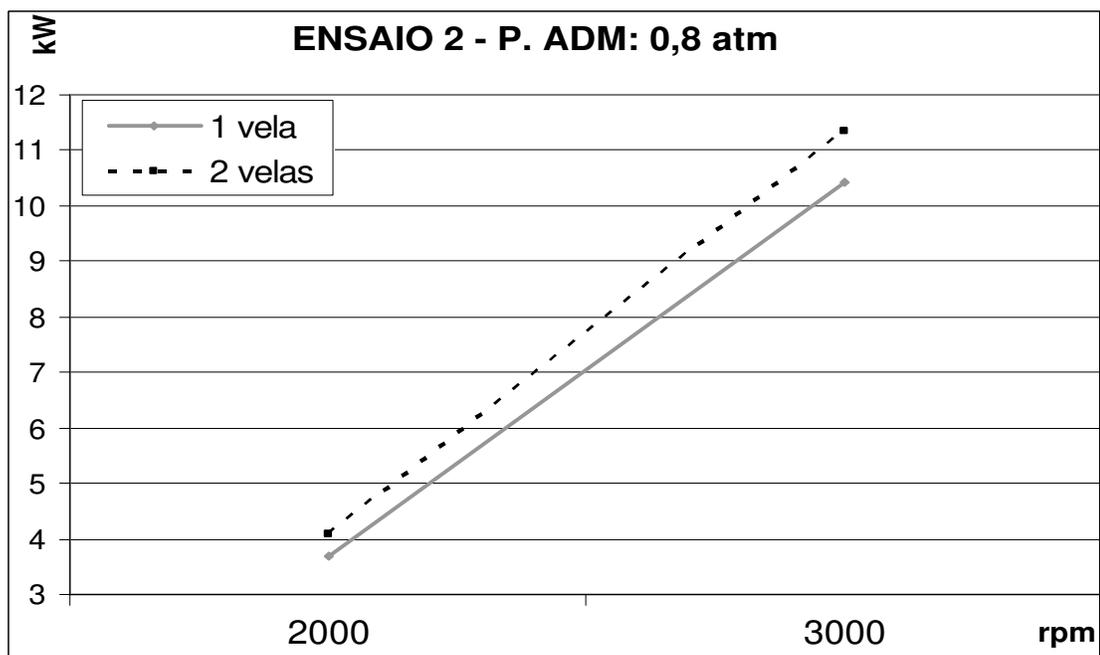


Figura VII-2 – Ensaio do dia 05/11/04 – Potência versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,8 atm.

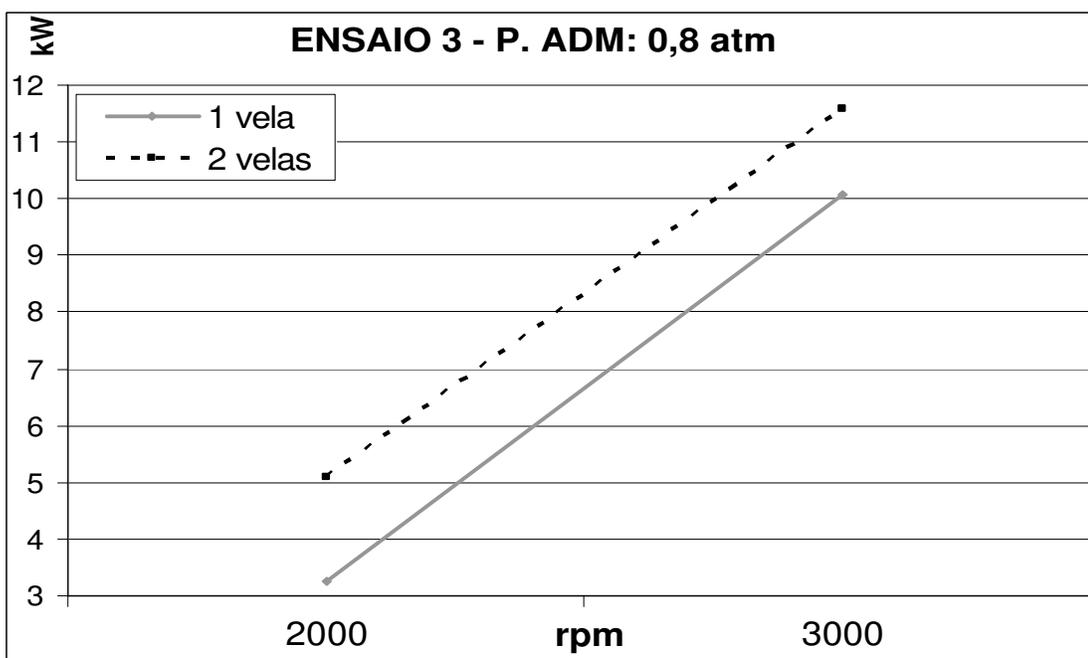


Figura VII-3 – Ensaio do dia 06/11/04 – Potência versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,8 atm.

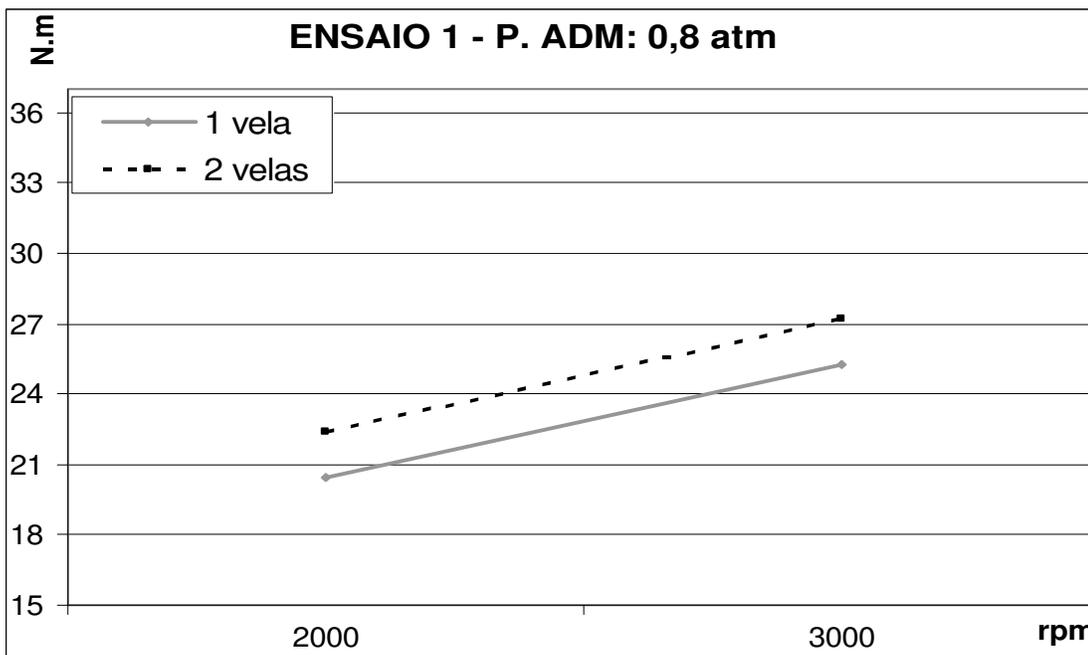


Figura VII-4 – Ensaio do dia 04/11/04 – Torque versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,8 atm

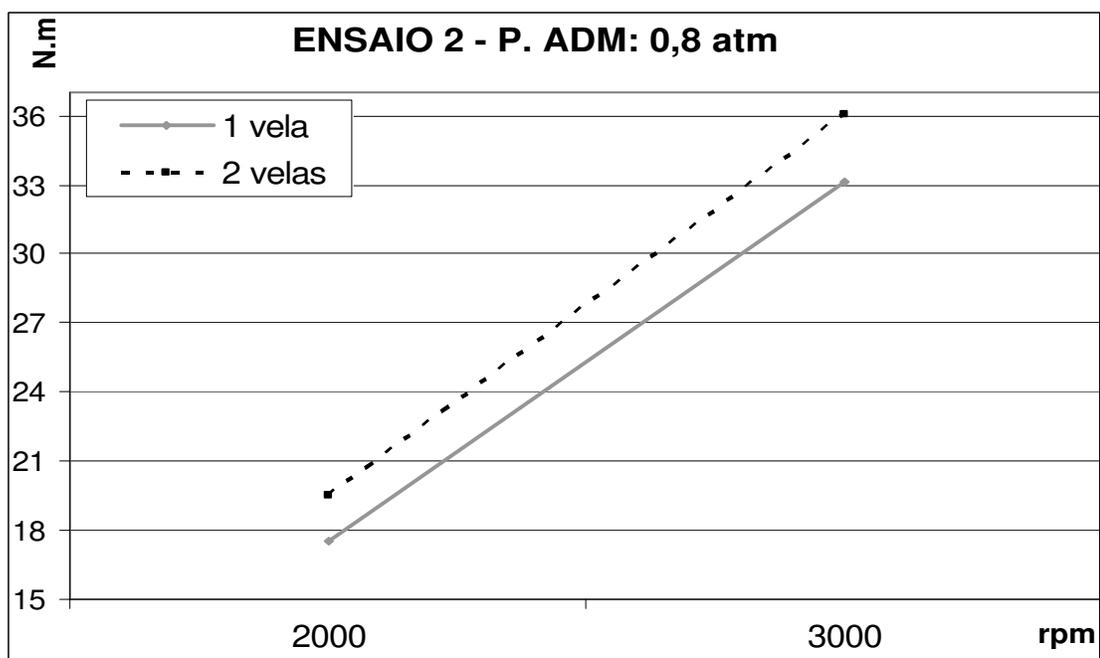


Figura VII-5 – Ensaio do dia 05/11/04 – Torque versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,8 atm

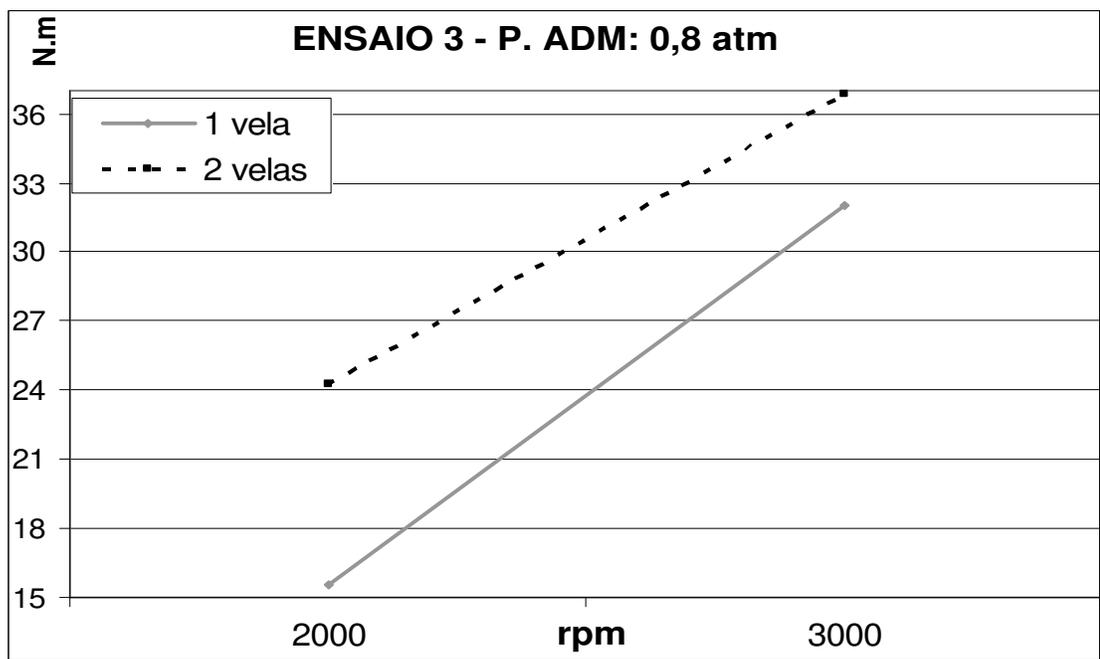


Figura VII-6 – Ensaio do dia 06/11/04 – Torque versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,8 atm

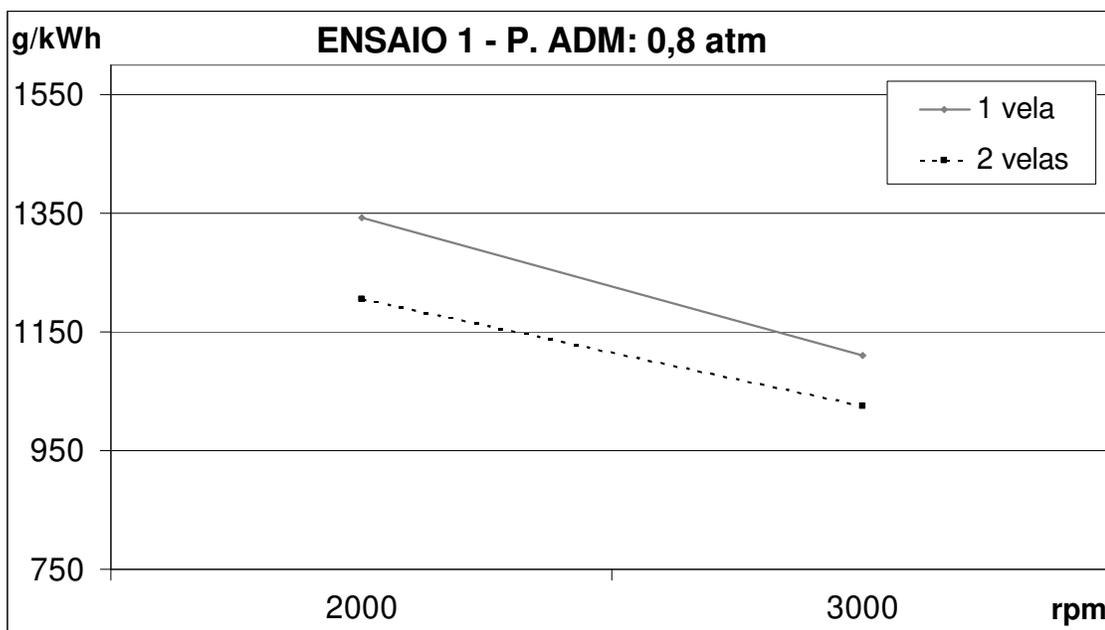


Figura VII-7 – Ensaio do dia 04/11/04 – Consumo específico versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,8 atm (calculado com base nos dados observados).

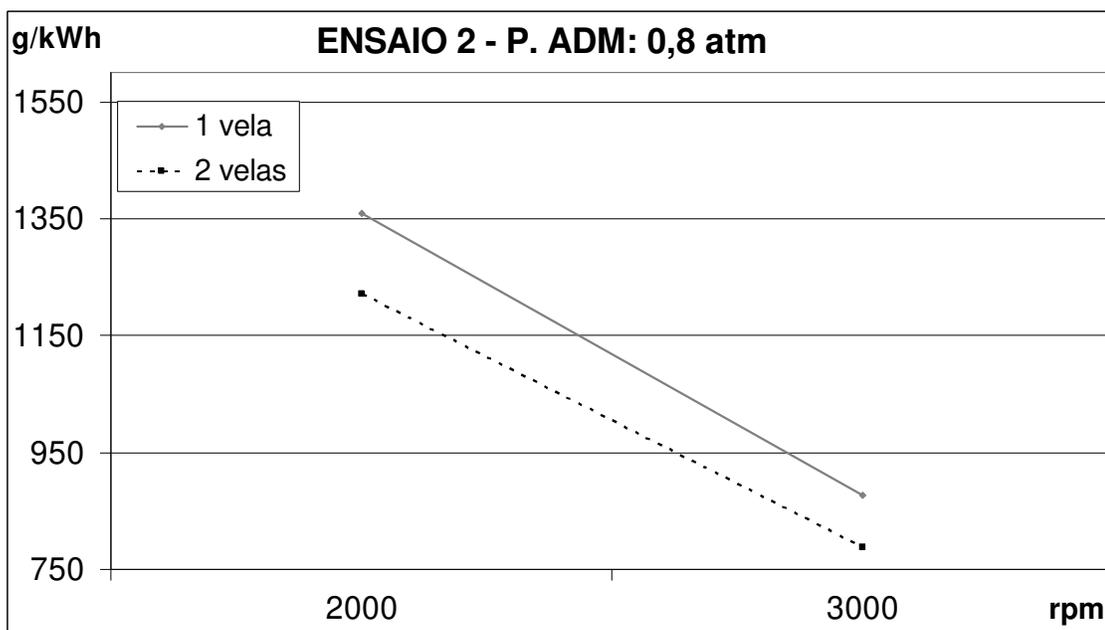


Figura VII-8 – Ensaio do dia 05/11/04 – Consumo específico versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,8 atm (calculado com base nos dados observados).

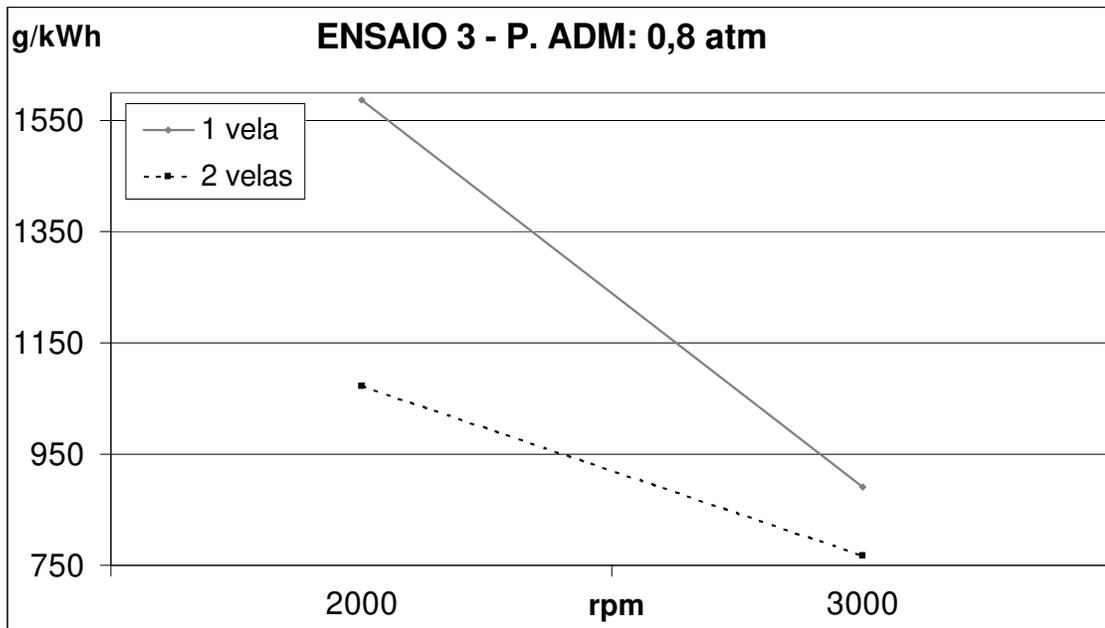


Figura VII-9 – Ensaio do dia 06/11/04 – Consumo específico versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,8 atm (calculado com base nos dados observados).

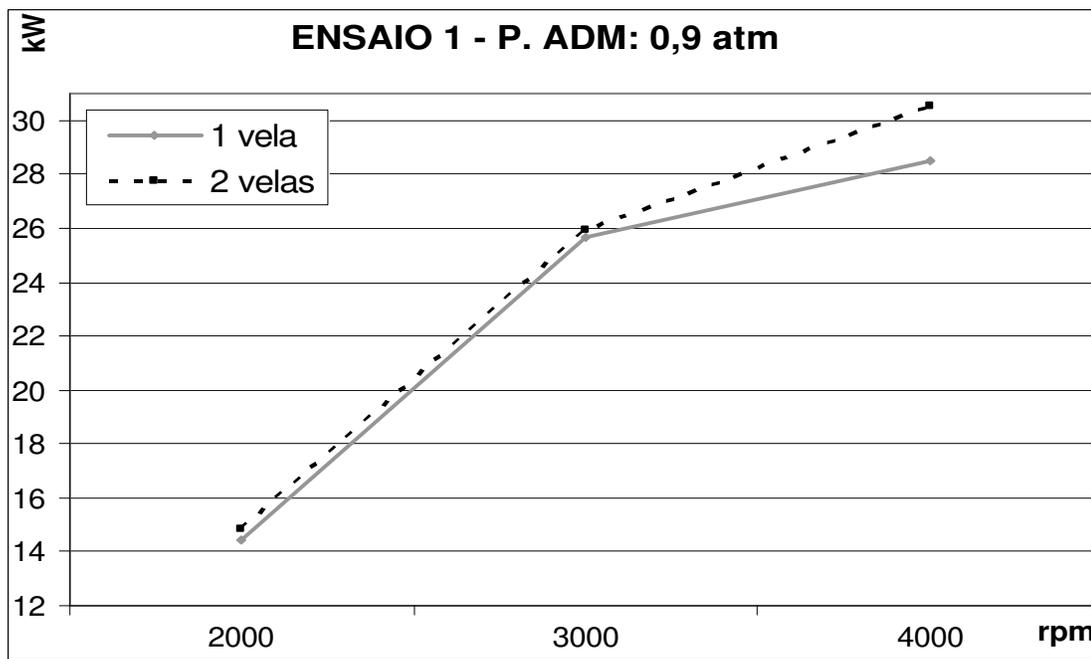


Figura VII-10 – Ensaio do dia 04/11/04 – Potência versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,9 atm.

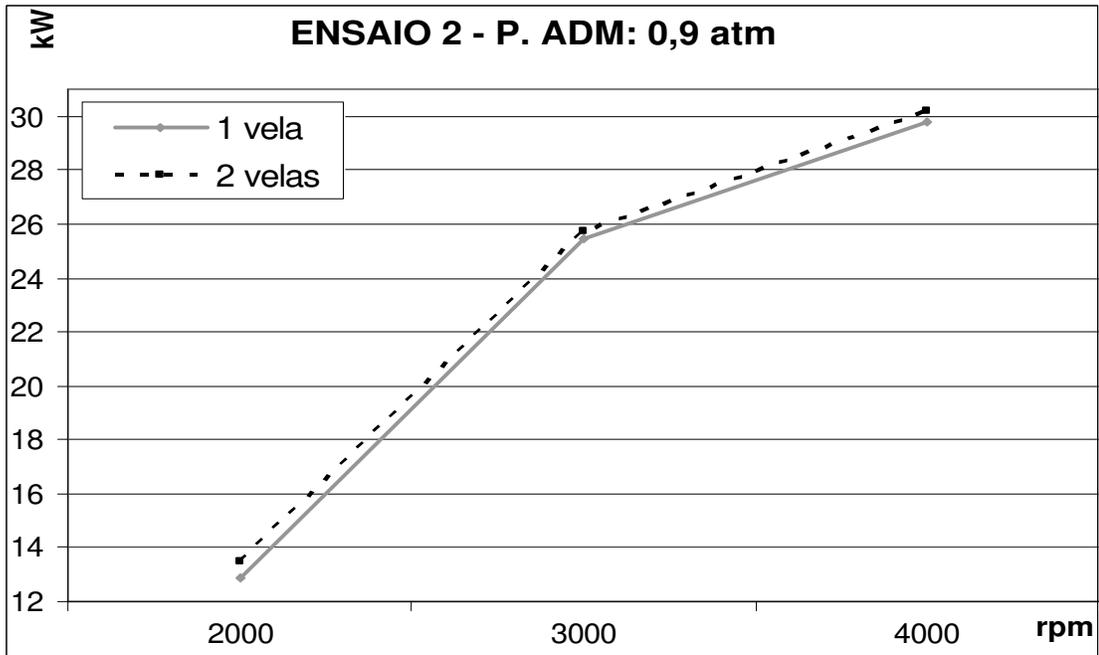


Figura VII-11 – Ensaio do dia 05/11/04 – Potência versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,9 atm.

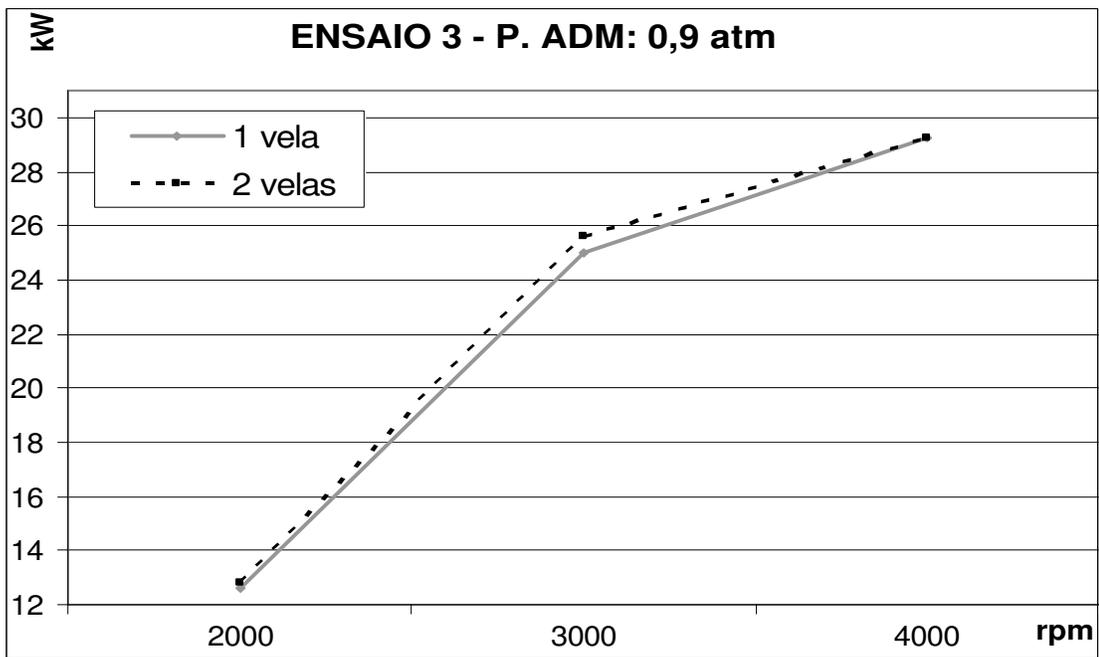


Figura VII-12 – Ensaio do dia 06/11/04 – Potência versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,9 atm.

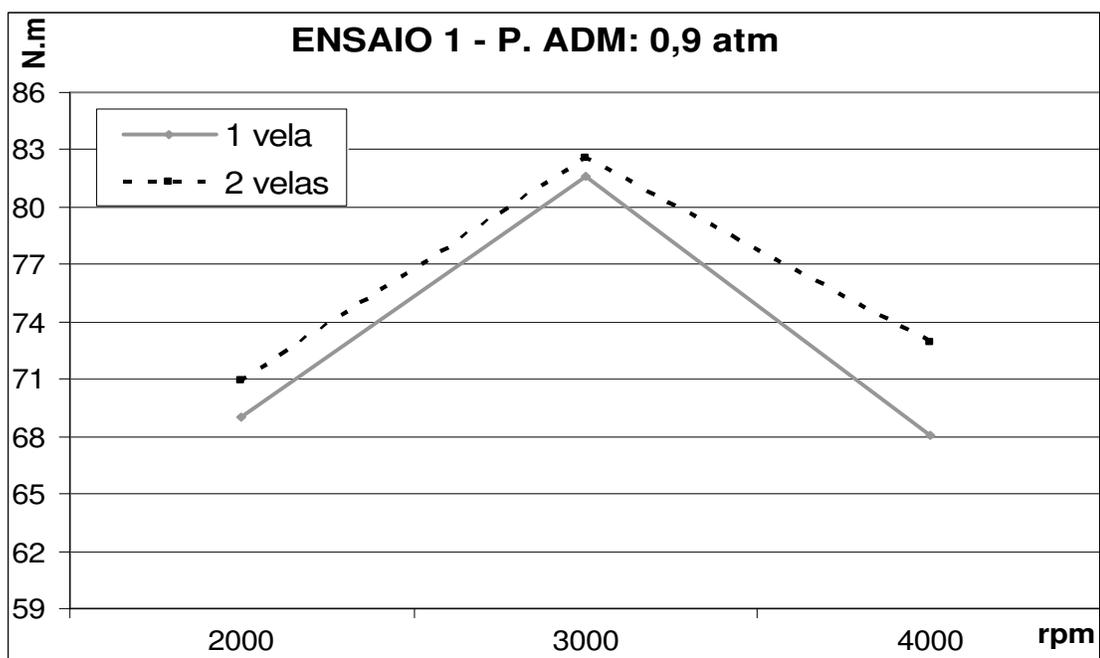


Figura VII-13 – Ensaio do dia 04/11/04 – Torque versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,9 atm

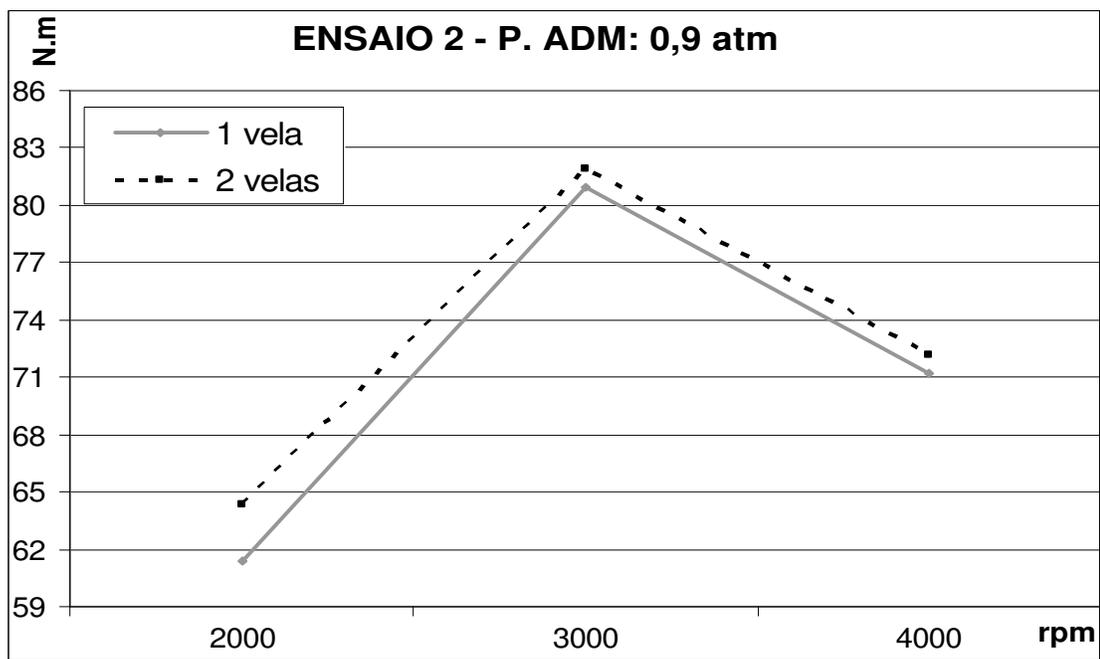


Figura VII-14 – Ensaio do dia 05/11/04 – Torque versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,9 atm

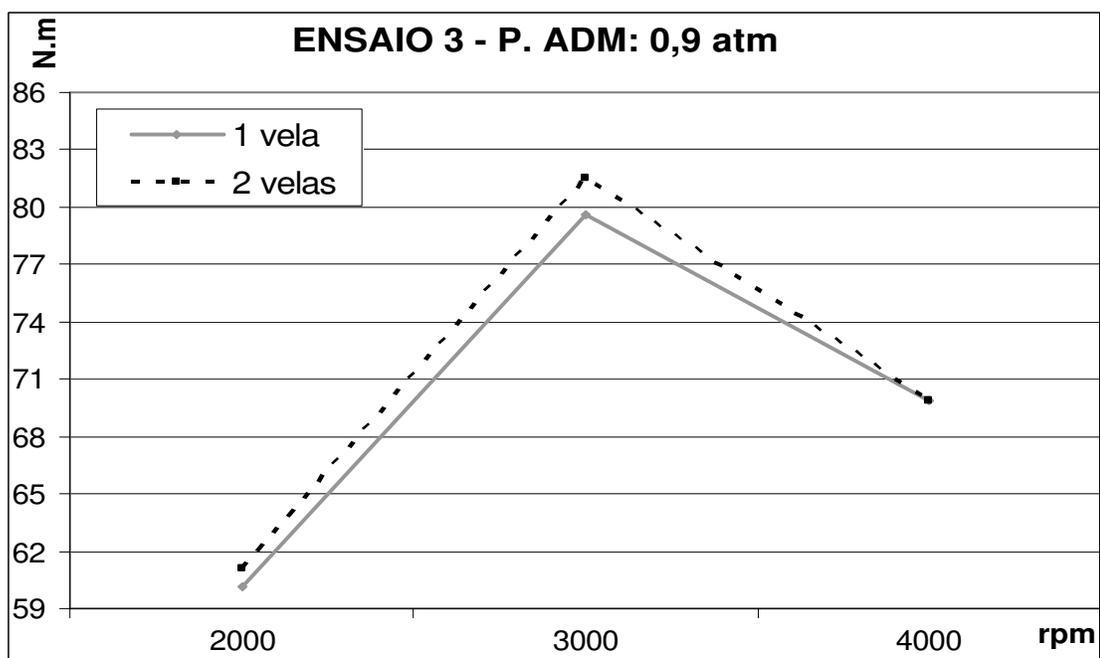


Figura VII-15 – Ensaio do dia 06/11/04 – Torque versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,9 atm

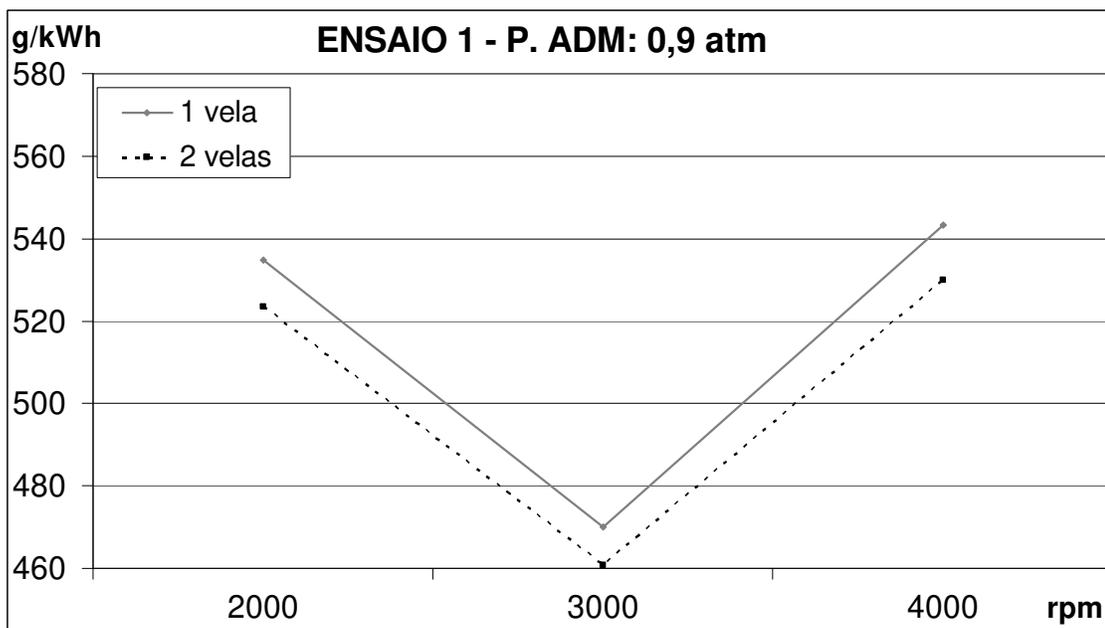


Figura VII-16 – Ensaio do dia 04/11/04 – Consumo específico versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,9 atm (calculado com base nos dados observados).

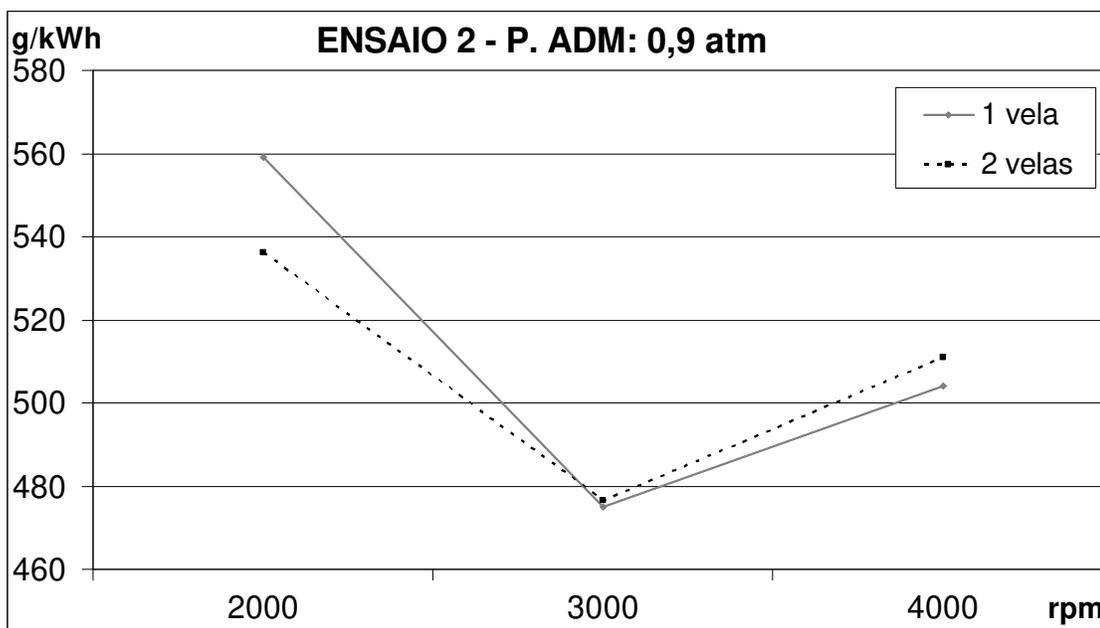


Figura VII-17 – Ensaio do dia 05/11/04 – Consumo específico versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,9 atm (calculado com base nos dados observados).

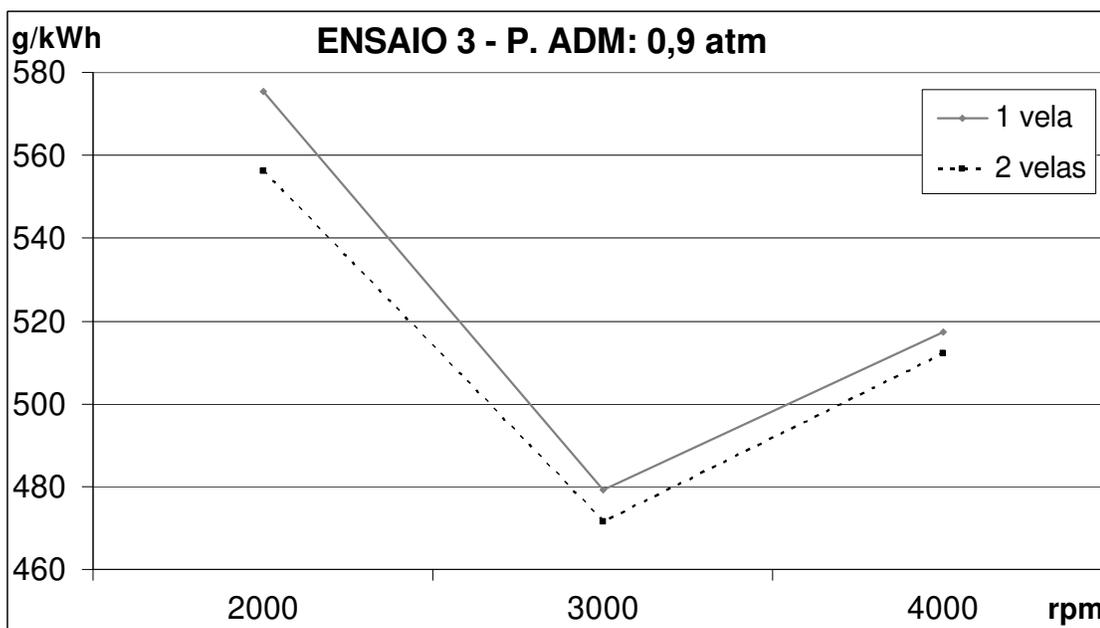


Figura VII-18 – Ensaio do dia 06/11/04 – Consumo específico versus rpm em regime com carga parcial e pressão de admissão de 0,9 atm (calculado com base nos dados observados).

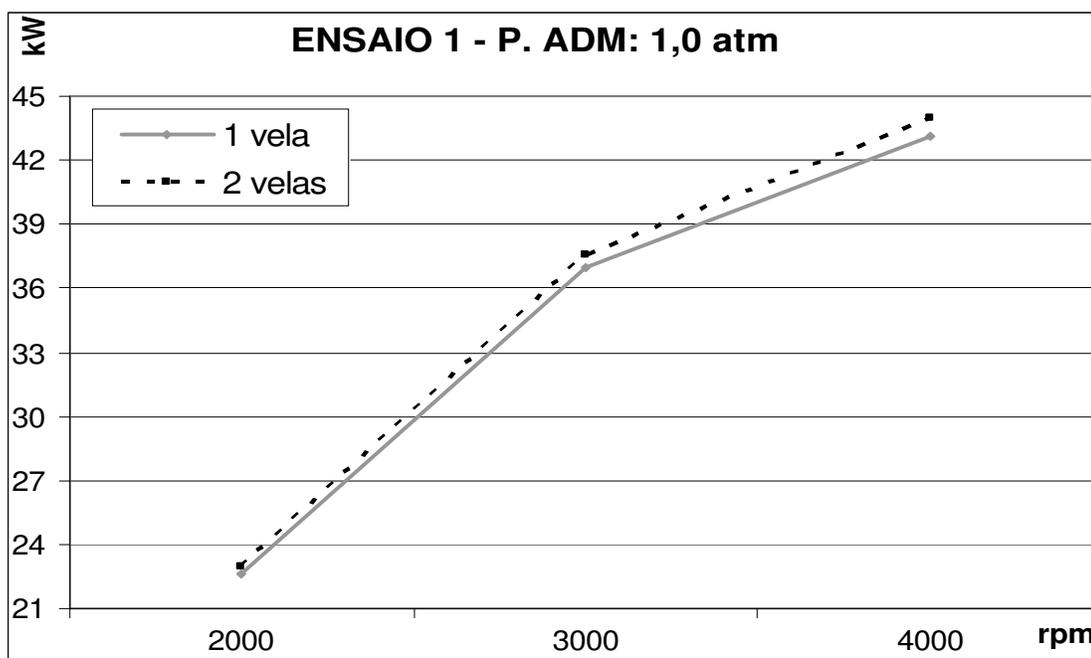


Figura VII-19 – Ensaio do dia 04/11/04 – Potência versus rpm em regime com carga total (pressão de admissão de 1,0 atm).

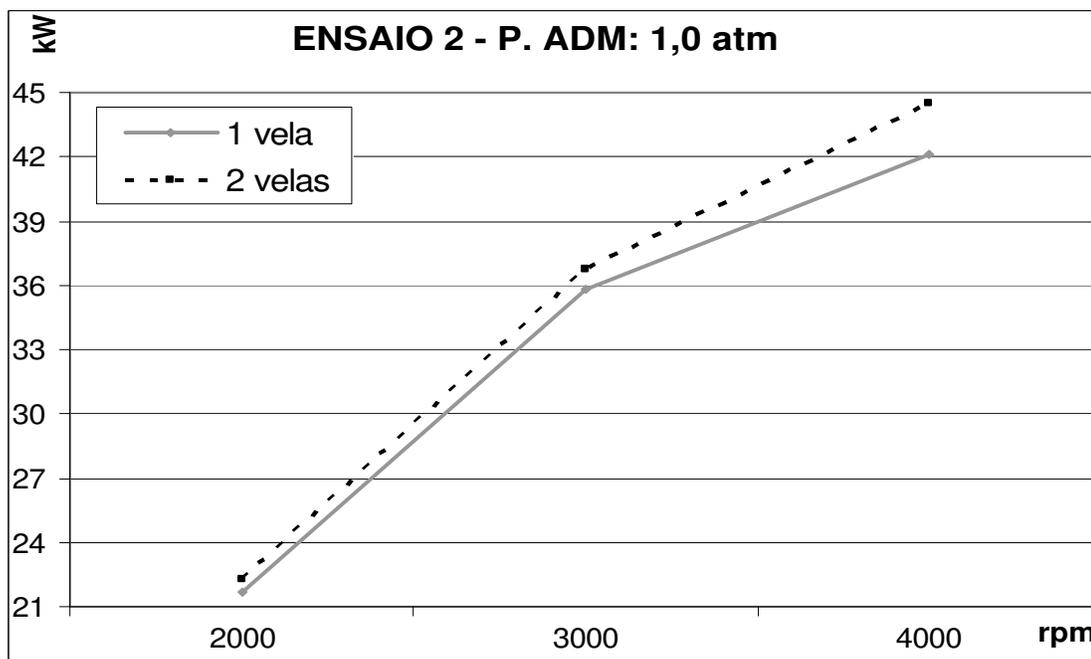


Figura VII-20 – Ensaio do dia 05/11/04 – Potência versus rpm em regime com carga total (pressão de admissão de 1,0 atm).

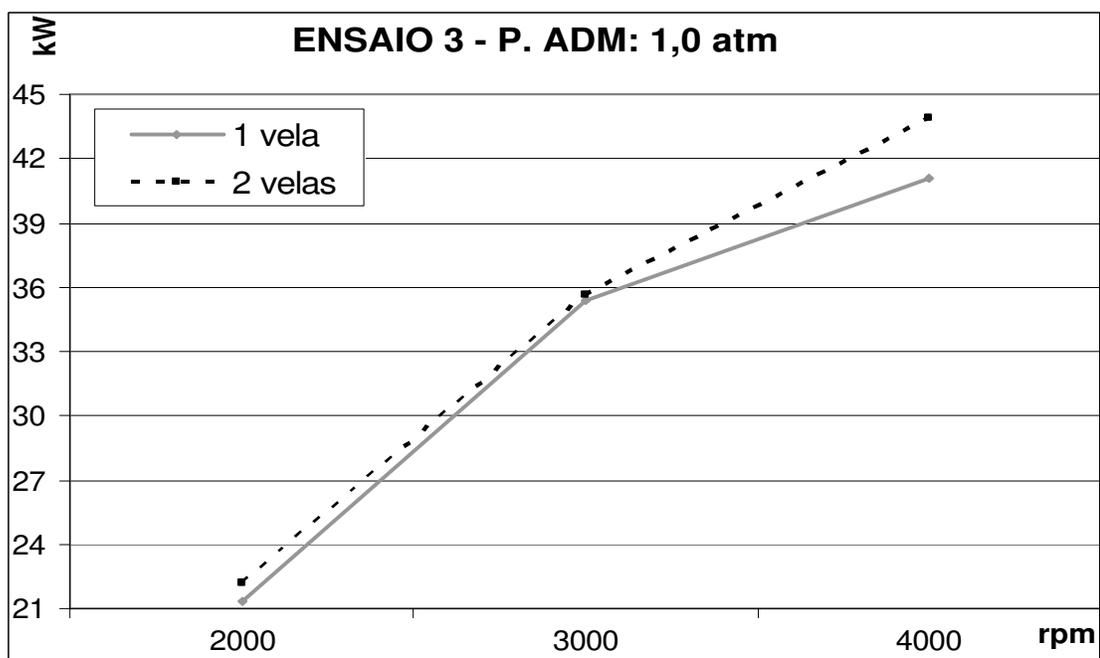


Figura VII-21 – Ensaio do dia 06/11/04 – Potência versus rpm em regime com carga total (pressão de admissão de 1,0 atm).

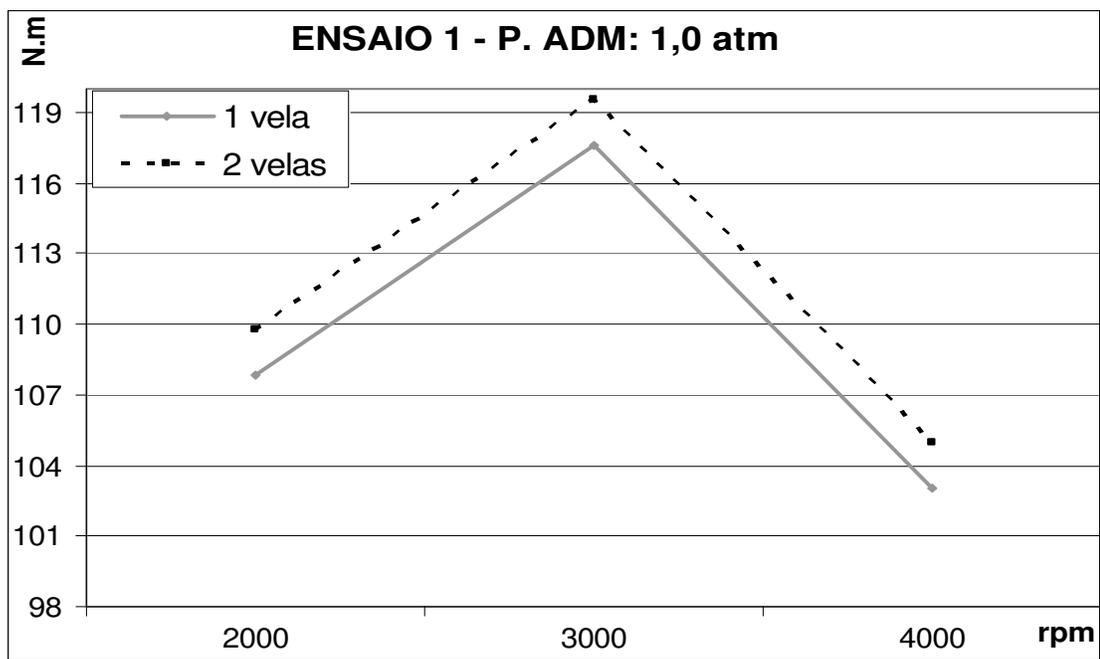


Figura VII-22 – Ensaio do dia 04/11/04 – Torque versus rpm em regime com carga total (pressão de admissão de 1,0 atm).

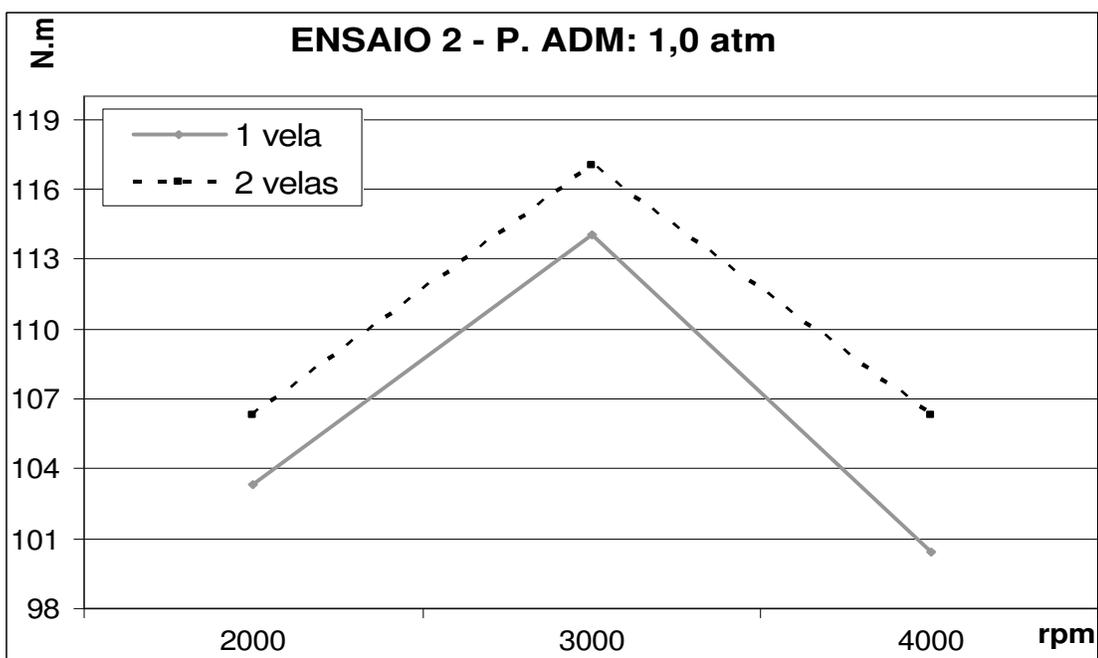


Figura VII-23 – Ensaio do dia 05/11/04 – Torque versus rpm em regime com carga total (pressão de admissão de 1,0 atm).

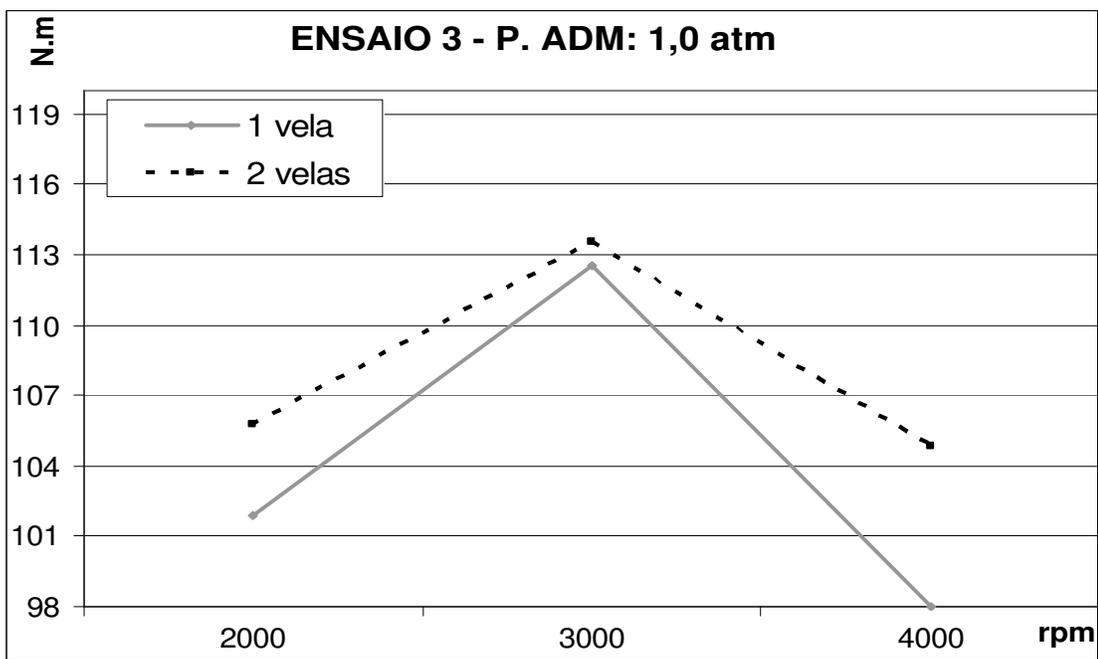


Figura VII-24 – Ensaio do dia 06/11/04 – Torque versus rpm em regime com carga total (pressão de admissão de 1,0 atm).

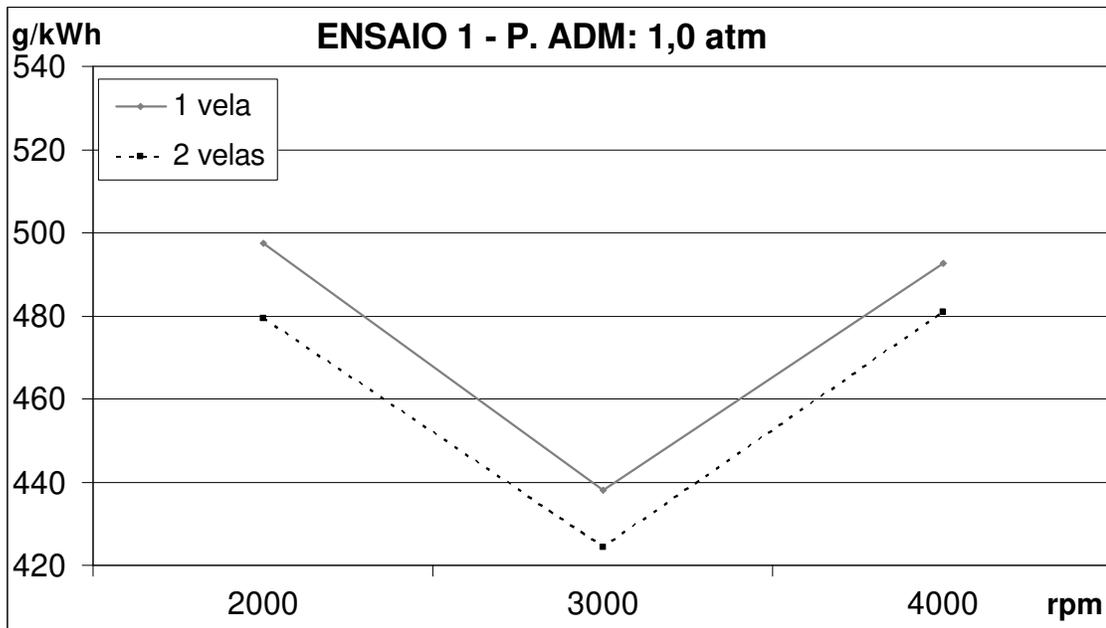


Figura VII-25 – Ensaio do dia 04/11/04 – Consumo específico versus rpm em regime com carga total - pressão de admissão de 1,0 atm (calculado com base nos dados observados).

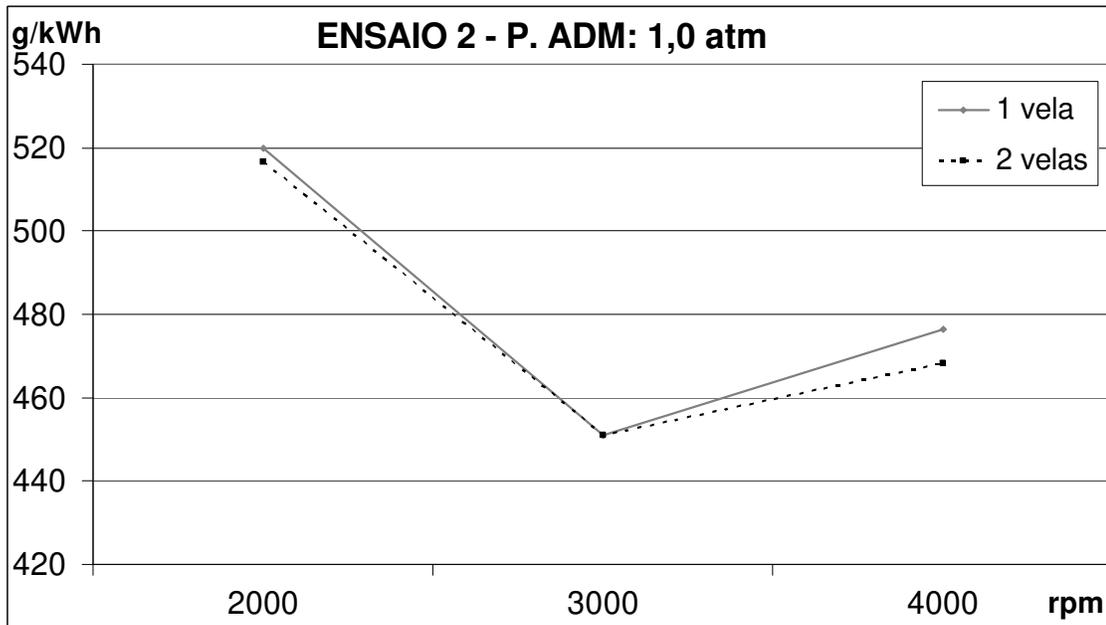


Figura VII-26 – Ensaio do dia 05/11/04 – Consumo específico versus rpm em regime com carga total - pressão de admissão de 1,0 atm. (calculado com base nos dados observados).

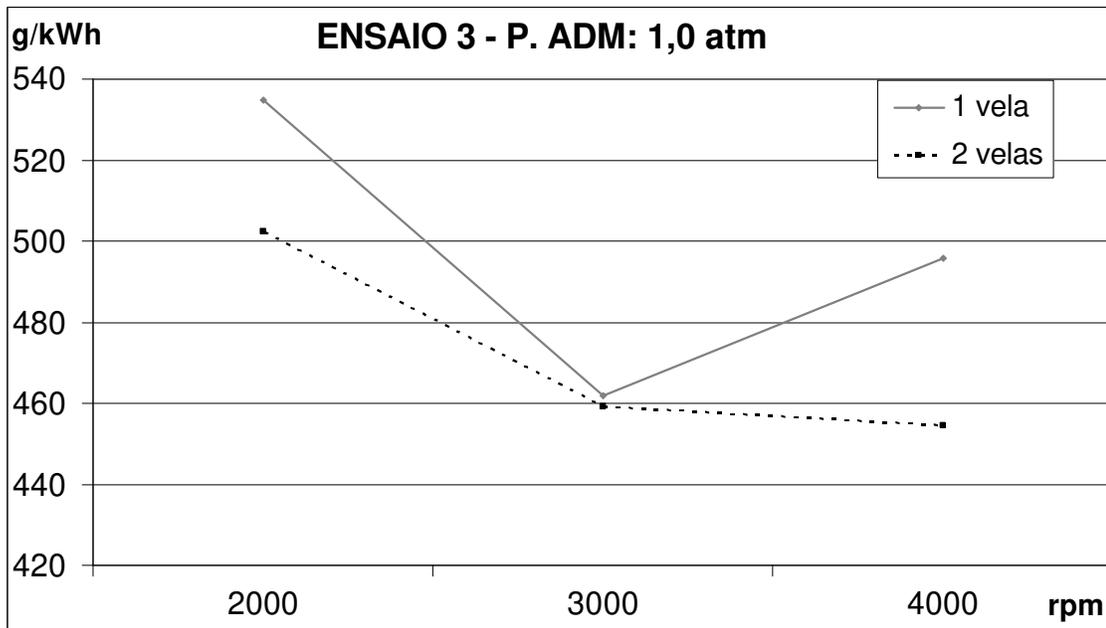


Figura VII-27 – Ensaio do dia 06/11/04 – Consumo específico versus rpm em regime com carga total - pressão de admissão de 1,0 atm. (calculado com base nos dados observados).

Tabela VII-1 – Ensaio 01 – Torque em N.m; potência em kW, consumo específico (C. ESP.) em g/kW.h; ângulo em °; coeficiente de excesso de ar (lâmbda) em porcentagem; tempo em s; volume em ml e temperaturas em °C. Valores observados nos ensaios.

DATA: 04/11/04

T. ATM: 26°C

P. ATM: 718 mmHg

UMID.: 60%

ENSAIOS COM UMA VELA											
RPM	P. ADM	TORQUE	POTÊNCIA	C. ESP.	ÂNGULO	LAMBDA	TEMPO	VOLUME	T. ÓLEO	EGT (1)	EGT (2)
2000	0,8 atm	18,27	3,83	1342,0	41	1,07	39,41	70	93	525	570
	0,9 atm	61,76	12,94	535,8	41	0,98	29,25	70	102	541	595
	1,0 atm	96,56	20,22	493,7	40	0,90	20,31	70	94	580	593
3000	0,8 atm	22,62	7,11	1110,2	42	1,03	25,65	70	98	610	657
	0,9 atm	73,07	22,96	470,1	45	1,03	18,75	70	114	650	646
	1,0 atm	105,26	33,07	438,0	44	1,00	13,97	70	130	730	712
4000	0,8 atm	ENSAIO NÃO POSSÍVEL - A PRESSÃO DE ADMISSÃO TEM DE SER MAIOR									
	0,9 atm	60,89	25,51	543,4	47	1,02	14,60	70	121	724	718
	1,0 atm	92,21	38,63	498,5	47	0,99	10,53	70	121	745	745
ENSAIOS COM DUAS VELAS E CENTELHAS SIMULTÂNEAS											
RPM	P. ADM	TORQUE	POTÊNCIA	C. ESP.	ÂNGULO	LAMBDA	TEMPO	VOLUME	T. ÓLEO	EGT (1)	EGT (2)
2000	0,8 atm	20,01	4,19	1205,1	31	1,05	40,07	70	90	536	589
	0,9 atm	63,50	13,30	524,5	31	0,99	24,91	60	98	545	591
	1,0 atm	98,30	20,59	479,4	31	0,90	20,50	70	92	584	600
3000	0,8 atm	24,36	7,65	1025,6	34	1,03	25,81	70	100	620	640
	0,9 atm	73,94	23,23	461,6	34	1,03	18,91	70	104	652	648
	1,0 atm	107,00	33,62	424,3	33	0,99	12,16	60	123	652	687
4000	0,8 atm	ENSAIO NÃO POSSÍVEL - A PRESSÃO DE ADMISSÃO TEM DE SER MAIOR									
	0,9 atm	65,24	27,33	530,0	34	1,02	13,97	70	114	727	716
	1,0 atm	93,95	39,35	481,0	34	0,96	10,69	70	95	756	762

Tabela VII-2 – Ensaio 02 – Torque em N.m; potência em kW, consumo específico (C. ESP.) em g/kW.h; ângulo em °; coeficiente de excesso de ar (lâmbda) em porcentagem; tempo em s; volume em ml e temperaturas em °C. Valores observados nos ensaios.

DATA: 05/11/04

T. ATM: 28°C

P. ATM: 718 mmHg

UMID.: 61%

ENSAIOS COM UMA VELA											
RPM	P. ADM	TORQUE	POTÊNCIA	C. ESP.	ÂNGULO	LAMBDA	TEMPO	VOLUME	T. ÓLEO	EGT (1)	EGT (2)
2000	0,8 atm	15,66	3,28	1359,7	41	1,12	45,38	70	83	530	576
	0,9 atm	54,80	11,48	559,1	41	1,00	31,53	70	86	543	585
	1,0 atm	92,21	19,31	520,0	41	0,90	20,15	70	94	576	603
3000	0,8 atm	29,58	9,29	876,7	41	1,00	24,84	70	101	611	662
	0,9 atm	72,20	22,68	475,0	42	1,01	18,78	70	120	672	672
	1,0 atm	101,78	31,98	451,1	41	0,99	14,03	70	122	698	680
4000	0,8 atm	ENSAIO NÃO POSSÍVEL - A PRESSÃO DE ADMISSÃO TEM DE SER MAIOR									
	0,9 atm	63,50	26,60	504,1	47	1,0	15,09	70	105	725	723
	1,0 atm	89,60	37,53	476,4	47	1,0	9,70	60	99	723	727
ENSAIOS COM DUAS VELAS E CENTELHAS SIMULTÂNEAS											
RPM	P. ADM	TORQUE	POTÊNCIA	C. ESP.	ÂNGULO	LAMBDA	TEMPO	VOLUME	T. ÓLEO	EGT (1)	EGT (2)
2000	0,8 atm	17,40	3,64	1220,5	31	1,12	45,50	70	90	529	578
	0,9 atm	57,41	12,02	536,3	31	0,99	31,38	70	95	544	598
	1,0 atm	94,82	19,86	516,7	31	0,90	19,72	70	100	578	605
3000	0,8 atm	32,19	10,11	788,5	31	1,00	25,38	70	113	668	663
	0,9 atm	73,07	22,96	476,5	34	1,00	18,50	70	120	667	656
	1,0 atm	104,39	32,80	451,0	34	1,00	13,68	70	97	678	663
4000	0,8 atm	ENSAIO NÃO POSSÍVEL - A PRESSÃO DE ADMISSÃO TEM DE SER MAIOR									
	0,9 atm	64,37	26,96	510,8	35	1,0	14,69	70	123	728	727
	1,0 atm	94,82	39,72	468,3	35	1,0	10,88	70	96	750	730

Tabela VII-3 – Ensaio 03 – Torque em N.m; potência em kW, consumo específico (C. ESP.) em g/kW.h; ângulo em °; coeficiente de excesso de ar (lâmbda) em porcentagem; tempo em s; volume em ml e temperaturas em °C. Valores observados nos ensaios.

DATA: 06/11/04 T. ATM: 25°C P. ATM: 718 mmHg UMID.: 60%

ENSAIOS COM UMA VELA											
RPM	P. ADM	TORQUE	POTÊNCIA	C. ESP.	ÂNGULO	LAMBDA	TEMPO	VOLUME	T. ÓLEO	EGT (1)	EGT (2)
2000	0,8 atm	13,92	2,92	1586,6	41	1,12	43,75	70	86	529	587
	0,9 atm	53,94	11,30	575,4	41	1,00	31,13	70	83	540	583
	1,0 atm	91,34	19,13	534,8	41	0,90	19,78	70	89	571	597
3000	0,8 atm	28,71	9,02	890,4	42	1,01	25,20	70	99	610	665
	0,9 atm	71,33	22,41	479,3	42	0,99	18,84	70	109	670	672
	1,0 atm	100,91	31,70	461,9	42	0,98	13,82	70	134	704	685
4000	0,8 atm	ENSAIO NÃO POSSÍVEL - A PRESSÃO DE ADMISSÃO TEM DE SER MAIOR									
	0,9 atm	62,63	26,24	517,3	47	1,00	14,91	70	110	706	727
	1,0 atm	87,86	36,80	495,8	47	0,98	11,09	70	121	735	737
ENSAIOS COM DUAS VELAS E CENTELHAS SIMULTÂNEAS											
RPM	P. ADM	TORQUE	POTÊNCIA	C. ESP.	ÂNGULO	LAMBDA	TEMPO	VOLUME	T. ÓLEO	EGT (1)	EGT (2)
2000	0,8 atm	21,75	4,55	1071,3	31	1,05	41,47	70	97	541	588
	0,9 atm	54,80	11,48	556,3	31	0,99	31,69	70	94	538	586
	1,0 atm	94,82	19,86	502,4	31	0,90	20,28	70	102	573	592
3000	0,8 atm	33,06	10,39	767,1	34	1,00	25,40	70	101	605	652
	0,9 atm	73,07	22,96	471,6	34	1,00	18,69	70	103	662	652
	1,0 atm	101,78	31,98	459,2	34	1,04	13,78	70	134	726	683
4000	0,8 atm	ENSAIO NÃO POSSÍVEL - A PRESSÃO DE ADMISSÃO TEM DE SER MAIOR									
	0,9 atm	62,63	26,24	512,1	35	1,00	15,06	70	134	722	730
	1,0 atm	93,95	39,35	454,6	35	0,98	11,31	70	136	742	745

Tabela VII-4 – Valores médios dos ensaios – Torque em N.m; potência em kW, consumo específico (C. ESP.) em g/kW.h; ângulo em °; coeficiente de excesso de ar (lâmbda) em porcentagem; tempo em s; volume em ml e temperaturas em °C. As colunas com E+ e E- correspondem aos limites superiores e inferiores das medidas considerando os erros envolvidos. Valores corrigidos pela norma SAE J1349.

ENSAIOS COM UMA VELA														
RPM	P. ADM	TORQUE	<i>T E+</i>	<i>T E-</i>	POTÊNCIA	<i>P E+</i>	<i>P E-</i>	C. ESP.	<i>C E+</i>	<i>C E-</i>	Θ	?	T. ÓLEO	EGT
2000	0,8 atm	17,83	18,26	17,39	3,73	3,82	3,64	1279	1315	1243	41	1,10	86	553
	0,9 atm	63,53	63,96	63,09	13,31	13,47	13,14	498	508	488	41	0,99	83	565
	1,0 atm	104,37	104,80	103,93	21,86	22,10	21,62	461	471	452	41	0,90	89	587
3000	0,8 atm	30,15	30,58	29,71	9,47	9,61	9,33	858	877	839	42	1,01	99	636
	0,9 atm	80,71	81,14	80,27	25,36	25,57	25,14	425	433	416	43	1,01	109	664
	1,0 atm	114,74	115,18	114,31	36,05	36,32	35,77	403	412	394	42	0,99	134	702
4000	0,9 atm	69,69	70,12	69,25	29,19	29,42	28,96	467	477	457	47	1,01	110	721
	1,0 atm	100,48	100,91	100,04	42,09	42,36	41,81	438	449	427	47	0,99	121	735
ENSAIOS COM DUAS VELAS E CENTELHAS SIMULTÂNEAS														
RPM	P. ADM	TORQUE	<i>T E+</i>	<i>T E-</i>	POTÊNCIA	<i>P E+</i>	<i>P E-</i>	C. ESP.	<i>C E+</i>	<i>C E-</i>	Θ	?	T. ÓLEO	EGT
2000	0,8 atm	22,04	22,47	21,60	4,62	4,73	4,50	1043	1315	1243	31	1,07	97	560
	0,9 atm	65,47	65,91	65,04	13,71	13,88	13,55	482	508	488	31	0,99	94	567
	1,0 atm	107,28	107,72	106,85	22,47	22,71	22,23	447	471	452	31	0,90	102	589
3000	0,8 atm	33,39	33,82	32,95	10,49	10,65	10,33	769	877	839	33	1,01	101	641
	0,9 atm	82,00	82,44	81,57	25,76	25,98	25,54	420	433	416	34	1,01	103	656
	1,0 atm	116,69	117,12	116,25	36,66	36,94	36,38	398	412	394	34	1,01	134	682
4000	0,9 atm	71,63	72,07	71,20	30,01	30,24	29,77	463	473	453	35	1,01	134	725
	1,0 atm	105,34	105,78	104,91	44,13	44,41	43,84	419	429	408	35	0,98	136	748