

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**  
**DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA**  
**CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**YURI MOSS HORODECKI**

**COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DE  
COMBUSTÃO INTERNA NORMALMENTE ASPIRADO MOVIDO A  
GASOLINA E TURBOCOMPRIMIDO OPERANDO COM ETANOL**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PONTA GROSSA**

**2014**

**YURI MOSS HORODECKI**

**COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DE  
COMBUSTÃO INTERNA NORMALMENTE ASPIRADO MOVIDO A  
GASOLINA E TURBOCOMPRIMIDO OPERANDO COM ETANOL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa.

Orientador: Prof. Davi Fusão, Dr. Eng.  
Coorientador: Prof. Jhon Jairo Ramirez Behainne, Dr. Eng.

**PONTA GROSSA**

**2014**



Ministério da Educação  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná  
Campus Ponta Grossa  
Diretoria de Graduação e Educação Profissional  
Departamento Acadêmico de Mecânica  
Bacharelado em Engenharia Mecânica



## **TERMO DE APROVAÇÃO**

**COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA  
NORMALMENTE ASPIRADO MOVIDO A GASOLINA E TURBOCOMPRIMIDO  
OPERANDO COM ETANOL**

por

**YURI MOSS HORODECKI**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 8 de dezembro de 2014 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

**Prof. Dr. Davi Fusão**  
Orientador

**Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos**  
Membro Titular

**Prof. Me. Gilberto Zammar**  
Membro Titular

**Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima**  
Responsável pelos Trabalhos  
de Conclusão de Curso

**Prof. Dr. Laercio Javarez Junior**  
Coordenador do Curso de  
Engenharia Mecânica

Dedico este trabalho a Deus,  
que conheci apenas recentemente,  
no entanto acabou mudando a minha vida completamente,  
fazendo todas as peças se encaixarem  
e trazendo o real sentido da nossa jornada aqui na Terra.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente quero agradecer ao Professor Dr. Davi Fusão por ter aceitado orientar este trabalho, sempre me incentivando e contribuindo para a concretização deste último desafio em busca da graduação em engenharia. Ao Professor Dr. Jhon Ramirez que auxiliou imensamente na realização deste trabalho de conclusão de curso, mesmo sempre atarefado, foi muito receptivo e motivador em todos os momentos. A todos os Professores e colaboradores da instituição UTFPR que durante a graduação contribuíram para a realização deste objetivo. A empresa Dinavip em especial ao Sandro Napoli e ao Sérgio Almeida da Mecânica Pedrinho os quais auxiliaram no desenvolvimento do trabalho. Também aos membros da banca examinadora, Professores Gerson Santos e Gilberto Zammar, que prontamente aceitaram o convite, o meu muito obrigado.

Em segundo lugar aos meus pais e à minha avó que me apoiaram e sem dúvida alguma sem eles essa conquista não seria possível.

A minha futura esposa Mariane que sempre esteve ao meu lado e sempre acreditou e deu força no cumprimento desta conquista.

Aos grandes e bons amigos pelo incentivo.

Cuidado, meu filho; nada acrescente a eles.

Não há limite para a produção de livros,  
e estudar demais deixa exausto o corpo.

Agora que já se ouviu tudo, aqui está à conclusão:

tema a Deus e guarde os seus mandamentos,  
pois isso é o essencial para o homem.

Pois Deus trará a julgamento tudo o que foi feito,  
inclusive tudo o que está escondido, seja bom, seja mal.

(Eclesiastes 12,12-14)

## RESUMO

HORODECKI, Yuri Moss. Comparação do desempenho de um motor de combustão interna normalmente aspirado movido a gasolina e turbocomprimido operando com etanol. 2014. 108 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Ponta Grossa, 2014.

Este trabalho tem como propósito a avaliação dos parâmetros de desempenho: potência e torque de um motor de combustão interna alternativo de quatro tempos, de ignição por centelha, quatro cilindros, normalmente aspirado, movido a gasolina (MOTOR 1) em comparação ao motor turbocomprimido operando com etanol hidratado (MOTOR 2), em um mesmo automóvel. Apresentando os benefícios e a viabilidade quanto à utilização desta técnica de sobrealimentação e conversão ao biocombustível frente à tendência mundial de redução do tamanho dos motores (*downsizing*). Para realização dos testes, foi utilizado um dinamômetro de chassis digital para medir a potência e o torque para um determinado regime de rotação do MOTOR 1, com o qual foi possível adquirir as curvas de potência e torque do motor NA. Em seguida, foram efetuadas modificações no MOTOR 1, para este receber o turbocompressor e o combustível vegetal resultando no MOTOR 2 e através dos testes no dinamômetro foram obtidas suas curvas de potência e torque. Finalmente, após a análise comparativa entre os resultados do MOTOR 1 e 2, foram obtidos ganhos médios de 74 e 76,69 % de potência e torque respectivamente, na faixa de (3000 à 8000 rpm) para o MOTOR 2, utilizando pressão manométrica média de 0,43 bar. Este expressivo aumento de desempenho mostra que o uso desta técnica é uma alternativa relevante e com grande potencial para a indústria automotiva nacional diante do programa INOVAR-AUTO.

**Palavras-chave:** Motor de Combustão Interna. Turbocompressor. Etanol. Motor de Quatro Tempos. *Downsizing*.

## ABSTRACT

HORODECKI, Yuri Moss. Comparative performance of a gasoline powered normally aspirated internal combustion engine and turbocharged driven by ethanol. 2014. 108 p. Final thesis (Bachelor in Mechanical Engineering) – Federal Technology University of Paraná (UTFPR). Ponta Grossa, 2014.

This project aims to evaluate the performance parameters: Power and torque of an gasoline powered naturally aspirated reciprocating internal combustion engine, four-stroke spark ignition, four-cylinder (MOTOR 1) comparing to a turbocharged engine driven by hydrous ethanol (MOTOR 2) in the same vehicle. Showing the benefits of using supercharging and conversion to biofuel and the feasibility of those techniques regarding the global trend of engine downsizing. The tests were performed using one digital chassis dynamometer to measure power and torque for a given speed of MOTOR 1, which makes possible to acquire power and torque curves. Then changes were made in the NA engine MOTOR 1 in order to fit the turbocharger and run with biofuel resulting on MOTOR 2, through tests on the dynamometer the power and torque curves were obtained. Finally, after the comparative analysis between the MOTOR 1 and 2, the results showed an increasing of 74 and 76.69 % of power and torque respectively running from 3000 up to 8000rpm for MOTOR 2 using average gauge pressure of 0.43 bar. This significant increase in performance shows that this technique is relevant and a high potential way for national automotive industry meets the INOVAR-AUTO program.

**Keywords:** Internal Combustion Engine. Turbocharger. Ethanol. Four-Stroke Engine. Downsizing.



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 01 – Componentes internos de motores alternativos.....	24
Figura 02 – Ciclo completo de um motor de CI de quatro tempos.....	25
Figura 03 – Diagrama $p \times V$ do motor de ciclo Otto ideal .....	26
Figura 04 – Princípio de funcionamento de um dinamômetro.....	28
Figura 05 – Diagrama $p \times V$ real de um motor ciclo Otto NA .....	30
Figura 06 – Fenômeno de pré-ignição (PI).....	36
Figura 07 – Características de autoignição dos combustíveis .....	37
Figura 08 – Representação do sequestro de $CO_2$ entre biocombustíveis e combustível fóssil.....	44
Figura 09 – Atrito entre superfícies sólidas .....	46
Figura 10 – Circuito de lubrificação de um motor CI turbocomprimido .....	46
Figura 11 – Fluxo de ar no TC .....	49
Figura 12 – Circuito completo do ar em um motor de CI .....	51
Figura 13 – Compressor centrífugo movido mecanicamente (Rotrex).....	55
Figura 14 – Compressor movido mecanicamente ( <i>Blower</i> ) .....	55
Figura 15 – Aletas pré-direcionadoras dos gases de exaustão .....	57
Figura 16 – Curvas de desempenho de diferentes tipos de motores.....	70
Figura 17 – Efeito das perdas por bombeamento.....	71
Figura 18 – Vista superior dos principais componentes: 1) MOTOR 2; 2) Turbocompressor; 3) Borboleta de admissão de ar; 4) Mangueiras, tubos e conexões para adaptação do TC; 5) Caixa de transmissão; 6) Radiador do líquido de arrefecimento; 7) Filtro e tubulação de admissão de ar do motor; 8) Tubulação de exaustão; 9) Coletor dos gases de exaustão; 10) Filtros atenuadores do sistema de exaustão; 11) Sistema gerenciamento eletrônico; 12) Bomba de combustível adicional; 13) Sensor de oxigênio. ....	88
Gráfico 01 – Tendência de potência por deslocamento volumétrico.....	39
Gráfico 02 – Diagrama de $p \times V$ para um motor Otto NA e sobrealimentado.....	48
Gráfico 03 – Perda de potência vs Velocidade de rotação .....	59
Gráfico 04 – Potencial de <i>downsizing</i> para motores NA.....	63
Gráfico 05 – Potencial de <i>downspeeding</i> e <i>downsizing</i> .....	64
Gráfico 06 – Curva de consumo, torque e potência por rotação.....	68
Gráfico 07 – MOTOR 1 .....	91
Gráfico 08 – MOTOR 2 .....	93
Gráfico 09 – Curvas de potência: MOTOR 1 e 2.....	96
Gráfico 10 – Curvas de torque: MOTOR 1 e 2 .....	97
Fotografia 01 – Motor de F1 V8 NA de 2,4 litros .....	16
Fotografia 02 – Primeiro motor Diesel do mundo .....	21
Fotografia 03 – Dinamômetro de chassi.....	29

Fotografia 04 – Indicativo de temperatura no coletor dos gases de exaustão .....	50
Fotografia 05 – Turbocompressor HX35 .....	76
Fotografia 06 – Coletor dos gases de exaustão. ....	77
Fotografia 07 – Sistema de gerenciamento eletrônico programável .....	78
Fotografia 08 – Dinamômetro de chassi.....	80
Fotografia 09 - Bomba de Combustível Bosch 580 (3 bars) 130 litros/hora .....	83
Fotografia 10 – Bico injetor de combustível Siemens-Deka 30 litros/hora. ....	83
Fotografia 11 – Velas de ignição NGK – BR9ES.....	84
Fotografia 12 – Filtro de ar de alta vazão .....	84
Fotografia 13 – Dinamômetro de chassi e veículo utilizado nos testes.....	86
Fotografia 14 – Interface gráfica do dinamômetro de chassi .....	87
Fotografia 15 – Cofre do motor do veículo (MOTOR 2).....	89

## LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Diferente valores de velocidades médias e acelerações de pistão em motores de CI .....	33
Tabela 02 – Propriedades dos combustíveis.....	42
Tabela 03 – Especificações técnicas do MOTOR 1 .....	74
Tabela 04 – Especificações técnicas do MOTOR 2 .....	75
Tabela 05 – Especificação técnica do turbocompressor Holset HX35.....	76
Tabela 06 – Características do dinamômetro de chassi .....	81
Tabela 07 - MOTOR 1 NA movido a E(25).....	90
Tabela 08 – MOTOR 2 turbocomprimido movido a etanol hidratado .....	92
Tabela 09 – Resultados de desempenho médio de potência e torque para determinada $P_m$ .....	94
Tabela 10 – Comparativo de potência e torque de 2 motores NA .....	95
Tabela 11 – Relação peso/(potência e torque) médios do veículo .....	98
Quadro 1 – Vantagens e desvantagens do etanol frente à gasolina.....	44
Quadro 2 – Descrição do ciclo termodinâmico teórico ideal motor de ciclo Otto de quatro tempos .....	27
Quadro 3 – Vantagens do turbocompressor e compressor mecânico .....	56
Quadro 4 – Análise <i>SWOT</i> para o uso de TC e etanol nos motores de CI .....	66
Quadro 5 – Recursos e especificações do sistema de gerenciamento eletrônico. ...	78
Quadro 6 – Dados coletados e respectivas fontes de coleta. ....	82

## LISTA DE ABREVIATURAS

AI	Auto-ignição
C	Curso do virabrequim
CI	Combustão Interna
CV	Cavalo vapor
$C_{ec}$	Consumo específico de combustível
E(25)	Mistura de gasolina com 25 % de etanol anidro
E(85)	Mistura de gasolina com 85 % de etanol ou metanol anidro
F1	Fórmula 1
F	Força
IC	Ignição por Centelha
MJ	Mega-Joule
NA	Normalmente Aspirado
N.m	Newton x metro
kg	Quilograma
kgf	Quilograma força
kJ	Quilo-Joule
km	Quilômetro
p	Pressão
$P_e$	Potência efetiva
PM	Pressão Média Efetiva
PMA	Pressão Média ao Atrito
PME	Pressão Média Efetiva
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
$Q_{c,i}$	Poder calorífico inferior do combustível
T	Torque
t	Temperatura
TC	Turbocompressor
TPS	<i>Throttle Position Sensor</i> (Sensor de Posição de Borboleta)
$V_{mp}$	Velocidade média do pistão
$V_d$	Deslocamento volumétrico
$\dot{m}_c$	Vazão mássica de combustível
$m_{ar}$	Massa de ar admitida no cilindro por ciclo
$\eta_m$	Eficiência mecânica
$\eta_t$	Eficiência térmica

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>14</b>
1.1 PROBLEMA.....	17
1.2 JUSTIFICATIVA.....	18
1.3 OBJETIVO GERAL.....	18
1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	19
<b>2 REVISÃO DE LITERATURA.....</b>	<b>20</b>
2.1 INTRODUÇÃO AOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA .....	20
2.1.1 Classificação .....	21
2.1.2 Parâmetros e Características de Operação.....	24
2.1.2.1 Torque e potência efetiva .....	28
2.1.2.2 Eficiência térmica ( $\eta_t$ ) .....	34
2.1.2.3 Eficiência volumétrica ( $\eta_v$ ) .....	38
2.1.2.4 Eficiência mecânica ( $\eta_m$ ) .....	40
2.1.3 Combustíveis: Etanol e Gasolina .....	40
2.1.4 Refrigeração e Lubrificação.....	45
2.2 SOBREALIMENTAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA .....	47
2.2.1 Turbocompressor .....	49
2.2.2 Compressor Mecânico .....	54
2.2.3 Turbocompressor vs Compressor Mecânico .....	55
2.3 NOVAS TECNOLOGIAS .....	56
2.3.1 Turbocompressor de Geometria Variável .....	56
2.3.2 Comando de Válvulas de Geometria Variável .....	58
2.3.3 Injeção Direta de Combustível .....	59
2.3.4 Recirculação dos Gases de Exaustão.....	60
2.3.5 Tecnologia Híbrida .....	61
2.3.6 <i>Downsizing</i> e <i>Downspeeding</i> .....	62
2.4 MOTOR TURBOCOMPRIMIDO OPERANDO COM ETANOL.....	65
2.5 CURVAS DE DESEMPENHO.....	69
<b>3 MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>73</b>
3.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA EXPERIMENTAL .....	73
3.1.1 MOTOR 1 .....	73
3.1.2 MOTOR 2 .....	74
3.1.2.1 Turbocompressor .....	75
3.1.2.2 Coletor e tubo de exaustão .....	77
3.1.2.3 Sistema de Gerenciamento Eletrônico Programável .....	77
3.1.3 Dinamômetro de Chassi.....	80
3.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	85
3.2.1 Ensaio Dinamométrico .....	85
3.2.2 Mudança de configuração do MOTOR 1 para MOTOR 2.....	88

<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>90</b>
4.1 ENSAIO DO MOTOR 1.....	90
4.2 ENSAIO DO MOTOR 2.....	92
<b>5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>101</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>102</b>
<b>APÊNDICES.....</b>	<b>107</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A busca dos grandes fabricantes de veículos automotores é de produzir veículos mais eficientes, confiáveis, com baixo custo e alta tecnologia, levando em conta as novas legislações vigentes quanto às emissões de gases, economia de combustível, mínimos níveis de ruído, segurança e desempenho.

Buscando atingir estes objetivos, o principal componente capaz de causar mudanças significativas nos automóveis é o motor de combustão interna (CI), que apesar do constante desenvolvimento desde o século XIX, ainda pode ser aperfeiçoado.

Com a intenção de buscar o desenvolvimento da frota veicular brasileira, o governo federal criou o Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores (INOVAR-AUTO, 2013). Este programa tem como propósito apoiar o desenvolvimento tecnológico, a inovação, a segurança, a proteção ao meio ambiente, a eficiência energética e a qualidade dos veículos e das autopeças.

Nas últimas décadas, os avanços na área eletrônica de gerenciamento dos motores, tem proporcionado grandes melhorias em eficiência e redução de emissões de gases. Isto torna os motores de CI uma máquina térmica ainda essencial, a qual torna possível a rápida mobilidade de cargas e passageiros principalmente devido a sua grande autonomia. Desta forma, mesmo com os recentes desenvolvimentos de tecnologias híbridas ou mesmo de carros completamente elétricos, os motores de CI ainda são os mais utilizados.

Os motores de CI alternativos são amplamente utilizados em diversos meios. Por exemplo: na propulsão de automóveis, motocicletas, caminhões, barcos, pequenas aeronaves, locomotivas, navios e instalações geradoras de energia elétrica.

Os combustíveis mais empregados nesses motores, são os derivados do petróleo, que é uma fonte de energia finita, de custo cada dia mais elevado e ainda é um grande poluente. Alternativas como a utilização de combustíveis renováveis, são relevantes, contribuindo para a redução dos índices de emissões de gases, principalmente nas grandes metrópoles e para a segurança energética do país.

O etanol, que além de aumentar a potência e o torque da maioria dos motores comparado à gasolina, é um dos exemplos de fontes renováveis de energia e será utilizado como combustível neste trabalho de conclusão de curso.

Segundo Calviti (2008, p. 32):

"Apesar da menor eficiência térmica e maior emissão de CO<sub>2</sub>, os motores do ciclo Otto (mais comumente movidos à gasolina) continuam sendo preferidos pelo mercado de automóveis de passeio - a exceção da Europa onde as vendas de automóveis movidos à gasolina e diesel se equilibram há mais de uma década. Da mesma forma aos motores Diesel, motores do ciclo Otto também tem o desafio de atender aos restritos limites de emissão de poluentes ao mesmo tempo em que buscam o aumento de desempenho e redução do consumo de combustível exigido pelo consumidor."

Os dois tipos de motores de CI alternativos mais utilizados são de ignição por centelha (IC) e ignição por compressão. No primeiro a ignição da mistura ar/combustível é normalmente iniciada através de uma centelha elétrica e o segundo somente após o aumento da pressão e da temperatura do ar dentro do cilindro e a injeção do combustível, é que ocorre a ignição espontânea da mistura (MORAN; SHAPIRO, 2009).

Para melhorar a desempenho dos motores de CI, um acessório muito utilizado é o turbocompressor (TC), sendo este constituído por uma turbina e um compressor montados em um mesmo eixo. O princípio de funcionamento do TC consiste na utilização da energia (pressão e temperatura) dos gases de exaustão do motor, para acionar a turbina que gira o compressor. Ao atingir certa velocidade, o compressor gera pressão positiva no circuito de admissão do motor, fazendo com que o ar atmosférico seja comprimido. Desta maneira, aumentando a massa de ar que o motor admite por ciclo, pode-se adicionar mais combustível à mistura, para consequente ganho de potência (BELL, 1997).

De acordo com Taylor (1985), em motores turbocomprimidos, o deslocamento volumétrico ( $V_d$ ) total por unidade de potência é menor comparado aos motores normalmente aspirados (NA). Desta forma, ao diminuir o tamanho, ou seja, a massa do motor do veículo, consequentemente o peso do próprio veículo também será reduzido, trazendo melhor desempenho e menor consumo de combustível.

Os motores utilizados nos carros de Fórmula 1 (F1) até 2013 eram NA, com  $V_d$  de 2,4 litros (Fotografia 01) e geravam em torno de 600 kW de potência, mesmo com limitações no regulamento. Entretanto, até no final da década de 80, os motores dos carros de F1 eram turbocomprimidos e com apenas 1,5 litros de deslocamento volumétrico geravam até 960 kW. Podem-se notar as diferenças em desenvolvimento tecnológico, na redução do  $V_d$  e constatar o quão potentes eram os motores que utilizavam TC (BELL, 1997).



**Fotografia 01 – Motor de F1 V8 NA de 2,4 litros**  
**Fonte: autoria própria.**

Devido à alta potência dos motores, os turbocompressores foram banidos da F1 e também da Fórmula Indy Series. Porém, seguindo a nova tendência mundial de redução do tamanho dos motores (*downsizing*), os motores turbocomprimidos retornaram no ano de 2012 na Fórmula IndyCar, movidos a etanol E(85) e voltaram em 2014 na F1 (F1, 2014; INDYCAR, 2014).

Isto reforça o fato de que as pistas de corrida são os laboratórios da maioria dos grandes fabricantes de veículos, que desenvolvem e aperfeiçoam suas novas tecnologias para em seguida adaptá-las aos veículos convencionais.

Com os novos avanços tecnológicos, a viabilidade de construção de motores de CI de IC turbocomprimidos de baixo custo torna-se clara e crescente. Apesar da



crença brasileira ou *marketing* das montadoras, de que os automóveis que utilizam turbocompressores são apenas os esportivos. É preciso notar os benefícios desta alternativa e desenvolvê-la para tornar viável o uso em grande escala no Brasil.

Para Stan (2002), as tendências de desenvolvimentos e tecnologias para esses motores estão em crescimento, devido ao notável potencial de melhoria ainda existente. Como, por exemplo, a adoção de injeção direta de combustível, sistemas de controle de abertura das válvulas e *downsizing* com o uso de turbocompressores.

De fato a maior parte dos motores flexíveis não são otimizados e uma alternativa é o uso de etanol com o TC. Explorando duas das melhores propriedades desse combustível, a sua alta octanagem e calor latente de vaporização frente à gasolina. Contudo, é possível diminuir o tamanho dos motores e conseqüentemente o peso final do veículo, resultando em melhor desempenho.

Possivelmente com a adoção do programa INOVAR-AUTO, a maioria dos fabricantes de veículos poderá explorar as vantagens do etanol e do TC para atender aos novos índices de eficiência energética e obter diferencial competitivo.

## 1.1 PROBLEMA

O problema encontrado no Brasil, que foi por muitos anos vanguarda no desenvolvimento da tecnologia de produção e uso de etanol, é a não utilização deste combustível em automóveis com motores de ignição por centelha turbocomprimidos de linha de produção. Os veículos bicomcombustíveis aqui produzidos não são dotados de turbocompressores e apenas uma pequena fração dos automóveis movidos a gasolina utiliza esse equipamento. Portanto, é possível demonstrar que a combinação de um motor de combustão interna turbocomprimido movido a etanol é vantajosa?

## 1.2 JUSTIFICATIVA

O que motivou a realização deste trabalho foi à tendência mundial de veículos cada vez mais eficientes, que aproveitam ao máximo a energia do seu combustível. Também a busca por fontes de energia mais limpas e renováveis como é o caso do etanol frente à gasolina.

Provavelmente devido à falta de opções aos consumidores brasileiros e aos constantes incentivos fiscais do governo federal, como redução dos impostos, durante a queda de vendas de veículos para impulsionar a economia, a indústria automotiva brasileira apresenta deficiências em inovação. Recentemente, com o novo programa do governo federal INOVAR-AUTO, os fabricantes que aderirem poderão receber benefícios como a redução de impostos, que deverão ser repassadas ao consumidor.

Portanto, serão demonstradas as vantagens da utilização de um turbocompressor em um motor de CI alternativo de quatro tempos de IC, operando com etanol. O uso desta técnica pode ser uma alternativa para a indústria automotiva brasileira no que diz respeito à nova legislação e ainda um diferencial competitivo. Em consequência, a quebra do paradigma de que somente veículos movidos a diesel ou com abordagem esportiva utilizam algum tipo de sobrealimentação.

Este trabalho apresenta apenas as vantagens no aumento de desempenho com relação à potência e ao torque do motor testado. Quanto aos parâmetros relacionados aos índices de emissões e ao consumo de combustível, estes não farão parte desta avaliação pela falta de recursos.

## 1.3 OBJETIVO GERAL

O objetivo deste trabalho é avaliar o desempenho, curvas de potência e torque de um motor de CI alternativo de quatro tempos, de IC com quatro cilindros,

NA movido à gasolina em comparação a sua forma adaptada a um TC e conversão para etanol.

#### 1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Apresentar conceitos básicos sobre motores de CI alternativos, de quatro tempos do ciclo Otto e as principais formas de aumento de desempenho em busca do *downsizing* em veículos de passageiros.
- Apresentar as principais modificações realizadas em um motor de CI normalmente aspirado do fabricante Honda de 1,6 litros movido a gasolina, para receber um TC e o uso de etanol.
- Realizar testes em dinamômetro para avaliar o comportamento do motor nas duas configurações.
- Analisar e comparar os resultados do motor turbocomprimido utilizando etanol ao motor NA movido à gasolina.
- Apresentar as vantagens e desvantagens do uso do etanol em motores turbocomprimidos e a viabilidade desta técnica.

## 2 REVISÃO DE LITERATURA

Nesta seção, supondo que o leitor já possui familiaridade com os princípios de funcionamento dos motores de CI, serão abordados temas relevantes e apresentadas definições importantes para o desenvolvimento do trabalho. E desta maneira, ambientando o leitor com relação aos motores de CI turbocomprimidos, combustíveis e novas tecnologias, bem como suas vantagens e desvantagens.

### 2.1 INTRODUÇÃO AOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

O motor de CI é uma máquina térmica que converte a energia química de um combustível em energia térmica, através da combustão da mistura ar/combustível dentro do motor. Esta energia térmica aumenta a temperatura e a pressão dos gases dentro da câmara de combustão, deslocando o pistão e outros componentes do motor, resultando em energia mecânica de rotação no eixo virabrequim (PULKRABEK, 2003).

Utilizados como geradores de eletricidade e para movimentar máquinas industriais no início do século XX, os motores Diesel, trouxeram um avanço surpreendente para os motores Otto (ignição por centelha). Na Fotografia 02, o primeiro motor de ciclo Diesel, quatro tempos comercial do mundo, com apenas um cilindro e potência de 30 kW. Este motor ainda encontra-se em funcionamento no Museu Diesel House na cidade de Copenhagen na Dinamarca, o que mostra a durabilidade desses motores, se mantidos em operação de maneira adequada.



**Fotografia 02 – Primeiro motor Diesel do mundo**  
**Fonte: autoria própria.**

Ainda hoje, além é claro de movimentar a maioria dos veículos em todo o mundo, os motores de CI são utilizados como geradores de energia em locais remotos, em muitas indústrias, hospitais e outros locais onde a falta de energia elétrica momentânea pode causar grandes prejuízos.

### 2.1.1 Classificação

Os motores de CI são classificados de diversas formas. Segundo os autores Heywood (1988) e Lodetti (2010), eles podem ser classificados quanto:

- **Aplicação:** automóveis, caminhões, locomotivas, aviões leves, embarcações, unidades geradoras de energia e sistemas portáteis de energia.
- **Tipo de construção do motor:** motores alternativos (subdivididos pela disposição dos cilindros: ex., em linha, V, radial, oposto), motores rotativos (Wankel e outras geometrias).
- **Ciclo de trabalho:** ciclo Diesel e ciclo Otto de quatro tempos: NA (admitindo ar atmosférico), comprimidos (admitindo mistura pré-

comprimida) e turbocomprimidos (admitindo mistura comprimida pelo compressor através da turbina movimentada pelos gases de exaustão). E também o ciclo de dois tempos: NA, comprimidos e turbocomprimidos de IC ou de ignição por compressão.

- **Disposição das válvulas ou portas:** nos motores de quatro tempos as válvulas normalmente são alocadas no cabeçote, acima do pistão. Existem variações e formatos diferenciados desta disposição. No caso dos motores de dois tempos, são utilizadas as chamadas portas para entrada e saída da mistura e dos gases de exaustão respectivamente. Também existem variações como, por exemplo, na disposição das portas e sua localização. Nos motores movidos a diesel de grande porte, é utilizada uma combinação de portas e válvulas e seu controle pode ser feito eletronicamente, otimizando o desempenho do motor.
- **Combustível:** gasolina, óleo diesel, biodiesel, gás natural, GLP (gás liquefeito do petróleo), alcoóis (metanol, etanol), hidrogênio, bicomcombustíveis e até mesmo multicomcombustíveis.
- **Método de preparação da mistura:** carburação, injeção de combustível direta, indireta ou *PFI (Port Fuel Injection)* e a combinação delas.
- **Ignição:** por centelha (quando a mistura normalmente entra em combustão através da centelha da vela de ignição), por compressão no caso dos motores a diesel ou ciclo Diesel (após o aumento da pressão e da temperatura do ar dentro do cilindro, é injetado o combustível dentro do cilindro e a mistura ar/combustível entra em ignição).
- **Tipo de refrigeração:** água, ar, óleo e outros líquidos ou a combinação destes.

Outra forma de classificação dos motores de CI pode ser feita através da relação do diâmetro do pistão e do curso do virabrequim (C). Também quanto à

velocidade do motor, sendo classificados como: lentos, médios e rápidos. Diretamente relacionados com a velocidade média do pistão ( $V_{mp}$ ) que será descrita posteriormente.

- **Motor sub-quadrado:** diâmetro é menor que o curso.

Exemplo: motor de ciclo Diesel - MWM X10 - 4,3 litros – 103,0 mm x 129,0 mm (Melhor desempenho em baixas rotações).

- **Motor quadrado:** diâmetro é igual ao curso.

Exemplo: motor de ciclo Otto - PEUGEOT 2,0 litros - 86,0 mm x 86,0 mm (Bom desempenho em todas as faixas de rotação).

- **Motor super-quadrado:** diâmetro é maior que o curso.

Exemplo: motor de ciclo Otto - FIAT 1,6 litros (SEVEL) - 86,4 mm x 67,4 mm (Melhor desempenho em altas rotações).

Normalmente os motores quadrados e super-quadrados são também classificados como rápidos, com  $V_{mp}$  que variam entre 12 – 25 m/s. Os motores sub-quadrados podem ser classificados como médios e lentos variando entre 6 – 10 m/s (FERRARI, 1996).

Diante dessas classificações, nesta revisão bibliográfica serão abordados conhecimentos sobre motores de CI alternativos de quatro tempos, especialmente o de ciclo Otto turbocomprimido, o qual é o foco deste trabalho.

Não farão parte desta revisão os motores de CI alternativos de dois tempos de pequeno porte, atualmente obsoletos, devido ao alto índice de emissão de gases poluentes e sua baixa eficiência térmica ( $\eta_t$ ). Também os modernos motores de CI alternativos de ciclo Diesel de dois tempos de grande porte, usualmente utilizados em navios de carga e na geração de energia, que possuem elevada  $\eta_t$  da ordem de 45 – 55 % (ATZ, 2011). Estes tiveram grande importância no desenvolvimento dos motores de CI alternativos, possuindo elevada potência específica comparada aos motores de quatro tempos. E também, no que diz respeito aos motores rotativos e do tipo axiais, como as turbinas à gás e de aeronaves, também não serão abordados nesta revisão.

### 2.1.2 Parâmetros e Características de Operação

Alguns dos principais componentes internos de um motor de CI de ignição por centelha, alternativo de quatro tempos são apresentados na Figura 01.

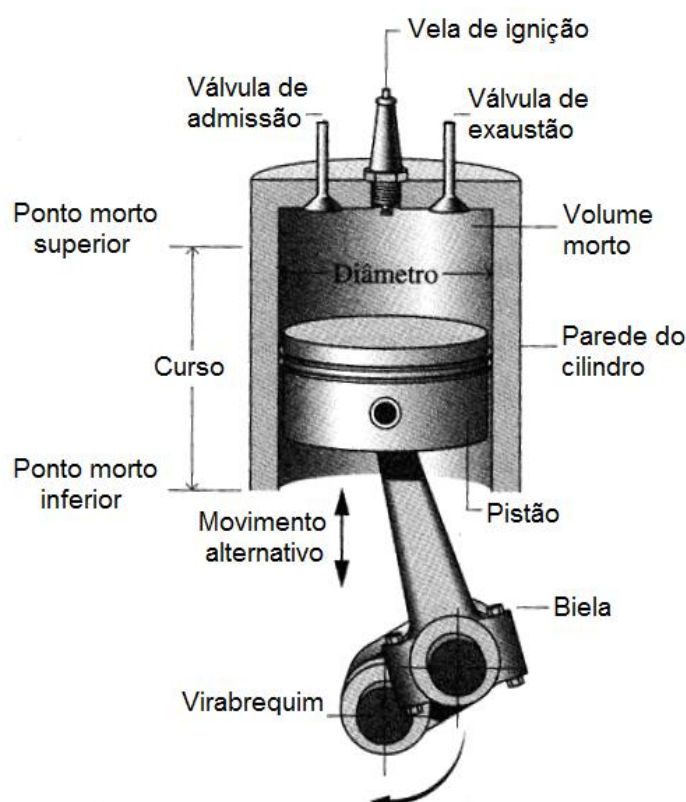


Figura 01 – Componentes internos de motores alternativos  
Fonte: adaptado de MORAN e SHAPIRO (2009).

Os motores de CI de IC de quatro tempos são classificados desta forma, devido aos quatro tempos em que é dividido cada ciclo (SILVA, 2006). São eles:

- **1º tempo - admissão:** o pistão desloca-se do PMS para baixo e simultaneamente a válvula de admissão abre-se, admitindo ar e combustível (injeção indireta) até o PMI, onde a válvula de admissão está prestes a fechar (180°).
- **2º tempo - compressão:** o pistão move-se do PMI ao PMS comprimindo a mistura de ar e combustível com as válvulas totalmente fechadas (180°).



- **3° tempo - expansão:** ao final do tempo anterior de compressão, uma centelha é liberada através da vela de ignição que inicia o processo de combustão da mistura (comprimada), iniciando ligeiramente antes do PMS e expandindo-se até pouco antes do PMI onde a válvula de exaustão inicia sua abertura. Este tempo é responsável por gerar trabalho mecânico (180°).
- **4° tempo - exaustão:** ao final do tempo de expansão a válvula de exaustão inicia a abertura e o pistão desloca-se do PMI ao PMS, expulsando os gases de exaustão remanescentes, até o fechamento total da válvula, quando o pistão está próximo ao PMS (180°).

Pode-se observar que cada ciclo do motor de quatro tempos acontece após duas voltas do virabrequim (720°), ao contrário do motor de dois tempos, onde cada ciclo ocorre com apenas uma revolução (360°). A Figura 02 mostra as etapas do ciclo de um motor de CI alternativo de quatro tempos de IC e o desenho esquemático de cada tempo.

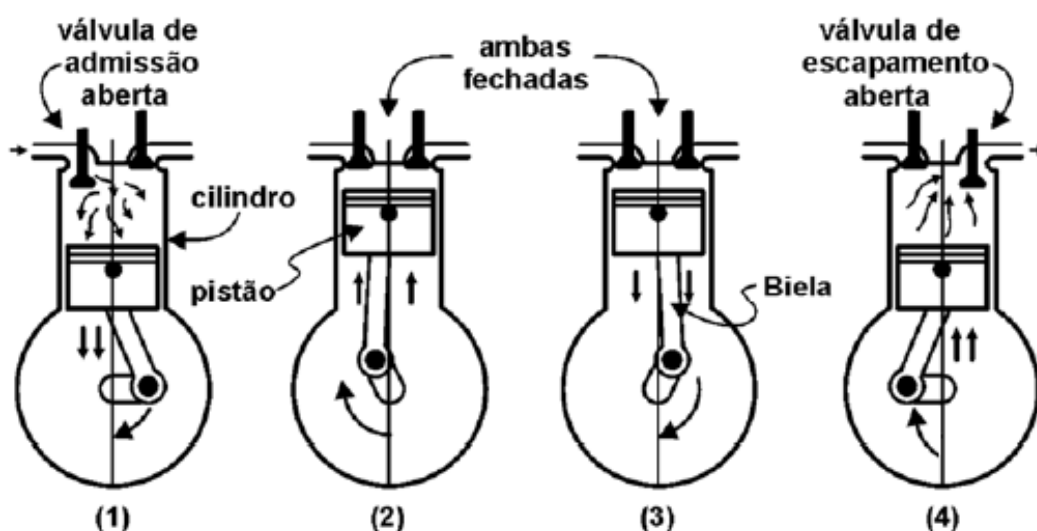


Figura 02 – Ciclo completo de um motor de CI de quatro tempos  
Fonte: adaptado SILVA (2006).

Através da energia gerada pela combustão da mistura ao final do tempo de compressão, o pistão é deslocado do Ponto Morto Superior (PMS) até o Ponto Morto Inferior (PMI). Esse movimento transfere parte dessa energia de aumento de

temperatura e expansão dos gases para o eixo virabrequim por meio da biela (HEYWOOD, 1988).

Entre o final do tempo de exaustão e o início do tempo de admissão, ocorre o chamado *overlap* ou lavagem da câmara de combustão, que é o instante em que ambas as válvulas de admissão e de exaustão encontram-se ligeiramente abertas. Este fenômeno é de grande importância no projeto de motores e principalmente em turbocomprimidos, devido à pressão positiva no tempo de admissão. O *overlap* é necessário para expelir os gases remanescentes da combustão anterior, que de outro modo permaneceriam na câmara de combustão. Dessa forma o novo ciclo admite ar fresco, portanto ocorrerá uma combustão mais eficiente do ponto de vista energético (BRUNETTI, 2012).

A Figura 03 representa o ciclo ar-padrão (ideal) para o motor Otto NA.

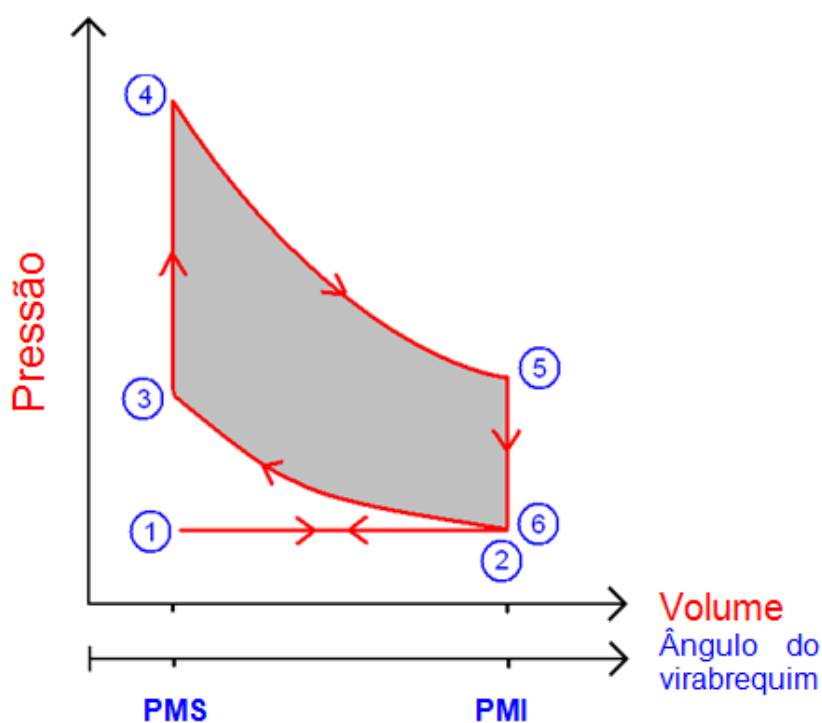


Figura 03 – Diagrama p x V do motor de ciclo Otto ideal  
Fonte: adaptado TIGESSEN (2009).

O ciclo de ar padrão (ideal) de um motor Otto de quatro tempos é diferenciado ao ciclo real. Os processos anteriormente descritos podem ser

modelados assumindo condições ideais para simplificar sua complexidade, principalmente quanto ao fenômeno de combustão. O Quadro 1 mostra a descrição de cada etapa da Figura 03 (BLAIR, 1998).

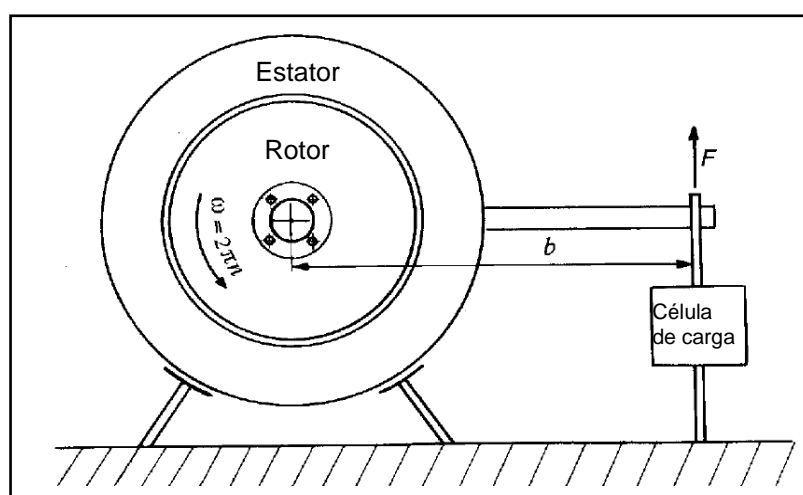
	<b>Descrição</b>	<b>Processo</b>
<b>1 – 2</b>	<u>Admissão</u> : o pistão desloca-se do PMS ao PMI criando vácuo que suga a mistura ar/combustível para dentro do cilindro.	<b>Isobárico</b>
<b>2 – 3</b>	<u>Compressão</u> : a válvula de admissão fecha-se e o pistão move-se do PMI ao PMS, comprimindo a mistura ( $S = \text{constante}$ ).	<b>Adiabático</b>
<b>3 – 4</b>	<u>Combustão</u> : uma centelha é criada e inicia-se a combustão que ocorre instantaneamente, criando alta pressão que empurra o pistão em direção ao PMI, a volume constante.	<b>Isocórico</b>
<b>4 – 5</b>	<u>Expansão</u> : durante o processo de combustão ocorre a expansão dos gases até o final da combustão ( $S = \text{constante}$ ).	<b>Adiabático</b>
<b>5 – 6</b>	<u>Exaustão</u> : abertura da válvula de exaustão para liberar os gases e a pressão restante de combustão, volume constante.	<b>Isocórico</b>
<b>6 – 1</b>	<u>Exaustão</u> : o pistão move-se do PMI ao PMS liberando o restante dos gases através da válvula de exaustão.	<b>Isobárico</b>

**Quadro 1 – Descrição do ciclo termodinâmico ideal motor de ciclo Otto de quatro tempos**  
**Fonte: adaptado BLAIR (1998) e TIGESSEN (2009).**

Em uma análise entre o ciclo Otto ideal (Quadro 1) e real (Figura 05), a compressão (2-3) poderia ser considerado um processo adiabático isentrópico, pois a diferença de temperatura, especialmente para motores de baixa relação de compressão não é acentuada. Porém, para a expansão (4-5), o gradiente de temperatura é muito maior, o que resulta em uma diferença significativa entre o ciclo teórico e o real no qual ocorre a variação de entropia (BRUNETTI, 2012).

### 2.1.2.1 Torque e potência efetiva

A Figura 04 mostra a representação do princípio de funcionamento de um dinamômetro. Este equipamento é normalmente utilizado para medir o torque e como consequência a potência de um motor para um determinado regime de rotação.



**Figura 04 – Princípio de funcionamento de um dinamômetro**  
 Fonte: adaptado HEYWOOD (1988).

Para realizar um ensaio dinamométrico, o motor é fixado em um suporte e acoplado ao rotor do dinamômetro. Dentre as diferentes formas de acoplamento utilizadas, as principais são: eletromagnéticos, hidráulicos ou por fricção mecânica. Para algumas aplicações o estator pode ser acoplado ao rotor, o qual é apoiado por rolamentos de baixo atrito. A força exercida pelo motor para girar o rotor é balanceada pela célula de carga que tenta impedir o aumento da rotação, dessa maneira é possível medir o torque e a potência desenvolvidos pelo motor (HEYWOOD, 1988).

A Equação 01 calcula o torque ( $T$ ), que é igual a força ( $F$ ) medida pela célula de carga e multiplicada pela distância ( $b$ ).

$$T = F.b \quad (01)$$

Outra forma de avaliar o desempenho dos motores em veículos é com a utilização do dinamômetro de chassi ou inercial de rolos (Fotografia 03). No qual o veículo testado é colocado com suas rodas motoras sobre os rolos do equipamento, para realização da medição da potência e do torque do motor para uma determinada rotação ou velocidade angular do motor. O equipamento, através de seu *software*, pode medir e calcular a força que as rodas do veículo realizam sobre os rolos. Medindo o torque que é propriamente a força aplicada na superfície dos rolos do dinamômetro e a potência do motor que é definida pela quantidade de trabalho realizada em um determinado tempo.



**Fotografia 03 – Dinamômetro de chassi**  
**Fonte: adaptado DYNAMITE (2014).**

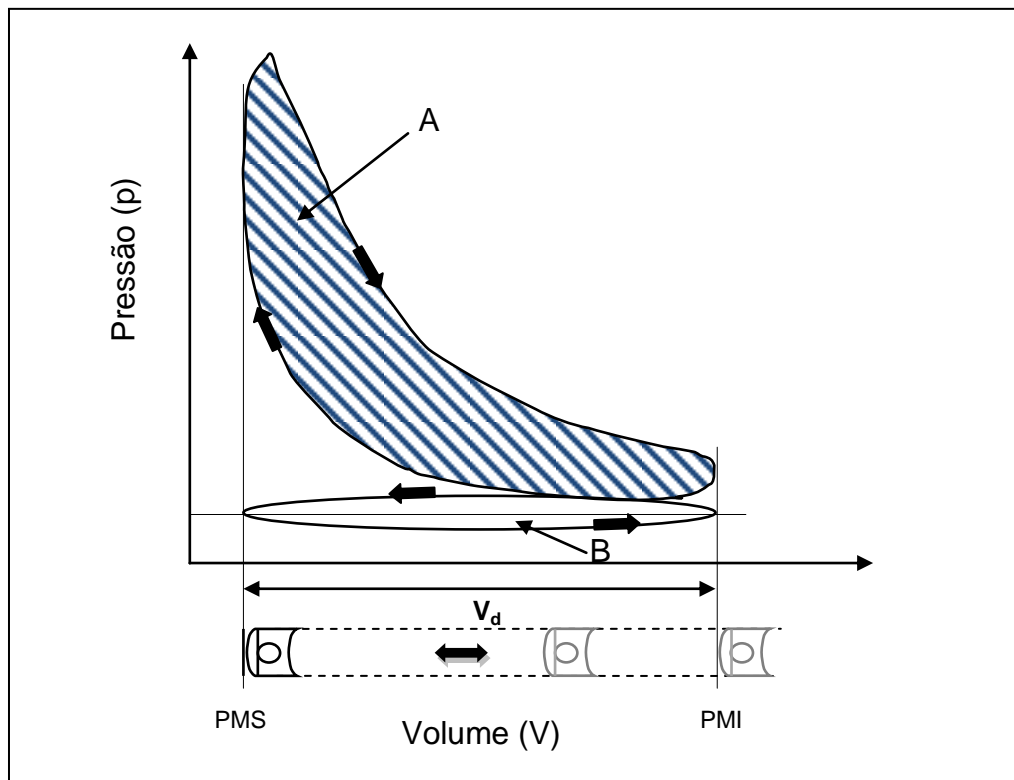
Em seguida, através da Equação 02, a potência efetiva ( $P_e$ ) é dada pelo produto da velocidade angular ( $\omega$ ) e do torque ( $T$ ).

$$P_e = \omega \cdot T = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T \quad (02)$$

Para o torque medido em N.m, a rotação em (rpm) e a  $P_e$  em kW a Equação 03 demonstra a relação direta entre  $T$ ,  $P_e$  e a rotação do motor ( $n$ ).

$$P_e = T \cdot n / 9549 \quad (03)$$

Com a utilização de um transdutor de pressão acoplado diretamente na câmara de combustão, pode-se medir a variação de pressão em relação à variação de volume do cilindro. O ciclo real do motor de CI NA de IC, pode ser representado através do diagrama da Figura 05 –  $p \times V$ , onde a área A em destaque é igual ao trabalho indicado ( $W_i$ ) para cada ciclo em um único cilindro.



**Figura 05 – Diagrama  $p \times V$  real de um motor ciclo Otto NA**  
**Fonte: adaptado FERRARI (1996).**

O  $W_i$  desenvolvido, respresentado pela área A no diagrama anterior, pode ser calculado através da Equação 04.

$$W_i = \int p \, dV \quad (04)$$

Na Figura 05 a área A (sentido horário = tempo motriz) do diagrama, mostra o trabalho positivo realizado pelo pistão durante os tempos de compressão, combustão e expansão. Ao contrário da área B (sentido anti-horário = tempo de

enchimento do cilindro), onde o trabalho realizado é negativo, no caso de um motor de quatro tempos NA. No entanto, para um motor de quatro tempos sobrealimentado, o tempo de enchimento ou de admissão contribui com trabalho positivo para o ciclo (FERRARI, 1996).

A potência indicada ( $P_i$ ) de um motor pode ser definida pelo quão rápido esse motor realiza um determinado trabalho. Melhor representada através da taxa de variação do trabalho indicado em relação ao tempo (Equação 05).

$$P_i = dW_i / dt \quad (05)$$

Para Ferrari (1996) e Gilleri (2005), existem basicamente três maneiras diretas de aumentar a potência efetiva ( $P_e$ ), ou seja, aquela que realmente gera trabalho motriz em um motor de quatro tempos. E através da Equação 06, podem-se verificar as variáveis.

$$P_e = PME \cdot V_d \cdot n / \varepsilon \quad (06)$$

Onde:

PME = Pressão média efetiva

$V_d$  = Deslocamento volumétrico do motor

$n$  = Rotação do motor

$\varepsilon$  = Número de rotações por ciclo

A PME é a média das pressões durante o tempo de expansão ou a integral das pressões durante os 180° do curso de expansão do pistão (PMS até PMI) e pode ser representada através da Equação 07 e 08. Onde ( $W$ ) é o trabalho do ciclo e ( $V_d$ ) é o deslocamento volumétrico do pistão (BRUNETTI, 2012).

$$W = \int p \cdot dV_d = \int PME \cdot dV_d \quad (07)$$

Então,

$$PME = W / V_d \quad (08)$$

Ainda na Equação 06, podem-se obter as três formas de aumento de desempenho (torque e potência) de um motor:

1. Pode-se aumentar a capacidade volumétrica ( $V_d$ ) do motor, incrementando-se o diâmetro do pistão e ou o curso/deslocamento do virabrequim (C), bem como o número de cilindros. O incremento do diâmetro do pistão é normalmente mais vantajoso ao aumento do C, devido à área do pistão aumentar com o quadrado do raio (exponencialmente). Ao invés de linearmente, se alterado o valor do C, porém as perdas térmicas podem aumentar devido ao incremento da área superficial da câmara de combustão.
2. A segunda maneira é elevando a PME, que pode ser obtida através da utilização de algum tipo de sobrealimentação, do aumento da razão de compressão e do aumento do fluxo de ar dentro dos cilindros ( $n_v$ ).
3. A outra maneira é aumentar o regime de rotação do motor, no entanto fazem-se necessárias algumas modificações em vários componentes do motor. O aumento do regime de rotação pode não ser o mais indicado. Porque o elevado atrito entre os componentes, devido ao alto regime de rotação, causa perda de eficiência. Outro fator de grande importância é o aumento da velocidade média do pistão, mostrado na Equação 09.

$$V_{mp} = n \cdot C / 30000 \quad (09)$$

Na Equação 09, C é dado em milímetros e a rotação do motor (n) em rpm. Estes são os únicos fatores que influenciam diretamente a  $V_{mp}$  que é dada em m/s. Assim, analisando as três opções existentes para aumento do desempenho de um motor de CI, a mais eficiente do ponto de vista energético (maior eficiência térmica) e estrutural (projeto e construção) é quanto a uso do turbocompressor. O que acarreta em um ganho significativo de torque, através da maior PME atingida, resultando em maior potência efetiva (FERRARI, 1996).



Na Tabela 01 é apresentado um comparativo entre os diferentes valores de velocidades médias e acelerações de pistão, a qual é dada pela aceleração da gravidade ( $g = 9,81\text{m/s}^2$ ), em motores de CI para diferentes aplicações.

**Tabela 01 – Diferente valores de velocidades médias e acelerações de pistão em motores de CI**

<b>Motor (Curso -- rpm máximo)</b>	<b><math>V_{mp}</math> (m/s)</b>	<b>Aceleração do pistão <math>g</math> (<math>\text{m/s}^2</math>)</b>
VW 2.0 (92,8 mm -- 6700)	20,7	1887
F1 2.4/2012 (39,7 mm -- 18000)	23,8	5871
Honda 1.6 VTEC (77,4 mm -- 8300)	21,4	2416
BMW 1.0 S1000RR (49,7 mm -- 14000)	23,2	4413
Volvo Diesel D12 (158,0 mm -- 1900)	10,0	258

**Fonte: autoria própria.**

Os elevados valores de aceleração da gravidade ( $g$ ) mostrados na Tabela 01 são diretamente responsáveis pela diminuição da vida útil dos motores. Com demasiados valores de aceleração os componentes são submetidos a esforços cíclicos com cargas variáveis e podem sofrer falhas por fadiga e por fluência, devido à elevada tensão e temperatura (COLLINS, 2006).

Segundo o autor Ferrari (1996), através das Equações 05 e 08, pode-se verificar que o método de aumento da PME, por meio de turboalimentação, apresenta vantagens em relação ao incremento do C do virabrequim e do número de rotações do motor. A principal é a diminuição dos esforços adicionais aos componentes do motor, onde a força dos gases dentro do cilindro cresce de forma linear, com o incremento da PME. Ao contrário do aumento do C e do regime de rotação que podem causar danos ao motor e diminuir significativamente a durabilidade dos componentes internos, pois as forças inerciais nestes aumentam exponencialmente com o quadrado da  $V_{mp}$ . Em adição, as perdas por atrito, que também aumentam substancialmente com o uso destas duas técnicas.

Para Gilleri (2005), a redução de massa, com a otimização do projeto das partes móveis do motor, pode atenuar as forças de inércia sobre os componentes: pino de pistão, biela, parafusos, pistão, mancais, casquilhos e virabrequim.

Logo, o uso de maior razão de compressão ou outros tipos de sobrealimentação que aumentam a PME, são opções interessantes para o aumento de desempenho dos motores por manter os valores de  $V_{mp}$ .

Segundo Lodetti (2010), a PME também pode ser caracterizada como a diferença entre a pressão média indicada (PM) e a pressão média de atrito (PMA), portanto  $PME = PM - PMA$ . Onde PM é a pressão que o motor gera com a compressão da mistura ar/combustível e a combustão gerada a partir da centelha. A PMA é a pressão de atrito que diminui a pressão média efetiva total do motor, ou seja, aquela que realmente é transmitida para o eixo virabrequim.

#### 2.1.2.2 Eficiência térmica ( $\eta_t$ )

Um parâmetro importante na análise de um motor de CI é o rendimento global ou eficiência térmica ( $\eta_t$ ), que demonstra a quantidade de energia do combustível que realmente se transforma em trabalho mecânico no eixo virabrequim, representado pela Equação 10 (GIOCOSSA, 2000).

$$\eta_t = P_e / \dot{m}_c \cdot Q_{c,i} \quad (10)$$

Onde:

$P_e$  = Potência efetiva

$\dot{m}_c$  = Vazão mássica de combustível (Kg/s)

$Q_{c,i}$  = Poder calorífico inferior do combustível (MJ/Kg)

Os motores de CI têm como uma das principais funções, converter em trabalho mecânico a maior parte da energia térmica liberada na queima da mistura

ar/combustível dentro dos cilindros. Porém, grande parte dessa energia é perdida em forma de atrito, calor e em trabalho para movimentar os mecanismos necessários ao funcionamento do próprio motor.

Por exemplo, para um motor de CI, se  $\eta_t = 0,50$ , isto significa que metade da energia calorífica do combustível é transformada em trabalho que movimenta o eixo virabrequim. Segundo o autor Ferrari (1996), valores típicos de  $\eta_t$  podem ser considerados os seguintes:

- 0,28 – 0,36 (motor Otto para automóveis).
- 0,36 – 0,44 (motor Diesel para caminhões).
- 0,40 - 0,53 (motor Diesel sobrealimentado de dois tempos de grande porte).

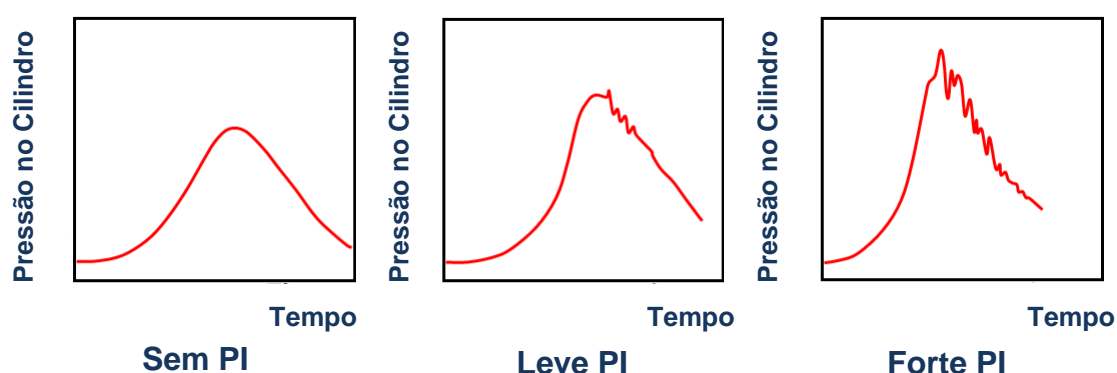
Outro parâmetro de grande relevância já citado, é a razão de compressão geométrica ( $r$ ) ou também chamada de taxa de compressão. O valor de ( $r$ ) é obtido somando o volume do cilindro ( $V$ ) e o volume da câmara de combustão ( $V_c$ ), ou chamado volume morto e dividindo pelo próprio  $V_c$ , descrita pela Equação 11 (GILLERI, 2005).

$$r = (V + V_c) \times V_c^{-1} \quad (11)$$

Para Giocosa (2000), a razão de compressão é uma relação geométrica e indica o quanto a mistura ar/combustível ou apenas ar (no caso de motores de injeção direta) foi comprimida dentro do cilindro. Quanto maior o valor de  $r$ , maior é a temperatura gerada durante a combustão. Isto de modo geral, explica porque o motor Diesel tem maior eficiência ( $> r$ ), comparado ao motor de ciclo Otto ( $< r$ ).

Quanto maior o valor de  $r$ , menor é o volume da câmara de combustão, portanto menor a quantidade de gases remanescentes no cilindro para o próximo ciclo, aumentando a eficiência volumétrica. No entanto, a razão de compressão, é limitada principalmente pelo tipo ou a qualidade do combustível utilizado (BELL, 1997 e BRUNETTI, 2012).

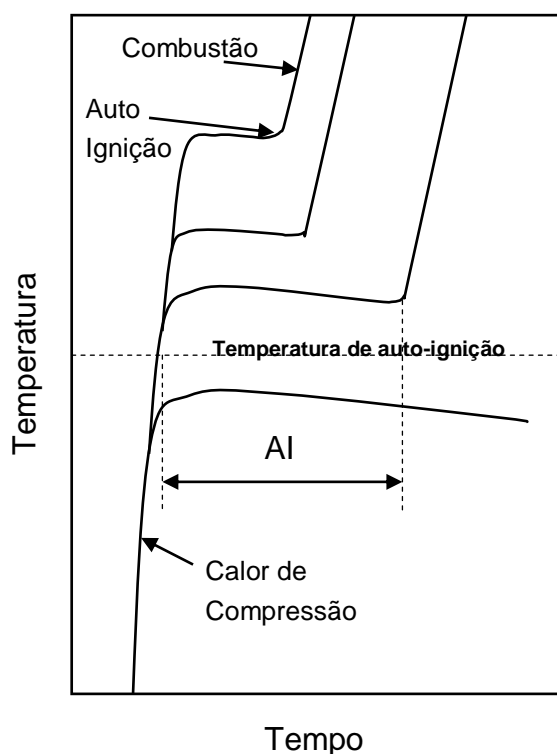
A quantidade de energia calorífica liberada no momento da combustão da mistura ar/combustível é tanto maior, quanto maior for a temperatura absoluta alcançada no momento de combustão. Portanto, altas temperaturas internas do motor, também significam maiores problemas com a combustão, que é acelerada e pode causar pré-ignição (PI) da mistura. A PI pode causar sérios danos ao motor e considerável perda de potência se não for controlada. A Figura 06 demonstra a variação de pressão dentro do cilindro que pode causar o fenômeno de pré-ignição (GILLERI, 2005 e TYGESEN, 2009).



**Figura 06 – Fenômeno de pré-ignição (PI)**  
 Fonte: adaptado TYGESEN (2009).

Normalmente, motores de IC de alto desempenho trabalham com leve tendência à pré-ignição. Pode-se notar na Figura 05, que o alto grau de PI causa elevada pressão no cilindro, resultando em vibrações excessivas e grandes esforços mecânicos aos componentes internos do motor, além da alta temperatura de combustão que pode aumentar os índices de emissões de gases considerados nocivos ao meio ambiente (FERRARI, 1996).

Para Pulkrabek (2003), a autoignição ocorre devido à alta temperatura da mistura dentro da câmara de combustão e pode ser representada na Figura 07, que mostra as características deste fenômeno. Nota-se que, se a mistura ar/combustível, não atingir a temperatura de autoignição, este fenômeno não ocorrerá. No entanto, uma vez ultrapassada essa temperatura e quanto mais alta, mais rapidamente acontecerá a combustão devido ao menor tempo de atraso de ignição (AI).



**Figura 07 – Características de autoignição dos combustíveis**  
**Fonte: adaptado PULKRABEK (2003).**

Os valores de razão de compressão atuais para os motores de CI de ciclo Otto movidos a gasolina e NA, variam de 8 – 13 :1, variando dependendo de cada projeto. Para os motores bicomcombustíveis, essa relação está entre 11 - 14:1. No Brasil, desde 2003, não são mais fabricados veículos movidos somente a etanol devido à baixa demanda. No entanto, atualmente a maior parte (>87 %) dos veículos de passageiros é bicomcombustível (ANFAVEA, 2014).

O fato do etanol não ter grande tendência à PI, quanto à gasolina, reflete no uso de maior razão de compressão e avanços de ignição ligeiramente maiores. Aproveitando melhor a queima desse combustível que possui maior octanagem (resistência à autoignição) e maior calor latente de vaporização (TAYLOR, 1985).

Diante da vantagem do uso de maior razão de compressão, obtém-se maior PME, trazendo aumento da  $P_e$  e conseqüentemente da  $\eta_t$ . Entretanto, a desvantagem da maior razão de compressão é o aumento da pressão máxima do cilindro que causa esforços adicionais nos componentes do motor como pistão, pino e anéis de pistão, bielas, casquilhos e virabrequim. Estes esforços, analogamente a

velocidade média ou aceleração de pistão elevadas, causam diminuição da vida à fadiga dos componentes (COLLINS, 2006).

Quanto maior a razão de compressão, assumindo que a rejeição de calor é constante para cada ciclo, maior é o trabalho realizado e também maior é a  $\eta_t$  do motor (GIOCOSSA, 2000).

### 2.1.2.3 Eficiência volumétrica ( $\eta_v$ )

Outro parâmetro de avaliação de um motor de CI é a  $\eta_v$ , que pode ser definida através relação entre a massa de ar realmente admitida dentro do cilindro e a massa de ar (nas condições atmosféricas locais) que preencheria o volume do mesmo cilindro (BRUNETTI, 2012). Pode ser demonstrada na Equação 12.

$$\eta_v = m_{ar} / (\rho_{ar} \cdot V_d) \quad (12)$$

Onde:

$m_{ar}$  = Massa de ar admitida no cilindro por ciclo (g)

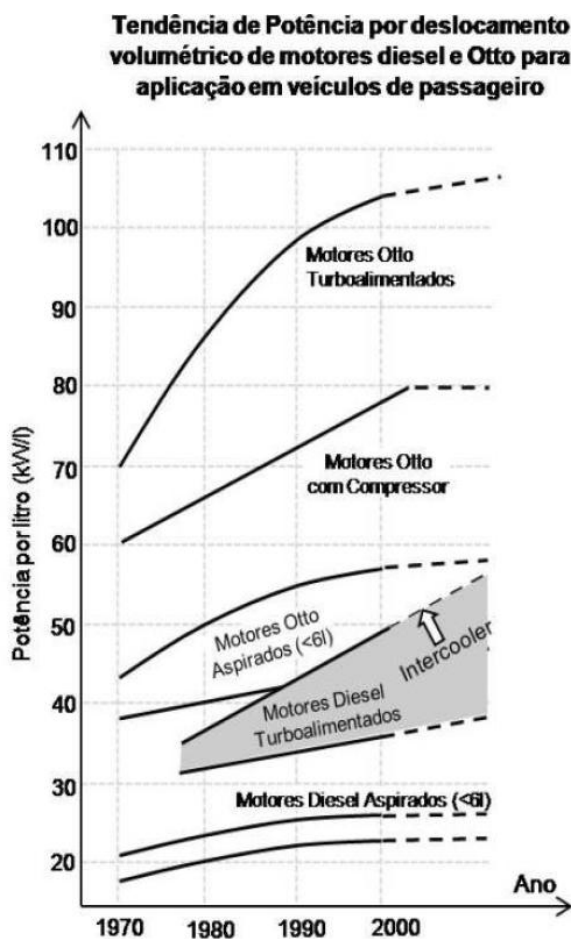
$\rho_{ar}$  = Densidade do ar ( $\text{g}/\text{cm}^3$ )

$V_d$  = Volume de deslocamento

Teoricamente a eficiência volumétrica nos motores NA não pode ultrapassar 100 %. A Equação 12 mostra que a  $\eta_v$  é diretamente influenciada pela massa de ar inserida dentro de cada cilindro do motor a cada ciclo. Contudo, a  $\eta_v$  é somente um indicador teórico e que leva em consideração fatores de restrição ao fluxo. Por exemplo: filtro de ar, curvas na tubulação de admissão, borboleta de aceleração, válvulas e entre outros restritores que acabam influenciando no fluxo de ar admitido pelo motor (TYGESEN, 2009).

A alternativa mais eficaz para o aumento da  $\eta_v$  em um motor de CI é a utilização do turbocompressor. Onde, ambos compressor e turbina, possuem uma

faixa de operação de altas eficiências, que acabam contribuindo diretamente para o aumento de desempenho do motor (BRUNETTI, 2012; FERRARI, 1996). Esse método é consolidado, visto que desde o início da década de 70, após a primeira crise mundial do petróleo, é crescente o uso de turbocompressores em motores de CI (Gráfico 01).



**Gráfico 01 – Tendência de potência por deslocamento volumétrico**  
 Fonte: adaptado Automotive Handbook Bosch (2004).

Também é possível notar que a potência específica (kW/litro) dos motores dos ciclos Otto e Diesel veem crescendo nas últimas décadas. Ao contrário dos motores normalmente aspirados ou até mesmo dos motores Otto com compressor que tiveram um aumento de potência modesto se comparados aos turboalimentados (BRUNETTI, 2012).

#### 2.1.2.4 Eficiência mecânica ( $\eta_m$ )

A eficiência mecânica de um motor de CI é definida através da razão entre a potência efetiva ( $P_e$ ) e a potência indicada ( $P_i$ ), Equação 13.

$$\eta_m = P_e / P_i \quad (13)$$

Sendo o atrito entre os componentes móveis, o principal responsável pela variação da eficiência mecânica nos motores.

O método de funcionamento do motor de CI desligado (sem combustão), é utilizado para verificar a potência de atrito, porém a ausência de carga dentro do cilindro (pressão real) compromete o resultado, sendo este um indicador aproximado para o cálculo da eficiência mecânica (BRUNETTI, 2012).

#### 2.1.3 Combustíveis: Etanol e Gasolina

Os combustíveis utilizados nos motores de CI veem sendo desenvolvidos desde que o primeiro motor foi criado. Isto quer dizer que por um longo período tanto os motores como os combustíveis foram desenvolvidos em conjunto. Por algumas vezes e especialmente no início os motores de CI sofreram um atraso em seu desenvolvimento devido à baixa qualidade dos combustíveis existentes (PULKRABEK, 2003).

A era do petróleo continua, mesmo com crises do petróleo, como em 1970 que resultou em mudanças na indústria automotiva mundial. Um exemplo foi o Brasil que iniciou o programa Pró-Álcool, tornando-se líder mundial em produção de etanol e no desenvolvimento de motores movidos ao biocombustível. Também o Japão, que na mesma época iniciou o desenvolvimento e a produção de veículos compactos, com motores mais eficientes ao contrário dos grandes e famosos



“*muscle cars*” norte americanos, o que foi um marco na indústria mundial (WOMACK, et al., 1991).

Com relação ao meio ambiente e aos combustíveis, ainda há uma grande quantidade de petróleo para se queimar, produzindo energia e liberando grande quantidade de gases poluentes na atmosfera. Embora os combustíveis renováveis tenham sido desenvolvidos por um longo período, a maior parte deles não é competitiva e ainda necessita de subsídios em alguns países, o que é sua principal desvantagem (PULKRABEK, 2003).

Segundo a ANP (2014), o etanol hidratado e a gasolina comum E(25) comercializada atualmente com a adição de 25% de etanol anidro, são os principais combustíveis utilizados nos automóveis brasileiros. Dessa maneira foi abolida a utilização de aditivos antidetonantes como o chumbo tetraetila na gasolina, o qual foi proibido na maior parte dos países devido a sua alta toxicidade. Esta porcentagem de etanol anidro diminuiu para até 20% de acordo com a disponibilidade de etanol ou devido à baixa produção com o período de entressafra da cana de açúcar e também com as exportações de açúcar em alta.

Além de o etanol ser uma fonte renovável de origem vegetal e contribuir para a redução das emissões de CO<sub>2</sub> fóssil, quando comparado à gasolina, em algumas regiões do Brasil é um combustível competitivo.

A mistura etanol hidratado e gasolina E(25) é cada vez mais utilizada nos veículos bicompostíveis em qualquer proporção desde 2002, onde os novos motores acabaram adaptando-se a essa nova formulação. Com as novas tecnologias de gerenciamento eletrônico de injeção e controle de ignição de combustível que contribuem para a redução do consumo de combustível e aumento de desempenho (ANFAVEA, 2014).

O uso de etanol hidratado como combustível veicular no Brasil teve início na década de 70 e desde então, teve seus altos e baixos, devido aos incentivos do governo, falta de tecnologia, interesses econômicos e vários outros fatores. No entanto, em 1986, os automóveis movidos a álcool chegaram a representar 98% das vendas de veículos e veículos movidos a gasolina eram disponíveis somente por encomenda. Devido às medidas do governo na área financeira, a produção de carros movidos a etanol não chegou a 1% em 2000 (VIDAL, 2000).

O combustível álcool etílico hidratado vendido no Brasil é composto de 93% de etanol ( $C_2H_5OH$ ) e 7% de água ( $H_2O$ ) em massa, que resulta em menor poder calorífico, sendo esta composição obtida através do processo de destilação. Ainda, a fração de água, auxilia na redução do fenômeno de autoignição, principalmente em motores com elevada razão de compressão ou sobrealimentados, pois aumenta significativamente a octanagem do combustível (BRUNETTI, 2012 e BELL, 1997).

A Tabela 02 apresenta as propriedades do etanol hidratado e da gasolina comum ou tipo C, comercializada no Brasil.

**Tabela 02 – Propriedades dos combustíveis**

	<b>Etanol Hidratado</b>	<b>Gasolina E(25)</b>
Poder calorífico inferior (kJ/kg)	24876	39900
Octanagem <i>MON/RON</i>	98/120	85/95
Calor de vaporização (kJ/kg)	950	400
Densidade g/cm <sup>3</sup>	0,81	0,77
Relação Ar/Combustível (estequiométrica)	8,36	13,30
Ponto de fulgor (° C)	12,7	- 41

**Fonte: adaptado BRUNETTI (2012).**

Com relação à maior octanagem e calor de vaporização do álcool, estes contribuem muito para o incremento da relação de compressão do motor, melhorando o seu rendimento térmico. Quanto maior o calor latente de vaporização, maior será a quantidade de calor retirado do ar durante a injeção do combustível (vaporização nos dutos de admissão). Com isso é possível aumentar a massa da mistura admitida (ar e combustível), produzindo mais energia a cada ciclo do motor (BRUNETTI, 2012).

Quanto ao poder calorífico inferior dos combustíveis é notável a maior capacidade energética da gasolina. No entanto, para uma combustão com o uso da

relação estequiométrica (teórico), o etanol requerer mais combustível à gasolina. Isto os torna equivalentes do ponto de vista energético. Quanto ao desempenho, se for considerado o maior calor de vaporização, a possibilidade do uso de maior relação de compressão e o avanço do ponto de ignição, com o etanol são atingidos maiores valores de potência e torque (FERRARI, 1996).

Motores que utilizam etanol hidratado, principalmente em regiões onde a temperatura ambiente é inferior ao ponto de fulgor do combustível (12,7° C), necessitam o uso de um sistema de injeção de gasolina auxiliar (partida à frio). Atualmente esse sistema está sendo substituído por uma resistência que aquece o etanol pouco antes da injeção, para a correta pulverização do combustível melhorando a eficiência da combustão (BOSCH, 2014).

Na década de 80, os motores dos carros de competição da F1 turboalimentados, utilizavam um tanque de água, a qual era injetada nos cilindros para ajudar a suprimir a pré-ignição da mistura quando altas cargas no motor eram solicitadas. Esse artifício possibilita o uso de maior razão de compressão e pressão manométrica. No entanto, o regulamento acabou restringindo de maneira indireta este artifício, limitando a capacidade máxima de quaisquer fluidos utilizados nos carros, tornando ineficiente carregar água em um carro de corrida (BELL, 1997 e Flowers et al., 2007).

Outro exemplo são os motores de CI turbocomprimidos do ciclo Otto de aeronaves movidas a gasolina, que utilizam esse mesmo artifício, principalmente durante a decolagem onde a ocorrência de pré-ignição é mais acentuada devido a alta carga no motor. Desta forma, injetando água nos cilindros junto à mistura o fenômeno de pré-ignição é atenuado significativamente (BELL, 1997).

Pode ser feita uma analogia com esta técnica e utilizar água no etanol, ou mesmo etanol anidro à gasolina, como atualmente ocorre no Brasil com o etanol hidratado e a gasolina comum (ANP, 2014).

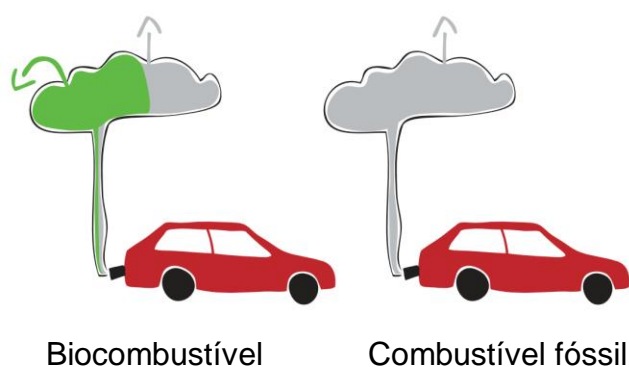
Segundo Cohn et al. (2005), a utilização de misturas de etanol e gasolina no tanque de combustível não são eficientes. Porém, durante o uso de injeção convencional de gasolina e injeção direta de etanol, realizando a mistura dentro da câmara de combustão, o autor chegou a resultados significativos, obtendo aumento de eficiência em torno de 30% e redução de emissão de CO<sub>2</sub> na faixa de 25% comparado a mistura convencional.

O Quadro 2 apresenta algumas das vantagens e desvantagens do etanol hidratado comparado à gasolina comum no Brasil.

Vantagens	Desvantagens
- Renovável	- Baixo valor energético
- Pode ser sustentável	- Baixa produção para a demanda
- Energia mais limpa	- Menor autonomia
- Segurança energética	- Baixo ponto de fulgor
- Custo competitivo	
- Maior resistência à detonação	

**Quadro 2- Vantagens e desvantagens do etanol frente à gasolina**  
**Fonte: autoria própria.**

A Figura 08 representa o sequestro de gás  $\text{CO}_2$  que ocorre durante o cultivo da cana de açúcar, que é a principal matéria prima para produção de etanol no Brasil. A quantidade de sequestro de carbono com o uso de um combustível fóssil é zero. No entanto, a quantidade de absorção de carbono através do cultivo da planta depende do impacto causado durante o ciclo completo. São vários os fatores que podem influenciar no grau de sustentabilidade quanto ao uso de etanol, dentre eles: o meio de cultivo, extração e produção do etanol e a eficiência dos motores (BEST, 2008).



**Figura 08 – Representação do sequestro de  $\text{CO}_2$  entre biocombustíveis e combustível fóssil**  
**Fonte: adaptado BEST (2008).**

O uso de injeção eletrônica é essencial para auxiliar no controle da combustão nos motores de ciclo Otto. Também a utilização de um sensor de oxigênio (sonda lambda) no sistema de exaustão de gases do motor, que em conjunto ao sistema de gerenciamento eletrônico mede a quantidade de oxigênio nos gases após a combustão. Em seguida, após comparar a quantidade de  $O_2$  com o ar ambiente é possível determinar se o motor está queimando o combustível de forma eficiente. Assim, pode-se pré definir ajustes de acordo com uma determinada faixa de variação de rotação, carga, temperatura e pressão do ar de admissão, com o intuito de obter o máximo rendimento.

O sistema de gerenciamento de injeção e ignição de combustível atua como um conversor de todos os valores pré-determinados de funcionamento do motor. Assim, as variáveis de entrada, como a temperatura do motor/ar, pressão de admissão, posição da válvula borboleta do acelerador (*TPS*), ponto de ignição, rotação do motor, qualidade da mistura, dentre outros, são programados e interpolados. Então, uma vez em funcionamento, o motor reage determinando a quantidade de combustível e o ponto de ignição da mistura pré-programados em função dos valores de entrada (BRUNETTI, 2012).

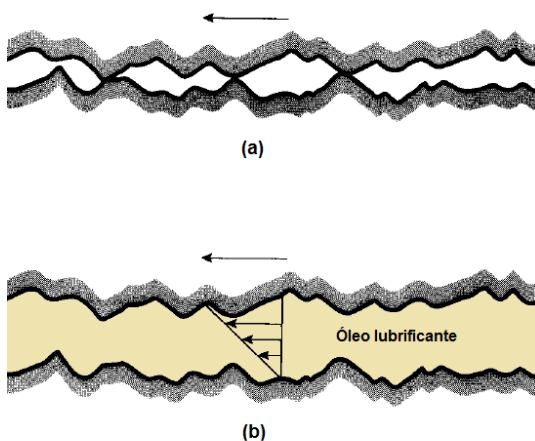
#### 2.1.4 Refrigeração e Lubrificação

Em qualquer máquina térmica a sua refrigeração é essencial, principalmente quando esta possui baixa eficiência térmica, alta razão de compressão ou algum tipo de sobrealimentação, como é o caso dos motores de CI em geral.

Os sistemas de refrigeração mais comuns podem ser: ar, óleo, água, fluido refrigerante e uma combinação dentre dois ou mais destes. Tudo depende da quantidade de calor há extrair-se do sistema para manter a temperatura de trabalho determinada no projeto do motor (FERRARI, 1996).

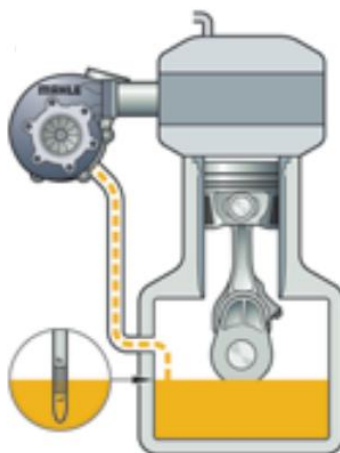
Outro ponto importante e que auxilia na refrigeração do motor é o sistema de lubrificação, que promove a diminuição do atrito entre suas partes móveis e como consequência, mantém a temperatura ideal de funcionamento do motor. No entanto, o fluido lubrificante possui determinada viscosidade e através da pressão efetuada

pela bomba de óleo, este fluido aumenta sua temperatura devido às tensões de cisalhamento do próprio lubrificante durante sua trajetória pelo sistema de lubrificação. A Figura 09 a seguir mostra o atrito entre superfícies sólidas (a) e a lubrificação hidrodinâmica atuando entre as superfícies (b) para diminuir o atrito (PULKRABEK, 2003).



**Figura 09 – Atrito entre superfícies sólidas**  
**Fonte: adaptado PULKRABEK (2003).**

O sistema de lubrificação de um motor turbocomprimido e NA operam basicamente da mesma forma e são normalmente diferenciados através do circuito adicional de lubrificação do TC (Figura 10).



**Figura 10 – Circuito de lubrificação de um motor CI turbocomprimido.**  
**Fonte: adaptado MAHLE (2014).**

A temperatura de trabalho do TC, principalmente da turbina, é da ordem de 1050° C. Sendo assim, pode ser necessário o redimensionamento do sistema de lubrificação do motor. Adicionalmente é possível acrescentar um trocador de calor para resfriar o fluido lubrificante, ou alterar a especificação do tipo de lubrificante utilizado quanto ao seu grau de viscosidade e qualidade dos aditivos (GARRET, 2014).

Os turbocompressores de alto desempenho normalmente são refrigerados pelo próprio motor. Utilizando não somente o fluido lubrificante como refrigerante, mas também o seu líquido de arrefecimento que realiza a troca de calor. Desta forma, o lubrificante e o conjunto motor e TC operam a uma temperatura ideal de trabalho evitando a degradação prematura do fluido, o que por ventura causaria falhas na lubrificação dos componentes internos de ambos.

A vela de ignição é o componente responsável pela ignição da mistura ar/combustível em motores de IC. Além dos diferentes materiais utilizados em sua construção, o ponto principal levado em consideração durante a escolha da vela de ignição em cada projeto de motor é o seu grau térmico. Isto basicamente significa que quanto maior a temperatura da câmara de combustão, maior grau térmico da vela (capacidade de dissipação de calor) é necessário, para evitar a pré-ignição da mistura (BRUNETTI, 2012).

## 2.2 SOBREALIMENTAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

A técnica de sobrealimentação vem sendo utilizada nos motores de CI por mais de um século. No entanto, foi nas últimas décadas que este artifício para extrair mais potência dos motores, tornou-se mandatório em motores de ignição por compressão, para atender as normas de emissões. Isto de certa forma alavancou sua utilização em motores de IC, aliado ao grande desenvolvimento de sistemas de gerenciamento eletrônico de injeção de combustível e controle de combustão.

Os principais tipos de sobrealimentadores para motores de CI são o TC e o compressor mecânico. A seguir serão apresentadas as características de cada equipamento e também uma análise comparativa entre os dois equipamentos.

O Gráfico 02 mostra a diferença nos diagramas de  $p \times V$  de um motor de CI de ciclo Otto ideal NA e sobrealimentado.

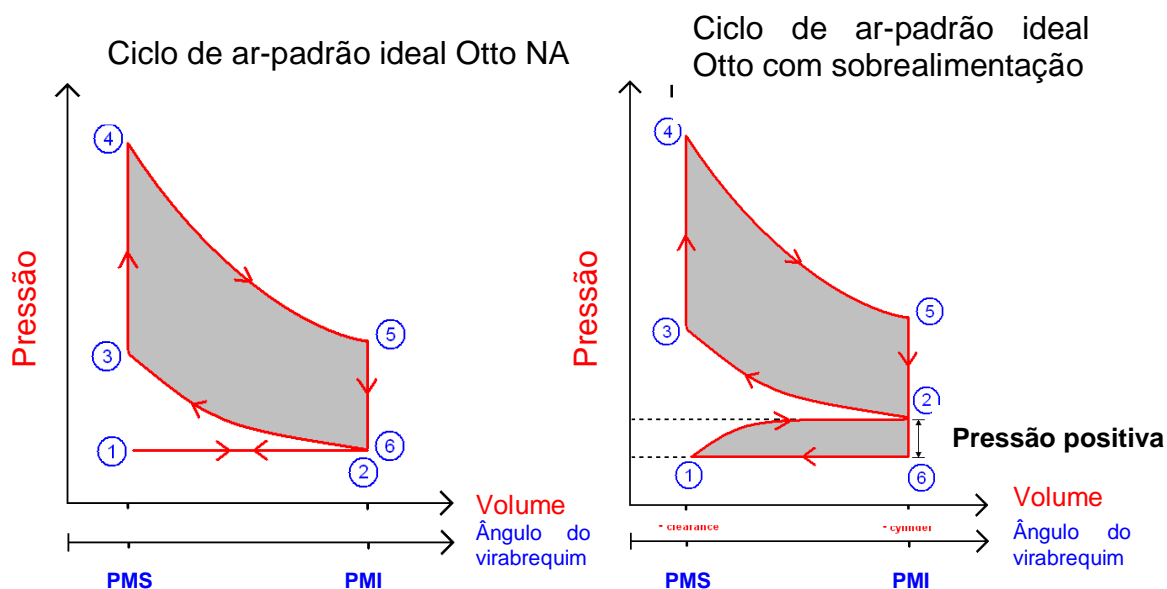


Gráfico 02 - Diagrama de  $p \times V$  para um motor Otto NA e sobrealimentado  
Fonte: adaptado TYGESEN (2009).

A área em cinza de ambos os gráficos, representa a quantidade de trabalho desenvolvida pelo motor NA à esquerda e o sobrealimentado à direita. Pode-se notar que a área adicional do motor turbocomprimido, advem do trabalho realizado pelo compressor. Com o aumento da pressão de admissão que neste caso é positiva ao contrário do motor NA (vácuo). Esta área é tanto maior, quanto maior for a pressão gerada pelo compressor para uma temperatura constante. No entanto o compressor é movido através da turbina a qual gera arrasto ou perdas ao fluxo de gases de exaustão. Porém, estes podem ser considerados de pouca relevância, pois o ganho de potência gerado com a maior massa de ar e maior PME, sobrepõe-se as perdas com a restrição do fluxo na turbina (PULKRABEK, 2003).

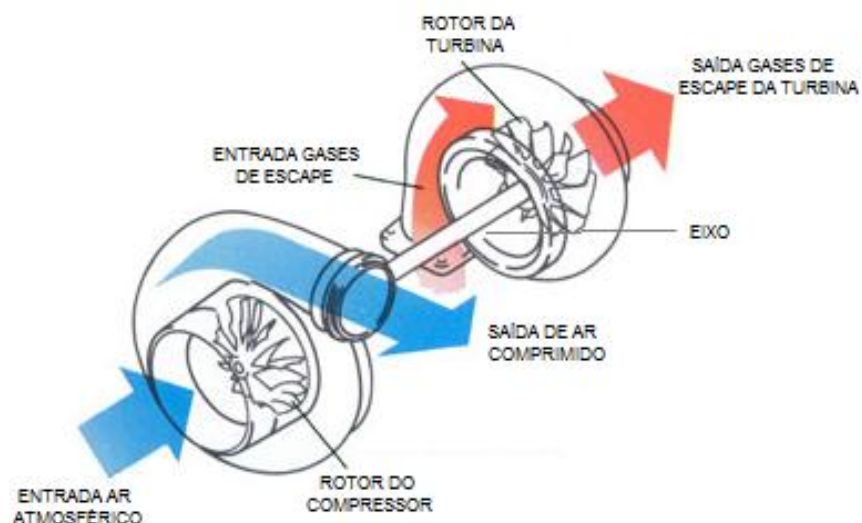


### 2.2.1 Turbocompressor

A utilização de TC pode ser vista como a tentativa de maior sucesso quanto ao aumento de desempenho, menor consumo específico de combustível e redução de emissões em motores de CI (FERRARI, 1996 e KESGIN, 2005).

O TC aumenta a PME porque utiliza a energia remanescente de pressão ( $p$ ) e temperatura ( $T$ ), gerada durante a combustão e que não é totalmente transformada em trabalho mecânico, para movimentar a turbina. A grande quantidade de energia dos gases de exaustão que seria liberada livremente na atmosfera, no caso de um motor NA, faz com que o eixo da turbina gire o rotor do compressor que admite ar à pressão atmosférica, comprimindo-o para dentro do sistema de admissão.

A Figura 11 mostra um TC e o detalhe da turbina que é acionada através da energia proveniente da combustão dentro do(s) cilindro(s) nos gases de escape expelidos no sistema de exaustão. Alguns autores costumam classificar que o TC é acoplado “termodinamicamente” ao motor.



**Figura 11 – Fluxo de ar no TC**  
Fonte: adaptado LODETTI (2010).

Com o aumento da PME do motor, maior é a quantidade de ar admitida para dentro dos cilindros, portanto mais combustível pode-se inserir e assim gerar maior torque e potência. Sendo válido lembrar que um motor de CI turbocomprimido pode elevar o  $\eta_v$  para valores acima de 100%, que teoricamente seriam o máximo em motores NA.

Na Fotografia 04, pode ser visto o indicativo da alta temperatura (radiação) devido à combustão que gera elevada entalpia (energia interna somada ao produto da pressão pelo volume) dos gases de exaustão no coletor de escape (MORAN; SHAPIRO, 2009).



**Fotografia 04 – Indicativo de temperatura no coletor dos gases de exaustão**  
Fonte: Renault (2014).

Durante o funcionamento do motor, cada cilindro gera um pulso de exaustão de gases a cada ciclo completo, que sai através da válvula e passa pelo duto de exaustão. Em seguida, mistura-se aos pulsos dos outros cilindros no coletor de exaustão com determinada frequência do motor (rpm) e chega à entrada da turbina, onde ocorre a diminuição gradativa da área no caracol ao redor do rotor. Neste ponto, os gases possuem elevada entalpia (Fotografia 04), portanto alta energia. A pressão e temperatura dos gases no coletor de exaustão são transformadas suavemente em energia cinética enquanto atravessam a turbina, diminuindo a temperatura e fazendo o rotor girar (BELL, 1997 e BRUNETTI, 2012).

A viabilidade na utilização de um TC em um motor de CI depende do quanto este motor pode operar com uma pressão de admissão acima da atmosférica. Em motores de IC, esta pressão de admissão é limitada normalmente pela possibilidade de pré-ignição da mistura, decorrendo em aumento da temperatura e vibração da câmara de combustão. Também nos motores Diesel esse limite geralmente ocorre

pelas altas tensões causadas aos componentes do motor, através das altas cargas térmicas e mecânicas geradas com o aumento da pressão máxima dentro do cilindro (TAYLOR, 1985).

O uso de turbocompressor em motores de CI não é o único meio de aumento do torque e da potência. Entretanto, está entre as formas menos dispendiosas, onde a relação benefício/custo, ou seja, mais potência e torque disponíveis com um baixo custo, são excelentes na maioria dos casos. Principalmente para motores de ignição por compressão (Diesel), os quais a grande maioria é turboalimentado. Pois, além do baixo regime de rotação, que é uma grande vantagem para se utilizar o TC, os motores movidos a diesel também usufruem do sistema de injeção direta que propicia o uso de maior relação de compressão, trazendo maior eficiência térmica e economia de combustível (FERRARI, 1996).

A compatibilidade entre o turbocompressor e o motor deve ser o mais próxima do ideal. A escolha incorreta do TC pode acarretar no mau funcionamento do motor, no aumento do consumo de combustível e até mesmo na falha dos componentes tanto do motor quanto do TC (ZINNER, 1978).

A Figura 12 representa o circuito completo do ar em um motor de CI com turbocompressor e *intercooler* (trocador de calor para refrigerar o ar de admissão).

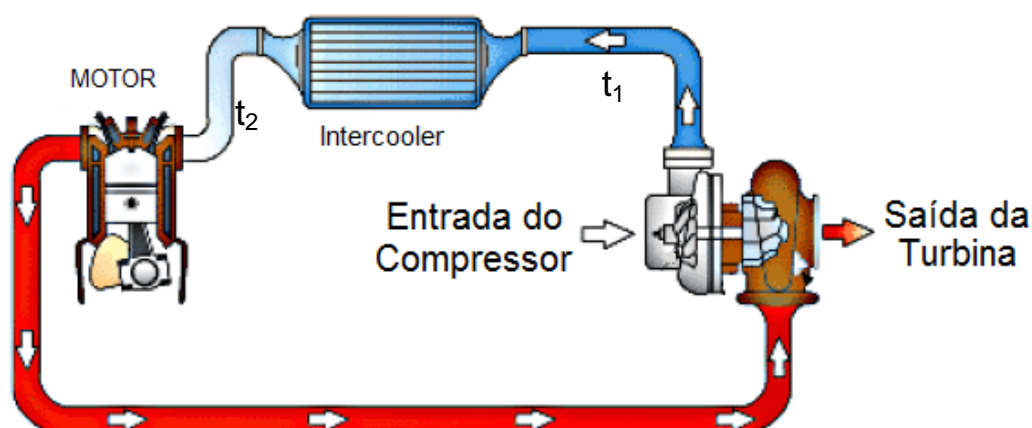


Figura 12 – Circuito completo do ar em um motor de CI  
Fonte: adaptado LODETTI (2010).

Com o uso do *intercooler*, diminui-se a temperatura e o coeficiente de atrito do ar de admissão do motor, além de aumentar sua densidade e dessa maneira pode-se injetar mais combustível para um mesmo ciclo, resultando em maior PME e torque. Outro benefício do *intercooler* é a menor tendência a pré-ignição da mistura, devido a sua menor temperatura. A Equação 14 é utilizada para representar a relação entre o volume e a queda de temperatura do ar de admissão  $\Delta t = (t_2 - t_1)$ , com a utilização de um trocador de calor para uma situação teórica da eficiência do resfriamento do ar em um motor de CI (MUQEEM, 2012).

$$p.V = n.R.t \quad (14)$$

Assumindo que o ar é um gás ideal, portanto R e o número de mols (n) são constantes, obtém-se a Equação 15.

$$p_1.V_1 / t_1 = p_2.V_2 / t_2 \quad (15)$$

Sendo ( $p_1 = p_2$ ), assume-se não existir queda de pressão através do trocador de calor, tem-se a Equação 16.

$$V_1/t_1 = V_2/t_2 \quad (16)$$

Considerando  $t_1 = 350$  K e assumindo um  $\Delta t = 50$  K, tem-se  $t_2 = 300$  K, que são temperaturas típicas em motores de CI. Pode-se utilizar um motor de  $V_d = V_1 = 1,6$  litros como exemplo para o cálculo.

$$V_1 = 1,6 \cdot 350 / 300$$

$$V_2 = 1,87 \text{ litros}$$

Para os valores de  $\Delta t$  e  $V_d$  utilizados, obtém-se teoricamente, um motor com deslocamento volumétrico  $V_2$  de capacidade 16,67 % maior em relação ao motor  $V_1$ . Assim, pode-se admitir 16,67% mais ar. Então é possível adicionar mais combustível a cada ciclo e atingir o mesmo ganho de potência.

Aproximadamente um terço de toda a energia gerada durante a combustão da mistura ar/combustível é transformada em trabalho mecânico. A outra terça parte é absorvida pelo sistema de arrefecimento do motor e a última parte é eliminada com os gases de exaustão. Devido à alta temperatura dos gases, estes carregam uma grande quantidade de entalpia. É esta a energia dos gases de exaustão, que os turbocompressores reaproveitam para aumentar a eficiência, a potência específica e o torque dos motores de CI (BELL, 1997 e PULKRABEK, 2003).

As vantagens do uso de turbocompressores em motores de CI alternativos de quatro tempos de IC, em comparação aos motores NA, são apresentadas abaixo (KORTE, et al., 2011 e BRUNETTI, 2012).

- Maior potência e torque específicos (*downsizing*);
- A redução do consumo específico de combustível e aumento da eficiência para um determinado regime de rotações;
- Menor influência com relação à pressão atmosférica (variação de altitude);
- Menores níveis de ruído (turbina funciona como um supressor do ruído do motor);
- Maior PME sem aumento da  $V_{mp}$ ;
- Reaproveitamento da energia (entalpia) remanescente nos gases de exaustão;
- Maior eficiência térmica.

Abaixo são apresentadas algumas das desvantagens do uso de turbocompressores.

- Limitação da relação de compressão;
- Maior tendência a provocar pré-ignição;

- Necessidade de otimização dos componentes do motor (mecânicos e de gerenciamento eletrônico) para suportar os esforços adicionais devido ao aumento da PME;
- Possibilidade de ocorrência de *turbo lag*;
- Pode ter maior custo e um projeto mais complexo.

### 2.2.2 Compressor Mecânico

Assim como o TC, o compressor mecânico (*blower*) é utilizado para aumentar a pressão do ar de admissão dos motores de CI. Dessa forma é adicionado mais ar e combustível, resultando em um aumento de torque do motor.

Segundo Pulkrabek (2003), os compressores mecânicos são movidos diretamente por um acoplamento ao eixo virabrequim e retiram parte da energia mecânica do motor para movimentar o compressor. Desta forma o compressor atua como uma carga parasítica no motor e esta é uma das principais desvantagens deste equipamento. Diferentemente do TC que é movido pela energia dos gases de exaustão, que de outra forma seria desperdiçada em um motor NA ou sobrealimentado com um compressor mecânico. Porém, o compressor tem um tempo de resposta imediato a qualquer mudança de velocidade do motor devido ao seu tipo de acoplamento.

A Figura 13 mostra um compressor centrífugo movido mecanicamente por um acoplamento ligado ao eixo virabrequim. Neste tipo de compressor, entre o acoplamento e o rotor do compressor, existe um conjunto de transmissão multiplicador de rotação do rotor para otimizar o fluxo de ar de admissão. A razão de transmissão do sistema rotrex pode variar entre 7,5 : 1 e até 55 : 1.



**Figura 13 – Compressor centrífugo movido mecanicamente (Rotrex)**  
Fonte: [www.rotrex.com](http://www.rotrex.com).

(FERRARI, 1996) A Figura 14 mostra o compressor do tipo *roots* que possui baixa eficiência mecânica se comparado aos compressores centrífugos ou mesmo os turbocompressores. Este compressor é ainda utilizado em motores de grande porte com elevada potência específica.



**Figura 14 – Compressor movido mecanicamente (*Blower*)**  
Fonte: EATON (2014).

### 2.2.3 Turbocompressor vs Compressor Mecânico

As vantagens dos sistemas mais comuns de sobrealimentação (Quadro 3) demonstram que o TC é mais eficiente para a maior parte das aplicações quando comparados aos principais tipos de compressores movidos mecanicamente.

<b>Turbocompressor</b>	<b>Compressor Mecânico</b>
Maior eficiência mecânica	Melhor tempo de resposta ao acelerador
Reaproveitamento da energia dos gases de combustão	Menor restrição aos gases de exaustão
Baixo ruído	Maior torque à baixo regime de rotação
Menor consumo de combustível	
Menores índices de emissões	
Maior disponibilidade	
Menor custo em geral	

**Quadro 3 – Vantagens do turbocompressor e compressor mecânico**

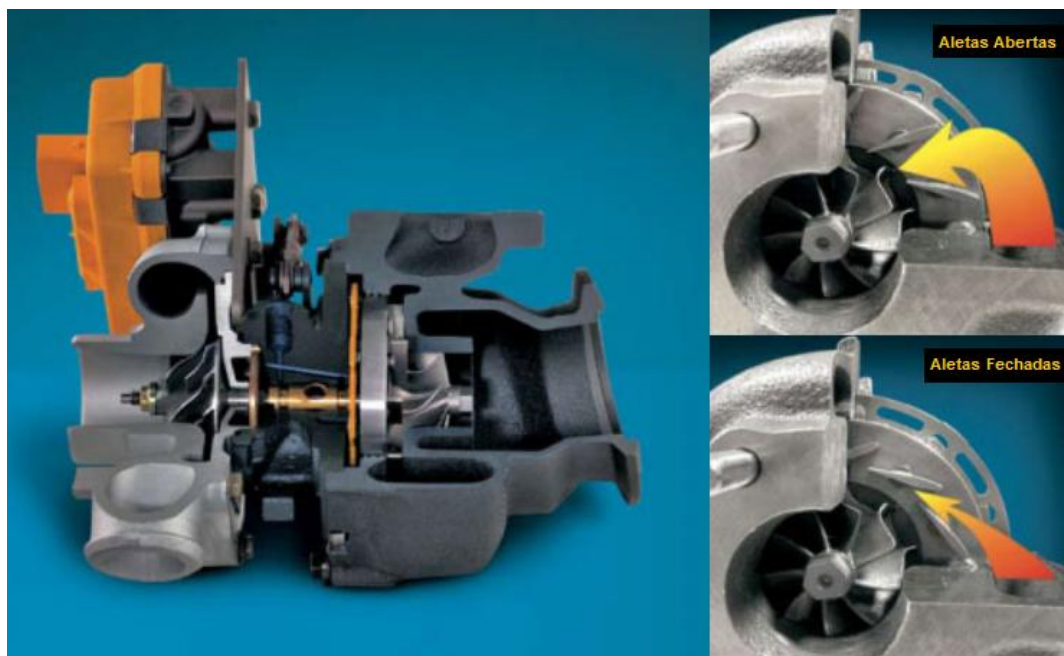
Fonte: autoria própria.

## 2.3 NOVAS TECNOLOGIAS

### 2.3.1 Turbocompressor de Geometria Variável

Para suprir a deficiência do uso de TC em baixas e altas faixas de rotação em motores de maior amplitude de rotação (ciclo Otto), ou até mesmo para otimizar os motores Diesel, pode-se utilizar o turbocompressor de geometria variável (TGV). Este possui aletas pré-direcionadoras dos gases de exaustão, detalhe da Figura 15. Deste modo, quando o motor está em baixas rotações, essas aletas se encontram abertas para melhorar a eficiência do TC, analogamente a maioria das turbinas hidráulicas usadas na geração de energia elétrica. A partir do momento que o motor aumenta sua rotação, as aletas são fechadas progressivamente, aumentando o fluxo dos gases através do rotor o que resulta em maior eficiência do TC para um amplo regime de rotação. Assim, com este artifício, o uso do turbocompressor em motores de CI de IC torna-se cada vez mais viável (GARRET, 2008).





**Figura 15 – Aletas pré-direcionadoras dos gases de exaustão**  
Fonte: adaptado GARRET (2008).

Além do TGV ser utilizado para minimizar o chamado *turbo lag* (tempo de resposta do motor após o acionamento do pedal do acelerador), que ocorre devido à inércia dos componentes móveis do TC e ao tempo necessário para a compressão dos gases. Ainda, o uso do eixo e de rotores do TC, fabricados com materiais mais leves e resistentes à altas temperaturas, como por exemplo, o titânio, os revestimentos em cerâmica e mancais rolamentados, substituindo os mancais hidrodinâmicos tradicionais também auxiliam no aumento da eficiência do TC e seus motores (PULKRABEK, 2003).

Outra alternativa é o uso de dois turbocompressores de diferentes características ligados em série, ou até mesmo, uma associação entre um TC e um compressor. Estes sistemas são mais complexos, todavia trazem benefícios significativos quanto ao aumento de desempenho em motores de CI e são utilizados em projetos específicos.

### 2.3.2 Comando de Válvulas de Geometria Variável

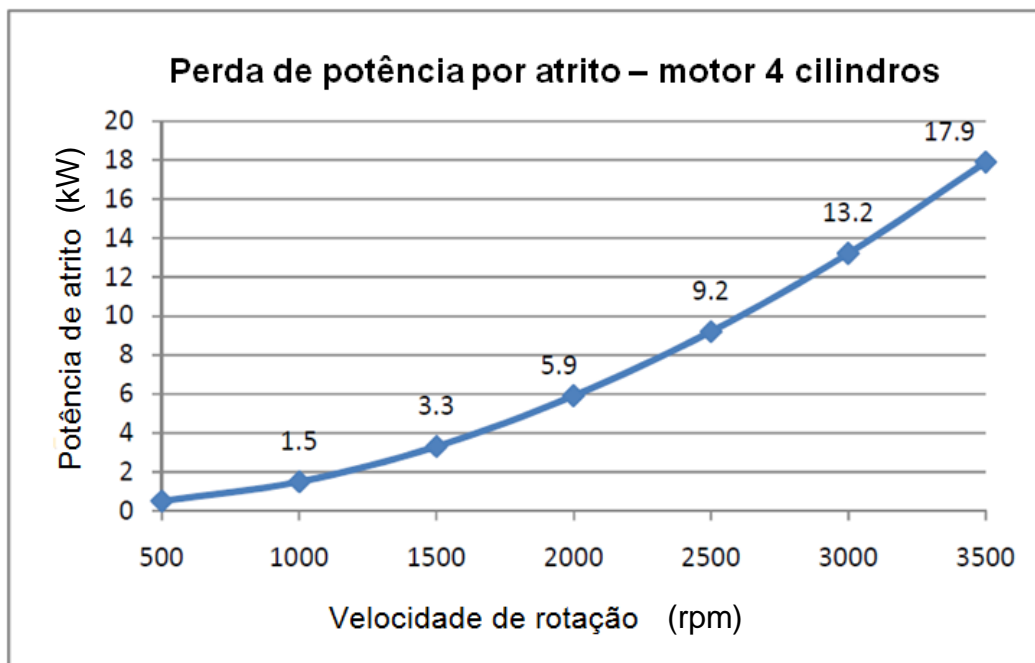
O sistema de comando de válvulas com geometria variável é utilizado para otimizar o fluxo da mistura ar/combustível dentro dos cilindros. A maioria dos sistemas, apenas controla quando ocorre a abertura e o fechamento das válvulas de admissão e de exaustão. Porém, neste trabalho, foi escolhido um motor que utiliza o sistema denominado pela Honda de *VTEC (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control)*, traduzido como controle eletrônico da variação do tempo e abertura das válvulas. Este sistema contribui para o aumento da eficiência volumétrica do motor e traz um ganho de potência muito significativo, da ordem de cinquenta por cento, comparado aos sistemas convencionais.

O *VTEC* funciona da seguinte forma: a partir da rotação de marcha lenta até a faixa média de rotação do motor, as válvulas tem uma abertura parcial. Em seguida, após ultrapassar esse regime de rotação o sistema eletrônico de controle do motor libera um sinal que aciona um pistão hidráulico. Este pistão ativa outros dois balancins em cada cilindro para atuarem na abertura total das válvulas de admissão e exaustão. Tendo em vista que em altas rotações do motor a velocidade nos dutos do cabeçote é compatível com a maior abertura das válvulas, ocorre um ganho significativo do fluxo dos gases dentro do cilindro, resultando no aumento de potência e torque. Após o regime de rotação diminuir, o pistão hidráulico é desacoplado e o motor retoma o funcionamento inicial para baixos valores de rotação (HONDA, 2014).

Esse sistema está diretamente relacionado com a eficiência volumétrica do motor. De forma que utilizando o *VTEC* pode-se otimizar a eficiência volumétrica para uma ampla faixa de rotação, sendo possível unir em um motor duas características distintas, torque e potência desde baixos até altos regimes de rotação. Tornando este tipo de motor uma referência em motores NA, mesmo após mais de duas décadas de uso.

As desvantagens do *VTEC* são a relativa complexidade do trem de válvulas e a baixa eficiência dos motores em altos regimes de rotação, devido às perdas por atrito entre os componentes móveis aumentarem substancialmente. No Gráfico 03 é possível observar que quanto maior o regime de rotação de um motor de CI, maiores

são as perdas por atrito, que acarretam perda de eficiência mecânica ( $\eta_m$ ) e consequente perda de potência.



**Gráfico 03 – Perda de potência vs Velocidade de rotação**  
Fonte: adaptado TYGESEN (2009).

A maior parte dos motores é projetada para atingir boa parte do torque a baixos regimes de rotação e com um menor volume de deslocamento, o que pode resultar em melhor desempenho, menor emissão de poluentes e redução do consumo de combustível (TYGESEN, 2009 e BRUNETTI 2012).

### 2.3.3 Injeção Direta de Combustível

Buscando melhorar o rendimento dos motores de CI de IC, a injeção direta de combustível é uma das alternativas que traz bons resultados. Apesar da mistura ar/combustível ser mais homogênea no sistema de injeção convencional, com a injeção direta, pode-se obter melhor controle da combustão, resultando em economia de combustível. Outros benefícios são o aumento de desempenho e a

redução nas emissões de gases principalmente em partidas à frio, até o motor atingir a temperatura de trabalho ideal (BRUNETTI, 2012).

No entanto, uso de injeção direta de combustível com etanol em um motor turbocomprimido pode trazer benefícios de até 30 % em economia de combustível. Ainda tem-se a redução do tamanho do motor em cerca de 50 % e apesar da adição de outros componentes ao sistema de propulsão, esta configuração pode atingir resultados significativos quanto a queda na emissão de gases como o CO<sub>2</sub> (COHN et al., 2005).

A alta pressão de injeção ( $\approx$  1800 bar) e o controle da injeção dentro da câmara de combustão causam melhor atomização do combustível, analogamente aos motores do ciclo Diesel. Assim, o combustível possui maior área superficial em contato com o ar após a injeção, aumentando a eficiência da combustão (FERRARI, 1996).

Motores de ciclo Diesel já operam com etanol e TC em caminhões e ônibus no Brasil. Isto devido ao uso da injeção direta, o que possibilita um controle da combustão e o aumento da eficiência térmica através da possibilidade do uso de maior razão de compressão.

#### 2.3.4 Recirculação dos Gases de Exaustão

O sistema de recirculação dos gases de exaustão ainda não é utilizado nos automóveis atuais, entretanto já é realidade em outros segmentos como em motores de navios, estações geradoras e caminhões pesados.

Os fabricantes investem em pesquisa e desenvolvimento para atingir as metas estipuladas pela legislação quanto às emissões de gases poluentes. Portanto vale ressaltar esta técnica, tendo em vista que os segmentos citados acima são os precursores em novas tecnologias para motores de CI, tornando provável o seu uso em automóveis no futuro.

Apesar da perda de desempenho e o aumento do consumo de combustível com a utilização da recirculação dos gases de exaustão, o uso desta tecnologia é bem vindo quando se trata de redução de emissões de gases.

(PULKRABEK, 2003) A quantidade de gases que recirculam, ou seja, retornam para a admissão do motor, junto ao ar atmosférico é baixa, cerca de 10 - 22%, dependendo das condições de operação. Porém, aliado às outras técnicas, foi o suficiente para que a maioria dos fabricantes de motores do ciclo Diesel, atingissem níveis de emissões da norma EURO 6, que entraram em vigor no início do ano de 2014 na Europa.

### 2.3.5 Tecnologia Híbrida

Os automóveis híbridos já são uma realidade até mesmo no Brasil. Atualmente um veículo de passageiros (extragrande) pode ser adquirido pelos consumidores com custo aproximado 25% maior ao modelo que utiliza somente o motor à combustão. No entanto, é o veículo com a maior autonomia (km/Litro) do mercado, mesmo se comparado aos populares (subcompactos) que normalmente ocupavam esta posição (INMETRO, 2014). No início de 2013 foi lançado no Brasil o modelo Toyota Prius, que é o carro híbrido mais vendido no mundo. Isto possivelmente fará com que em breve as outras montadoras introduzam modelos híbridos no mercado nacional.

O Brasil, atualmente, é o segundo maior produtor de etanol no mundo, atrás apenas para os Estados Unidos. Com o uso do motor elétrico e o de CI é possível trabalhar em um regime de rotação ideal, o que o torna ainda mais eficiente, principalmente se turbocomprimido e movido a álcool hidratado (EARTH-POLICY, 2012).

Dentre as várias configurações de automóveis híbridos, alguns utilizam motores de CI para gerar energia, carregar baterias, as quais alimentam motores elétricos e por sua vez propulsionam o veículo. Outros modelos também trabalham em conjunto, dependendo da solicitação do condutor para máximo rendimento. As baterias podem ser recarregadas via rede elétrica local ou através da frenagem do

veículo, onde o motor elétrico funciona como gerador, recuperando a energia para recarregar as baterias (PULKRABEK, 2003).

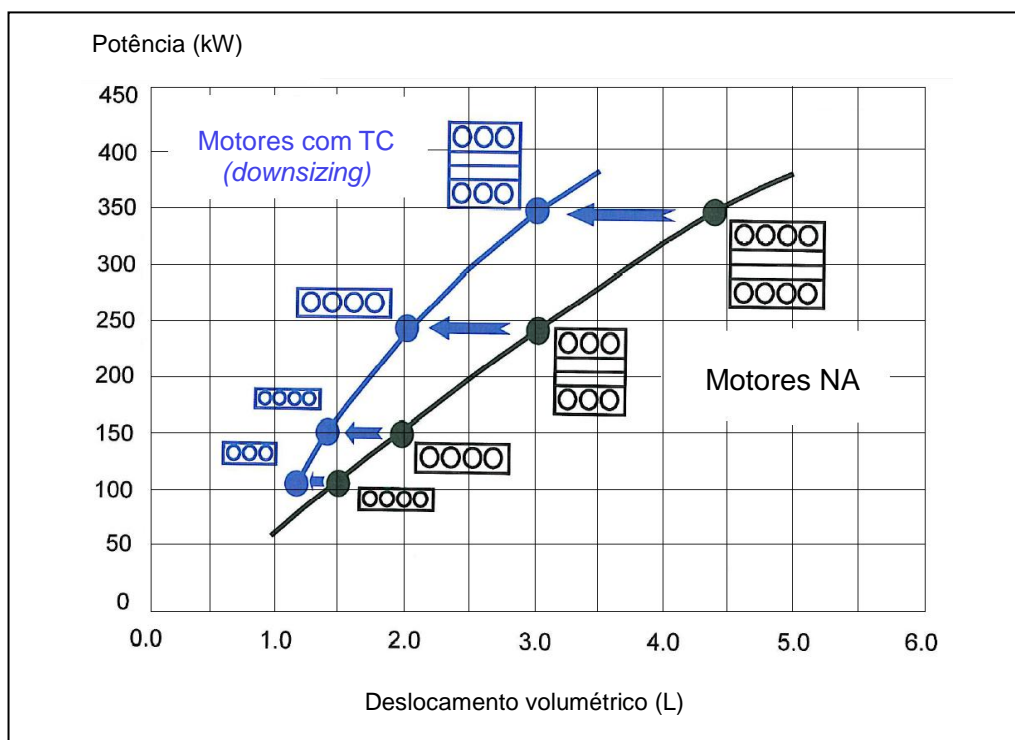
Devido ao custo elevado dos automóveis híbridos, os motores de CI ainda são os mais utilizados até o momento como força motriz. Entretanto com o aperfeiçoamento deste tipo de motor, que possui baixa eficiência térmica, grande autonomia, aliada aos motores elétricos que possuem alto rendimento e torque, pode-se projetar um futuro promissor aos veículos híbridos.

### 2.3.6 *Downsizing e Downsizing*

A recente tendência de *downsizing* e *downspeeding* em motores de CI são crescentes e o uso de novas tecnologias, como algumas das citadas anteriormente, contribui efetivamente para a consolidação deste fenômeno, que traz grandes benefícios quanto ao desempenho geral dos veículos automotores.

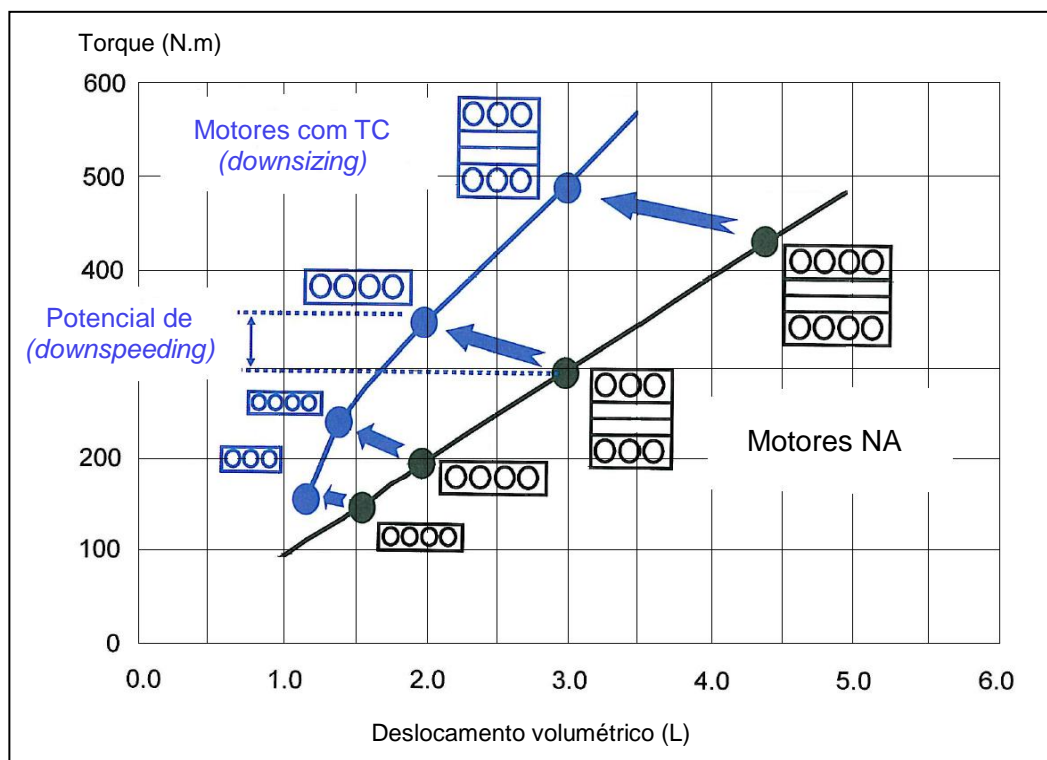
A utilização da técnica de sobrealimentação e principalmente o uso de turbocompressor é uma das alternativas mais eficientes para atingir maior torque específico (*downsizing*). Os motores turbocomprimidos também apresentam maior torque para baixos regimes de rotação (*downspeeding*), que acarretam na redução das perdas por atrito com o incremento da rotação (Engine of the Year, 2014).

O Gráfico 04 apresenta o potencial de *downsizing* para motores NA e seu equivalente turbocomprimido de menor deslocamento volumétrico, que podem atingir valores de potência equivalentes, assumindo a mesma capacidade em volume para cada cilindro respectivamente.



**Gráfico 04 – Potencial de *downsizing* para motores NA**  
**Fonte: adaptado TYGESEN (2009).**

O Gráfico 05 apresenta o potencial de *downspeeding* e *downsizing* de um motor turbocomprimido em relação ao torque disponível quando comparado ao motor NA de maior deslocamento volumétrico e/ou maior número de cilindros. Pode-se observar que os motores turbocomprimidos apresentam maior torque específico e normalmente disponível à baixos regimes de rotação (FERRARI, 1996 e TYGESEN, 2009).



**Gráfico 05 – Potencial de *downspeeding* e *downsizing***  
**Fonte: adaptado TYGESEN (2009).**

Diante deste panorama apresentado e também das perdas de potência ao atrito em regimes de rotação elevados, apresentada no Gráfico 03, são evidentes os benefícios da redução do tamanho e do regime de rotação dos motores de CI do ciclo Otto com o uso de turbocompressores. Pode-se notar que nos últimos anos os motores que utilizam turbocompressores estão entre os mais eficientes, modernos e de maior potência específica. Visto que, as perdas por bombeamento, fricção e calor aumentam drasticamente com a elevação do volume de deslocamento do motor (TYGESEN, 2009 e BRUNETTI 2012).



## 2.4 MOTOR TURBOCOMPRIMIDO OPERANDO COM ETANOL

Os benefícios dos motores turbocomprimidos operando com etanol; como o aumento de torque e potência, menor consumo de combustível e redução de emissões de gases, são obtidos utilizando-se as propriedades favoráveis do etanol e o controle eletrônico da combustão. O que acaba aproximando o baixo calor específico do etanol frente à gasolina. Através de testes o autor demonstra que utilizando um correto gerenciamento da pressão do TC, da abertura e permanência das válvulas de admissão e exaustão, pode-se conseguir um efeito equivalente a mudança na relação de compressão. Aumentando a eficiência térmica, sem prejudicar o funcionamento do motor (RICARDO, 2009).

Para ilustrar uma perspectiva da utilização de TC e etanol em motores de CI, no Quadro 4, foi feita a análise *SWOT* (*strength, weaknesses, opportunities e threats*). Traduzindo para o português (pontos fortes, pontos fracos, oportunidades e ameaças) respectivamente.

(continua)

Pontos Fortes	Pontos Fracos
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Maior PME sem aumento da velocidade média do pistão.</li> <li>- Aumento da eficiência do motor.</li> <li>- Redução de emissões de CO<sub>2</sub>.</li> <li>- Alta produção de etanol no Brasil.</li> <li>- Menor peso específico (motor e veículo)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Motores bicombustíveis não otimizados (apenas um modelo importado turbocomprimido em 2014)</li> <li>- Variação do custo do etanol.</li> <li>- Maior consumo de combustível.</li> </ul>

Quadro 4 – Análise *SWOT* para o uso de TC e etanol nos motores de CI

(conclusão)

Oportunidades	Ameaças
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Tendência mundial de motores <i>downsizing</i>.</li> <li>- Avanço de componentes eletrônicos.</li> <li>- Programa INOVAR-AUTO.</li> <li>- Redução do consumo de petróleo.</li> <li>- Injeção direta de combustível.</li> <li>- Mercado de TC em contínua expansão.</li> <li>- Alguns caminhões e ônibus já utilizam a tecnologia e apenas um modelo de automóvel de luxo importado.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Células de hidrogênio.</li> <li>- Carros totalmente elétricos.</li> <li>- Motores de ciclo Diesel em automóveis.</li> <li>- Aumento da demanda e preço do etanol.</li> <li>- Mudança na legislação.</li> </ul>

**Quadro 5 – Análise SWOT para o uso de TC e etanol nos motores de CI**  
**Fonte: autoria própria.**

Diante desta análise é possível observar as vantagens quanto ao uso de TC e etanol em motores de automóveis no Brasil. Em adição ao programa INOVAR-AUTO, o uso de turbocompressores em veículos bicompostíveis é uma excelente alternativa para se alcançar novos índices em eficiência energética.

Através da alta octanagem (resistência à autoignição) e do alto calor latente de vaporização do etanol hidratado, pode-se atingir maiores valores de PME em motores turbocomprimidos. Em consequência, aumenta-se a eficiência do motor, melhorando o desempenho, reduzindo o consumo de combustível e os níveis de emissões (FERRARI, 1996 e RICARDO, 2009).

Devido ao fato da produção de etanol estar consolidada no Brasil, a oportunidade de avanços em pesquisa e desenvolvimento tanto na produção como na utilização mais eficiente é mais um ponto positivo para o uso desta tecnologia.

Em países como os Estados Unidos, Inglaterra e Alemanha, o avanço nas pesquisas é grande, onde protótipos e veículos disponíveis ao consumidor já são realidade. O Brasil ainda não possui nenhum automóvel leve em linha de produção, que utiliza essa tecnologia. No entanto, o fabricante BMW começou em 2014 a

comercializar no Brasil o primeiro veículo de passageiros bicompostível turbocomprimido do planeta, produzido na Alemanha especificamente para o mercado brasileiro, onde possivelmente iniciará a montagem até o final do mesmo ano. Além de outros três fabricantes de veículos pesados que desenvolvem e possuem produtos disponíveis para atender à mercados específicos.

O setor sucroalcooleiro utiliza motores turbocomprimidos movidos a etanol, assim consegue-se a redução dos custos operacionais. Também já existem caminhões e ônibus que utilizam o motor de ciclo Diesel adaptado ao uso de etanol (95 % etanol e 5 % aditivo promotor de ignição). Existem projetos pilotos de motores a diesel com injeção indireta de etanol em veículos pesados. Estes, além de diminuir significativamente as emissões, atendendo às normas EURO 5 e Proconve 7, apresentam excelente desempenho (torque e potência) para baixos regimes de rotação (MAN, 2014).

Talvez no futuro próximo, essa tecnologia estará presente nos automóveis nacionais populares, devido à competitividade entre os vários fabricantes e através de benefícios como isenção de impostos aos veículos mais eficientes e sustentáveis, o que é realidade em países desenvolvidos.

A utilização de automóveis convencionais com motores turbocomprimidos operando com etanol como o veículo utilizado neste trabalho, também é recorrente. Apesar de a legislação brasileira restringir alterações como a utilização de turbocompressores em veículos NA, é possível efetuar este tipo de modificação. No entanto o proprietário do veículo deve procurar uma oficina especializada que possua autorização para tal prática. Em seguida é necessário à regulamentação, o que é um processo demasiadamente burocrático.

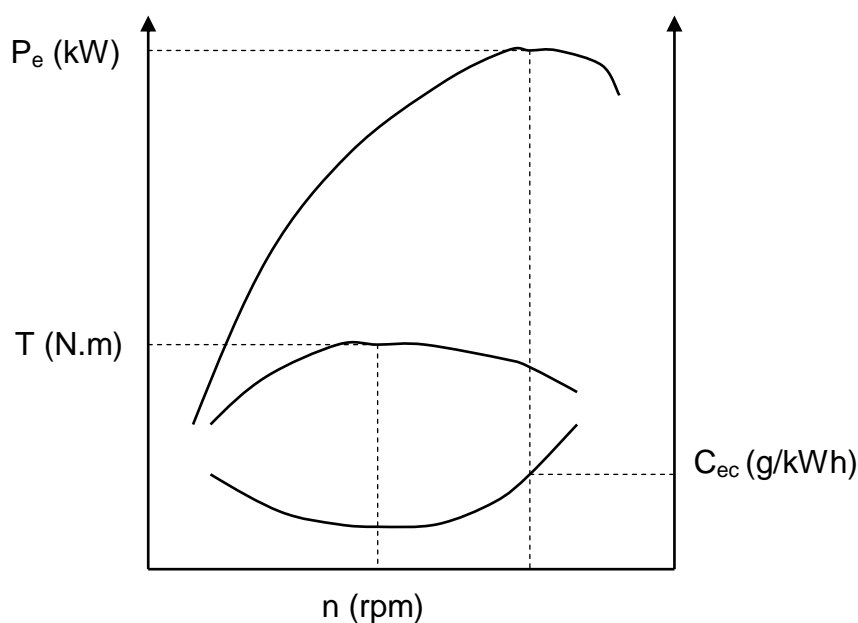
O consumo específico de combustível ( $C_{ec}$ ) é um parâmetro que mede a eficiência de um motor levando em conta a quantidade de combustível utilizada para produzir determinada potência efetiva ( $P_e$ ) ou trabalho mecânico.

A Equação 17 mostra que o  $C_{ec}$  é a razão da vazão mássica de combustível ( $\dot{m}_c$ ) pela potência efetiva e é normalmente dada em (g/kWh).

$$C_{ec} = \dot{m}_c / P_e \quad (17)$$

Segundo Brunetti (2012), a utilização do TC pode diminuir o  $C_{ec}$ , que acarreta em grandes benefícios não somente econômicos como também sócio-ambientais, pois além da menor queima de combustível, a combustão é mais eficiente.

O Gráfico 06 representa a curva de consumo específico de combustível em função da variação do torque através da rotação em um motor de CI de quatro tempos. É possível observar que o menor consumo específico de combustível ocorre no instante de maior torque ou PME.



**Gráfico 06 – Curva de consumo, torque e potência por rotação.**  
**Fonte: Adaptado BRUNETTI (2012).**

A potência efetiva já definida anteriormente pela Equação 02 e 06, também pode ser expressa através da Equação 18.

$$P_e = \dot{m}_c \cdot PCI \cdot \eta_m \cdot \eta_t \quad (18)$$

## 2.5 CURVAS DE DESEMPENHO

Os motores de CI projetados para uso em automóveis apresentam características especiais, se comparados ao uso em geradores de energia ou para propulsão de embarcações e de pequenas aeronaves. As exigências dos motores automotivos veem do amplo regime de rotação, da constante variação de carga e do consumo de combustível específico ao qual são submetidos.

Para atender a todos estes fatores, o motor de CI, especialmente o de ciclo Otto, deve ser flexível (elástico), ou seja, apresentar uma curva de torque plana e contínua desde baixos valores de rotação e uma curva de potência crescente. Com essas características, a probabilidade de um baixo consumo de combustível e emissões é amplificada (BRUNETTI, 2012).

Os motores de ciclo Otto turbocomprimidos têm como objetivo aumentar o torque disponível à baixos regimes de rotação por meio da maior PME. O torque de um motor é diretamente afetado pelas condições atmosféricas, como a pressão, a temperatura e a umidade relativa do ar ambiente. Neste sentido a utilização de normas para a correção dos fatores do ambiente de teste são relevantes. A norma ABNT NBR ISO 1585/1996 – Veículos rodoviários – Código de ensaio de motores – Potência líquida efetiva tem como objetivo especificar o método de ensaio de motores projetados para veículos automotores. Aplicando-se à avaliação de desempenho, em particular as curvas de potência e consumo específico de combustível a plena carga em função da rotação do motor (ABNT, 2014).

A Figura 16 mostra curvas de potência e torque efetivos para um determinando regime de rotação em três tipos de motores de CI. Em cada motor, pode-se observar que quanto maior o  $\Delta n$  e menor o  $\Delta T$ , maior é a elasticidade do motor ou Índice de Elasticidade (IE). Esse índice representa a estabilidade ou a capacidade de autorregulagem do motor para pequenas variações de carga (BRUNETTI, 2012).

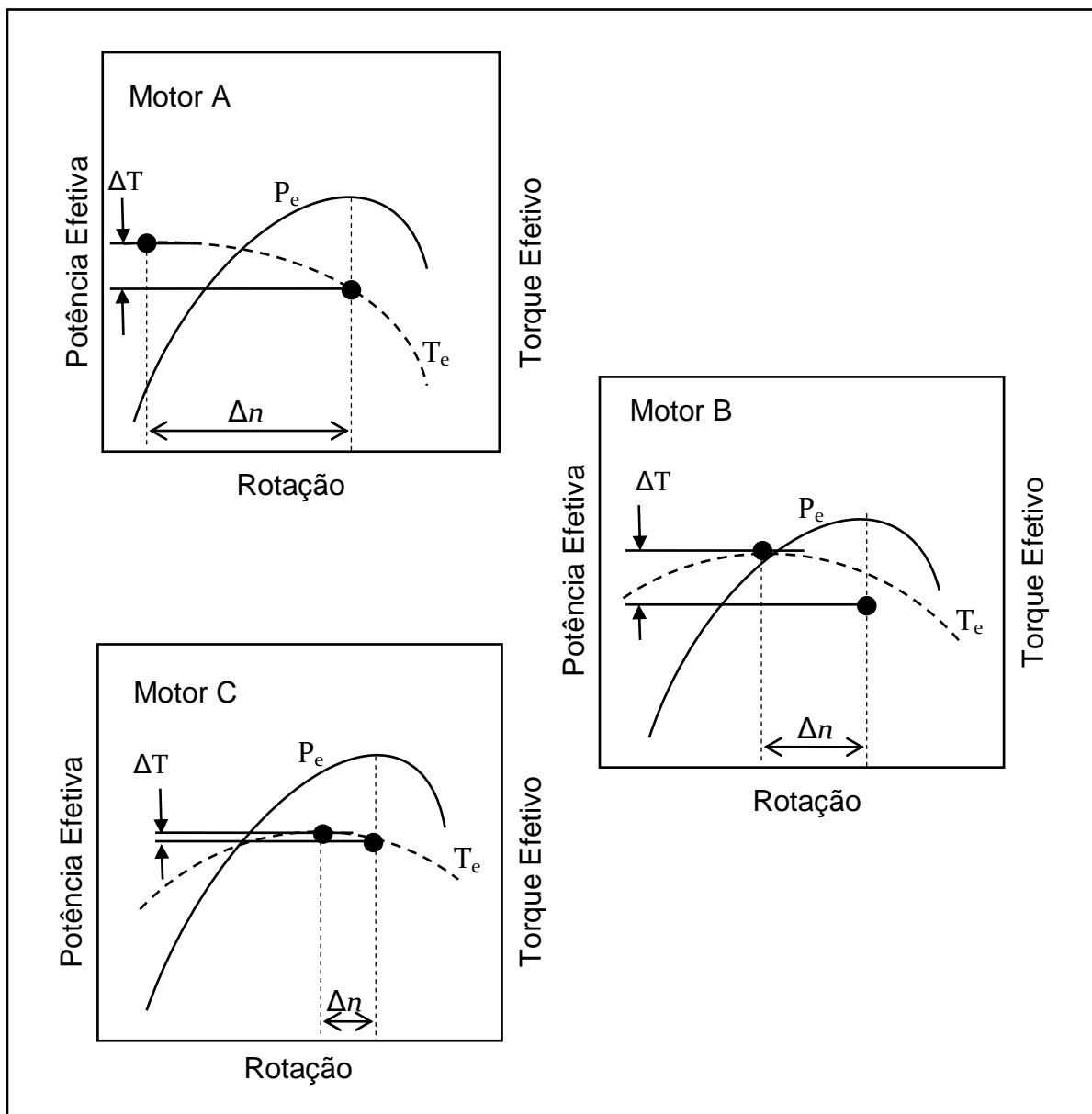
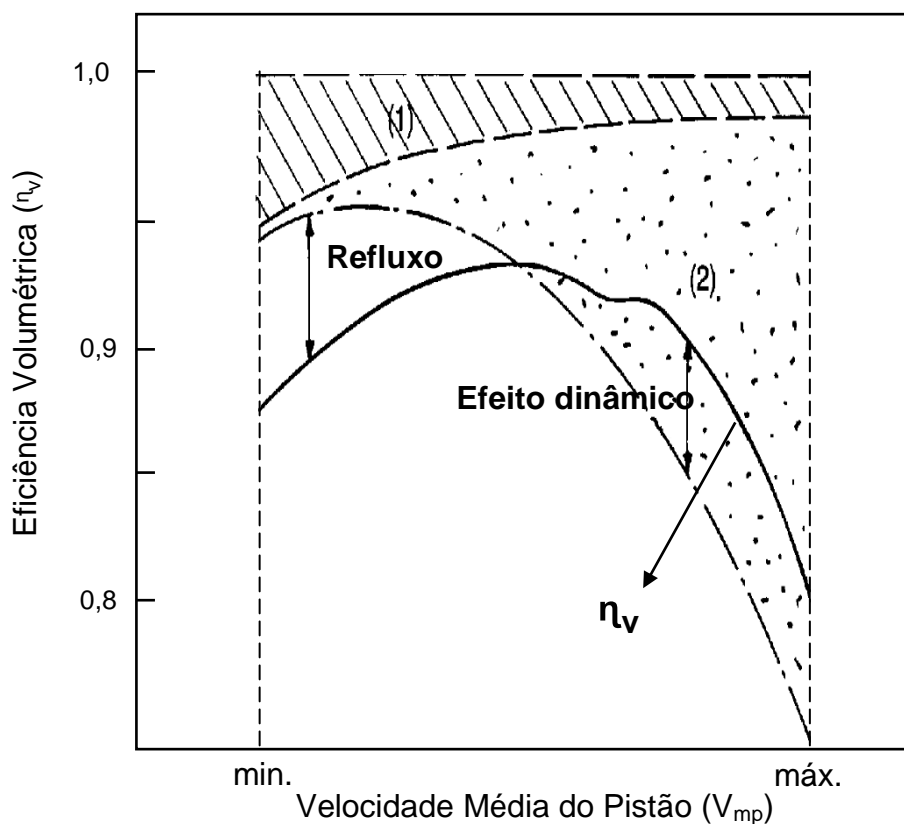


Figura 16 – Curvas de desempenho de diferentes tipos de motores  
 Autoria: adaptado FERRARI (1996).

As curvas de desempenho dos motores de quatro tempos variam de acordo com cada projeto. Nos gráficos da Figura 15, pode-se observar que o Motor A representa um típico motor de IC de grande  $V_d$ . O Motor B mostra curvas semelhantes aos motores Diesel turbocomprimidos. E finalmente o Motor C demonstra as curvas características dos motores de ciclo Otto multiválvulas de baixa cilindrada (1,0 à 1,3 litros). No entanto, são muitos os fatores que influenciam na disposição de cada curva específica, como: tipo de ciclo, volume de deslocamento,

diâmetro do pistão, curso do virabrequim, razão de compressão, tipo de alimentação, tipo de acionamento do trem de válvulas, aplicação, etc.

A curva de eficiência volumétrica (Figura 16) cresce com o aumento de rotação do motor (queda do refluxo) e devido ao aumento das perdas fluidodinâmicas (área 2) a  $\eta_v$  tende a diminuir. Também é possível observar que o efeito dinâmico (energia cinética do ar de admissão) aumenta a  $\eta_v$  em regimes de maior velocidade média do pistão. Além das perdas demonstradas anteriormente no Gráfico 03, de perda de potência por atrito com o aumento do regime de rotação, que contribuem para a queda do rendimento global do motor e influenciam diretamente na queda acentuada da curva de torque dos motores (FERRARI, 1996 e BRUNETTI, 2012).



**Figura 17 – Efeito das perdas por bombeamento**  
**Fonte: adaptado FERRARI (1996).**

A Figura 17 também mostra as perdas fluidodinâmicas por refluxo em baixos regimes de rotação e a diminuição nas perdas com o incremento da rotação devido ao efeito dinâmico da energia do fluido nos condutos de admissão de um motor. Por último, a área 1, representa as perdas causadas pela baixa velocidade do ar, que acarreta em maior tempo para a troca de calor com a superfície dos dutos de admissão, diminuindo a densidade do ar. Com isso, ao incrementar a rotação do motor, o ar atravessa os dutos mais rapidamente, diminuindo a troca térmica e o gradiente de temperatura, mantendo a densidade do ar e o rendimento volumétrico do motor (FERRARI, 1996).

Diante das Figuras 15 e 16, pode-se observar que a curva de torque geralmente inicia com valores razoáveis devido às baixas perdas por atrito e ao refluxo de gases ou à baixa energia cinética dos gases. Entretanto, a curva de torque atinge um pico e em seguida começa a perder força. Isto ocorre devido ao aumento das perdas fluidodinâmicas como a alta turbulência dos gases e devido ao atrito, descrito no Gráfico 03.

Em relação à curva de potência, nota-se que esta começa a diminuir seu crescimento após o pico de torque do motor ser atingido, mantendo-se ainda contínuo devido a maior eficiência volumétrica do motor e a energia cinética dos componentes móveis como o volante do motor e o virabrequim. Entretanto, é válido lembrar, que a curva de potência é diretamente dependente da curva de torque e da velocidade angular do motor, descrito na Equação 03.

Atráves do entendimento das curvas de torque e potência é possível encontrar uma faixa de rotação ideal para operação dos motores. Assim, o projeto do sistema de transmissão (caixa de câmbio e redução do diferencial) em um veículo ou equipamento pode ser corretamente dimensionado e otimizado para cada aplicação.



### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste tópico serão apresentados todos os recursos utilizados no trabalho.

#### 3.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA EXPERIMENTAL

Para o desenvolvimento deste trabalho foi utilizado um motor de CI normalmente aspirado movido a gasolina (MOTOR 1), alocado em um automóvel convencional, o qual foi testado em um dinamômetro de chassi digital. Em seguida foi realizada a adaptação de um turbocompressor e a conversão para o combustível etanol hidratado (MOTOR 2). Por último, foi realizado um novo teste dinamométrico com a nova configuração.

##### 3.1.1 MOTOR 1

O estudo realizado utilizou o motor de CI da marca Honda modelo *VTEC* 1,6 litros, no automóvel modelo Civic, fabricado em 1993, movido à gasolina em sua configuração original (MOTOR 1). Este motor pode ser descrito como: alternativo de quatro tempos, do ciclo Otto, com sistema de injeção do tipo indireta ou *PFI* e com ignição eletrônica, duplo comando de válvulas no cabeçote (*DOHC*) e arrefecimento líquido. O veículo percorreu 95 mil quilômetros com esta motorização desde a sua fabricação.

A Tabela 03 apresenta as especificações do motor, denominado MOTOR 1.

**Tabela 03 – Especificações técnicas do MOTOR 1**

Fabricante do motor (modelo)	Honda (1,6 VTEC)
Número de cilindros	4 em linha
Número de válvulas por cilindro	4
Capacidade volumétrica	1595 cm <sup>3</sup>
Diâmetro do pistão	81,0 mm
Deslocamento (curso do virabrequim)	77,4 mm
Relação de compressão	10,2 : 1
Sistema de gerenciamento	Eletrônico (padrão fabricante)
Injetores por cilindro	1
Bomba de combustível	1 elétrica (padrão fabricante)
Combustível	Gasolina E(25)
Vela de ignição	NGK (padrão do fabricante)
Filtro de ar	Papel (padrão do fabricante)
Transmissão	Manual 5 marchas

**Fonte: adaptado do manual do veículo.**

### 3.1.2 MOTOR 2

O MOTOR 2 é a adaptação do MOTOR 1, que consiste na adição de um turbocompressor e conversão de gasolina E(25) para etanol hidratado.

As especificações técnicas do MOTOR 2 encontram-se na Tabela 04.

**Tabela 04 – Especificações técnicas do MOTOR 2**

Fabricante do motor (modelo)	Honda (1,6 VTEC)
Número de cilindros	4 em linha
Número de válvulas por cilindro	4
Capacidade volumétrica	1595 cm <sup>3</sup>
Diâmetro do pistão	81,0 mm
Deslocamento	77,4 mm
Relação de compressão	10,2 : 1
Sistema de gerenciamento	Eletrônico programável (InjePro EFI-PRO)
Injetores por cilindro (vazão)	1 Siemens-Deka (30 litros/hora - 3 bars)
Bomba de combustível (vazão)	1 Bosch-580 (130 litros /hora - 3 bars)
Combustível	Etanol hidratado
Sobrealimentação	Turbocompressor Holset HX35 (.50 x .48)
Sistema de telemetria	Datalogger InjePro
Vela de ignição	NGK – BR9ES
Filtro de ar	K&N (RA-0580)
Transmissão	Manual 5 marchas

**Fonte: adaptado do manual do veículo.**

Tendo em vista fatores como segurança, confiabilidade e emissões de gases, o motor sofreu uma revisão geral, os sistemas de suspensão, transmissão (embreagem) e frenagem também foram revisados, porém estes acabaram não sofrendo modificações significantes.

### 3.1.2.1 Turbocompressor

O modelo de TC utilizado foi da marca Holset, modelo HX 35 (A/R 0.50 x 0.48) Fotografia 05. O sistema de lubrificação do TC foi acoplado ao motor e a quantidade de lubrificante foi mantida constante. Para a correta escolha do TC foi realizado um estudo de compatibilidade com o motor utilizado (tamanho e regime de rotação de trabalho), além do uso de um TC experimental antes da escolha final.



**Fotografia 05 – Turbocompressor HX35**  
**Fonte: autoria própria.**

A Tabela 05 apresenta a especificação técnica do turbocompressor selecionado.

**Tabela 05 – Especificação técnica do turbocompressor Holset HX35**

Capacidade do motor	5 – 6,5 litros
Faixa de potência	100 – 280 CV
Vazão de ar	0,46 kg/s
<b>Dimensões</b>	
Comprimento	224 mm
Altura	169 mm
Largura	250 mm
Diâmetro do rotor (compressor)	49,5 mm
Diâmetro do rotor (turbina)	52,5 mm
Peso	9 – 11 kg

---

**Fonte: adaptado HOLSET (2014).**

### 3.1.2.2 Coletor e tubo de exaustão

Para o acoplamento do turbocompressor no motor, foi utilizado um coletor dos gases de exaustão, construído artesanalmente com tubos em aço carbono 1020 e uma válvula wastegate para controle de pressão (Fotografia 06).



**Fotografia 06 – Coletor dos gases de exaustão**  
Fonte: autoria própria.

Adicionalmente, todo o tubo de exaustão de aproximadamente duas polegadas, foi substituído por um diâmetro maior (2,5 polegadas). O que não representou acréscimo de peso ao veículo, pois com o uso do TC, foi possível reduzir o número de atenuadores sonoros (abafadores), sem prejudicar o conforto interno do veículo quanto ao nível de ruído. No entanto, não foram realizados testes sonoros específicos para verificar com precisão esta modificação.

### 3.1.2.3 Sistema de Gerenciamento Eletrônico Programável

O sistema de injeção e ignição eletrônica programável e telemetria da marca InjePro modelo EFI-PRO, é utilizado para gerenciamento de motores de CI. Com este tipo de equipamento é possível alterar em tempo real os parâmetros como: ponto de ignição, vazão de combustível dos bicos injetores, temperatura de trabalho do motor e outros.

A Fotografia 07 mostra a central de injeção e ignição eletrônica programável e telemetria InjePro modelo EFI-PRO.



**Fotografia 07 – Sistema de gerenciamento eletrônico programável**  
**Fonte: adaptado INJEPRO (2014).**

O sistema de gerenciamento programável pode ser utilizado em motores de até doze cilindros com acesso total aos mapas por seu teclado ou através do programa dedicado do fabricante INJEPRO que pode ser instalado em um computador comum. Assim, proporcionando um ajuste preciso em todas as condições de uso. No Quadro 5, são apresentados os recursos disponíveis e as especificações técnicas do sistema de gerenciamento eletrônico.

**(continua)**

Limite de rotação: 20.000 rpm	Avisos de rotação, pressão, temperatura e abertura dos injetores excedida
Sensor de pressão integrado	Memória para 5 mapas distintos
Controle de carga da bobina por rotação	Computador de bordo
Sistema <i>anti-lag</i> do turbocompressor	Mapeamento completo ou simplificado
Corte de injeção na desaceleração	Telemetria com memória interna
Senhas de proteção	Controle de pressão do turbocompressor
Limitador de rotação	Controle de marcha lenta
Ajuste do tempo de abertura dos injetores	Correção por sonda lambda
Correções injeção/ignição a cada 200 rpm	

**Quadro 6 – Recursos e especificações do sistema de gerenciamento eletrônico.**

(conclusão)

**15 Entradas de sinal**

1 – sensor de temperatura motor (água ou óleo)	1 – sensor temperatura do ar	3 – sensor externo
1 – sensor de posição de borboleta ( <i>TPS</i> )	1 – acionamento de injeção de óxido nitroso	3 – variação de pressão do turbocompressor
1 – ar condicionado	1 – corte de aquecimento de pneus	1 – controle de tração
2 – sonda lambda	1 – sensor de fase	1 – sensor de rotação

**18 Saídas de sinal**

2 – eletroventilador;

1 – tacômetro;

1 – *shift light*;

1 – Relê bomba de combustível;

1 – Solenoide comando de válvulas variável (*VTEC*);

1 – Válvula de marcha lenta;

1 – Solenoide de pressão de admissão (*booster*);

2 – bancas injetoras (mapas independentes);

8 – saídas de ignição para roda fônica.

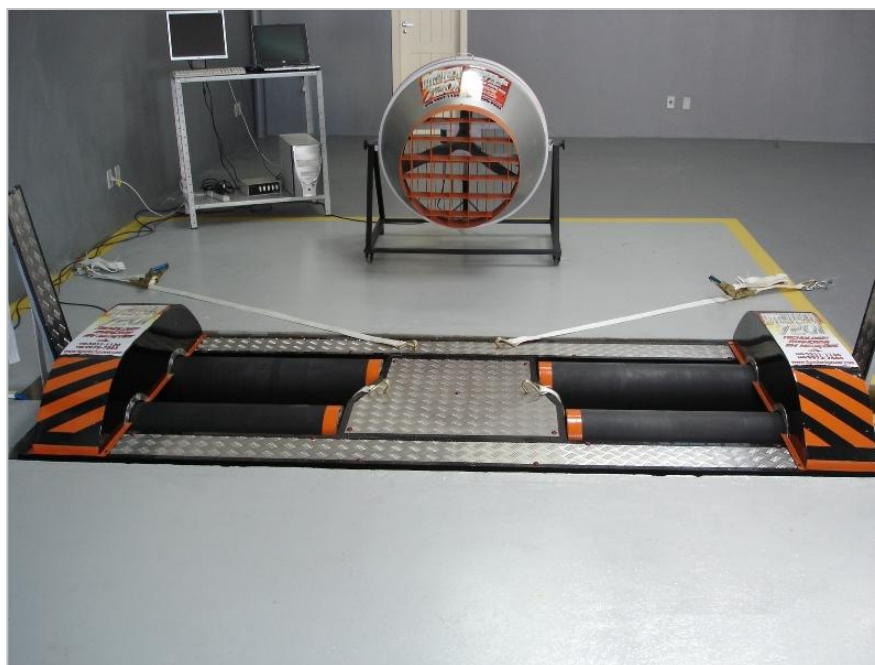
**Quadro 5 – Recursos e especificações do sistema de gerenciamento eletrônico.****Fonte: adaptado INJEPRO - EFI PRO (2014).**

O sistema de telemetria é incorporado à central de gerenciamento e auxilia no controle da relação da mistura ar/combustível. Também nas correções dos valores programados de ponto de ignição em função da rotação do motor, na aquisição dos valores de pressão manométrica de admissão, temperatura do ar na admissão, temperatura do motor, posição do acelerador, mistura de combustível

(sonda lambda), dentre outras variáveis. Estes parâmetros são monitorados simplificando o trabalho de programação do controle de injeção e ignição, sendo essenciais para obter-se um ótimo desempenho do motor. Além disso, para o correto ajuste e mudança das configurações, o programa INJEPRO Fuel Injection System V. 1.21b é muito útil para aquisição dos parâmetros de funcionamento do motor.

### 3.1.3 Dinamômetro de Chassi

O dinamômetro de chassi utilizado para realização dos testes foi da marca DynoTech, modelo 720i (Fotografia 08).



**Fotografia 08 – Dinamômetro de chassi**  
**Fonte: DYNOTECH (2014).**

Com este dinamômetro é possível realizar as medições de potência (kW) e torque (N.m) e obter os resultados após a aceleração do veículo, de desempenho no motor e nas rodas do veículo, com intervalos de 25 rpm.



A potência perdida ou desperdiçada através dos componentes de transmissão é medida durante a desaceleração do veículo (durante o ensaio), imediatamente após o final do período de aceleração.

O equipamento possui uma estação barométrica integrada, capaz de medir a temperatura, a umidade e a pressão atmosférica local. Com isso, são realizadas as correções, independentemente das condições climáticas e atmosféricas durante os testes. Por esse motivo, não foi necessário à utilização de fatores de correção padronizados como a norma ABNT NBR ISO 1585/1996 citada anteriormente.

As características do dinamômetro de chassi utilizado são apresentadas na Tabela 06.

**Tabela 06 – Características do dinamômetro de chassi**

Velocidade máxima	Teoricamente ilimitada
Potência máxima	1.500 kW
<b>Dimensões</b>	
Comprimento	1100 mm
Altura	1200 mm
Largura	2800 mm

---

**Fonte: DYNOTECH (2013).**

Um ventilador progressivo é utilizado à frente do veículo durante os testes, tanto para simular o fluxo de ar do veículo em movimento, quanto para auxiliar na refrigeração do motor e seus componentes de transmissão.

Para a realização da conversão e adaptação do MOTOR 1, resultando no MOTOR 2, o dinamômetro e o sistema de gerenciamento foram utilizados em conjunto e os dados coletados e suas respectivas fontes estão listados no Quadro 6.

<b>Variáveis de Entrada</b>	<b>Fonte de obtenção do dado</b>
Temperatura ambiente	Dinamômetro
Umidade relativa do ar	Dinamômetro
Pressão atmosférica	Dinamômetro
Velocidade instantânea	Dinamômetro
Temperatura do ar de admissão	Sistema de gerenciamento
Temperatura do Motor	Sistema de gerenciamento
Pressão de admissão do ar do motor	Sistema de gerenciamento
<b>Variáveis de saída</b>	<b>Fonte de obtenção do dado</b>
Potência (motor e roda)	Dinamômetro
Torque (motor e roda)	Dinamômetro

**Quadro 7 - Dados coletados e respectivas fontes de coleta**  
**Fonte: autoria própria.**

#### 3.1.4 Recursos Adicionais

Além dos componentes apresentados anteriormente, foram utilizados outros recursos como combustível gasolina E(25) e etanol hidratado. Também foi instalado um reservatório e uma bomba de gasolina (partida à frio) para auxiliar o funcionamento do motor em períodos de inverno, devido ao baixo ponto de fulgor do etanol.

Uma bomba de combustível adicional foi instalada (em série), para suprir a vazão e a pressão de combustível necessária para o funcionamento do MOTOR 2 (Fotografia 09).



**Fotografia 09 - Bomba de Combustível Bosch 580 (3 bars) 130 litros/hora**  
**Fonte: autoria própria.**

A Fotografia 10 mostra um bico injetor do conjunto de quatro injetores de combustível de maior vazão. Esta instalação foi necessária para atender a maior razão estequiométrica (combustível/ar), requerida devido à utilização do etanol hidratado e principalmente ao uso do turbocompressor.



**Fotografia 10 – Bico injetor de combustível Siemens-Deka 30 litros/hora.**  
**Fonte: autoria própria.**

Com o intuito de evitar a pré-ignição da nova mistura turbocomprimida, foram instaladas velas de ignição de grau térmico 9 (Fotografia 11), devido a melhor dissipação do calor gerado durante a combustão, também citado na revisão bibliográfica.



**Fotografia 11 – Velas de ignição NGK – BR9ES**  
**Fonte: adaptado NGK (2014).**

A utilização de um filtro de ar de alta vazão é necessária em motores sobrealimentados, como o turbocompressor, de forma a não restringir o fluxo de ar. A Fotografia 12 mostra o modelo (RA-0580) do fabricante K&N, utilizado para a configuração do MOTOR 2.



**Fotografia 12 – Filtro de ar de alta vazão**  
**Fonte: autoria própria.**

## 3.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O procedimento experimental foi desenvolvido através do teste em dinamômetro do veículo Honda modelo Civic de câmbio manual do tipo sincronizado (cinco marchas à frente e uma reversa), utilizando as configurações: MOTOR (1 e 2) já descritas anteriormente.

Por se tratar de um estudo comparativo, os testes foram realizados primeiramente no MOTOR 1 e em seguida, após a mudança de configuração, no MOTOR 2. Seguindo o procedimento representado pelo fluxograma da Figura 18.

Para a mudança de configuração do MOTOR 1 para o MOTOR 2 foi realizada a conversão do motor a gasolina para etanol hidratado e a adaptação de um turbocompressor no motor normalmente aspirado. Todo processo detalhado de adaptação do TC, instalação do sistema de gerenciamento eletrônico programável, sensores, sistema de combustível e também a programação do novo sistema de gerenciamento eletrônico programável utilizando etanol hidratado, foi realizado por um mecânico especialista. Esse processo não será descrito detalhadamente devido ao enfoque deste trabalho.

### 3.2.1 Ensaio Dinamométrico

Os ensaios foram realizados no dinamômetro de chassi modelo DynoTech 720i (Fotografia 13), da empresa Dina Vip, na cidade de Castro no estado do Paraná. O equipamento foi previamente aferido e foram realizados três ensaios consecutivos com cada configuração (MOTOR 1 e MOTOR 2) para garantir a reprodutibilidade e confiabilidade dos testes. Cada ensaio teve a duração de aproximadamente quinze minutos, contados a partir do momento que o veículo foi ancorado no dinamômetro (somente para o primeiro teste com cada configuração).



**Fotografia 13 – Dinamômetro de chassi e veículo utilizado nos testes**  
**Fonte: autoria própria.**

Para a aquisição dos dados, foi realizado o teste dinamométrico alocando o veículo sobre os rolos do equipamento (Fotografia 13). Após o correto posicionamento, foi realizada a ancoragem do automóvel com seis cintas especiais do tipo catraca, com capacidade de carga de até três toneladas cada.

Após o veículo e o dinamômetro estarem prontos para a aferição (ventilador posicionado e equipamento ligado), deu-se início a rodagem do veículo para o aquecimento do motor e seus componentes de transmissão, até a temperatura de 70° C (líquido de arrefecimento do motor). Esta temperatura foi adotada como padrão para o início de cada teste.

O procedimento teve início com o veículo parado sobre os rolos, engrenando a primeira marcha e movimentando o veículo, fazendo o rolo girar e acelerando lentamente até 3000 rpm. Em seguida, realizando a troca para segunda marcha e por último para terceira marcha, mantendo a rotação do motor máxima a 3000 rpm. Então foi realizada a aferição do equipamento em 3000 rpm e do veículo em 3000 rpm (terceira marcha engrenada), programando o dinamômetro para início dos testes.

A primeira bateria de testes (3 testes consecutivos com intervalos de 30 minutos entre final e início do próximo) foi iniciada da mesma forma que o

procedimento de aferição do equipamento, até a terceira marcha do veículo e partindo de 3000 rpm.

O teste iniciou com um sinal dado pelo equipamento para aceleração total (TPS 100%). Com isso, a rotação aumentou progressivamente até atingir o máximo (limite) do motor pré-definido antes do teste. Neste caso o limite utilizado para as duas configurações: MOTOR (1 e 2) foi de 8500 rpm. Após o motor atingir essa rotação o veículo é rapidamente colocado em posição neutro ou ponto morto e o pedal de embreagem é desacionado simultaneamente. Por último, é necessário aguardar alguns segundos para a desaceleração dos rolos do dinamômetro. Somente após a medição final do equipamento, com o cálculo do torque e da potência por rotação do motor, são gerados os gráficos e tabelas com os resultados através do programa incorporado ao dinamômetro na interface gráfica do computador (Fotografia 14).



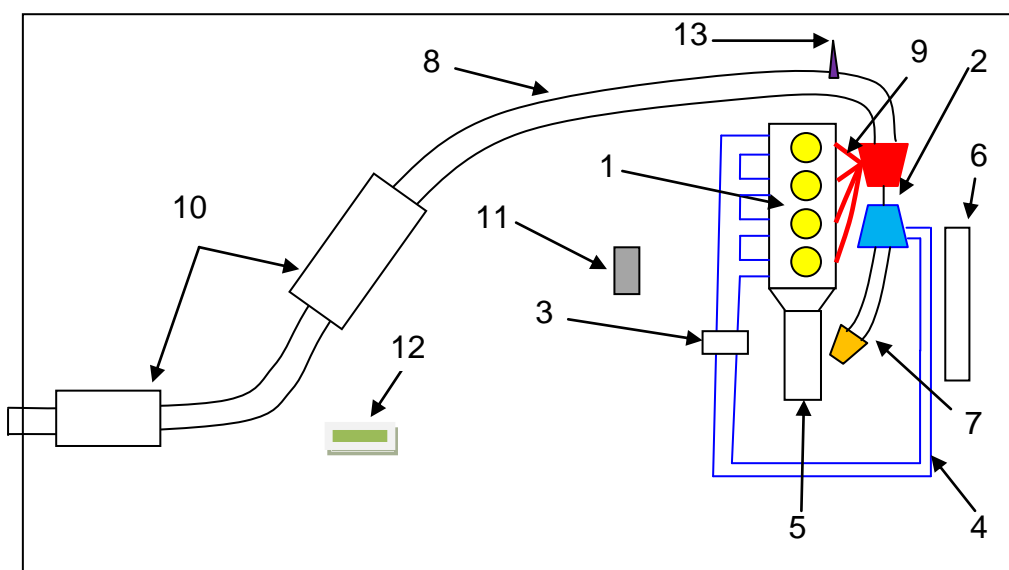
**Fotografia 14 – Interface gráfica do dinamômetro de chassi**  
Fonte: autoria própria.

Os valores obtidos de potência e torque foram padronizados e medidos nas rodas do veículo. Também durante os ensaios dinamométricos, foi mantido o valor de pressão manométrica máxima para o MOTOR 2 de 0,6 bar (admissão) e também todo o mapa de gerenciamento do sistema de injeção eletrônica do motor como parâmetros de entrada. Esta pressão utilizada foi escolhida com o intuito de manter a durabilidade e confiabilidade, não somente do motor e seus componentes, como também de todo o sistema de transmissão de potência do veículo. Além disso,

demonstrou um melhor desempenho geral, sendo assim não foi estabelecida de forma aleatória.

### 3.2.2 Mudança de configuração do MOTOR 1 para MOTOR 2

A disposição de alguns componentes após a adaptação do MOTOR 1 para o MOTOR 2 estão representados na Figura 18 com o intuito de demonstrar o posicionamento dos novos componentes no veículo.



**Figura 18 – Vista superior dos principais componentes: 1) MOTOR 2; 2) Turbocompressor; 3) Borboleta de admissão de ar; 4) Mangueiras, tubos e conexões para adaptação do TC; 5) Caixa de transmissão; 6) Radiador do líquido de arrefecimento; 7) Filtro e tubulação de admissão de ar do motor; 8) Tubulação de exaustão; 9) Coletor dos gases de exaustão; 10) Filtros atenuadores do sistema de exaustão; 11) Sistema gerenciamento eletrônico; 12) Bomba de combustível adicional; 13) Sensor de oxigênio.**

Fonte: autoria própria.

Os componentes: motor, borboleta de admissão, caixa de transmissão e radiador foram mantidos em suas posições iniciais (MOTOR 1). Entretanto o coletor de exaustão, filtro e tubulação de admissão de ar, sistema de exaustão, bomba de combustível e central de gerenciamento eletrônico foram, substituídos e também realocados para a correta adaptação do TC.



A Fotografia 15 mostra o cofre do motor do veículo e a disposição de alguns componentes na configuração MOTOR 2.



**Fotografia 15 – Cofre do motor do veículo (MOTOR 2)**  
Fonte: autoria própria.

A massa extra, adicionada ao veículo, durante a conversão do MOTOR 1 para MOTOR 2, foi de aproximadamente dezessete quilogramas. A maior parte do TC (10 kg), válvula wastegate (1,0 kg), bomba de combustível adicional (0,5 kg) e o restante (5,5 kg) devido ao novo sistema de pressurização que pode ser observado (parcialmente) na Fotografia 15.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados e a discussão dos testes realizados com o MOTOR 1 e MOTOR 2.

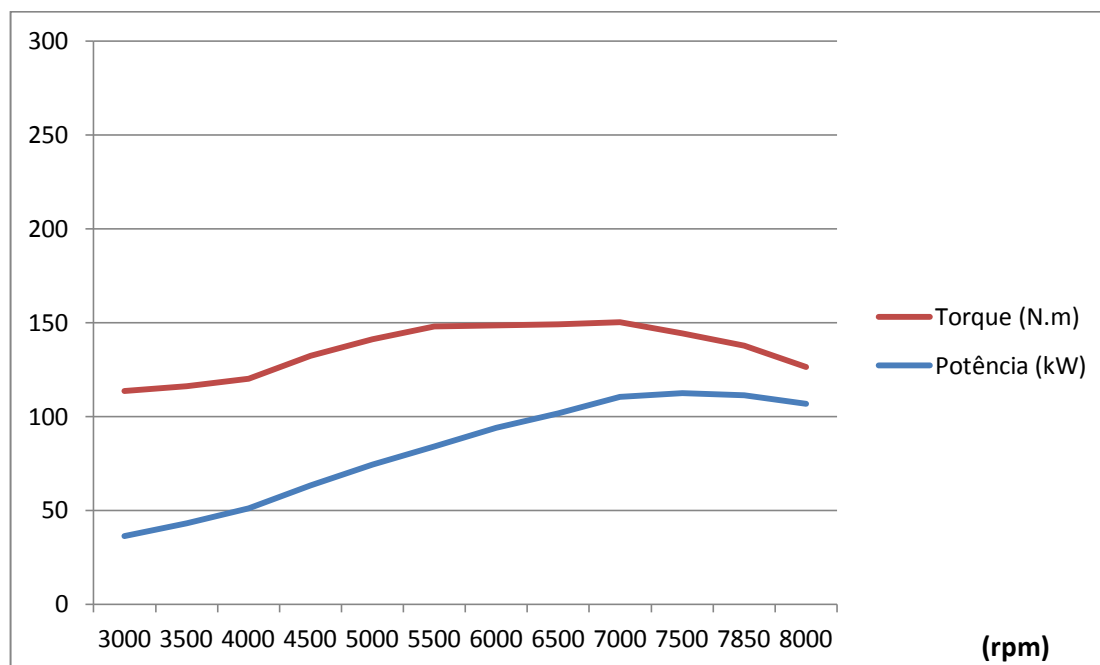
### 4.1 ENSAIO DO MOTOR 1

Os resultados dos testes em dinamômetro do veículo utilizando o MOTOR 1 NA movido a gasolina E(25) são apresentados na Tabela 07.

<b>Tabela 07 - MOTOR 1 NA movido a E(25)</b>		
<b>rpm</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Torque (Nm)</b>
3000	36,35	113,47
3500	43,10	116,26
4000	50,98	120,13
4500	63,12	132,30
5000	74,23	141,14
5500	84,06	147,84
6000	93,90	148,65
6500	101,52	149,07
7000	110,31	<b>150,10</b>
7500	<b>112,45</b>	144,16
7850	111,36	137,86
8000	106,68	126,23
<b>Média</b>	<b>82,34</b>	<b>135,60</b>

**Fonte: autoria própria**

Através dos valores obtidos na Tabela 07, foi possível gerar o Gráfico 07 de potência e torque por rotação do motor.



**Gráfico 07 – MOTOR 1**  
**Fonte: autoria própria.**

É possível observar que a curva de torque é relativamente plana entre 5500 e 7000 rpm e variando de 113,47 N.m (3000 rpm) até o valor máximo de 150,10 N.m (7000 rpm). Para a curva de potência o valor inicial atingido foi de 36,35 kW (3000 rpm) e a potência máxima de 112,45 kW (7500 rpm). Sendo válido lembrar que estes resultados foram obtidos na roda do veículo, ou seja, o desempenho real, desconsiderando as perdas do sistema de transmissão do veículo.

## 4.2 ENSAIO DO MOTOR 2

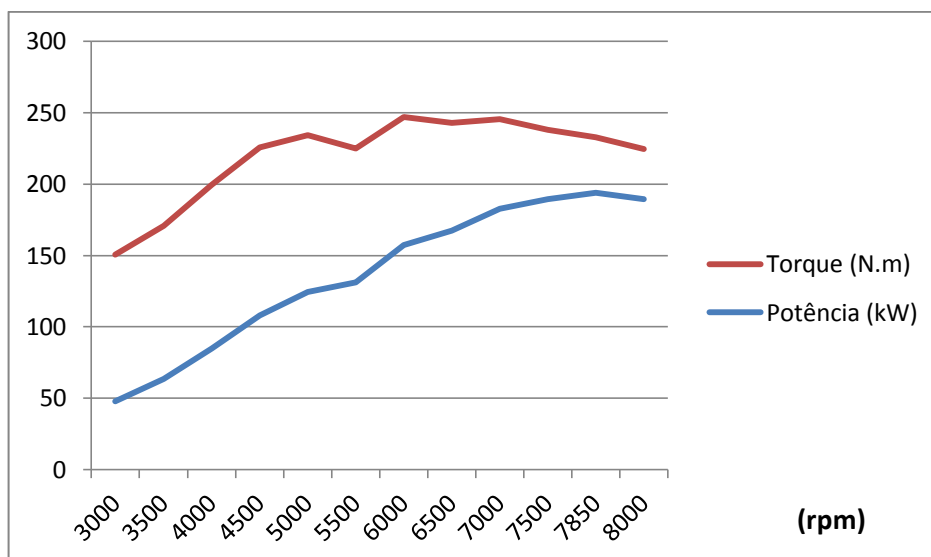
A Tabela 08 apresenta os resultados dos testes do MOTOR 2 turboalimentado operando com etanol hidratado e da mesma forma foi gerado o Gráfico 08 para representar a curva de potência e torque desta nova configuração.

**Tabela 08 – MOTOR 2 turbocomprimido movido a etanol hidratado**

<b>rpm</b>	<b>Potência (kW)</b>	<b>Torque (N.m)</b>	<b>Pressão Manométrica (bar)</b>
3000	47,89	150,39	0,12
3500	63,50	170,89	0,15
4000	84,67	199,44	0,23
4500	107,80	225,63	0,39
5000	124,26	234,07	0,50
5500	131,26	224,75	0,53
6000	157,31	246,92	0,56
6500	167,51	242,80	0,53
7000	182,53	245,64	0,57
7500	189,43	237,89	0,53
7850	193,93	232,69	0,52
8000	189,27	224,35	0,58
<b>Média</b>	<b>143,26</b>	<b>239,59</b>	<b>0,43</b>

**Fonte: autoria própria.**

É possível observar na Tabela 08 e no Gráfico 08 que a potência e o torque aumentaram substancialmente com a configuração MOTOR 2 em relação ao MOTOR 1. Isto ocorreu devido à pressão manométrica de admissão média de 0,43 bar do turbocompressor, imprimida ao sistema de admissão de ar do motor. O que resultou em aumento da eficiência volumétrica, com a maior massa de ar através do incremento da sua densidade e como consequência a maior PME.



**Gráfico 08 – MOTOR 2.**  
**Fonte: autoria própria**

O aumento de temperatura do ar de admissão, através da sua compressão é apresentado no Apêndice B (gráfico de telemetria do MOTOR 2). Porém, devido à baixa pressão manométrica durante os testes, o gradiente de temperatura foi de apenas 14° C. Motivo pelo qual optou-se pela não utilização do *intercooler* no sistema de admissão do MOTOR 2, apesar de conhecidos os benefícios desta técnica, além dos custos adicionais.

Segundo a Equação 03, quanto maior a rotação do motor, para valores constantes de torque, maior é a potência atingida, o que é possível observar em ambos os Gráficos 07 e 08. Entretanto, existe um limite, onde às perdas por atrito se sobressaem causando a queda da eficiência mecânica, que afeta o desempenho do motor significativamente, diminuindo o torque e a potência efetiva também descrita no Gráfico 03.

A Tabela 09 mostra os resultados de desempenho médio de potência e torque e o ganho obtido entre o MOTOR 2 turbocomprimido operando com etanol hidratado e o MOTOR 1 NA movido a gasolina E(25).

**Tabela 09 – Resultados de desempenho médio de potência e torque para determinada  $P_m$** 

	Potência Média (kW)	Torque Médio (N.m)	Pressão Manométrica Média (bar)
MOTOR 1	82,34	135,60	Vácuo
MOTOR 2	143,26	239,59	0,43
Ganho MOTOR 2 (%)	74	76,69	-----

Fonte: autoria própria.

Foram utilizados valores de potência e torque médios na Tabela 09, para obter-se uma análise mais efetiva do aumento de desempenho entre os motores testados. Diferentemente ao que geralmente é utilizado como estratégia de marketing para venda de veículos leves, onde a potência máxima é o foco.

A PME é a média das pressões dentro do cilindro, portanto a pressão manométrica média de 0,43 bar obtida no MOTOR 2, resulta em maior PME que traz o aumento de torque e conseqüentemente de potência.

O ganho de 74 % de potência média é resultado direto da maior PME obtida com a maior pressão manométrica e do maior valor de rotação (7850 rpm). Através da Equação 03 é possível observar que a potência é diretamente proporcional ao torque e a rotação do motor.

Entretanto, pode-se assumir que uma pequena parte do ganho de potência obtido, ocorreu devido ao uso do etanol hidratado, o qual é comum em motores bicombustíveis.

A Tabela 10 apresenta um comparativo de potência e torque máximos entre dois motores NA, bicombustíveis de dois fabricantes nacionais, semelhantes quanto ao tipo de construção ao motor utilizado neste trabalho. Contudo, este é somente um indicativo de aumento de desempenho, pois não demonstra realmente um ganho de potência média para o mesmo intervalo de rotação.

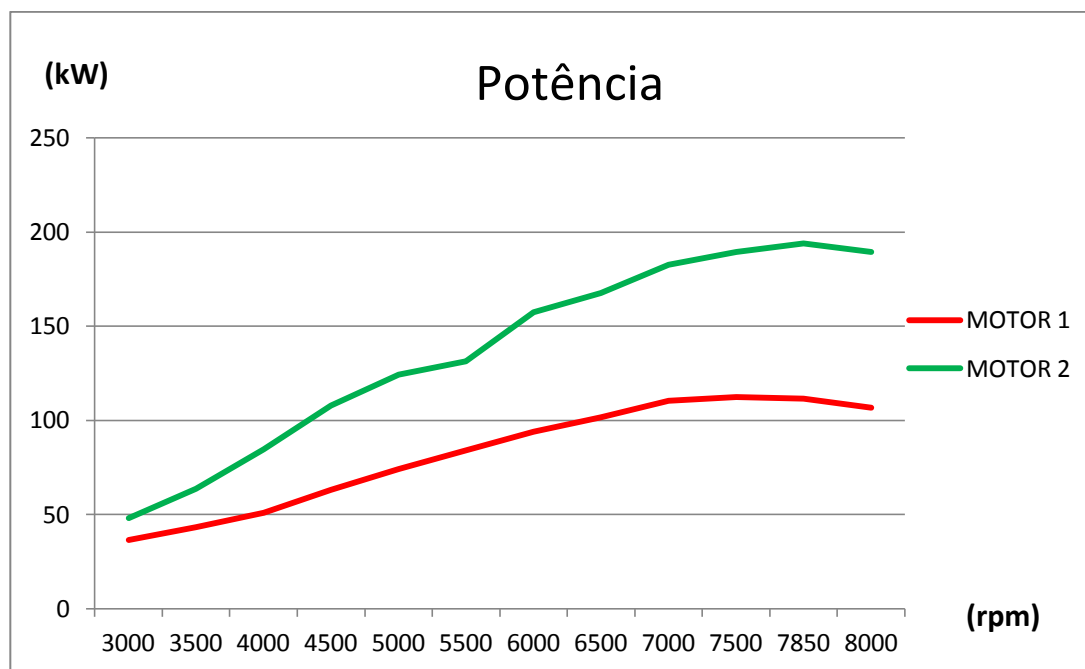
Tabela 10 – Comparativo de potência e torque de 2 motores NA

	Fiat 1.6 16v	Hyundai 1.6 16v
<b>Potência máxima</b> (etanol/gasolina) - CV	(107/102)	(128/122)
<b>Torque máximo</b> (etanol/gasolina) - N.m	(164,4/158,8)	(162/157)

Fonte: manual do proprietário do veículo.

O comparativo da Tabela 10 para um motor NA bicombustível mostra que com o uso de etanol houve um ganho aproximado de 5 e 3 % em potência e torque máximo respectivamente se comparado à gasolina E(25). Esses valores são comuns para a maioria dos motores bicombustíveis, então é possível projetar esse ganho para o MOTOR 2 em relação ao MOTOR 1. Portanto, pode-se assumir que aproximadamente 5 e 3 % do aumento de potência e torque do MOTOR 2 ocorreu devido a conversão para o álcool etílico e a maior parte devido ao uso do turbocompressor.

Os Gráficos 09 e 10 mostram os maiores valores nas respectivas curvas de potência e torque do MOTOR 2 em comparação ao MOTOR 1 para os mesmos valores de rotação. Especificamente para as curvas de potência é possível observar que para baixos regimes de rotação dos motores, os valores de potência são muito próximos. Porém, a medida que a rotação aumenta, a curva do MOTOR 2 distancia-se da curva do MOTOR 1. Isto deve-se ao fato do incremento da pressão manométrica do TC que aumenta a eficiência volumétrica e a PME do MOTOR 2 em relação ao MOTOR 1 NA, observado na revisão deste trabalho e especificamente nas Equações 06 e 12.



**Gráfico 09 – Curvas de potência: MOTOR 1 e 2**

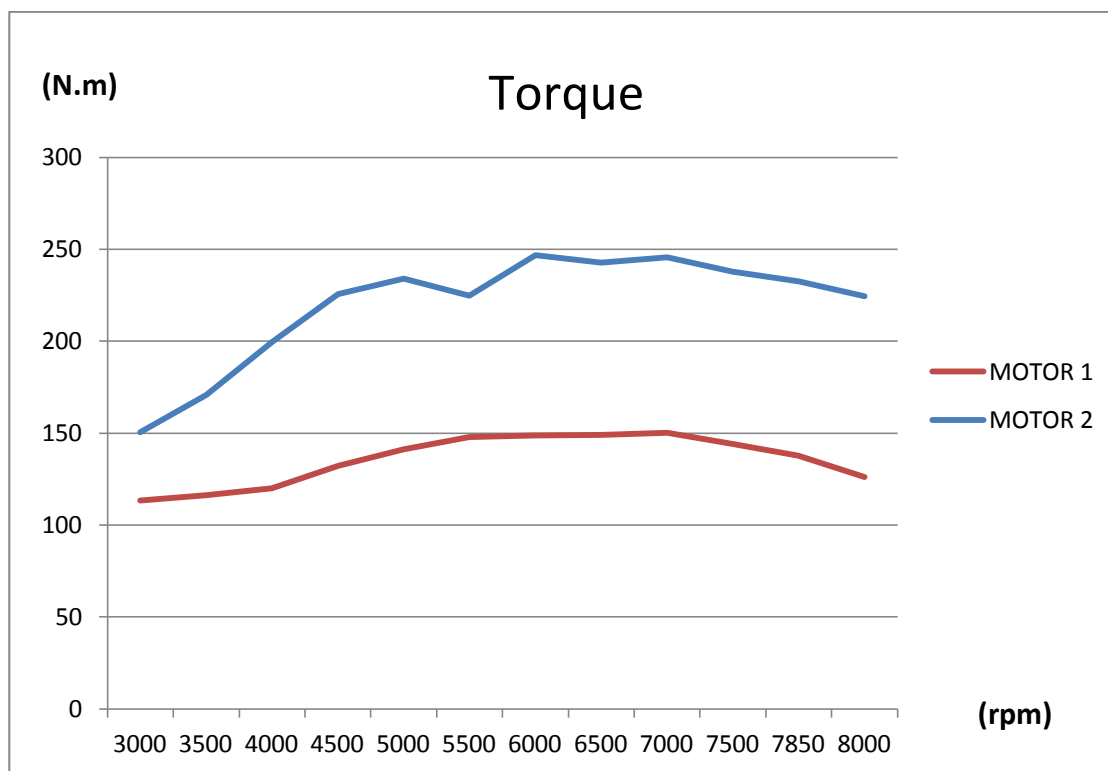
Fonte: autoria própria.

Outro ponto importante na análise do Gráfico 09 (Tabelas 07 e 08) foram os valores de potência máxima. O MOTOR 2 atingiu 193,93 kW (7850 rpm) e o MOTOR 1 apenas 112,45 kW (7500 rpm).

No Gráfico 05 a curva de torque do MOTOR 1 é relativamente plana, no entanto para o MOTOR 2 a curva de torque possui um coeficiente angular (inclinação) visivelmente maior para rotações entre (3000 e 4500 rpm). Porém, entre 5000 e 5500 rpm, a curva de torque perde rendimento. Isto pode ser explicado devido a mudança do perfil do comando de válvulas com o uso do sistema *VTEC*. Nesta situação, a área de passagem dos fluidos aumenta, devido a maior abertura das válvulas de admissão e exaustão, o que conseqüentemente altera o gradiente de pressão e de velocidades dos gases nos condutos de admissão e exaustão. Como resultado, a mudança de comportamento do MOTOR 2, através da turbulência excessiva da mistura ar/combustível, gerada por ondas de choque no fluido, pode ter causado a queda de desempenho.

Outra hipótese considerada é a ocorrência de queda de pressão de óleo do motor devido ao acionamento hidráulico do *VTEC*, causando assim a diminuição da eficiência mecânica do motor nesta faixa de rotação, o que pode ser pouco provável.





**Gráfico 10 – Curvas de torque: MOTOR 1 e 2**  
 Fonte: autoria própria

Ainda no Gráfico 10, o MOTOR 2 obteve ganho de 65,7 % no torque máximo 246,92 N.m (6000 rpm) em comparação ao MOTOR 1, onde é possível assumir valores de torque constantes entre 5500 e 7000 rpm (147,84 à 150,10 N.m). Além do ponto mais interessante observado no Gráfico 10 e nas Tabelas 07 e 08, em relação ao torque máximo do MOTOR 1, o qual é superado no MOTOR 2 à apenas 3000 rpm.

Diante dos resultados obtidos durante os testes em dinamômetro, foi relevante demonstrar a relação peso/potência e peso/torque do veículo para as configurações MOTOR 1 e 2, apresentadas na Tabela 11.

**Tabela 11 – Relação peso/(potência e torque) médios do veículo**

	Peso do veículo (kgf)	Peso/Potência média (kgf/kW)	Peso/Torque médio (kgf/N.m)
MOTOR 1	1120	13,6	8,26
MOTOR 2	1137	7,94	4,75

**Fonte: autoria própria.**

A massa adicionada ao veículo (MOTOR 2), foi de aproximadamente dezessete quilogramas, um valor praticamente insignificante devido a potência e torque gerados com a utilização da nova configuração.

Ainda na Tabela 11, verifica-se a relação peso/potência (média) do veículo utilizando o MOTOR 1, foi de 13,6 (kgf/kW) e para o MOTOR 2 em 7,94 (kgf/kW), que demonstra uma redução de 58,35 % em peso (massa) para cada unidade de potência. Para a relação peso/torque a redução de peso obtida foi de 57,5 % em média para cada unidade de torque disponível no MOTOR 2 (Apêndice A). Isto representa um provável ganho de desempenho, quanto ao menor consumo de combustível e conseqüente menor emissão de gases poluentes. Porém, estas afirmações somente podem ser confirmadas através de testes de consumo e emissões em laboratórios especializados, que fogem ao escopo deste trabalho.

Este pequeno acréscimo de peso total do automóvel ocorreu, devido a não utilização de sistemas de resfriamento de ar (*intercooler*) e de óleo (trocador de calor). Dentre outros sistemas que poderiam trazer algum benefício quanto a maior durabilidade do motor, porém, resultariam em peso extra ao veículo. No entanto, somente testes específicos de longa duração avaliariam de forma correta estas possibilidades.

Com este ganho na relação de peso/potência e peso/torque, o desempenho do veículo (MOTOR 2) aumentou substancialmente, sendo notável aos ocupantes do veículo, a maior aceleração ou as rápidas retomadas de velocidade. Todavia, não foram realizados testes para verificar os valores de aceleração, retomada e ou consumo de combustível e emissões de gases, como já observado. No entanto, foi

constatado que a configuração do MOTOR 2 é capaz de substituir motores de maior deslocamento volumétrico em veículos de maior porte (*downsizing*). Todavia, é válido observar que alterações no sistema de transmissão do veículo podem ser necessárias. Isto, não somente devido ao maior torque disponível do motor, como também à maior massa do veículo, que pode ser desconsiderada neste trabalho, observando que o ganho em massa foi de apenas 1,5 % e não representa relevância.

Os resultados obtidos nos testes são coerentes com a literatura e apontam um caminho viável, diante da tendência da indústria nacional, que busca inovar, seguindo o mercado mundial e adaptando-se às normas regulamentadoras brasileiras.

Através deste experimento e analisando a tendência mundial de aumento da eficiência energética é evidente que o uso de sobrealimentação e biocombustíveis em motores de CI de IC são crescentes. Especialmente o turbocompressor e o etanol hidratado que estão entre as alternativas mais eficazes para os fabricantes de veículos atingirem os novos padrões em eficiência energética e garantirem os benefícios oferecidos pela legislação vigente como o INOVAR-AUTO.

Pode-se notar que nos últimos anos os motores que utilizam turbocompressores estão entre os mais eficientes, modernos e de maior potência específica.

Segundo o *International Engine of the Year Awards* é válido destacar que dentre os oito melhores motores de CI do ano de 2014, apenas um é normalmente aspirado (segundo colocado) e todos trabalham no ciclo Otto. O prêmio reconheceu um motor de um litro turboalimentado como o melhor do ano, dentre todas as categorias analisadas, reforçando as vantagens do conceito de *downsizing* demonstrado neste trabalho (Engine of the Year, 2014).

É importante ressaltar que não foram abordados os aspectos como durabilidade e resistência mecânica dos componentes do motor e transmissão, devido à falta de recursos (materiais e intelectuais). Entretanto, com a utilização de baixa pressão de admissão no TC, o veículo tem boa confiabilidade e não apresentou nenhum inconveniente, quanto à adaptação do TC e a utilização de etanol. O mesmo é utilizado diariamente por mais de dois anos, onde percorreu mais

de cinquenta mil quilômetros e teve apenas a bomba de combustível sendo substituída por mau funcionamento após trinta e sete mil quilômetros rodados.

Durante a adaptação do turbocompressor, foram encontradas dificuldades quanto ao modelo adequado para este tipo e configuração de motor. A primeira tentativa foi falha e somente após a substituição do TC, por um modelo de menores dimensões, foi possível obter um funcionamento correto do motor.

É preciso entender que não necessariamente um motor mais eficiente emite menos gases, os quais poderiam aumentar o efeito estufa. Por exemplo, na Europa os fabricantes possuem motores que atendem as normas EURO 6, que entraram em vigor em 2014 e utilizam na maior parte o sistema de recirculação dos gases de exaustão. Isto pode diminuir os índices de emissão de gases, porém prejudica o desempenho dos motores quanto ao consumo de combustível, além do maior custo do produto final.

Por último, é válido ressaltar que apesar de usualmente utilizado como estratégia para vender mais veículos, um pico de potência elevado, pode induzir a afirmação que este veículo tem melhor desempenho comparado a outro com maior potência média disponível. Portanto, ante a aquisição de um veículo, seja este uma motocicleta, um automóvel ou principalmente um caminhão, é interessante verificar a faixa de torque médio disponível (baixos valores de rotação) e o valor de potência média, não negligenciando a massa do veículo e sua aplicação.

Infelizmente para grande parte dos veículos, as curvas de desempenho dos motores e outras informações relevantes são omitidas e dificultam a avaliação do produto para um possível comparativo. Seria um grande desperdício de recursos, adquirir um automóvel superesportivo para dirigir-lo em um trânsito caótico e nas condições atuais da maior parte das vias brasileiras.

## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Foram apresentados os benefícios e a viabilidade do uso de um TC e etanol em motores de CI de IC e um panorama da indústria automotiva brasileira diante da nova legislação e tendência mundial de *downsizing* e o uso de biocombustíveis.

O objetivo de aumento de desempenho (potência e torque) de um motor de CI de ciclo Otto NA movido a gasolina E(25) através da adaptação de um TC e a conversão para etanol hidratado foi atingido.

O tema deste trabalho foi escolhido em meados de 2011, onde se notou a estagnação da indústria automotiva nacional. No entanto, após a recente criação do programa INOVAR-AUTO, este tema tornou-se relevante para as empresas deste setor.

Por meio do aumento da PME utilizando um sobrealimentador do tipo turbocompressor e combustível etanol hidratado (MOTOR 2), foram atingidos ganhos médios da ordem de 74 e 76,69 % em potência e torque respectivamente, quando comparados a versão NA operando com E (25).

Além da explanação das principais vantagens quanto ao uso desta técnica e dos principais componentes utilizados para a realização deste trabalho, foi apresentado uma alternativa diante do panorama atual da indústria brasileira quanto ao programa INOVAR-AUTO.

Apesar dos resultados obtidos, pode-se verificar que existe a possibilidade de aprofundamento deste trabalho. Por exemplo: a adição de um (*intercooler*), o aumento da relação de compressão e também a utilização de duas linhas paralelas de combustível (etanol hidratado e gasolina E(25)). Com o intuito de otimizar este tipo de motor e aumentar seu desempenho, estas são sugestões para trabalhos futuros. Não somente com o objetivo de aumento em desempenho (torque e potência), mas quanto à redução de emissões de gases e ao menor consumo de combustível, os quais são o foco da indústria automotiva, frente às atuais normas regulamentadoras e a maior competitividade do mercado brasileiro.

## REFERÊNCIAS

ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas – NBR ISSO 1585/1996 – Veículos rodoviários – Código de ensaio de motores – Potência líquida efetiva. Disponível em:

< <http://www.abntcatalogo.com.br/norma.aspx?ID=5141>>. Acesso em: 15 jun. 2014.

ANP, AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (Brasil). **QUALIDADE DOS COMBUSTÍVEIS**. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/?pg=46847&m=&t1=&t2=&t3=&t4=&ar=&ps=&cachebust=1308232630632>>.

<[http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll/leg/resolucoes\\_anp/2011/fevereiro/ranp%207%20-%202011.xml?f=templates\\$fn=document-frame.htm\\$3.0\\$q=\\$x=\\$nc=735](http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll/leg/resolucoes_anp/2011/fevereiro/ranp%207%20-%202011.xml?f=templates$fn=document-frame.htm$3.0$q=$x=$nc=735)>. Acesso em: 28 mai. 2014.

ATZ, **Higher Efficiency**. Disponível em:

<<http://www.atzonline.com/Article/13951/Exhaust-Gas-Separation-System-for-Higher-Efficiency.html>>. Acesso em: 12 dez. 2013.

BELL, C. **Maximum boost: designing, testing and installing turbocharger systems**. Cambridge, MA, USA. Bentley publishers, automotive books and manuals, 1997.

BELL, A.G. **Forced induction: performance tuning a practical guide to supercharging and turbocharging**, Haynes Manuals Inc., 2002.

BEST. **BioEthanol for Sustainable Transport**. Disponível em:

<[http://www.besteurope.org/upload/BEST\\_documents/info\\_documents/BEST\\_FinalReport\\_revfeb10.pdf](http://www.besteurope.org/upload/BEST_documents/info_documents/BEST_FinalReport_revfeb10.pdf)>. Acesso em: 11 fev. 2014.

BLAIR, G.P. **Design and simulation of four stroke engines**. SAE, 1998.

BOSCH, **Automotive Handbook**. SAE, ed. 6, 2004.

BOSCH, **Flex Start**. Disponível em:

<[http://www.bosch-tecnologiaautomotiva.com.br/pt\\_br/br/driving\\_comfort\\_2/driving\\_comfort\\_systems\\_for\\_passenger\\_cars\\_3/teste/home.html](http://www.bosch-tecnologiaautomotiva.com.br/pt_br/br/driving_comfort_2/driving_comfort_systems_for_passenger_cars_3/teste/home.html)>. Acesso em: 12 mar. 2014.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna: volume 1 e 2.** São Paulo: Blucher, 2012.

CALVITI, M. A. C. **Estudo do processo de desenvolvimento de motores de combustão interna.** 200 f. Dissertação - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.

COLLINS, J. A. **Projeto mecânico de elementos de máquinas.** Rio de Janeiro : LTC, 2006.

COHN, D.R., BROMBERG, L.; HEYWOOD, J.B. **Direct Injection Ethanol Boosted Gasoline Engines: Biofuel Leveraging for Cost Effective Reduction of Oil Dependence and CO2 Emissions** Massachusetts Institute of Technology Cambridge, 2005.

DYNOTECH, **Dinamômetro.** Disponível em:  
<<http://www.dynotechpower.com>>. Acesso em: 13 mar. 2014.

DYNOMITE, **Chassis Dynamometer Systems.** Disponível em:  
<<http://www.land-and-sea.com/chassis-dyno/chassis-dyno.htm>>. Acesso em: 13 mar. 2014.

EARTH POLICY, Institute from F.O. Licht, **World Ethanol and Biofuels Report**, vol. 10, no. 16 (24 April 2012), p. 323

EATON, **Compressor Mecânico.** Disponível em:  
<<http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/Automotive/AutomotiveAftermarket/Superchargers>>. Acesso em: 18 mai. 2014.

Engine of the Year, **International Engine of the Year Awards.** Disponível em:  
<<http://www.ukipme.com/engineoftheyear/results.php?id=2>>. Acesso em: 18 jun 2014.

FERRARI, G. **Motori a combustione interna.** 2<sup>a</sup> edizione. Torino, Italia: Il Capitello, 1996.

Flowers, D.L., Aceves, S.M. and Frias, J.M., 2007. "Improving Ethanol Life Cycle Energy Efficiency by Direct Utilization of Wet Ethanol in HCCI Engines". SAE Paper 2007-01-1867.

F1, **Formula 1**. Disponível em:  
<[http://www.formula1.com/inside\\_f1/rules\\_and\\_regulations/technical\\_regulations/8699/](http://www.formula1.com/inside_f1/rules_and_regulations/technical_regulations/8699/)>. Acesso em: 15 jun. 2014.

GILLERI, S. **Preparación de motores de serie para competición**. Barcelona, España: CEAC, 2005.

GARRET, **Turbo Technologies**. Disponível em:  
<[http://www.garretbulletin.com/assets/Hon\\_Cap\\_Bro\\_090809sm.pdf](http://www.garretbulletin.com/assets/Hon_Cap_Bro_090809sm.pdf)>. Acesso em: 28 mar. 2014.

GIOCOSA, D. **Motori endotermici**. 15ª edizione. Italia: Heopli, 2000.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988.

HOLSET, **TURBOCHARGER**. Disponível em:  
<<http://www.myholsetturbo.com/holsethx35.html>>. Acesso em: 23 fev. 2014.

HONDA, **VTEC Valve Control System**. Disponível em:  
<<http://world.honda.com/motorcycle-technology/vtec/p4.html>>. Acesso em: 16 mar. 2014.

INDYCAR, **Fórmula Indy Car Series**. Disponível em:  
<<http://www.indycar.com/Fan-Info/INDYCAR-101/The-Car-Dallara/Car-Comparisons>>. Acesso em: 15 jun. 2014.

INJEPRO, **Manual do Usuário: Injeção Eletrônica Programável**. Disponível em:  
<<http://www.injepro.com>>. Acesso em: 13 mar. 2014.

INOVAR-AUTO. **Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores**. Disponível em:  
<[http://www.planalto.gov.br/ccivil\\_03/\\_ato2011-2014/2012/Decreto/D7819.htm](http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2011-2014/2012/Decreto/D7819.htm)>. Acesso em: 29 dez. 2013.



KESGIN, U. **Effect of turbocharging system on the performance of a natural gas engine.** Energy Conversion and Management, v. 46, n. 1, p.11-32, jan. 2005.

Korte V.; Fraser N.; Taylor J.; Dingelstadt R. **Efficient Downsizing for Future Gasoline Engines.** MTZ worldwide Edition: 2011-05.

KUTLAR, O.A.; ARSLAN, H.; CALIK, A.T. **Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load.** Elsevier Ltd., 2005.

LODETTI, J. C. **INTRODUÇÃO AOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.**

Capítulo 1 e 5. Disponível em:

<<http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/automotiva/downloadsAutomot/1INTRODMOTprint.pdf>>. Acesso em: 19 abr. 2014.

MAHLE, **Sistema de Lubrificação – Turbocompressor.** Disponível em:

<<http://www.mahle-aftermarket.com/.../Turbo>>. Acesso em: 13 mar. 2014.

MAN, **Diesel e Etanol.** Disponível em:

<<http://www.projetoagora.com.br/premiotopetanol2011/arquivos/docs/2012/08/8382d04f12180fca51f51afbc47ed96a.pdf>>. Acesso em: 20 mai. 2014.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

MUQUEEN, M. **Turbocharging With Air Conditioner Assisted Intercooler.** IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering. vol. 2. issue 3. 2012.

NGK. **Velas de Ignição.** Disponível em:

<<http://www.ngksparkplugs.com>> Acesso em: 24 abr. 2014.

PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of internal combustion engine.** 2<sup>nd</sup> edition. New Jersey, 2003.

RENAULT. **2014 Power Unit.** Disponível em:

<<http://www.ausmotive.com/downloads/Renault/RSF1-2014-V6-engine-press-kit.pdf>>. Acesso em: 12 mar. 2014.

RICARDO. **Ethanol Boosted Direct Injection**. Disponível em:  
<[http://www.ricardo.com/PageFiles/21730/RQ\\_Q3\\_2012.pdf](http://www.ricardo.com/PageFiles/21730/RQ_Q3_2012.pdf)>. Acesso em: 20 abr. 2014.

ROTREX, **Supercharger**. Disponível em:  
<<http://www.rotrex.com>> Acesso em: 12 mar. 2014.

SILVA, N. R. **Metodologia para Determinação da potência indicada em motores de combustão interna**. 2006. 158 f. Dissertação - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.

STAN, C. **Future trends in the development of spark ignition engines**. (Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren). MTZ - Motorentechnische Zeitschrift vol.10, 2002.

TAYLOR, C. F. **The internal-combustion engine in theory and practice**. Cambridge, Mass: M.I.T. Press, 1985.

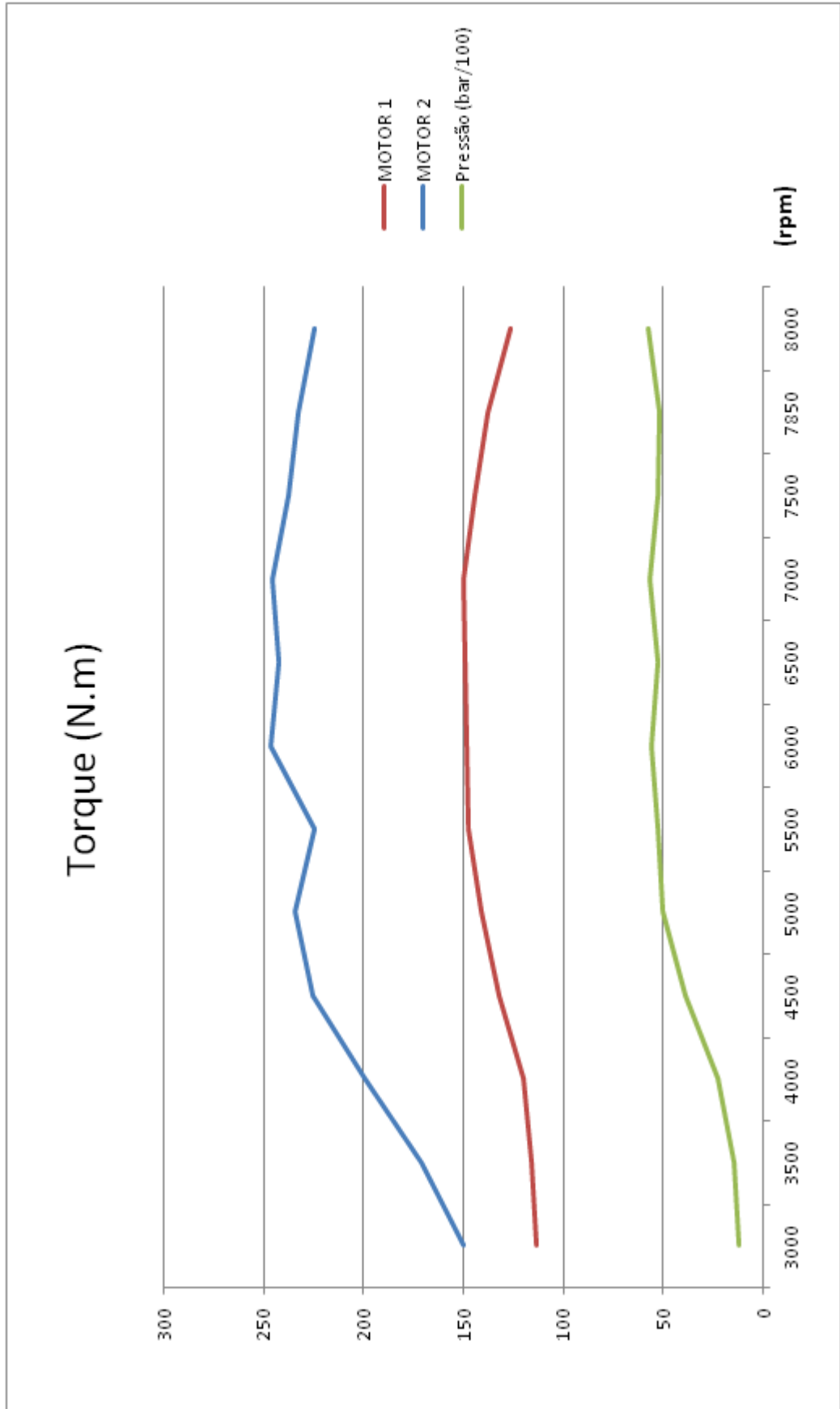
TYGESEN, N. **Rotrex Variable Drive Transmission (VDT)**. Final thesis (SDU), Odense - Denmark, 2009.

VIDAL, J. W. **Civilização Suicida**. Brasília: Star Print Gráfica e Editora, 2000.

WOMACK, J.P.; JONES, D.T.; ROSS, D. **A máquina que mudou o mundo**. Rio de Janeiro: Editora Campus, 1992.

ZINNER, K. **Supercharging of Internal Combustion Engines**, Springer-Verlag, 1978.

## APÊNDICE A (pressão manométrica Motor 2)



## APÊNDICE B (gráfico de telemetria do MOTOR 2)



