

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

PEDRO POMPEU DE MORAES

**AUMENTO DE POTÊNCIA COM BAIXO CUSTO ATRAVÉS DE INDUÇÃO
FORÇADA COM TURBOCOMPRESSOR CENTRÍFUGO EM MOTOR DA DÉCADA
DE 90**

UBERLÂNDIA
2026

PEDRO POMPEU DE MORAES

**AUMENTO DE POTÊNCIA COM BAIXO CUSTO ATRAVÉS DE INDUÇÃO
FORÇADA COM TURBOCOMPRESSOR CENTRÍFUGO EM MOTOR DA DÉCADA
DE 90**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Faculdade de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Uberlândia como requisito parcial para a
obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Orientadora: Prof.^a Dr.^a Ana Marta de
Souza

UBERLÂNDIA

2026

[VERSO PEDRO POMPEU DE MORAES

**AUMENTO DE POTÊNCIA COM BAIXO CUSTO ATRAVÉS DE INDUÇÃO
FORÇADA COM TURBOCOMPRESSOR CENTRÍFUGO EM MOTOR DA DÉCADA
DE 90**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Faculdade de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Uberlândia como requisito parcial para a
obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 13 de agosto de 2026.

BANCA EXAMINADORA

Prof.^a Dr.^a Ana Marta de Souza — Orientadora
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dr. Pedro Pio Rosa Nishida
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dr. Pedro Augusto Fernandes Pereira
Universidade Federal de Uberlândia

AGRADECIMENTOS

Agradeço majoritariamente aos meus pais, que me fizeram quem sou, e assim são indiretamente responsáveis por todas as minhas conquistas. Agradeço também aos meus amigos pelo apoio contínuo na jornada da graduação e da engenharia como um todo. À minha parceira, que se fez confidente e companhia mesmo nos momentos mais difíceis. E agradeço, por fim, a mim mesmo, por não desistir de mim.

*[...] ut quemadmodum pretiosa rerum sic
vita nostra non multum pateat, sed
multum pendeat. Actu illam metiamur, non
tempore.*¹

Sêneca, *Epistulae morales ad Lucilium*,
93, 4

1 [...] que nossas vidas, como joias de grande preço, sejam dignas de nota não por seu tamanho, mas pelo seu peso. Que as meçamos por seu desempenho, não por sua duração. Tradução própria a partir do texto latino estabelecido por Gummere (1925)..

RESUMO

A frota brasileira de autoveículos apresenta idade média crescente, o que sustenta um mercado expressivo de modificação de veículos das décadas de 1990 e 2000 para uso recreativo. Motores desse período, projetados como naturalmente aspirados, têm sua potência limitada pelo fluxo mássico de ar admitido, restrição que só pode ser superada pelo aumento da densidade do ar de admissão. Este trabalho apresenta o projeto, a fabricação, a instalação e a calibração de um sistema de indução forçada por turbocompressor centrífugo em um motor BMW M50B25TU, convertido para etanol hidratado e gerenciado por unidade eletrônica programável de código aberto Speeduino, com meta de duplicar a potência original do conjunto e dimensionamento para pressão manométrica de admissão de até 100 kPa. Adotou-se como restrição transversal de projeto o emprego de componentes disponíveis no mercado nacional de peças usadas, de modo a assegurar baixo custo e replicabilidade. O dimensionamento abrangeu o sistema de combustível, o compressor, a carcaça da turbina, a válvula de alívio, o coletor de exaustão, a tubulação de pressurização e o resfriador intermediário de ar, com verificação analítica de cada componente. Os ensaios foram conduzidos em dinamômetro de rolos inercial desenvolvido durante o projeto, em quatro configurações sucessivas: referência, conversão para etanol e gerenciamento programável, sobrealimentação a 25 kPa e sobrealimentação com controle eletrônico de pressão. Verificou-se evolução progressiva do desempenho, com aumento de 201,3 cv e 261,2 N·m na configuração de referência para 409,2 cv e 489,7 N·m na configuração final. Manteve-se o avanço de ignição no ponto de máximo torque em todas as condições de plena carga, sem limitação por detonação, o que confirma a margem conferida pelo etanol hidratado em motor de taxa de compressão 10:1. A primeira falha observada foi o deslizamento da embreagem, modo de falha não destrutivo previsto na fase de projeto. Discutem-se as limitações metrológicas do dinamômetro empregado, cujos indícios de superestimação restringem a validade dos resultados à comparação relativa entre configurações.

Palavras-chave: sobrealimentação; turbocompressor; etanol hidratado; gerenciamento eletrônico programável; dinamômetro inercial.

ABSTRACT

The average age of the Brazilian vehicle fleet has been steadily increasing, which sustains a significant market for modifying vehicles from the 1990s and 2000s for recreational use. Engines from this period, designed as naturally aspirated units, have their power output limited by the intake air mass flow rate, a constraint that can only be overcome by increasing intake air density. This work presents the design, fabrication, installation and calibration of a forced induction system based on a centrifugal turbocharger applied to a BMW M50B25TU engine, converted to hydrous ethanol and managed by a Speeduino open-source programmable engine control unit, aiming to double the original power output and sized for an intake gauge pressure of up to 100 kPa. The use of components available on the Brazilian used-parts market was adopted as a cross-cutting design constraint, in order to ensure low cost and replicability. The sizing procedure covered the fuel system, the compressor, the turbine housing, the wastegate valve, the exhaust manifold, the pressurised piping and the intercooler, with analytical verification of each component. Tests were carried out on an inertial roller dynamometer developed during the project, across four successive configurations: baseline, ethanol and programmable engine management conversion, boosted operation at 25 kPa, and boosted operation under electronic boost control. A progressive performance improvement was observed, rising from 201.3 hp and 261.2 N·m in the baseline configuration to 409.2 hp and 489.7 N·m in the final configuration. Ignition timing was maintained at maximum brake torque under all wide-open-throttle conditions, with no knock limitation, confirming the margin provided by hydrous ethanol in an engine with a 10:1 compression ratio. The first failure observed was clutch slippage, a non-destructive failure mode anticipated during the design phase. The metrological limitations of the dynamometer are discussed, whose evidence of overestimation restricts the validity of the results to relative comparison between configurations.

Keywords: forced induction; turbocharger; hydrous ethanol; programmable engine management; inertial dynamometer.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	12
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	15
2.1	FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.....	15
2.1.1	Admissão.....	17
2.1.2	Compressão.....	17
2.1.3	Combustão.....	18
2.1.4	Exaustão.....	18
2.2	DESEMPENHO DE MOTORES.....	19
2.2.1	Taxa de compressão.....	19
2.2.2	Torque e potência.....	22
2.2.3	Eficiência volumétrica (VE).....	25
2.2.4	Pressão média efetiva (BMEP).....	27
2.2.5	Consumo específico de combustível (BSFC).....	29
2.3	PRINCÍPIO DA SOBREALIMENTAÇÃO DE MOTORES.....	30
2.4	FUNCIONAMENTO DE TURBOCOMPRESSORES.....	31
2.4.1	Compressores.....	31
2.4.2	Turbinas.....	33
2.5	COMBUSTÍVEIS E A FÍSICO-QUÍMICA DA COMBUSTÃO.....	36
2.5.1	Frente de chama.....	36
2.5.2	Relação ar-combustível (AFR).....	37
2.5.3	Calor latente e refrigeração da câmara.....	38
2.5.4	Anomalias da combustão (detonação e pré-ignição).....	39
2.5.5	Octanagem e resistência à detonação.....	39
2.6	RESFRIAMENTO DO AR DE ADMISSÃO (INTERCOOLER).....	40
2.7	GERENCIAMENTO ELETRÔNICO DE MOTORES.....	41
2.7.1	Necessidade do gerenciamento eletrônico.....	41
2.7.2	Gerenciamento programável Speeduino.....	42
3	PROJETO E DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA.....	44
3.1	DEFINIÇÃO DA META DE PROJETO.....	44

3.1.1	Limites mecânicos do trem de força.....	45
3.1.2	Limites mecânicos do motor.....	47
3.1.2.1	Limites mecânicos por detonação.....	47
3.1.2.2	Limites mecânicos por excesso de velocidade.....	48
3.1.2.3	Limites mecânicos por excesso de pressão.....	50
3.1.3	Limites térmicos.....	52
3.1.4	Definição do objetivo do projeto.....	52
3.2	SISTEMA DE COMBUSTÍVEL.....	53
3.2.1	Escolha do combustível.....	53
3.2.2	Bomba de combustível.....	57
3.2.3	Bicos injetores.....	59
3.3	COMPRESSOR.....	61
3.4	CARCAÇA DA TURBINA.....	64
3.5	WASTEGATE.....	71
3.6	COLETOR DE EXAUSTÃO.....	73
3.7	TUBULAÇÃO DE PRESSURIZAÇÃO.....	76
3.8	INTERCOOLER.....	77
4	METODOLOGIA.....	81
4.1	MEDIÇÃO DE POTÊNCIA.....	81
4.2	BASELINE.....	84
4.3	CONVERSÃO PARA ETANOL E ECU.....	85
4.3.1	Substituição do gerenciamento eletrônico.....	85
4.3.2	Conversão para etanol.....	90
4.4	FABRICAÇÃO E INSTALAÇÃO DO SISTEMA DE SOBREALIMENTAÇÃO	91
4.4.1	Coletor de exaustão.....	94
4.4.2	Sistema de escapamento e sonda lambda.....	105
4.4.3	Linhas de lubrificação do turbocompressor.....	106
4.4.4	Intercooler e tubulação de pressurização.....	106
4.4.5	Instrumentação adicional e controle eletrônico de pressão.....	108
4.5	CALIBRAÇÃO DO MOTOR.....	109
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	113

5.1	CONDIÇÕES DE ENSAIO E REPETIBILIDADE.....	113
5.2	RESULTADOS POR ETAPA.....	115
5.2.1	Baseline.....	115
5.2.2	Speeduino e etanol.....	120
5.2.3	Sobrealimentado.....	123
5.2.3.1	Controle eletrônico de sobrealimentação.....	128
6	CONCLUSÃO.....	133

1 INTRODUÇÃO

A frota brasileira de autoveículos envelhece de forma contínua. Segundo o Relatório da Frota Circulante (Sindipeças, 2024), a idade média dos autoveículos passou de 8 anos e 7 meses, em 2014, para 11 anos e 1 mês em 2023. O movimento é estrutural: a participação de veículos com até cinco anos de uso recuou de 41,7% para 22,6% entre 2014 e 2023 (Sindipeças, 2024, p. 17), o que, em números absolutos, representa queda de 17,5 milhões para 10,7 milhões de unidades (Sindipeças, 2024, p. 18).

Esse acervo constitui a base material sobre a qual opera a cultura brasileira de modificação veicular. Cabe registrar que não foi localizada, durante a revisão bibliográfica, produção científica que caracterize quantitativamente o perfil da frota empregada em modificação para uso recreativo no Brasil — trata-se de lacuna na literatura. A afirmação aqui apresentada apoia-se, assim, em observação assistemática do autor em eventos de *drift* e *track day* realizados no país, nos quais se verifica predominância clara de veículos produzidos entre as décadas de 1990 e 2010. Tal predominância é coerente com três características desse grupo: baixo valor de aquisição frente a veículos de desempenho equivalente, arquitetura mecânica e eletrônica simples o bastante para permitir intervenção fora do ambiente fabril, e ampla disponibilidade de peças nos mercados de reposição e de usados. Reconhece-se o caráter não sistemático dessa observação, que é apresentada como motivação contextual do trabalho e não como resultado.

Do ponto de vista técnico, esses motores apresentam limitação bem definida. Projetados como naturalmente aspirados, sua potência é proporcional ao fluxo mássico de ar admitido (Robert Bosch, 2005, p. 476), grandeza cujo componente volumétrico é fixado pela geometria de admissão e exaustão e limitado, em última instância, pela condição de bloqueio sônico local (Blair, 1999, p. 215). O aumento significativo de potência sem alteração da geometria interna do motor exige, portanto, o aumento da quantidade de oxigênio no volume admitido, sendo uma das

formas disso, o aumento da densidade pela sobrealimentação. Entre as formas de obtê-la, o turbocompressor apresenta vantagem termodinâmica sobre o acionamento mecânico, por recuperar parte da energia perdida na exaustão em vez de constituir carga parasita ao virabrequim (Heywood, 1988, p. 249).

A barreira a essa conversão é a detonação. A elevação da pressão de admissão aumenta a pressão e a temperatura da mistura ao final da compressão, e motores de projeto aspirado adotam taxas de compressão elevadas para o padrão dos motores sobrealimentados — o BMW M50B25TU tratado neste trabalho opera com 10:1. Sob gasolina, essa combinação restringe severamente a pressão de sobrealimentação admissível. Como Costa e Sodré (2011) demonstram, a substituição do combustível por etanol hidratado contorna a restrição por duas vias simultâneas: maior resistência à autoignição e maior calor latente de vaporização, o que reduz a temperatura da mistura ao final da compressão (Heywood, 1988, p. 915).

Este trabalho tem por objetivo dimensionar, fabricar, instalar e calibrar um sistema de indução forçada por turbocompressor centrífugo no motor BMW M50B25TU, convertido para etanol hidratado e gerenciado por unidade eletrônica programável de código aberto, de modo a dobrar a potência original do conjunto — de aproximadamente 192 cv (BMW, 1990, p. 10) para cerca de 380 cv. Uma vez que a potência é proporcional ao fluxo mássico de ar, a meta corresponde à duplicação da pressão absoluta de admissão, e o sistema é dimensionado para pressão manométrica de até 100 kPa (1 bar).

Registra-se que a totalidade dessa potência excede os limites documentados dos componentes originais de transmissão e da vedação do cabeçote, cuja substituição por itens reforçados constitui etapa futura declarada do projeto. Os ensaios em dinamômetro conduzidos neste trabalho são, por conseguinte, realizados sob pressões de sobrealimentação parciais, de forma a validar o dimensionamento do sistema sem submeter o trem de força a esforços acima de seu limite seguro. Adota-se ainda, como restrição transversal de projeto, o critério de

baixo custo e replicabilidade, mediante emprego de componentes disponíveis no mercado nacional de peças usadas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 FUNCIONAMENTO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

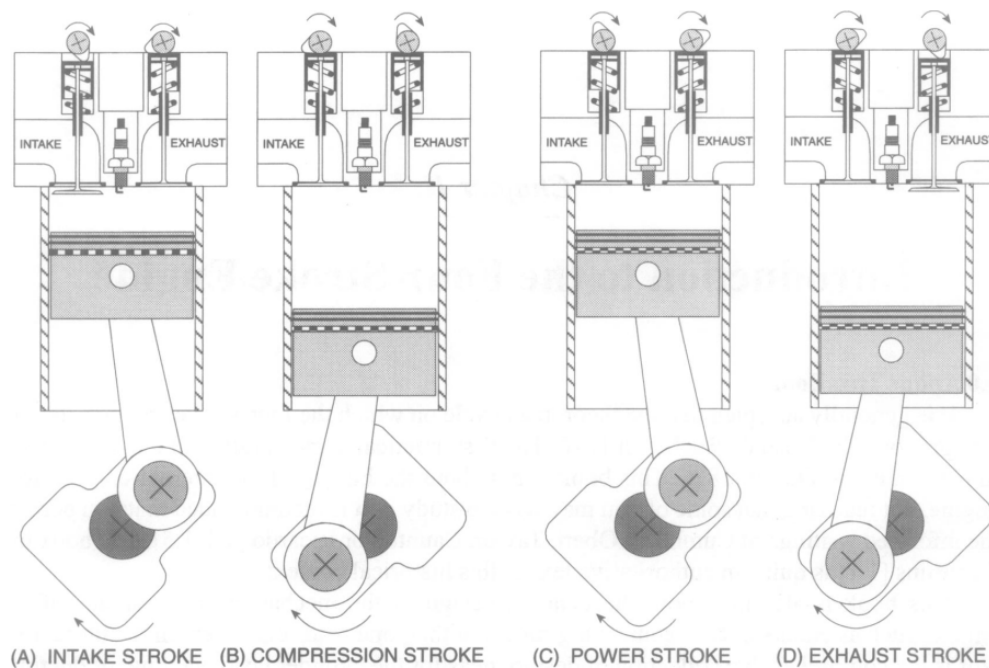
O motor tratado neste trabalho é do tipo quatro tempos. Esse tipo de motor possui um ciclo de funcionamento que se repete a cada duas voltas do virabrequim, ou 720 graus. O ciclo divide-se em quatro tempos — admissão, compressão, combustão e exaustão —, nessa ordem. Discute-se primeiramente o motor naturalmente aspirado, cujo funcionamento é mais simples, e, na sequência, os motores de indução forçada.

É importante esclarecer, de antemão, que será utilizado o termo ponto morto superior, ou sua sigla PMS, para descrever a posição mais próxima do cabeçote que o pistão pode atingir em seu curso, à qual corresponde o menor volume possível no cilindro. Ressalta-se, contudo, que em algumas figuras e diagramas podem ser encontrados sinônimos empregados por outros autores, como centro morto de topo ou *top dead center* (TDC).

De maneira análoga, será utilizado o termo ponto morto inferior, ou sua sigla PMI, para descrever a posição mais distante do cabeçote que o pistão pode atingir em seu curso, à qual corresponde o maior volume possível no cilindro. Na literatura, os sinônimos comumente encontrados são centro morto inferior e *bottom dead center* (BDC).

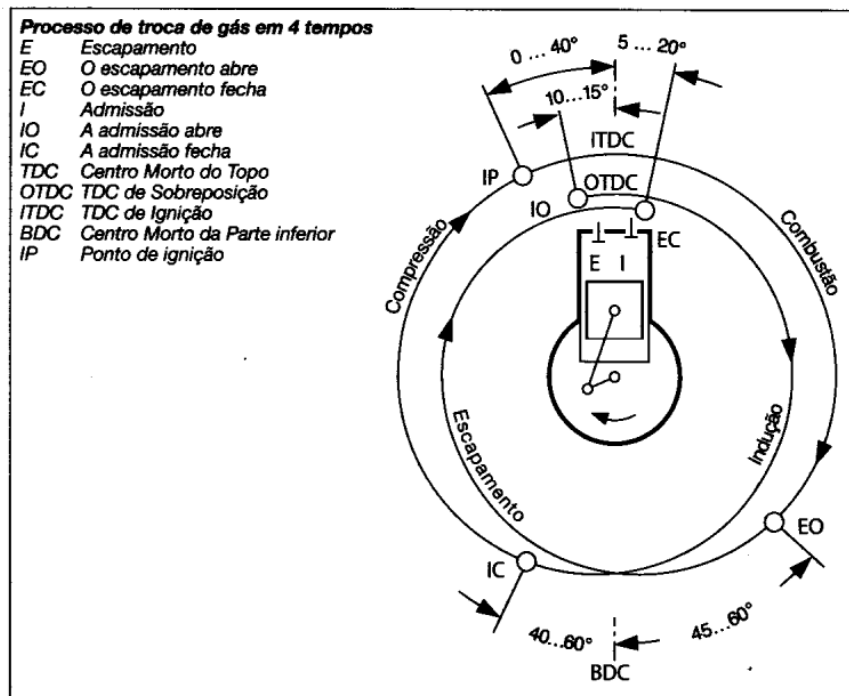
O ciclo de quatro tempos do motor de combustão interna é detalhado a seguir com base na análise teórica de Blair (1999, p. 4–5), complementada por dados técnicos de Robert Bosch (2005) e ilustrada pelas Figuras 1 e 2.

Figura 1 – Diagrama dos quatro tempos de um motor.



Fonte: Blair (1999, p. 2).

Figura 2 – Diagrama do comportamento das válvulas e da centelha nos quatro tempos do motor.



Fonte: Robert Bosch (2005, p. 471).

2.1.1 Admissão

Durante o primeiro tempo, de 10 a 15 graus antes do PMS (Robert Bosch, 2005, p. 471), o comando de válvulas, ao girar, pressiona o tucho, que força a válvula de admissão, comprimindo sua mola e iniciando sua abertura. O ar é admitido no motor pelo movimento do pistão do PMS até o PMI; esse deslocamento aumenta o volume do cilindro de seu mínimo até seu máximo, reduzindo a pressão interna e fazendo com que o ar entre no motor para preencher esse espaço. Ao fim da admissão, de 40 a 60 graus após o PMI (Robert Bosch, 2005, p. 471), o comando de válvulas deixa de pressionar o tucho e a mola fecha a válvula de admissão, selando o cilindro.

O ar pode conter ou não combustível, que pode ser adicionado de diversas maneiras, a depender do motor em questão. Neste trabalho, descreve-se o tipo mais comum atualmente, que é também o método empregado no motor da parte experimental: a injeção eletrônica sequencial indireta. Nesse método, o combustível é adicionado à corrente de ar antes que esta entre no cilindro — daí a designação de injeção indireta. Isso é feito por meio de um bico injetor montado no duto de admissão de cada cilindro, acionado eletronicamente para injetar combustível atomizado, em partículas pequenas o bastante para facilitar sua vaporização, diretamente na corrente de ar que se forma enquanto a válvula de admissão está aberta.

2.1.2 Compressão

Durante o segundo tempo do motor, a compressão, o pistão desloca-se do PMI até o PMS, reduzindo o volume do cilindro de seu máximo até seu mínimo. A mistura de ar e combustível, em um motor com taxa de compressão de 10:1, é comprimida até uma pressão de aproximadamente 20 bar, enquanto sua temperatura atinge cerca de 420 °C (Blair, 1999, p. 99; Robert Bosch, 2005, p. 505).

O aumento de pressão e temperatura garante a vaporização de todo o combustível contido no cilindro.

2.1.3 Combustão

Ao fim da compressão, entre 40 e 0 graus antes do PMS (Robert Bosch, 2005, p. 471), inicia-se o terceiro tempo, a combustão. Ela é iniciada pela vela, que gera uma centelha e inflama a mistura de ar e combustível; em consequência, “a pressão no cilindro aumenta rapidamente até dezenas de atmosferas e a temperatura sobe até milhares de graus Celsius” (Blair, 1999, p. 32, tradução própria). Idealmente, a propagação da chama ocorre de forma muito rápida e a pressão máxima é atingida pouco depois do PMS.

O pistão é empurrado do PMS até o PMI pela elevada diferença de pressão entre o cilindro e o cárter, que se encontra à pressão atmosférica. A força exercida sobre o pistão gera um torque no virabrequim, que será transmitido a qualquer sistema acionado pelo motor — no caso de um automóvel, o sistema de transmissão, que levará a potência até as rodas.

2.1.4 Exaustão

Por fim, inicia-se o quarto tempo, a exaustão, uma vez que o cilindro está cheio dos produtos da combustão, os quais devem ser removidos para que o cilindro possa admitir ar novamente e reiniciar o ciclo de operação. Para isso, de 45 a 60 graus antes do PMI (Robert Bosch, 2005, p. 471), o comando de válvulas pressiona o tucho, que força o início da abertura da válvula de exaustão; os gases são então expelidos para o escapamento pelo movimento do pistão do PMI até o PMS.

De maneira inversa à admissão, esse deslocamento do pistão diminui o volume do cilindro de seu máximo até seu mínimo, aumentando a pressão interna e forçando os gases para a atmosfera, que se encontra a uma pressão menor. Ao fim

da exaustão, de 5 a 20 graus após o PMS (Robert Bosch, 2005, p. 471), o comando de válvulas deixa de pressionar o tucho e a mola fecha a válvula de exaustão, de modo que o ciclo possa ser reiniciado.

2.2 DESEMPENHO DE MOTORES

O aprimoramento do desempenho de motores a combustão é um dos temas centrais da engenharia mecânica há mais de um século. É natural, portanto, que tenha se tornado um tema de elevada complexidade, no qual foram desenvolvidas tecnologias avançadas cuja compreensão exige estudo aprofundado de termodinâmica, mecânica dos fluidos, transferência de calor, ciência dos materiais e mecânica clássica, entre outras áreas.

O objetivo deste trabalho não é aprofundar-se em nenhuma dessas áreas; contudo, para que os experimentos apresentados adiante sejam compreendidos, é necessário um conhecimento básico dos conceitos fundamentais do tema.

2.2.1 Taxa de compressão

A taxa, ou razão, de compressão é a relação entre o volume máximo do cilindro, quando o pistão está no PMI, e o volume da câmara de combustão, ou volume mínimo, quando o pistão está no PMS. Trata-se de um parâmetro geométrico fixo na absoluta maioria dos motores, cujo valor pode ser determinado pela Equação (1).

$$r_c = \frac{VD + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (1)$$

em que r_c é a razão de compressão (adimensional), VD é o volume deslocado de um cilindro e V_{cc} é o volume da câmara de combustão desse cilindro.

É possível, no entanto, alterar a taxa de compressão de um motor. Isso normalmente é feito modificando-se o volume da câmara de combustão, tendo em vista que alterar o volume deslocado costuma ser significativamente mais caro e trabalhoso. Por sua vez, o volume da câmara pode ser modificado pela alteração do topo do pistão ou do cabeçote.

Essa alteração é frequentemente desejada, já que a razão de compressão exerce influência direta sobre as características termodinâmicas do motor. É ela que determina o quanto a mistura será comprimida antes da ignição e, com isso, quais serão a pressão e a temperatura no início da combustão. Desse modo, a taxa de compressão influencia diretamente a eficiência térmica do processo: quanto maior a razão, maior a eficiência global e maior a potência gerada, até um patamar situado em torno de 14:1, como apresentado na Figura 3.

Figura 3 – Efeito da variação da taxa de compressão na eficiência de conversão de combustível e na pressão média efetiva de um motor.

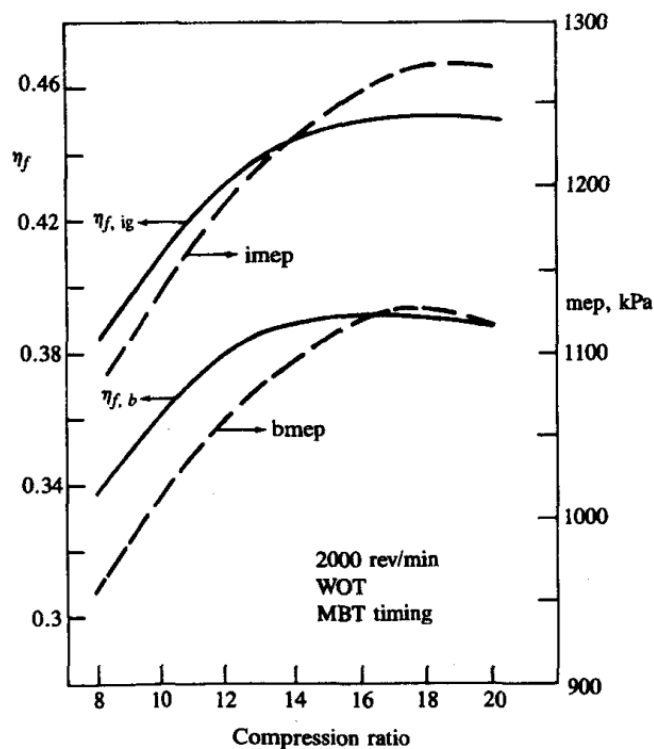


FIGURE 15-12
Effect of compression ratio on indicated mean effective pressure and fuel conversion efficiency. 5.3-dm³ eight-cylinder spark-ignition engine at 2000 rev/min and wide-open throttle. Equivalence ratio and spark timing adjusted for maximum torque for mep data; adjusted for minimum fuel consumption for efficiency data.¹⁷

A respeito desse comportamento, Heywood (1988, p. 842, tradução própria) afirma que:

Na faixa de taxa de compressão que é acessível aos motores de ignição por centelha (SI) com os combustíveis disponíveis ($R_c \approx 12$), a eficiência de conversão de combustível aumenta cerca de 3 por cento por unidade de aumento na taxa de compressão. Observe, é claro, que a potência do motor aumenta aproximadamente na mesma proporção.

Existem, contudo, limitações impostas pelos combustíveis que inviabilizam taxas de compressão muito altas; esses problemas serão tratados nas seções posteriores. Por essa razão, apesar dos avanços na tecnologia dos combustíveis, os motores convencionais ainda operam distantes desse valor de eficiência máxima. Motores da década de 1930 apresentavam taxas em torno de 5:1 ou 6:1 (Blair, 1999, p. 97), ao passo que o motor M50B25TU da BMW, da década de 1990, tratado neste trabalho, possui taxa de 10:1.

Por outro lado, a Figura 4 exemplifica o quanto as pressões no interior do cilindro se elevam com o aumento da taxa de compressão. Diante disso, pode ser desejável reduzir a taxa de compressão para evitar a detonação e diminuir os esforços gerados nos componentes mecânicos, sobretudo em motores sobrealimentados.

Figura 4 – Efeito da variação da taxa de compressão na pressão no interior do cilindro.

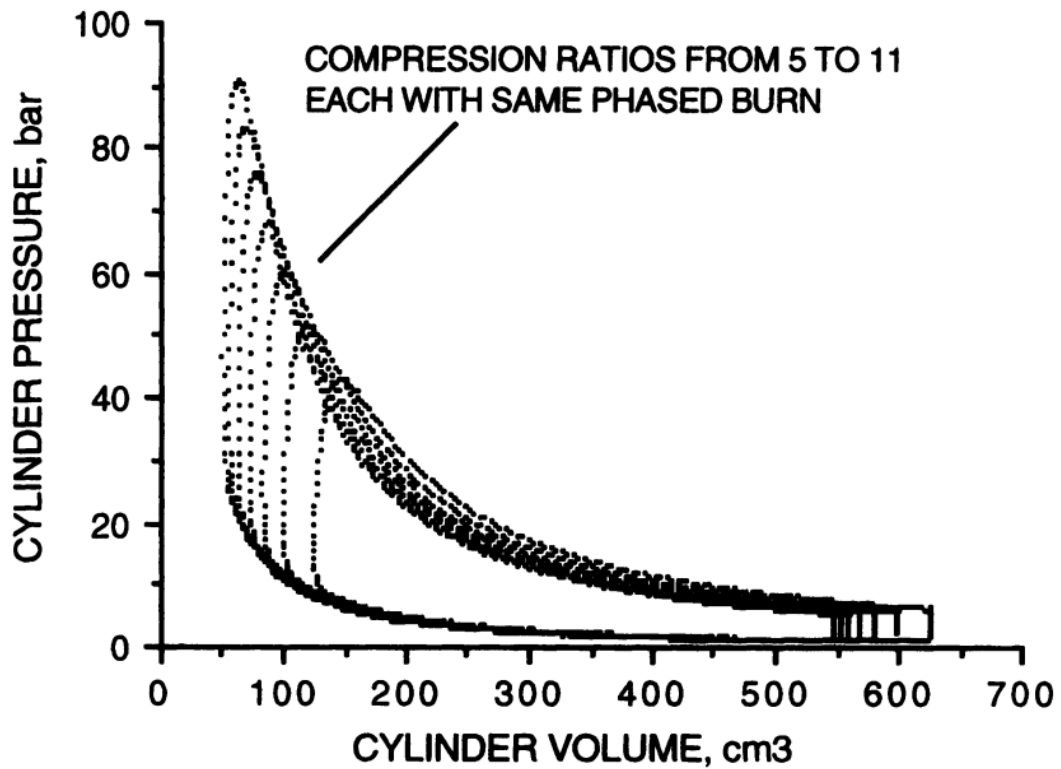


Fig. 1.48 p-V diagrams for a change of compression ratio.

Fonte: Blair (1999, p. 99).

2.2.2 Torque e potência

O torque é uma grandeza vetorial que descreve a capacidade de uma força produzir rotação em um corpo em torno de um eixo. Matematicamente, conforme a Equação (2), é definido pelo produto da força aplicada pela distância perpendicular, ou braço de alavanca, entre a linha de ação dessa força e o centro do eixo de rotação. No Sistema Internacional de Unidades, o torque é expresso em newton-metro (N·m).

$$\tau = F \cdot d \quad (2)$$

em que τ é o torque, em newton-metro (N·m); F é a força, em newton (N); e d é o braço de alavanca, em metro (m).

Já no contexto dos motores de combustão interna, o torque é o esforço de torção efetivo entregue pelo virabrequim. Ele é gerado pela pressão dos gases em expansão durante o tempo de combustão, que empurra o pistão para baixo. Essa força linear é transmitida pela biela até o moente do virabrequim que, por estar deslocado em relação ao centro de rotação da árvore de manivelas, forma um braço de alavanca e converte o movimento linear em movimento rotacional.

O torque gerado pela expansão dos gases atua sobre um eixo em movimento; assim, o produto do torque pelo deslocamento angular do eixo durante sua aplicação fornece o trabalho do torque, ou seja, a energia transferida ao eixo durante esse evento.

A potência, por sua vez, em um sistema gerador de energia cinética como o motor, é a quantidade de energia que este é capaz de gerar por unidade de tempo. Esse conceito pode ser equacionado de diversas maneiras; no caso do motor de combustão interna, a forma mais direta é o produto do torque pela velocidade angular, conforme a Equação (3).

$$P = T \cdot \omega \quad (3)$$

em que P é a potência, em watt (W); T é o torque, em newton-metro (N·m); e ω é a velocidade angular, em radiano por segundo (rad/s).

Contudo, as unidades usuais no meio automotivo são a rotação por minuto (rpm), para a velocidade angular do motor, e o quilowatt (kW) ou o cavalo-vapor (cv), para a potência. Para adaptar a Equação (3) a essas unidades, basta acrescentar uma constante de conversão, obtendo-se as Equações (4) e (5).

$$P = \frac{T \cdot n}{9549} \quad (4)$$

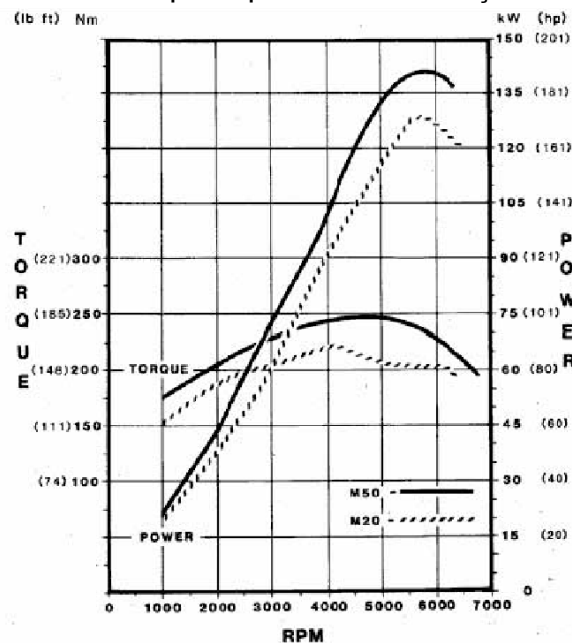
em que P é a potência, em kW; T é o torque, em N·m; e n é a velocidade angular, em rpm.

$$P = \frac{T \cdot n}{7023} \quad (5)$$

em que P é a potência, em cv; T é o torque, em N·m; e n é a velocidade angular, em rpm.

É comum representar graficamente o torque e a potência de motores de combustão em função da rotação, o que permite uma análise rápida do comportamento do motor em plena carga ao longo de toda a sua faixa de operação. As curvas de torque e potência do motor tratado neste trabalho (M50) e de seu antecessor (M20) podem ser vistas na Figura 5. Trata-se de motores do fabricante BMW, ambos de ciclo Otto e naturalmente aspirados.

Figura 5 – Curvas de torque e potência em função da rotação: motores M50 e M20.



T 90 11 U 41

Fonte: BMW (1990, p. 10).

2.2.3 Eficiência volumétrica (VE)

Até aqui, na análise teórica simplificada, o enchimento do cilindro com mistura de ar e combustível durante a admissão foi tratado como perfeito, isto é, a massa de mistura no interior do cilindro seria igual ao produto da densidade do ar atmosférico pelo volume deslocado do motor. Na prática, porém, isso não ocorre: normalmente a massa de ar que entra no cilindro é menor. Essa razão é denominada eficiência volumétrica, ou VE (*volumetric efficiency*), e é calculada segundo a Equação (6) (Blair, 1999, p.54).

$$VE = \frac{M_a}{\rho_{ar} \cdot V_d} \quad (6)$$

em que VE é a eficiência volumétrica (adimensional); M_a é a massa de ar efetivamente admitida; ρ_{ar} é a densidade do ar atmosférico local; e V_d é o volume deslocado do motor.

A eficiência volumétrica de um motor naturalmente aspirado raramente atinge 1, ou 100%, pois a admissão decorre primordialmente de uma diferença de pressão: o deslocamento do pistão gera depressão no cilindro e a pressão atmosférica empurra o ar através das válvulas de admissão. Assim, à medida que o pistão se aproxima do PMI, sua velocidade diminui e, com ela, a depressão gerada no interior do cilindro; a diferença de pressão entre o cilindro e o coletor de admissão, agora menor, deixa de impulsionar o ar com a mesma intensidade.

A esse efeito soma-se a perda de carga produzida pelas diversas restrições do sistema de admissão, como o filtro de ar, a válvula borboleta de aceleração, os dutos que ligam o filtro ao cabeçote e, por fim, as gargantas e válvulas. Somado ao tempo de admissão extremamente curto — aproximadamente 6,5 ms em um M50 no regime de potência máxima —, isso faz com que o cilindro frequentemente não seja preenchido por completo pelo ar de admissão.

Em faixas estreitas de operação, motores naturalmente aspirados de alto desempenho podem atingir eficiências volumétricas de até 110%, graças a efeitos fluidodinâmicos que compensam as perdas descritas acima. O primeiro efeito relevante é a ressonância de Helmholtz: as ondas de pressão geradas pelo fechamento da válvula de admissão contra o ar em alta velocidade ressoam no duto de admissão e retornam nas proximidades do fechamento da válvula no ciclo seguinte; quando esse instante está sintonizado, a onda de pressão empurra uma massa adicional de gás para dentro do cilindro, aumentando a eficiência volumétrica.

O segundo efeito relevante é a inércia dos gases de admissão. Quando o pistão atinge o PMI, não há mais geração de depressão no cilindro; contudo, os gases no duto de admissão ainda se deslocam em alta velocidade, e sua inércia produz um aumento instantâneo da pressão estática local. Caso a válvula se feche no instante adequado, esse efeito pode resultar em ganho de eficiência volumétrica.

Dessa forma, motores convencionais naturalmente aspirados costumam apresentar eficiências volumétricas entre 85% e 95% na maior parte de sua faixa de rotação, quando em plena carga. Motores sobrealimentados, por outro lado, não dependem de fenômenos acústicos e inerciais para superar 100% de VE: por meio da pressurização da admissão, são capazes de atingir eficiências volumétricas muito mais elevadas, da ordem de 200%, e em faixas amplas de rotação.

Deve-se esclarecer que, apesar de incomum falar-se de eficiências maiores do que 100%, neste caso é correto já que segundo a definição anteriormente citada de Blair, eficiência volumétrica é calculada a partir da densidade atmosférica. Caso calculássemos a eficiência volumétrica a partir da densidade de ar no coletor de admissão, motores sobrealimentados apresentariam valores muito próximos dos motores aspirados, raramente acima de 100%.

Por fim, cabe ressaltar que a eficiência volumétrica não é apenas uma métrica teórica no estudo dos motores, mas um parâmetro central no controle eletrônico de muitos deles, por meio do algoritmo conhecido como *speed density*, que será abordado nas seções posteriores.

2.2.4 Pressão média efetiva (BMEP)

Como visto na discussão sobre torque e potência, são a pressão e o volume do cilindro ao longo do ciclo que determinam diretamente a potência gerada. Desse modo, é bastante útil analisar um motor por meio de seu diagrama de pressão em função do volume do cilindro, como o da Figura 6, referente a um motor de quatro tempos real.

Figura 6 – Diagrama pressão–volume de um motor de quatro tempos.

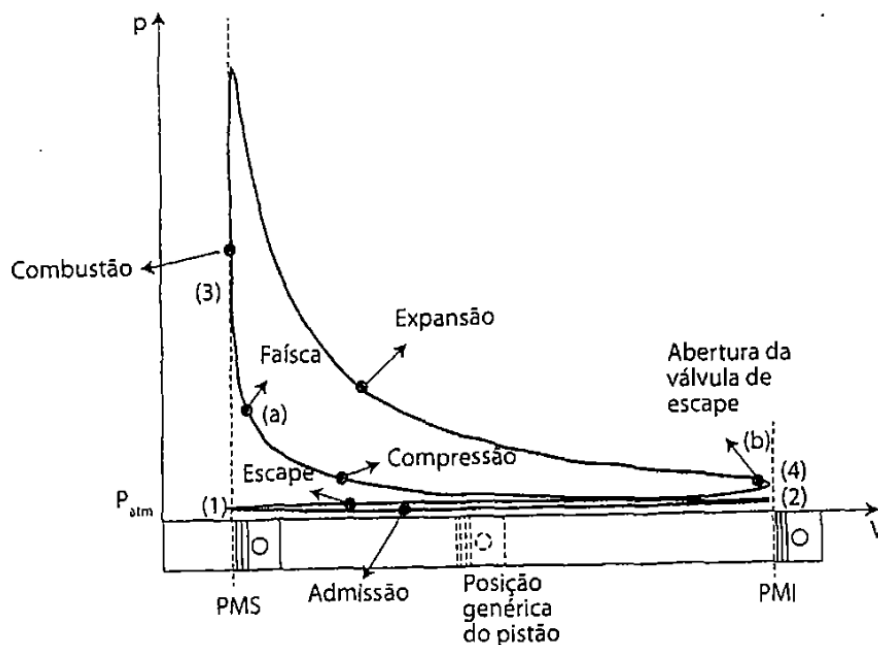


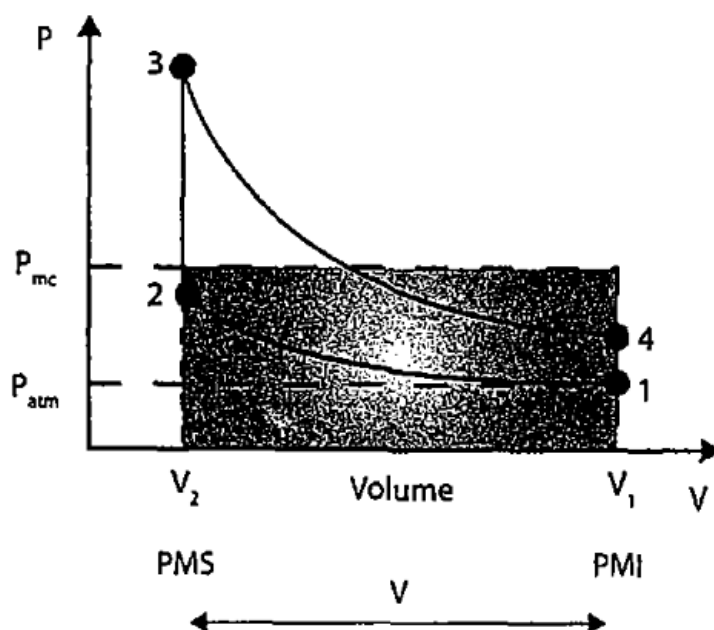
Figura 2.12 – Diagrama p – V – MIF – NA a 4T.

Fonte: Brunetti (2012, v. 1, p. 86).

Nesse diagrama, a integração das curvas fornece a área delimitada, que corresponde ao trabalho realizado no ciclo. A pressão média, por sua vez, é a pressão que geraria esse mesmo trabalho caso permanecesse constante durante todo o curso do pistão; nesse caso, o diagrama p–V seria um simples retângulo, como demonstrado na Figura 7.

Contudo, esse valor de pressão média medido no interior do cilindro (IMEP, *Indicated Mean Effective Pressure*) está correlacionado ao trabalho, ou à potência, indicados. Essa potência, no entanto, não representa o trabalho ou a potência útil, isto é, a energia disponível no volante do motor; para obter a energia útil, é necessário subtrair as perdas mecânicas por atrito.

Figura 7 – Diagrama pressão–volume com indicação da pressão média.



Pressão média do ciclo obtida geometricamente no diagrama p-V.

Fonte: Brunetti (2012, v. 1, p. 86).

Para facilitar esta subtração, podemos representar as forças de atrito na forma de um valor fictício de pressão média que produziria trabalho equivalente ao das perdas mecânicas por atrito ao longo de um ciclo de determinado motor, isto é chamado de FMEP, ou pressão média efetiva de atrito (*Friction Mean Effective Pressure*).

Dispõe-se assim, de um valor a ser subtraído da IMEP, obtendo-se uma pressão representativa do trabalho útil do motor, denominada BMEP, ou pressão

média efetiva ao freio (*Brake Mean Effective Pressure*), veja na Equação 7. Esta, recebe esse nome por ser determinada com um dinamômetro de motor, capaz de frear o motor em plena carga, medir a potência de frenagem e, assim, determinar a potência útil e, por consequência, a BMEP daquele ciclo.

$$BMEP = IMEP - FMEP \quad (7)$$

É importante ressaltar, que a análise da performance de um motor através de pressões médias é muito interessante para a comparação entre motores distintos, já que a pressão sendo uma propriedade intensiva, independe da cilindrada, ou tamanho, do motor sendo analisado (Brunetti, 2012, v. 1, p. 108).

2.2.5 Consumo específico de combustível (BSFC)

O consumo específico de combustível, ou BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), expressa a eficiência com que um motor converte determinada quantidade de combustível em potência útil. Seu valor é obtido com o auxílio de um dinamômetro, com o motor freado a uma determinada rotação e carga, de modo análogo à BMEP, conforme a Equação (8).

$$BSFC = \frac{m_c}{P} \quad (8)$$

em que BSFC é o consumo específico de combustível, em g/kWh; m_c é o fluxo mássico de combustível consumido, em g/h; e P é a potência gerada pelo motor, em kW.

Por avaliar a saída de energia útil contra a entrada de energia potencial química no combustível, este valor está diretamente relacionado à eficiência total do motor, englobando todas as perdas do sistema.

2.3 PRINCÍPIO DA SOBREALIMENTAÇÃO DE MOTORES

Sobrealimentar um motor consiste em acrescentar um compressor à admissão, de modo a elevar a pressão do ar admitido. Tal recurso é relevante porque, conforme Robert Bosch (2005, p. 476), a potência de um motor é proporcional ao fluxo mássico de ar — sendo possível, com maior rigor, afirmar que é proporcional ao fluxo mássico de oxigênio, já que em alguns motores de competição o ar não é a única fonte de oxigênio para a combustão. Sabe-se ainda, da mecânica dos fluidos, que o fluxo mássico é igual ao produto da densidade do fluido pelo fluxo volumétrico. O fluxo volumétrico, por sua vez, mantida a temperatura do fluido, não pode ser aumentado em determinado motor sem alteração de sua geometria de admissão e exaustão, sobretudo nos dutos e na garganta do cabeçote, região em que a maior parte dos motores automotivos tem seu escoamento restringido.

Isso porque, para uma mesma área, o aumento do fluxo volumétrico exigiria elevar a velocidade do fluido, que eventualmente atinge Mach 1; ultrapassar essa velocidade implicaria escoamento supersônico. “Em termos termodinâmicos ou de dinâmica de gases, isso não é possível porque as partículas em um fluxo gasoso instável não podem se mover mais rápido do que o sinal da onda de pressão que as está impulsionando. A maior velocidade de partícula permissível é a velocidade sônica local na seção, ou seja, o escoamento é permitido a atingir a condição de bloqueio sônico.” (Blair, 1999, p. 215, tradução própria).

Vale destacar, que o limite comumente citado na literatura de Mach 0,6, que é um valor médio de todo o período de admissão e considera as condições termodinâmicas do plenum e não da garganta, é uma simplificação que deve ser tomada como base para projetos (Kirkpatrick, 2021, p. 172-173). Por conseguinte, não descreve o escoamento real na válvula de admissão, onde o bloqueio sônico acontece em caráter local e instantâneo, onde o fluxo pode estar bloqueado em alguns ângulos de virabrequim bem antes da média do ciclo atingir a velocidade sônica.

Diante do limite de fluxo volumétrico, para obter mais potência é necessário aumentar a quantidade de oxigênio contida em um mesmo volume. Uma alternativa seria alterar a composição do fluido a fim de elevar a fração de oxigênio, como pela adição de óxido nitroso ou pelo emprego de combustíveis oxigenados, a exemplo do nitrometano; essa via, contudo, não foi adotada neste projeto em razão do custo elevado de tais estratégias.

Resta, portanto, aumentar a densidade do ar de entrada, e a maneira mais direta de fazê-lo é elevar sua pressão, uma vez que a densidade é diretamente proporcional à pressão do fluido. Assim, mantida a temperatura de admissão, um aumento da pressão absoluta de 1 atm para 2 atm dobraria a densidade do fluido, o fluxo mássico e, por consequência de maneira simplificada, a potência.

2.4 FUNCIONAMENTO DE TURBOCOMPRESSORES

2.4.1 Compressores

É ampla a variedade de compressores que podem ser empregados na sobrealimentação de motores de combustão interna. Eles são comumente divididos em duas categorias quanto ao princípio de funcionamento. A primeira é a dos compressores de deslocamento positivo, que operam reduzindo o volume de uma câmara que contém o fluido, a fim de aumentar sua pressão (White, 2011, p. 763). Integram esse grupo, entre outros, os compressores de lóbulos e os de parafuso.

A segunda categoria é a dos compressores dinâmicos, que operam a partir de um rotor responsável por acelerar o fluido, sendo a energia cinética assim adquirida posteriormente convertida em pressão estática. Esse grupo subdivide-se em compressores axiais, comuns em motores de ciclo Brayton, e compressores radiais centrífugos, comuns em motores de ciclo Otto, os quais constituem o foco deste trabalho.

Para melhor compreensão, o compressor radial centrífugo pode ser dividido

em duas etapas subsequentes: um rotor e um difusor. O rotor é responsável por elevar o nível de energia do fluido, aumentando tanto a pressão estática quanto a velocidade, e lançando-o radialmente para fora (Dixon, 2005, p. 209). Desse modo, na saída do rotor o fluido já foi integralmente energizado pelo compressor; parte dessa energia, contudo, é cinética e parte é de pressão, de forma que a pressão de saída desejada ainda não foi atingida.

Já na segunda etapa, após a pequena área de saída do rotor, encontra-se um difusor anular, observável na Figura 8. Embora a altura desse anel seja normalmente constante, seu raio aumenta, o que provoca crescimento progressivo da área e a compressão do gás. Apesar do formato pouco convencional, o processo termodinâmico é o mesmo de qualquer outro difusor: “A finalidade do difusor é converter a energia cinética do fluido que deixa o impelidor em energia de pressão” (Dixon, 2005, p. 209, tradução própria). Por fim, o fluido é coletado pela voluta, que o conduz até o tubo de descarga.

Figura 8 – Geometria de um compressor radial centrífugo.

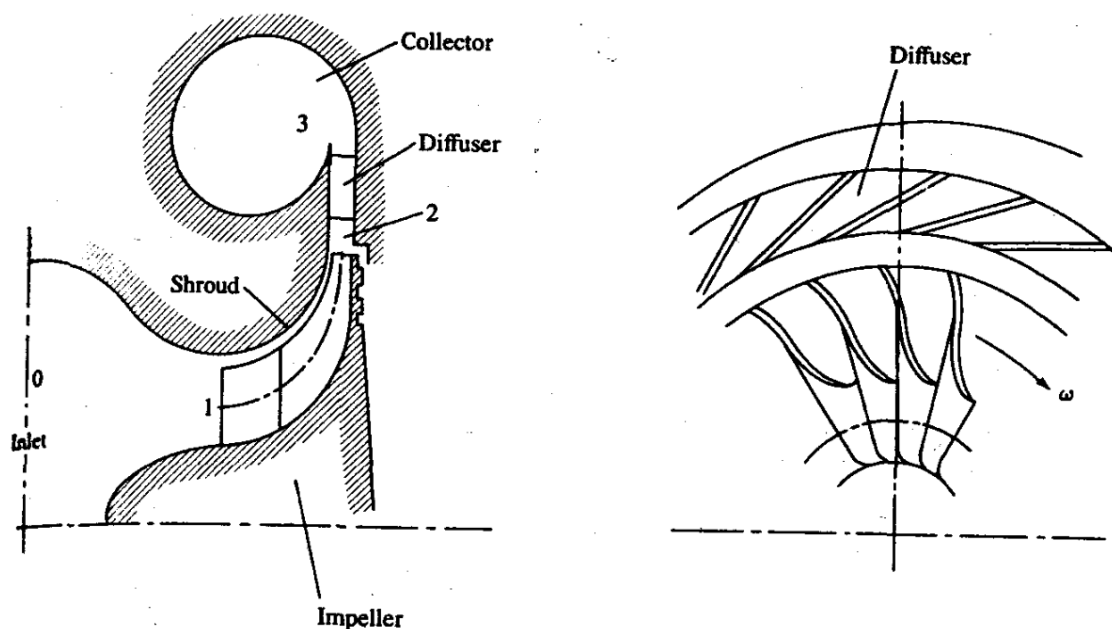


FIGURE 6-43
Schematic of centrifugal compressor.⁴⁰

Fonte: Heywood (1988, p. 259).

A consequência indesejada, porém inevitável, desse aumento de pressão no compressor é a elevação da temperatura do gás. Tal fenômeno contribui negativamente para o aumento de densidade pretendido no ar a ser admitido pelo motor. As implicações desse efeito e as possíveis soluções serão abordadas adiante.

2.4.2 Turbinas

A fonte de potência dos compressores também é variada; duas formas, porém, são mais comuns em aplicações automotivas: o acoplamento mecânico ao virabrequim, por meio de correia ou engrenagens, e o acionamento por uma turbina instalada nos gases de exaustão. Quando o compressor é ligado mecanicamente ao eixo do motor (arranjo comumente denominado *supercharger*), ele constitui uma carga parasita, por drenar energia útil do eixo. O foco deste trabalho, entretanto, é a segunda opção, uma vez que a turbina recupera parte da energia que seria perdida nos gases produtos da combustão (Heywood, 1988, p. 249). Esse conjunto — uma turbina radial acionada pelos gases de escape, acoplada por um eixo a um compressor centrífugo que pressuriza os gases de admissão — é denominado turbocompressor.

Dessa maneira, o sistema como um todo torna-se mais eficiente quando comparado ao acoplamento mecânico ou ao motor naturalmente aspirado. Esse comportamento é evidenciado na Figura 9, que apresenta a BSFC de dois motores iguais, um dos quais recebeu a adição de um turbocompressor sem *intercooler* e, por essa razão, teve sua taxa de compressão reduzida. Demonstra-se que há redução da BSFC em baixas rotações e cargas parciais, ao passo que, em altas cargas e rotações, o motor aspirado leva vantagem em virtude de sua maior taxa de compressão. Nesse sentido, “Em plena carga as eficiências médias devem ser similares; em meia carga o motor com turbocompressor deve mostrar uma melhora de aproximadamente 10%, com o benefício crescendo enquanto a carga decresce” (Heywood, 1988, p. 874, tradução própria).

Figura 9 – Comparação da BSFC entre um motor naturalmente aspirado e um motor turboalimentado.

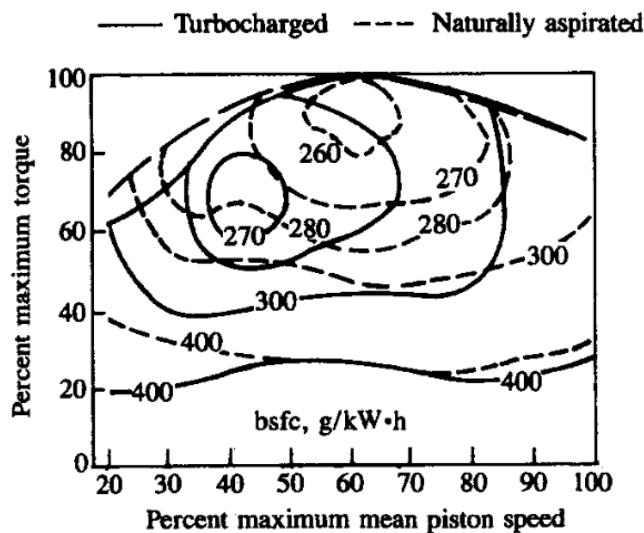


FIGURE 15-38

Comparison of bsfc contours (in grams per kilowatt-hour) on performance maps of turbocharged and naturally aspirated versions of the same spark-ignition engine, scaled to the same maximum torque and mean piston speed.⁵³

Fonte: Heywood (1988, p. 874).

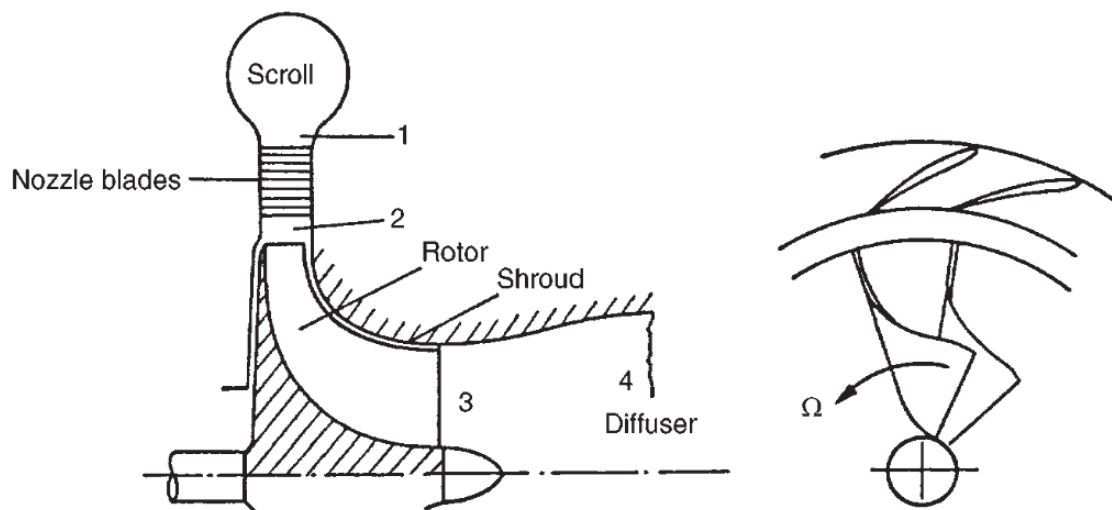
O princípio de funcionamento da turbina radial centrípeta é bastante semelhante ao do compressor centrífugo discutido anteriormente, porém com os sentidos do escoamento e do movimento do rotor invertidos (Dixon, 2005, p. 248): enquanto o compressor converte energia cinética de um eixo rotativo em energia de pressão e temperatura no gás, a turbina converte energia de pressão e temperatura do gás em energia cinética de um eixo rotativo.

Como ilustrado na Figura 10, a geometria da turbina em questão também é bastante semelhante à do compressor já discutido, podendo igualmente ser dividida em duas etapas: um bocal e um rotor. Na primeira, o gás entra pela voluta da turbina, que distribui o escoamento radialmente por toda a circunferência. Em seguida, o escoamento atravessa um bocal anular, no qual a redução de área provoca a expansão do gás, com consequente aumento de velocidade e queda de pressão e temperatura.

Na segunda etapa, o gás, em alta velocidade e ainda pressurizado, incide sobre as pás do rotor, impulsionando seu movimento. Além disso, os canais do rotor reduzem sua área desde a entrada, de maior raio, até a saída, de menor raio, o que

faz com que o próprio rotor se comporte como um bocal, expandindo ainda mais o escoamento e provocando aumento de velocidade e redução final de pressão e de temperatura. Essa expansão e o aumento de velocidade geram uma força de reação nas pás do rotor, acelerando-o e elevando a energia cinética do eixo.

Figura 10 – Geometria de uma turbina radial centrípeta.



Fonte: Dixon (2005, p. 249).

As duas etapas de expansão podem ser observadas no diagrama de Mollier da Figura 11. Os pontos 1 a 4 correspondem aos pontos indicados na Figura 10, em que: 1 situa-se na voluta, antes do bocal; 2, após o bocal, na entrada do rotor; 3, na saída do rotor; e 4, na saída de um difusor axial frequentemente acrescentado à descarga dessas turbinas.

Figura 11 – Diagrama de Mollier (entalpia × entropia) da turbina radial centrípeta.

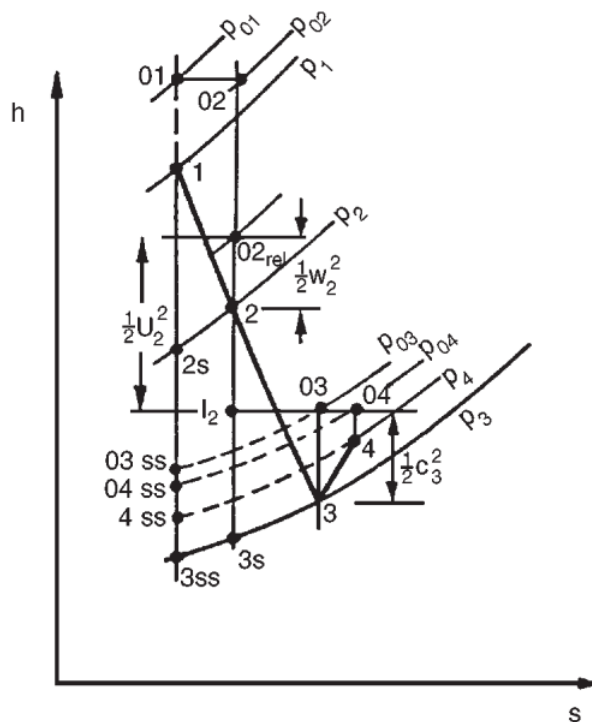


FIG. 8.4. Mollier diagram for a 90deg inward-flow radial turbine and diffuser (at the design point).

Fonte: Dixon (2005, p. 250).

2.5 COMBUSTÍVEIS E A FÍSICO-QUÍMICA DA COMBUSTÃO

A combustão é o tema central do motor de combustão interna, e seu controle é determinante para a qualidade do motor. Falhas no controle da queima produzem consequências que vão do aumento do consumo de combustível e da perda de potência até falhas mecânicas catastróficas.

2.5.1 Frente de chama

Controlar a combustão significa controlar a frente de chama. Durante a queima normal, a ignição tem início na centelha da vela e propaga-se em alta velocidade, de maneira contínua, em todas as direções, até as bordas do cilindro e a queima completa da mistura.

A velocidade da reação determina a inclinação da curva de pressão no interior do cilindro e o aproveitamento da energia liberada. É desejável uma velocidade de propagação de chama elevada, para que toda a energia seja liberada rapidamente no início do tempo de expansão, de modo que o pistão esteja submetido à maior pressão possível durante seu curso e absorva o maior trabalho possível dessa reação.

Para isso, é necessário um ambiente altamente energizado no instante da centelha, ou seja, com pressão e temperatura elevadas e alta turbulência, o que assegura melhor homogeneização da mistura e uma reação química mais rápida. A alta velocidade de frente de chama é desejável também para evitar detonação, fenômeno que será descrito abaixo.

2.5.2 Relação ar-combustível (AFR)

Cada combustível requer determinada quantidade de ar para sua queima. A relação mássica entre as quantidades de ar e de combustível necessárias à queima completa é denominada relação ar-combustível estequiométrica, conforme a Equação (9). O fator de excesso de ar (λ), por sua vez, é a relação entre um AFR qualquer e o AFR estequiométrico; essa métrica facilita a comparação entre misturas de combustíveis de estequiometrias distintas, conforme a Equação (10).

$$AFR = \frac{m_{ar}}{m_c} \quad (9)$$

em que AFR é a relação ar-combustível (adimensional); m_{ar} é a massa de ar; e m_c é a massa de combustível.

$$\lambda = \frac{AFR_{real}}{AFR_{estequiométrica}} \quad (10)$$

em que λ é o fator de excesso de ar (adimensional); AFR_{real} é a relação ar-combustível efetiva; e $AFR_{estequiométrica}$ é a relação ar-combustível estequiométrica.

2.5.3 Calor latente e refrigeração da câmara

No contexto dos motores, a função do combustível não se restringe à geração de trabalho. No caso dos combustíveis líquidos, cabe-lhes também a função vital de refrigerar a câmara de combustão, uma vez que o combustível é a única via de refrigeração direta da câmara, sem depender da condução de calor através de algum componente. A temperatura de chama ultrapassa com facilidade 2.000 °C, e uma refrigeração inadequada provocaria rapidamente a fusão de componentes como os pistões, normalmente fabricados em alumínio, que trocam calor apenas por contato com a parede do cilindro e com o óleo em sua face inferior.

Na maior parte dos motores de ciclo Otto, a vaporização do combustível no interior da câmara é parte essencial do controle de temperatura. Por essa razão, é frequentemente necessário injetar, em plena carga, mais combustível do que o requerido para a queima completa, obtendo-se uma mistura rica. Caso a mistura seja estequiométrica ou apenas ligeiramente rica em regime de plena carga, o motor pode falhar rapidamente por superaquecimento, com possível fusão de componentes como o pistão ou as válvulas de escape.

Sendo assim, a quantidade de combustível injetada, seu calor de vaporização e calor latente são variáveis essenciais para o controle de temperatura do motor.

2.5.4 Anomalias da combustão (detonação e pré-ignição)

Quando não é adequadamente controlada, seja por falta, seja por excesso de combustível, a frente de chama torna-se instável. Ao não se propagar corretamente, não gera o trabalho esperado, o que é percebido como falta de potência ou entrega instável de potência; embora indesejável, esse fenômeno não é destrutivo. Contudo, quando a câmara de combustão se encontra excessivamente quente, podem ocorrer duas anomalias destrutivas da combustão: a detonação e a pré-ignição.

A detonação ocorre quando, após a centelha e durante a propagação da chama, uma parcela de mistura ainda não queimada atinge pressão e temperatura suficientes para a autoignição, de modo que uma quantidade significativa de mistura entra em ignição simultaneamente. Essa combustão praticamente instantânea provoca elevação abrupta da pressão local e acelera partículas a velocidades supersônicas, gerando uma onda de choque no interior do cilindro. A propagação dessa onda produz picos de pressão muito superiores aos de projeto, e os esforços resultantes podem causar a ruptura de componentes mecânicos, sobretudo das canaletas dos pistões.

A pré-ignição é um fenômeno bastante semelhante, mas ocorre quando a pressão e a temperatura em algum ponto do cilindro são tão elevadas que provocam a autoignição do combustível antes da centelha. Seus efeitos destrutivos, contudo, são os mesmos da detonação.

2.5.5 Octanagem e resistência à detonação

Como visto anteriormente, uma mistura altamente energizada, com alta temperatura e pressão, propicia uma boa queima, rápida, completa, e mais eficiente. No entanto a detonação impõe um limite às temperaturas e pressões admissíveis no interior do cilindro, o que, por sua vez, limita a taxa de compressão e a pressão de

sobrealimentação admissíveis — e, por conseguinte, a eficiência e a geração de potência.

Sendo assim é interessante o controle da detonação, para que seja possível trabalhar em uma condição mais eficiente, sem que o motor falhe mecanicamente. Portanto, uma maneira de obter essa resistência, são os combustíveis dotados de alta resistência à autoignição. A octanagem é a grandeza que mede essa resistência: combustíveis de alta octanagem apresentam maior resistência à detonação e são, por isso, mais indicados para motores de alto desempenho, que operam com IMEP mais elevada e, assim, mais próximos do limiar de detonação.

Outra forma de controle da detonação, são estratégias de acelerar a frente de chama, uma combustão muito rápida consome toda a mistura sem que ela tenha tempo de se aquecer até o limiar da autoignição. Por esta razão, a detonação costuma ser mais crítica para motores sobrealimentados com alta pressão a médias rotações, onde a velocidade de chama e turbulência da mistura ainda não estão muito altas, e menos crítica próximo ao limite de rotação.

Desta forma, afim de evitar a detonação acelerando a frente de chama, são empregadas geometrias específicas nos dutos de admissão, câmara e coroa do pistão, que induzem alta turbulência à mistura.

2.6 RESFRIAMENTO DO AR DE ADMISSÃO (INTERCOOLER)

Como discutido anteriormente, o compressor de um sistema de sobrealimentação eleva a temperatura do ar. Esse aumento de temperatura provoca redução da densidade, o que contraria o objetivo da sobrealimentação. Além disso, a elevação da temperatura de admissão induz aumento da temperatura da mistura após a compressão, o que amplia o risco de detonação.

Por conseguinte, o resfriamento do ar de admissão é desejável tanto do ponto de vista do desempenho, pelos ganhos de densidade, quanto do ponto de vista da segurança, por evitar a detonação, capaz de provocar a falha catastrófica do motor.

Por essas razões, resfriadores intermediários de ar, denominados em inglês *intercoolers*, são frequentemente incorporados a sistemas sobrealimentados.

Os *intercoolers* dividem-se em dois tipos usuais, conforme o fluido de resfriamento empregado. Os *intercoolers* ar-ar utilizam ar externo à pressão ambiente para resfriar o ar de admissão pressurizado; costumam ser maiores e idealmente são instalados na dianteira do veículo, a fim de garantir o fluxo de ar de resfriamento, mas são construtivamente mais simples. Já os *intercoolers* ar-água utilizam um fluido de refrigeração — normalmente o mesmo empregado em radiadores, à base de água — para resfriar o ar pressurizado; são, em geral, mais compactos e podem ser instalados em qualquer região do veículo, porém são mais complexos, pois exigem tubulação, uma bomba para o fluido de resfriamento e um segundo trocador de calor para rejeitar o calor do fluido ao ambiente.

2.7 GERENCIAMENTO ELETRÔNICO DE MOTORES

2.7.1 Necessidade do gerenciamento eletrônico

Todos os motores modernos de ciclo Otto empregam gerenciamento eletrônico, recurso indispensável para atender simultaneamente às expectativas dos consumidores quanto a baixo consumo de combustível, alta potência e elevada durabilidade, bem como às metas cada vez mais restritivas de emissão de poluentes impostas pelos governos. O motor tratado neste trabalho foi um dos primeiros motores produzidos em série a contar com gerenciamento eletrônico — no caso, o Motronic da Bosch.

A injeção sequencial é o sistema onde cada cilindro possui um bico injetor disparado independentemente, isso permite que tanto a quantidade, quanto o momento de injeção do combustível sejam controlados. Este sistema é importante para otimizar a vaporização do combustível e, assim, assegurar melhor eficiência e menor emissão de poluentes sem prejuízo do desempenho, quando comparada a

sistemas de injeção monoponto ou semissequencial, onde dois ou mais cilindros tem seu combustível injetado ao mesmo tempo. Além disso, o gerenciamento eletrônico, dotado de sensores de detonação, permite que em tempo real o avanço de ignição seja reduzido, para que não haja risco de falha por detonação na eventualidade de combustíveis de baixa qualidade que não atinjam a especificação de octanagem necessária.

Ainda que fabricado há cerca de três décadas, esse sistema de injeção eletrônica é relativamente moderno, pois já dispõe de controle ativo de marcha lenta, comando de admissão com fase variável, além de diversos sensores que asseguram o controle integral do motor, tais como sonda de oxigênio no escapamento e sensores de rotação, de fase do comando, de temperatura do ar de admissão, de fluxo mássico de ar (por anemômetro de fio quente) e de detonação.

2.7.2 Gerenciamento programável Speeduino

Quando se pretende, contudo, dobrar a potência de um motor originalmente aspirado por meio de sobrealimentação, algumas funções mais modernas tornam-se necessárias. Uma solução para isso é a instalação de um sistema programável de gerenciamento de motor — conhecido no meio automotivo como injeção programável. Como o próprio nome indica, esse sistema, diferentemente do original, é integralmente programável, pois tem por objetivo constituir um substituto universal, configurável para substituir o sistema original de qualquer motor de ciclo Otto.

O mercado de injeções programáveis é competitivo e nele atuam diversas empresas com soluções viáveis para o gerenciamento de um M50B25TU. A opção escolhida para o projeto, entretanto, não foi desenvolvida por uma empresa, mas por uma comunidade de voluntários. O Speeduino é um sistema de gerenciamento de motores de baixo custo e desenvolvimento aberto (*open source*), fundado por Josh Stewart em 2013, cujo desenvolvimento é contínuo graças ao trabalho de numerosos voluntários ao longo dos últimos treze anos.

Esse sistema é baseado na plataforma Arduino Mega 2560, uma placa de desenvolvimento dotada de microcontrolador de baixo custo. Todo o projeto emprega componentes comerciais de uso corrente, de modo que possa ser produzido com facilidade em qualquer parte do mundo; os desenhos da placa de circuito impresso, a lista de componentes e o *firmware* estão integralmente disponíveis, de forma gratuita, no GitHub.

Em consonância com o espírito *open source*, o finlandês Pasi Kemppainen iniciou, em 26 de março de 2019, uma variação do projeto original voltada exclusivamente a motores BMW da década de 1990. Seu projeto adapta o *firmware* do Speeduino convencional, concebido para motores de até quatro cilindros com injeção e ignição sequenciais, de modo que opere em motores de seis cilindros com injeção sequencial e ignição semissequencial. Além disso, foi desenvolvida uma nova placa de circuito impresso que se ajusta ao interior da carcaça original da Bosch Motronic, aproveitando o conector original, a carcaça de proteção e os dissipadores de calor. Essa decisão simplifica consideravelmente a instalação do sistema, pois preserva a mesma fiação e o mesmo encaixe da injeção original, caracterizando-o como um sistema *plug and play*, isto é, apto a substituir o gerenciamento original sem qualquer outra alteração no veículo.

O sistema programável permite ajustar todos os parâmetros originais do motor e, adicionalmente, incorporar sensores e atuadores essenciais ao projeto, de modo que o gerenciamento eletrônico passe a controlar o turbocompressor e a ajustar todos os parâmetros necessários aos novos regimes de trabalho.

3 PROJETO E DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA

3.1 DEFINIÇÃO DA META DE PROJETO

Antes de qualquer modificação no veículo ou em seu motor, foi necessário selecionar os componentes comercialmente disponíveis a serem utilizados. Todos eles foram escolhidos ponderando-se três fatores principais: o dimensionamento adequado, a partir dos princípios de engenharia envolvidos; a disponibilidade comercial para aquisição e manutenção; e o custo de aquisição e manutenção. A justificativa predominante para a escolha de cada componente, ainda que variada, será explicitada.

A seleção dos componentes deve ainda obedecer a um ordenamento lógico, pois a escolha de um deles pode condicionar a compatibilidade dos demais. A definição da turbina a ser empregada, por exemplo, restringe o coletor de exaustão utilizável, uma vez que aquela será aparafusada a este.

O primeiro passo consiste em determinar o objetivo final do projeto, de modo que este oriente todos os cálculos e decisões. Para o dimensionamento dos componentes, o objetivo final resume-se às curvas de potência e de torque desejadas. Tais curvas foram determinadas por meio de pesquisa extensa em fóruns especializados, com o propósito de estimar os valores máximos de potência e torque que os componentes originais do veículo suportam. Reconhece-se que essa é uma fonte de natureza não científica; adotou-se tal procedimento porque uma simulação fidedigna desses limites, acompanhada da obtenção dos dados de entrada e de ensaios de validação do modelo, extrapola os recursos técnicos e financeiros disponíveis e o escopo deste trabalho.

Dessa maneira, a melhor estimativa disponível são as experiências relatadas por outros executores de projetos semelhantes, que documentam suas falhas e seus êxitos. Os limites mecânicos mais comumente relatados para o trem de força são discutidos resumidamente a seguir. É necessário ressaltar que as informações

obtidas em fóruns especializados foram utilizadas apenas para estimativa preliminar de limites operacionais, não sendo tratadas como evidência científica.

Além disso, os valores comumente citados são de potência, no entanto sabe-se que para diversos componentes, o fator limitante é o torque. Desta maneira, assumiu-se um formato da curva de torque constante para converter valores de potência em torque, ou seja, para um relato de um carro com o dobro da potência original, assumira-se que o torque também será o dobro, mantendo-se as rotações de pico de torque e de potência. Por exemplo, se um relato é de que certo componente suporta 384 cv (o dobro do original), assumira-se que esta é a potência a 5900 rpm (mesma rotação do pico de potência original), e que de maneira similar o pico de torque será também o dobro, 500 N·m, a 4200 rpm (o dobro do original, na mesma rotação)

3.1.1 Limites mecânicos do trem de força

A embreagem original falha por deslizamento em torno de 300 cv; admitindo-se uma curva de torque de formato semelhante à original, isso representa um limite de torque em torno de 391 N·m.

A transmissão original (S5D250G), dimensionada pelo fabricante para 250 N·m, apresenta falha comumente relatada entre 300 e 350 cv; mantida a mesma hipótese quanto à forma da curva de torque para todas essas estimativas, isso corresponde a um limite de torque entre 391 e 456 N·m.

Há, contudo, relatos de operação sem falhas acima de 400 cv (520 N·m), ao passo que outros registram rupturas ainda com o motor original (250 N·m). Divergências dessa magnitude explicam-se pelo fato de o esforço sofrido por um sistema de transmissão depender fortemente do fator de impacto. É natural, portanto, que a falha desse sistema dependa largamente do tipo de uso do veículo e de outras variáveis, como a inércia do sistema de transmissão de potência — sobretudo de rodas e pneus — e a aderência dos pneus, uma vez que a transmissão

estará submetida apenas ao torque que os pneus forem capazes de transmitir antes de deslizar.

Assim, o risco de ruptura do câmbio pode ser drasticamente reduzido pela diminuição do fator de impacto a ele imposto, evitando-se trocas de marcha agressivas (como o *flat-shift*), manobras de drift com *clutch kick*, largadas em pistas preparadas com pneus *slick* ou *semi-slick* e a ocorrência de *wheel hop*, onde a roda perde a aderência com o solo, saltando momentaneamente, acelera no ar antes de cair e desacelerar rapidamente, sofrendo uma carga alta de impacto.

O guibo, acoplamento elástico entre o eixo cardã e o câmbio, apresenta limite máximo de torque bastante elevado — há relatos de operação acima de 700 N·m sem falhas. A consequência mais documentada é a redução de sua vida útil: com o aumento significativo de torque, o acoplamento passa a constituir item de consumo, substituído anual ou bienalmente.

Os demais componentes do trem de força, como eixo cardã, diferencial e semieixos, apresentam, à semelhança da transmissão, relatos bastante variados quanto à potência ou ao torque no momento da ruptura, pelo mesmo motivo já discutido. Aplicam-se, portanto, as mesmas medidas mitigadoras: evitando-se choques ao trem de força, relata-se que todos esses componentes suportam adequadamente valores entre 600 e 680 N·m.

Os mesmos valores são apresentados de maneira resumida na Tabela 1.

Tabela 1 – Limites de resistência do trem de força

Componente	Torque máximo (N·m)	Modo de falha
Embreagem	391	Deslizamento da interface de atrito
Transmissão	450	Quebra catastrófica de engrenagens
Guibo	700	Vibração do cardã sob alto torque e diminuição da vida útil
Cardã, diferencial e semieixos	650	Quebra catastrófica do eixo ou engrenagem

Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Evidencia-se, assim, que os elos mais frágeis do sistema de transmissão de potência são a embreagem e a transmissão. Dentre eles, o modo de falha menos destrutivo é o da embreagem, que apenas desliza e desgasta, ao passo que a transmissão, segundo os relatos, costuma cisalhar os dentes das engrenagens, o que frequentemente exige a substituição integral da caixa. É seguro prever, portanto, que, minimizados os impactos no sistema, a primeira falha a ocorrer será o deslizamento da embreagem — modo de falha seguro, não destrutivo e relativo a um componente de desgaste, cuja substituição periódica já é prevista.

3.1.2 Limites mecânicos do motor

Os limites mecânicos do motor podem ser atingidos por três vias principais: anomalias da combustão (como a detonação), excesso de velocidade de rotação e excesso de pressão.

3.1.2.1 Limites mecânicos por detonação

É amplamente relatado que os pistões desse motor não suportam eventos de detonação, o que se deve principalmente ao seu material: são fabricados em alumínio fundido, provavelmente de uma liga de alumínio e silício eutética ou hipereutética. Este material, apesar de frágil, é escolhido pelos fabricantes pelo seu baixo coeficiente de dilatação térmica, que permite tolerâncias pequenas entre pistão e cilindro, o que evita consumo de óleo, e garante interação tribológica adequada mesmo com o motor frio.

Esta fragilidade dos pistões originais, no entanto, faz com que as canaletas frequentemente quebrem ou trinquem durante eventos de detonação. Ademais, a razão de compressão deste motor é elevada, o que torna a detonação comum quando esses motores recebem indução forçada mantendo-se a gasolina como

combustível. Ao adotar-se o etanol, contudo, espera-se que o motor opere distante do limite de detonação para a taxa de compressão e a pressão de admissão deste projeto, desde que realizada calibração adequada.

Pistões hipoeutéticos, feitos com a liga 2618 por exemplo, são mais tenazes e por isso mais desejados em motores de competição, onde as características a frio do motor não são tão importantes quanto a resistência à detonação.

3.1.2.2 Limites mecânicos por excesso de velocidade

Outros problemas enfrentados em modificações deste motor relacionam-se quase exclusivamente à velocidade de rotação, sofrendo, segundo os relatos, pouca ou nenhuma influência da potência desenvolvida e da pressão de alimentação. Entre eles estão a flutuação das válvulas e o afrouxamento da porca da bomba de óleo.

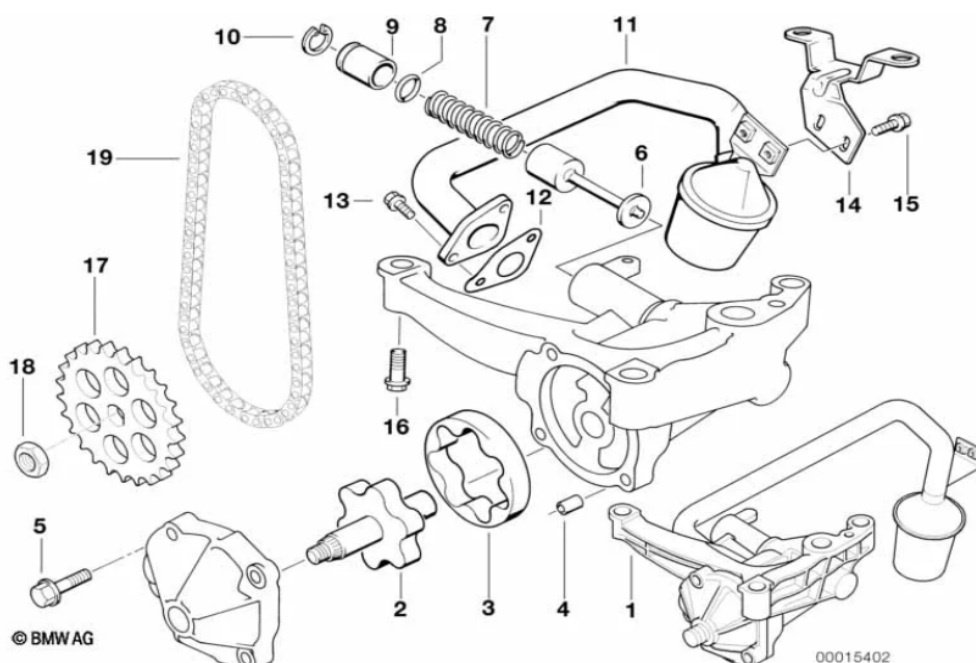
O primeiro desses problemas, a flutuação da válvula, designa o fenômeno em que a válvula deixa de acompanhar o perfil do comando: ao girar em velocidades superiores às de projeto, o came afasta-se da válvula e do tucho tão rapidamente que o acompanhamento do perfil exigiria uma aceleração maior do que a força da mola é capaz de impor ao conjunto. Cessa, assim, o contato entre tucho e came, e a válvula não segue o perfil projetado.

Em consequência, a válvula acelera de maneira não controlada até a sede, produzindo um impacto superior ao previsto no dimensionamento dos materiais. Em casos mais graves, a mola pode demorar tanto a conduzir a válvula até a sede que o pistão colide com ela durante sua subida. Essa colisão, no melhor dos cenários, empena a haste da válvula, o que provoca perda de potência por perda de vedação do cilindro; no pior deles, a haste rompe-se e o prato da válvula cai no interior do cilindro, onde colide contra o pistão e o cabeçote dezenas de vezes por segundo, frequentemente causando dano catastrófico ao cabeçote, ao pistão e ao cilindro.

O segundo desses problemas, igualmente indesejável, é o afrouxamento da

porca da bomba de óleo. Nos motores BMW dessa série, a bomba de óleo é conectada ao virabrequim por meio de uma corrente; a roda dentada do virabrequim é fixada por chaveta, ao passo que a roda dentada da bomba de óleo encaixa-se em um eixo estriado e é fixada axialmente por uma porca de rosca esquerda, ilustrado na Figura 12. As posições das rodas dentadas são fixas, não há, portanto, movimento relativo, e sua distância é determinada pelas tolerâncias de fabricação do bloco e da bomba. Por essa razão, o projeto original não prevê tensionador para essa corrente.

Figura 12 – ilustração da bomba de óleo e sua roda dentada em vista explodida.



Fonte: catálogo eletrônico de peças (ETK) da BMW AG, reproduzido por RealOEM ([s. d.]).

Relata-se, entretanto, que a operação continuada em rotações superiores às originais, e mesmo dentro dos limites originais, porém em regime de alta rotação por longos períodos, como em veículos de competição, produz vibração suficiente para afrouxar essa porca. A roda dentada deixa então de estar fixada axialmente, desloca-se e desacopla-se das estrias do eixo da bomba de óleo. Em consequência, a bomba deixa de ser acionada e cessa o bombeamento, de modo que o motor perde pressão de óleo justamente em condição de alta carga e alta rotação.

Essa ocorrência também provoca, com frequência, danos catastróficos ao motor, normalmente nas bronzinas de mancal ou de biela: a falta de lubrificação gera excesso de temperatura e resulta no desgaste acelerado e fusão dos mancais de deslizamento, comumente chamado de fundir o motor.

Fica claro, diante disso, que exceder significativamente o limite de rotação original desse motor é bastante arriscado e que os modos de falha decorrentes são graves. É imperativo, portanto, que o motor opere dentro de uma faixa de rotação segura.

De acordo com relatos de fóruns especializados, a faixa de rotação segura estende-se até 7.000 a 7.200 rpm. Assim, de forma conservadora e a fim de preservar margem de segurança, o motor será configurado para operar até 6.800 rpm, o que representa 200 rpm de margem em relação à rotação máxima recomendada com base em experiências similares. Ainda assim, obtêm-se 300 rpm adicionais de faixa útil em relação ao motor original, cujo corte de rotação máxima ocorre em 6.500 rpm.

3.1.2.3 Limites mecânicos por excesso de pressão

O último fenômeno descrito como causa de falha é o excesso de pressão no cilindro, que se correlaciona diretamente à pressão de admissão do motor e, ainda, à taxa de compressão e ao avanço de ignição, uma vez que todas essas variáveis influenciam a pressão máxima no interior do cilindro.

O torque também está diretamente correlacionado a esse fenômeno, pois, como visto anteriormente, a pressão média efetiva no cilindro guarda relação direta com o torque. Assim, ao aumentar-se a pressão média efetiva e, por consequência, a pressão máxima no interior do cilindro, aumenta-se igualmente o torque. É legítimo inferir, portanto, que os valores máximos levantados na pesquisa, ainda que expressos em potência ou em pressão de sobrealimentação, correspondem na

prática a valores máximos recomendados de torque. Cabe, portanto, manter o torque do motor abaixo de determinado limiar para evitar tais problemas.

Os problemas decorrentes do excesso de pressão no interior do cilindro são:

- o levantamento do cabeçote, ou *head lift*, em que os parafusos do cabeçote deixam de ser suficientes para manter a junta sob a compressão necessária; o cabeçote levanta ligeiramente e a pressão da combustão vaza pela vedação da junta, ocorrência usualmente designada como queimar a junta;
- falhas mecânicas catastróficas, tais como empenamento ou ruptura de biela, ruptura de pistão — por excesso de pressão, mesmo sem detonação —, contato metal-metal nos mancais, com danos às bronzinas, ou até mesmo ruptura do virabrequim, que é fundido.

Todas essas falhas, no entanto, ocorrem em pressões e, portanto, em torques muito elevados, que não serão atingidos neste projeto. A única delas que pode ocorrer nas pressões previstas é a queima da junta do cabeçote, causada pela insuficiência da compressão exercida pelos parafusos do cabeçote. Relata-se que essa falha ocorre, com os parafusos originais, em torno de 70 a 80 kPa de pressão de sobrealimentação, o que corresponde a cerca de 330 cv ou 440 N·m.

Considerou-se também o modo de falha de cada componente. No caso da junta do cabeçote, o modo de falha não é tão catastrófico quanto os anteriormente descritos: relata-se que o cabeçote levanta sob sobrealimentação, danifica a junta e permite que a pressão da combustão passe a vazar para o sistema de arrefecimento. O sistema perde, então, líquido de arrefecimento e o motor eventualmente superaquece; caso isso ocorra, é grande a probabilidade de empenamento do cabeçote, em razão da diferença entre os coeficientes de dilatação térmica do alumínio do cabeçote e do ferro fundido do bloco. No pior cenário, portanto, a única peça danificada é o cabeçote; caso não se permita o superaquecimento, a única peça danificada será a própria junta. O modo de falha não é, assim, catastrófico, e a intervenção corretiva é bastante semelhante à preventiva: assegurar a planicidade do cabeçote e do bloco e substituir a junta original por outra mais resistente, como anéis de cobre (*o-rings*) ou junta de aço

multicamadas (*MLS*), em conjunto com parafusos ou prisioneiros feitos de materiais com maior limite de escoamento que os originais, capazes assim de admitir maior carga de compressão na junta.

3.1.3 Limites térmicos

É necessário considerar também a limitação térmica de componentes como pistões, válvulas de escape e respectivas sedes, cuja solicitação tende a aumentar com a sobrealimentação, uma vez que o fluxo de calor rejeitado a esses componentes cresce proporcionalmente à taxa de liberação de energia do combustível.

O etanol hidratado atenua esse agravamento por duas vias. A primeira é o resfriamento da carga já citado anteriormente. A segunda, de maior relevância prática em motores turboalimentados, é a possibilidade de operar com fase de combustão próxima do MBT: em motores a gasolina, o atraso de ignição imposto pelo limite de detonação eleva a temperatura dos gases de escape e obriga ao enriquecimento da mistura como estratégia de proteção térmica da turbina, penalidade que a resistência à detonação do etanol permite reduzir (Ford Motor Company, 2012, p. 39).

Não se afirma, contudo, que a solicitação térmica desses componentes seja inferior à do motor aspirado original — a atenuação descrita reduz, mas não elimina, o agravamento decorrente da duplicação da potência.

3.1.4 Definição do objetivo do projeto

Conclui-se, portanto, que a recomendação a seguir é manter o veículo em até 300 cv de potência e, como já indicado, 391 N·m de torque. Com modificações na

junta do cabeçote, na embreagem e no câmbio, os valores máximos seguros de torque e potência elevam-se para aproximadamente o dobro dos originais, cerca de 400 cv e 500 N·m. Tais modificações são viáveis em um estágio futuro do projeto; acima desses valores, as modificações e os reforços necessários ao trem de força seriam de tal ordem que os tornam inviáveis.

Conclui-se, dessa forma, que o projeto deve ser dimensionado para aproximadamente dobrar a potência original do veículo. Como visto anteriormente, de maneira simplificada a potência de um motor escala linearmente com a vazão mássica de ar admitido; assim, mantidas a mesma temperatura e a mesma vazão volumétrica, é necessário dobrar a massa de ar admitida, o que se obtém dobrando a pressão absoluta de admissão — ou seja, dimensionando o projeto para até aproximadamente 100 kPa de pressão manométrica.

No estágio atual do projeto, contudo, sem qualquer reforço do sistema original, adotar-se-á como valor seguro o torque de até 390 N·m, ou o limite em que a embreagem passe a deslizar.

3.2 SISTEMA DE COMBUSTÍVEL

Tendo em vista o aumento de potência pretendido, são imprescindíveis modificações no sistema de alimentação de combustível. Tais modificações serão orientadas, primeiramente, pela seleção do combustível e, em seguida, pela escolha dos componentes que acomodem as mudanças decorrentes, tanto na química quanto no fluxo mássico que o sistema deverá comportar.

3.2.1 Escolha do combustível

O combustível escolhido foi o etanol por duas razões principais. Em primeiro lugar, o etanol possui razão estequiométrica menor, o que significa que mais massa

de combustível é injetada para a mesma quantidade de ar, somando-se a isso o calor de vaporização do etanol é 2,4 vezes maior que o da gasolina. Além disso o calor específico do etanol, tanto líquido quanto gasoso, é maior do que o da gasolina (Heywood, 1988, p. 915).

Todas essas características contribuem para que a refrigeração da mistura de ar e combustível, e conseqüentemente a temperatura de câmara e dos gases de exaustão sejam menores. Sendo assim, este combustível contribui para que o sistema após a sobrealimentação se mantenha abaixo dos limites térmicos dos componentes do motor.

Em segundo lugar, o etanol possui octanagem maior do que a gasolina (Costa; Sodré, 2010, p. 288), isso somado aos efeitos de refrigeração da mistura e da câmara, garantem altíssima resistência à detonação a esse combustível.

O etanol hidratado disponível no Brasil, entretanto, apresenta razão estequiométrica mássica de 8,7 partes de ar para cada parte de combustível. Comparada à razão de 13 da gasolina brasileira, que contém 30% de etanol anidro, evidencia-se que a quantidade de combustível a ser injetada será consideravelmente maior. A Figura 13 abaixo apresenta comparação entre gasolina comum brasileira (E22 na época do trabalho de Costa e Sodré, E30 durante os testes deste trabalho) e etanol hidratado.

Figura 13 – propriedades físico-químicas da gasolina e do etanol

Table 1

Physical-chemical properties of gasoline-ethanol blend and hydrous ethanol.

Parameter	78% Gasoline 22% ethanol	Hydrous ethanol
Density (kg/l)	0.74	0.81
Lower heating value (kcal/kg)	9400	5970
Stoichiometric air/fuel ratio	13.1	8.70
Chemical structure	$C_{6.39} H_{13.60} O_{0.61}$	$C_2 H_{6.16} O_{1.08}$
Carbon mass (%)	76.7	50.59
Hydrogen mass (%)	13.6	12.98
Oxygen mass (%)	9.7	36.42
Sulphur mass (%)	0.09	0
Self-ignition temperature (°C)	400	420
Temperature of vaporization (°C)	40–220	78
Heat of vaporization (kcal/kg)	105	237
Research octane number (RON)	–	106
Motor octane number (MON)	80	87
Vapour pressure (bar)	27.5	29
Laminar flame speed (m/s)	0.30	0.42

Fonte: Costa e Sodré (2010, p. 288)

Assim, para atender ao dimensionamento pretendido, que combina aumento expressivo de potência e emprego de um combustível de menor AFR estequiométrico, torna-se inevitável a ampliação significativa da capacidade do sistema de alimentação de combustível. Os componentes que primeiro limitam esse sistema são a bomba de combustível e os bicos injetores, dimensionados com pouca folga para o projeto original do veículo.

A vazão de combustível requerida decorre do consumo específico (BSFC) e da potência efetiva pretendida, conforme a Equação (8). Não se dispõe, contudo, de valor medido de BSFC para o motor M50B25TU operando a etanol hidratado e sobrealimentado. Recorreu-se, por isso, à estimativa termodinâmica da Equação (11), obtida diretamente da definição de eficiência de conversão de combustível (Heywood, 1988, p. 52):

$$BSFC = \frac{3600}{\eta_f \cdot PCI} \quad (11)$$

em que BSFC é o consumo específico de combustível, em kg/kWh; η_f é a eficiência de conversão de combustível (adimensional); e PCI é o poder calorífico inferior do combustível, em kJ/kg. O fator 3.600 converte quilojoules em quilowatt-hora.

Para motores de ignição por centelha operando em plena carga, a eficiência de conversão de combustível situa-se tipicamente entre 0,25 e 0,35 (Heywood, 1988, p. 82). Adotou-se, de forma conservadora para fins de dimensionamento, $\eta_f = 0,30$. Para o etanol hidratado combustível, considerou-se PCI = 24.978 kJ/kg (Costa; Sodré, 2010, p. 288). Desses valores resulta BSFC $\approx 0,48$ kg/kWh, ou 480 g/kWh.

O valor adotado é deliberadamente conservador: eficiências mais elevadas, plausíveis para operação a etanol em razão da maior resistência à detonação e do resfriamento da carga, conduziriam a BSFC menor e, portanto, a exigência menor do sistema de alimentação. Dimensionar pelo limite superior de consumo assegura margem. Comparando este valor com o apresentado por Costa e Sodré (2010) de 0,45 kg/kWh para um motor aspirado com taxa de compressão de 10:1 a 6000 rpm, percebe-se que o cálculo está ligeiramente acima, mas próximo do valor experimental, portanto conservador.

Conhecido o BSFC, a vazão mássica de combustível requerida decorre da Equação (12):

$$\dot{m}_c = BSFC \cdot P_e \quad (12)$$

em que $\dot{m}_c$ é a vazão mássica de combustível, em kg/h, e P_e é a potência efetiva, em kW.

Para a meta final de 380 cv (279,5 kW), obtém-se $\dot{m}_c \approx 134$ kg/h; adotada a massa específica do etanol hidratado de 0,81 kg/L isso corresponde a cerca de 166 L/h. Para o estágio atual do projeto, limitado a 300 cv (220,7 kW), a vazão requerida

é de aproximadamente 106 kg/h, ou 131 L/h. Esses dois valores constituem o critério de dimensionamento da bomba e dos bicos injetores.

3.2.2 Bomba de combustível

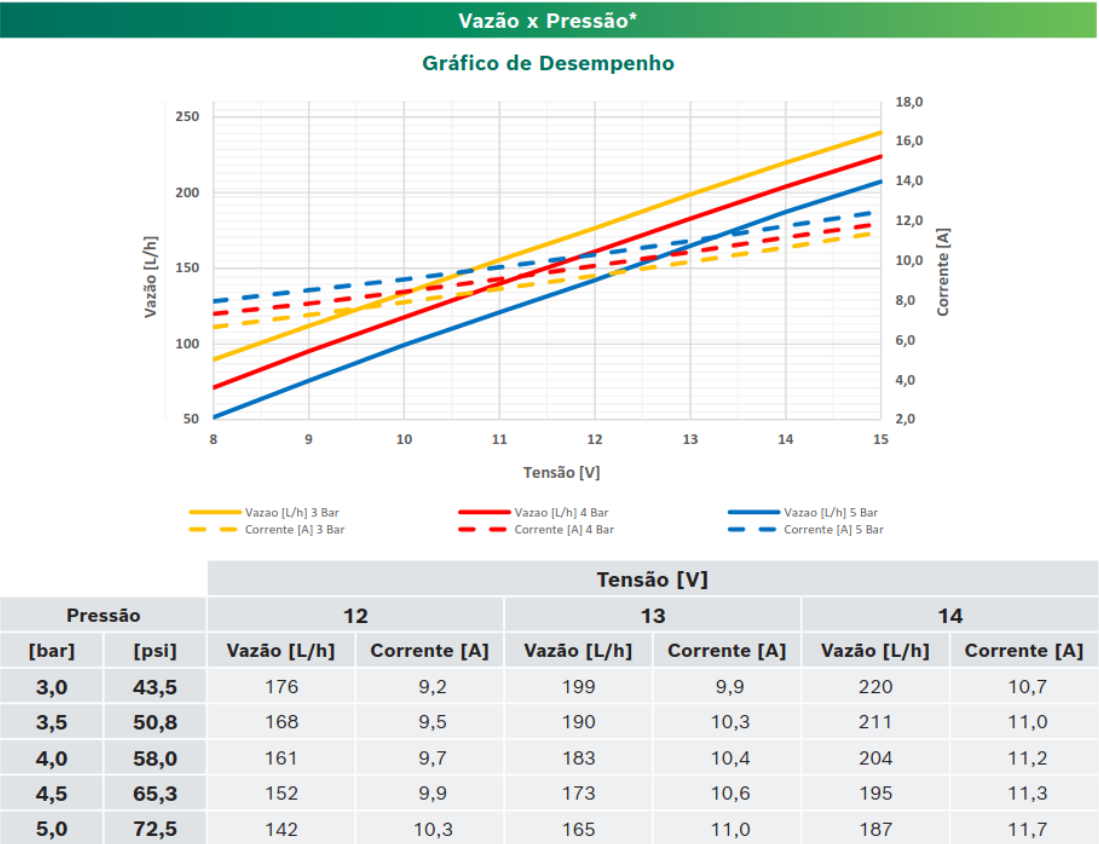
A bomba de combustível selecionada foi a Bosch F 000 TE1 3X9, Figura 14. Por ser compatível com combustíveis flexíveis, é adequada ao combustível escolhido. Além disso é amplamente disponível no mercado nacional, e de bom custo benefício, foi comprada nova por 490 reais. Suas especificações estão disponíveis na Figura 15 abaixo.

Figura 14 – Bomba de combustível Bosch F 000 TE1 3X9



Fonte: Robert Bosch (2021).

Figura 15 – Especificações da bomba de combustível



Fonte: Robert Bosch (2021).

Neste projeto, o regulador de pressão original será mantido; a pressão de combustível será, portanto, de 3,5 bar acima da pressão do coletor de admissão. Uma vez que o veículo será sobrealimentado, a pressão de sobrealimentação deve ser somada a esse diferencial para obter-se a diferença de pressão que a bomba deverá gerar. Assim, considerando o cenário mais crítico de projeto, a bomba estará submetida a 4,5 bar e receberá alimentação de 14 V, conforme tensão medida com o veículo em funcionamento. Desta maneira, segundo o fabricante a vazão que essa bomba será capaz de fornecer nessas condições é de 195 L/h.

Confrontada com os 166 L/h requeridos a 380 cv, essa vazão resulta em margem de apenas 18%, teoricamente suficiente, porém com pouca reserva de projeto; já para o estágio atual, limitado a 300 cv e 131 L/h, a margem é de 49%, confortavelmente superdimensionado.

3.2.3 Bicos injetores

Os bicos injetores escolhidos foram os Bosch 0 280 158 209 (Figura 16), igualmente adequados ao etanol, são encontrados em grande volume no mercado nacional, tanto novos quanto usados.

Figura 16 – Bico injetor



Fonte: Robert Bosch (2021).

Bicos injetores de menor vazão ainda comportariam as necessidades do projeto, no entanto este modelo estava disponível por um bom preço no mercado usado durante a execução do projeto.

O preço de 6 unidades destes bicos em fornecedor oficial Bosch na época da execução do projeto era de 2450 reais. Além disso, seriam necessários dois jogos

de prolongadores, custando 130 reais cada um. Sendo assim o valor total para o conjunto novo seria de 2710 reais.

Comparativamente, o conjunto usado foi negociado por 1200 reais já com um jogo de prolongadores. Somou-se a isso o outro conjunto de prolongadores e uma limpeza e verificação de vazão especializada (custando 135 reais, necessária por serem usados). Desta maneira, o conjunto comprado custou 1455 reais, uma economia 1255 reais, ou 46% frente ao conjunto novo.

Além disso, os escolhidos são de uma tecnologia mais recente da Bosch, EV14, enquanto outra opção considerada com vazão adequada (0 280 256 453) é da geração anterior, EV6. Suas especificações de vazão e de tempo morto (*dead time*) constam da Figura 17 abaixo.

Figura 17 – Especificações dos bicos injetores

Vazão x Pressão					
Pressão			Vazão		
[bar]	[psi]		[lb/h]	[cc/min]	
2,5	36,3		72	756	
3,0	43,5		79	830	
3,5	50,8		85	893	
4,0	58,0		91	956	
4,5	65,3		97	1019	
5,0	72,5		102	1071	

Deadtime / Tempo Morto [ms]						
Tensão [V]	2,5 bar 36,3 psi	3 bar 43,5 psi	3,5 bar 50,8 psi	4 bar 58 psi	4,5 bar 65,3 psi	5 bar 72,5 psi
16	0,75	0,77	0,79	0,81	0,83	0,85
15	0,88	0,91	0,94	0,96	0,99	1,02
14	1,01	1,04	1,07	1,10	1,13	1,17
13	1,12	1,16	1,19	1,23	1,26	1,30
12	1,31	1,36	1,40	1,45	1,50	1,55
11	1,53	1,58	1,64	1,70	1,75	1,81
10	1,82	1,90	1,97	2,05	2,13	2,20
9	2,27	2,40	2,54	2,67	2,81	2,94
8	3,18	3,49	3,81	4,12	4,43	4,74

Fonte: Robert Bosch (2021).

Neste caso, a tensão de alimentação será a mesma (14 V); cabe ressaltar, porém, que a pressão considerada difere daquela adotada no dimensionamento da bomba. A válvula injetora estará submetida, de um lado, à pressão do sistema de combustível — 4,5 bar manométricos, ou 5,5 bar absolutos — e, de outro, à pressão no coletor de admissão — 1 bar manométrico, ou 2 bar absolutos. A pressão imposta ao injetor é, portanto, sempre a diferença entre a pressão na flauta de combustível e

a pressão no coletor, isto é, sempre a pressão do regulador. A vazão esperada desse bico é, por conseguinte, de 893 cm³/min.

A vazão volumétrica requerida por injetor decorre da Equação (13), apresentada a seguir.

$$Q_{inj} = \frac{BSFC \cdot P_e}{N_{inj} \cdot \rho_c \cdot DC} \quad (13)$$

em que Q_{inj} é a vazão volumétrica requerida por injetor, em L/h; N_{inj} é o número de injetores; ρ_c é a massa específica do combustível, em kg/L; e DC é o ciclo de trabalho máximo admitido (duty cycle).

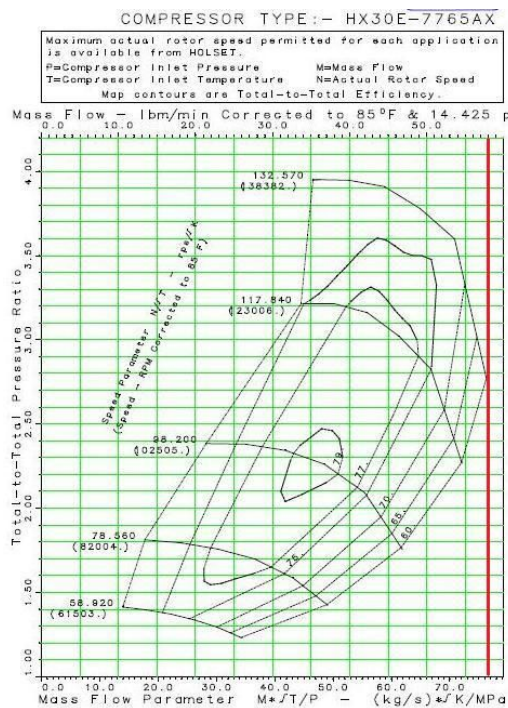
Adotando-se DC de 85%, um limite usual para preservar linearidade de resposta e margem de segurança do injetor, a meta de 380 cv exige 32,5 L/h por injetor, ou 542 cm³/min. Os injetores selecionados, de 893 cm³/min, superam esse requisito com folga. Invertendo-se a Equação (12), os seis injetores instalados, operando a 85% de ciclo de trabalho, entregam 273 L/h, equivalentes a 221 kg/h; com BSFC de 480 g/kWh, isso corresponde a 461 kW, ou aproximadamente 626 cv.

Os bicos injetores são, portanto, adequados ao objetivo final e não constituem o elemento limitante do sistema de alimentação, papel que caberá primeiramente à bomba de combustível.

3.3 COMPRESSOR

O primeiro componente a ser dimensionado é o compressor. O dimensionamento é feito por meio dos mapas de compressor disponibilizados pelos fabricantes, com o propósito de identificar um conjunto que mantenha boa eficiência na faixa de operação do projeto. O mapa de compressor, Figura 18, abaixo apresenta as ilhas de eficiência em função do fluxo mássico corrigido (eixo horizontal) e da razão de pressão (eixo vertical).

Figura 18 – Mapa do compressor Holset HX35



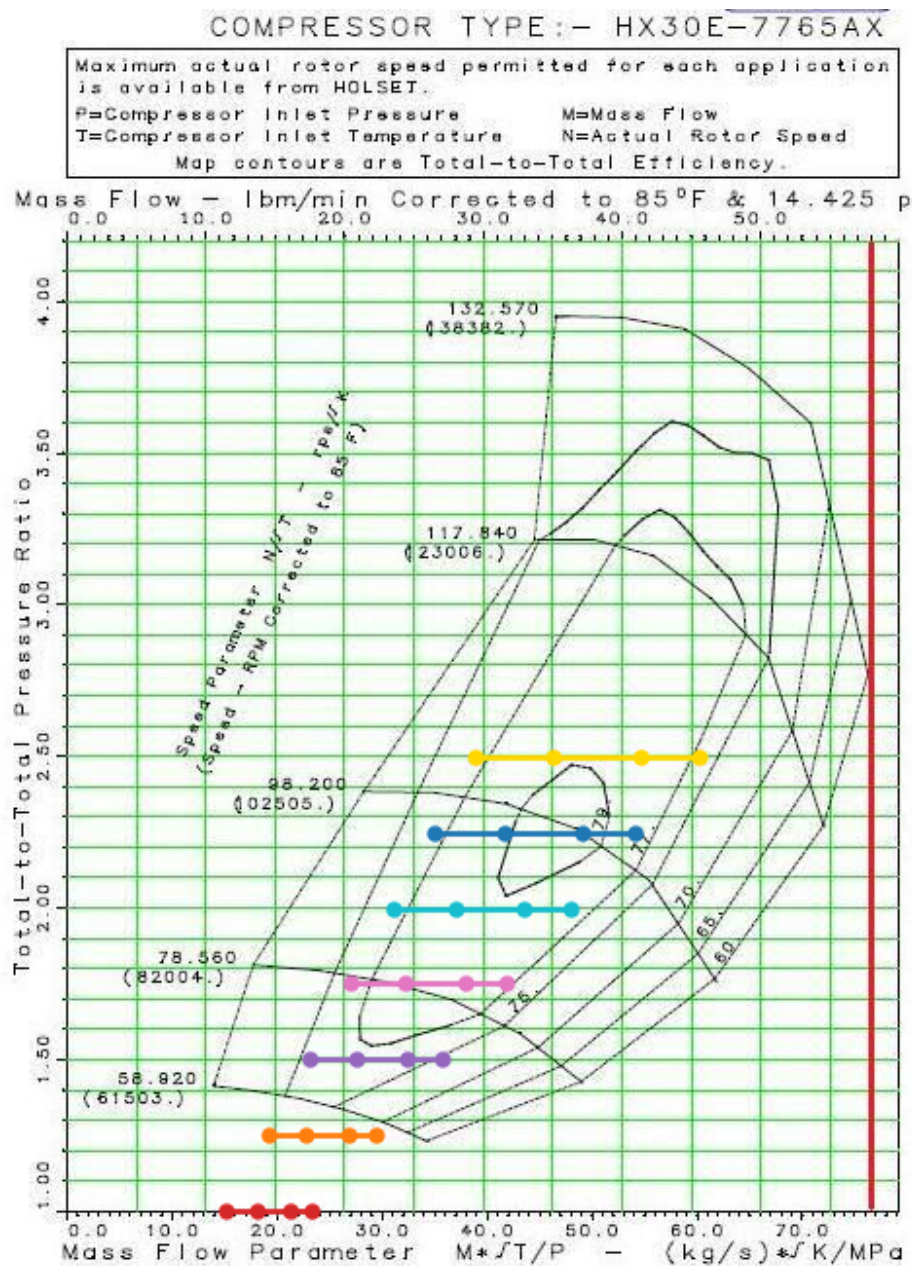
Fonte: mapa atribuído à Holset, reproduzido em Turbobricks (84 Blue 240, 2009)

Calculou-se, então, o fluxo mássico esperado em diversos regimes de operação do motor, supondo razões de pressão constantes — reguladas pela válvula *wastegate* — de 1 a 2,5, em intervalos de 0,25; eficiência volumétrica constante de 0,85; e pressão e temperatura na entrada do compressor de 95 kPa e 25 °C, respectivamente. O fluxo mássico foi corrigido segundo a Equação 14 que consta do gráfico, para cada uma dessas razões de pressão, nas rotações de 4.200 rpm (torque máximo), 5.000 rpm, 5.900 rpm (potência máxima) e 6.500 rpm (limite de rotação original). A sobreposição desses resultados ao gráfico original produz a Figura 19 abaixo, que evidencia as faixas de eficiência em que o compressor operará acoplado a esse motor.

$$\text{Mass Flow Parameter} = \dot{m} \cdot \sqrt{\left(\frac{T}{P}\right)} \quad (14)$$

em que $\dot{m}$ é a vazão mássica de ar em kg/s; T é a temperatura do ar na entrada do compressor em K; e P é a pressão do ar na entrada do compressor em MPa

Figura 19 - Pontos de operação do motor sobre o mapa do compressor Holset HX35



Fonte: elaborado pelo autor (2026) sobre mapa atribuído à Holset, reproduzido em Turbobricks (84 Blue 240, 2009).

Essa análise evidencia que o compressor é bem dimensionado para esse motor, especialmente entre razões de pressão de 1,75 e 2,5. Embora o presente projeto não alcance razões de pressão tão elevadas, o compressor mantém eficiência satisfatória mesmo a 1,5. É importante, contudo, dimensionar o conjunto também para etapas futuras, nas quais, com reforços no motor, na embreagem e na transmissão, pressões manométricas de 150 kPa tornam-se razoáveis.

Além do mapa de eficiência, foram considerados o custo do conjunto, sua disponibilidade, sobretudo no mercado de peças usadas, e a disponibilidade de peças de reposição. Nesses quesitos, sua popularidade torna o HX35 uma escolha destacada no Brasil, com desempenho equivalente ao de opções de outras marcas, frequentemente apontado como alternativa mais robusta e a preço significativamente menor, principalmente por tratar-se de componente usado. Assim, ainda que existam turbocompressores com dimensionamento marginalmente mais adequado a esta aplicação, quando se ponderam as demais dimensões envolvidas na execução do projeto, o HX35 revela-se a melhor escolha.

O turbocompressor foi comprado por 1232,93 reais, enquanto a alternativa nova equivalente usada para comparação foi o turbocompressor da Master Power modelo R545, custando 3636 reais. Assim a Holset representou uma economia de 2403,07 reais, ou 66% do valor da R545.

3.4 CARCAÇA DA TURBINA

A seleção da turbina apresenta dificuldades distintas daquelas encontradas no dimensionamento do compressor. Enquanto os fabricantes disponibilizam publicamente os mapas de compressor, com as ilhas de eficiência em função do fluxo mássico corrigido e da razão de pressão, conforme visto anteriormente, o mesmo não é comum com as turbinas: mapas de turbina não são, em regra, divulgados pelos fabricantes de turbocompressores automotivos.

Existem duas grandes razões para isso, a primeira é que mapas de turbina são levantados em bancada de fluxo contínuo, condição que não representa adequadamente o escoamento pulsante ao qual a turbina é efetivamente submetida em um motor alternativo, de modo que sua transposição direta para a aplicação real é limitada. A segunda, e mais relevante do ponto de vista prático, é que o casamento entre turbina e compressor já foi realizado pelo próprio fabricante durante o projeto do conjunto.

Decorre daí a prática comum no dimensionamento de sistemas de sobrealimentação: dimensiona-se o compressor a partir dos requisitos de vazão mássica e de razão de pressão do motor, conforme executado na seção 3.3, e admite-se que a turbina acoplada a esse compressor foi dimensionada pelo fabricante para fornecer, ao eixo, a potência necessária ao acionamento daquele compressor em sua faixa útil de operação. O turbocompressor é, nesse sentido, um conjunto casado de fábrica, e não dois componentes selecionáveis de forma independente.

Ao cliente resta, portanto, um único grau de liberdade efetivo: a razão A/R da carcaça da turbina, parâmetro que os fabricantes efetivamente publicam e que é oferecido em diferentes valores para um mesmo conjunto rotativo. A razão A/R é definida como a relação entre a área da seção transversal da voluta em uma posição angular e a distância do centro dessa área ao eixo de rotação da turbina, conforme a Equação (15).

$$A/R = \frac{A_{\theta}}{r_{\theta}} \quad (15)$$

em que A/R é a razão característica da carcaça, em metros (m); A_{θ} é a área da seção transversal da voluta na posição angular θ , em m^2 ; e r_{θ} é a distância entre o centroide dessa seção e o eixo de rotação da turbina, em m.

Cabe observar que a razão, apesar da notação, não é adimensional: possui dimensão de comprimento, e o valor permanece aproximadamente constante ao longo de toda a voluta em uma carcaça bem projetada.

O efeito físico da razão A/R decorre da conservação do momento angular do escoamento na voluta. Uma carcaça de A/R menor impõe maior velocidade tangencial ao gás na entrada do rotor, o que antecipa o acionamento do conjunto, ao custo de maior restrição ao escoamento e, por conseguinte, de maior contrapressão de escape em altas vazões. Uma carcaça de A/R maior produz o comportamento inverso. Os efeitos estão resumidos na Tabela 2.

Tabela 2 – Efeito da razão A/R da carcaça da turbina sobre o comportamento do conjunto

Característica	A/R menor	A/R maior
Velocidade do gás na entrada do rotor	Maior	Menor
Rotação de acionamento (<i>boost threshold</i>)	Mais baixa	Mais alta
Contrapressão de escape em alta vazão	Maior	Menor
Potência disponível no topo da faixa	Menor	Maior

Fonte: elaborado pelo autor (2026).

A esse parâmetro soma-se a escolha entre carcaça de admissão pulsativa, de entrada dividida, e carcaça de pressão constante, de entrada única. O aproveitamento pulsativo fundamenta-se no fato de a energia disponível para expansão ser proporcional a pressão instantânea, portanto preservar os picos de pressão dos pulsos de escape, em vez de amortecê-los em um plenum comum, disponibiliza maior energia à turbina, sobretudo em baixas rotações. A contrapartida, é que a área de fluxo total de uma carcaça pulsativa é menor que a área de uma

carcaça de pressão constante. Sendo assim, esta decisão se torna entre uma turbina com faixa útil maior, que é capaz de ser acionada a rotações mais baixas, à custa de restrição ligeiramente maior a altas rotações.

Para melhor efeito da carcaça pulsativa, é desejável que os cilindros conectados a uma mesma entrada não tenham suas fases de exaustão sobrepostas. O motor tratado neste trabalho, de seis cilindros em linha e ordem de ignição 1-5-3-6-2-4, o agrupamento dos cilindros 1, 2 e 3 em uma entrada e dos cilindros 4, 5 e 6 na outra resulta em separação uniforme de 240 graus de virabrequim entre pulsos consecutivos de cada grupo, um intervalo superior à duração da abertura da válvula de escape, o que elimina a interferência entre pulsos. O arranjo de coletor 3-2 descrito na seção 3.5, associado à carcaça de dupla entrada no padrão T3, não constitui, portanto, escolha arbitrária, mas a configuração determinada pela própria ordem de ignição do motor.

Definidos os critérios, a seleção efetiva submeteu-se às mesmas restrições declaradas nas seções anteriores sobre a disponibilidade de peças no mercado. O turbocompressor foi adquirido no mercado de peças usadas como conjunto completo, de modo que a carcaça quente T3 de dupla entrada, razão A/R de 0,70, constitui item acoplado à aquisição e não variável livre de projeto. Diante da indisponibilidade de mapas de turbina, assume-se que a carcaça de A/R 0,70 é capaz de engolir a vazão necessária.

A seguir foi feita a determinação da razão de expansão requerida e da contrapressão resultante.

A verificação parte da potência requerida pelo compressor para entregar a vazão mássica e a razão de pressão de projeto, obtida da relação de compressão adiabática com rendimento isentrópico, conforme a Equação (16).

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m}_{ar} c_{p,ar} T_{01}}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma_{ar}-1}{\gamma_{ar}}} - 1 \right] \quad (16)$$

em que $\dot{W}_c$ é a potência absorvida pelo compressor, em W; $\dot{m}_{ar}$ é a vazão mássica de ar, em kg/s; $c_{p,ar}$ é o calor específico do ar a pressão constante, em J/(kg·K); T_{01} é a temperatura de estagnação na entrada do compressor, em K; η_c é o rendimento isentrópico do compressor, obtido do mapa da Figura 19; p_{02}/p_{01} é a razão de pressão do compressor; e γ_{ar} é a razão de calores específicos do ar.

A vazão mássica de gases que atravessa a turbina corresponde à soma das vazões de ar e de combustível admitidas pelo motor, obtida da relação ar-combustível efetiva, conforme a Equação (17).

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{ar} \left(1 + \frac{1}{\lambda AFR_{est}} \right) \quad (17)$$

em que $\dot{m}_g$ é a vazão mássica de gases de escape, em kg/s; λ é o fator de excesso de ar adotado na calibração; e AFR_{est} é a relação ar-combustível estequiométrica do etanol hidratado, definida na seção 3.2.1. Despreza-se, nessa formulação, a massa de gases residuais e eventual vazamento pelos anéis, hipótese usual e conservadora para esta finalidade.

A potência que a turbina deve desenvolver decorre do equilíbrio de potências no eixo comum, descontado o rendimento mecânico dos mancais, conforme a Equação (18).

$$\dot{W}_t = \frac{\dot{W}_c}{\eta_m} \quad (18)$$

em que $\dot{W}_t$ é a potência desenvolvida pela turbina, em W, e η_m é o rendimento mecânico do conjunto rotativo.

Conhecida a potência requerida da turbina, a razão de expansão necessária para produzi-la é obtida invertendo-se a expressão da potência de expansão adiabática com rendimento isentrópico, conforme a Equação (19).

$$\frac{p_{03}}{p_{04}} = \left[1 - \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_g c_{p,g} T_{03} \eta_t} \right]^{-\gamma_g/(\gamma_g - 1)} \quad (19)$$

em que p_{03}/p_{04} é a razão de expansão da turbina; $c_{p,g}$ é o calor específico dos gases de escape a pressão constante, em J/(kg·K); T_{03} é a temperatura de estagnação dos gases na entrada da turbina, em K; η_t é o rendimento isentrópico da turbina; e γ_g é a razão de calores específicos dos gases de escape.

Aplicaram-se essas relações à condição mais exigente prevista para o conjunto: rotação de 5.900 rpm, correspondente à potência máxima, com razão de pressão do compressor de 2,0 e eficiência volumétrica de 0,85, nas mesmas hipóteses adotadas na seção 3.3. Considerou-se ainda temperatura de admissão de 40 °C após o intercooler, rendimento isentrópico do compressor de 0,72, obtido do mapa da Figura 19 para o ponto de operação em questão, rendimento mecânico de 0,98 e rendimento isentrópico da turbina de 0,70. Para os gases de escape adotaram-se $c_{p,g} = 1.150$ J/(kg·K), $\gamma_g = 1,33$ e temperatura de entrada na turbina de 900 K, valor conservador em relação à operação a etanol hidratado em avanço de máximo torque, onde temperaturas maiores são esperadas, portanto mais energia disponível no gás.

Desses valores resultam vazão mássica de ar de 0,221 kg/s (794 kg/h), vazão mássica de gases de 0,252 kg/s (908 kg/h), potência absorvida pelo compressor de 20,1 kW e potência requerida da turbina de 20,5 kW. A razão de expansão necessária é, portanto, de 1,62. Adotando-se pressão na saída da turbina de 92 kPa, correspondente à pressão barométrica local acrescida da perda de carga do escapamento, obtém-se pressão de 149 kPa a montante da turbina.

A razão de contrapressão, relação entre a pressão no coletor de exaustão e a pressão no coletor de admissão, resulta, assim, em aproximadamente 0,78. O valor inferior à unidade indica que a pressão de admissão supera a pressão de escape na condição de projeto, de modo que existirá gradiente favorável à lavagem dos gases residuais durante o cruzamento de válvulas. Verifica-se, portanto, que a carcaça disponível não constitui restrição ao objetivo estabelecido, e que a operação do conjunto ocorre em condição de contrapressão favorável, distante do regime em que a turbina passaria a penalizar a eficiência volumétrica e a agravar a propensão à detonação por excesso de contrapressão.

Registra-se que essa verificação não substitui um mapa de turbina, e não permite afirmar que a carcaça selecionada seja a de melhor rendimento para a aplicação; permite apenas demonstrar que a razão de expansão exigida pelo projeto é compatível com o conjunto adquirido. A confirmação experimental direta demandaria a instalação de transdutor de pressão no coletor de exaustão, a montante da turbina, medida não realizada neste trabalho e indicada entre os trabalhos futuros.

Por fim, cabe observar que a escolha da razão A/R tem seu efeito no topo da faixa de rotação parcialmente desacoplado pela válvula wastegate, cujo dimensionamento é tratado na seção seguinte: uma carcaça de A/R reduzido, favorável ao acionamento precoce, pode ser empregada sem penalidade proibitiva no topo desde que a válvula de alívio disponha de capacidade de vazão suficiente para desviar o excedente de gases.

3.5 WASTEGATE

A válvula *wastegate*, ou válvula de alívio, constitui um desvio (*bypass*) da turbina. Ao aliviar parte da pressão na carcaça quente, essa válvula impede a aceleração excessiva da turbina e, por consequência, regula a velocidade do compressor e a pressão por ele gerada.

O fator mais relevante no dimensionamento da válvula *wastegate* é sua capacidade de vazão, uma vez que uma válvula subdimensionada não seria capaz de escoar a quantidade de gases necessária para manter a pressão de sobrealimentação no valor desejado. Nesse caso, mesmo aberta, a válvula não aliviaria a vazão requerida, e a pressão de sobrealimentação subiria progressivamente com a rotação, ainda que a válvula já estivesse aberta, fenômeno conhecido como *boost creep*, quando o esperado seria a estabilização em uma única pressão.

Recorreu-se novamente a fóruns especializados para levantar qual tamanho de válvula seria suficiente para esta aplicação. Identificou-se que, entre os tamanhos comercialmente usuais, 38 mm, 44 mm e 60 mm, apenas os de 44 mm e 60 mm seriam adequados, pois o de 38 mm não apresenta normalmente vazão suficiente. Cabe observar que a vazão que a válvula é capaz de aliviar depende também da geometria do coletor de exaustão e de sua conexão à *wastegate*, esta geometria no entanto ainda não estava definida.

Outra característica importante buscada nessa válvula é a existência de câmaras acima e abaixo do diafragma, o que permite o emprego de controlador eletrônico de pressão (*boost controller*) mediante manipulação da pressão em cada uma das duas câmaras.

Isso porque este componente é composto por uma válvula, mantida pressionada contra a sede por uma mola, de modo a vedar a passagem dos gases de escape. Além desta mola, há um diafragma conectado à haste da válvula, que delimita duas câmaras, uma acima e outra abaixo dele, nas quais é possível manipular a pressão e, por consequência, a força aplicada ao diafragma. O somatório de todas as forças envolvidas determina a abertura ou não da válvula.

Assim, atuam no sentido de abrir a válvula a força gerada pela pressão dos gases de exaustão sobre a área da válvula, e a força decorrente da pressão de sobrealimentação sobre o diafragma na câmara inferior. Já no sentido de mantê-la fechada atuam a pressão do ar na câmara superior sobre o diafragma e a força da mola.

Das quatro forças envolvidas, três podem ser ajustadas para definir a pressão desejada de sobrealimentação:

- a força dos gases de exaustão sobre o obturador não é ajustável, é uma consequência do regime de operação do motor e da turbina;
- a força da mola pode ser alterada mediante sua substituição, ou manipulação de sua pré carga, tornando essa parcela maior ou menor;
- a pressão em cada uma das câmaras pode ser controlada pela modulação por largura de pulso (PWM) de uma válvula eletropneumática.

Durante a busca por uma válvula de 44 mm ou 60 mm, encontrou-se uma válvula da marca Fuel Tech Extreme Parts FTX de 60 mm (Figura 41) a preço bastante convidativo no mercado de peças usadas, razão pela qual essa foi a válvula escolhida.

A alternativa nova equivalente usada para comparação foi a W45i da marca Auto Boost, também de aço inoxidável e com diâmetro de válvula de 45 mm. A válvula nova custa no site do fabricante, 2530 reais. Enquanto isso a válvula usada foi comprada por 750 reais, juntamente com um diafragma novo de 120 reais, sendo assim o conjunto usado representou uma economia de 1660 reais, ou 65% em relação à alternativa.

3.6 COLETOR DE EXAUSTÃO

Dimensionado o turbocompressor, o passo seguinte é o dimensionamento e a seleção de sua conexão ao restante do motor. O primeiro item definido foi o coletor de exaustão. Buscaram-se inicialmente soluções comerciais, por serem as mais simples e rápidas de implementar; nenhuma delas, contudo, atendia aos requisitos estabelecidos.

Os requisitos estabelecidos eram, além da restrição geométrica de acomodar-se ao veículo sem grandes alterações, sem seccionar qualquer parte da caixa de roda, sem alterar a geometria da torre de suspensão e sem deslocar o bloco do

motor ou qualquer outro componente de grande porte, que o coletor apresentasse tubos de comprimentos iguais, isto é, que todos os tubos, do cabeçote à entrada da turbina, tivessem o mesmo comprimento.

A motivação principal para tal requisito é o benefício subjetivo da sonoridade do veículo. Ainda que não seja facilmente mensurável no âmbito da engenharia e frequentemente pouco valorizado, o aspecto subjetivo da estética sonora é relevante aos consumidores, fato evidenciado pelo tempo e recurso dedicados por montadoras para a sonoridade de seus produtos.

Pesquisas na área de acústica em sistemas de exaustão, sistemas de som externos que simulam e aprimoram o som gerado pelo motor, e o enorme mercado de modificação em sistemas de exaustão originais são evidências da grande importância da estética sonora para os consumidores. E coletores de exaustão de mesmo comprimento são amplamente desejados para carros 6 cilindros por sua sonoridade, especialmente em motores sobrealimentados japoneses.

Outro possível motivação para um coletor com todos os tubos de mesmo comprimento seria a intensificação de efeitos sonoros para aumento de potência, no entanto cálculos iniciais mostraram que isso não seria possível, conforme a Equação 20 abaixo.

$$L = \frac{c \cdot \Delta\theta}{12 \cdot N} \quad (20)$$

em que L é o comprimento do tubo primário, em m; c é a velocidade do som nos gases de escape, em m/s; $\Delta\theta$ é a janela angular disponível para o retorno da onda, em graus de virabrequim; e N é a rotação do motor, em rpm. A expressão decorre de impor que a onda de pressão percorra o trajeto de ida e volta ($2L$) no intervalo de tempo correspondente a $\Delta\theta$ (Blair, 1999).

Para $c \approx 550$ m/s, $\Delta\theta = 90^\circ$ e $N = 4.200$ rpm (rotação de torque máximo), resulta $L \approx 1,0$ m por tubo primário; a 5.900 rpm, $L \approx 0,71$ m. Ambos os valores são incompatíveis com o espaço disponível no compartimento do motor, o que confirma a inviabilidade de sintonizar o coletor nesta aplicação.

Definidos o tipo de coletor e as restrições geométricas, a etapa seguinte foi a

seleção do material, tendo sido escolhido o aço inoxidável 304. O aço inoxidável foi selecionado por sua elevada resistência mecânica ao trabalho em alta temperatura e, ainda, por sua disponibilidade comercial e seu preço. Embora não seja o material mais barato, é menos oneroso do que outras alternativas, como o aço inoxidável 321 ou o ligas de titânio .

Já a definição dos diâmetros está limitada aos diâmetros e padrões comercialmente disponíveis, o padrão mais comum é o *Schedule*. A partir de pesquisa de outros coletores de exaustão disponíveis no mercado para essa plataforma que fossem feitos com tubos de inox para sobrealimentação, todos os coletores encontrados eram fabricados em sch 05 ou sch 10. Escolheu-se o Schedule 10 em aço inoxidável, a fim de assegurar espessura de parede suficiente (2,77 mm) para os esforços de dilatação e contração térmica durante a ciclagem entre a temperatura de operação e o resfriamento com o motor desligado, bem como para sustentar parte do peso do turbocompressor HX35 selecionado.

Dentro da categoria *Schedule* 10 há diversos diâmetros disponíveis. O diâmetro dos tubos primários foi selecionado com base no perímetro interno comercial mais próximo do perímetro das portas de exaustão do cabeçote. Já o diâmetro das tubulações secundárias foi definido pelo valor mais próximo do perímetro da entrada da carcaça da turbina, que segue o padrão T3 de admissão pulsativa.

Este critério teve por objetivo facilitar a fabricação, através de conformação, de uma transição suave entre as flanges e os dutos, assim garantindo um escoamento suave através da transição de secção transversal. As áreas de escoamento escolhidas também são maiores do que as dos dutos, para que não criem restrição excessiva, conforme a Tabela 3.

Tabela 3 – dimensões dos tubos do sistema de exaustão

Diâmetro nominal (pol) ou componente	Diâmetro interno (mm)	Perímetro interno (mm)	Área de escoamento (mm ²)
1,25	36,62	115,05	1053
Porta do cabeçote	-	117,96	1036
1,5	48,26	134,21	1829
Entrada da carcaça T3	-	136,4	1300

Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Para aprimorar os aspectos estético e sonoro do coletor, decidiu-se que os tubos primários deveriam ter o maior comprimento possível e os secundários, o menor. Idealmente, todos os primários se uniriam já na entrada da turbina; em razão das limitações geométricas do compartimento do motor, porém, isso não foi possível, tendo sido necessária a adição de tubos secundários.

O custo para fabricação do coletor e downpipe, incluindo o material, consumíveis de solda, corte e acabamento, mas não incluindo as ferramentas, foi de 2112,85 reais. Este item não possui equivalente disponível no mercado, já que não há fornecedor no país para coletor com todos os dutos de mesmo comprimento, no entanto, podemos comparar com a opção mais próxima: o coletor tubular de aço inoxidável da Fortec para montagem do turbocompressor em posição similar. Esta opção nova custa 4622,15 reais. Sendo assim, apesar do investimento de tempo e esforço maior, o gasto pecuniário foi 2509,03 reais menor, uma economia de 54%.

3.7 TUBULAÇÃO DE PRESSURIZAÇÃO

A definição da tubulação de pressurização, isto é, da tubulação que conduz o ar comprimido do compressor até o coletor de admissão, foi mais simples. O único diâmetro de referência disponível é o do corpo de borboleta (TBI), cujo diâmetro

interno é de 63 mm; a área de escoamento corresponde à área desse diâmetro menos a área da haste da borboleta.

A entrada e a saída do *intercooler* são de 3 pol; contudo, o tubo de 3 pol dificultaria o atendimento às restrições geométricas, que exigem curvas de raio curto para contornar componentes originais do veículo. Optou-se, assim, por tubo de 2,5 pol de diâmetro, ligeiramente inferior ao do corpo de borboleta, porém comercialmente disponível e capaz de percorrer um bom traçado entre os componentes originais.

Esse dimensionamento foi validado por meio da Equação (21), apresentada ao final desta seção, na qual se considerou o fluxo volumétrico do motor na maior rotação de operação prevista. Mesmo nessa condição, verifica-se que o número de Mach atingido no interior da tubulação é bastante reduzido, não alcançando sequer o limite de 0,3 a partir do qual o escoamento passaria a ser tratado como compressível de modo que as hipóteses de gás ideal permanecem válidas.

Evidencia-se, portanto, que uma tubulação de 2,5 pol não imporia restrição significativa ao escoamento nem implicaria perda de carga expressiva, revelando-se adequada.

Observe-se que essa equação dispensa o conhecimento da densidade do fluido, uma vez que o critério principal é não ultrapassar o número de Mach de 0,3, a partir do qual as perdas de carga tornam-se significativas. O aspecto determinante, contudo, é que a condição de bloqueio sônico não será atingida.

$$Ma = \frac{V}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}} \quad (21)$$

em que Ma é o número de Mach; V é a velocidade média do escoamento, em m/s, obtida pela razão entre a vazão volumétrica e a área da seção do tubo; γ é a razão de calores específicos do ar; R é a constante específica do ar, igual a 287 J/(kg·K); e T é a temperatura absoluta do escoamento, em K (White, 2011).

Considerando-se os seguintes dados do projeto: um diâmetro interno da tubulação de 59 mm, uma temperatura de admissão de 10 °C (que seria crítico pela velocidade do som mais baixa), e o motor a 7000 rpm. Calcula-se que a velocidade do ar no tubo será de aproximadamente 53,34 m/s, ou seja, 0,16 mach.

O custo com a fabricação da pressurização, foi de 1299,09 reais, a alternativa disponível pronta no mercado, da marca Fortec, custa 3025,11 reais. Sendo assim a fabricação própria economizou 1726,02 reais, ou 57% em relação à alternativa.

3.8 INTERCOOLER

A decisão sobre o intercooler, assim como os outros componentes já citados, dependerá fortemente da disponibilidade comercial. No entanto fez-se um dimensionamento do tamanho mínimo necessário para atingir um resfriamento desejado na aplicação. Este dimensionamento serviu como especificação mínima para busca de candidatos no mercado

Para o dimensionamento, foram usadas as seguintes suposições e condições de contorno:

- Escoamento em regime permanente;
- Calores específicos constantes;
- Pressão de entrada dos fluidos é constante e uniformemente distribuída na superfície de entrada;
- Todo o calor da fonte quente flui para a fonte fria, sem nenhuma forma de perda;
- As perdas de carga das tubulações entre o compressor e o intercooler foram desconsideradas.
- Temperatura máxima de admissão de 80 °C;

A partir do mapa de eficiência do compressor apresentado anteriormente, têm-se a temperatura de entrada do intercooler, e a condição de contorno estabelece a temperatura de saída.

Em seguida, foi calculado o fluxo mássico do motor em condição crítica (pico de potência, 100 kPa de pressão de sobrealimentação, e foi estimado um fluxo de ar

externo para o intercooler, com base na área frontal da entrada inferior do parachoque (um retângulo de 65 x 18 cm) se movendo a 72 km/h a uma temperatura ambiente de 30 °C. Desta maneira, está determinada a quantidade de calor que deve ser rejeitada pelo ar de admissão, que é igual a quantidade de calor admitida pelo ar externo. E portanto calcula-se a temperatura de saída do ar externo, considerando seu fluxo mássico e temperatura de entrada.

O próximo passo foi usar o método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura para calcular a área necessária do trocador, conforme a Equação 22.

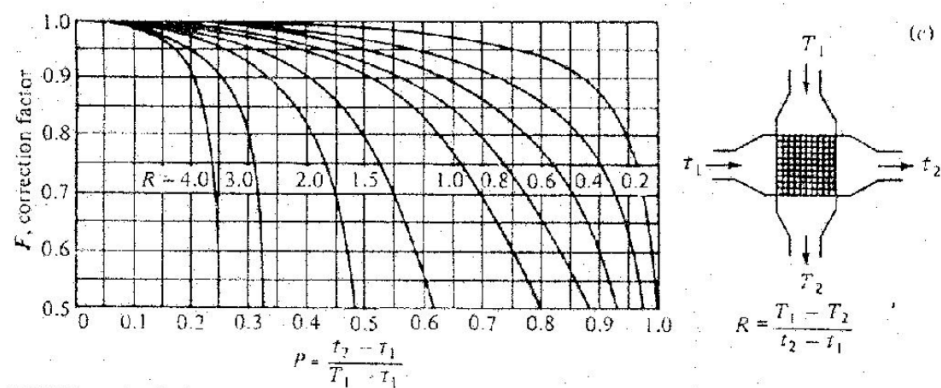
$$q = U * A * \left[\frac{(T_{hi} - T_{co} - T_{ho} + T_{ci})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)} \right] \quad (22)$$

Onde:

- T_{hi} é a temperatura do ar quente na entrada do intercooler
- T_{ho} é a temperatura do ar quente na saída do intercooler
- T_{ci} é a temperatura do ar frio que encontra o intercooler externamente
- T_{co} é a temperatura do ar frio que deixa o intercooler
- q é o calor trocado
- U é o coeficiente global de transferência de calor
- A é a área superficial do trocador
- F é um fator de correção pelas variações de temperatura ao longo do intercooler

O fator de correção F pode ser determinado na Figura 20:

Figura 20 - fatores de correção para o método da Média Logarítmica das Diferenças



Fonte: Incropera (2011)

Então é feito um processo iterativo, onde um valor estimado do coeficiente global de transferência de calor é usado para calcular a área, e em seguida a área é usada para calcular um novo coeficiente global de transferência de calor, que será usado na próxima iteração.

Com isso, determinou-se que o intercômbio mínimo necessário para o projeto é muito pequeno, com uma área de troca térmica de 0,4 m², o que representaria um intercômbio convencional de aproximadamente 200 x 200 x 90 mm.

Essas dimensões são reduzidas para os padrões do mercado de peças de modificação, e a maior parte dos projetos similares usam intercômbios muito maiores. Isso porque a condição de projeto de 80 C, é indesejável.

Então, durante a pesquisa e a aquisição das peças do projeto, foi encontrado, no mercado de peças usadas, um *intercooler* maior do que o necessário segundo os cálculos de dimensionamento, a preço bastante atrativo. Optou-se por esse componente, de marca reconhecida, com desempenho mais do que suficiente e sem grande prejuízo à aplicação.

O valor do intercômbio comprado foi de 2686,64 reais. A alternativa similar do mercado nacional seria o Metal Horse Street 3" grande, disponível novo por 2499,99 reais. Sendo assim, o intercômbio escolhido foi 186,65 reais mais caro, ou 7,5%. No entanto ainda assim foi escolhido por ser de uma marca renomada mundialmente, a Plazmaman.

Os prejuízos de um *intercooler* sobredimensionado são: maior massa, maior custo e maior volume do sistema. No presente caso, o sobredimensionamento não é de ordem que torne esses fatores preocupantes.

Um *intercooler* excessivamente grande pode ainda acentuar o atraso de resposta da sobrealimentação (*boost lag*); relatos de outros executores, contudo, indicam que esse porte de trocador é adequado à aplicação, sendo requerido no entanto apenas em projetos de potência muito superior, nos quais a razão de pressão do compressor é bem mais elevada e, por conseguinte, o ar deixa o compressor significativamente mais aquecido.

Na prática, esse *intercooler* apresentará desempenho superior ao mínimo requerido, mantendo o ar de admissão sempre próximo à temperatura ambiente. À custa de um pouco da resposta do sistema de sobrealimentação. Por essas razões, mostrou-se a escolha adequada ao projeto.

4 METODOLOGIA

4.1 MEDIÇÃO DE POTÊNCIA

Para a realização deste trabalho, é indispensável algum instrumento de medição da potência do automóvel. O dinamômetro de chassi inercial do Laboratório de Ensino e Pesquisa em Dinâmica Veicular (LEPDV) da universidade, entretanto, encontrava-se desativado por falta de sistema de aquisição de dados: a estrutura física e mecânica estava adequada, com rolos de grande momento de inércia, aos quais o veículo poderia ser fixado e ensaiado, mas não havia meio de adquirir dados do equipamento ou de calcular a potência empregada durante a aceleração dos rolos.

Fez-se necessário, portanto, como etapa preliminar aos ensaios, o desenvolvimento de um sistema simplificado de aquisição e processamento de dados. Esse processo será descrito em detalhe e aprimorado oportunamente, por situar-se fora do escopo deste projeto.

A primeira etapa, foi a medição do momento de inércia dos rolos, que não estava documentada. Esta medição foi feita com um sistema de polia que foi usado para içar uma massa conhecida, a uma altura determinada, através de uma corda enrolada no rolo (Figura 21). Essa massa então caiu em queda livre e o tempo de queda foi medido. Por fim, com a média de de 6 medições, e a partir da Equação 23 abaixo, foi calculado que o momento de inércia do rolo é de 121,107 kg·m².

$$I = m r^2 \left(\frac{g t^2}{2 h} - 1 \right) \quad (23)$$

em que I é o momento de inércia do rolo; m é a massa em queda; r é o raio do rolo; g é a aceleração da gravidade; t é o tempo de queda da massa e h é a altura de queda.

Figura 21 – Medição do momento de inércia do rolo



Fonte: elaborado pelo autor (2025)

De forma resumida, o sistema é constituído por um sensor de rotação automotivo de efeito Hall da Bosch, empregado em motores Fire da Fiat entre 2006 e 2010, montado nas proximidades de uma roda dentada solidária a um dos rolos. O sensor emite um sinal de onda quadrada, aterrando seu pino de saída à passagem de cada dente. Esse sinal é adquirido por um Arduino Pro Micro, que mede o intervalo de tempo entre bordas de descida consecutivas e transmite os valores por comunicação serial a um computador. No computador, um *script* próprio, desenvolvido em Python, lê os valores e os armazena para pós-processamento, resultando em uma lista de intervalos, em microssegundos, entre as passagens de dentes consecutivos do rolo do dinamômetro.

Em seguida, outro programa próprio lê os dados adquiridos, aplica filtragem dos ruídos mecânicos do conjunto e calcula a potência e o torque do veículo a partir da variação da energia cinética do rolo, conforme as Equações (24) e (25).

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \quad (24)$$

em que E_c é a energia cinética armazenada no rolo, em J; I é o momento de inércia do rolo, em $\text{kg} \cdot \text{m}^2$; e ω é a velocidade angular do rolo, em rad/s.

A potência transmitida pelo veículo ao rolo corresponde à derivada temporal dessa energia, conforme a Equação (25):

$$P = I \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (25)$$

em que P é a potência, em W, e $d\omega/dt$ é a aceleração angular do rolo, em rad/s^2 , obtida por diferenciação numérica da série de intervalos medidos entre dentes consecutivos.

O torque no rolo decorre da razão entre a potência e a velocidade angular; sua conversão ao virabrequim requer a relação de transmissão total engrenada durante o ensaio.

Cabe reconhecer que esse sistema de medição de potência é limitado e não validado metrologicamente. À falta de outras opções na instituição e diante do custo de locação de equipamentos externos, contudo, foi o único sistema de medição disponível, tendo sido empregado nas comparações com a devida consideração de suas ressalvas e limitações.

4.2 BASELINE

O primeiro passo, anterior a qualquer modificação, é a obtenção da referência, isto é, do desempenho do motor em seu estado inicial. É importante ressaltar, entretanto, que o estado inicial do projeto não corresponde ao estado original do veículo: no início do projeto, o motor já apresentava algumas modificações relevantes para o experimento.

As modificações são as seguintes: bomba d'água de alto desempenho da marca Stewart Components; sistema de exaustão integralmente substituído por outro em aço inoxidável, constituído majoritariamente por um único tubo customizado de 3 polegadas de diâmetro, com dois abafadores universais, um ressonador fabricado sob medida e um catalisador de competição; coletores de exaustão tubulares; e, por fim, um filtro de ar esportivo.

Além disso, deve-se considerar que o veículo foi originalmente projetado para o mercado alemão da década de 1990, no qual se esperava gasolina pura, uma vez que a legislação sobre biocombustíveis ainda não vigorava na Europa. Dessa maneira, o combustível hoje empregado no veículo (E30, com 30% de etanol) apresenta propriedades distintas daquelas para as quais o motor foi projetado, entre as quais uma relação ar-combustível diferente (13, em vez de 14,7 para gasolina pura). O motor procurará corrigir essa divergência na medida do possível por meio dos sistemas de controle em malha fechada, baseados na sonda de oxigênio dos gases de exaustão, realizando ajustes de longo prazo.

Fica claro, portanto, que o estado inicial do motor nos ensaios é consideravelmente distinto de seu estado de projeto. Para caracterizar esse estado inicial, foram realizados quatro ensaios em dinamômetro. O primeiro foi conduzido com a ventoinha de arrefecimento mecânica ainda acoplada ao motor, a qual, apesar do acoplamento por embreagem viscosa, sabidamente consome potência considerável em altas rotações. Os três ensaios restantes foram realizados em sequência imediata, todos sem a ventoinha mecânica, a fim de constituírem amostra do comportamento inicial do veículo. Optou-se por realizá-los sem a ventoinha por ser sabido que esta seria removida nas modificações subsequentes.

4.3 CONVERSÃO PARA ETANOL E ECU

4.3.1 Substituição do gerenciamento eletrônico

Para obter todo o benefício de flexibilidade e controle já descrito, foi instalada a unidade de controle eletrônico Speeduino. Por tratar-se de sistema de desenvolvimento aberto (*open source*), não há fornecedor oficial de módulos prontos para esta aplicação; esse fato, somado ao critério de baixo custo do projeto, motivou a decisão de fabricar o próprio *hardware*.

Todos os itens — a placa de circuito impresso, os componentes eletrônicos, o microcontrolador Arduino, o condicionador de sinal de relutância variável (VR) e os conectores — foram adquiridos de fornecedores pela internet. O conector principal Bosch e a caixa de proteção foram aproveitados de um módulo de injeção original inutilizado. O módulo foi então integralmente montado e programado segundo os manuais abertos da comunidade, conforme apresentado na Figura 22.

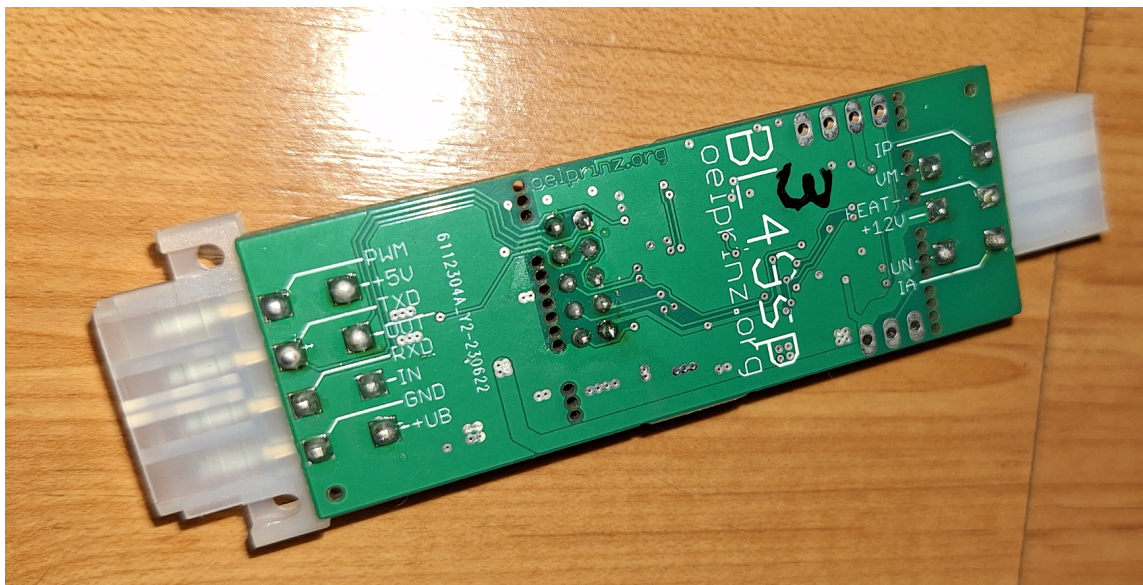
Figura 22 – módulo de injeção speeduino



Fonte: elaborado pelo autor (2025)

A sonda de oxigênio de banda larga (*wideband*), componente essencial à calibração de motores, requer um controlador eletrônico que a mantenha na temperatura adequada e converta seu sinal em uma saída analógica linear de 0 a 5V. Esse dispositivo é frequentemente denominado condicionador de sonda; o utilizado segue a mesma filosofia do módulo de controle, tendo sido fabricado a partir de um projeto *open source* denominado BL49SP, Figura 23.

Figura 23 – condicionador de sonda lambda



Fonte: elaborado pelo autor (2025)

Uma vez que o módulo foi montado no interior de uma carcaça original (Figura 24), com o mesmo conector, sua integração ao veículo foi bastante simples: bastou substituir uma ECU pela outra para que o módulo se comunicasse com todos os sensores e atuadores originais. Entre as poucas modificações adicionais está a sonda de oxigênio, uma vez que a original é do tipo banda estreita (*narrow band*). Foi necessário, assim, acrescentar à ECU um conector secundário, já previsto na placa, para ligação ao condicionador BL49SP e, a este, a sonda Bosch LSU 4.9 de banda larga, instalada no sistema de exaustão em substituição à original.

Figura 24 – módulo de injeção, condicionador e sonda wideband



Fonte: elaborado pelo autor (2025)

Os custos da injeção programável foram 844,87 reais, enquanto o condicionador de sonda custou 280,84 reais. Alternativas equivalentes disponíveis no mercado nacional da marca renomada Fuel Tech são: a injeção FT450, custando 4849 reais no site oficial, e o condicionador WB-O2 Nano, custando 649 no site oficial. As alternativas *open-source* em conjunto representaram uma economia de 4372,29 reais, ou 79%.

Outra modificação necessária foi a substituição do sensor MAF original (um anemômetro de fio quente) por um sensor MAP (Manifold Absolute Pressure). Essa modificação decorre de o Speeduino empregar o algoritmo de controle *speed density*, que utiliza como principal sensor de carga a pressão no interior do coletor de admissão. O sensor utilizado foi um GM 55500380, empregado no Onix turbo 2020, escolhido pelo baixo custo e por ser adequado a motores sobrealimentados. Foi adaptado por meio de uma conexão em T na mangueira do hidrovácuo e utilizou o mesmo conector e chicote originais do MAF, aproveitados de uma unidade

danificada, com o acréscimo apenas de um circuito simples de redução de tensão e filtragem.

Essa instalação, de grande simplicidade, evidencia o benefício da escolha de uma ECU concebida especificamente para este veículo.

4.3.2 Conversão para etanol

A adequação do sistema de alimentação de combustível ao etanol deu-se apenas pela substituição da bomba de combustível e dos bicos injetores, uma vez que todo o restante do sistema original é quimicamente compatível com o novo combustível e capaz de acomodar o fluxo necessário.

A instalação da bomba foi mecanicamente simples, por tratar-se de bomba *in-tank* semelhante à original. Foi necessária apenas sua substituição no interior do tanque, com adaptação da conexão elétrica — mediante soldagem de novos terminais — e fixação do corpo da bomba, ligeiramente maior, no alojamento da original.

Em razão da maior potência da bomba utilizada, foi também necessário adequar o circuito elétrico de alimentação, uma vez que a bomba original é protegida por fusível de 10 A e, segundo o fabricante, a nova bomba consome 11,3 A.

Instalou-se, por essa razão, um sistema secundário de relé, no qual o circuito de alimentação original da bomba é utilizado apenas para acionar um segundo relé, posicionado no porta-malas, próximo à bateria. Esse relé secundário, por meio de fusível de 15 A e fiação dimensionada para 25 A, alimenta efetivamente a bomba.

O sistema é redundante, pois preserva o fusível e o relé originais, que passam a apenas transmitir o sinal de acionamento. Trata-se, contudo, da forma mais simples e menos invasiva de realizar essa modificação, uma vez que a caixa de fusíveis original situa-se no compartimento do motor, próxima à ECU, ao passo que a bateria se encontra na traseira do veículo, próxima ao tanque. Assim, ainda que pouco convencional, essa arquitetura não acarreta prejuízo concreto e oferece a

vantagem de não sobrecarregar a fiação original do veículo, cuja margem de dimensionamento é desconhecida.

A instalação física dos bicos também foi simples: foi necessária apenas a adição de dois prolongadores comerciais, um em cada extremidade, visto que os bicos novos eram significativamente mais curtos (Figura 25). Os conectores elétricos, por sua vez, eram idênticos, dispensando adaptação.

Figura 25 – bicos injetores originais e seus substitutos



Fonte: elaborado pelo autor (2025)

4.4 FABRICAÇÃO E INSTALAÇÃO DO SISTEMA DE SOBREALIMENTAÇÃO

O primeiro passo para a sobrealimentação foi uma revisão geral do motor, principalmente das áreas que seriam submetidas a mais estresse devido ao maior torque, ou em que a falha seria catastrófica. Desta maneira, foram desmontadas e revisadas as bronzinas de todo o motor, a embreagem, bem como a porca da bomba

de óleo foi soldada à roda dentada, a fim de evitar os problemas supracitados. Registros desta revisão estão nas Figuras 26, 27 e 28.

Figura 26 – porca da bomba de óleo soldada



Fonte: elaborado pelo autor (2025)

Figura 27 – motor com o cárter removido



Fonte: elaborado pelo autor (2025)

Figura 28 – colo do virabrequim



Fonte: elaborado pelo autor (2025)

Já no que tange ao sistema de sobrealimentação, este pode ser dividido entre os componentes adquiridos, que demandam apenas instalação e cuja montagem é, portanto, simples, e os componentes fabricados, customizados para a aplicação e responsáveis pela maior parte do tempo despendido.

O mais complexo desse segundo grupo, e o primeiro a ser fabricado, foi o coletor de exaustão.

4.4.1 Coletor de exaustão

O coletor de exaustão foi fabricado integralmente em aço inoxidável, a partir de 22 curvas de 90° em *Schedule 10* de 1,25 pol e 3 curvas de 90° em *Schedule 10* de 2 pol como, soldadas pelo processo TIG com injeção de argônio no interior dos tubos, a fim de minimizar a oxidação da raiz do cordão (Figura 29).

Figura 29 – soldagem do coletor de exaustão



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

As flanges foram cortadas em máquina CNC de corte a laser, a partir de chapas de 3/8 pol de espessura (aproximadamente 9,5 mm).

O processo de fabricação iniciou-se com o posicionamento relativo dos componentes: uma das flanges foi parafusada ao cabeçote, enquanto a outra foi parafusada à carcaça quente da turbina. Em seguida, o turbocompressor foi

posicionado manualmente no compartimento do motor (Figura 30), em local que não interferisse com nenhum outro componente, como a caixa de roda, o motor, o capô e os faróis. Com as peças assim posicionadas, soldaram-se duas barras de aço inoxidável entre as flanges (Figuras 31 e 32), travando a posição relativa entre elas, o que constituiu o referencial inicial de toda a fabricação do coletor.

Figura 30 – turbocompressor posicionado manualmente



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Figura 31 – barra de aço unindo as duas flanges



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Figura 32 – barra de aço unindo as duas flanges



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Após o posicionamento das duas flanges, foi possível posicionar as junções de tubos (*merge pipes*). Constatou-se rapidamente que seria impossível fazer os seis tubos convergirem diretamente à entrada da turbina, por falta de espaço. A geometria viável seria, portanto, a de tubos primários e secundários.

Os tubos primários partiriam de cada um dos cilindros e, em dois grupos de três, uniriam-se em dois tubos de maior diâmetro, conectados à turbina. Esses tubos maiores, que conduzem o fluxo somado de três cilindros, são os tubos secundários.

A existência de tubos secundários confere maior flexibilidade ao posicionamento das junções.

Adotou-se, assim, a configuração 6-2: os cilindros 1 a 3 têm seus primários unidos em um único secundário, que alimenta uma das entradas da turbina de admissão pulsativa, e os cilindros 4 a 6 alimentam a outra entrada.

O passo seguinte foi, portanto, o posicionamento das junções (Figura 33), situadas o mais próximo possível da turbina, uma vez que, conforme as pesquisas realizadas, coletores com tubulação primária mais longa em relação à secundária resultam em sonoridade mais agradável. Posicionadas as junções, a fabricação dos tubos secundários tornou-se trivial, restando apenas unir as duas junções à entrada da turbina — observada, naturalmente, a igualdade de comprimento entre os dois conjuntos.

Figura 33 – posicionamento das junções



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Passou-se, então, à fabricação do primeiro tubo primário do coletor, correspondente ao sexto cilindro. Uma vez que a turbina está posicionada atrás do

farol, à frente do motor, o sexto cilindro é o mais distante da entrada da turbina. Com o objetivo de obter um coletor de comprimentos iguais que coubesse no espaço disponível, a estratégia adotada foi conformar esse primeiro tubo da maneira mais curta possível que ainda alcançasse a turbina.

Fabricado esse tubo, ficou determinado o comprimento de todos os demais, que deveriam ser iguais. Seguiu-se um processo iterativo de fabricação dos tubos em sequência: quinto, quarto, terceiro, segundo e primeiro cilindros. Todos precisavam ser progressivamente mais curvos, a fim de compensar a menor distância entre o cilindro e a turbina.

Buscaram-se, assim, um tubo por vez, geometrias que coubessem nas limitações do espaço e, simultaneamente, atendessem ao comprimento requerido (Figuras 34 e 35). Trata-se de processo longo e exaustivo, pois por vezes a forma adotada para um tubo inviabilizava o traçado dos seguintes: a primeira geometria encontrada para o tubo do cilindro 4, por exemplo, poderia impedir qualquer traçado para o tubo do cilindro 5. Em algumas ocasiões, foi necessário desfazer tubos já executados para encontrar geometria compatível com todos os cilindros.

Figura 34 – coletor de exaustão sendo testado no carro



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Figura 35 - coletor de exaustão sendo testado no carro



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Definida a geometria de todos os tubos e estando estes ponteados (Figura 36), iniciou-se a soldagem contínua, ou costura, necessária à vedação do coletor. Essa costura também exigiu cuidado, pois a ordem de soldagem das primeiras curvas poderia inviabilizar o acesso às últimas. O coletor foi, por isso, soldado em partes (Figura 37), posteriormente encaixadas e unidas por solda para a finalização do componente (Figura 38).

Figura 36 – coletor de exaustão fora do carro



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Figura 37 – coletor desmontado durante soldagem



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Figura 38 – coletor de exaustão pronto



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Durante a fabricação do coletor, tornou-se evidente que não seria possível instalar a válvula wastegate no próprio coletor, sobretudo mantendo-se o compressor do ar-condicionado em sua posição original. Optou-se, assim, pela solução menos convencional, porém igualmente funcional, de soldar a válvula wastegate diretamente à carcaça quente, ou voluta, da turbina (Figuras 39, 40 e 41).

Figura 39 – furo na carcaça da turbina para adaptação de wastegate



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Figura 40 – flange da wastegate soldada à carcaça da turbina



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Figura 41 – wastegate montada no carro



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Essa soldagem exigiu cuidados especiais, por tratar-se de junta dissimilar: o tubo da *wastegate* é de aço inoxidável, ao passo que a carcaça é de ferro fundido. Além disso, o ferro fundido é material de difícil soldabilidade, por ser frágil e apresentar elevado teor de impurezas que prejudicam a solda. Na soldagem de ferro fundido é comum, portanto, a formação de fases frágeis; ademais, durante a solidificação, as tensões geradas pela contração térmica da poça frequentemente provocam trincas no metal de base. Para mitigar esses problemas, empregou-se vareta de adição de níquel puro no processo TIG. Essa vareta é desejável por dois aspectos:

1. o níquel admite a diluição de um percentual maior de impurezas antes de desenvolver características físicas indesejáveis;
2. sobretudo, o níquel é material bastante maleável e tenaz, de baixa dureza. Sendo assim, durante a solidificação da poça, as tensões mecânicas geradas tendem a ser

absorvidas pela deformação do níquel, minimizando os esforços internos no ferro fundido e evitando o trincamento. O mesmo princípio protege a união durante a operação, uma vez que metais dissimilares apresentam coeficientes de dilatação distintos: nos ciclos de aquecimento, uso e resfriamento, o níquel absorve essas diferenças sob a forma de deformação de sua estrutura, protegendo os materiais de base.

4.4.2 Sistema de escapamento e sonda lambda

A fabricação do restante do sistema de escapamento foi consideravelmente mais simples. Executou-se apenas o tubo de descida (*downpipe*) Figura 42, que conduz os gases da saída da turbina até o sistema de escapamento preexistente — mantido em tubo único de 3 pol em aço inoxidável —, contornando as restrições geométricas do compartimento do motor.

Figura 42 – downpipe



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Ao *downpipe* foi soldada uma bucha roscada destinada à sonda de oxigênio. Seu posicionamento observou dois critérios. O primeiro é evitar o acúmulo de condensado e de material particulado sobre o elemento sensor, razão pela qual a bucha foi instalada na região interna de uma curva e em uma parte vertical da seção

do tubo. O segundo é limitar a temperatura de trabalho da sonda, motivo pelo qual esta foi posicionada a 55 cm da saída da turbina.

4.4.3 Linhas de lubrificação do turbocompressor

Concluído o sistema de escapamento, foram fabricadas as linhas de alimentação e de retorno de óleo, responsáveis pela lubrificação e pelo arrefecimento do conjunto rotativo do turbocompressor. A linha de alimentação foi executada com conexões JIC 4 AN e a de retorno, com conexões JIC 10 AN; ambas em tubo de PTFE com malha externa de aço inoxidável, para proteção mecânica.

Para o retorno, executaram-se furo e rosca na lateral do bloco, em posição situada acima do nível de óleo do cárter e abaixo da carcaça central do turbocompressor, de modo a assegurar o escoamento por gravidade. A alimentação foi derivada do parafuso oco que abastece o sistema VANOS de variação do comando de válvulas, ponto em que o óleo já se encontra pressurizado pela bomba e filtrado.

4.4.4 Intercooler e tubulação de pressurização

Instalado o turbocompressor propriamente dito, restavam o posicionamento do *intercooler* e a fabricação da tubulação de pressurização.

O *intercooler* foi posicionado na dianteira do veículo (Figura 43), após a remoção da ventoinha elétrica auxiliar do sistema de ar-condicionado. Sua fixação foi feita por três suportes soldados ao condensador do ar-condicionado e a uma travessa do painel frontal. Optou-se por essa posição para maximizar a área de captação de ar e para que o trocador receba ar ainda à temperatura ambiente, antes que este seja aquecido pelo radiador e pelo condensador.

Figura 43 – intercooler montado



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Definida a posição do *intercooler*, a fabricação da tubulação de pressurização restringiu-se à soldagem dos tubos de alumínio de 2,5 pol adquiridos, unidos por abraçadeiras de engate rápido, traçando o percurso que contorna os demais componentes do veículo.

Cabe registrar que se interpôs um trecho de mangueira de silicone em cada uma das duas extremidades da tubulação de pressurização. Esse recurso confere flexibilidade ao conjunto: os tubos rígidos de alumínio, se conectados diretamente, restringiriam o movimento natural do motor sobre os coxins, impondo esforços elevados à tubulação e, ao longo do tempo, provocando trincas. As mangueiras absorvem, portanto, o movimento relativo entre os componentes fixados à carroceria: o *intercooler*; e aqueles fixados ao motor: o turbocompressor e o coletor de admissão.

4.4.5 Instrumentação adicional e controle eletrônico de pressão

Nesta última etapa, foram acrescentados ao sistema de gerenciamento eletrônico os seguintes componentes:

- a) sensor combinado de pressão e temperatura de óleo, Volvo 1077574, instalado na galeria de óleo filtrado e pressurizado e conectado ao Speeduino;
- b) sensor universal de pressão de 0 a 10 bar, instalado no sistema de combustível para monitoramento da pressão de alimentação;
- c) sensor de percentual de etanol, da marca Continental, código VW AG 06k 907 811 B, previsto para futura calibração para combustível flexível;
- d) ventoinha elétrica de arrefecimento, em substituição à ventoinha mecânica do radiador;
- e) válvula solenoide de três vias e duas posições — comumente designada válvula MAC, em referência ao fabricante —, responsável pelo controle eletrônico da pressão de sobrealimentação.

O controle eletrônico de pressão atua sobre as duas câmaras do diafragma da válvula *wastegate*, cujo princípio de funcionamento foi descrito na seção 3.4. A pressão gerada pelo compressor alimenta permanentemente a câmara inferior do diafragma, produzindo força no sentido de abrir a válvula. A válvula solenoide, comandada por modulação por largura de pulso (PWM) pela unidade de controle, alterna entre alimentar e drenar a câmara superior, cuja pressão produz força no sentido de fechar a válvula. Quanto maior o ciclo de trabalho do comando, maior a parcela do tempo em que a câmara superior permanece pressurizada e, por conseguinte, maior a pressão de sobrealimentação estabelecida.

4.5 CALIBRAÇÃO DO MOTOR

A calibração foi conduzida segundo um procedimento único, aplicado a todas as etapas do projeto, com o objetivo de obter o torque máximo em cada condição de

operação sem expor o motor a risco térmico ou a detonação. As etapas do procedimento foram as seguintes:

- a) definição dos limites seguros de enriquecimento da mistura, estabelecidos previamente aos ensaios;
- b) construção da tabela de fator lambda-alvo (λ) conforme Figura 44 para toda a faixa de rotação e de carga;

Figura 44 - tabela de fator lambda-alvo

f u e l o a d k p a	240	0.849	0.849	0.849	0.849	0.849	0.826	0.826	0.826	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802
	226	0.849	0.849	0.849	0.849	0.849	0.826	0.826	0.826	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802
	216	0.849	0.849	0.849	0.849	0.849	0.826	0.826	0.826	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802
	194	0.849	0.849	0.849	0.849	0.849	0.826	0.826	0.826	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802
	170	0.849	0.849	0.849	0.849	0.849	0.826	0.826	0.826	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802
	148	0.849	0.849	0.849	0.849	0.849	0.826	0.826	0.826	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802	0.802
	124	0.919	0.919	0.919	0.919	0.919	0.895	0.872	0.849	0.826	0.826	0.826	0.826	0.826	0.826	0.826	0.826
	100	0.942	0.942	0.942	0.942	0.942	0.942	0.907	0.872	0.849	0.849	0.849	0.849	0.849	0.849	0.849	0.849
	90	0.977	0.977	0.977	0.977	0.977	0.977	0.977	0.953	0.953	0.953	0.953	0.953	0.953	0.953	0.953	0.953
	80	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.953	0.953	0.953	0.953	0.953	0.953	0.953	0.953	0.953
	70	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	60	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	50	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	40	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	30	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	26	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
rpm		500	700	900	1400	2000	2800	3600	4500	5200	5500	5800	6200	6500	6800	6900	7000

Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Estes valores de lambda, 0,8 em plena carga com E100 hidratado, e 10:1 de razão de compressão são conservadores, visto a Ford Motor Company (2012, p. 5), foi capaz de usar 1 em plena carga com E85 e RC de 12:1

c) ajuste da tabela de VE na Figura 45, que nesta injeção controla a quantidade de combustível até que os valores medidos pela sonda de banda larga coincidisse com os alvos definidos;

Figura 45 – tabela de VE ao fim da calibração

Fuel Load : kPa	240	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
	226	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
	216	81	82	82	74	73	72	74	83	86	85	86	86	84	81	75	76
	194	81	82	82	74	73	72	74	83	86	85	86	86	84	81	75	76
	170	81	82	82	74	73	72	74	83	86	85	86	86	84	81	75	76
	148	79	80	80	72	71	70	76	81	84	85	84	82	81	78	77	76
	124	76	77	77	68	65	70	68	79	83	81	81	80	78	78	77	77
	100	63	67	66	64	61	67	63	78	84	81	79	80	80	80	81	83
	90	65	68	61	57	54	61	57	72	78	77	77	79	78	79	81	83
	80	75	69	54	46	49	56	57	63	70	74	74	73	72	78	82	83
	70	77	71	56	45	44	51	54	57	66	64	67	68	71	77	82	83
	60	76	66	59	45	43	46	47	48	59	64	66	68	71	73	81	82
	50	56	42	39	38	37	43	39	44	57	58	60	61	65	70	77	81
	40	50	39	41	36	37	44	37	40	51	49	49	59	57	59	66	69
	30	49	43	38	34	28	36	37	31	42	40	41	44	46	49	54	57
	26	35	31	30	29	26	25	28	27	22	24	28	30	35	39	44	46
↵	500	800	1100	1400	2000	2700	3500	4300	5000	5300	5600	5900	6200	6500	7000	7500	
RPM																	

Fonte: elaborado pelo autor (2026)

d) adoção de uma tabela conservadora de avanço de ignição como ponto de partida (Figura 46);

Figura 46 – tabela de avanço de ignição conservadora

Ignition Load : kPa	240	-3	-4	-3	-3	-3	-1	1	3	4	4	3	3	3	3	4	5
	220	-4	-4	-3	-2	-1	2	4	5	6	6	5	5	5	6	6	7
	200	-4	-4	-2	0	1	4	6	7	9	9	8	8	8	8	9	9
	180	-1	-1	1	3	5	8	10	11	13	12	11	11	11	12	12	13
	160	1	2	4	7	8	11	13	15	16	16	15	15	15	15	16	16
	140	4	5	8	10	12	15	17	18	20	19	18	18	18	19	19	20
	120	6	8	11	14	15	18	20	22	23	23	22	22	22	22	23	23
	110	8	10	12	15	17	20	22	24	25	24	23	23	23	24	24	25
	100	9	11	14	17	19	22	24	26	27	26	25	25	25	26	26	27
	80	12	12	14	18	21	24	26	29	30	30	29	29	29	30	30	30
	70	13	12	15	19	21	24	28	30	32	32	31	31	31	31	31	32
	60	15	13	15	19	22	25	29	32	33	34	33	33	33	33	33	33
	50	16	13	15	20	23	26	30	33	35	36	35	35	35	35	35	35
	40	17	14	15	20	22	26	30	32	34	36	35	34	34	34	34	34
	30	17	14	15	20	22	26	30	32	34	36	35	34	34	34	34	34
	20	17	14	15	20	21	24	28	32	33	33	32	32	32	32	32	32
↵	600	900	1200	1500	1800	2100	2600	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	
RPM																	

Fonte: elaborado pelo autor (2026)

- e) incremento progressivo do avanço de ignição, em cada ponto de operação, até que não se observasse acréscimo adicional de torque;
- f) redução do avanço até o menor valor que ainda produzisse esse torque máximo (Figura 47).

Figura 47 – tabela de avanço de ignição final, em MBT

I g n i t i o n L o a d : k P a	240	-6	-5	-2	0	2	5	7	8	10	9	8	8	8	9	9	10
	220	-3	-2	1	3	5	8	10	11	13	12	11	11	11	12	12	13
	200	7	7	10	13	14	17	19	21	22	25	25	27	28	28	28	28
	180	9	9	12	15	16	19	21	23	24	27	27	29	30	30	30	30
	160	10	10	13	16	17	20	22	24	25	28	28	30	31	31	31	31
	140	12	12	15	18	19	22	24	26	27	30	30	32	33	33	33	33
	120	12	12	15	18	19	22	24	26	28	30	30	32	33	33	33	33
	110	12	10	12	15	24	27	29	32	32	32	33	33	35	34	33	33
	100	12	15	16	23	24	27	29	32	32	32	33	33	35	34	33	33
	80	12	15	16	19	24	27	29	32	32	32	33	33	35	34	33	33
	70	13	12	12	19	21	24	28	29	31	31	30	31	32	32	32	33
	60	15	12	12	21	22	25	29	31	32	33	32	33	33	33	33	33
	50	16	12	12	20	23	26	30	32	34	35	34	34	34	34	34	34
	40	17	12	12	21	22	26	30	31	33	35	34	33	33	33	33	33
	30	17	14	14	20	22	26	30	30	30	30	29	28	28	28	28	28
	20	16	18	18	21	21	24	28	29	30	30	29	29	29	29	29	29
↶	500	800	1200	1500	1800	2100	2600	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	
RPM																	

Fonte: elaborado pelo autor (2026)

O procedimento descrito corresponde à determinação experimental do avanço de torque máximo (MBT, *maximum brake torque*), definido como o menor avanço capaz de produzir o torque máximo (Heywood, 1988, p. 375). Adotar o menor avanço entre os que produzem o mesmo torque reduz a pressão de pico no cilindro e, com ela, a solicitação mecânica e a propensão à detonação, sem penalizar o desempenho.

Cabe registrar que, ao longo do aumento progressivo da pressão de sobrealimentação, foi possível manter o avanço no MBT em todas as condições de plena carga ensaiadas: a combinação entre o etanol hidratado, a taxa de

compressão de 10:1 e as pressões efetivamente utilizadas não impôs limitação por detonação. Esse resultado confirma experimentalmente a hipótese estabelecida na seção 3.1.2.1, segundo a qual a adoção do etanol afasta o motor do limite de detonação nas condições previstas para este projeto.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 CONDIÇÕES DE ENSAIO E REPETIBILIDADE

Como dito anteriormente, os ensaios foram feitos todos no dinamômetro do LEPDV da UFU, todos no período da noite ou durante o final de semana, para que o ruído não atrapalhasse salas de aula próximas, na Tabela 4 abaixo estão as informações sobre as condições de cada teste. As condições atmosféricas foram medidas sempre ao final de cada bateria de testes, com um módulo BME280, capaz de medir pressão atmosférica, temperatura e umidade relativa.

Tabela 4 – condições ambiente de cada bateria de testes

Nível da Modificação	Dia do Teste	Km total do odômetro	Horário	Pressão atmosférica (kPa)	Temperatura ambiente (°C)	Umidade relativa do ar (%)
Baseline	23/06/2025	256728	20:00 – 21:00	91,87	20,09	80,3
Etanol e Speeduino	23/08/2025	257623	12:00 – 13:00	92,03	26,7	36,24
Sobrealimentado	06/07/2026	259550	19:00 – 21:00	91,91	19,22	54,8

Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Todos os testes foram realizados com a 4ª marcha da caixa de transmissão. Ademais, os outros parâmetros não descritos nas modificações foram mantidos o mais constantes possível.

Como por exemplo, o conjunto de rodas e pneus, apesar de maior desgaste na banda de rodagem entre cada teste, o pneu estava sempre dentro dos limites de

desgaste estabelecidos pelo fabricante, com a banda de rodagem mais alta que o TWI. E em todos os testes os pneus e rodas traseiros foram os mesmos, rodas de liga de alumínio, e o pneu da marca MOMO modelo OUTRUN M3 na medida 225/45 aro 17, sempre calibrados a caminho do dinamômetro, segundo a recomendação da BMW, com 35 psi.

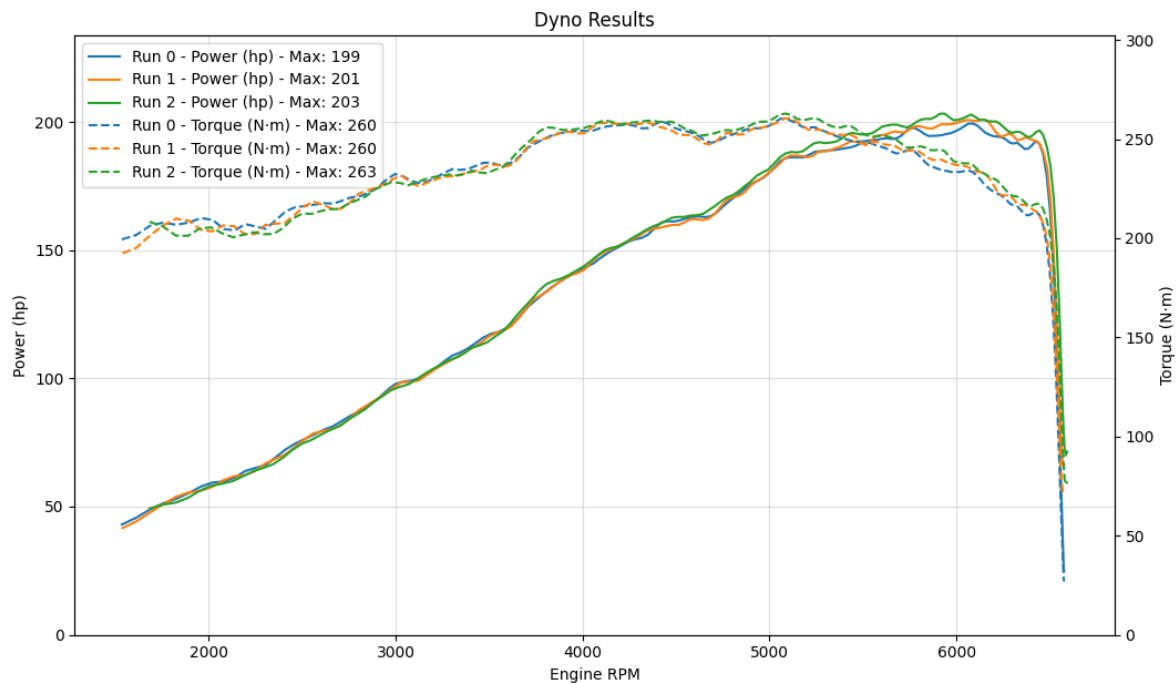
Além disso, o óleo lubrificante usado no motor, foi substituído entre os testes. No entanto, foi mantido o mesmo modelo, F1 master sintético, da marca Ipiranga, com viscosidade 5W40, categoria API SN. Ainda mais, nenhum outro componente do trem de força foi substituído entre os testes.

5.2 RESULTADOS POR ETAPA

5.2.1 Baseline

A potência e torque medidos com o carro em seu estado pré modificações estão expostos na Figura 48 abaixo. Também com os máximos na Tabela 5 abaixo.

Figura 48 – resultados dos testes baseline



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

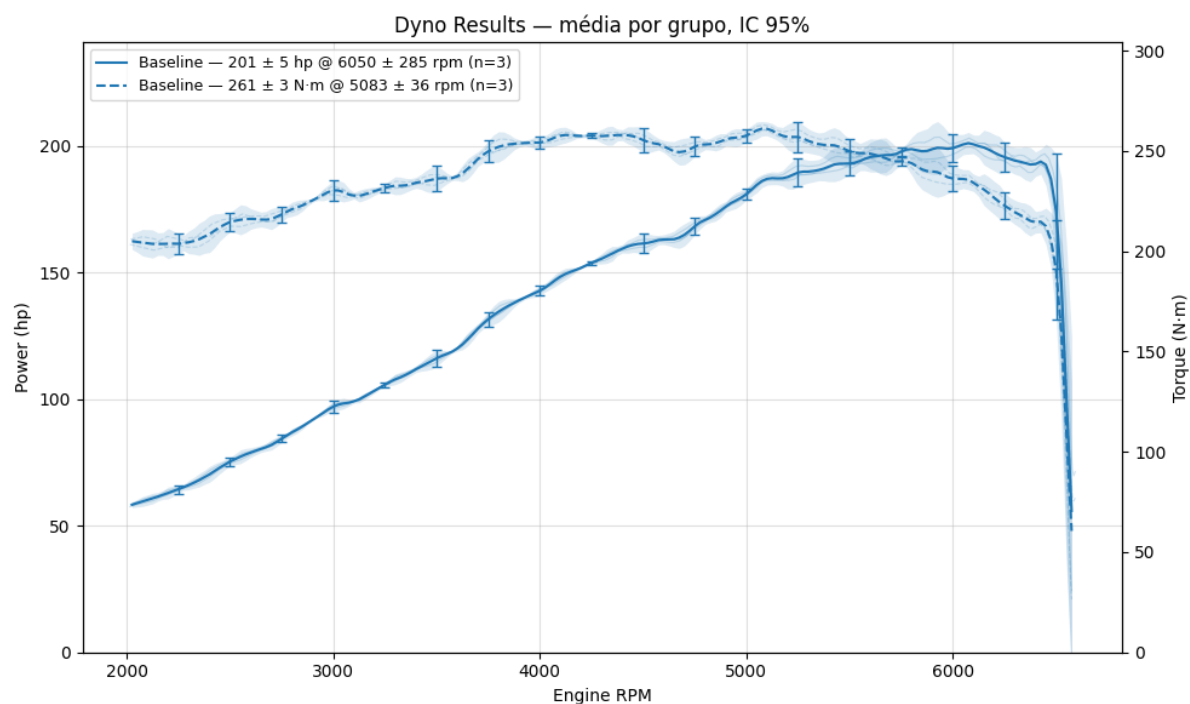
Tabela 5 – máximos dos testes baseline

Teste nº	Potência máxima (cv)	RPM de potência máxima	Torque máximo (N·m)	RPM de torque máximo	RPM máxima
0	199,5	6087	260,3	5060	6575
1	201	6132	260,5	5112	6575
2	203,4	5935	262,9	5085	6592

Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Abaixo está um gráfico, Figura 49, que demonstra de maneira mais intuitiva o comportamento médio desta configuração. A linha azul escura demonstra a média entre os 3 testes a cada rotação, as linhas azul claras translúcidas demonstram cada teste individual, e a região translúcida azul claro, juntamente com as barras de erro a cada 250 rpm demonstram a largura do intervalo de confiança de 95% a cada rpm.

Figura 49 – média dos testes baseline



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Média dos 3 testes de Baseline, com intervalo de confiança de 95%:

Potência máxima : $201,3 \pm 4,8$ cv @ 6050 ± 285 rpm

Torque máximo : $261,2 \pm 3,3$ N·m @ 5083 ± 36 rpm

IC típico : $\pm 2,5$ cv (2,0%) $\pm 4,8$ N·m (2,0%)

A partir destes resultados iniciais, é possível inferir o comportamento que este sistema de dinamômetro rudimentar possui: a repetibilidade entre os testes é satisfatória, porém o valor absoluto medido é contestável.

Isso é claro ao observar que o intervalo de confiança típico medido está em 2%, um valor esperado e adequado para as variações naturais de um sistema real

tão complexo, onde tantas variáveis não estão sob controle. No entanto, o valor medido (201 cv) é aparentemente alto demais.

A expectativa de uma potência medida menor se dá por dois fatores, em primeiro lugar, a potência original reportada pelo fabricante é de 192 cv medidos no motor. Este valor não pode também ser tomado como verdadeiro e correto para a baseline, já que por um lado, o carro possui modificações (supostamente melhorias) no sistema de admissão e exaustão, por outro lado, não é esperado que a vedação de uma câmara de 256 mil km esteja perfeita, sendo assim é esperado que haja perda de potência por perda de *trapping efficiency* devido ao desgaste.

Mesmo assim, podemos tomar o valor de 192 cv como uma base para a potência medida no motor, no entanto, o valor de 201 cv representa a potência nas rodas, depois das perdas de transmissão. Estas perdas por si só representariam uma potência significativa.

Outro aspecto que diminui a expectativa da potência medida é a ausência de correção de condições atmosféricas na medição deste dinamômetro. Normalmente valores de potência divulgados por fabricantes são medidos ou corrigidos para condições atmosféricas padrão, uma norma comum para essa correção é a SAE J1349, que considera atmosfera a 25 C, 99 kPa, e 0% de umidade relativa, portanto após correções da norma SAE, a potência desenvolvida pelo baseline será ainda maior, conforme Equações 26, 27 e 28.

Pressão de ar seco por Alduchov–Eskridge

$$e_s = 0,61 - 94 \cdot \exp\left(\frac{17,625 T}{243,04 + T}\right) \quad (26)$$

$$P_d = P_{\text{barométrico}} - \phi e_s \quad (27)$$

em que P_d é a pressão barométrica de ar seco em kPa; ϕ é a umidade relativa e T a temperatura ambiente.

Fator de correção SAE J1349

$$cf = 1,18 \left[\left(\frac{99}{P_d} \right) \left(\frac{T_c}{298} \right)^{0,5} \right] - 0,18 \quad (28)$$

em que P_d é a pressão barométrica de ar seco em kPa; T_c é a temperatura do ar de admissão em K

$$P_{corrigida} = cf \cdot P_{medida} \quad (12)$$

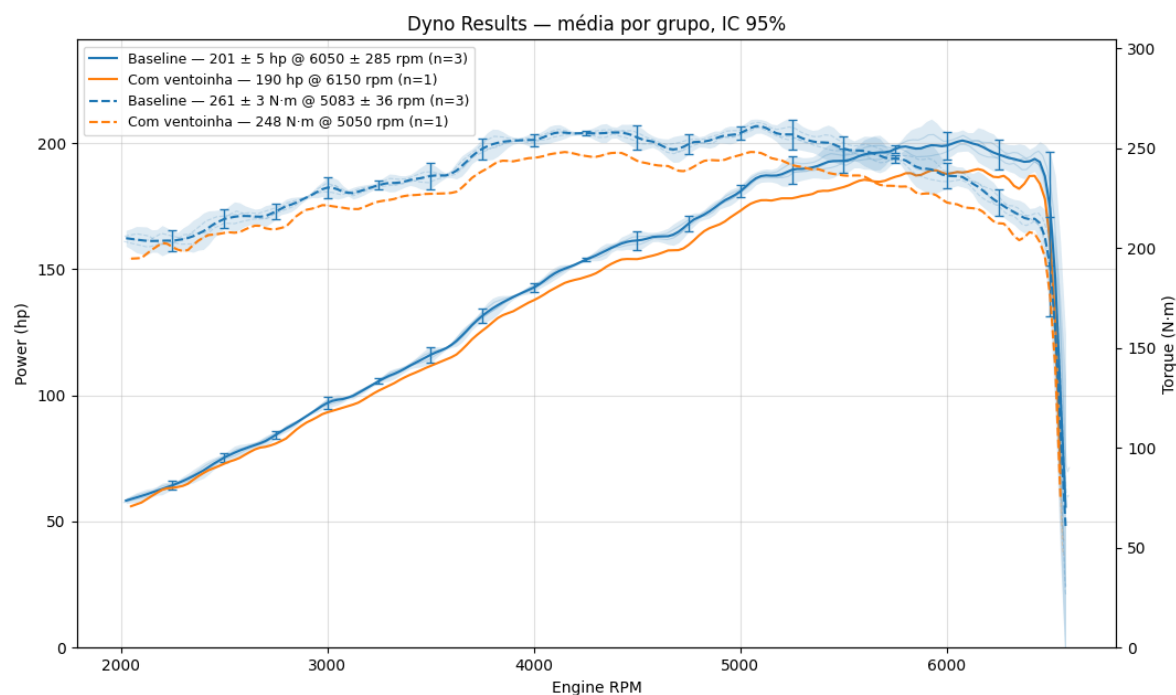
em que cf é o fator de correção calculado acima.

Na condição do teste, $P_d = 89,98$ kPa, $cf = 1,048$, portanto potência corrigida é de 211 cv.

Por fim, relatos de testes com carros originais, e quilometragens similares, revelam sempre potência medida na roda na faixa de 165 a 180 cv. Sendo assim, todas as evidências demonstram que o valor medido é superestimado por uma margem considerável. No entanto, é difícil determinar sem testes extensos qual a causa desta inconsistência, que pode derivar tanto de um erro na medição do momento de inércia, quanto de um erro no software de filtragem de sinal.

O gráfico a seguir na Figura 50, evidencia o quanto a retirada da ventoinha mecânica foi importante, apesar de ter sido feito apenas um teste com ela, é evidente que a potência que consome é significativa, aproximadamente 10 cv no pico de potência.

Figura 50 – comparativo com e sem a ventoinha mecânica

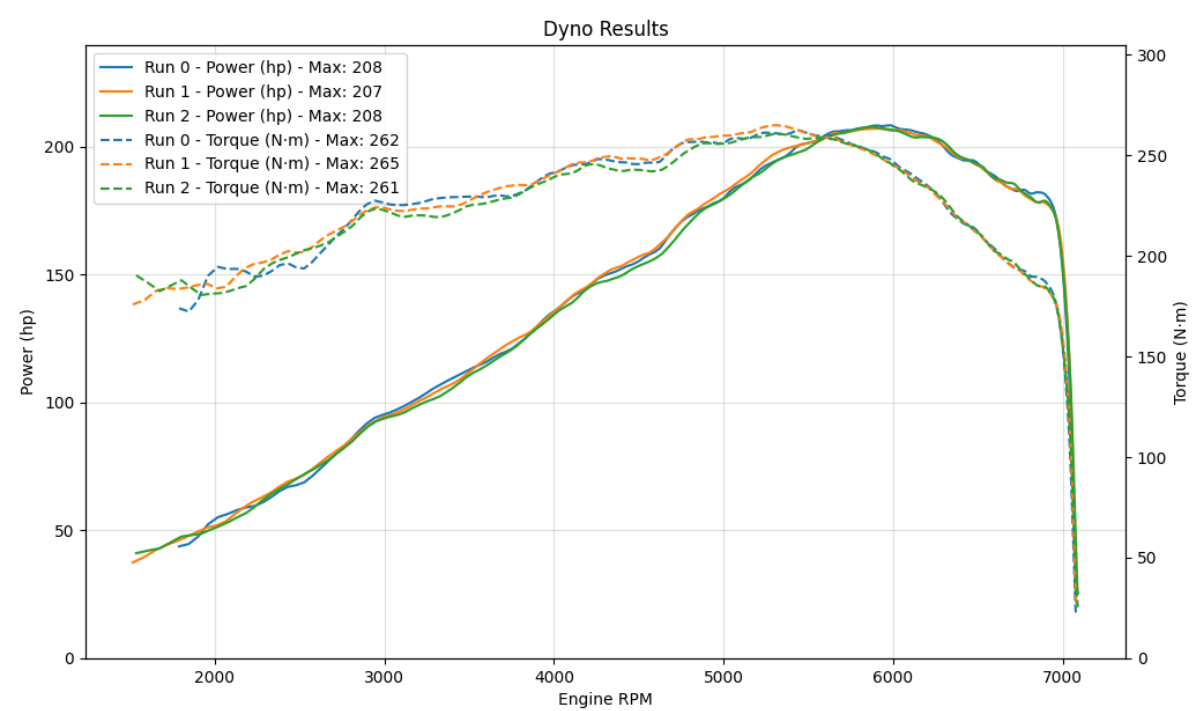


Fonte: elaborado pelo autor (2026)

5.2.2 Speeduino e etanol

Esta segunda bateria de testes, Figuras 51 e Tabela 6, foi realizada com o sistema de gerenciamento programável e etanol como combustível.

Figura 51 – testes com sistema de gerenciamento programável e etanol



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Tabela 6 – máximos do teste com gerenciamento programável e etanol

Teste nº	Potência máxima (cv)	RPM de potência máxima	Torque máximo (N·m)	RPM de torque máximo	RPM máxima
0	208,4	5985	262,4	5450	7077
1	207,2	5918	265	5284	7082
2	207,8	5863	260,7	5312	7090

Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Média dos 3 testes com a injeção programável e troca de combustível, com intervalo de confiança de 95%:

Potência máxima : $207,7 \pm 1,5$ cv @ 5917 ± 129 rpm

Torque máximo : $262,7 \pm 5,4$ N·m @ 5358 ± 200 rpm

IC típico : $\pm 2,9$ cv (2,1%) $\pm 5,0$ N·m (2,1%)

Com esta segunda bateria de testes, o comportamento do dinamômetro se mantém, apesar de valores absolutos questionáveis, a repetibilidade e oportunidade comparativa entre testes é valiosa.

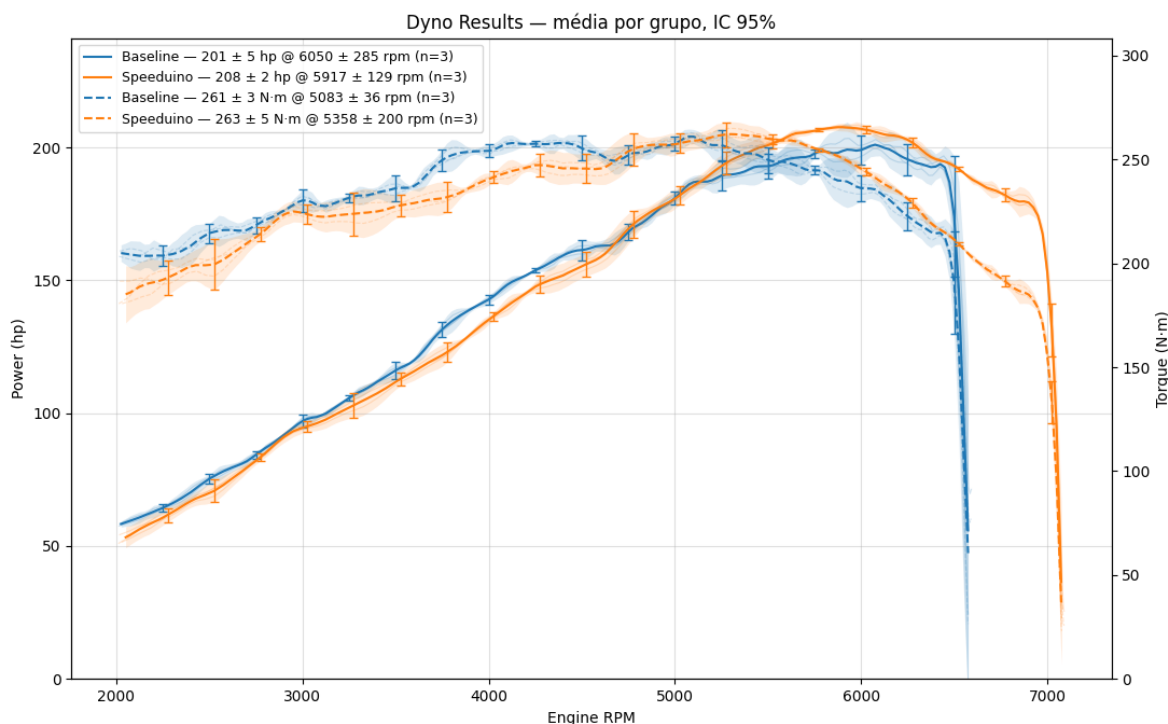
O comportamento do motor nesta configuração é claro no gráfico, Figura 52 abaixo, potência e torque foram menores em médias rotações, isso pode ser atribuído a uma configuração do variador de fase do comando menos otimizado. Uma vez que sabe-se que esta é a faixa de operação do variador, no entanto não é disponibilizado um mapa detalhado de como configurá-lo da maneira mais otimizada.

Mesmo assim, apesar das limitações de calibração que o sistema de medição de potência impõe, a potência e torque desenvolvidos em altas rotações foram notavelmente maiores. O pico de torque se manteve muito similar, no entanto acima de 5000 rpm a potência desenvolvida pelo sistema programável é significativamente maior, chegando a um pico 6,4 cv maior em uma rotação muito parecida. Além disso,

o aumento do limite de velocidade de 6500 para 7000 rpm expôs uma faixa de rotação onde o motor ainda desenvolve potência satisfatória.

Pode-se atribuir este aumento de potência ao mapa agressivo de avanço de ignição mostrado anteriormente, que se encontra todo em MBT. É razoável esperar que a calibração original da BMW não mantinha o motor em MBT durante toda a faixa de rotação em plena carga, isso porque a RC de 10:1 era considerada alta para a época, e em um veículo de série vendido no mundo inteiro, a calibração deve ser mais conservadora a fim de lidar com combustíveis de má qualidade e ainda assim garantir durabilidade alta. Ao mudar o combustível, conquistou-se margem de anti-detonação para que o avanço de ignição pudesse ser mais agressivo.

Figura 52 – comparativo entre média baseline e gerenciamento programável

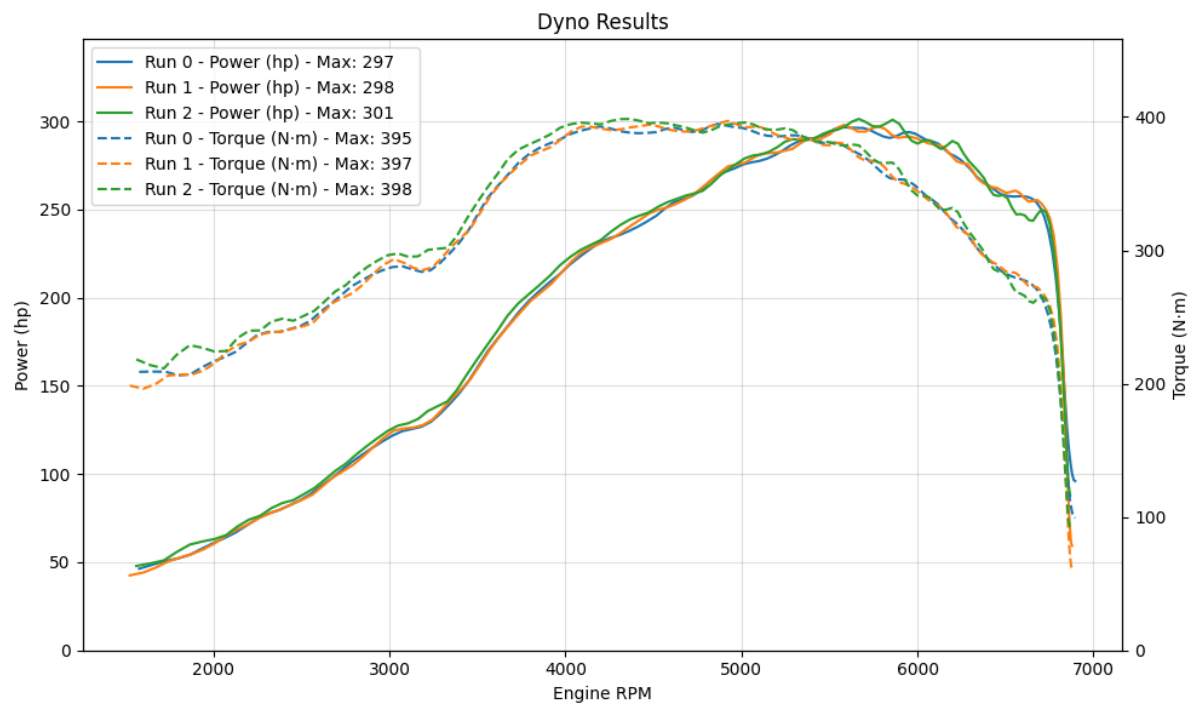


Fonte: elaborado pelo autor (2026)

5.2.3 Sobrealimentado

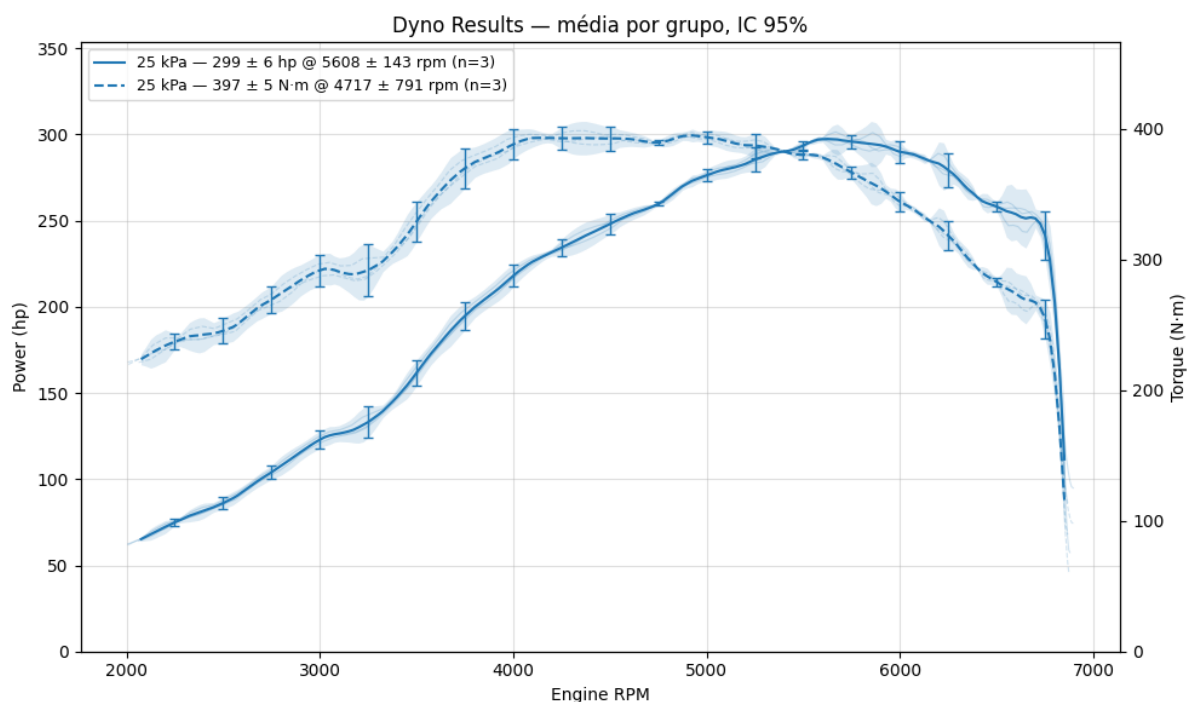
Os testes com pressão de sobrealimentação de 25 kPa resultaram nas Figuras 53 e 54.

Figura 53 – testes a 25 kPa de sobrealimentação



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Figura 54 – média a 25 kPa de sobrealimentação



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

--- Grupo: 25 kPa (n=3) ---

Faixa comum : 2075 – 6850 rpm

Pot. máxima : 298.6 ± 5.5 cv @ 5608 ± 143 rpm

Torque máx. : 396.8 ± 4.9 N·m @ 4717 ± 791 rpm

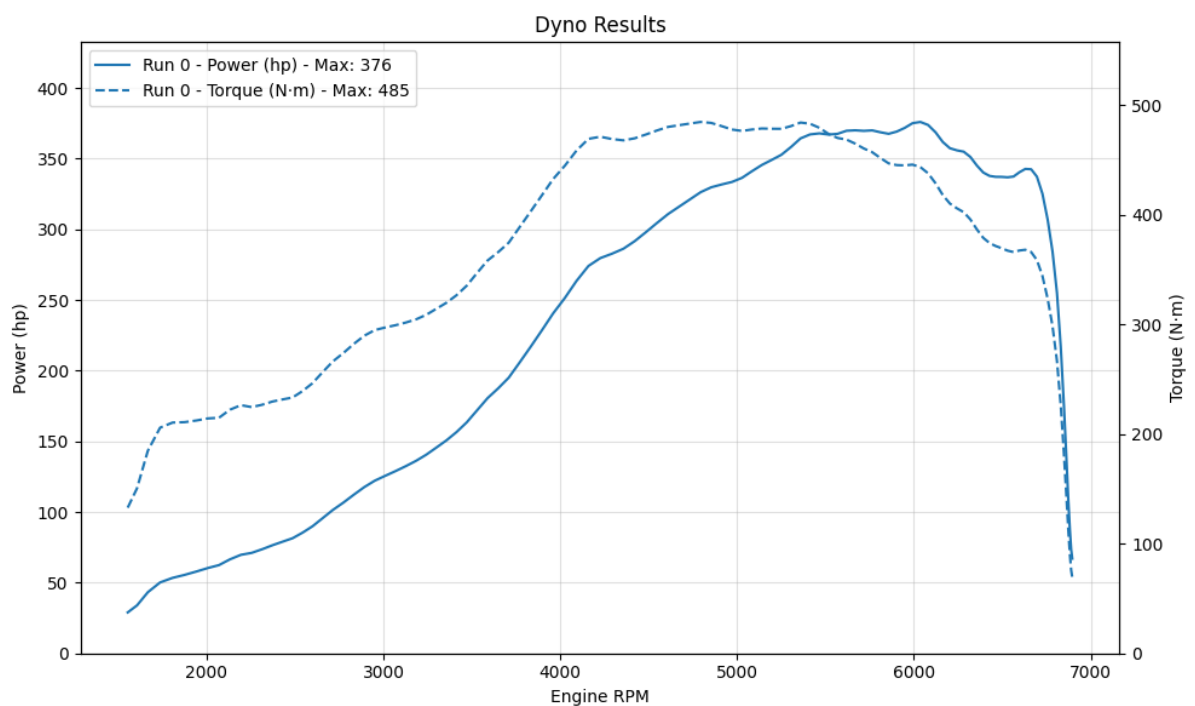
IC típico : ± 4.8 cv (3.0%) ± 9.3 N·m (3.0%)

Vale citar também, que só foram realizados 2 testes acima de 25 kPa de sobrealimentação, isso se deve ao limite encontrado na embreagem. Como previsto, a embreagem foi o primeiro componente a falhar, após o primeiro teste com 40 kPa com a calibração final (Figura 55 e 56) , durante o primeiro teste a 60 kPa de pressão de sobrealimentação a embreagem deslizou, e em seguida, durante a

calibração para torque constante a 40 kPa , passou a deslizar ocasionalmente também.

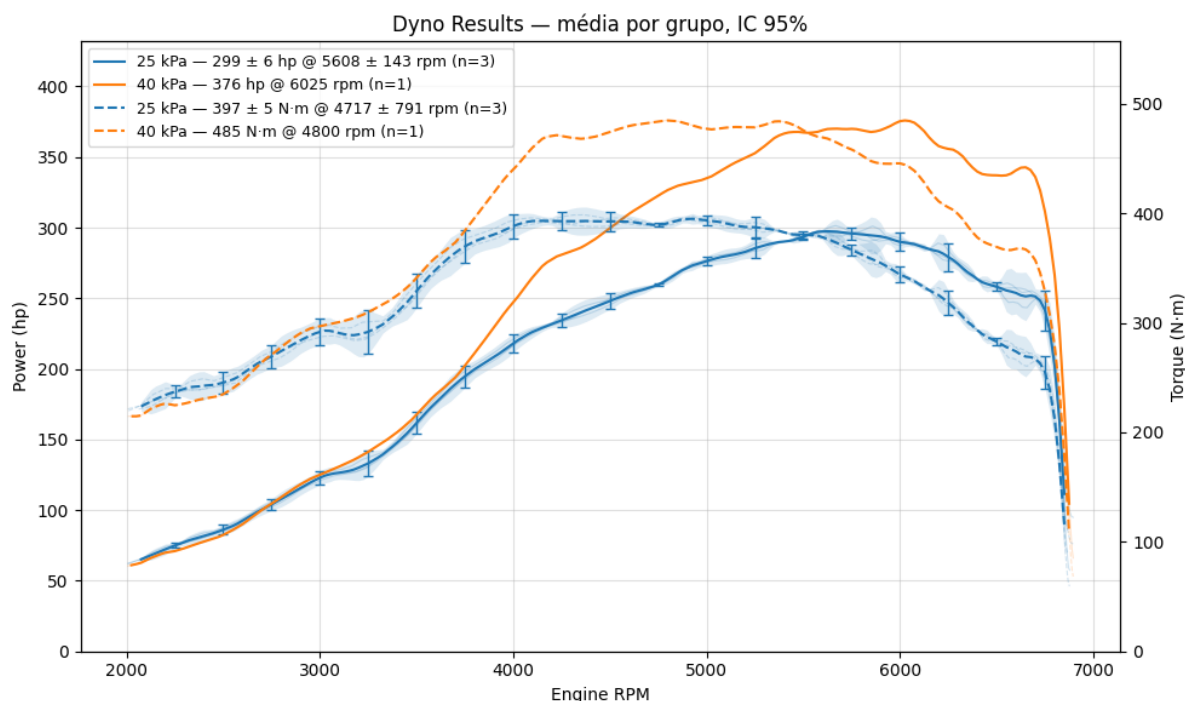
Isso era esperado tratando-se de uma embreagem usada, e foi o modo de falha esperado e não catastrófico previsto durante a fase de projeto. Sendo assim a pressão foi reduzida para 25 kPa, onde foram realizados outros testes para amostragem significativa.

Figura 55 – teste a 40 kPa de sobrealimentação



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Figura 56– comparativo entre 25 e 40 kPa



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

--- Grupo: 40 kPa (n=1) ---

Faixa comum : 2025 – 6875 rpm

Pot. máxima : 375.9 cv @ 6025 rpm

Torque máx. : 484.7 N·m @ 4800 rpm

IC típico : n=1, sem intervalo de confiança

Nesta configuração, a incongruência de medição do dinamômetro se tornou ainda mais evidente, com pressão de sobrealimentação de 25 e 40 kPa, o aumento de potência esperado era em torno de 1,25 a 1,4 sobre a configuração de injeção programável e etanol, respectivamente. Sabe-se que este valor é uma referência aproximada, pois vários outros fatores influenciariam a geração de potência além da densidade de ar na admissão, como por exemplo efeitos da maior turbulência na

frente de chama, redução nas perdas de bombeamento para um turbocompressor bem dimensionado, dentre outros.

No entanto, a intensidade destes outros efeitos é muito menor do que o efeito da variação na densidade, sendo assim a referência aproximada ainda é válida. Desta maneira, percebe-se que não só a potência absoluta medida foi alta demais, como também o ganho relativo de potência foi alto demais. Vide Tabela 7:

Tabela 7 – aumento relativo de potência medido e esperado

Configuração	Potência medida (cv)	Ganho relativo de potência medido (%)	Ganho relativo de potência esperado (%)
Baseline	201,3	-	-
Speeduino	207,7	100	100
25 kPa	298,6	144	125
40 kPa	375,9	181	140

Fonte: elaborado pelo autor (2026)

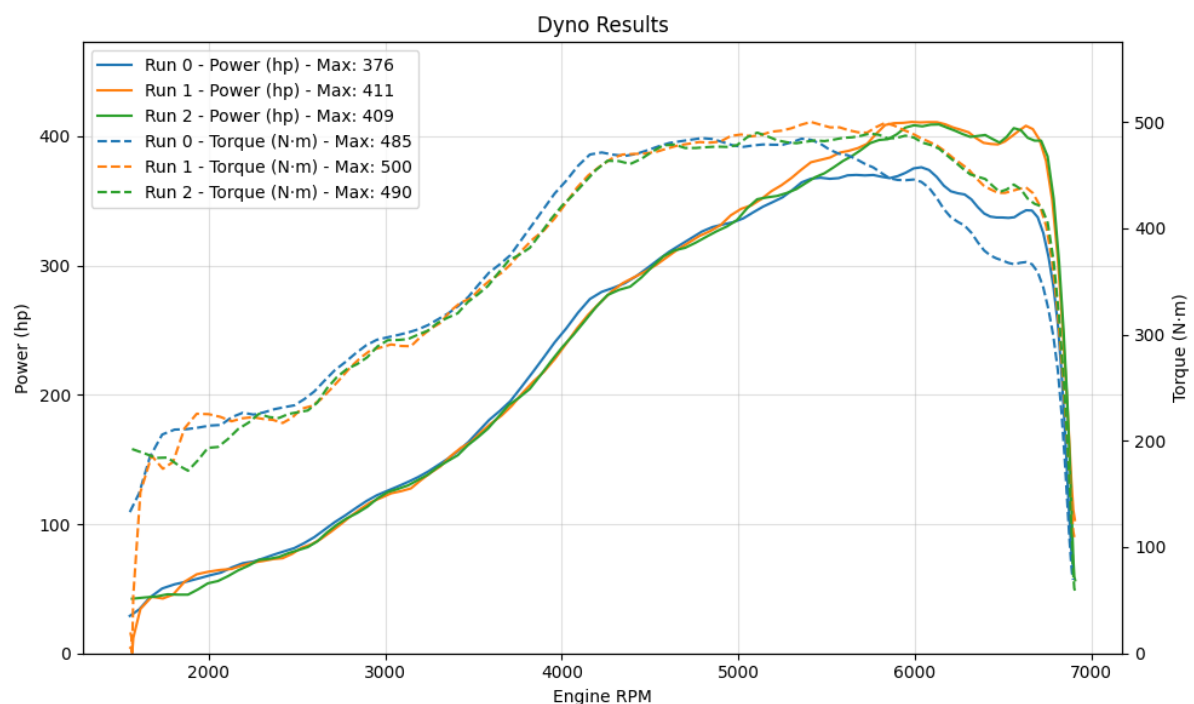
Percentualmente, ganhou-se o dobro da potência esperada, ganhos desta ordem não são possíveis segundo a literatura, portanto apontam para limitações no sistema de medição discutidas anteriormente.

5.2.3.1 Controle eletrônico de sobrealimentação

Tendo em mente as limitações mecânicas da maior parte dos componentes analisados, que dependiam em sua maioria da pressão desenvolvida no cilindro, e sabendo que isso está diretamente relacionado com torque, é interessante desenvolver uma estratégia onde após o pico de torque do motor, a pressão de sobrealimentação passa a ser aumentada progressivamente afim de compensar a queda de torque natural do motor (Figura 57), tentando assim manter a pressão do

cilindro no máximo considerado seguro em uma faixa de rotação mais ampla, e assim gerando uma potência muito maior com um esforço mecânico parecido no trem de força.

Figura 57 – resultado do controle eletrônico de pressão de sobrealimentação



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

--- Grupo: Torque control (n=1) ---

Faixa comum : 2075 – 6900 rpm

Pot. máxima : 409.2 cv @ 6125 rpm

Torque máx. : 489.7 N·m @ 5100 rpm

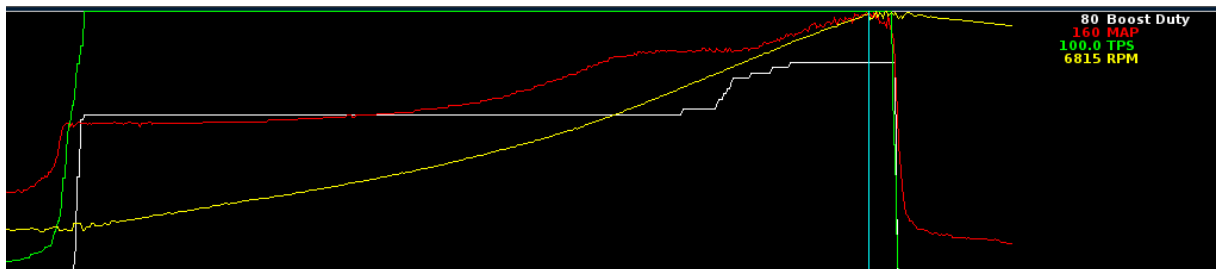
IC típico : n=1, sem intervalo de confiança

Esta foi a intenção deste último teste, e fica evidente o quão bem sucedida foi, a curva de torque decai muito mais lentamente, e isso resulta em um pico de potência 9% mais alto, com um pico de torque apenas 1% mais alto. Mais do que isso, próximo do limite de rotação, a 6500 rpm o ganho de potência se torna ainda

maior, quase 60 cv, ou 17%, de 337 cv para 396 cv. Isso enquanto o torque está 12% menor que no pico.

Durante essa estratégia, a pressão foi elevada de uma base de 40 kPa progressivamente até 60 kPa próximo do limite de rotação. A Figura 58 abaixo demonstra como a pressão de sobrealimentação em vermelho se comportou durante o teste, a pressão se mantém em um platô (pressão atmosférica) até que o compressor acelere o bastante, quando a pressão sobe progressivamente até o segundo platô, 40 kPa, onde após o pico de torque, o *duty cycle* (em branco) da válvula de controle de pressão aumenta, o que pouco tempo depois gera um aumento progressivo da pressão até 60 kPa. A linha amarela representa RPM do motor, e a linha verde é a posição do acelerador, 100 significando que o acelerador estava completamente pressionado.

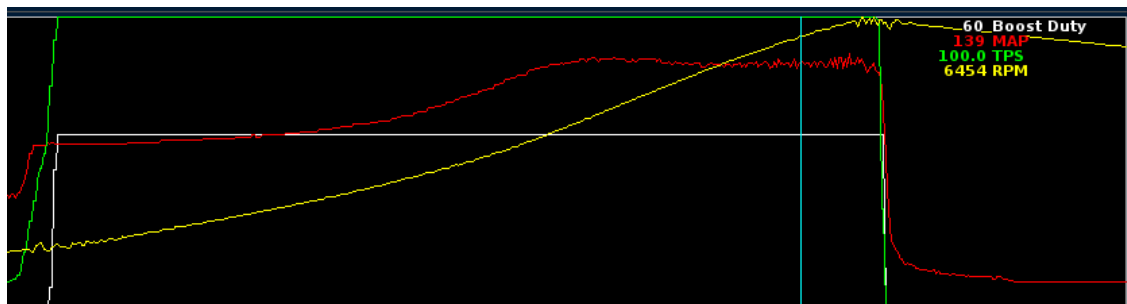
Figura 58 – log da injeção durante o teste com gerenciamento de pressão



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

A Figura 59 abaixo representa o comportamento da pressão de admissão sem o gerenciamento eletrônico. Nota-se que o *duty cycle* da válvula se mantém constante e assim ocorrem apenas 2 platôs, o da pressão atmosférica em baixas rpm, e o da pressão regulada, em aproximadamente 40 kPa.

Figura 59 – log da injeção durante o teste sem gerenciamento de pressão

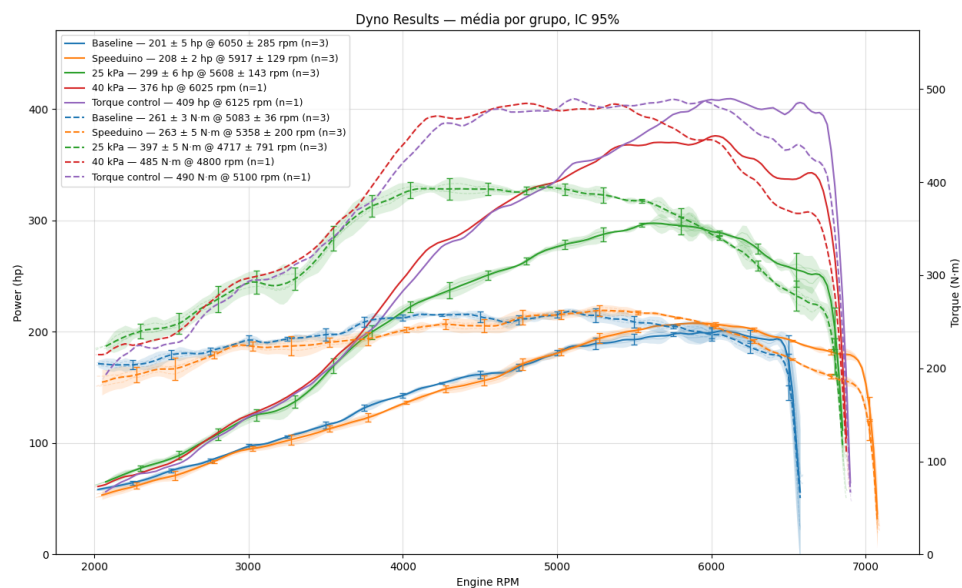


Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Esta estratégia de controle de torque é o maior benefício de sistemas de controle de pressão de sobrealimentação eletrônicos, permitem mapeamento e controle em malha fechada para otimização da geração de potência contra o risco de quebra de componentes mecânicos quando comparados a estratégias de controle de pressão puramente mecânicas como substituição de molas ou ajuste de pré carga da *wastegate*.

A Figura 60 abaixo, ilustra em um só gráfico o comparativo do aumento massivo de potência gerado pela sobrealimentação, em variados controles de pressão.

Figura 60 – médias de todas as baterias de testes



Fonte: elaborado pelo autor (2026)

Neste, é evidente o ganho massivo de potência da sobrealimentação, quando comparado ao ganho de potência através de avanços de ignição mais agressivos, onde o fluxo de ar é mantido constante, há ganho apenas na eficiência da energia disponível neste fluxo.

Além disso, é visível a escala aproximadamente linear da potência com a pressão de sobrealimentação, onde o teste a 40 kPa, ganha quase o dobro da potência, com o dobro da pressão, quando comparado aos testes com 25 kPa.

Por fim, é importante destacar o quão grande é o ganho de potência com a estratégia de controle eletrônico de pressão, mantendo-se ainda abaixo do limite de torque da embreagem.

6 CONCLUSÃO

Este trabalho teve por objetivo dimensionar, fabricar, instalar e calibrar um sistema de indução forçada por turbocompressor centrífugo no motor BMW M50B25TU, convertido para etanol hidratado e gerenciado por unidade eletrônica programável de código aberto, com custo benefício em mente, de modo a dobrar a potência original do conjunto, dimensionando-se o sistema para pressão manométrica de admissão de até 100 kPa.

O objetivo de um projeto econômico foi integralmente atingido, pois com as escolhas de componentes usados e alternativas de desenvolvimento aberto, economizou-se no total 13.738,76 reais, em um projeto que teve o custo total de 12.831,96 reais. Ou seja, a economia dos componentes principais (o custo de componentes menores não foi discriminado) fez o custo do projeto total cair 52%, ainda atingindo completamente os objetivos propostos.

O sistema foi integralmente dimensionado, fabricado, instalado e calibrado, e operou de forma estável em todas as configurações ensaiadas. A validação experimental, contudo, foi conduzida sob pressões de sobrealimentação parciais — de 25 a 60 kPa —, em conformidade com a restrição declarada na Seção 3.1.4, segundo a qual os componentes originais do trem de força não suportam a totalidade da potência de projeto sem reforço prévio. Nesse sentido, o objetivo foi cumprido no que diz respeito ao projeto e à execução do sistema, e cumprido apenas parcialmente no que diz respeito à demonstração experimental da potência-alvo, por decisão deliberada de preservar a integridade mecânica do veículo.

Os ensaios registraram evolução progressiva do desempenho ao longo das quatro etapas do projeto. A configuração de referência apresentou 201,3 cv e 261,2 N·m; a substituição do gerenciamento eletrônico e do combustível elevou esses valores a 207,7 cv e 262,7 N·m, com ganho concentrado acima de 5.000 rpm; a sobrealimentação a 25 kPa conduziu a 298,6 cv e 396,8 N·m; e a estratégia de

controle eletrônico de pressão, com elevação progressiva de 40 para 60 kPa após o pico de torque, atingiu 409,2 cv e 489,7 N·m.

Esses valores absolutos, entretanto, não sustentam por si um veredito quantitativo sobre o cumprimento da meta. Como discutido na Seção 5.2.3, os ganhos relativos medidos superam de forma expressiva os previstos pela variação de densidade do ar de admissão, o que aponta para erro sistemático do sistema de medição desenvolvido para este trabalho, e não para desempenho excepcional do conjunto. A contribuição metrológica dos ensaios reside, portanto, na comparação relativa entre configurações sucessivas, conduzidas sob condições controladas e com repetibilidade típica de 2% a 3%, e não na determinação absoluta de potência.

Ainda assim, o comportamento observado confirmou as duas principais hipóteses estabelecidas na fase de projeto. Em primeiro lugar, foi possível manter o avanço de ignição no MBT em todas as condições de plena carga ensaiadas, sem qualquer limitação por detonação, o que valida experimentalmente a premissa da Seção 3.1.2.1 quanto à margem conferida pelo etanol hidratado em um motor de taxa de compressão 10:1. Em segundo lugar, a primeira falha do conjunto foi o deslizamento da embreagem, na faixa de torque prevista na Tabela 1 — modo de falha não destrutivo, antecipado na fase de projeto e relativo a componente de desgaste, cuja substituição periódica já era esperada. A previsão dos limites do trem de força mostrou-se, assim, adequada ao seu propósito de orientar a definição da meta.

Demonstrou-se, ademais, a viabilidade técnica e econômica de executar uma conversão dessa natureza com componentes obtidos no mercado nacional de peças usadas e com gerenciamento eletrônico de código aberto, mantendo rastreabilidade de projeto em cada decisão de dimensionamento. O benefício mais evidente dessa arquitetura manifestou-se na estratégia de controle eletrônico de pressão em função da rotação, que produziu ganho de 9% no pico de potência ao custo de apenas 1% de acréscimo no pico de torque — resultado inacessível a sistemas de controle puramente mecânicos e que ilustra o valor da instrumentação e da programabilidade adicionadas ao motor.

As limitações do trabalho concentram-se no sistema de medição. O dinamômetro empregado, desenvolvido durante o projeto por indisponibilidade de alternativa na instituição, não foi validado metrologicamente, não incorpora correção para condições atmosféricas e apresenta indícios consistentes de superestimação dos valores absolutos. Soma-se a isso o número reduzido de ensaios nas configurações de maior pressão, interrompidos pela falha da embreagem, o que impediu tratamento estatístico dessas condições.

Como desdobramentos, indicam-se: a validação metrológica do dinamômetro, por aferição independente do momento de inércia dos rolos e por comparação com equipamento certificado; o reforço da embreagem, da transmissão e da fixação do cabeçote, condição necessária para ensaiar o sistema na pressão de 100 kPa para a qual foi dimensionado; a instrumentação de detonação e de temperatura dos gases de escape, que permitiria quantificar a margem de segurança hoje apenas inferida; e a comparação direta entre etanol hidratado e gasolina na mesma configuração sobrealimentada, de modo a isolar a contribuição do combustível ao resultado obtido.

REFERÊNCIAS

84 Blue 240. **Holset compressor map**. In: TURBOBRICKS. *Performance & modifications*, 28/03/2009. Fórum de discussão. Disponível em: <https://turbobricks.com/index.php?threads/holset-compressor-map.165876/>. Acesso em: 5 ago. 2026.

BLAIR, Gordon P. **Design and simulation of four stroke engines**. Warrendale: SAE International, 1999.

BMW. **M50 engine technical information (E36)**: BMW TIS document n. 110490000. Munique: BMW AG, 1990. Disponível em: <https://e28goodies.com/wp-content/uploads/2016/12/m50.pdf>. Acesso em: 29 mar. 2026.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. 3. ed. São Paulo: Blucher, 2012. v. 1.

COSTA, Rodrigo C.; SODRÉ, José R. Hydrous ethanol vs. gasoline-ethanol blend: engine performance and emissions. **Fuel**, v. 89, n. 2, p. 287-293, 2010.

COSTA, Rodrigo C.; SODRÉ, José R. Compression ratio effects on an ethanol/gasoline fuelled engine performance. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 2-3, p. 278-283, 2011.

DIXON, S. L. **Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery**. 5. ed. Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.

FORD MOTOR COMPANY. **E85 optimized engine**: end of project technical report. Dearborn: Ford Motor Company, 2012. Relatório técnico, DOE Cooperative Agreement DE-FC26-07NT43276. Disponível em: <https://www.osti.gov/biblio/1047700>. Acesso em: 5 ago. 2026.

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

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Wiley, 2011.

KIRKPATRICK, ALLAN T.; **Internal Combustion Engines**: applied thermosciences. 4. ed. Chichester: Wiley, 2021.

REALOEM.COM. **Vista explodida da bomba de óleo – BMW 325i (E36), motor M50 B25 TÜ**. [S. l.]: RealOEM, [s. d.]. Diagrama do catálogo eletrônico de peças

(ETK) da BMW AG. Disponível em: https://www.realoem.com/bmw/enUS/showparts?id=CB31-EUR-01-1995-E36-BMW-325i&diagId=11_6017. Acesso em: 5 ago. 2026.

ROBERT BOSCH LTDA. **Performance Bosch**: Gasoline Systems. Campinas: Robert Bosch Ltda, 2021. Catálogo de peças.

ROBERT BOSCH GMBH. **Manual de tecnologia automotiva**. 25. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

SÊNECA, Lúcio Aneu. **Ad Lucilium epistulae morales**. Tradução de Richard M. Gummere. London: William Heinemann; New York: G. P. Putnam's Sons, 1925. v. 3, Carta 93. (Loeb Classical Library, 77). Disponível em: <https://archive.org/details/adluciliumepistu03seneuoft>. Acesso em: 7 ago. 2026.

SINDIPEÇAS; ABIPEÇAS. Relatório da frota circulante. São Paulo: Sindipeças, 2024. Disponível em: https://sindipecas.org.br/sindinews/Economia/2024/Frota_Circulante.pdf. Acesso em: 05 ago. 2026.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos fluidos**. 6. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.