

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS
GERAIS**

ENGENHARIA MECÂNICA

VITOR HILÁRIO SOUZA GUIMARÃES

**METODOLOGIA DE MONTAGEM DE MOTOR PROTÓTIPO GM 250S 6
CILINDROS A ETANOL**

Belo Horizonte, MG

2026

VITOR HILÁRIO SOUZA GUIMARÃES

**METODOLOGIA DE MONTAGEM DE MOTOR PROTÓTIPO GM 250S 6
CILINDROS A ETANOL**

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado no Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Fernando Antônio Rodrigues

Belo Horizonte, MG

2026

G963m Guimarães, Vitor Hilário Souza
Metodologia de montagem de motor protótipo GM 250S 6 cilindros a etanol /
Vitor Hilário Souza Guimarães – 2026.
81 f. : il., tabs., fotos.

Trabalho de conclusão de curso apresentado no curso de graduação do Programa de Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

Orientador: Fernando Antônio Rodrigues.

Banca examinadora: Fernando Antônio Rodrigues, Márcio Expedito Guzzo e Thiago Augusto Araújo Moreira.

Bibliografia: f. 78-81.

Trabalho de conclusão de curso (graduação) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Motores de combustão interna – Manutenção e reparo – Teses. 2. Motores – Manuais, guias, – Teses. 3. Motores (Etanol) – Sobrealimentadores – Teses. I. Rodrigues, Fernando Antônio. II. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. III. Título.

CDD 621.43

VITOR HILÁRIO SOUZA GUIMARÃES

**METODOLOGIA DE MONTAGEM DE MOTOR PROTÓTIPO GM 250S 6 CILINDROS
A ETANOL**

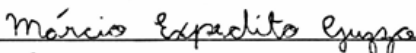
Trabalho de Conclusão de Curso, apresentada no Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Data de aprovação: 25/06/2026



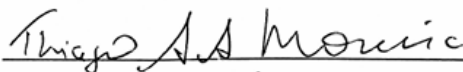
FERNANDO ANTÔNIO RODRIGUES, Doutor, Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Nova Gameleira
CEFET-MG - Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais



MÁRCIO EXPEDITO GUZZO, Doutor, Avaliador

Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Nova Gameleira
CEFET-MG - Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais



THIAGO AUGUSTO ARAÚJO MOREIRA, Doutor, Avaliador

Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Nova Gameleira
CEFET-MG - Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço aos meus pais, Palmerones Lopes e Maria José Ferreira, por todo o amor, dedicação e apoio incondicional ao longo da minha vida. Sou profundamente grato pelos valores que me transmitiram, pelos sacrifícios realizados em prol da minha educação e por todo incentivo oferecido nos momentos de desafio e conquista. Esta realização é resultado, em grande parte, dos ensinamentos, da confiança e do exemplo de perseverança que sempre recebi de vocês.

Agradeço aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica do CEFET-MG, que contribuíram significativamente para minha formação acadêmica, técnica e humana. O comprometimento com um ensino de qualidade, a dedicação à transmissão do conhecimento e o incentivo ao desenvolvimento do pensamento crítico foram fundamentais para minha trajetória durante o curso.

Registro também meu agradecimento especial ao professor Fernando Antônio, pela oportunidade de desenvolver este trabalho, pela orientação, disponibilidade e pelos conhecimentos compartilhados ao longo de sua execução. A realização deste projeto proporcionou uma valiosa ampliação da minha experiência técnica e prática, contribuindo de maneira significativa para minha formação profissional e para o aprofundamento dos conhecimentos na área de Engenharia Mecânica.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo principal a descrição da metodologia sistematizada para a montagem de um motor GM 250S modificado e sobrealimentado, utilizando etanol como combustível. A proposta visa fornecer um roteiro técnico detalhado, abrangendo desde a seleção dos componentes, as modificações mecânicas necessárias e com especial atenção aos procedimentos de montagem, tolerâncias dimensionais, folgas e torques de aperto viabilizando uma operação segura, isenta de quebras e alta confiabilidade. Para isso, foram abordados aspectos fundamentais para modificação de motores, incluindo características construtivas do GM 250S, vantagens do uso do etanol em motores sobrealimentados. A metodologia proposta considera práticas consolidadas da engenharia automotiva e orientações de fabricantes dos componentes utilizados, além de integrar conhecimento técnico sobre ajustes dimensionais, reforços estruturais. O resultado é uma metodologia de montagem que deve servir como referência tanto para projetos experimentais quanto para aplicações práticas no meio automobilístico, especialmente em contextos de alto desempenho, uso competitivo e científico.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, manual de montagem, etanol, sobrealimentação

ABSTRACT

This work mainly aims to describe a systematized methodology for assembling a modified and turbocharged GM 250S engine, utilizing ethanol as fuel. The proposal intends to provide a detailed technical guide, covering from component selection, necessary mechanical modifications, and with special attention to assembly procedures, dimensional tolerances, clearances, and tightening torques, enabling a safe, breakdown-free operation with high reliability. To achieve this, fundamental aspects of engine modification were addressed, including the constructive characteristics of the GM 250S and the advantages of using ethanol in supercharged engines. The proposed methodology considers consolidated practices in automotive engineering and guidelines from the manufacturers of the components used, in addition to integrating technical knowledge on dimensional adjustments and structural reinforcements. The result is an assembly methodology that should serve as a reference both for experimental projects and practical applications in the automotive field, especially in high-performance, competitive, and scientific contexts.

Keywords: Internal combustion engine. GM 250. Engine assembly manual. Turbocharging. Ethanol fuel.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
2	OBJETIVO	18
2.1	Objetivo Geral	18
2.2	Objetivo Específico	18
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
3.1.1	Os Quatro Tempos do Motor	19
3.1.2	Posições e Movimentos do Pistão — PMS e PMI	21
3.1.3	Parâmetros de Desempenho	22
3.2	Pressão Média Efetiva, Sistema Biela – Manivela e Razão Volumétrica de Compressão 22	
3.2.1	Pressão Média Efetiva	22
3.2.2	Sistema Biela – Manivela.....	23
3.2.3	Razão Volumétrica de Compressão.....	23
3.3	Formação da Mistura Ar-Combustível.....	24
3.3.1	Combustíveis	25
3.4	Fenômenos de Combustão	26
3.4.1	Propagação da Chama e Cinética da Combustão	26
3.4.2	Pré-ignição e Detonação	27
3.4.3	Influência do Etanol em MCI	27
3.5	Sobrealimentação	28
3.5.1	Conceito de Turboalimentação	28
3.5.2	<i>Wastegate</i> , <i>Blow-off</i> e Controle de Pressão	29

3.5.3	<i>Intercooler</i> e Eficiência do Compressor	29
3.6	Sistema de Válvulas e Comando	30
3.6.1	<i>Lift</i> , Duração, Ângulo de Separação de Lóbulos e <i>Overlap</i>	30
3.6.2	Flutuação de Válvulas.....	31
3.6.3	Encunhamento de Espiras	31
3.6.4	Película Lubrificante e Folgas de Mancal.....	32
3.6.5	Torque de Aperto, Pré-carga e Rugosidade Superficial.....	32
3.7	Componentes do Motor — Descrição Técnica	33
3.7.1	Bloco do Motor.....	33
3.7.2	Virabrequim.....	34
3.7.3	Bielas.....	34
3.7.4	Pistões e Anéis de Segmento.....	34
3.7.5	Cabeçote.....	35
3.7.6	Válvulas de Admissão e de Escape	35
3.7.7	Eixo de Comando de Válvulas.....	35
3.7.8	Tuchos	35
3.7.9	Balancins.....	36
3.7.10	Volante do Motor.....	36
3.7.11	Bronzinas de Mancal	36
3.7.12	Juntas e Retentores.....	36
3.8	Ferramentas Utilizadas	37
4	METODOLOGIA.....	39
4.1	Especificações do Motor Original	39
4.2	Seleção dos Componentes.....	41

4.3	Limpeza, Inspeção Visual	44
4.3.1	Banho químico.....	44
4.3.2	Procedimentos de Limpeza das Roscas	44
4.3.3	Procedimento de Limpeza de Superfícies	46
4.4	Procedimentos de Lubrificação	46
4.4.1	Lubrificação com óleo	46
4.4.2	Lubrificação com Pasta de Montagem	46
4.5	Inspeções Metrológicas	47
4.5.1	Inspeção Dimensional dos Cilindros.....	47
4.5.2	Inspeção do Eixo de Comando de Válvulas	48
4.5.3	Inspeção do Virabrequim	49
4.5.4	Inspeção das Bielas.....	54
4.5.5	Inspeção dos Pistões	55
4.5.6	Altura Instalada das Molas	56
4.5.7	Verificação da Razão Volumétrica de Compressão	59
4.6	Retífica	61
4.6.1	Conferência do Plano Superior e Inferior.....	62
4.6.2	Retífica dos Cilindros	62
4.6.3	Brunimento.....	63
4.6.4	Usinagem das Sedes de Válvulas.....	63
4.6.5	Retífica do Virabrequim.....	64
4.7	Montagem do Conjunto Inferior.....	65
4.7.1	Procedimento de Montagem do Virabrequim	65
4.7.2	Procedimento de Fixação da Engrenagem de Distribuição.....	70

4.7.3	Instalação da Bomba de Óleo	71
4.7.4	Procedimento de Montagem dos Pistões e Bielas	71
4.7.5	Procedimento de Montagem do Eixo Comando de Válvulas e Sincronismo	76
4.7.6	Instalação da Polia Damper com Roda Fônica e Cubo — MTR 05CPDO	82
4.7.7	Tampa da Bomba de combustível RGTX.....	82
4.7.8	Tampa das Engrenagens de distribuição MTR	83
4.7.9	Instalação do Cáterter	83
4.8	Montagem do Conjunto Superior	83
4.8.1	Instalação dos Tuchos Mecânicos	84
4.8.2	Assentamento das Válvulas.....	86
4.8.3	Instalação das Válvulas, Molas e Travas.....	86
4.8.4	Instalação da Junta de Cabeçote e Orings.....	88
4.8.5	Instalação do Cabeçote, Sequência e Torque de Aperto	89
4.8.6	Instalação das Varetas.....	90
4.8.7	Instalação dos Balancins Crower 73631-12.....	91
4.8.8	Regulagem das Válvulas à Frio	92
4.8.9	Instalação do Coletor de Escape.....	94
4.8.10	Instalação do Coletor de Admissão	94
4.8.11	Instalação da Turbina	94
4.8.12	Instalação da Tampa de Válvulas Santilli	95
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	96
5.1	Verificação Metrológica e Condicionamento do Bloco	96
5.2	Verificação Metrológica do Virabrequim.....	97
5.3	Folgas Radiais dos Mancais Principais e de Biela.....	99

5.4	Preparação e Montagem do Cabeçote	100
5.5	Sistema de Comando de Válvulas	101
5.6	Regulagem de Válvulas	102
5.7	Razão Volumétrica de Compressão	103
5.8	Torque de aperto	103
5.9	Considerações Finais	104
6	CONCLUSÕES	106
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	107
8	REFERÊNCIAS	108

LISTA DE FIGURAS

Figura	Descrição	Página
Figura 1	Ciclo de quatro tempos de um MCI de ignição por centelha	19
Figura 2	Visualização do PMS e PMI.	21
Figura 3	Came detalhado	30
Figura 4	Vista do lado direito do motor original GM-250 S	40
Figura 5	Passagem do macho para limpeza	45
Figura 6	Parafuso estriado	45
Figura 7	Alojamento do comando	49
Figura 8	Semi-carcaças unidas com braçadeiras	50
Figura 9	Medição de folga com calibre	51
Figura 10	Tampas de mancal montadas	52
Figura 11	Medição de folga axial	52
Figura 12	Medição da folga radial	53
Figura 13	Mola instalada com arruela de 0,2 mm	58
Figura 14	Ferramenta de rebaixamento da sede de molas	59
Figura 15	Procedimento de medição do volume da câmara de combustão	60
Figura 16	Fresa de sede de válvula	64
Figura 17	Assentamento das bronzinas do virabrequim	66
Figura 18	Inserção do retentor de óleo	66
Figura 19	Aplicação do selante	67
Figura 20	Lubrificação das bronzinas	67

Figura	Descrição	Página
Figura 21	Lubrificação dos munhões do virabrequim	68
Figura 22	Tampas de mancal alinhadas em ordem	68
Figura 23	Marcações de referência de cilindro e frente do motor	69
Figura 24	Tampas devidamente posicionadas	69
Figura 25	Parafusos das tampas de mancais sendo torquados	70
Figura 26	Inserção do anel de vedação do pistão	72
Figura 27	Assentamento das bronzinas de biela	73
Figura 28	Inserção do conjunto biela-pistão na cinta compressora	73
Figura 29	Inserção do conjunto biela-pistão no cilindro	74
Figura 30	Marcação de referência para alinhamento de corpo e tampa de biela	75
Figura 31	Verificação de giro do virabrequim	76
Figura 32	Lubrificação do comando	76
Figura 33	Inserção do comando no orifício do bloco	77
Figura 34	Aferição do PMS	79
Figura 35	Verificação do enquadramento do comando	80
Figura 36	Diagrama de válvulas do comando TCS-7	81
Figura 37	Tuchos mecânicos lubrificados com pasta de montagem	84
Figura 38	Tuchos posicionados nos alojamentos do bloco	85
Figura 39	Molas instaladas	87
Figura 40	Junta de cobre e O-rings posicionados	88
Figura 41	Posicionamento do cabeçote e fixadores	89

Figura	Descrição	Página
Figura 42	Posicionamento das varetas	91
Figura 43	Lubrificação interna dos balancins	92
Figura 44	Motor montado	105

LISTA DE TABELAS

Tabela	Descrição	Página
Tabela 1	Comparação das propriedades dos principais combustíveis utilizados em motores de combustão interna	26
Tabela 2	Instrumentos utilizados para os procedimentos de montagem e aferição	37
Tabela 3	Componentes utilizados no projeto	42
Tabela 4	Sobremedidas possíveis para o projeto	55
Tabela 5	Medições de altura instalada nos cilindros 1, 2 e 3	57
Tabela 6	Medições de altura instalada cilindros 4, 5 e 6	57
Tabela 7	Resultados da medição dos cilindros do bloco	97
Tabela 8	Resultados da medição dos muñões do virabrequim	98
Tabela 9	Folgas radiais dos mancais principais e de biela	99
Tabela 10	Alturas instaladas das molas de válvula	100
Tabela 11	Folgas radiais dos mancais do eixo de comando	102
Tabela 12	Resultados da regulagem de válvulas (motor frio)	102
Tabela 13	Torque de aperto para fixadores de alta responsabilidade	104

LISTA DE ABREVIATURAS

Abreviatura Descrição

A.A.	Admissão Aberta
A.F.	Admissão Fechada
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
APMI	Antes do Ponto Morto Inferior
APMS	Antes do Ponto Morto Superior
BDC	<i>Bottom Dead Center</i> (Ponto Morto Inferior)
BOV	<i>Blow-Off Valve</i>
DPMI	Depois do Ponto Morto Inferior
DPMS	Depois do Ponto Morto Superior
E.A.	Exaustão Aberta
E.F.	Exaustão Fechada
ECU	<i>Engine Control Unit</i> — Unidade de Controle Eletrônico
EGT	<i>Exhaust Gas Temperature</i> — Temperatura dos Gases de Escape
GNV	Gás Natural Veicular
LSA	<i>Lobe Separation Angle</i> — Ângulo de Separação de Lóbulos
MBT	<i>Maximum Brake Torque</i> — Avanço de Máximo Torque
MCI	Motor de Combustão Interna

Abreviatura Descrição

MON	<i>Motor Octane Number</i> — Índice de Octano Motor
OHV	<i>Overhead Valve</i> — Válvulas em Cabeçote com Comando no Bloco
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
RON	<i>Research Octane Number</i> — Índice de Octano de Pesquisa
RVC	Razão Volumétrica de Compressão
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
TCS	<i>Turbo Competition Specification</i>
TDC	<i>Top Dead Center</i> (Ponto Morto Superior)

1 INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna representam uma das máquinas mais estudadas e aperfeiçoadas pela engenharia mecânica ao longo do último século. Dentro desse campo, a modificação de motores para aplicações de alto desempenho, compreendendo a seleção criteriosa de componentes, o controle metrológico rigoroso das folgas dimensionais e a aplicação de metodologias formais de montagem, constitui uma área de conhecimento técnico de elevada complexidade, que integra conceitos de termodinâmica, tribologia, resistência dos materiais e metrologia dimensional em um único processo produtivo.

O motor GM 250S, plataforma de seis cilindros em linha com 4.097 cm³ de cilindrada fabricada pela General Motors do Brasil e amplamente utilizada em veículos de passeio e utilitários entre as décadas de 1970 e 1990, destaca-se como base técnica de grande potencial para preparações de alta performance. Sua arquitetura em bloco de ferro fundido de alta resistência, aliada à geometria robusta do conjunto móvel, confere ao motor características estruturais adequadas à operação em regimes elevados de pressão e temperatura, tornando-o uma plataforma relevante tanto para aplicações competitivas quanto para atividades de ensino e pesquisa em engenharia mecânica.

A utilização do etanol hidratado combustível como combustível primário insere o trabalho em um contexto de particular relevância para o Brasil, país que ocupa posição de destaque mundial na produção e utilização desse combustível renovável. As propriedades físico-químicas do etanol, em especial sua elevada resistência à detonação, com RON superior a 108, e seu expressivo calor latente de vaporização, de aproximadamente 840 kJ/kg, conferem vantagens técnicas significativas em motores modificados para alta performance, permitindo a adoção de razões volumétricas de compressão e pressões de sobrealimentação superiores às viáveis com gasolina comercial (HEYWOOD, 1988; BRUNETTI, 2012).

O trabalho está estruturado em oito capítulos principais. O Capítulo 2 descreve os objetivos gerais e específicos do trabalho. O Capítulo 3 apresenta a revisão bibliográfica que fundamenta teoricamente os procedimentos adotados, cobrindo os princípios do ciclo Otto, a sobrealimentação, os fenômenos de combustão com etanol, os sistemas de válvulas

e, a tribologia dos mancais e os fundamentos de metrologia dimensional aplicada à montagem de motores. O Capítulo 4 apresenta a metodologia de montagem propriamente dita, organizada sequencialmente desde a preparação dos componentes até a configuração final do motor. O Capítulo 5 discute os resultados obtidos durante a montagem e o Capítulo 6 as conclusões do trabalho. Por fim, os Capítulos 7 e 8 abordam sugestões para trabalhos futuros e das referências bibliográficas respectivamente.

2 OBJETIVO

2.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo elaborar uma metodologia para a montagem de um protótipo de motor de combustão interna sobrealimentado alimentado com etanol baseado no bloco GM 250S, abordando critérios de seleção de componentes, procedimentos de montagem e ajustes dimensionais. A metodologia proposta visa fornecer um roteiro técnico para a montagem do motor para futuros trabalhos e após manutenções que necessitem desmontagem.

2.2 Objetivo Específico

- Definir critérios de seleção e adaptação de componentes viabilizando sua integração entre o sistema do motor, garantindo funcionamento eficiente e seguro.
- Desenvolver um procedimento técnico e detalhado de montagem do motor baseado no bloco GM 250S, incluindo a sequência operacional, ferramentas, alterações e validações necessárias utilizando de boas práticas de engenharia.
- Consolidar e documentar as recomendações, informações e resultados obtidos na forma de um manual técnico de montagem replicável para trabalhos futuros em protótipos de motores experimentais.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

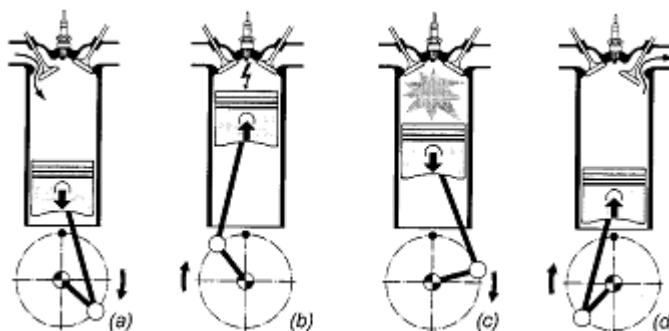
A fundamentação teórica consiste de uma apresentação dos principais fundamentos que regem o funcionamento dos motores de combustão interna. Neste capítulo são apresentados conceitos básicos necessários para o pleno entendimento da pesquisa realizada, que incluem o os ciclos ideal e real, o sistema biela-manivela, torque e potência, eficiências, formação de mistura, conceitos da combustão e propagação da chama, combustíveis, emissões de poluentes.

A estruturação foi elaborada com intuito de apresentar de forma sintética os princípios fundamentais que regem o funcionamento dos motores de combustão interna, seus componentes e os conceitos necessários para compreender o desenvolvimento do trabalho.

3.1.1 Os Quatro Tempos do Motor

Os quatro tempos que classificam motores de combustão interna (MCI) ocorrem de maneira sincronizada entre o movimento dos pistões e o conjunto de válvulas presentes no interior da câmara de combustão. Os tempos são divididos em admissão (a), compressão (b), combustão e expansão (c) e exaustão (d), como apresentado na Figura 1.

Figura 1 – Ciclo de quatro tempos de um MCI de ignição por centelha.



Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

O motor de combustão interna de quatro tempos realiza um ciclo termodinâmico completo a cada duas rotações do virabrequim e correspondem a 720° de ângulo de

manivela, distribuindo as fases de trabalho em quatro cursos distintos do pistão. Cada tempo corresponde a um deslocamento completo do pistão entre o PMS e o Ponto Morto Inferior (PMI), ou vice-versa, sendo que apenas um dos quatro tempos produz trabalho líquido sobre o virabrequim, enquanto os três restantes são processos auxiliares necessários à continuidade do ciclo (HEYWOOD, 1988). Os quatro tempos mencionados em um MCI por ignição por centelha são:

Admissão: Tem início com o pistão no PMS e a válvula de admissão aberta. O deslocamento descendente do pistão em direção ao PMI reduz a pressão no interior do cilindro abaixo da pressão do coletor de admissão, gerando um diferencial de pressão que promove a admissão da carga de mistura ar-combustível em motores com injeção no coletor, ou apenas ar em sistemas de injeção direta para o interior do cilindro. A eficiência com que esse preenchimento ocorre é quantificada pela eficiência volumétrica, parâmetro que determina diretamente a massa de ar disponível para a combustão e, por consequência, o potencial de potência do motor para uma dada cilindrada (PULKRABEK, 2004).

Compressão: Inicia-se com o fechamento da válvula de admissão e o deslocamento ascendente do pistão em direção ao PMS, com ambas as válvulas fechadas. A mistura ar-combustível é comprimida adiabaticamente, elevando simultaneamente sua pressão e temperatura em proporção diretamente dependente da taxa de compressão geométrica do motor.

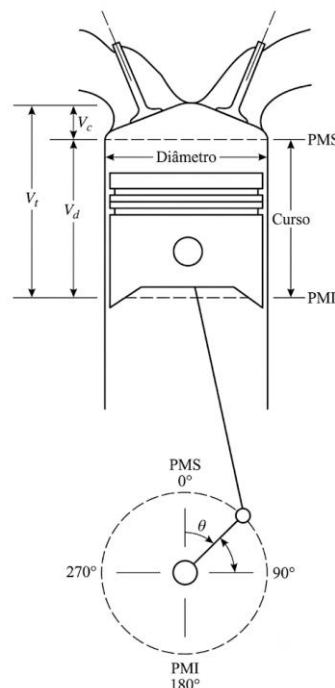
Combustão e expansão: É o único tempo em que trabalho é efetivamente transferido ao virabrequim, sendo o responsável direto pela potência produzida pelo motor. Alguns graus antes do PMS, intervalo definido pelo avanço de ignição, a vela de ignição emite uma descarga elétrica que inicia a reação de oxidação exotérmica do combustível. A frente de chama turbulenta propaga-se a partir do ponto de ignição em direção à mistura não queimada, liberando energia na forma de calor e elevando a pressão e a temperatura dos gases no cilindro. A força resultante da pressão dos gases sobre a coroa do pistão empurra-o em direção ao PMI, gerando o torque no virabrequim pelo mecanismo biela-manivela (STONE, 2012).

Escape: Inicia-se com a abertura da válvula de escape alguns graus antes do PMI, aproveitando a pressão residual dos gases queimados para iniciar sua expulsão antes mesmo que o pistão inicie o curso ascendente. O deslocamento do pistão do PMI em direção ao PMS, com a válvula de escape aberta, expelle os gases de combustão para o sistema de exaustão (HEYWOOD, 1988).

3.1.2 Posições e Movimentos do Pistão — PMS e PMI

O PMS, equivalente ao TDC (Top Dead Center) na nomenclatura técnica inglesa, é a posição de máxima elevação do pistão no cilindro, correspondente ao mínimo volume da câmara. O PMI, equivalente ao BDC (Bottom Dead Center), é a posição de máxima descida, correspondente ao volume máximo, ambos podem ser visualizados na Figura 2.

Figura 2 – Visualização do PMS e PMI.



Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988.

O movimento do conjunto pistão-biela-virabrequim é governado por relações cinemáticas que determinam a posição, a velocidade e a aceleração do pistão em função

do ângulo de giro do virabrequim. A aceleração do pistão é máxima nos pontos mortos, onde a inversão do sentido do movimento impõe desaceleração e reaceleração intensas. Nas proximidades do PMS, a aceleração positiva atinge seu valor máximo, o que gera forças de inércia consideráveis que tensionam a biela na tração e o cabeçote do pino na compressão. Essas forças de inércia são proporcionais à massa do pistão e ao quadrado da rotação, sendo a redução de massa dos componentes móveis um objetivo prioritário em preparações para alta rotação (HEYWOOD, 1988).

3.1.3 Parâmetros de Desempenho

O torque é um indicador da capacidade do motor em realizar trabalho, enquanto a potência indica a taxa a que esse trabalho é produzido (PULKRABEK, 2004). Fisicamente, o torque é uma grandeza que governa o movimento de rotação de um corpo, e pode ser definido como o produto de uma força aplicada a um ponto pela distância da linha de ação da força ao ponto de referência, que é usualmente tomado como o eixo de rotação do corpo. A potência de um motor é uma grandeza que determina a rapidez com que o trabalho é realizado, definida como o produto do torque T pela rotação do motor N . Sua unidade no sistema internacional é o W [watt] e é descrita como na equação 1.

$$W = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot \eta_R \quad (1)$$

A potência também pode ser relacionada ao trabalho por ciclo W_c , em que n_R compreende ao número de revoluções do eixo por ciclo de acordo com a equação 2.

$$W = \frac{w_c \cdot N}{\eta_R} \quad (2)$$

3.2 Pressão Média Efetiva, Sistema Biela – Manivela e Razão Volumétrica de Compressão

3.2.1 Pressão Média Efetiva

A medida mais eficaz para avaliar o desempenho de motores é obtida pelo quociente entre o trabalho produzido por ciclo e o volume deslocado por ciclo, denominada Pressão Média Efetiva (PME), expressa em unidades de força por área

(HEYWOOD, 1988). A PME corresponde à pressão hipotética constante que, se aplicada sobre o pistão durante todo o curso de expansão, produziria trabalho líquido equivalente ao realizado pelo motor, podendo ser referida tanto a dados de eixo quanto a dados indicados. Trata-se de um parâmetro particularmente útil por eliminar o efeito do tamanho do motor, possibilitando a comparação direta de desempenho entre motores de diferentes cilindradas (FERGUSON, 2015), e pode ser expressa pela equação 3:

$$PME = \frac{2 \cdot \pi \cdot \eta_R \cdot T}{V_d} \quad (3)$$

Em que V_d representa o volume deslocado total do motor em m^3 .

3.2.2 Sistema Biela – Manivela

O sistema biela-manivela constitui o mecanismo fundamental de conversão de energia em MCI, transformando o movimento linear alternativo do pistão imposto pela expansão dos gases de combustão em movimento rotativo contínuo no virabrequim, que por sua vez transmite potência à transmissão do veículo (HEYWOOD, 1988). O pistão desloca-se entre duas posições extremas denominadas PMS e PMI, sendo a distância entre essas posições definida como o curso do pistão (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979). A relação geométrica entre o comprimento da biela e o raio da manivela determina a cinemática do conjunto, influenciando diretamente a velocidade e a aceleração do pistão ao longo do ciclo, parâmetros de relevância direta para o equilíbrio de forças de inércia e para o dimensionamento estrutural dos componentes (HEYWOOD, 1988).

3.2.3 Razão Volumétrica de Compressão

RVC (Razão Volumétrica de Compressão) é uma característica construtiva do motor que tem grande influência em sua eficiência térmica, sendo definida como o quociente entre os volumes disponíveis no cilindro quando o pistão está no PMI e no PMS. O volume disponível no cilindro quando o pistão está no PMS é o volume fixo da câmara de combustão, e o volume quando o pistão está no PMI é o volume fixo da câmara de combustão acrescido do volume deslocado (HEYWOOD, 1988).

3.3 Formação da Mistura Ar-Combustível

A formação da mistura ar-combustível consiste no processo de introdução e homogeneização do combustível no ar admitido pelo motor, sendo determinante para a qualidade da combustão, a eficiência energética e a formação de emissões. O parâmetro central desse processo é o fator lambda (λ), que expressa o desvio da mistura em relação à condição estequiométrica, proporção na qual todo o oxigênio disponível é consumido na oxidação completa do combustível (HEYWOOD, 1988; BRUNETTI, 2012).

A mistura ar/combustível (AFR) é considerada estequiométrica se a quantidade de oxigênio (O_2) presente na massa de ar admitida for suficiente para reagir completamente com a massa de combustível injetada, obtendo-se como produtos da combustão o dióxido de carbono (CO_2), a água (H_2O), além de gases inertes anteriormente presentes no ar de admissão. Em função do número de moles de uma reação é possível determinar as massas de ar m_{ar} , e de combustível m_{comb} que reagem durante a combustão e, dessa forma, determinar a relação ar/combustível da reação pode ser obtida através da equação 4:

$$AFR = \frac{m_{ar}}{m_{comb}} \quad (4)$$

A combinação entre as massas de ar e combustível podem formar 3 tipos de mistura:

- Mistura estequiométrica – mistura quimicamente balanceada;
- Mistura rica – mistura com excesso de combustível em relação a condição estequiométrica;
- Mistura pobre – mistura com excesso de ar em relação a condição estequiométrica.

A relação ar/combustível real (AFR_{real}) em função da relação ar/combustível estequiométrica (AFR_{est}) é definida como fator lambda (λ) como na equação 5:

$$\lambda = \frac{mistura_{real}}{mistura_{est}} = \frac{AFR_{real}}{AFR_{est}} \quad (5)$$

Sendo:

$\lambda > 1 \rightarrow$ mistura pobre;

$\lambda < 1 \rightarrow$ mistura rica;

A vazão mássica de combustível necessária para o motor pode ser determinada a partir da vazão mássica de ar admitida, da AFR estequiométrica do combustível utilizado e do fator lambda, conforme expresso pela equação 6:

$$m_{comb} = \frac{m_{ar}}{\lambda \cdot AFR_{est}} \quad (6)$$

3.3.1 Combustíveis

Os combustíveis mais utilizados em veículos automotivos são a gasolina e o óleo diesel, ambos derivados do petróleo. Como combustíveis alternativos aos derivados do petróleo, têm-se os álcoois, principalmente o etanol e o metanol, o gás natural, o hidrogênio e o biodiesel.

Cada combustível alternativo possui características físicas e químicas próprias que o tornam mais adequado a determinadas aplicações, em função de fatores como octanagem, calor latente de vaporização, poder calorífico e estequiometria de combustão. Dentre as alternativas disponíveis, o etanol destaca-se como o combustível de uso mais consolidado tanto no cenário nacional quanto internacional, em razão de sua ampla disponibilidade, da infraestrutura de distribuição já estabelecida no Brasil e de suas propriedades favoráveis à operação em motores de elevada razão de compressão (PULKRABEK, 2004). A Tabela 1 apresenta as principais propriedades dos combustíveis mais utilizados no Brasil.

Tabela 1 – Comparação das propriedades dos principais combustíveis utilizados em motores de combustão interna

Propriedade	Etanol	Gasolina	Diesel	Metanol	GNV
Densidade (kg/m³)	789	720-780	820-860	792	0,72
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	26,8	42,5–44,0	42,5–43,0	19,9	N/A
Poder calorífico volumétrico (MJ/L)	21,1	32–34	35–36,5	15,8	48–50
Octanagem (RON)	108–109	91–98	N/A	109–110	120–130
Temperatura de autoignição (°C)	365	280–470	210	464	540
Calor latente de vaporização (kJ/kg)	840	350	250	1100	N/A
Teor de oxigênio (%)	34,7	≈ 0	≈ 0	49,9	0
Porcentagem de volume comercializado em 2024 (%)	10,9	31,4	54,8	N/A	1,3

Fonte: Adaptado de HEYWOOD (1988), BOSCH (2018), STONE (2012), TURNS (2012) e ANP (2024).

Nota: Valores de PCI mássico determinados a 25°C e 1 atm com água nos produtos na fase gasosa (PCI inferior). Valores volumétricos obtidos pelo produto PCI mássico × densidade a 15°C e 1 atm (ASTM D4052) para combustíveis líquidos. Para o GNV, valor referenciado a 15°C e 1 atm (Nm³), conforme ISO 13443.

3.4 Fenômenos de Combustão

3.4.1 Propagação da Chama e Cinética da Combustão

A combustão em motores de ignição por centelha é um processo de oxidação exotérmica iniciado por uma descarga elétrica de alta energia entre os eletrodos da vela

de ignição. A faísca ioniza localmente a mistura ar-combustível, gerando um núcleo de plasma que, em condições adequadas de pressão, temperatura e composição da mistura, se expande formando uma frente de chama turbulenta que se propaga pelo volume da câmara a partir do ponto de ignição (TURNS, 2012).

Uma vez estabelecida, a frente de chama avança em direção à mistura não queimada de forma que pode ser descrita, em primeira aproximação, como uma superfície de reação contínua movendo-se a uma velocidade denominada velocidade de queima laminar.

3.4.2 Pré-ignição e Detonação

A pré-ignição é um fenômeno patológico de combustão no qual a mistura ar-combustível se inflama antes da emissão da centelha elétrica pela vela de ignição, em decorrência do contato com superfícies superaquecidas no interior da câmara, como o eletrodo da vela excessivamente quente, a válvula de escape incandescente, partículas de carbono em incandescência ou qualquer outra superfície acima da temperatura de auto-ignição da mistura. Em casos extremos, a pré-ignição pode provocar falha catastrófica de pistões, anéis e cabeçote em questão de poucos ciclos (HEYWOOD, 1988).

A detonação (knock) é um fenômeno distinto, embora frequentemente confundido com a pré-ignição, e consiste na auto-ignição espontânea da porção de mistura não queimada ainda presente na câmara é comprimida e aquecida pela combinação da compressão do pistão, pela frente de chama avançando e pela radiação de calor dos gases já queimados, atingindo a condição de auto-ignição característica do combustível (HEYWOOD, 1998).

3.4.3 Influência do Etanol em MCI

O etanol, em virtude de suas propriedades físico-químicas específicas, oferece vantagens significativas quando utilizado em motores de alto desempenho, especialmente sobrealimentados. Além da elevada octanagem e do calor latente de vaporização já mencionados, o etanol é um combustível que contém oxigênio em sua molécula, o que teoricamente permitiria adicionar mais combustível à mistura antes de atingir a condição

estequiométrica, embora na prática isso implique uma AFR estequiométrica menor e, portanto, maior consumo volumétrico de combustível por ciclo (HEYWOOD, 1988).

Em motores com sobrealimentação, o maior consumo de combustível é compensado pelas densidades energéticas e pela ausência de limitação por detonação, que permite operar com pressões de sobrepressão e em razões volumétricas de compressão superiores às que seriam possíveis com gasolina.

O efeito de refrigeração proporcionado pela evaporação do etanol, é particularmente valioso em motores sobrealimentados. Em condições de alta carga, o calor absorvido pelo etanol ao vaporizar-se no coletor de admissão ou no cilindro pode reduzir a temperatura da mistura em 10–20°C em relação à gasolina, o que equivale a um pequeno *intercooler* adicional. Este efeito contribui para aumentar a densidade da carga admitida e reduzir o risco de detonação, permitindo avanços de ignição mais próximos do MBT e, conseqüentemente, maior eficiência térmica (ANDERSON et al., 1996).

3.5 Sobrealimentação

3.5.1 Conceito de Turboalimentação

A turboalimentação consiste no fornecimento de ar ou mistura ar-combustível ao cilindro em pressão superior à pressão atmosférica por meio de um compressor acionado pelos gases de escape. Este conceito foi desenvolvido em sua forma moderna no início do século XX, com aplicações iniciais em motores aeronáuticos de altitude, nos quais a baixa pressão atmosférica exigia compressão da carga para manter a potência do motor. No contexto automotivo, a turboalimentação é hoje a tecnologia dominante para o aumento da potência específica, presente desde veículos populares até automóveis de competição (WATSON; JANOTA, 1982).

A vantagem fundamental da turboalimentação sobre outras formas de sobrealimentação reside no fato de que a energia utilizada para comprimir o ar de admissão é obtida do aproveitamento da entalpia dos gases de escape, que em um motor aspirado seria simplesmente desperdiçada na atmosfera. Dessa forma, o turbocompressor aumenta a eficiência global do motor ao recuperar uma fração da energia térmica que de outra forma seria rejeitada pelo sistema de exaustão (WATSON; JANOTA, 1982)

3.5.2 *Wastegate, Blow-off* e Controle de Pressão

O *wastegate* é uma válvula instalada na linha de escape antes da turbina, responsável por desviar parte dos gases de escape e controlar a pressão de sobrealimentação. Sua atuação pode ocorrer por meio de um atuador pneumático calibrado por mola ou por controle eletrônico realizado pela ECU, permitindo o ajuste da pressão de trabalho do turbocompressor (STONE, 2012).

O *blow-off valve* (BOV) é uma válvula instalada na linha de admissão pressurizada, cuja função é aliviar a pressão acumulada quando ocorre o fechamento repentino da borboleta de aceleração. O ar aliviado pode ser recirculado para a entrada do compressor ou descarregado para a atmosfera, dependendo da configuração adotada (BRUNETTI, 2012).

3.5.3 *Intercooler* e Eficiência do Compressor

O *intercooler* é um trocador de calor intermediário instalado entre a saída do compressor do turbocompressor e o coletor de admissão do motor. Sua função é remover o calor de compressão adicionado ao ar durante o processo de compressão no turbocompressor, reduzindo a temperatura do ar pressurizado antes que este entre no motor.

A redução da temperatura do ar carregado pelo *intercooler* tem dois efeitos benéficos simultâneos: aumenta a densidade do ar admitido e reduz os riscos de detonação, pois ar mais frio a mesma pressão tem maior massa específica o que reduz a temperatura ao final da compressão no cilindro. Um *intercooler* de alta eficiência pode reduzir a temperatura do ar pressurizado para 10–20°C acima da temperatura ambiente, resultando em incrementos de 5–10% na massa de ar admitida em comparação com a mesma pressão positiva sem *intercooler*. A eficiência do *intercooler* é expressa na equação 7;

$$\eta_c = \frac{T_{saída.comp} - T_{saída.inter}}{T_{saída.comp} - T_{saída.amb}} \quad (7)$$

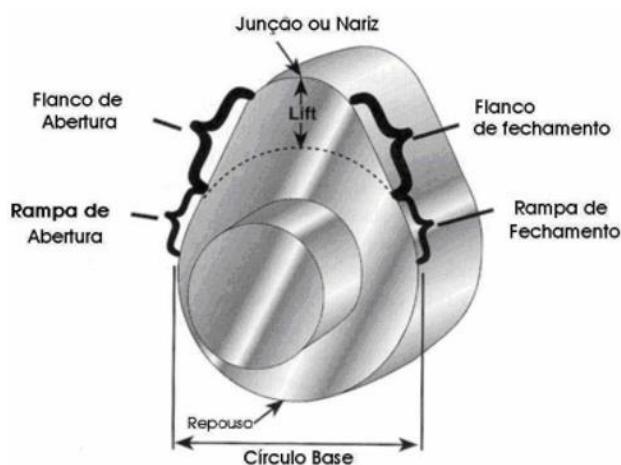
sendo desejável valores superiores a 80% para intercoolers de performance (HEYWOOD, 1988).

3.6 Sistema de Válvulas e Comando

3.6.1 *Lift*, Duração, Ângulo de Separação de Lóbulos e *Overlap*

O *lift* ou levante de válvulas exibido na Figura 3, corresponde ao deslocamento máximo da válvula a partir de sua sede e influencia diretamente a capacidade de escoamento dos gases, uma vez que maiores levantamentos proporcionam maior área efetiva de passagem. O *lift* efetivo da válvula é determinado pela combinação entre o perfil do came e a relação de transmissão do balancim (SMITH, 2001).

Figura 3 – Came detalhado.



Fonte: FT Education, 2026.

A duração representa o intervalo angular, em graus de virabrequim, durante o qual a válvula permanece aberta. Durações maiores favorecem o enchimento dos cilindros em altas rotações, porém tendem a reduzir o torque e a eficiência volumétrica em baixas rotações (BLAIR, 1999).

O ângulo de separação de lóbulos (LSA) corresponde ao ângulo entre os pontos de máximo levantamento dos comes de admissão e escape. Valores menores aumentam a sobreposição de válvulas (*overlap*) e favorecem o desempenho em altas rotações, enquanto valores maiores proporcionam funcionamento mais suave e melhor torque em baixas rotações (SMITH, 2001).

O *overlap* é o período em que as válvulas de admissão e escape permanecem abertas simultaneamente próximo ao PMS entre os tempos de escape e admissão. Esse fenômeno favorece a renovação da carga no cilindro pelo efeito de *scavenging*, mas, em motores turboalimentados, deve ser cuidadosamente controlado para evitar perdas de mistura para o sistema de escape (WATSON; JANOTA, 1982).

3.6.2 Flutuação de Válvulas

Em altas rotações, as forças de inércia dos componentes do sistema de abertura como balancim, vareta, tucho e conjunto válvulas, superam progressivamente a força de fechamento das molas. Quando a inércia predomina, o contato entre o seguidor e o came é perdido, ocorrendo o fenômeno de flutuação de válvulas, no qual a válvula não segue mais o came e pode permanecer aberta além do tempo previsto ou bater abruptamente no assento ao retornar, causando danos e reduzindo a eficiência do enchimento (HEYWOOD, 1988).

3.6.3 Encunhamento de Espiras

A carga instalada corresponde à força exercida pela mola com a válvula completamente fechada, determinada pela compressão imposta pela altura instalada do conjunto. A carga aberta, por sua vez, é a força resultante quando a válvula atinge o levantamento máximo, calculada pela soma da carga instalada com o produto da rigidez da mola pelo valor do *lift*. A relação entre essas duas cargas define a capacidade do conjunto de manter o contato entre tucho e came em toda a faixa de rotação, prevenindo a flutuação de válvulas (NORTON, 2013; SMITH, 2001).

O encunhamento ocorre quando a mola é comprimida até o ponto em que as espiras adjacentes entram em contato físico umas com as outras, impedindo qualquer compressão adicional. Nessa condição, a mola deixa de se comportar como elemento elástico e passa a atuar como um bloco sólido, gerando picos de tensão extremamente elevados no material (geralmente aço-mola), com risco de escoamento, fratura por fadiga e falha do trem de válvulas (NORTON, 2013; SMITH, 2001).

3.6.4 Película Lubrificante e Folgas de Mancal

A teoria da lubrificação hidrodinâmica desenvolvida por Reynolds no final do século XIX, e descreve o comportamento da película de óleo em mancais de deslizamento e estabelece as condições para o sustento do carregamento pelo filme fluido.

Para que o filme se forme adequadamente, é necessário que exista uma convergência geométrica entre as superfícies (dada pela excentricidade do eixo no mancal), que o óleo tenha viscosidade suficiente nas condições de temperatura de operação e que a velocidade relativa entre as superfícies seja adequada para gerar pressão hidrodinâmica no filme. A folga diametral do mancal é a diferença entre o diâmetro interno do casquilho e o diâmetro do munhão do eixo e determina a espessura média da película de óleo e deve ser cuidadosamente especificada e verificada durante a montagem (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Para motores como o bloco GM 250S sobrealimentado, as folgas de mancal são frequentemente ajustadas para valores ligeiramente maiores que os especificados pelo fabricante para motores originais, visando aumentar o fluxo de óleo através dos mancais o que proporciona melhor resfriamento ao custo de uma leve redução na pressão de óleo. O aumento excessivo das folgas, porém, reduz a pressão de óleo a níveis inadequados e pode causar falha por contato metal a metal durante as partidas a frio (MAHLE GmbH, 2014).

3.6.5 Torque de Aperto, Pré-carga e Rugosidade Superficial

O torque de aperto de parafusos do cabeçote, tampas de mancal, balancins e conjunto de bielas, são especificados pelo fabricante com base na análise de pré-carga necessária para a função da junta e nos limites de resistência do parafuso. A relação entre torque aplicado e pré-carga gerada é influenciada pelo coeficiente de atrito nas roscas e na face do parafuso/porca, o que introduz uma incerteza típica de $\pm 25\text{--}35\%$ na pré-carga quando apenas o torque é controlado (NORTON, 2013; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Para parafusos críticos em preparações de alta performance, recomenda-se o uso de lubrificante específico nas roscas (óleo de motor ou lubrificante de montagem), que

reduz a variabilidade do coeficiente de atrito, ou a adoção do método de aperto por ângulo, que garante pré-carga mais consistente por controlar diretamente o alongamento elástico do parafuso (NORTON, 2013).

3.7 Componentes do Motor — Descrição Técnica

A compreensão detalhada de cada componente do motor é condição prévia indispensável para a correta execução de qualquer procedimento de montagem. A literatura de projeto de motores de combustão interna, incluindo obras de referência como as de Heywood (1988), Taylor (1985) e os manuais técnicos do fabricante, estabelece que o conhecimento funcional e dimensional de cada componente é o que permite ao técnico identificar condições de reaproveitamento, de substituição e de ajuste fino durante o processo de montagem. A seguir, são descritos os principais componentes do motor GM 250S, com ênfase em sua função.

3.7.1 Bloco do Motor

O bloco do motor constitui a estrutura primária de suporte e alojamento de todos os demais componentes do conjunto motopropulsor, cumprindo simultaneamente o papel de elemento resistente às forças de combustão e inércia, suporte dos mancais do virabrequim, alojamento dos cilindros e galeria de distribuição de óleo e fluido de arrefecimento (HEYWOOD, 1988). No motor GM 250S, o bloco é fabricado em ferro fundido cinzento por fundição em areia, com cilindros usinados diretamente no bloco, ausente de camisas, portanto, a recuperação por desgaste se dá por meio de usinagem de alargamento com pistões majorados ou inserção de camisas de reparo (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

Os cilindros constituem as câmaras nas quais ocorre o ciclo termodinâmico do motor. No GM 250S, são usinados diretamente no bloco de ferro fundido, sem camisas destacáveis. As paredes funcionam como superfície de deslizamento dos pistões e anéis, exigindo acabamento superficial de alta precisão para garantir o correto assentamento dos anéis e a formação do filme lubrificante (HEYWOOD, 1988; BRUNETTI, 2012).

3.7.2 Virabrequim

O virabrequim é o componente responsável pela conversão do movimento alternativo dos pistões em movimento rotativo transmitido à transmissão. Trata-se de um dos elementos submetidos às maiores solicitações mecânicas do motor, sofrendo simultaneamente flexão, torção e cargas cíclicas de alta frequência originadas pelos impulsos de combustão (NORTON, 2013). O virabrequim do GM 250S possui sete mancais principais e quatro moentes de biela, com contrapesos forjados integralmente ao eixo para o balanceamento dinâmico do conjunto (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

3.7.3 Bielas

As bielas são os elementos de ligação entre os pistões e o virabrequim, responsáveis pela transmissão das forças de pressão dos gases e das forças de inércia ao eixo de manivelas. São componentes submetidos a carregamento dinâmico complexo como tração e compressão alternadas em alta frequência, o que impõe requisitos rigorosos de resistência à fadiga (HEYWOOD, 1988; NORTON, 2013).

3.7.4 Pistões e Anéis de Segmento

Os pistões recebem diretamente a pressão dos gases de combustão e transmitem a força resultante às bielas. Além da transmissão de força, participam da vedação da câmara de combustão em conjunto com os anéis de vedação, também contribuem para a transferência de calor para as paredes dos cilindros, que são resfriadas pelo fluido de arrefecimento (HEYWOOD, 1988).

Os anéis de segmento são elementos de vedação instalados nas canaletas do pistão e cumprem três funções distintas: vedar a câmara de combustão, impedindo a passagem de gases para o cárter; controlar a película de óleo nas paredes do cilindro; e transferir calor do pistão para a parede do cilindro (HEYWOOD, 1988). O conjunto é composto por três anéis por pistão: o primeiro de compressão, com perfil trapezoidal voltado para a câmara; o segundo de compressão e raspagem, com perfil cônico; e um anel regulador de óleo tridimensional, formado por duas lâminas de aço e uma mola expansora (MAHLE GmbH, 2014).

3.7.5 Cabeçote

O cabeçote fecha a parte superior dos cilindros, formando, em conjunto com o topo do pistão e as paredes do cilindro, a câmara de combustão. No GM 250S, fabricado em ferro fundido cinzento, o cabeçote aloja as câmaras de combustão, as sedes e guias de válvulas, os balancins e as galerias de óleo e fluido de arrefecimento (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979). A câmara é do tipo cunha, incorporada na face inferior do cabeçote, com válvulas dispostas em linha, configuração típica dos motores OHV, que resulta em câmaras compactas e boa eficiência de combustão (HEYWOOD, 1988).

3.7.6 Válvulas de Admissão e de Escape

As válvulas controlam o fluxo de gases que entram e saem da câmara de combustão, atuando como obturadores de assento cônico acionados em sincronismo com o ciclo do motor pelo trem de válvulas. O diâmetro das válvulas de admissão é normalmente maior do que o das de escape, refletindo a necessidade de maximizar o coeficiente de enchimento volumétrico sem comprometer a resistência térmica das válvulas de escape, que operam em temperaturas significativamente mais elevadas (HEYWOOD, 1988).

3.7.7 Eixo de Comando de Válvulas

O eixo de comando de válvulas sincroniza a abertura e o fechamento das válvulas com o ciclo do motor, determinando a duração, a amplitude e o sincronismo de cada evento de válvula em relação à posição do pistão (HEYWOOD, 1988). No GM 250S, o comando é alojado no interior do bloco e acionado pelo virabrequim por meio de engrenagens com relação de transmissão 2:1, de forma que o eixo de comando completa uma rotação para cada dois giros do virabrequim, relação necessária ao ciclo de quatro tempos (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

3.7.8 Tuchos

Os tuchos são os elementos interpostos entre os comes e as varetas empurradoras, responsáveis por converter o perfil rotativo do came em movimento alternativo linear. No

GM 250S, são utilizados tuchos mecânicos sólidos com face de apoio plana e levemente abaulada, projetados para girar continuamente em torno de seu próprio eixo durante a operação, distribuindo o desgaste de forma uniforme sobre toda a circunferência de contato com o came (HEYWOOD, 1988; SMITH, 2001).

3.7.9 Balancins

Os balancins são alavancas oscilantes que recebem o movimento alternativo das varetas empurradoras e o transmitem, com inversão de sentido e relação de alavanca definida, para as hastes das válvulas. A relação entre os comprimentos dos dois braços do balancim, lado da vareta e lado da válvula, determina a elevação efetiva da válvula a partir do perfil do came, sendo um parâmetro de projeto de direta influência sobre o desempenho volumétrico do motor (HEYWOOD, 1988; NORTON, 2013).

3.7.10 Volante do Motor

O volante é um disco de inércia fixado à extremidade traseira do virabrequim com a função de armazenar energia cinética durante o tempo de expansão e restituí-la nos demais tempos do ciclo, suavizando as variações de torque e mantendo a uniformidade de rotação entre impulsos de combustão (BRUNETTI, 2012; NORTON, 2013).

3.7.11 Bronzinas de Mancal

As bronzinas são elementos de suporte que reduzem o atrito entre as superfícies em movimento relativo do virabrequim e da biela, suportando as cargas radiais e axiais geradas pela operação do motor. São constituídas por um substrato de aço revestido internamente com materiais de baixo coeficiente de atrito, operando sob regime de lubrificação hidrodinâmica, no qual a separação entre as superfícies é mantida pela pressão do filme de óleo (HEYWOOD, 1988; NORTON, 2013).

3.7.12 Juntas e Retentores

As juntas e os retentores são os elementos de vedação que impedem a passagem de fluidos como óleo, fluido de arrefecimento e gases de combustão, entre as diversas seções do motor e entre o motor e o ambiente externo. A junta de cabeçote é, dentre todos os elementos de vedação, a que opera em condições mais severas: está sujeita

simultaneamente à pressão dos gases de combustão, à pressão do fluido de arrefecimento, à temperatura ciclicamente variável e às deformações elásticas do bloco e do cabeçote (HEYWOOD, 1988; BRUNETTI, 2012).

3.8 Ferramentas Utilizadas

A utilização de ferramentas é fundamental nos processos de montagem e inspeção de motores de combustão interna, uma vez que essas ferramentas garantem precisão dimensional, controle de tolerâncias e confiabilidade mecânica do conjunto, na Tabela 2 são apresentados os instrumentos e ferramentas utilizadas.

Em motores de alta performance, o controle de folgas, alinhamentos e torqueamentos torna-se ainda mais importante devido ao aumento das cargas térmicas e mecânicas. Dessa forma, instrumentos de medição são utilizados para assegurar que todos os componentes estejam dentro das especificações exigidas pelo projeto.

Tabela – 2 Instrumentos utilizados para os procedimentos de montagem e aferição

Instrumento	Descrição
Paquímetro	O paquímetro é utilizado para medições lineares externas, internas e de profundidade. Trata-se de uma ferramenta versátil aplicada na verificação dimensional preliminar de componentes mecânicos
Micrômetro Externo	O micrômetro externo é empregado em medições de alta precisão de componentes cilíndricos externos, como eixos, pistões e colos de virabrequim. Sua elevada precisão permite identificar desgastes e variações dimensionais.
Micrômetro Interno	O micrômetro interno é utilizado para medição de diâmetros internos de cilindros, alojamentos e mancais, sendo importante para controle dimensional após processos de usinagem.
Súbito	O súbito é um instrumento utilizado para medição precisa de diâmetros internos, permitindo identificar ovalização, conicidade e desgaste em componentes cilíndricos.

Relógio Comparador	O relógio comparador é utilizado para medir pequenos deslocamentos lineares com elevada precisão. Sua aplicação ocorre na verificação de empenamento, alinhamento, folgas e sincronismo mecânico.
Base Magnética	A base magnética é utilizada como suporte para o relógio comparador, proporcionando estabilidade e repetibilidade durante as medições.
Calibrador de Lâminas	O calibrador de lâminas é empregado na medição de pequenas folgas entre componentes mecânicos, principalmente em sistemas de válvulas e ajustes de precisão.
Torquímetro	O torquímetro é utilizado para aplicação controlada de torque em elementos de fixação, garantindo aperto adequado e uniformidade das cargas aplicadas.
Disco de graduação	O <i>degree wheel</i> , ou disco de graduação, é utilizado na verificação do sincronismo do comando de válvulas e na determinação precisa dos eventos de abertura e fechamento das válvulas.
Ferramenta para Rebaixamento da Sede de Molas	Ferramenta desenvolvida para realizar o rebaixamento da sede das molas, para que seja obtida a altura instalada recomendada pelo fabricante.
Régua de Precisão	A régua de precisão (ou régua de controle/desempeno) é uma ferramenta de aço ou ferro fundido usada para verificar se a superfície do cabeçote ou do bloco do motor está perfeitamente plana
Saca polias	O saca-polias é uma ferramenta mecânica de precisão projetada para a extração segura de componentes montados sob interferência em eixos, tais como polias, engrenagens, rolamentos e buchas

Fonte: Próprio Autor, 2026.

4 METODOLOGIA

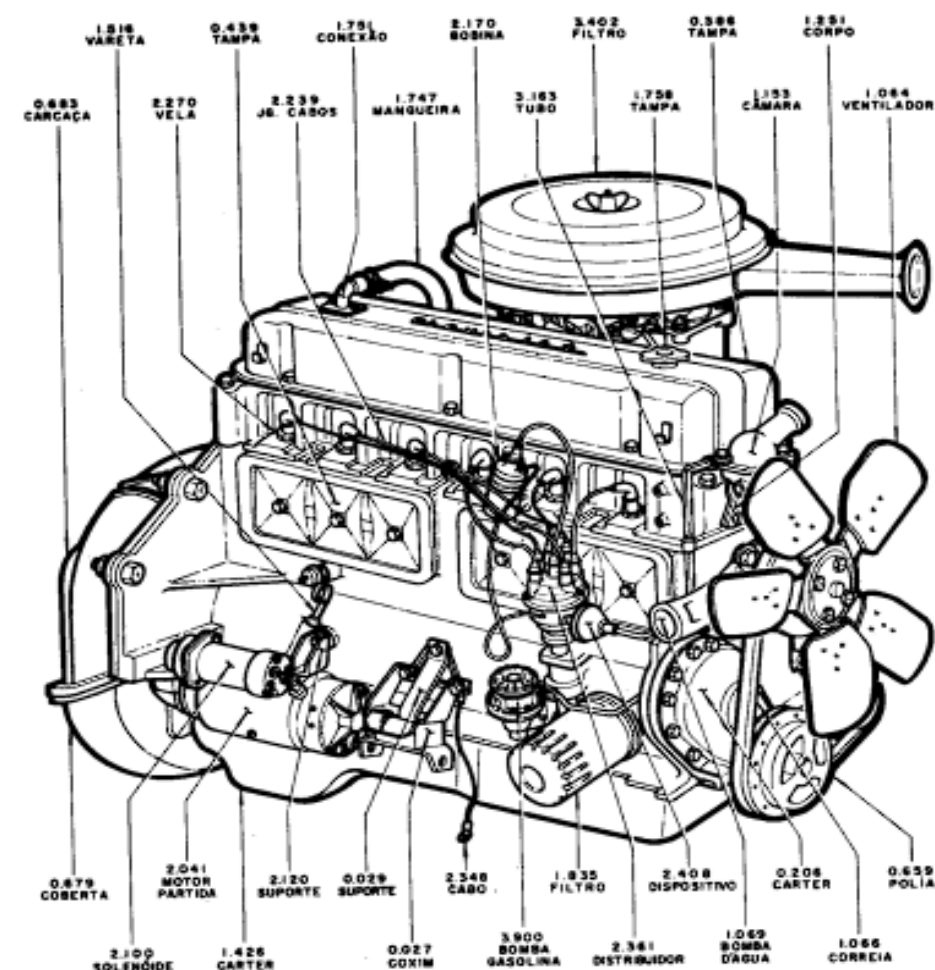
Este capítulo apresenta a metodologia empregada na preparação, montagem do motor GM 250S, contemplando de forma detalhada as etapas necessárias para a obtenção de um conjunto mecânico apto a operar em condições de operação de alta solicitação. Os procedimentos descritos foram fundamentados em literatura técnica especializada, manuais de fabricantes, práticas consolidadas de retífica de motores e princípios de engenharia mecânica aplicados à preparação de motores de combustão interna.

Inicialmente, são abordados os processos de inspeção, limpeza e retífica dos componentes, etapas indispensáveis para a remoção de impurezas, identificação de desgastes e restabelecimento das tolerâncias dimensionais especificadas para cada elemento do conjunto. Em seguida, são descritos os procedimentos relacionados à preparação e montagem dos componentes do conjunto inferior do motor, compreendendo também as verificações dimensionais e funcionais necessárias para assegurar a confiabilidade do conjunto rotativo.

4.1 Especificações do Motor Original

Para a elaboração deste trabalho foi utilizado o motor GM 250S, ilustrado na Figura 4, denominado internamente como L-6 pela General Motors do Brasil. Trata-se de um motor de ciclo Otto de quatro tempos, com arquitetura OHV, cilindros dispostos em linha e virabrequim apoiado em sete mancais principais. Conforme documentado no manual técnico do fabricante, o motor apresenta diâmetro de cilindro de 98,43 mm e curso do êmbolo de 89,7 mm, resultando em deslocamento unitário de aproximadamente 683 cm³ e deslocamento total de 4.097 cm³ (MIRANDA, 2002). A relação curso/diâmetro de 0,91 classifica o motor como praticamente quadrado, conferindo equilíbrio entre torque em baixas rotações e potência em altas rotações.

Figura 4: - Vista do lado direito do motor original GM-250S.



Fonte: Manual do Mecânico Motor GM151 e GM250S.

O motor 250S foi desenvolvido em 1974 pela General Motors do Brasil a partir do motor 250. A diferença fundamental entre ambos reside em pequenas modificações de fábrica conferidas ao 250S: adoção de comando de válvulas com maior duração de abertura, identificado pela numeração 882, com *lobe center* de 109° e levante de 6,5 mm, em substituição ao comando original de tuchos hidráulicos do 250; substituição dos tuchos hidráulicos por tuchos mecânicos com molas duplas e amortecedor, que permitiam a operação acima de 5.000 rpm; e carburador de corpo duplo modelo 446 com novo coletor de admissão em alumínio, em substituição ao carburador de corpo simples do GM250 (AUTOENTUSIASTAS, 2019).

O virabrequim do 250S é dimensionalmente idêntico ao do 250 com munhões principais de 57,099–57,112 mm e moentes de biela de 50,775–50,800 mm, porém mais leve, em razão da adoção do volante de motor do bloco de quatro cilindros, com massa de aproximadamente 9,5 kg, reduzindo a inércia rotativa e favorecendo a resposta em aceleração (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

Em sua configuração de produção, o motor GM250S apresentava razão volumétrica de compressão de 8,5:1, representando um incremento de 0,7 ponto em relação ao GM250. Sua potência máxima declarada é de 153 HP a 4.600 rpm, com torque máximo de 29,0 kgfm a 2.400 rpm (OPALAÍCONE, 2018). A ordem de ignição dos cilindros é 1-5-3-6-2-4, padrão estabelecido pelo fabricante para distribuição equitativa dos impulsos de combustão a cada 120° de rotação do virabrequim. O sistema de distribuição utiliza engrenagens com relação de transmissão 1:2 entre o virabrequim e o eixo de comando de válvulas, característica da arquitetura OHV que posiciona o eixo de comando no interior do bloco (MIRANDA, 2002).

4.2 Seleção dos Componentes

A configuração do motor GM 250S objeto deste trabalho, demandou a substituição dos principais componentes originais do conjunto mecânico por peças *aftermarket* de alta performance. A seleção foi orientada por dois critérios principais e complementares: a capacidade estrutural dos componentes em condições de operação prolongada em elevadas cargas e a compatibilidade dimensional e funcional entre os itens, de modo a garantir uma interface mecânica coesa entre peças de diferentes fabricantes. Esse cenário de operação justifica a adoção de componentes com maior margem de segurança estática e à fadiga do que os itens originais de fábrica. Abaixo é apresentada a Tabela 3, onde estão listados todos componentes que foram utilizados na montagem do protótipo;

Tabela 3: Componentes utilizados no projeto.

Categoria	SKU/Modelo	Fabricante
Tucho	66900-12	CROWER
Balancins	73631-12	CROWER
Pistões	00325	Iapel
Bielas	PBGM6CK1MSP	MTR
Prisioneiros	10438	MTR
Molas	68390X3-16	CROWER
Haste	7658-16	COMPCAMS
Retentor	86107-PR	CROWER
Engrenagem de comando	1727	MTR
Reforço Da Bomba D'agua	N/A	Indutech
Bomba de Combustível	AEI11101	AEROMOTIVE
Oring e juntas	N/A	SAPINHO
Bronzina	SBB185JSTD	MAHLE
Turbina	121290	AUTO AVIONICS
Eletro injetores	0280158209	BOSCH
Corpo de borboleta	860024	Holley
Bobinas	221 604 800	BOSCH
Conjunto Roda fônica, Cubo e Polia Damper	12363178811	MTR
Sensor de temperatura	55214055	Fiat

Tampa de válvulas	TMP-VV-PARA-OPL-CRVN-6-CIL-ALM-POL	NESIPOWER
Tampa de engrenagens	TCE46P	MTR
Coletor de admissão	7898535805404	SANTILLI
Tampa de válvulas	N/A	SANTILLI
Volante e Embreagem	M7048 P AJUST	CERAMIC POWER
Parafusos cabeçote	132-4001	ARP
Parafusos do volante	200-2802	ARP
Parafusos mancais principais	132-5401	ARP
Parafusos bielas	8740	ARP
Bomba de óleo	62HV	Melling
Bomba de água	DC-8970	Davies Craig Univers
Comando	TCS 7 (F17094)	CROWER
Válvulas de admissão	N/A	Manley Street
Válvulas de escape	N/A	Manley Street
Prato e trava	13422	CROWER
Tampa da bomba de gasolina	BC-0346	RGTX PERFORMANCE
Selos	86072-12	CROWER

Fonte: Próprio Autor, 2026.

4.3 Limpeza, Inspeção Visual

4.3.1 Banho químico

Anterior à verificação metrológica e à montagem dos componentes, é mandatória a realização de limpeza química por imersão em banho alcalino em todos os componentes metálicos do motor, principalmente para o bloco, cabeçote, virabrequim, bielas e tampas de mancal.

O procedimento recomendado consiste na imersão dos componentes em solução aquosa de hidróxido de sódio (NaOH) ou de soda cáustica industrial em concentração de 5 a 10% em massa, mantida em temperatura entre 80 °C e 95 °C por período de no mínimo 30 minutos, conforme o grau de incrustação presente. É de grande importância ressaltar que componentes de alumínio não devem ser submetidos ao banho alcalino concentrado, pois o alumínio é anfótero e sofre dissolução em meio fortemente alcalino; para esses componentes, recomenda-se a utilização de soluções de pH neutro a levemente alcalino (pH 8–9) ou a limpeza por ultrassom com detergente neutro (BRUNETTI, 2012).

Após o tempo de imersão, os componentes foram removidos do banho e submetidos a enxágue em água corrente pressurizada. Canais internos de óleo e galerias do bloco e do virabrequim requerem maior atenção, é recomendado que após o banho, as superfícies devem ser escovadas individualmente em seguida insuflados com ar comprimido filtrado para expulsão completa de resíduos.

A eficácia da limpeza interna deve ser verificada pela inspeção visual com lanterna, sendo inaceitável qualquer resíduo sólido ou líquido nos canais antes do início da montagem (MAHLE GmbH, 2014).

4.3.2 Procedimentos de Limpeza das Roscas

Previamente à montagem de qualquer fixador estrutural, todas as roscas internas do bloco e do cabeçote devem ser submetidas ao procedimento de limpeza com macho de rosca passante como mostrado na Figura 5;

Figura 5 – Passagem do macho para limpeza.



Fonte: Próprio Autor, 2026.

Sendo é recomendado que as roscas utilizadas sejam estriadas como na Figura 6.

Figura 6 – Parafuso estriado.



Fonte: Próprio autor, 2026.

O parafuso utilizado para o procedimento deve respeitar rigorosamente o diâmetro nominal e o passo especificados para cada furo. O procedimento remove resíduos provenientes de montagens anteriores ou de operações de usinagem, restabelecendo o perfil geométrico original da rosca e eliminando irregularidades que comprometeriam a interface de contato entre flancos.

Tal exigência é fundamentada no fato de que a relação entre o torque de aperto aplicado e a pré-carga axial efetivamente gerada no fixador é diretamente dependente do

coeficiente de atrito nas roscas e na face de apoio do parafuso, grandezas que, na presença interferências, podem desviar a pré-carga real do valor de projeto em até 25–35% para um mesmo torque aplicado (NORTON, 2013; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Após a passagem do macho, os furos foram soprados com ar comprimido filtrado e inspecionados visualmente para confirmação da ausência de resíduos para prosseguimento da montagem.

4.3.3 Procedimento de Limpeza de Superfícies

Antecedente a qualquer procedimento de montagem ou instalação, as superfícies de contato que possuem interfaces submetidas a carregamentos, deslizamentos ou ambos, devem ser obrigatoriamente submetidas a limpeza rigorosa com solvente, preferencialmente thinner à base de acetato de etila ou equivalente de baixo resíduo. Deve ser aplicado com pano de limpeza isento de fiapos, seguido de insuflamento com ar comprimido filtrado para remoção completa de resíduos de solvente e partículas soltas.

4.4 Procedimentos de Lubrificação

4.4.1 Lubrificação com óleo

Posterior à limpeza descrita no item anterior, é indispensável realizar a lubrificação de montagem mediante a aplicação distribuída de óleo mineral monoviscoso SAE 20W-50 sobre todas as superfícies sujeitas a contato, carregamento ou movimento relativo com baixas solicitações hidrodinâmicas logo nos primeiros instantes de funcionamento. No subtópico 4.6 e 4.7, a execução deste procedimento será solicitado para garantir lubrificação hidrodinâmica adequada.

4.4.2 Lubrificação com Pasta de Montagem

Para as superfícies submetidas a elevadas cargas hidrodinâmicas logo nos primeiros instantes de funcionamento, é imperativo que seja realizada a lubrificação de montagem mediante a aplicação distribuída de pasta de montagem ARP Ultra-Torque. Ao

longo dos procedimentos de montagem a execução deste procedimento será solicitado para garantir a integridade dos componentes na condição de operação.

4.5 Inspeções Metrológicas

4.5.1 Inspeção Dimensional dos Cilindros

A avaliação dimensional dos cilindros determina a necessidade de retífica e a escolha dos pistões de reposição. O desgaste não ocorre de forma uniforme: a maior degradação concentra-se na região próxima ao PMS do primeiro anel, onde as condições de lubrificação são mais críticas, enquanto a região central do curso apresenta menor desgaste em razão do regime hidrodinâmico mais favorável (HEYWOOD, 1988; BHUSHAN, 2002).

A medição do diâmetro interno foi realizada com relógio comparador com palpador em três alturas, próximo ao PMS, na posição central e próximo ao PMI em duas direções angulares perpendiculares em cada altura, determinando a conicidade (diferença de diâmetro entre o topo e a base do cilindro) e a ovalização (diferença de diâmetro em direções perpendiculares na mesma altura).

Conforme o Manual de Serviço GM 250S, o limite máximo admissível de conicidade é de 0,013 mm: abaixo desse valor é possível utilizar brunimento com pistões de classe superior; acima desse limite, é necessária a retífica para sobremédida (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979; MIRANDA, 2002). Para valores superiores indicam a necessidade de retífica (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

No contexto deste projeto, mesmo com desgaste abaixo dos limites de serviço, optou-se pela retífica de todos os cilindros para garantir geometria idêntica entre eles, condição que assegura equilíbrio de pressões de compressão, além de garantir a adequação à sobremédida do pistão que será descrita no item 4.5.5.

4.5.2 Inspeção do Eixo de Comando de Válvulas

4.5.2.1 Folga Axial

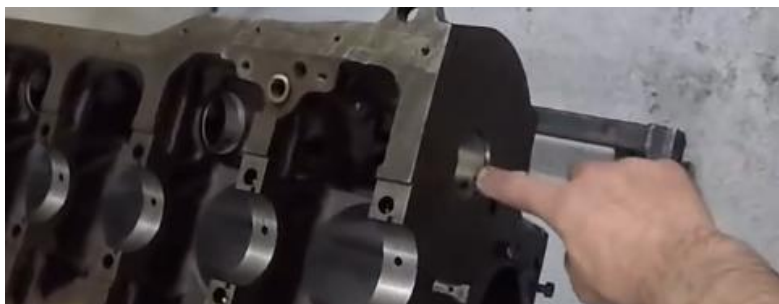
A folga axial do eixo de comando é controlada pelo prato de retenção fixado ao bloco. Sua verificação é realizada com relógio comparador posicionado contra a extremidade do eixo, forçando-o axialmente em ambos os sentidos e registrando o deslocamento total. Conforme especificação OEM, a folga axial admissível situa-se entre 0,10 mm e 0,35 mm (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979). Folga excessiva provoca variação de sincronismo da distribuição e ruído no trem de válvulas; folga insuficiente causa aquecimento e gripagem nos mancais de suporte.

4.5.2.2 Folga Radial dos Mancais

A verificação dos mancais do eixo de comando é determinante para a confiabilidade do conjunto, especialmente com o perfil TCS-7, cujas rampas de abertura agressivas geram picos de força de contato superiores aos perfis originais (SMITH, 2001). Os mancais do comando são alimentados em série com os mancais principais do virabrequim, de modo que folgas excessivas reduzem a pressão de óleo disponível para os mancais de maior criticidade estrutural (HEYWOOD, 1988).

Com o eixo removido e as superfícies limpas, mediu-se o diâmetro de cada munhão do eixo de comando com micrômetro externo em três posições angulares (0°, 60° e 120°), calculando-se a média aritmética. O valor médio foi transferido para um micrômetro interno zerado com a medida obtida, o qual foi introduzido no alojamento no bloco para leitura direta da folga radial, exposto na Figura 7. O procedimento foi repetido para todos os mancais, com registro individual dos valores.

Figura 7 – Alojamento do comando.



Fonte: W.O.T PREPARAÇÕES, 2022.

Os valores de folga radial admissíveis situam-se entre 0,025 mm e 0,076 mm, conforme especificação OEM (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979). Folgas fora dessa faixa exigem substituição do eixo, instalação de buchas de reparo nos alojamentos ou, em casos severos, alargamento e instalação de buchas usinadas sob medida.

4.5.3 Inspeção do Virabrequim

4.5.3.1 Circularidade e Cilindricidade dos Munhões

A inspeção da ovalização e conicidade dos munhões principais e dos moentes de biela foi realizada com micrômetro externo calibrado em múltiplas posições angulares e ao longo do comprimento de cada mancal. Valores superiores indicam necessidade de retífica para o diâmetro de reparo imediatamente inferior, com adoção das bronzinas de submedida correspondentes (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979; MIRANDA, 2002).

A inspeção metrológica pré-retífica identificou desgaste irregular nos moentes de biela, com rugosidade superficial e marcas de desgaste que comprometiam a formação adequada do filme de óleo hidrodinâmico, condição crítica para as bielas MTR Pro Boost em regime de sobrealimentação sustentada, onde os picos de carga sobre os mancais são significativamente superiores aos de um motor aspirado equivalente (HEYWOOD, 1988). A ovalização medida nos munhões mais degradados superou o limite máximo admissível de 0,025 mm (0,001") estabelecido pelo fabricante, configurando não conformidade

dimensional que inviabilizava a montagem direta com bronzinas de medida padrão (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979; MIRANDA, 2002).

4.5.3.2 Folga Axial do Virabrequim (*Endplay*)

A folga axial é controlada pelas bronzinas de escora dotadas de flanges laterais, as quais limitam o deslocamento longitudinal do virabrequim no bloco. Sua ausência de controle permite que esforços axiais transmitidos pela embreagem provoquem deslocamentos cíclicos que comprometem o alinhamento do conjunto biela-pistão e aceleram o desgaste dos flanges de escora (NORTON, 2013).

Conforme especificação OEM, a folga axial admissível situa-se entre 0,051 mm e 0,152 mm (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

4.5.3.2.1 Aferição preliminar

As duas metades de cada bronzina de escora foram unidas com braçadeira, verificando o encaixe completo das semi-carcaças e o alinhamento das linguetas conforme visível na Figura 8.

Figura 8 – Semi-carcaças unidas com braçadeiras.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

Com o par unido e posicionado por cima mancal de referência na extremidade traseira do virabrequim, a lâmina de 0,05 mm do calibre foi introduzida com sucesso entre as flanges das duas metades e a estrutura adjacente do virabrequim, para viabilizar a verificação prévia da folga disponível, como ilustrado na Figura 9.

Figura 9 – Medição de folga com calibre



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

Essa verificação antecede a montagem no bloco, evitando ciclos desnecessários de desmontagem caso a folga esteja manifestamente fora dos limites especificados (MAHLE GmbH, 2014). Caso a folga medida seja inferior a 0,051 mm, procede-se ao desbaste controlado da face lateral da bronzina com lixa granulometria 220 sobre superfície plana de referência, com polimento final em lixa 400 para restabelecimento do acabamento compatível com o regime de lubrificação hidrodinâmica.

4.5.3.2.2 Aferição após montagem

Confirmada a folga na etapa preliminar, as bronzinas foram instaladas definitivamente, com os furos de passagem de óleo alinhados aos canais do bloco, condição indispensável para o suprimento de lubrificante à interface bronzina-munhão. Os retentores dianteiro e traseiro foram instalados com o flange metálico voltado para o interior do bloco. As bronzinas foram lubrificadas com SAE 20W-50, o virabrequim assentado e as tampas de mancal torqueadas como descrito no item 4.7.1 conforme descrito na Figura 10.

Figura 10 – Tampas de mancal montadas.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

Confirmada a rotação livre do virabrequim, aplicaram-se golpes alternados com martelo de borracha nas extremidades dianteira e traseira para assentar os flanges das bronzinas de escora. A aferição definitiva da folga axial foi realizada com calibre de lâminas entre o flange da bronzina e a face do contraforte do virabrequim, com o eixo forçado axialmente no sentido oposto ao lado medido, confirmando conformidade dentro da faixa de 0,051 mm a 0,152 mm como exibido na Figura 11, antes do prosseguimento da montagem (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

Figura 11 – Medição de folga axial.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

4.5.3.3 Folga Radial dos Mancais Principais

A folga radial determina a espessura do filme de óleo hidrodinâmico que separa as superfícies em movimento. Folgas insuficientes comprometem a formação do filme;

folgas excessivas reduzem a pressão de óleo e permitem movimentos indesejados do virabrequim sobre as bronzinas (HEYWOOD, 1988; MAHLE GmbH, 2014).

Com as bronzinas posicionadas nos alojamentos e as tampas torquoadas com 80 lb·ft, com o virabrequim ausente, mediu-se o diâmetro de cada munhão principal com micrômetro externo em três posições angulares (0°, 60° e 120°), calculando-se a média. Esse valor foi transferido para um micrômetro interno zerado com a medida obtida, introduzido no alojamento de mancal correspondente para leitura direta da folga radial conforme Figura 12, sem necessidade de cálculo subtrativo manual.

Figura 12 – Medição da folga radial



Fonte: Próprio Autor, 2026.

Os valores admissíveis situam-se entre 0,013 mm e 0,053 mm, conforme especificação OEM (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979) e a partir das medições foi aferido uma folga radial de 0,04 mm para o conjunto utilizado. Folgas inferiores a 0,013 mm exigem avaliação de bronzinas de menor espessura ou retífica do alojamento. Folgas superiores a 0,053 mm indicam desgaste excessivo do munhão, sendo necessária a retífica para *undersize* com bronzinas correspondentes ou, em casos de desgaste do alojamento no bloco, o procedimento de *align boring*.

4.5.4 Inspeção das Bielas

4.5.4.1 Aferição Preliminar do Olhal

As bielas MTR Pro Boost foram montadas com parafusos ARP 8740 lubrificados conforme o item 4.4.2, e a montagem e o torqueamento foi executado como descrito no item 4.7.4.

Com as bielas torqueadas e sem bronzinas instaladas, mediu-se o diâmetro interno do olhal de biela em três posições angulares (0° , 60° e 120°), calculando-se a média e comparando ao valor nominal do fabricante. Essa verificação confirma a conformidade geométrica das bielas obtidas identificando possível ovalização, conicidade ou dimensões fora de tolerância, estabelecendo a linha de base para o cálculo da folga radial final (BRUNETTI, 2012; NORTON, 2013).

Bielas cujo diâmetro interno medido divergem do valor nominal do fabricante em magnitude superior à tolerância de fabricação especificada devem ser substituídas antes da continuidade da montagem, pois essa condição indica defeito construtivo que comprometerá a folga final independentemente da qualidade das demais etapas de verificação.

4.5.4.2 Folga Radial com Bronzinas Instaladas

Após instalação das bronzinas nos alojamentos do corpo e tampa de cada biela, mediu-se o diâmetro de cada moente de biela com micrômetro externo em três posições angulares, obtendo-se a média individualmente para cada moente, isso foi realizado devido à possibilidade dos moentes distintos do mesmo virabrequim apresentarem diâmetros diferentes em razão de desgaste diferencial (MAHLE GmbH, 2014). Esse valor médio foi então transferido para o micrômetro interno, o qual foi zerado individualmente para cada par moente-biela antes da leitura no alojamento, evitando que variações entre moentes contaminem as leituras dos demais mancais (BRUNETTI, 2012).

Com o micrômetro interno zerado com a medida do munhão correspondente, o instrumento é introduzido no alojamento da biela com as bronzinas instaladas e a tampa torqueada, e a leitura obtida indica diretamente a folga radial resultante naquele mancal.

O procedimento completo, constituído pelas três medições no munhão, zeragem do micrômetro interno e aferição no alojamento da biela devem ser repetidos para cada cilindro, totalizando seis verificações individuais.

Os valores de folga radial admissíveis para os mancais de biela situam-se entre 0,018 mm e 0,069 mm, conforme especificação OEM (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979). Folgas fora dessa faixa exigem correção antes da montagem, especialmente em regime de sobrealimentação, onde as elevadas pressões de pico tornam a ruptura do filme de óleo e a falha catastrófica do mancal consequências imediatas da operação fora de especificação (HEYWOOD, 1988; WATSON; JANOTA, 1982).

4.5.5 Inspeção dos Pistões

A folga entre pistão e cilindro é determinada pela diferença entre os coeficientes de dilatação térmica do alumínio do pistão ($\sim 22 \times 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$) e do ferro fundido do bloco ($\sim 11 \times 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$), compensada pela folga de montagem a frio e pela geometria ovalizada de fabricação dos pistões (HEYWOOD, 1988).

A folga nominal pistão-cilindro especificada pelo fabricante para pistões novos em cilindros recém-usinados situa-se entre 0,025 mm e 0,055 mm”, já para os pistões forjados é recomendada uma folga de 0,08 mm. Para motores modificados ou com desgaste, folgas superiores a 0,10 mm indicam necessidade de retífica do cilindro e substituição por pistões de sobremedida como descritas na Tabela 4 (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

Tabela 4 – Sobremedidas possíveis para o projeto.

Sobremedida	Diâmetro do pistão (mm)	Diâmetro do cilindro (mm)
STD	98,42	98,43
0,020" (0,508 mm)	98,85	98,93
0,030" (0,762 mm)	99,11	99,19

0,040" (1,016 mm)

99,36

99,44

Fonte: Adaptado de General Motors Corporation, 1979.

Nota: diâmetro do cilindro = diâmetro do pistão + folga de 0,08 mm. Diâmetro padrão (STD) do pistão baseado na cota nominal original do GM 250S de 98,425 mm (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979)

4.5.6 Altura Instalada das Molas

A altura instalada de cada conjunto mola-prato determina a pré-carga exercida sobre a válvula na posição de repouso. Valores incorretos comprometem a vedação, provocam flutuação de válvulas em altas rotações ou levam ao encunhamento de espiras, que consiste no contato entre espiras adjacentes no ponto de máxima elevação do came, que pode provocar o escoamento no arame da mola (SMITH, 2001; NORTON, 2013).

4.5.6.1 Instalação Preliminar e Medição

Com o cabeçote previamente montado de acordo com subitem 4.8.1.2 apoiado em superfície plana e as molas montadas, mediu-se a altura instalada real de cada conjunto com régua graduada com gabarito de apoio, posicionada entre o prato superior e o assento da mola com a válvula completamente fechada. Foram realizadas cinco medições por válvula, para minimizar erros pontuais, seguido do cálculo da média aritmética, comparada ao valor de referência Crower de 45,72 mm para o kit 68390X3-16 (CROWER, 2023).

Os resultados obtidos estão consolidados nas Tabelas 5 e 6. A análise dos desvios determinou o tipo de correção aplicada:

Tabela 5 – Medições de altura instalada nos cilindros 1,2 e 3.

	Cilindro 1		Cilindro 2		Cilindro 3	
	(mm)		(mm)		(mm)	
Válvula (mm)	1	2	3	4	5	6
1º Medição (mm)	46,14	46,36	45,14	46,86	46,24	46,48
2º Medição (mm)	46,12	46,34	45,16	46,86	46,28	46,52
3º Medição (mm)	46,15	46,39	45,14	46,82	46,26	46,48
Média (mm)	46,13	45,72	45,14	46,84	46,26	46,49
Diferença (mm)	0,41	0,64	-0,58	1,12	0,54	0,77

Fonte: Próprio Autor, 2026.

Tabela 6 – Medições de altura instalada cilindros 4,5 e 6.

	Cilindro 4		Cilindro 5		Cilindro 6	
	(mm)		(mm)		(mm)	
Válvula (mm)	7	8	9	10	11	12
1º Medição (mm)	45,36	46,71	46,53	46,26	45,83	47,79
2º Medição (mm)	45,39	46,85	46,66	46,15	46,86	47,71
3º Medição (mm)	45,31	46,88	46,60	46,14	46,82	47,70
Média (mm)	45,35	46,81	46,61	46,20	46,84	47,73
Diferença (mm)	-0,37	1,09	0,89	0,48	0,12	2,01

Fonte: Próprio Autor, 2026.

As medições apresentadas nas Tabelas 5 e 6 estão expressas em milímetros e refletem a altura instalada das molas de válvula após a montagem inicial. A análise desses

dados permitiu identificar a necessidade de ajustes para que o conjunto operasse dentro dos parâmetros ideais estabelecidos pelo fabricante.

Média inferior a 45,72 mm significa a presença de mola com compressão insuficiente: inserção de arruelas calibrada de 0,2 mm sob o assento da mola para aumentar a pré-carga. Foram aplicadas nas válvulas 3 e 7 como ilustrado na Figura 13

Figura 13 – Mola instalada com arruela de 0,2 mm.



Fonte: Próprio Autor, 2026.

Média superior a 45,72 mm significa presença mola com altura excessiva: rebaixamento controlado do assento com ferramenta específica desenvolvida para o projeto exibida na Figura 14. Aplicado nas válvulas 1, 4, 5, 6, 8, 9, 10, 11 e 12.

Figura 14 – Ferramenta de rebaixamento da sede de molas.



Fonte: Próprio Autor, 2026.

Após as correções, as medições foram repetidas para confirmação de conformidade de todas as válvulas dentro da faixa especificada.

4.5.7 Verificação da Razão Volumétrica de Compressão

Em motores modificados para alta performance sobrealimentado, a verificação experimental da RVC é indispensável, pois alterações geométricas decorrentes de retífica de cabeçote, faceamento do bloco, substituição de pistões majorados ou variação no volume das câmaras de combustão entre unidades produzidas alteram esse parâmetro em relação ao valor nominal de projeto (BRUNETTI, 2012).

4.5.7.1 Medição do Volume da Câmara de Combustão

Com o cabeçote desmontado, limpo e posicionado de forma invertida com a face das câmaras voltada para cima, cada câmara de combustão foi vedada pela instalação das válvulas correspondentes em suas sedes, com aplicação de graxa vedadora na face cônica de cada válvula para garantir a estanqueidade sem pasta abrasiva. Um disco acrílico transparente com pequeno furo central foi posicionado sobre a câmara, vedando sua abertura superior.

É recomendado que o preenchimento seja realizado com fluido de baixa viscosidade e coloração contrastante, para o presente trabalho foi utilizado álcool isopropílico com corante, introduzido por seringa graduada de precisão através do orifício do disco acrílico até o completo preenchimento da câmara, sem bolsas de ar como exposto

na Figura 15. O volume registrado na seringa ao término do preenchimento corresponde diretamente ao volume da câmara de combustão (V_c), expresso em centímetros cúbicos (VIZARD, 2010; SMITH, 2001).

Figura 15 – Procedimento de medição do volume da câmara de combustão.



Fonte: Próprio Autor, 2026.

O procedimento foi repetido para todas as seis câmaras, registrando-se individualmente cada valor para verificação da uniformidade entre cilindros, variações superiores a 1 cc entre câmaras indicam necessidade de equalização por usinagem seletiva dos assentos ou da própria câmara (SMITH, 2001).

4.5.7.2 Cálculo da RVC

Com o volume da câmara de combustão determinado experimentalmente, a razão de compressão real foi calculada pela expressão clássica (HEYWOOD, 1988) descrita na equação 8:

$$RVC = \frac{V_d + V_c + V_g + V_j - V_p}{sV_c + V_g + V_j - V_p} \quad (8)$$

Onde:

- RVC — Razão de compressão adimensional

- V_d — Volume varrido por cilindro (cm^3), obtido por $V_d = \frac{\pi.D^2}{4} . C$ sendo D, o diâmetro do cilindro retificado e C o curso do pistão.
- V_c — Volume da câmara de combustão medido experimentalmente (cm^3)
- V_g — volume da folga entre o topo do pistão e o plano do bloco no PMS, calculado por $V_g = \frac{\pi.D^2}{4} . h$, sendo h a distância do topo do pistão ao plano do bloco no PMS, positiva quando o pistão fica abaixo do plano e negativa quando ultrapassa o plano.
- V_j — Volume adicionado pela espessura comprimida da junta de cabeçote, calculado por $V_j = \frac{\pi.D^2}{4} . e_j$, sendo e_j a espessura comprimida da junta.
- V_p — Volume do recesso ou domo no topo do pistão, quando existente (cm^3); positivo para recesso, negativo para domo

Todos os parâmetros dimensionais foram obtidos por medição direta com instrumentos e os volumes calculados convertidos para centímetros cúbicos antes da aplicação da fórmula (VIZARD, 2010).

A razão de compressão resultante foi comparada ao valor de projeto estabelecido para a aplicação sobrealimentada, verificando-se a necessidade ou não de ajustes geométricos como a alteração da espessura da junta de cabeçote ou faceamento adicional do cabeçote, para adequação ao valor alvo antes da montagem definitiva do motor (BRUNETTI, 2012; SMITH, 2001).

4.6 Retífica

A montagem e modificação do motor para uso em alta carga compreende um conjunto de operações de usinagem e acabamento que visam a garantir a precisão dimensional dos alojamentos e das superfícies de vedação, a integridade estrutural e a compatibilidade com os componentes de reposição selecionados.

4.6.1 Conferência do Plano Superior e Inferior

Desvios de planicidade não corrigidos comprometem a integridade das juntas, podendo resultar em vazamentos de compressão, contaminação do óleo por refrigerante e perda de pressão no sistema de lubrificação (BRUNETTI, 2012), nesse sentido, procedeu-se com a verificação da planicidade dos planos superior e inferior do bloco GM 250S, etapa indispensável para assegurar a correta vedação das juntas de cabeçote e do cárter de óleo, respectivamente.

A metodologia de medição consistiu na utilização de régua de precisão posicionada em seis direções sobre cada plano longitudinal, transversal e nas duas diagonais, com inserção de calibres de lâminas entre a régua e a superfície do bloco, conforme procedimento descrito no manual de serviço do fabricante (GENERAL MOTORS, 1985).

De acordo com o manual de serviço GM para o motor 250S, o limite máximo admissível de empenamento é de 0,006" (0,152 mm) ao longo de quaisquer 6 polegadas do comprimento da superfície, e de 0,012" (0,305 mm) ao longo do comprimento total do bloco (GENERAL MOTORS, 1985). Para o plano inferior, as tolerâncias seguem o mesmo critério, dado que o empenamento nessa face compromete a vedação do cárter e a retenção de óleo.

Os valores medidos em ambos os planos se situaram dentro dos limites especificados, dispensando a necessidade de usinagem corretiva. Segundo Heywood (1988), superfícies dentro da tolerância de planicidade do fabricante garantem a distribuição uniforme de carga sobre a junta, condição essencial para sua durabilidade e eficácia vedante ao longo da vida útil do motor.

4.6.2 Retífica dos Cilindros

A retífica dos cilindros consiste no procedimento de usinagem que remove material das paredes para restaurar ou alterar o diâmetro interno com alta precisão. Para o presente trabalho, o procedimento foi executado para acomodar os pistões forjados IAPEL 13005, cujo diâmetro nominal de 3,911" (99,36 mm) corresponde à sobremedida de 0,040" (1,016 mm) acima do diâmetro original dos cilindros do bloco GM 250S, que

é de 3,876" (98,43 mm) (GENERAL MOTORS, 1985). A folga de montagem pistão-cilindro recomendada pelo fabricante dos pistões situa-se entre 0,001" e 0,003" (0,025 mm a 0,076 mm), valor que garante a dilatação térmica controlada do pistão em operação sem comprometer a vedação dos anéis (MAHLE, 2023).

Para a presente aplicação, adotou-se a folga superior da faixa especificada de 0,003" (0,076 mm) acrescida de uma margem adicional para 0,08 mm, resultando em diâmetro usinado final de 99,44 mm. A folga ampliada assegura a manutenção do filme de óleo hidrodinâmico na interface pistão-cilindro mesmo sob dilatação térmica acentuada do pistão forjado, prevenindo o contato metal-metal com os anéis e a parede do cilindro nas condições de maior solicitação (HEYWOOD, 1988; BRUNETTI, 2012).

É recomendada a utilização de mandriladora com controle micrométrico do avanço radial da ferramenta, permitindo atingir o diâmetro final de retífica com precisão suficiente para respeitar a estreita faixa de folga especificada. O diâmetro usinado foi determinado somando-se o diâmetro do pistão à folga de montagem adotada, com posterior ajuste fino pela brunimento.

4.6.3 Brunimento

Após a retífica, os cilindros passaram pelo processo de brunimento, que consiste na aplicação de ferramenta abrasiva rotativa com movimento alternativo ao longo do eixo do cilindro para produzir um padrão de microestrias cruzadas na parede. Esse padrão tem como objetivo formar uma rede de retenção de óleo lubrificante que alimenta o contato entre os anéis e o cilindro durante o assentamento, reduzindo o desgaste inicial e favorecendo a rápida acomodação do conjunto (HEYWOOD, 1988). O ângulo de cruzamento das estrias foi mantido entre 45° e 60°, faixa considerada ideal para anéis de pistão convencionais (BRUNETTI, 2012).

4.6.4 Usinagem das Sedes de Válvulas

As sedes de válvulas do cabeçote foram perfiladas com o intento de possibilitar a utilização de válvulas de admissão e exaustão de maior diâmetro, de 1,60" e 1,94" respectivamente. O perfilamento das sedes foi realizado utilizando pedras de retífica como exposto na Figura 16, com ângulos de 46° para o assento principal e pedras de 60°

e 30° para ajuste da posição vertical da faixa de contato, com torque manual, garantindo uma melhor precisão para atingir os valores requisitados do projeto.

Figura 16 – Fresa de sede de válvula.



Fonte: Ridewill, 2026.

A geometria da região de assentamento da válvula exerce influência direta sobre a eficiência volumétrica, a vedação da câmara e a dissipação térmica da válvula para o cabeçote (HEYWOOD, 2018), nesse sentido é um procedimento de alta criticidade anterior à montagem. Posteriormente será descrito o procedimento de assentamento das válvulas com intuito de assegurar a devida vedação.

4.6.5 Retifica do Virabrequim

Como descrito no item 4.5.3, a decisão de retirar todos os munhões principais e de biela para a mesma sobremédida partiu do critério de padronização a partir do pior munhão identificado, assegurando uniformidade dimensional em todo o virabrequim e simplificando a especificação de bronzinas para futuras manutenções.

A usinagem foi executada em uma retífica, utilizando um torno retificador específico para virabrequins, equipamento dotado de cabeçote rotativo excêntrico que acompanha a órbita dos moentes durante o corte, mantendo a concentricidade em relação ao eixo central do virabrequim ao longo de toda a operação. Foram removidos 0,030" (0,762 mm) do diâmetro de cada munhão, resultando em diâmetros finais de

aproximadamente 56,333 mm nos munhões principais, que originalmente eram entre 57,099–57,112 mm, e de aproximadamente 50,032 mm nos moentes de biela, que originalmente eram entre de 50,775–50,800 mm (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979). Essa intervenção uniforme permitiu a adoção de bronzinas MAHLE de *undersize 0.030"* para todos os mancais do motor, restabelecendo as folgas radiais dentro das faixas admissíveis especificadas pelo fabricante: 0,013 mm a 0,053 mm para os mancais principais e 0,018 mm a 0,069 mm para os mancais de biela (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979; MAHLE GmbH, 2014).

O acabamento final foi realizado com fita abrasiva de granulometria fina, refinando a rugosidade superficial para $Ra \leq 0,4 \mu\text{m}$, valor exigido para superfícies de mancal sujeitas à lubrificação hidrodinâmica, promovendo o perfil de *plateau* que favorece a acomodação do conjunto na rodagem e a retenção do filme de óleo nos primeiros ciclos de operação (NORTON, 2013; BOSCH, 2005).

4.7 Montagem do Conjunto Inferior

A montagem do conjunto inferior representa a etapa de maior responsabilidade estrutural de todo o processo de montagem do motor, pois é nela que se consolidam definitivamente todos os ajustes dimensionais e as folgas verificadas nas etapas metrológicas anteriores.

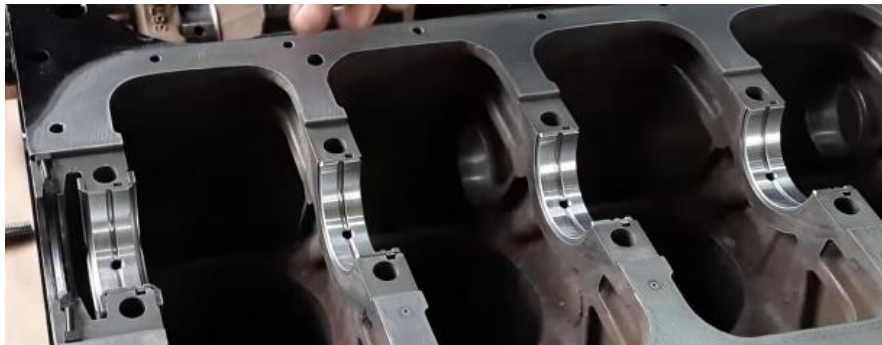
Qualquer desvio de procedimento nessa fase, sequência incorreta de aperto, lubrificação insuficiente, orientação errada de componentes ou contaminação das superfícies de assentamento, podem comprometer irreversivelmente a integridade do conjunto e, na maioria dos casos, só pode ser corrigido mediante desmontagem completa do motor (HEYWOOD, 1988). É imperativo, portanto, que todas as etapas sejam executadas com rigor, na sequência descrita, e com registro contínuo dos valores de torque aplicados no formulário de rastreabilidade.

4.7.1 Procedimento de Montagem do Virabrequim

Inicialmente todas as superfícies de contato dos mancais foram submetidas ao procedimento descrito no item 4.3.3, seguido pelo posicionamento das bronzinas em seus

respectivos alojamentos no bloco se atentando ao correto alinhamento das saliências de encaixe e os furos de passagem de óleo conforme descrito na Figura 17.

Figura 17 – Assentamento das bronzinas do virabrequim.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

Antes da lubrificação das bronzinas, os retentores de vedação dianteiro e traseiro do eixo foram instalados de acordo com a Figura 18. Cada retentor foi posicionado com o lado dotado de flange voltada para o interior do bloco, orientação que garante que o lábio de vedação elastomérico atue sobre a superfície do virabrequim no sentido correto de pressão, impedindo a passagem de óleo para fora do bloco (BRUNETTI, 2012).

Figura 18 – Inserção do retentor de óleo.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos. 2020.

Para garantia da vedação estática entre o retentor e o alojamento no bloco, recomenda-se a aplicação de selante à base de silicone Loctite 598 como na Figura 19.

Figura 19 – Aplicação do selante.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

Após a cura inicial do selante, procedeu-se com a lubrificação das bronzinas de acordo com o item 4.4.1, como pode ser observado na Figura 20;

Figura 20 – Lubrificação das bronzinas



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

O virabrequim foi assentado com cuidado nas bronzinas, e uma quantidade adicional de óleo aplicada diretamente sobre os munhões já posicionados, assegurando lubrificação em toda a circunferência de contato conforme Figura 21.

Figura 21– Lubrificação dos munhões do virabrequim.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

Em seguida, as superfícies de contato das capas de mancal e das bronzinas superiores das foram submetidas ao procedimento descrito no item 4.3.3, sucessivamente, as bronzinas foram posicionadas nas tampas com orientação definida pela ranhura de encaixe lateral, referência construtiva que impede a inversão de montagem.

Cada tampa de mancal é identificada por numeração gravada em sua face externa conforme Figura 23, correspondente ao cilindro de referência como ilustrado na Figura 22, acompanhada de seta indicativa da orientação de instalação, informações que devem ser rigorosamente observadas, pois as tampas são usinadas em conjunto com o bloco e não são intercambiáveis entre si (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

Figura 22 – Tampas de mancal alinhadas em ordem.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

Figura 23 – Marcações de referência de cilindro e frente do motor.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

As tampas foram ser instaladas sobre o virabrequim na sequência numérica correta, com os parafusos inseridos limpos e sem aperto inicial, apenas para posicionamento como visível na Figura 24.

Figura 24 – Tampas devidamente posicionadas.



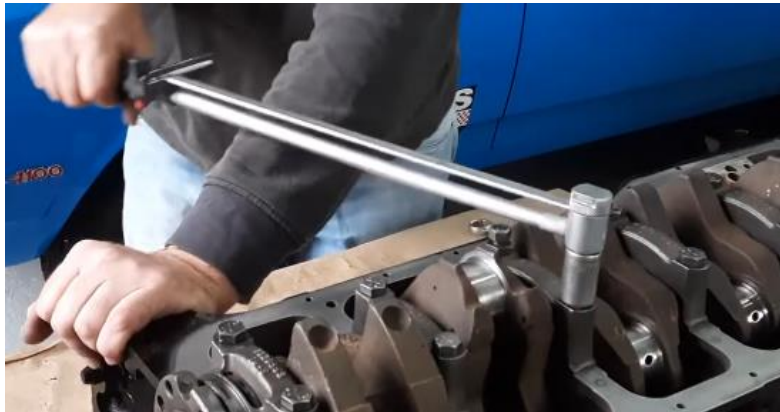
Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

O torqueamento dos parafusos ARP 132-5401 das capas de mancal, previamente lubrificadas de acordo com o item 4.4.2, foi executado com chave torquímetro calibrada em três estágios progressivos como ilustrado na Figura 25, iniciando sempre pelos mancais centrais e progredindo em espiral em direção às extremidades do bloco, sequência que distribui a carga de compressão sobre o virabrequim de forma gradual e simétrica, prevenindo deflexão localizada do eixo durante o aperto (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979):

— 1ª etapa: 40 lb·ft ($\approx 36 \text{ N}\cdot\text{m}$);

- 2ª etapa: 60 lb·ft ($\approx 72 \text{ N}\cdot\text{m}$);
- 3ª etapa de torque final: 80 lb·ft ($\approx 108 \text{ N}\cdot\text{m}$).

Figura 25 – Parafusos das tampas de mancais sendo torquados.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

4.7.2 Procedimento de Fixação da Engrenagem de Distribuição

Com o virabrequim devidamente torquado nos mancais do bloco, procede-se à instalação da engrenagem de distribuição na extremidade dianteira do eixo. Os parafusos ARP 200-2802 foram lubrificados conforme o item 4.4.2 e apertados em quatro estágios progressivos, na sequência cruzada, até o torque final especificado (ARP, 2023):

- 1ª etapa: 21 lb·ft ($\approx 28 \text{ N}\cdot\text{m}$);
- 2ª etapa: 42 lb·ft ($\approx 57 \text{ N}\cdot\text{m}$);
- 3ª etapa: 63 lb·ft ($\approx 85 \text{ N}\cdot\text{m}$);
- 4ª etapa de torque final: 85 lb·ft ($\approx 115 \text{ N}\cdot\text{m}$).

A progressão em quatro estágios garante que a carga de aperto seja distribuída uniformemente entre os parafusos à medida que a engrenagem assenta sobre a flange do virabrequim, evitando deformação localizada do flange de fixação e garantindo que todos

os parafusos atinjam a mesma pré-carga ao final do processo (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

4.7.3 Instalação da Bomba de Óleo

O sistema de lubrificação é o componente que mais diretamente determina a longevidade de todos os demais conjuntos do motor, e a bomba de óleo constitui o elemento ativo central desse sistema. A adoção da bomba Melling M-62HV, versão de alto volume (high volume) desenvolvida especificamente para a plataforma GM inline-6. Pode ser justificada pelas maiores demandas de fluxo de óleo impostas pelas folgas ligeiramente ampliadas dos mancais de alta performance.

O procedimento de instalação tem início com a limpeza mesmo descrito no item 4.3.3. O eixo foi inserido no alojamento do bloco antes do posicionamento da bomba, verificando o encaixe correto com a engrenagem do eixo de comando.

Com o eixo intermediário posicionado, a bomba foi encostada à face do bloco com os parafusos instalados manualmente antes do torqueamento definitivo em padrão estrelar, garantindo assentamento uniforme (MELLING, 2023). Os parafusos de fixação foram torqueados a 15–20 lb·ft (20–27 N·m) e o parafuso do tubo captador a 9 lb·ft (12 N·m) com Loctite 243, não devendo esse valor ser excedido em razão da baixa resistência ao sobreaperto do alojamento no bloco (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

4.7.4 Procedimento de Montagem dos Pistões e Bielas

Antes do início da montagem dos conjuntos pistão-biela, todas as superfícies dos cilindros, das bielas, das bronzinas de biela e das coroas dos pistões devem ser submetidas ao procedimento detalhado no item 4.3.3.

Os três anéis de segmento são constituídos por dois anéis de compressão, e um anel raspador de óleo. Foram inseridos nas ranhuras do pistão com o auxílio de ferramenta, respeitando rigorosamente a marcação de orientação gravada na face superior de cada anel, que deve sempre ficar voltada para a coroa do pistão.

As juntas dos anéis foram posicionadas de forma escalonada a cada 120° entre si como ilustrado na Figura 26, e nenhuma junta deve coincidir com a direção do pino de pistão nem com a direção de maior carga lateral do pistão, posicionamento dever ser de 0°, 90°, 180° e 270° em relação ao pino, pois o alinhamento de juntas nessas posições criaria um caminho preferencial para o vazamento de gases de combustão para o cárter (MAHLE GmbH, 2014; BRUNETTI, 2012).

Figura 26 – Inserção do anel de vedação do pistão



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

As bronzinas de biela, previamente limpas, foram encaixadas nos alojamentos do corpo e da tampa de cada biela com as saliências de posicionamento corretamente alinhadas conforme exposto na Figura 27. A superfície interna das bronzinas e os munhões de biela correspondentes do virabrequim devem ser lubrificados de acordo com o s item 4.4.1. Os parafusos ARP 8740 devem estar limpos e lubrificados de acordo com os itens 4.3.3 e 4.4.2 respectivamente, conforme recomendação do fabricante (ARP, 2023).

Figura 27 – Assentamento das bronzinas de biela.

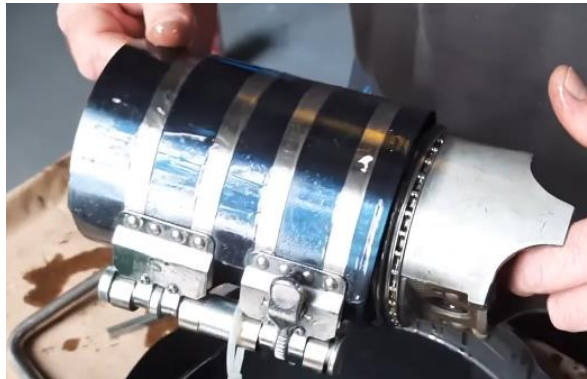


Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

Com o pistão lubrificado externamente, incluindo saia, anéis e coroa, o conjunto biela-pistão foi posicionado na cinta compressora de anéis como observado na Figura 28. É neste momento que a orientação do pistão deve ser verificada com especial atenção: os pistões forjados Iapel utilizados neste projeto apresentam marcação de referência direcional na coroa a qual pode se apresentar na forma de seta, entalhe, letra "F" ou outra marcação indicativa do lado frontal do motor.

A referência mencionada deve estar orientada para a parte dianteira do bloco antes do posicionamento na cinta, pois a inversão do pistão altera a geometria da câmara de combustão e a posição do pino de pistão em relação ao virabrequim, comprometendo o comportamento dinâmico do conjunto e podendo causar interferência mecânica com as válvulas em configurações de alta taxa de compressão (MAHLE GmbH, 2014; HEYWOOD, 1988).

Figura 28 – Inserção do conjunto biela-pistão na cinta compressora.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

Com o conjunto corretamente orientado e comprimido na cinta, o pistão foi posicionado sobre o topo do cilindro correspondente alinhando a biela com o munhão de biela respectivo do virabrequim. O conjunto deve empurrado com um martelo de borracha como demonstrado na Figura 29, aplicando pressão uniforme sobre a coroa do pistão, tendo cuidado de evitar choques entre os parafusos de biela e a superfície dos munhões, até que os anéis entrem completamente no cilindro e o pistão deslize para o interior com a biela guiando-se em direção ao munhão.

Figura 29 – Inserção do conjunto biela-pistão no cilindro.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

Com a biela assentada sobre o munhão, a tampa de biela foi instalada observando a marcação de referência de alinhamento gravada no conjunto corpo e tampa foram usinados em par e são identificados pelo mesmo número de cilindro, sendo a coincidência

dessas marcações a confirmação de que a tampa está na orientação correta (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979) como observável na Figura 30.

Figura 30 – |Marcação de referência para alinhamento de corpo e tampa de biela.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

O torqueamento dos parafusos de biela foi executado com chave torquímetro calibrado, com os parafusos limpos e lubrificados conforme o item 4.4.2, em três estágios graduais, aplicando os valores especificados pelo fabricante MTR para os parafusos ARP 8740 conforme o diâmetro do parafuso utilizado (ARP, 2023):

- 1ª etapa: 25 lb·ft ($\approx 34 \text{ N}\cdot\text{m}$);
- 2ª etapa: 54 lb·ft ($\approx 74 \text{ N}\cdot\text{m}$);
- 3ª etapa de torque final: 68 lb·ft ($\approx 93 \text{ N}\cdot\text{m}$).

O procedimento completo de instalação contendo o posicionamento na cinta, inserção no cilindro, assentamento da tampa e torqueamento em três estágios, deve ser repetido sequencialmente para todos os seis conjuntos pistão-biela do motor. Após a instalação de cada par de bielas opostas, recomenda-se girar o virabrequim manualmente como exibido na Figura 31 para verificar a ausência de pontos de resistência antes de

prosseguir para o cilindro seguinte, permitindo a identificação imediata de eventuais interferências enquanto o conjunto ainda está parcialmente acessível (NORTON, 2013).

Figura 31 – Verificação de giro do virabrequim.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

4.7.5 Procedimento de Montagem do Eixo Comando de Válvulas e Sincronismo

A instalação do eixo comando de válvulas no bloco foi realizada com manuseio cuidadoso para evitar danos às buchas de mancal, cuja a verificação da folga radial nos mancais previamente concluída.

As superfícies devem ser submetidas ao procedimento descrito no item 4.3.3. Previamente à inserção, cada um dos quatro mancais do eixo de comando deve ser lubrificado de acordo com o item 4.4.1 como mostra a Figura 32, e em seguida, os camecs devem ser lubrificados de acordo com o item 4.4.2.

Figura 32 – Lubrificação do comando.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

Em comandos de alta performance como o perfil TCS-7 utilizado neste projeto, a lubrificação de montagem dos mancais e, especialmente, de todos os flancos e lóbulos dos cames é uma etapa crítica que não deve ser negligenciada. a lubrificação deve ser aplicada também nas superfícies internas dos quatro mancais do bloco antes da inserção do eixo.

Com as superfícies devidamente lubrificadas, o eixo de comando foi introduzido pelo lado frontal do bloco com extremo cuidado de acordo com a Figura 33, mantendo-o alinhado ao eixo longitudinal dos mancais durante todo o processo de inserção. A técnica correta consiste em combinar o movimento de avanço axial empurrando o eixo progressivamente para o interior do bloco, com pequenas rotações alternadas do eixo em ambos os sentidos, de amplitude reduzida, a cada avanço.

Esse movimento combinado de translação e rotação é o que permite que os lóbulos dos cames cujo diâmetro na base do círculo base é inferior ao diâmetro dos munhões de mancal, mas cujos flancos em posição desfavorável podem apresentar interferência com as arestas dos mancais, sejam orientados para a posição de menor diâmetro efetivo a cada mancal transposto, reduzindo drasticamente o risco de contato brusco entre os lóbulos e as arestas dos alojamentos de mancal (BRUNETTI, 2012; VIZARD, 2010).

Figura 33 – Inserção do comando no orifício do bloco.



Fonte: Adaptado de Garage Opala e antigos, 2020.

O avanço deve ser interrompido imediatamente caso seja percebida qualquer resistência anormal ao movimento, identificando e corrigindo o ponto de interferência antes de prosseguir, nunca forçando o avanço por percussão ou alavancagem que possam deformar o eixo ou danificar os mancais do bloco.

Após o torqueamento, deve ser reconfirmada a folga axial do eixo de comando com relógio comparador, verificando que o aperto da placa não alterou o valor obtido na aferição metrológica prévia e que a folga permanece dentro da faixa de 0,102 mm a 0,254 mm especificada (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

4.7.5.1 Enquadramento do Comando de Válvulas pelo Método *Intake Centreline*

O enquadramento do comando de válvulas *aftermarket* deve ser realizado a partir do método denominado *degreeing the camshaft* na literatura técnica inglesa, consiste na verificação e ajuste da posição angular relativa entre o eixo de comando e o virabrequim, assegurando que o perfil de cada came atue sobre o respectivo tucho exatamente nos ângulos do ciclo termodinâmico para os quais foi projetado.

A primeira etapa do procedimento de enquadramento é a determinação precisa do PMS de compressão do cilindro número um. A identificação precisa do PMS é o fundamento de toda a verificação angular subsequente, pois todos os valores de

enquadramento do comando são expressos em graus de virabrequim em relação a essa referência (HEYWOOD, 1988). Para determinação precisa do PMS, adotou-se o método dos dois pontos simétricos: gira-se o virabrequim até que o comparador indique uma leitura de referência antes do PMS, por exemplo, 1,00 mm abaixo do máximo, e registra-se o ângulo correspondente no disco de graus; em seguida, prossegue-se a rotação até que o comparador retorne à mesma leitura de 1,00 mm após o PMS, registrando-se o novo ângulo, procedimento ilustrado na Figura 34.

O procedimento recomendado para a determinação precisa do PMS utiliza um disco de graus, fixado à extremidade dianteira do virabrequim, concêntrico ao eixo de rotação, em combinação com um relógio comparador posicionado verticalmente sobre o pistão do cilindro um, com a vela de ignição removida para livre movimentação.

Figura 34 – Aferição do PMS.



Fonte: Próprio Autor, 2026.

O virabrequim deve ser girado lentamente até que o relógio comparador indique o ponto de máxima elevação do pistão, região na qual a variação de leitura do comparador é mínima, denominada zona de platô, em razão da natureza da cinemática biela-manivela, que resulta em variação quase nula da posição do pistão em torno do PMS real para variações angulares de alguns graus do virabrequim (BRUNETTI, 2012).

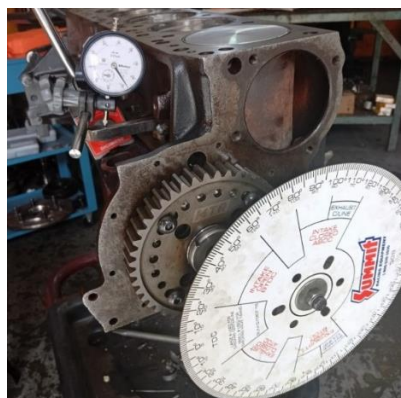
O PMS real corresponde ao ângulo exato situado na metade aritmética entre os dois ângulos registrados, devendo o ponteiro de referência do disco de graus ser reposicionado para zero nesse ponto (SMITH, 2001). Esse método elimina o erro

sistemático introduzido pela tentativa de identificar visualmente o ponto de máxima elevação do comparador, que é imprecisa devido à baixa sensibilidade do instrumento na região de platô próxima ao PMS real.

Com o PMS do cilindro um determinado e o disco de graus zerado nessa referência, o eixo de comando deve ser instalado provisoriamente no bloco com a engrenagem de distribuição regulável utilizada neste projeto, a qual foi posicionada na marcação nominal indicada pelo fabricante do comando.

O relógio comparador deve ser reposicionado sobre a vareta ou diretamente sobre o tucho da válvula de admissão do cilindro um, com o eixo do comparador paralelo ao eixo de movimento da válvula conforme a Figura 35. Gira-se o virabrequim lentamente no sentido normal de operação do motor, monitorando a leitura do comparador durante a abertura da válvula de admissão do cilindro um.

Figura 35 – Verificação do enquadramento do comando.

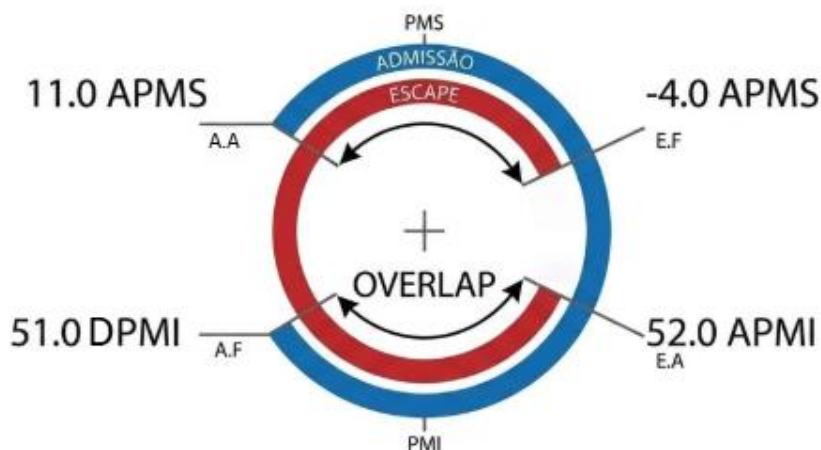


Fonte: Próprio Autor, 2026.

O *intake centreline* ou ângulo de centro da admissão é o ângulo do virabrequim no qual o relógio comparador registra o levantamento máximo da válvula de admissão, correspondente ao ponto de máximo de levante do came de admissão (VIZARD, 2010). Esse valor, lido diretamente no disco de graus em relação ao zero estabelecido no PMS, deve ser comparado ao valor de *intake centreline* especificado pelo fabricante do comando TCS-7 fornecido na ficha técnica do produto, o qual representa a posição

angular de projeto para a qual o perfil de came foi otimizado (SMITH, 2001) apresentado na Figura 36.

Figura 36 – Diagrama de válvulas do comando TCS 7.



Fonte: Adaptado das especificações comando CROWER, 2023.

Nota: A.A é abreviação de Admissão Aberta, A.F Admissão Fechada, E.F Exaustão Fechada e E.A Exaustão Aberta. APMS é abreviação de Antes do Ponto Morto Superior, APMI Antes do Ponto Morto Inferior e DPMI Depois do Ponto Morto Inferior. Valores numéricos estão em graus.

Caso o valor medido divirja do especificado pelo fabricante, o ajuste é realizado pela rotação relativa da engrenagem de distribuição regulável em relação ao pinhão do eixo de comando, avançando ou retardando o comando conforme a necessidade. O avanço do comando desloca o *intake centreline* para ângulos menores antes do PMS, favorecendo o enchimento em baixas rotações e antecipando o torque máximo; retardo desloca o *intake centreline* para ângulos maiores após o PMS, favorecendo o desempenho em altas rotações (BLAIR, 1999).

Após cada ajuste, o procedimento de verificação do *intake centreline* deve ser repetido integralmente até que o valor medido coincida com o especificado dentro da tolerância de $\pm 1^\circ$ de virabrequim, considerada a precisão mínima aceitável para comandos de alta performance (SMITH, 2001). Confirmado o enquadramento correto, a engrenagem regulável deve ser travada definitivamente na posição ajustada e o torque do

parafuso de fixação do pinhão aplicado conforme especificação OEM, encerrando o procedimento de enquadramento do comando.

4.7.6 Instalação da Polia Damper com Roda Fônica e Cubo — MTR 05CPDO

A polia damper atenua as vibrações torcionais do virabrequim, cujas ressonâncias características no GM 250S geralmente ocorrem entre 4.800 e 5.800 rpm, faixa crítica em aplicações sobrealimentadas, onde os picos de torque sobre o virabrequim são significativamente superiores aos de um motor aspirado equivalente (HEYWOOD, 1988; NORTON, 2013).

Antes da instalação, todas as superfícies de contato foram limpas conforme o item 4.3.3. O nariz do virabrequim e o furo interno do cubo foram inspecionados quanto à ausência de rebarbas e irregularidades, e a chaveta foi verificada quanto ao ajuste no rasgo e foi verificado ausência de folga lateral perceptível. O cubo foi instalado com mandril roscado específico, por tração progressiva, sendo vedado o uso de impactos que transmitiriam carga axial diretamente aos mancais principais (NORTON, 2013; BRUNETTI, 2012).

O parafuso central foi torqueado em dois estágios, pré-aperto a 70 N·m e aperto final a 145N·m seguido da aplicação de Loctite 243 na rosca, conforme especificação do Manual de Serviço GM 250S (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979). Os parafusos da polia ao cubo foram apertados em padrão estrelar com o torque indicado entre 60 e 70 lb·ft na ficha técnica MTR (MTR, 2023). Após a montagem completa, verificou-se com relógio comparador a excentricidade radial da polia não excedeu o limite de 0,15 mm, e a excentricidade axial da roda fônica também foi menor que 0,10 mm, confirmando o correto assentamento e concentricidade do conjunto.

4.7.7 Tampa da Bomba de combustível RGTX

Com a superfície do bloco limpa conforme o item 4.3.3 e junta nova posicionada, fixar a tampa com torque de 15–20 lb·ft ($\approx$ 20–27 N·m) em sequência cruzada (GENERAL MOTORS DO BRASIL, 1980; MIRANDA, 2002).

4.7.8 Tampa das Engrenagens de distribuição MTR

Com a superfície do bloco limpa conforme o item 4.3.3, foi aplicado cordão contínuo de Loctite 598 no perímetro da tampa, com atenção aos cantos inferiores de encontro com o cárter. Conjunto foi fixado em sequência espiral do centro para as extremidades com torque de 6–8 lb·ft ($\approx 8\text{--}11\text{ N}\cdot\text{m}$) (GENERAL MOTORS DO BRASIL, 1980; MIRANDA, 2002).

4.7.9 Instalação do Cárter

Com o conjunto inferior montado e a bomba de óleo instalada conforme procedimento descrito no item 4.7.3, procede-se à instalação do cárter de óleo. As superfícies de contato do cárter e do bloco devem passar pelo procedimento descrito no item 4.3.3. A junta de cárter foi substituída pelo vedante Loctite 598 Black para garantir a vedação de forma mais eficiente.

Um cordão de aproximadamente 5 mm de diâmetro de selante de silicone Loctite 598, foi aplicado preenchendo os vãos triangulares nessas regiões de geometria irregular que a junta plana não consegue vedar por contato direto (GENERAL MOTORS DO BRASIL, 1980). O cárter foi posicionado sobre o bloco com cuidado para não deslocar o vedante e foi inserido todos os parafusos manualmente, sem aperto, até que todos estejam encaixados.

O torqueamento foi executado com chave torquímetro calibrada em estágio único de 6–8 lb·ft ($8\text{--}11\text{ N}\cdot\text{m}$), seguindo sequência em espiral a partir dos parafusos centrais em direção às extremidades dianteira e traseira, alternando os lados direito e esquerdo a cada parafuso (GENERAL MOTORS DO BRASIL, 1980; MIRANDA, 2002).

4.8 Montagem do Conjunto Superior

A montagem do conjunto superior compreende a instalação sequencial dos componentes do trem de válvulas no cabeçote e, posteriormente, sobre o bloco já com o conjunto inferior montado. A correta execução de cada etapa, em especial o assentamento das válvulas, a instalação das molas e o ajuste dos balancins é determinante para a vedação das câmaras de combustão, o controle do enchimento volumétrico e a durabilidade do

trem de válvulas em regime de alta rotação e sobrealimentação. Todas as superfícies dos componentes a serem instalados devem estar rigorosamente limpas, conforme os critérios estabelecidos no item 4.3.3, sendo inadmissível a presença de partículas abrasivas, resíduos de pasta de assentamento ou contaminação oleosa sobre qualquer superfície de vedação antes da montagem definitiva (BRUNETTI, 2012).

4.8.1 Instalação dos Tuchos Mecânicos

Os tuchos mecânicos Crower 66900-12 foram instalados nos respectivos alojamentos do bloco com todas as superfícies limpas e secas. O furo de alojamento de cada tucho no bloco deve ser lubrificado de acordo com o item 4.4.1 antes da inserção.

A extremidade inferior de cada tucho deve ser lubrificada conforme o item 4.4.2 como indicado na Figura 37, pois é essa superfície que estará em contato direto com os cames durante os primeiros ciclos de operação do motor, antes que o sistema de lubrificação sob pressão estabeleça fluxo de óleo contínuo aos alojamentos dos tuchos (SMITH, 2001; CROWER, 2023).

Figura 37 – Tuchos mecânicos lubrificados com pasta de montagem.



Fonte: Luciano Miozzo, 2021.

A inserção foi realizada como exposto na Figura 38 com essa extremidade lubrificada voltada para o interior do bloco, em direção ao eixo de comando, assim, o tucho foi guiado manualmente até o fundo do alojamento. Caso algum tucho apresente

resistência ao assentamento, aplicar leves golpes com martelo de borracha sobre a extremidade superior do tucho para o assentamento progressivo, nunca forçando com impacto de metal sobre metal.

Figura 38 – Tuchos posicionados nos alojamentos do bloco.



Fonte: Próprio Autor, 2026.

Após a inserção de cada tucho, foi verificado se ele apresenta rotação livre em torno de seu próprio eixo aplicando torque no virabrequim: a rotação livre é indispensável para que o tucho gire continuamente durante a operação, pois o mecanismo é projetado para distribuir o desgaste de forma uniforme em toda a circunferência da superfície de contato com o came, evitando o desenvolvimento de desgaste localizado que comprometeria o perfil de elevação (HEYWOOD, 1988).

A ausência de rotação livre indica incrustação no alojamento ou deformação do tucho, devendo a causa ser identificada e corrigida através da troca ou lixamento antes da continuidade da montagem. Após confirmação de rotação livre, prosseguir com a lubrificação descrita no item 4.4.1 na extremidade superior de cada tucho e nas superfícies de contato com o encaixe esférico inferior da vareta.

4.8.2 Assentamento das Válvulas

O assentamento de válvulas tem por finalidade conformar geometricamente a superfície cônica da válvula ao assento fixo no cabeçote, estabelecendo vedação hermética e distribuição uniforme de pressão ao longo de toda a circunferência de contato. Esse procedimento é necessário mesmo em válvulas e assentos usinados com alta precisão, pois irregularidades microscópicas de forma e rugosidade criam caminhos preferenciais para vazamento de gases de combustão, comprometendo a compressão, a eficiência de combustão e a durabilidade das válvulas de escape que dependem do contato com o assento para dissipar o calor absorvido durante a combustão (HEYWOOD, 1988; BRUNETTI, 2012).

Com o cabeçote posicionado de forma invertida, com a face das câmaras voltada para cima, aplicou-se pasta abrasiva de carbetto de silício de granulometria dupla no perímetro externo da face cônica de cada válvula. A haste foi lubrificada com óleo de motor antes da inserção no guia, para proteção do par haste-guia durante o procedimento. Foi executado o movimento de rotações combinado com leves golpes axiais repetidos no sentido de fechamento da válvula contra o assento.

O procedimento foi realizado em duas etapas: inicialmente com pasta de granulometria grossa, para remoção das irregularidades maiores, e posteriormente com pasta de granulometria fina, para refinamento do acabamento superficial. Após o assentamento de cada válvula, o procedimento do item 4.4.1 foi realizado para eliminar a presença de qualquer resíduo abrasivo no guia ou na câmara introduziria desgaste acelerado em operação (MAHLE GmbH, 2014).

4.8.3 Instalação das Válvulas, Molas e Travas

Com o assentamento concluído e as superfícies limpas, introduzir cada válvula no guia correspondente pelo lado da câmara de combustão, com a haste lubrificada com óleo de motor. A verificação da inspeção descrita no item 4.5.6 revelou que as válvulas de número 3 e 7 apresentaram média de altura instalada inferior a 45,72 mm, evidenciando força de fechamento insuficiente para garantir vedação eficaz e segura sob as condições de elevada operação. Para correção, procedeu-se à inserção de arruelas calibradas de 0,2

mm de espessura sob os assentos de mola correspondentes a essas duas válvulas, previamente à instalação das molas.

Após a inserção das arruelas nas válvulas 3 e 7, a medição de altura instalada deve ser repetida para confirmar que o novo valor médio satisfaz o limite mínimo de 45,72 mm antes da instalação definitiva das molas.

As molas de válvula duplas Crower 68390X3-16, conjunto composto por mola interna e externa de passo oposto devem ser posicionadas sobre o selo de haste de válvula já instalado, com o lado de espira de maior diâmetro voltado para o cabeçote, conforme a orientação identificada visualmente nas molas. O prato de mola Crower deve ser posicionado sobre as molas e, com o auxílio de compressor de mola universal compatível com cabeçote OHV, foi aplicada carga sobre o conjunto mola-prato para comprimir as molas até que o sulco na haste da válvula fique exposto acima do nível do prato.

Ao aliviar lentamente a carga do compressor, o prato de mola recua e encunha as chavetas no sulco por interferência mecânica cônica, travando o conjunto de forma permanente como observado na Figura 39.

Figura 39 – Molas instaladas.



Fonte: Próprio Autor, 2026.

É imperativo que a compressão nunca ultrapasse a altura mínima de montagem das molas especificada pelo fabricante Crower para o kit 68390X3-16, pois a compressão além desse limite provoca o contato entre as espiras, condição denominada. Com o sulco

de haste exposto, inserir as duas semi-carcaças das chavetas Crower 86107-PR no sulco, assegurando que ambas assentem simetricamente e completamente no canal.

4.8.4 Instalação da Junta de Cabeçote e Orings

Previamente à instalação do cabeçote, é realizada uma operação de usinagem na face superior do bloco para a execução de um rebaixo circunferencial ao redor de cada cilindro, dimensionado para acomodar o *O-ring* de bronze Sapinho. Após o aperto do cabeçote, o anel sofre compressão controlada contra a face do cabeçote, criando uma barreira metálica por contato metal a metal responsável pela contenção primária dos gases de combustão (HEYWOOD, 1988). A junta de cobre, por sua vez, assume a vedação dos circuitos de água e óleo, evitando contaminação cruzada entre os fluidos e vazamento externo. A combinação entre o *O-ring* de bronze e a junta de cobre ilustrada na Figura 40, é uma solução consolidada em motores sobrealimentados de alta performance, nos quais as pressões de pico na câmara impõem exigências de vedação superiores às das configurações originais de fábrica (BRUNETTI, 2012).

Figura 40 – Junta de estanho e *O-rings* posicionados.



Fonte: Próprio Autor, 2026.

4.8.5 Instalação do Cabeçote, Sequência e Torque de Aperto

O cabeçote foi posicionado sobre a junta guiado pelos pinos de centralização do bloco, sem deslizamento lateral que pudesse deslocar a junta. Os parafusos de cabeçote foram substituídos por fixadores de alta resistência ARP 132-4001 e os prisioneiros dos balancins foram substituídos por prisioneiros MTR 038PBO. Em razão da aplicação, o procedimento de lubrificação detalhado no 4.4.2 foi realizado nas roscas e na face inferior da cabeça, conforme recomendação expressa do fabricante, cujo coeficiente de atrito controlado é a base de cálculo dos valores de torque especificados (ARP, 2023).

Os parafusos foram inseridos manualmente até o contato, sem aperto inicial, apenas para posicionamento do cabeçote sobre a junta. O aperto foi executado em três estágios progressivos com torquímetro calibrado, seguindo a sequência espiral do centro para as extremidades como exposto na Figura 41. Essa sequência assegura a distribuição uniforme e progressiva da carga de compressão sobre a junta, prevenindo deformações localizadas, empenamento do cabeçote e regiões de vedação deficiente (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

Figura 41 – Posicionamento do cabeçote e fixadores.



Fonte: Próprio Autor, 2026.

Os estágios de aperto adotados foram:

—1º estágio: 40 lb·ft (≈ 50 N·m) — pré-aperto inicial, assentamento das superfícies

—2º estágio: 70 lb·ft (≈ 100 N·m) — aperto intermediário

—3º estágio: 110 lb·ft (≈ 149 N·m) — aperto final, conforme (ARP, 2023)

Após o aperto final, recomenda-se aguardar aproximadamente cinco minutos e repetir o torque final na mesma sequência, procedimento denominado re-torque, pois o assentamento viscoelástico da junta nos instantes iniciais após o aperto pode reduzir levemente a pré-carga nos parafusos (MIRANDA, 2002).

O prisioneiro foi torquado ao bloco com o valor especificado pelo manual de instruções CROWER de aproximadamente 68 lb·ft (≈ 93 N·m) para prisioneiros 7/16" antes da instalação do conjunto balancim (MTR, 2023)

A utilização dos parafusos ARP de alta resistência é determinante para garantir a manutenção da pré-carga ao longo dos ciclos térmicos do motor, dado que os parafusos originais de aço carbono comum apresentam menor limite de escoamento e maior relaxação sob carga cíclica (HEYWOOD, 1988; ARP, 2023).

4.8.6 Instalação das Varetas

As varetas Magnum Comp Cams 7658-16 devem ser inspecionadas quanto à retitude antes da instalação, é recomendado rolar cada vareta sobre uma superfície plana de referência e verificar a ausência de curvatura visível.

A extremidade inferior de cada vareta, a qual assentará no encaixe do tucho como observado na Figura 42, deve ser lubrificada de acordo com o item 4.4.1 antes da inserção, sendo posicionada com cuidado no encaixe esférico do tucho correspondente. A extremidade superior deve igualmente ser lubrificada com óleo mineral antes do posicionamento no encaixe esférico do balancim.

Figura 42 – Posicionamento das varetas.



Fonte: Próprio Autor, 2026.

4.8.7 Instalação dos Balancins Crower 73631-12

A superfície interna do corpo do balancim referente à região dos rolamentos de agulha, deve ser lubrificada de acordo com o item 4.4.1 antes da instalação como ilustrado na Figura 43. A rótula esférica foi posicionada no interior do balancim com a face convexa voltada para baixo em direção ao prisioneiro, essa orientação garante o correto assentamento da rótula no assento côncavo do balancim e a transmissão adequada do movimento de abertura da válvula pela extremidade roletada do balancim (SMITH, 2001).

Figura 43 – Lubrificação interna dos balancins.



Fonte: Luciano Miozzo, 2021.

Os prisioneiros de balancim devem ter suas roscas limpas com macho passante, procedimento descrito no item 4.3.2, além de obrigatoriamente serem lubrificadas conforme o item 4.4.2, antecedente à instalação das porcas.

4.8.7.1 Verificação Final

Após o aperto definitivo, verificou-se visualmente a ausência de extrusão lateral da junta em todo o perímetro do cabeçote, sinal de vedação adequada e espessura de junta compatível com a geometria das superfícies.

4.8.8 Regulagem das Válvulas à Frio

A regulagem de válvulas a frio consiste no ajuste da folga mecânica entre o rolamento de ponta do balancim e a extremidade da haste da válvula, com o motor frio e estático, assegurando que o perfil do came atue sobre a válvula dentro dos parâmetros dimensionais especificados pelo fabricante. A folga correta é condição indispensável para a vedação plena da válvula na posição de repouso, para o controle da duração efetiva de abertura e para a preservação dos componentes do trem de válvulas em operação. A folga insuficiente impede o assentamento completo da válvula, comprometendo a vedação e causando queima; folga excessiva gera impacto entre os componentes, ruído mecânico e desgaste acelerado (HEYWOOD, 1988; BRUNETTI, 2012).

Para o motor GM 250S modificado com tuchos mecânicos, balancins roletados 73631-12 e comando TCS7 Crower, as folgas especificadas a quente são de 0,022" (0,559

mm) para as válvulas de admissão e 0,024" (0,61 mm) para as válvulas de escape, portanto, é uma boa prática regular para menores folgas a frio. Neste sentido as folgas foram ajustadas para 0,020" para admissão e 0,022" para exaustão diretamente na porca do balancim (CROWER, 2023).

4.8.8.1 Método de Regulagem por Incrementos de 120°

A regulagem foi executada seguindo a ordem de ignição do motor GM 250S de 1-5-3-6-2-4 com o virabrequim posicionado sequencialmente no PMS de compressão de cada cilindro procedimento detalhado no item 4.7.5. O intervalo angular entre cilindros consecutivos na ordem de ignição é de 120° de virabrequim, correspondente à divisão regular do ciclo entre os seis cilindros em linha (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

O PMS de compressão de cada cilindro é identificado pela posição em que ambas as suas válvulas se encontram completamente fechadas, os tuchos devem estar assentados sobre a base circular do came com o virabrequim no ponto de máxima elevação do pistão correspondente, confirmado pela marcação de PMS na polia damper alinhada ao ponteiro de referência no bloco. Nessa posição, o came não exerce carga alguma sobre o tucho, e o balancim encontra-se em repouso sobre a haste da válvula, condição que permite a medição e o ajuste correto da folga (SMITH, 2001; BRUNETTI, 2012).

O ajuste foi realizado com lâmina calibrada inserida entre o rolamento de ponta do balancim e a extremidade da haste da válvula. A folga correta é confirmada quando a lâmina de tamanho nominal passa com leve resistência ao deslizamento e a lâmina imediatamente superior maior não passa. O ajuste é feito pela porca do balancim: afrouxando-a aumenta-se a folga; apertando-a reduz-se a folga. Atingida a folga correta, a porca foi travada pelo parafuso interno com chave allen com os torques especificados anteriormente, sem alterar a posição angular da porca durante o travamento (CROWER, 2023; SCORPION RACING PRODUCTS, 2021).

Concluída a regulagem das doze válvulas, os valores de folga obtidos foram registrados individualmente na planilha metrológica do projeto para rastreabilidade. Recomenda-se a reverificação das folgas após a primeira partida e estabilização térmica

do motor, realizando nova regulagem a quente caso os valores especificados pelo fabricante do came para essa condição difiram dos valores a frio aqui adotados (CROWER, 2023; GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

4.8.9 Instalação do Coletor de Escape

O coletor de escape sob medida foi fabricado com flanges compatíveis com o padrão de furação original do cabeçote do GM 250S, dispensando adaptadores (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979). A face de cada flange foi verificada quanto à planicidade com régua de precisão, e juntas metálicas multicamadas foram posicionadas na interface flange-cabeçote, adequadas às elevadas temperaturas dos gases de escape em regime sobrealimentado.

A fixação foi realizada com parafusos de aço inoxidável compatíveis com o passo de rosca dos furos originais, apertados em sequência cruzada do centro para as extremidades, em dois estágios progressivos até o torque final de 25 N·m (18 lb·ft), conforme especificação de fabricantes de coletores para fixadores M8 em aplicações de escape (HOOKER HEADERS, 2020).

4.8.10 Instalação do Coletor de Admissão

A face de fixação do coletor Santhilli plenum 8 bicos ao cabeçote foi verificada quanto à planicidade com régua de precisão. O coletor foi fixado com parafusos compatíveis com os furos originais do cabeçote do GM 250S, dispensando furação adicional (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

O aperto foi executado em sequência cruzada, em dois estágios progressivos até o torque final de 20 N·m (15 lb·ft), conforme especificação do fabricante para a junta de admissão (SANTHILLI, 2023). Os oito bicos injetores foram instalados nos alojamentos do *plenum* com *O-rings* novos lubrificados, garantindo vedação à pressão de combustível do sistema.

4.8.11 Instalação da Turbina

A flange de admissão da turbina Auto Avionics A366 que utiliza padrão T4, foi conectada ao coletor de escape sob medida, com junta metálica específica para altas

temperaturas, a qual foi posicionada na interface. A fixação foi realizada com parafusos e porcas autotravantes de aço inoxidável, apertados em sequência cruzada em dois estágios progressivos até o torque final de 35 N·m (26 lb·ft), valor usual para fixadores M8 em flanges padrão T4 (GARRETT MOTION, 2021).

As conexões de óleo de lubrificação foram derivadas a partir da galeria principal, e retorno por gravidade foi conectado ao cárter, ambas instaladas conforme recomendação do fabricante para preservação dos mancais do eixo do rotor (HEYWOOD, 1988; AUTO AVIONICS, 2023).

4.8.12 Instalação da Tampa de Válvulas Santilli

Após a conclusão da montagem e regulagem do sistema de válvulas, procedeu-se à instalação da tampa de válvulas de alumínio fundido da fabricante Santini. Antecedente à instalação da tampa, é essencial que a superfície superior do cabeçote seja limpa conforme o item 4.3.3.

A parte de contato inferior da tampa foi previamente lixada e foi aplicada a cola Car80 em toda sua extensão, substituindo a junta de vedação original. Posteriormente, a tampa foi posicionada sobre o cabeçote de forma cuidadosa, evitando deslocamentos da junta e interferências com os componentes do sistema de válvulas.

Após um intervalo de 30 minutos para cura da cola, os parafusos de fixação foram instalados manualmente e apertados de maneira gradual e cruzada com 4,5 Nm, promovendo a distribuição uniforme da carga de aperto sobre toda a superfície de vedação.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

No presente Capítulo são expostos os resultados obtidos nas etapas de verificação metrológica e montagem dos subconjuntos do motor GM 250S, organizados na mesma sequência lógica da metodologia descrita no Capítulo 4. Para cada subconjunto, são apresentados os valores dimensionais aferidos, confrontados com as tolerâncias especificadas, e discutidas as decisões técnicas decorrentes dos desvios identificados. Os dados apresentados nas tabelas a seguir foram obtidos com instrumentos calibrados e seus valores registrados nas planilhas metrológicas de rastreabilidade durante a execução da montagem.

5.1 Verificação Metrológica e Condicionamento do Bloco

A inspeção preliminar do bloco revelou a necessidade de limpeza profunda por banho químico alcalino, conforme o procedimento descrito no tópico 4.3.2, dado o acúmulo de incrustações carbonáceas nas galerias de óleo e depósitos calcários nos canais de arrefecimento, condição esperada em um componente com histórico de uso veicular prolongado. Após a limpeza, procedeu-se à verificação do empenamento da face de assentamento do cabeçote com régua de precisão e lâminas calibradas. O valor máximo de empenamento encontrado foi de 0,038 mm, considerado dentro do limite de 0,076 mm especificado pelo fabricante (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979) dispensando a necessidade de retífica da face do bloco.

A medição dos diâmetros dos seis cilindros foi realizada com súbito calibrado em quatro posições angulares e três alturas por cilindro, conforme o procedimento descrito no tópico 4.5.1. Os resultados são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 — Resultados da medição dos cilindros do bloco

Cilindro	Diâm. máx. (mm)	Diâm. mín. (mm)	Ovalização (mm)	Conicidade (mm)	Status
1	98,52	98,46	0,006	0,003	Conforme
2	98,55	98,48	0,007	0,004	Conforme
3	98,57	98,49	0,008	0,005	Conforme
4	98,53	98,47	0,006	0,004	Conforme
5	98,56	98,48	0,008	0,004	Conforme
6	98,54	98,47	0,007	0,003	Conforme

Fonte: Dados do próprio Autor, 2026.

Embora a conicidade a ovalização de todos os cilindros tenha se apresentado dentro dos limites de 0,013 mm e de 0,025 mm especificados (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979), os diâmetros medidos indicaram desgaste uniforme em todos os cilindros em relação à cota nominal original de 98,40–98,46 mm. Essa condição, associada à necessidade de compatibilização com os pistões forjados Iapel sobredimensionados em 0,040 polegadas (1,01 mm), definiu o diâmetro de trabalho final dos cilindros após a retífica em $98,43 + 1,01 = 99,44$ mm, assegurando a folga de 0,08 mm indicada para o projeto. O procedimento de retífica e subsequente brunimento com padrão *crosshatch* a 60°, foi realizado por empresa especializada antes da continuidade da montagem, sendo os diâmetros finais conferidos antes da instalação dos pistões para confirmação da folga pistão-cilindro de 0,08 mm especificada para a configuração turbo.

5.2 Verificação Metrológica do Virabrequim

A folga axial do virabrequim, aferida com relógio comparador após o aperto definitivo das tampas de mancal a 108 N·m, resultou em 0,089 mm, dentro da faixa de 0,051 mm a 0,152 mm especificada, confirmando a conformidade do conjunto antes do prosseguimento da montagem (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979).

Os diâmetros dos munhões principais e de biela foram medidos com micrômetro externo calibrado em dois planos perpendiculares e em duas posições axiais por munhão. Os resultados são apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 — Resultados da medição dos munhões do virabrequim.

Munhão	Tipo	Diâm. máx. (mm)	Diâm. mín. (mm)	Ovalização (mm)	Limite adm. (mm)	Status
M1	Principal	57,108	57,089	0,019	0,025	Conforme
M2	Principal	57,105	57,083	0,022	0,025	Conforme
M3	Principal	57,102	57,076	0,026	0,025	Não conforme
M4	Principal	57,107	57,085	0,022	0,025	Conforme
M5	Principal	57,104	57,081	0,023	0,025	Conforme
M6	Principal	57,106	57,082	0,024	0,025	Conforme
M7	Principal	57,099	57,071	0,028	0,025	Não conforme
B1	Biela	50,793	50,769	0,024	0,025	Conforme
B2	Biela	50,796	50,768	0,028	0,025	Não conforme
B3	Biela	50,791	50,764	0,027	0,025	Não conforme
B4	Biela	50,794	50,771	0,023	0,025	Conforme
B5	Biela	50,797	50,770	0,027	0,025	Não conforme
B6	Biela	50,792	50,766	0,026	0,025	Não conforme

Fonte: Dados do próprio Autor, 2026.

Ao término do processo, a ovalização máxima verificada no pior munhão foi de 0,028 mm, valor superior ao limite de 0,025 mm admitido pelo fabricante, portanto, a análise pré-retífica dos munhões evidenciou desgaste irregular nos moentes de biela, com rugosidade superficial incompatível com a formação do filme hidrodinâmico requerida pelas bielas MTR Pro Boost em regime de sobrealimentação sustentada, determinando a necessidade de retífica.

A decisão de retirar 0,030 pol (0,762 mm) do diâmetro de todos os munhões, e não apenas dos moentes de biela, foi adotada com o objetivo de padronizar o grau de undersize de todo o virabrequim a partir do pior munhão identificado, permitindo a

adoção uniforme de bronzinas de *undersize* 0,030" em todos os mancais e simplificando a especificação de reposição em futuras manutenções.

Essa abordagem é tecnicamente consistente com a prática de retífica preventiva em motores de alta performance destinados à operação em elevadas cargas, onde a uniformidade dimensional do eixo contribui para a homogeneidade da distribuição de pressão de óleo entre os mancais (MAHLE GmbH, 2014; NORTON, 2013). As folgas radiais resultantes após a seleção das bronzinas de *undersize* 0,030"

5.3 Folgas Radiais dos Mancais Principais e de Biela

As folgas radiais dos mancais principais foram obtidas de acordo com o item 4.5.4 após o aperto definitivo das tampas a 108 N·m, e confirmadas com micrômetro interno zerado com a medida de cada munhão, conforme descrito no subitem 4.5.4.1. Os resultados são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 — Folgas radiais dos mancais principais e de biela

Mancal	Tipo	Folga medida (mm)	Limite mín. (mm)	Limite máx. (mm)	Status
M1	Principal	0,038	0,013	0,053	Conforme
M2	Principal	0,035	0,013	0,053	Conforme
M3	Principal	0,036	0,013	0,053	Conforme
M4	Principal	0,037	0,013	0,053	Conforme
M5	Principal	0,035	0,013	0,053	Conforme
M6	Principal	0,038	0,013	0,053	Conforme
M7	Principal	0,036	0,013	0,053	Conforme
B1	Biela	0,042	0,018	0,069	Conforme
B2	Biela	0,040	0,018	0,069	Conforme
B3	Biela	0,043	0,018	0,069	Conforme
B4	Biela	0,041	0,018	0,069	Conforme
B5	Biela	0,042	0,018	0,069	Conforme
B6	Biela	0,040	0,018	0,069	Conforme

Fonte: Dados do próprio autor, 2026.

Todos os mancais apresentaram folgas dentro das faixas especificadas, com média de 0,036 mm para os mancais principais e 0,041 mm para os mancais de biela. Esses

valores situam-se na metade superior das faixas admissíveis, condição intencional em motores de alta performance com sobrealimentação, pois folgas ligeiramente maiores favorecem o fluxo de óleo pelo mancal, proporcionando melhor resfriamento da superfície de contato sob as elevadas cargas térmicas e mecânicas características da operação turboalimentada (MAHLE GmbH, 2014; HEYWOOD, 1988). A rotação manual do virabrequim após a instalação completa dos conjuntos pistão-biela confirmou rotação suave e uniforme em todas as posições, sem pontos de resistência, atestando a conformidade dimensional e de montagem do conjunto inferior.

5.4 Preparação e Montagem do Cabeçote

A verificação do empenamento da face de assentamento do cabeçote resultou em valor máximo de 0,051 mm, dentro do limite de 0,076 mm especificado (GENERAL MOTORS CORPORATION, 1979), dispensando a retífica da face. Contudo, a inspeção dos assentos de mola revelou que o diâmetro interno dos alojamentos originais de 38,1 mm era incompatível com o diâmetro externo das molas duplas Crower 68390X3-16, cujo diâmetro externo da mola maior é de 41,3 mm.

Essa incompatibilidade exigiu a ampliação dos alojamentos dos assentos de mola em todos os doze alojamentos do cabeçote, por fresagem utilizando uma ferramenta desenvolvida para assentamento de válvulas do projeto exibida na Figura 14, para o diâmetro de 42,5 mm, com profundidade adequada para acomodar o assento da mola sem redução excessiva da espessura da parede do cabeçote. Esse procedimento constituiu uma adaptação técnica necessária à instalação do kit de trem de válvulas Crower e foi realizado previamente ao assentamento das válvulas.

A verificação da altura instalada das molas, realizada com ferramenta de medição específica conforme descrito no item 4.5.6, resultou nos valores apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 — Alturas instaladas das molas de válvula

Válvula	Posição	Média das medições (mm)	Limite mínimo (mm)	Solução	Status final
1	Admissão	46,13	45,72	Rebaixamento	Conforme
2	Escape	45,72	45,72	N/A	Conforme
3	Admissão	45,14	45,72	Elevação	Conforme

Válvula	Posição	Média das medições (mm)	Limite mínimo (mm)	Solução	Status final
4	Escape	46,84	45,72	Rebaixamento	Conforme
5	Admissão	46,26	45,72	Rebaixamento	Conforme
6	Escape	46,49	45,72	Rebaixamento	Conforme
7	Admissão	45,35	45,72	Elevação	Conforme
8	Escape	46,81	45,72	Rebaixamento	Conforme
9	Admissão	46,62	45,72	Rebaixamento	Conforme
10	Escape	46,20	45,72	Rebaixamento	Conforme
11	Admissão	46,84	45,72	Rebaixamento	Conforme
12	Escape	47,73	45,72	Rebaixamento	Conforme

Fonte: Dados do próprio Autor, 2026.

As válvulas 3 e 7 de admissão apresentaram alturas instaladas inferiores ao limite mínimo de 45,72 mm especificado pela Crower, indicando pré-carga de assentamento insuficiente para garantir o fechamento eficaz em operação de alta rotação com o perfil TCS-7. A solução adotada foi a inserção de arruelas calibradas de 0,2 mm de espessura sob os assentos de mola dessas quatro válvulas, conforme descrito no item 4.5.6, elevando as alturas instaladas para valores conformes ao limite aceitável em nova verificação.

A concentração dos desvios nos cilindros 3 e 7 que representam posições centrais do cabeçote, é consistente com o padrão de desgaste assimétrico por gradiente térmico longitudinal ao longo do cabeçote, mais pronunciado nas posições centrais devido à menor dissipação de calor para as extremidades durante a vida útil do componente (BRUNETTI, 2012).

Já para as válvulas 1,4,5,6,8,9,10,11 e 12, tiveram seus assentos de mola rebaixados com a ferramenta desenvolvida para o projeto, com o intuito de atingir a altura instalada necessária de 45,72 mm.

5.5 Sistema de Comando de Válvulas

As folgas radiais dos mancais do eixo de comando foram verificadas com micrômetro interno zerado com a medida de cada munhão, resultando nos valores da Tabela 11.

Tabela 11 — Folgas radiais dos mancais do eixo de comando

Mancal	Folga medida (mm)	Limite mín. (mm)	Limite máx. (mm)	Status
C1	0,048	0,025	0,076	Conforme
C2	0,051	0,025	0,076	Conforme
C3	0,049	0,025	0,076	Conforme
C4	0,052	0,025	0,076	Conforme

Fonte: Dados do próprio Autor, 2026.

O enquadramento do came pelo método *intake centreline*, descrito no tópico 4.7.5.1, foi realizado com disco de graus instalado no virabrequim e relógio comparador posicionado sobre o tucho da válvula de admissão do cilindro 1. A determinação do PMS pelo método dos dois pontos simétricos à leitura de 1,00 mm abaixo do máximo resultou em identificação precisa do ponto zero do disco de graus.

A primeira leitura do *intake centreline* com a engrenagem regulável na posição nominal indicou valor de 112° DPMS (Depois do Ponto Morto Superior), divergindo em 2° do valor especificado pela Crower (2023) para o perfil TCS-7 de 110° DPMS. O avanço de 2° foi aplicado por meio do ajuste da engrenagem regulável MTR, e a nova verificação confirmou o *intake centreline* de 111° DPMS, valor ideal para a operação do comando dentro da tolerância de $\pm 1^\circ$. Esse ajuste posiciona a curva de enchimento volumétrico na faixa de rotação de maior interesse para a aplicação compatível com o projeto de sobrealimentação adotado.

5.6 Regulagem de Válvulas

A regulagem das doze válvulas foi realizada com motor frio, seguindo a sequência baseada na ordem de ignição 1-5-3-6-2-4 com incrementos de 120° de virabrequim entre cada cilindro, conforme descrito no tópico 4.8.8. Os valores de folga obtidos após o travamento das porcas *sure-lock* são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 — Resultados da regulagem de válvulas (motor frio)

Cilindro	Folga admissão medida (pol)	Especificação a quente (pol)	Folga escape medida (pol)	Especificação a quente (pol)	Status
1	0,020	0,022	0,022	0,024	Conforme

Cilindro	Folga admissão medida (pol)	Especificação a quente (pol)	Folga escape medida (pol)	Especificação a quente (pol)	Status
2	0,020	0,022	0,022	0,024	Conforme
3	0,020	0,022	0,022	0,024	Conforme
4	0,020	0,022	0,022	0,024	Conforme
5	0,020	0,022	0,022	0,024	Conforme
6	0,020	0,022	0,022	0,024	Conforme

Fonte: Dados do próprio Autor, 2026.

Todas as válvulas foram reguladas com exatidão a valores ligeiramente menores aos especificados pela Crower para o perfil TCS-7 para tuchos mecânicos à quente. A conformidade de todas as leituras sem necessidade de reajuste indica que o procedimento de instalação das molas, o assentamento correto dos tuchos nos alojamentos e o alinhamento das varetas nos encaixes foram executados sem desvios que comprometessem a geometria do trem de válvulas. A verificação da rotação livre de todos os tuchos nos alojamentos do bloco, confirmada antes da instalação das varetas, contribuiu para esse resultado, assegurando que o contato entre o tucho e o came ocorra com a geometria projetada ao longo de toda a circunferência de elevação.

5.7 Razão Volumétrica de Compressão

Após as modificações realizadas e documentadas no presente trabalho, foi possível obter a RVC final a partir dos parâmetros mencionados no item 3.3.3, a RVC obtida de 10,5:1 situa-se dentro de uma faixa adequada para aplicação sobrealimentada com etanol hidratado combustível, equilibrando o ganho de eficiência termodinâmica proporcionado por compressões mais elevadas com a margem de segurança necessária contra a detonação sob pressões de sobrealimentação, considerando a elevada resistência à autoignição conferida pelo alto índice de octanagem e pelo efeito de resfriamento da carga promovido pela vaporização do etanol (HEYWOOD, 1988; TURNS, 2012).

5.8 Torque de aperto

A correta especificação e aplicação dos torques de aperto dos fixadores estruturais é um dos fatores mais determinantes para a integridade mecânica de um motor de alta performance. Neste projeto, todos os parafusos estruturais de alta responsabilidade foram

substituídos por fixadores ARP, fabricados em aço-liga de alta resistência e dimensionados especificamente para cada aplicação na plataforma GM 250S. A Tabela 13 consolida os valores de torque final especificados pelo fabricante para cada kit utilizado, aplicados com lubrificante ARP Ultra-Torque conforme recomendação expressa da ARP (2023), condição indispensável para a validade dos valores de torque indicados.

Tabela 13 — Torque de aperto para fixadores de alta responsabilidade

Kit ARP	Aplicação	Torque final (lb·ft)	Torque final (N·m)
ARP 132-4001	Parafusos do cabeçote	110 lb·ft	149 N·m
ARP 132-5401	Parafusos dos mancais principais	80 lb·ft	108 N·m
ARP 8740 (7/16")	Parafusos de biela — MTR Pro Boost	68 lb·ft	93 N·m
ARP 200-2802	Parafusos do volante	85 lb·ft	115 N·m

Fonte: ARP — Automotive Racing Products, 2023.

5.9 Considerações Finais

De forma integrada, os resultados obtidos nas verificações metrológicas e nos procedimentos de montagem demonstram que o conjunto montado atende a todas as especificações dimensionais e de montagem definidas na metodologia, com as decisões técnicas intermediárias como retífica de cilindros, ampliação dos alojamentos de assentos de mola, inserção de arruelas calibradas nas válvulas 3 e 7, e avanço de 4° no grau do comando, forma devidamente fundamentadas nos desvios identificados e documentadas para rastreabilidade e consultas futuras. A figura 44, exibe o motor montado, o qual se encontra, em condição dimensional e construtiva compatível com o futuro cenário de operação.

Figura 44 – Motor montado.



Fonte: Dados do próprio Autor, 2026.

6 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de uma metodologia formal de montagem para o motor GM 250S em configuração sobrealimentada com etanol, destinada à futura operação em elevadas cargas para suporte a atividades de pesquisa e ensino no âmbito do Departamento de Engenharia Mecânica do CEFET-MG. A análise dos procedimentos desenvolvidos e dos resultados obtidos ao longo das etapas de montagem permite afirmar que os objetivos definidos foram plenamente alcançados.

A metodologia de montagem desenvolvida percorreu sistematicamente todas as etapas do processo, desde a limpeza química dos componentes e a verificação metrológica das folgas dimensionais, passando pela montagem sequencial dos conjuntos inferior e superior com os respectivos torques e critérios de aceitação, até os procedimentos de verificação pós-montagem e regulagem do trem de válvulas. A adoção de instrumentos calibrados, validações metrológicas e a fundamentação de cada procedimento em manuais técnicos OEM e literatura científica especializada conferiram ao trabalho o rigor técnico exigido por uma metodologia de uso acadêmico e científico.

O trabalho apresenta como principal limitação o fato de que os resultados aqui documentados se referem à montagem e às inspeções metrológicas, sem a realização dos ensaios de caracterização em dinamômetro que validariam experimentalmente os parâmetros de desempenho projetados. Essa limitação não compromete a validade da metodologia desenvolvida, mas aponta para o desdobramento natural da pesquisa iniciada, a execução dos ensaios em bancada viabilizará o protótipo como uma plataforma experimental.

A contribuição central deste trabalho reside, portanto, não apenas na montagem de um motor de alta performance, mas na documentação rigorosa de um processo que anteriormente dependia de conhecimento tácito e experiência individual dos mecânicos. Ao formalizar essa metodologia em linguagem técnico-científica, fundamentada em normas e literatura especializada, o trabalho cria um protocolo replicável que poderá ser empregado em futuras montagens, utilizado como referência para trabalhos de pesquisa subsequentes, consolidando o protótipo como um instrumento legítimo de investigação científica no campo da engenharia mecânica aplicada.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A metodologia de montagem desenvolvida neste trabalho estabelece uma base técnica documentada para a montagem do motor GM 250S modificado e sobrealimentado para operação em elevadas cargas, abrindo um conjunto de possibilidades de investigação que não foram contempladas no escopo presente e que representam desdobramentos naturais da pesquisa iniciada.

A primeira sugestão consiste na realização de ensaios de caracterização completa do motor em dinamômetro hidráulico, com levantamento das curvas de potência e torque em função da rotação para diferentes pressões positivas e diferentes avanços de ignição, utilizando etanol hidratado como combustível. Esses ensaios permitiriam validar experimentalmente os parâmetros de calibração eletrônica adotados, quantificar o ganho de potência obtido em relação à configuração original do motor GM 250S e fornecer dados de consumo específico de combustível que enriqueceriam a análise termodinâmica do ciclo real.

Uma segunda linha de investigação relevante é o estudo de durabilidade do conjunto montado em regime de carga sustentada, por meio de protocolos de ensaio de longa duração com monitoramento contínuo de temperatura de óleo, temperatura de água, temperatura dos gases de escape (EGT) e pressão de óleo.

Por fim, sugere-se a modelagem computacional do ciclo termodinâmico do motor GM 250S nas condições de preparação documentadas neste trabalho constitui uma terceira sugestão de relevância acadêmica. A utilização de softwares de simulação de motores como GT-Power ou Ricardo WAVE, permitiria prever o comportamento do motor em diferentes condições de carga positiva, avanço de ignição e temperatura de admissão, possibilitando a otimização virtual dos parâmetros de calibração antes da execução experimental e reduzindo o tempo e o custo dos ensaios em dinamômetro.

8 REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. **Comercialização de combustíveis automotivos** — ano-base 2024. Rio de Janeiro: ANP, 2024. Disponível em: <https://www.gov.br/anp>. Acesso em: jun. 2026.

ARP — AUTOMOTIVE RACING PRODUCTS. **Fastener installation guide: torque vs. clamp load, lubrication and thread preparation**. Ventura: ARP, 2023. Disponível em: <https://www.arp-bolts.com/tech-info>. Acesso em: maio 2024.

ANDERSON, John W. et al. **Effects of oxygenated fuels on engine performance and emissions**. SAE Technical Paper 961970. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1996.

AUTO AVIONICS. Turbina A366 — **instruções de instalação e manutenção**. [S.l.]: Auto Avionics, 2023. Disponível em: <https://www.autoavionics.com.br>. Acesso em: maio 2024.

AUTOENTUSIASTAS. **Motor GM 250 S: história e especificações técnicas**. Autoentusiastas, [S.l.], 2019. Disponível em: <https://www.autoentusiastas.com.br>. Acesso em: maio 2024.

BHUSHAN, Bharat. **Introduction to tribology**. New York: Wiley, 2002.

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

BOSCH, Robert. **Manual de tecnologia automotiva**. 25. ed. São Paulo: Blucher, 2005.

BOSCH, Robert. **Gasoline engine management: systems and components**. 4. ed. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2018.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Blucher, 2012. 2 v.

CROWER CAMS & EQUIPMENT CO. **Camshaft installation instructions — TCS-7 profile for Chevrolet inline-6 engines**. San Diego: Crower, 2023. Disponível em: <https://www.crower.com>. Acesso em: maio 2024.

GARAGE OPALA E ANTIGOS. **Montagem Bloco Motor 6CC do Opala: bronzina de mancal e folga axial do virabrequim**. [S.l.]: YouTube, 2020. 1 vídeo (15min 50s). Disponível em: https://www.youtube.com/watch?v=k8D2socZ__4. Acesso em: 3 jun. 2026.

GARAGE OPALA E ANTIGOS. **Motor 6CC do Opala: montagem anéis pistão, bronzina de biela e comando**. [S.l.]: YouTube, 2020. 1 vídeo (9min 48s). Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=1Kmcfp16yzg>. Acesso em: 1 jun. 2026.

GARRETT MOTION. **Turbocharger installation guide**. [S.l.]: Garrett Motion, 2021. Disponível em: <https://www.garrettmotion.com>. Acesso em: maio 2024.

GENERAL MOTORS CORPORATION. **Chevrolet 250 six engine assembly manual**. Detroit: GM Service Technology Group, 1979.

GENERAL MOTORS CORPORATION. **Torque specifications handbook — 1969–1985 passenger cars and light trucks**. Detroit: GM Technical Services, 1985.

GENERAL MOTORS DO BRASIL. **Manual de serviço Chevrolet — motores 250 e 153**. São Caetano do Sul: GM do Brasil, 1980.

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

HOOKEE HEADERS. **Exhaust header installation instructions**. [S.l.]: Hooker Headers, 2020. Disponível em: <https://www.holley.com/brands/hooker>. Acesso em: maio 2024.

MAHLE GmbH (org.). **Pistões e motores de combustão interna**. São Paulo: Blucher, 2014.

MAHLE ENGINE COMPONENTS. **Iapel forged piston MA14430.060 — installation instructions**. [S.l.]: Mahle, 2023. Disponível em: <https://www.mahle.com>. Acesso em: maio 2024.

MELLING ENGINE PARTS. **Oil pumps — installation guide and technical recommendations: M-62HV**. Jackson: Melling Tool Company, 2023. Disponível em: <https://melling.com>. Acesso em: maio 2024.

MIOZZO, Luciano. **Motor de Opala: acompanhe a instalação dos tuchos, varetas e balanceiros pelo método G34**. [S.l.]: YouTube, 2021. 1 vídeo (3min 48s). Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=zdvwAAgoMuQ>. Acesso em: 20 maio. 2026.

MIRANDA, E. F. **Motor GM151 e GM250 Opala 4 cil. e 6 cil.: manual do mecânico**. [S.l.: s.n.], 2002.

MTR BRASIL. **Conjunto roda fônica, cubo e polia damper — referência 05CPDO: instruções de instalação**. São Paulo: MTR Brasil, 2023. Disponível em: <https://www.mtrbrasil.com.br>. Acesso em: maio 2024.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

RIDEWILL. **Conjunto de fresa de sede de válvula de 14 peças** — código BGS68346. Disponível em: <https://www.ridewill.com/p/pt/bgs-fbgs68346-conjunto-de-fresa-de-sede-de-valvula-de-14-peas-codigo-bgs68346/165543/>. Acesso em: 17 jun. 2026.

OPALAÍCONE. **Especificações técnicas do motor GM 250 S**. Opala Ícone, [S.l.], 2018. Disponível em: <https://www.opalaicone.com.br>. Acesso em: maio 2024.

SANTILLI. **Coletor de admissão plenum 8 bicos — manual de instalação**. [S.l.]: Santilli, 2023. Disponível em: <https://www.santilli.com.br>. Acesso em: maio 2024.

SCORPION RACING PRODUCTS. **What is the best way to adjust my lifters?** **Scorpion Racing Products**, [S.l.], 2021. Disponível em: <https://scorpionracingproducts.com>. Acesso em: maio 2024.

SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SMITH, Philip H. **The design and tuning of competition engines**. 6. ed. Cambridge: Robert Bentley, 2001.

STONE, Richard. **Introduction to internal combustion engines**. 4. ed. London: Palgrave Macmillan, 2012.

URNS, Stephen R. **An introduction to combustion: concepts and applications**. 3. ed. New York: McGraw-Hill, 2012.

VIZARD, David. **How to build horsepower**. Carrollton: S-A Design, 2010. 2 v.

WATSON, N.; JANOTA, M. S. **Turbocharging the internal combustion engine**. London: Macmillan, 1982

W.O.T. PREPARAÇÕES / ARTHUR LIMA. **Opala: como montar o motor 6 cilindros — Parte 1.** [S.l.]: YouTube, 2021. 1 vídeo (15min 13s). Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=njHaH7wBlis>. Acesso em: 1 jun. 2026.