Marinha do Brasil

Centro de Instrução Almirante Graça Aranha

Curso de Aperfeiçoamento Para Oficiais de Máquinas

Marcos Alexandre Sanson de Resende Filho

ANÁLISE DO CONTROLE ELETRÔNICO DO MOTOR DE COMBUSTÃO PRINCIPAL DE DOIS TEMPOS A BORDO DOS NAVIOS MERCANTES

Rio de Janeiro, 2012

Marcos Alexandre Sanson de Resende Filho

Análise do Controle Eletrônico do Motor de Combustão Principal de Dois Tempos a Bordo dos Navios Mercantes

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Aperfeiçoamento para Oficiais de Máquinas, na modalidade de Formação para Oficial Superior de Máquinas, como requisito parcial para atender a Regra III/2 da Convenção STCW.

Prof. Alexandre Silva de Lima, D.Sc.

Rio de Janeiro, 2012

Marcos Alexandre Sanson de Resende Filho

Análise do Controle Eletrônico do Motor de Combustão Principal de Dois Tempos a Bordo dos Navios Mercantes

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Aperfeiçoamento para Oficiais de Máquinas, na modalidade de Formação para Oficial Superior de Máquinas, como requisito parcial para atender a Regra III/2 da Convenção STCW.

Prof. Alexandre Silva de Lima, D.Sc.

Aprovada pelos membros da banca examinadora em ___/___/___, com menção ___ (_____)

Banca Examinadora

_____

_____

Rio de Janeiro, 2012

Dedico em especial este trabalho a minha esposa Priscila, que abdicou-se de seu lazer para manter-se ao meu lado, incentivando-me a todo momento. Além disso, esta valorosa mulher aguiu-me de determinação, força e garra para a realização e a conquista dessa valiosa pesquisa.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais e mestres que participaram efetivamente no que tange a minha formação acadêmica, tendo como base o caráter, a humildade e a honestidade. Deixo meus reconhecimentos também, ao Professor Alexandre que dedicou-se com muito afinco a este trabalho, renunciando muitas vezes de seu precioso tempo.

EPÍGRAFE

“Sonhe como se fosse viver para sempre, viva como se fosse morrer amanhã.”

James Dean

RESUMO

O presente trabalho trata como tema central, analisar o controle eletrônico do motor de combustão principal de dois tempos a bordo dos navios mercantes e os motivos de sua utilização nessas embarcações. Desta forma, a pesquisa apresenta o histórico da evolução dos motores de combustão interna, de modo a demonstrar as evoluções destes motores. Além disso, o trabalho define os principais termos técnicos inerentes aos motores de combustão interna, de modo a descrever o motor de dois tempos e de quatro tempos. Outrossim, o trabalho em questão distingue o motor de combustão principal de dois tempos mecânico do motor de dois tempos eletrônico, de modo a destacar suas principais vantagens em relação aos motores convencionais. Assim, a pesquisa empregou procedimento bibliográfico baseado em importantes ícones da discussão do setor de motores de dois tempos de grande porte, dos quais o principal foi o fabricante de motores marítimos MAN B&W, além da MARINHA DO BRASIL e manuais técnicos diversos. Os resultados mostram que o emprego dos motores eletrônicos para propulsão de embarcações mercantes é promissor e já lidera o setor dos motores para este fim.

Palavras-Chave: Histórico dos Motores; Motores de Combustão Interna; Motores Mecânico e Eletrônico de Dois Tempos.

ABSTRACT

The present work treats as central theme, to analyze the electronic control of the two stroke main engine on board of the merchant ships and the reasons of its use in those embarkations. This way, the research presents the report of the evolution of the internal combustion engines, in way to demonstrate the evolutions of these engines. Besides, the work defines the main inherent technical terms to the internal combustion engines, in way to describe the two stroke engine and the four stroke engine. Likewise, the work in subject distinguishes the mechanical two stroke main engine of the eletronic two stroke main engine, in way to detach their main advantages in relation to the conventional engines. Like this, the research used bibliographical procedure based on important icons of the discussion of the section of the two estroke engines of great load, of which the main was the manufacturer of marine engines MAN B&W, besides the NAVY OF BRAZIL and several technical manuals. The results show that the job of the engines electronic for propulsion of merchant embarkations is promising and it already leads the section of the engines for this end.

Word-key: Historical of the Engines; Internal Combustion Engines; The Two Stroke Mechanical and Eletronic Engines.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURAS

Figura 1 - *The Delta Queen Docked at Mud Island, Memphis, Tennessee em May 2003* 15
Figura 2 - Máquina Térmica 19
Figura 3 - Máquina a Vapor 20
Figura 4 - Representações do Ponto Morto Inferior e do Ponto Morto Superior 22
Figura 5 - Esquema da Força Tangencial FBy Aplicada a uma Distância R do Ponto P0 (Centro do Eixo da Manivela) 27
Figura 6 - Bloco do Motor de Combustão Interna em Linha 31
Figura 7 - Motor de Combustão Interna V8 com 8 Cilindros Dispostos em Duas Bancadas de 4 Cilindros 31
Figura 8 - Motor de Combustão Interna Radial de 9 Cilindros Construído pela Rotec Ingeniería PTY LTD na Austrália 32
Figura 9 - Motor de Pistões Opostos 32
Figura 10 - Motor de Cilindros Opostos (*Boxer*) Subaru 33
Figura 11 - Camisa do Motor de Dois Tempos 36
Figura 12 - Lavagem no Motor de Dois Tempos 37
Figura 13 - Exaustão pelas Janelas de Descarga 37
Figura 14 - Compressão 38
Figura 15 - Combustão, Expansão e Exaustão 39
Figura 16 - Exaustão 39
Figura 17 - Motor de Combustão Interna Quatro Tempos Ciclo Otto 40
Figura 18 - Admissão de Ar Durante o Primeiro Curso do Motor Diesel 42
Figura 19 - Injeção de Combustível pelo Bico Injetor ao Final do Segundo Curso 43
Figura 20 - Eixo de Cames Acionado por Corrente 45
Figura 21 - Eixo de Cames Acionado por Engrenagens 46
Figura 22 - Eixo de Cames com Acionamento da Válvula de Exaustão e da Bomba Injetora 46
Figura 23 - Diagrama do Sistema de Óleo Combustível do Motor MAN B&W ME-C 48

Figura 24 - Diagrama de Redes de Admissão e de Dreno de Óleo Combustível do Motor MAN B&W 48
Figura 25 - Bomba Injetora de Óleo Combustível Sem Comando Próprio 49
Figura 26 - Bomba Injetora de Óleo Combustível Sem Comando Próprio 50
Figura 27 - Bomba Injetora de Óleo Combustível Sem Comando Próprio 51
Figura 28 - Bomba Injetora de Óleo Combustível Sem Comando Próprio 52
Figura 29 - *Plunger* com 2 Rasgos Helicoidais 52
Figura 30 - Bomba Injetora de Óleo Combustível Sem Comando Próprio com Válvula de Sucção e de Retorno Acionadas por Varetas 53
Figura 31 - Regulador de Velocidade com Controle de Débito de Vapor para a Máquina a Vapor 54
Figura 32 - Regulador Mecânico Bosch RSV 55
Figura 33 - Regulador Mecânico 56
Figura 34 - Regulador Hidráulico 57
Figura 35 - Válvula de Exaustão Acionada por Balancim 58
Figura 36 - Válvula de Exaustão com Acionamento Hidráulico/Pneumático 59
Figura 37 - Unidade de Suprimento Hidráulico (HPS) 62
Figura 38 - *Pick-Ups* 63
Figura 39 - Unidade Hidráulica do Cilindro (HCU) 63
Figura 40 - Unidades de Controle dos Cilindros (CCU's) 64
Figura 41 - Bombas Hidráulicas Acionadas por Engrenagens 65
Figura 42 - Bombas Hidráulicas Acionadas por Corrente 65
Figura 43 - Sistema da Válvula de Exaustão 66
Figura 44 - *Tacho System* 67
Figura 45 - Unidade Hidráulica do Cilindro (HCU) 67
Figura 46 - MPC 68
Figura 47 - MPC 68
Figura 48 - Unidade de Controle do Cilindro (CCU) 69
Figura 49 - Rede de Controle 71
Figura 50 - Sistema Eletrônico do Motor 72
Figura 51 - Comparação dos Modos de Funcionamento *Economy Mode* e *Emission Mode* 74

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO 12

2. APRESENTAÇÃO DO TRABALHO 13
2.1 Estudo da Arte 13
2.2 Objetivos 13
2.2.1 Objetivo Geral 13
2.2.2 Objetivos Específicos 13
2.3 Justificativa 14

3. HISTÓRICO DA EVOLUÇÃO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA 15
3.1 Princípios Básicos 19
3.2 Definições Técnicas 22
3.3 Classificação dos Motores de Combustão Interna 30

4. MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA 34
4.1 Motor de Combustão Interna de Dois Tempos 35
4.2 Motor de Combustão Interna de Quatro Tempos 40
4.3 Motor de Combustão Interna de Quatro Tempos Ciclo Diesel 41
4.4 Instalações Propulsoras Marítimas 43

5. SISTEMA MECÂNICO MOTOR DE DOIS TEMPOS 45
5.1 Eixo de Cames 45
5.2 Sistema de Óleo Combustível Mecânico 47
5.2.1 Componentes do Sistema de Óleo Combustível 47
5.2.2 Bomba Injetora 49
5.2.3 Descrição da Bomba Injetora Sem Comando Próprio 50
5.2.4 Regulador de Velocidade 54
5.2.4.1 Regulador Mecânico 55
5.2.4.2 Regulador Hidráulico 57
5.3 Sistema de Válvulas de Exaustão 58

6. SISTEMA ELETRÔNICO MOTOR DE DOIS TEMPOS 61
6.1 Composição Básica do Motor Eletrônico 62
6.2 Descrição do Sistema Eletrônico 69
6.3 Modos do Regulador e Modos de Funcionamento do Motor 73

CONCLUSÃO 76

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANEXOS

1. INTRODUÇÃO

O presente trabalho empregou procedimento bibliográfico qualitativo baseado em importantes ícones do desenvolvimento de motores de dois tempos de grande porte, dos quais o principal foi o fabricante de motores marítimos MAN B&W, além da MARINHA DO BRASIL e manuais técnicos diversos.

Para tanto, a pesquisa busca estudar e analisar a importância do emprego do controle eletrônico no motor de combustão principal de dois tempos a bordo de navios mercantes, seja no que concerne à operacionalidade deste motor, seja nas vantagens no que diz respeito à redução de emissão de gases poluentes para a atmosfera.

O primeiro capítulo trata-se da introdução, onde tem-se uma breve apresentação dos capítulos que compõem o trabalho.

Então, o segundo capítulo delimita o tema da pesquisa, determinam os objetivos geral e específicos e traz a justificativa para o trabalho em questão.

Desta forma, o terceiro capítulo discorrerá sobre o histórico dos motores de combustão interna, objetivando demonstrar as evoluções destes motores, apresentar os princípios básicos, as definições técnicas e a classificação destes motores.

Já o quarto capítulo reserva-se a descrever os motores de combustão interna de dois tempos e de quatro tempos, identificando alguns fatores que os fabricantes de motores marítimos estabelecem para o desenvolvimento dos motores.

No quinto capítulo há a descrição dos principais sistemas mecânicos de injeção e válvula de exaustão dos motores de dois tempos mecânicos, destacando o funcionamento dos reguladores mecânico e hidráulico.

Finalizando o trabalho, o sexto e último capítulo da pesquisa destina-se a descrever o sistema eletrônico do motor de dois tempos eletrônico, de modo a apresentar suas principais vantagens em relação aos motores convencionais empregados em embarcações mercantes.

2. APRESENTAÇÃO DO TRABALHO

2.1 Estudo da Arte

Este trabalho visa analisar quais os principais benefícios proporcionados pelo controle eletrônico no motor de combustão principal de dois tempos a bordo de navios mercantes, além de demonstrar sua importância no que refere-se à preservação ambiental para a redução de gases poluentes para a atmosfera, exigida por diversas regras internacionais, podendo-se citar o Anexo VI da Convenção MARPOL[1], que trata da emissão de gases poluentes para atmosfera, da qual o Brasil por ser um país membro da IMO (*International Maritime Organization*) e signatário desta convenção, torna-se obrigado a cumpri-la.

2.2 Objetivos

2.2.1 Objetivo Geral

A pesquisa busca estudar e analisar a importância do emprego do controle eletrônico no motor de combustão principal de dois tempos a bordo de navios mercantes, seja no que concerne à operacionalidade para este motor, seja nas vantagens no que diz respeito à redução de emissão de gases poluentes para a atmosfera.

2.2.2 Objetivos Específicos

A apresentação desse estudo está dividida em:

I) Apresentar o histórico da evolução dos motores;

[1] *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships* 1973/1978, importante Convenção Internacional para a Prevenção da Poluição por Navios 1973, e Protocolo de 1978 que a modificou, na qual as Partes da Convenção comprometem-se a cumprir o disposto na presente Convenção e nos seus Anexos, que estão obrigados a cumprir, para impedir a poluição do meio ambiente marinho através da descarga de substâncias nocivas ou de efluentes contendo tais substâncias, contrariando a Convenção.

II) Definir o motor de combustão interna;

III) Descrever o motor de combustão principal de dois tempos e de quatro tempos;

IV) Distinguir o motor de combustão principal de dois tempos mecânico do motor de dois tempos eletrônico; e,

V) Avaliar as vantagens advindas do emprego do controle eletrônico em motor de dois tempos.

2.3 Justificativa

O principal motivo da escolha do tema deste trabalho refere-se a determinar as vantagens operacionais e ambientais proporcionadas pelo emprego do controle eletrônico em motores de dois tempos a bordo de navios mercantes, uma vez que, nota-se escassez de trabalhos relacionados ao assunto.

Num segundo momento, a pesquisa em questão contribuirá para esclarecer de que consiste um sistema eletrônico utilizado em motores de dois tempos a bordo de embarcações de grande porte.

3. HISTÓRICO DA EVOLUÇÃO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Embora iniciada nos tempos modernos, a Revolução Industrial difundiu-se no período contemporâneo e foi divida da seguinte forma:

I) 1ª Revolução Industrial: ocorrida no período compreendido entre 1760 a 1850, com maior influência na Inglaterra e cujos principais aperfeiçoamentos foram no ramo de tecelagem, tendo também a introdução da força a vapor.

Para tanto, no que diz respeito aos transportes marítimos, os aperfeiçoamentos gerados pelo período em questão foram fundamentais à navegação que utilizava força a vapor, sendo então, precursores em transportar passageiros nos rios dos Estados Unidos.

Tais embarcações eram movidas utilizando-se da força do vapor para movimentar imensas rodas equipadas com pás, como no caso do navio Delta Queen, de 1826, conforme figura 1.

Figura 1. *The Delta Queen Docked at Mud Island, Memphis, Tennessee in May 2003*. Fonte: Disponível em: <http://pt.wikibooks.org/wiki/Ficheiro:DeltaQueen.jpg>. Acesso em: 19 de Janeiro de 2012.

Porém, em 1843, o britânico Isambard Kingdom Brunel desenvolveu o *Great Britain*, constituído por um imenso casco de ferro e propulsor a hélice, proporcionando maior segurança e transporte de mais carga, além de atingir maior velocidade.

II) 2ª Revolução Industrial: presente no período de 1850 a 1900, espalhando-se pela Europa (Bélgica, França, Alemanha, Itália e, no final do século, Rússia), América (Estados Unidos) e Ásia (Japão, a partir de 1868). Para este segundo momento da história, há o surgimento de novas formas de energia elétrica (a hidrelétrica) e novos derivados do petróleo (a gasolina, sendo utilizada posteriormente pelos motores a combustão). Além disso, este período caracterizou-se pelo grande desenvolvimento do transporte marítimo e terrestre, respectivamente, barcos e locomotivas a vapor.

III) 3ª Revolução Industrial: considerada de 1900 até os tempos atuais, expandindo-se por todo o mundo. Esta fase caracterizou-se pelo aperfeiçoamento dos inventos, havendo relevantes avanços do processo evolutivo, marcada por novas técnicas industriais e energéticas, além da expansão dos meios de comunicação.

Nota-se, que a Revolução Industrial, constituída pelas três fases anteriormente descritas, caracterizou-se por importantes e diversos desenvolvimentos no setor industrial químico, elétrico, de petróleo e de aço, que permitiu outros progressos essenciais nesse período como a introdução de navios de aço movidos a vapor, que mais tarde seriam substituídos pelos motores de combustão interna.

Deste modo, no ano de 1662, Robert Boyle publicou um trabalho chamado *The Spring and Weight of the Air*, onde constam diversos experimentos em que Boyle afere o volume dos gases em função da pressão exercida sobre estes, em diferentes temperaturas. Tais experimentos demonstram que o volume do gás é inversamente proporcional à pressão aplicada sobre este.

Não obstante, Boyle observou que a uma mesma temperatura, o produto pressão volume (pV) é constante, isto é, uma alteração na pressão provoca tal alteração no volume de maneira que o produto pV continue constante. Tal fato, posteriormente favoreceria a criação de motores a combustão interna.

No ano de 1680, o matemático, físico e astrônomo holandês Christian Huygens propôs um motor cujo combustível era a pólvora e funcionava com cilindro e pistão. Já em 1687, Papin, baseado nos fundamentos de Boyle (1662), projetou a primeira máquina a vapor, onde sugeria ser constituída por um cilindro e um pistão.

No entanto, em 1712 Newcomen reconstruiu sua máquina a vapor, sendo o pioneiro a utilizar um sistema com um pistão e um êmbolo.

Em 1738, Bernoulli publicou o livro *Hidrodinâmica*, um tratado acerca de fluidos que deu origem à Teoria Cinética dos Gases.

Baseado na máquina a vapor de Newcomen, no ano de 1765, James Watt desenvolveu uma máquina a vapor mais eficiente e econômica, onde adaptou um sistema de resfriamento dos cilindros, constituído por um condensador externo. Assim, a caldeira era o reservatório quente, e, o condensador, o reservatório frio.

Neste mesmo século, Laplace e Lavoisier, em 1783 obtêm a definição de calor específico, onde na ocasião origina-se o conceito de que o calor era uma forma de energia.

Quando então, em 1794, o inglês Robert Street obteve a patente de um motor de combustão interna que consistia em dois cilindros horizontais, composto por um cilindro bomba destinado a produzir a energia utilizada para a movimentação do cilindro de potência.

Trinta anos após, Carnot fornece a primeira abordagem racional da relação entre calor e trabalho, onde acabou por publicar seus estudos denominados por *Reflexões sobre a Potência Motriz do Fogo*, considerado como um importante marco teórico da termodinâmica devido à genialidade de Carnot, uma vez que ele imaginou uma máquina teórica, livre de toda imperfeição, e que deveria ter, portanto, a máxima eficiência possível.

Desta forma, Carnot, França, neste ano de 1824, trouxe através de seus estudos a teoria fundamental do motor de dois tempos, enquanto a patente pelo primeiro motor à combustão interna foi desenvolvida por Samuel Morey, Estados Unidos, 1826.

Porém, em 1834 Clapeyron traz uma visão analítica e gráfica aos resultados obtidos por Carnot, o que culminou na publicação do trabalho *Memórias sobre a Potência Motriz do Calor*.

Para o período compreendido entre 1842 a 1844, segundo Mayer, calor tratava-se de uma manifestação da energia, da mesma forma que o trabalho, de modo que havia relação entre eles. Assim, em torno de 1845, o físico Joule determinou experimentalmente o valor do equivalente mecânico do calor, onde se estabeleceu que 1 cal corresponde a 4,154 J.

Dando prosseguimento ao fato, Helmholtz em 1847, surge com o que seria a Primeira Lei da Termodinâmica, onde se demonstra que a energia não pode ser criada ou perdida, apenas transformada, ou seja, princípio da conservação da energia.

Porém, no ano de 1860, o engenheiro belga Lenoir propôs e construiu o primeiro motor de combustão interna utilizando a mistura gás de carvão e ar no ciclo motor, o qual denominou de *Máquina de Gás de Lenoir*. Após ter patenteado este motor, Lenoir desenvolveu o primeiro motor de aplicação prática e que era alimentado por gás de

iluminação e a ignição tinha origem em uma bateria elétrica, empregado principalmente para equipar tornos mecânicos e máquinas de impressão.

Não obstante, três anos mais tarde, em 1863, o engenheiro criou um triciclo motorizado em que o motor funcionava com gás de hulha ou óleo leve, proveniente de xistos ou alcatrões, vaporizado em um carburador bem primitivo.

Em 1865, Clausius forneceu a primeira formulação matemática para o conceito de entropia, que para um ciclo reversível qualquer, introduziu essa nova função de estado, onde o termo entropia de origem da palavra grega *entropé,* expressa o significado de mudança, volta ou transformação.

Clausius verificou que ao se considerar uma transformação num sistema isolado, cujo único resultado final seja transferir energia sob a forma de calor de um corpo, a uma dada temperatura, para outro corpo, a temperatura superior, é impossível. Tal fato contrariou a Segunda Lei da Termodinâmica, uma vez que estabeleceu limitações na possibilidade de transformar energia em outra qualquer.

Para tanto, segundo o físico Lord Kelvin: *Não existe processo natural cujo único resultado seja resfriar um reservatório de calor e realizar trabalho externo*. Assim, descobriu-se que seria impossível transformar toda energia térmica em trabalho útil.

Diante de tantos avanços matemáticos e tecnológicos da época, o ano de 1867 apresenta o primeiro motor atmosférico desenvolvido por Nicolaus Otto, que juntamente com Gottlieb Daimler e Wilhelm Maybach, desenvolveram o primeiro motor quatro tempos.

Finalizando a história dos motores de combustão interna, por volta de 1895, Rudolf Diesel desenvolveu um motor a combustão interna com ignição a compressão, denominado Ciclo Diesel. Em contrapartida, o motor de Diesel não atingia rotações elevadas, que de modo a solucionar tal problema, criou-se a bomba injetora de óleo combustível, instalaram-se sistemas de múltiplas engrenagens, além de outros acessórios controladores para que a pressão de liberação de óleo combustível atuasse precisamente na passagem do pistão no ângulo de máxima compressão.

Desta forma, Rudolf Diesel em 1897 registra a patente do motor diesel, desenvolvido para trabalhar com óleo de origem vegetal, cujo motor apresentava-se mais econômico e de grande aceitação em matéria de motores marítimos e estacionários.

3.1 Princípios Básicos

Para um entendimento adequado de motores de combustão interna, faz-se necessário recorrer a alguns conceitos importantes relacionados às máquinas térmicas, além de ser de grande relevância considerações sobre os princípios de seu funcionamento e os termos técnicos relativos a esses tipos de motores.

Nesse sentido, denomina-se por máquina térmica um dispositivo capaz de operar ciclicamente a fim de converter a maior quantidade possível do calor que recebe em trabalho, ou seja, considera-se toda máquina capaz de transformar energia térmica em trabalho mecânico.

Segundo o postulado de Lord Kelvin, não é possível transformar toda a energia sob a forma de calor extraída de uma única fonte em trabalho, pois a fração de energia sob a forma de calor que não é utilizada para realizar trabalho é transferida para outra fonte a uma temperatura inferior. O princípio de funcionamento de uma máquina térmica pode ser esquematizado pela figura 2.

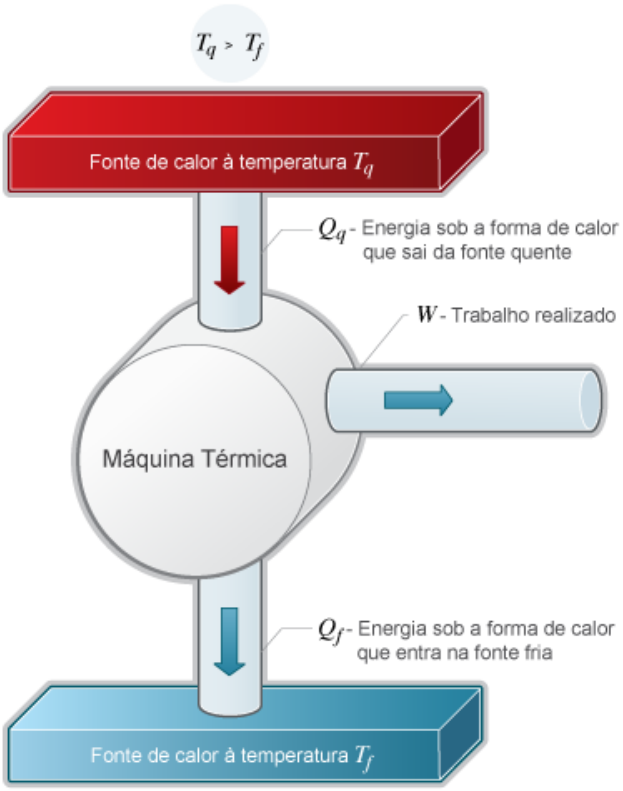


Figura 2. Máquina Térmica. Fonte: Disponível em: <http://www.e-escola.pt/topico.asp?id=576&ordem=2>. Acesso em: 15 de Dezembro de 2011.

Assim, as máquinas térmicas obtêm trabalho a partir de um fluxo de energia sob a forma de calor entre duas fontes a temperaturas diferentes, onde a energia sob a forma de calor flui espontaneamente da fonte quente, isto é, a fonte com maior temperatura, para a fonte fria, ou seja, a fonte com temperatura inferior.

Pode-se considerar uma máquina térmica a máquina a vapor, que utiliza o vapor para transformar a energia calorífica liberada pela queima de combustível em movimento de rotação e movimento alternado de vaivém, a fim de realizar trabalho. Basicamente, uma máquina a vapor possui uma fornalha, na qual se processa a queima do carvão, do óleo, da madeira ou de algum outro combustível para produzir energia calorífica.

Como exemplo de uma máquina a vapor constituída por um ou mais cilindros, o movimento destes ocorrerá por meio da expansão do gás no seu interior causada pela energia proveniente do aquecimento de água numa caldeira (fonte de energia sob a forma de calor - fonte de calor). No entanto, parte desta energia não é transformada em trabalho e passa por condução térmica para os arredores da máquina (fonte com temperatura inferior), havendo desta forma, dissipação de energia. A figura 3 a seguir demonstra um exemplo prático de uma máquina a vapor:

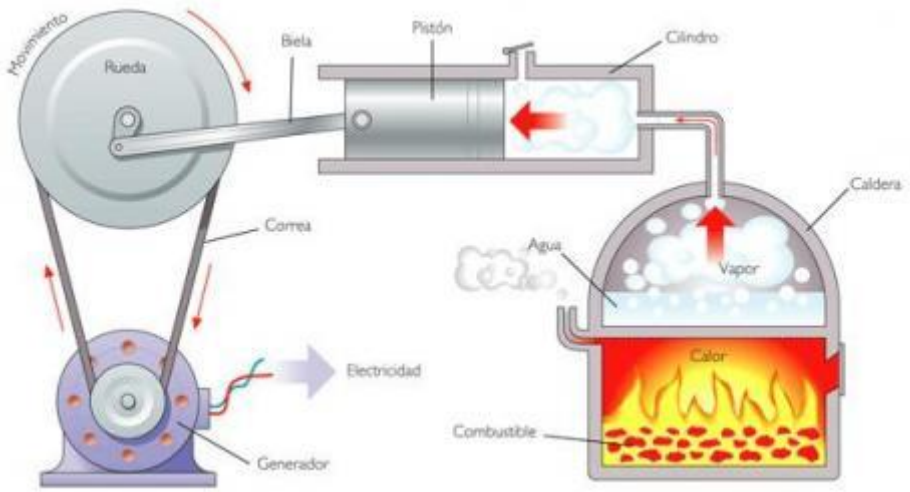


Figura 3. Máquina a Vapor. Fonte: Disponível em: <http://fisicaressurp.wordpress.com/2009/08/24/a-maquina-a-vapor/>. Acesso em: 28 de Dezembro de 2011.

Para tanto, as máquinas térmicas contêm um fluido operante ou substância de trabalho, que pode ser vapor de água numa máquina a vapor ou a mistura de ar e óleo combustível pulverizado num motor de combustão interna, por exemplo.

Assim, para que um motor realize trabalho, este fluido operante deve trabalhar em um ciclo, o qual é submetido a uma série fechada de processos termodinâmicos, denominados de tempos, onde irá absorver certa quantidade de calor, realizar o trabalho e ceder uma quantidade de calor, de modo a retornar ao seu estado inicial, reiniciando o ciclo.

Cabe destacar, que os combustíveis constituem um importante fator no desenvolvimento do motor, onde em períodos passados antes mesmo de 1905, ainda que as taxas de compressão fossem baixas, algo em torno de 4:1 ou inferiores, para evitar problemas de detonação, o combustível muito volátil proporcionava fácil partida e boa performance em climas frios.

De acordo com a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, cuja Resolução ANP nº 52, de 29 de Dezembro de 2010 - DOU de 30 de dezembro de 2010, define-se:

> I - Combustíveis Aquaviários: combustíveis destinados ao uso em motores de embarcações, tanto na propulsão, como em motores auxiliares, classificados em destilados médios ou óleos diesel marítimos e residuais ou óleos combustíveis marítimos;
>
> II - Óleos residuais: óleos oriundos de corrente intermediária do refino ou aqueles agregados ao DMB, ao longo da logística de produtos escuros;
>
> III - Óleo diesel marítimo A ou DMA: combustível destilado médio, para uso aquaviário;
>
> IV - Óleo diesel marítimo B ou DMB: combustível predominantemente composto de destilados médios, podendo conter pequenas quantidades de óleos de processo do refino, para uso aquaviário;
>
> V - Óleo combustível marítimo ou OCM: composto de óleo combustível e diluente na quantidade suficiente para ajuste da viscosidade, para uso aquaviário.

A seguir serão apresentadas as principais definições técnicas que abordam os motores de combustão interna, além de demonstrar também, algumas classificações para os diversos tipos de motores.

3.2 Definições Técnicas

No que diz respeito aos motores de combustão interna, as denominações Ponto Morto Superior (PMS) e Ponto Morto Inferior (PMI) ou *Top Dead Center* (*TDC*) e *Bottom Dead Center* (*BDC*) respectivamente, representam as posições em que o pistão muda de sentido de movimento estando no seu máximo (PMS) ou no seu mínimo (PMI), conforme ilustra a figura 4.

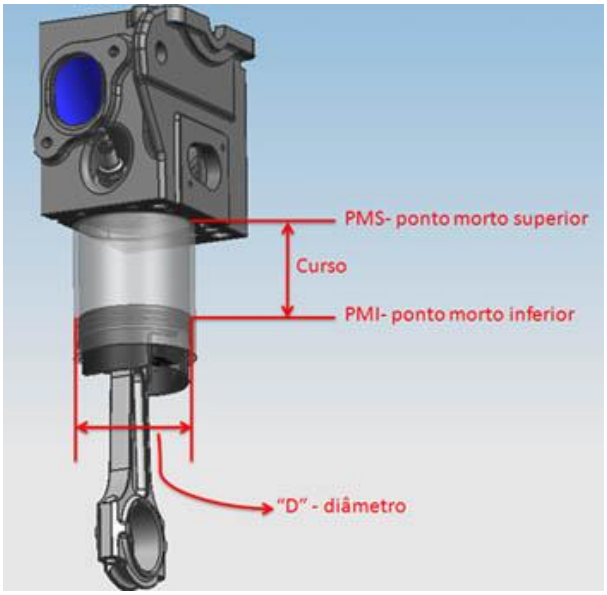


Figura 4. Representações do Ponto Morto Inferior e do Ponto Morto Superior. Fonte: Disponível em: <http://www.spaturbo.com.br/joomla//index.php?option=com_calc&task= calc&formulas=1>. Acesso em: 10 de Outubro de 2011.

Vale ressaltar, que o trajeto do êmbolo do PMI ao PMS denomina-se curso do êmbolo, sendo de grande relevância para o cálculo da potência desenvolvida pelo motor. Além disso, a cilindrada designa-se pelo volume total deslocado pelo pistão entre o PMI e o PMS, multiplicado pelo número de cilindros do motor, indicada em centímetros cúbicos (cm^3).

Para tanto, de acordo com ARIAS PAZ (1970) o cálculo da cilindrada do motor obedece à Equação 1.

$$V_{cilindrada} = \frac{N.\pi.D^2}{4}.C \qquad \text{Eq. 1}$$

onde,

N = corresponde ao número de cilindros do motor;

D = diâmetro do êmbolo;

C = curso do êmbolo.

Em se tratando dos termos técnicos que envolvem os motores de combustão interna, tem-se a câmara de compressão ou de combustão, denominado como volume morto, caracterizado pelo espaço livre determinado acima do pistão quando este se encontra no PMS. Neste espaço haverá a presença da mistura ar/combustível do motor, admitida pela válvula/janela de admissão, que será comprimida e, após a centelha emitida pela vela (Ciclo Otto) ou temperatura/pressão elevada a volume constante (Ciclo Diesel), explodirá para que a expansão dos gases movimente o pistão e dê sequência ao funcionamento do motor.

Desta forma, a câmara de compressão ou de combustão do motor pode estar inserida no cabeçote ou na cabeça dos pistões, onde o volume da câmara de combustão define a Taxa de Compressão do motor, que quanto menor for seu volume, maior será essa relação e, consequentemente, melhor o rendimento do motor.

Nesse sentido, a taxa de compressão trata-se da relação matemática que demonstra quantas vezes a mistura ar/combustível ou simplesmente o ar aspirado, dependendo do tipo de ciclo do motor, Ciclo Otto ou Ciclo Diesel respectivamente, para o interior dos cilindros pelo pistão é comprimido dentro da câmara de combustão antes que se inicie o processo de queima.

De acordo com Artomnov (1976), motores pertencentes ao Ciclo Otto operam com taxa de compressão compreendida entre 6:1 e 12:1, de modo que uma taxa de compressão da ordem de 12:1 requer a utilização de combustível com alto índice de octanagem[2], caracterizado por resistirem, sem pré-ignição, a tal taxa. Porém, ainda segundo Artomnov (1976), para motores do ciclo Diesel operam com uma taxa de compressão elevada, algo entre 16:1 a 20:1.

No âmbito da termodinâmica, a taxa de compressão responde diretamente pelo rendimento térmico do motor, de modo que quanto maior a taxa de compressão, melhor será o aproveitamento energético do motor diante do combustível consumido. Tal fato justifica

[2] De acordo com Martinelli Júnior, Professor de Engenharia Mecânica da Universidade Unijuí - Campos Panambi, a octanagem mede a capacidade da gasolina de resistir à detonação, ou a sua capacidade de resistir às exigências do motor sem entrar em autoignição antes do momento programado. A detonação, também conhecida como batida de pino, leva à perda de potência e pode causar sérios danos ao motor, dependendo de sua intensidade e persistência. Um combustível de octanagem n é aquele que se comporta como se fosse uma mistura contendo n% de isooctano e (100-n)% de n-heptano. Por convenção, o isooctano puro tem octanagem 100 e o n-heptano puro tem octanagem zero.

também, os motores diesel operarem de forma mais econômica que um motor similar a gasolina, que devido as altas taxas de compressão dos motores do Ciclo Diesel, estes motores são capazes de gerar a mesma potência, ou até superior, consumindo menos combustível.

Corroborando com Moran & Shapiro (2002), a taxa de compressão é demonstrada por um valor numérico, característico da razão ou proporção, entre o volume da câmara de combustão completamente distendida para o volume da câmara de combustão completamente comprimida. Então, quando se diz que um motor possui uma taxa de compressão de 20:1, isto significa que a câmara de combustão, quando completamente distendida, possui volume 20 vezes maior em relação ao da câmara completamente comprimida.

Outrossim, a compressão da mistura ar/combustível ou somente ar, dependo do ciclo com que opera o motor de combustão interna, mostra-se de grande importância para o melhor aproveitamento da queima nesses motores, uma vez que, a queima é uma reação química (rápida oxidação do combustível), abrangendo estudos da cinética química. Desta forma, toda reação química leva um tempo para ocorrer, caracterizada por uma velocidade de reação, que é diretamente proporcional à temperatura e pressão do sistema.

Vale ressaltar, que a taxa de compressão refere-se a uma propriedade construtiva do motor, ou seja, abriga o bloco, cabeçote e pistões do motor, pois não se modifica a taxa de compressão de um motor apenas alterando-se o tipo de combustível consumido. Assim, ainda segundo Moran & Shapiro (2002), a taxa de compressão é obtida através da Equação 2.

$$CR = \frac{[(\pi/4.D^2.C) + Vc]}{Vc} \qquad \text{Eq. 2}$$

onde,

CR (*Compression Rate*) = Taxa de Compressão

D = diâmetro do cilindro

C = curso do êmbolo

Vc = volume da câmara de combustão

Outro fator influenciado também pela taxa de compressão refere-se à pré-ignição, que devido as altas temperaturas na câmara de combustão ou octanagem incorreta da gasolina para a taxa de compressão do motor, há a possibilidade de ocorrência de tal fenômeno.

Com isto, elevadas temperaturas no interior da câmara de combustão, favorecem por dar ignição à mistura ar/combustível antes mesmo de a vela de ignição iniciar o processo através da centelha elétrica (para motores do Ciclo Otto).

O fenômeno de autoignição traz sérias consequências de operacionalidade ao motor, que variam desde diminuição da potência, superaquecimento ainda maior, sobrecarga nos mancais causando desgastes excessivos, além de, em casos extremos, acarretar na destruição da câmara de combustão e até mesmo, furos na cabeça dos pistões ou mesmo sua fusão com o cilindro.

Basicamente, a autoignição ocasiona-se devido à carbonização da cabeça dos pistões e das câmaras de combustão em motores com alta compressão, o que acarreta aumento da taxa de compressão por reduzir o volume da câmara de combustão, ou que estejam trabalhando com o avanço da ignição adiantado com relação ao ideal para aquele motor.

Diferentemente da autoignição, o termo avanço representa o quanto a faísca da vela deverá ser avançada, motores Ciclo Otto, ou quanto à injeção de óleo combustível deverá ser avançada, Ciclo Diesel, ambos com relação ao PMS do pistão para iniciar o processo de combustão. Através do avanço é possível ajustar-se a máxima pressão sobre o pistão quando o mesmo atinge o PMS, melhorando a performance do motor.

Para motores automotivos, o avanço pode ser feito a vácuo, centrífugo ou eletrônico, onde os dois primeiros, absolutamente mecânicos, atuam diretamente sobre o distribuidor, sendo passíveis de erro operacional. Porém, considerando-se o avanço eletrônico, existe na memória do sistema de comando da ignição ou, o que é bem mais moderno e comum atualmente, na central eletrônica que comanda a injeção e ignição, simultaneamente.

Nos motores do Ciclo Diesel, o avanço poderá ser feito de forma manual mecânica, através de ajustes na calagem das bombas injetoras de óleo combustível, ou eletrônico, que como nos motores do Ciclo Otto, há uma central eletrônica que comanda a injeção e ignição, simultaneamente.

Em se tratando dos conceitos de motores de combustão interna, de acordo com Varella (2010), a potência fornece a taxa de transformação da energia ao longo do tempo, que para esses motores a energia térmica é proveniente da reação de combustíveis com o ar atmosférico.

Nota-se que, da energia térmica total obtida da combustão, parte é transformada em energia mecânica e o restante, será dissipada em forma de calor. Contudo, de modo a analisar os motores de combustão interna, há três tipos de potências: teórica, indicada e efetiva.

A Potência Teórica (Pt) refere-se à potência estimada baseada nas propriedades físicas e no consumo de combustível pelo motor, de modo a considerar que toda energia térmica proveniente da combustão é convertida em energia mecânica. Assim, a potência teórica é demonstrada pela Equação 3.

$$Pt = pc.q.d \qquad \text{Eq. 3}$$

onde,

Pt = potência teórica (kcal/h)

pc = poder calorífico do combustível (kcal/kg)

q = consumo de combustível (l/h)

d = densidade do combustível (kg/l)

Sabendo-se que 1 cal = 4,186 J, tem-se a Equação 4.

$$Pt = \frac{pc.q.d.4186}{3600.1000}\ kW \qquad \text{Eq. 4}$$

Já a Potência Indicada (Pi) está relacionada com a pressão na expansão, características dimensionais e rotação da árvore de manivelas do motor, onde após a combustão ocorre aumento da temperatura e pressão, esta última responsável por deslocar o pistão do PMS para o PMI havendo realização de trabalho mecânico. Desta forma, a potência indicada pode ser calculada através da Equação 5.

$$Pi = \frac{pe.A.L.n.k}{\Delta} \qquad \text{Eq. 5}$$

onde,

Pi = potência indicada (W)

pe = pressão média efetiva na cabeça do pistão (kgf/cm^2)

A = área do cilindro (cm^2)

L = curso do pistão (cm)

N = rotação do motor (RPM)

n = número de cilindros do motor

Δ = 2 para motores de quatro tempos e 1 para motores de dois tempos

k = fator de conversão de unidades

No que diz respeito à Potência Efetiva (Pe), esta é obtida em função do torque e da rotação no volante do motor, por meio de equipamentos denominados dinamômetros. Matematicamente, a potência efetiva pode ser calculada levando-se em consideração a energia mecânica resultante de uma força tangencial à circunferência de raio R, conforme figura 5, em que o ponto P1 gira em torno de P0 com velocidade angular constante ωc.

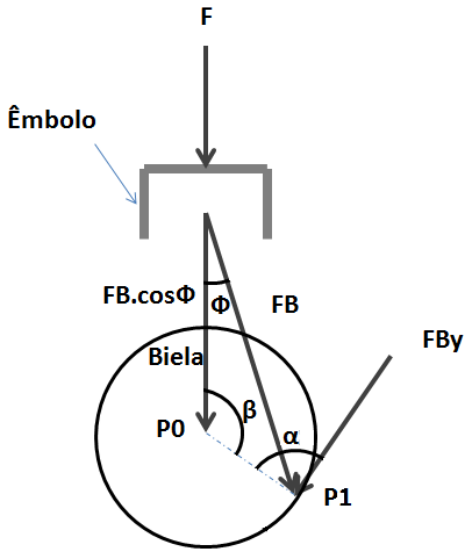


Figura 5. Esquema da Força Tangencial FBy Aplicada a uma Distância R do Ponto P0 (Centro do Eixo da Manivela). Fonte: Schmidt, Richard J.; Boresi, Arthur P. Estatística. São Paulo, 2003. Pioneira Thomson Learning Ltda, página 562.

Para se calcular a força atuante na haste da biela (FB), têm-se as Equações a seguir.

$$F = FB.\cos\Phi \qquad \text{Eq. 6}$$

$$FB = \frac{F}{\cos\Phi} \qquad \text{Eq. 7}$$

$$FB = \frac{P.A}{\cos\Phi} \qquad \text{Eq. 8}$$

de modo que,

FB = força na haste da biela (N)

P = pressão na expansão (Pa)

Φ = ângulo entre a haste de biela e a vertical (graus)

Desta forma, o torque no eixo de manivelas será obtido pelas Equações abaixo.

$$TO = FB_y . R \quad \text{Eq. 9}$$

$$TO = FB . \cos \alpha \quad \text{Eq. 10}$$

$$TO = FB . \cos \alpha . R \quad \text{Eq. 11}$$

$$A = 90 - 180 + \Phi + \beta - 90 \quad \text{Eq.12}$$

Sabendo-se que no início da fase de expansão o pistão está em 0° do PMS, então o ângulo β é igual a 90°. Portanto, tem-se que:

$$\alpha = \Phi + \beta - 90 = \Phi + 90 - 90 \quad \text{Eq. 13}$$

logo,

$$\alpha = \Phi \quad \text{Eq. 14}$$

Assim, o torque do motor ou torque no eixo da árvore de manivelas é obtido pela Equação 15.

$$TO = FB . \cos \Phi . R \quad \text{Eq. 15}$$

onde,

TO = torque no eixo da árvore de manivelas (Nm)

FBy = força tangencial (N)

R = raio da circunferência (m)

Desta maneira, a potência efetiva pode ser calculada em função da força tangencial FBy e da velocidade angular ωc do ponto P1, conforme demonstrado pelas Equações a seguir.

$$Pe = FBy . \omega c \quad \text{Eq. 16}$$

$$Pe = FBy . 2\pi . R . N \quad \text{Eq. 17}$$

$$Pe = \frac{TO}{R} . 2\pi . R . N \quad \text{Eq. 18}$$

$$Pe = 2\pi.TO.N \qquad \text{Eq. 19}$$

onde,

Pe = potência efetiva (W)

TO = torque na árvore de manivelas ou torque do motor (Nm)

N = rotação na árvore de manivelas ou rotação do motor (rps)

Além dos cálculos de potência discriminados anteriormente, a determinação dos rendimentos dos motores térmicos servem como parâmetros comparativos entre motores na avaliação de perdas caloríficas e mecânicas. Outrossim, os rendimentos são designados como coeficientes que demonstram a eficiência dos motores térmicos na conversão da energia proveniente da combustão.

No entanto, há três tipos de rendimentos em se tratando de motores de combustão interna, a saber: rendimento térmico, rendimento mecânico e rendimento termomecânico.

O rendimento térmico representa o percentual de energia térmica que está sendo convertido em energia mecânica nos pistões, podendo ser calculado pela Equação 19.

$$\eta t = \frac{Pi}{Pt} \qquad \text{Eq. 19}$$

onde,

Ηt = rendimento térmico

Pi = potência indicada

Pt = potência teórica

Já o rendimento mecânico afere o percentual de energia mecânica nos pistões que está sendo convertido em energia mecânica no volante do motor, dado pela Equação 20.

$$\eta m = \frac{Pe}{Pi} \qquad \text{Eq. 20}$$

em que,

Ηm = rendimento mecânico

Pe = potência efetiva

Pi = potência indicada

Desta forma, o último rendimento a ser calculado, refere-se ao rendimento termomecânico, que conforme o próprio nome sugere, indica o percentual de energia térmica que está sendo convertido em energia mecânica no volante do motor, calculado conforme apresenta a Equação 21.

$$Ⅱtm = \frac{Pe}{Pt} \qquad \text{Eq. 21}$$

onde,

Ⅱtm = rendimento termomecânico

Pe = potência efetiva

Pi = potência teórica

3.3 Classificação dos Motores de Combustão Interna

A classificação dos motores de combustão interna abriga uma série de fatores, cada qual com particularidades distintas, dentre as quais têm-se: ciclo, número de tempos, disposição dos cilindros, número de cilindros, rotações, processo de alimentação de ar, tipo de sistema de injeção, aplicação, potência, etc.

Cabe destacar, que dada a variedade de combinações nesses fatores, há diversas classificações para os motores de combustão interna, porém, a presente pesquisa apresenta apenas as principais e mais comumente empregadas, conforme descrito a seguir:

I) Quanto ao ciclo: os motores podem pertencer ao Ciclo Otto ou Ciclo Diesel.

II) Quanto ao número de tempos: de dois tempos ou de quatro tempos.

III) Quanto à disposição dos cilindros: em linha, em V, de cilindros radiais, de êmbolos opostos e de cilindros opostos.

Dependendo da disposição dos cilindros e pistões, o comportamento do motor abrange uma série de fatores que vão desde espaço ocupado, curva de torque, potência, perdas mecânicas e até mesmo vibrações.

Para tanto, os motores com cilindros paralelos dispostos em linha são os mais comumente empregados nos respectivos ramos industriais, em que caracterizam-se por possuírem os cilindros dispostos verticalmente em uma linha reta, conforme ilustra a figura 6.

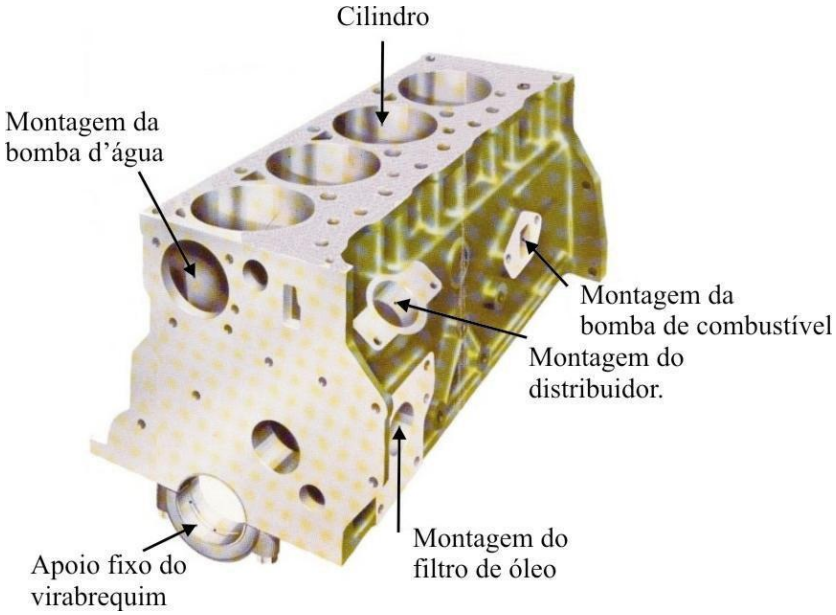


Figura 6. Bloco do Motor de Combustão Interna em Linha. Fonte: VARELLA, Carlos Alberto Alves; SANTOS, Gilmar de Souza. **Noções Básicas de Motores Diesel.** Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro. Seropédica – RJ. Julho, 2010.

De modo a ocupar menos espaço do que os motores em linha, surgiu a alternativa de dividir os cilindros em duas linhas unidas pelo virabrequim, dando origem aos motores em V, que logo mostrou ter mais vantagens do que a simples diminuição de tamanho. Assim, os motores em V são compostos por dois blocos de cilindros em linha dispostos entre si segundo os ângulos de 45°, 60° ou 90°. Como é mostrado na figura 7.

Figura 7. Motor de Combustão Interna V8 com 8 Cilindros Dispostos em Duas Bancadas de 4 Cilindros. Fonte: Disponível em: <http://v8decalcinha.blogspot.com/2011_01_01_archive.html>. Acesso em: 13 de Dezembro de 2011.

Além destes dois tipos de disposição dos cilindros, têm-se os motores radiais em que os cilindros são dispostos radialmente a intervalos angulares iguais em torno de um mesmo eixo de manivelas, demonstrado pela figura 8.

Figura 8. Motor de Combustão Interna Radial de 9 Cilindros Construído pela Rotec Ingeniería PTY LTD na Austrália. Fonte: Disponível em: <http://almadeherrero.blogspot.com/2010/09/fabricacion-de-un-motor-radial.html >. Acesso em: 08 de Dezembro de 2011.

No que diz respeito aos motores de êmbolos opostos, assim denominados por possuir somente um cilindro para cada dois êmbolos em oposição, de forma que a câmara de combustão é composta pelas faces dos dois pistões no final da compressão, conforme é mostrado na figura 9.

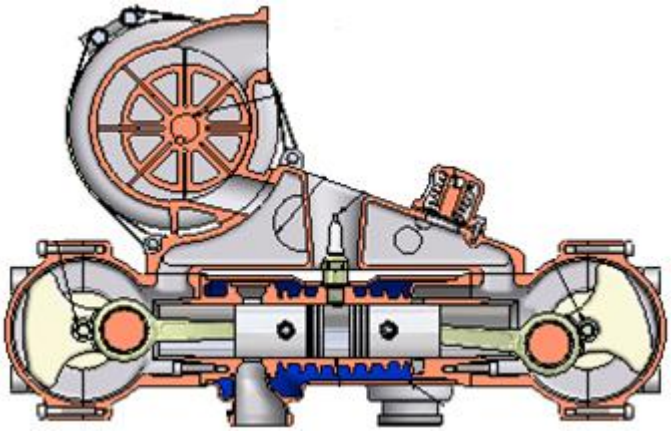


Figura 9. Motor de Pistões Opostos. Fonte: Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Motor_de_pist%C3%B5es_opostos>. Acesso em: 03 de Dezembro de 2011.

Finalizando a classificação dos motores de combustão interna no que tange à disposição dos cilindros, têm-se os motores de cilindros opostos os quais possuem dois ou

mais cilindros dispostos em lados opostos a um mesmo eixo de manivelas, sob um ângulo de 180°. A figura 10 que se segue ilustra o motor descrito:

Figura 10. Motor de Cilindros Opostos (Boxer) Subaru. Fonte: Disponível em: <http://deasasasualiberdade.blogspot.com/2010/09/subaru-imprezaamelhor-tracao-do-mundoe.html>. Acesso em: 19 de Novembro de 2011.

Prosseguindo com a classificação dos motores de combustão interna, tem-se o quarto fator:

IV) Quanto à rotação: de baixa rotação com até 350 rpm - rotações por minuto, de média rotação que compreende rotações de 350 a 1000 rpm e de altas rotações que abrange rotações de 1000 rpm em diante.

V) Quanto à aplicação: estacionários terrestres, terrestres automotivos, de aviação e marítimos.

VI) Quanto ao número de cilindros: este fator é de grande importância para a classificação dos motores, sendo considerados motores de 1 cilindro, motor de 2 cilindros, motor de 3 cilindros, e assim sucessivamente.

VII) Quanto ao método de injeção de combustível: de injeção direta, onde o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão do motor e de injeção indireta, em que o combustível é injetado numa pré-câmara de combustão e depois a combustão se propaga para a câmara principal.

VIII) Quanto ao combustível utilizado: gasolina, álcool, óleo diesel, óleo pesado (*bunker*) e gás.

IX) Quanto ao método de alimentação de ar: aspiração natural e superalimentados.

4 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

A evolução das pesquisas em motores de combustão interna apresenta-se de grande relevância na área industrial e de vasta aplicação prática, onde destaca-se a importância desses motores determinada pelo seu emprego considerável como fonte de potência em vários tipos de máquinas.

De acordo com Filho (1983), a construção dos motores de combustão interna abrange diversas configurações físicas dentre as quais estas máquinas distinguem-se por operarem de acordo com diferentes ciclos termodinâmicos[3] (vide Anexo I, o qual destaca os Ciclos Otto/Diesel), além de apresentar diferentes tipos de óleos combustíveis necessários para seu funcionamento. Assim, o funcionamento dos motores de combustão interna abriga importantes processos discriminados pela admissão, compressão, combustão e exaustão.

Segundo Giacosa (1970), o processo de admissão designa-se por admitir a mistura ar e combustível ou simplesmente ar para o interior da câmara de combustão. Seguido deste processo, ocorre a compressão da mistura ar/combustível ou simplesmente do ar, presentes na câmara de combustão, o que acarreta na combustão desta mistura.

Cabe ressaltar, que a combustão somente será desencadeada através da centelha, considerando-se os motores do Ciclo Otto e, por meio da elevada temperatura originada pela compressão nos motores Ciclo Diesel. O processo encerra-se então, com a exaustão dos gases gerados na combustão.

No âmbito do motor de dois tempos, caracteriza-se por desenvolver seu ciclo operativo em dois tempos, ou seja, a cada volta do virabrequim ou eixo de manivelas ocorre uma explosão gerando deste modo uma rotação e torque mais suave ao motor.

De acordo com Yamaha (2002), os motores de combustão interna de dois tempos são de construção e funcionamento bastante simples, pois apresentam um número reduzido de peças móveis o que favorece a uma redução no peso, tamanho e custos com manutenção. No entanto, devido o motor de dois tempos emitir poluentes nocivos à saúde e ao meio ambiente, onde um dos fatores ser devido à queima do óleo lubrificante juntamente com a mistura de ar e óleo combustível, diferentes frentes de pesquisas atuam de modo a buscar alternativas para tais desvantagens.

[3] Trata-se de quando um sistema passa por diversas mudanças de estado ou processos e retorna ao estado original, ou seja, todas as propriedades têm o mesmo valor no estado final ao do inicial. Deste modo, há diversos ciclos termodinâmicos de interesse para a engenharia como os ciclos de potência (Rankine, Otto, Diesel, Brayton, entre outros) e os de refrigeração.

Para a área marítima, tais frentes de estudos são incentivados por diversas regras internacionais a respeito da preservação ambiental, podendo-se citar o Anexo VI da Convenção MARPOL, que trata da emissão de gases poluentes para atmosfera, da qual o Brasil por ser um país membro da IMO (*International Maritime Organization*) e signatário desta convenção, torna-se obrigado a cumpri-la.

Outrossim, além das questões ambientais e de saúde, no assunto motores, a queima do óleo lubrificante responderá a um elevado consumo do lubrificante, à carbonização nas paredes do cilindro, na câmara de combustão, nos anéis de vedação e nos eletrodos das velas causando problemas na geração da centelha.

4.1 Motor de Combustão Interna de Dois Tempos

Conforme discriminado anteriormente, os motores de combustão interna de dois tempos realizam o ciclo operativo em dois tempos ou duas fases, necessitando apenas de uma volta do virabrequim ou eixo de manivelas. Assim, com um curso de subida e outro de descida do êmbolo (dois tempos), o eixo de manivelas terá executado apenas uma volta, ou seja, trezentos e sessenta graus, completando-se o ciclo.

Ainda, de acordo com Yamaha (2002), o primeiro tempo é composto pelos processos de admissão e compressão e no segundo tempo realizam-se os processos de combustão ou expansão e exaustão ou descarga.

Cabe destacar, que o motor de dois tempos em geral não possui válvulas, para tanto, a admissão da massa gasosa e a exaustão dos produtos da combustão se processam através de aberturas dispostas nas paredes laterais do cilindro, denominadas janelas de admissão e janelas de exaustão.

A figura 11 apresenta de forma clara as janelas de admissão e de exaustão em um cilindro de um motor de dois tempos.

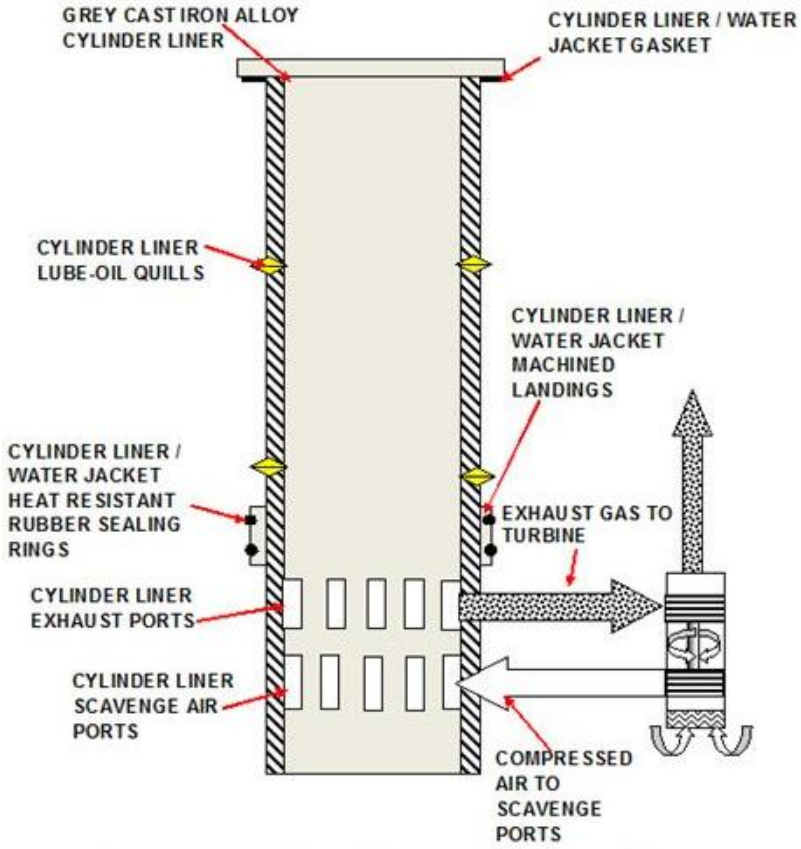


Figura 11. Camisa do Motor de Dois Tempos. Fonte: Disponível em: <http://www.brighthub.com/bh_controls/viewarticleimage.aspx?url=http%3A%2F%2Fimages.brighthub.com%2F9b%2F2%2F9b2239622c257a6872746d0003ed076e135eab84_large.jpg&title=Marine%2520Diesel%25202-stroke%2520cylinder%2520liner>. Acesso em: 05 de Dezembro de 2011.

O funcionamento do motor de dois tempos é similar ao de quatro tempos, entretanto, há diferenças básicas entre os dois ciclos, para tanto, será discriminado o funcionamento detalhado dos eventos num motor de dois tempos no Ciclo Diesel e no Ciclo Otto, conforme se segue.

No primeiro tempo, admissão e compressão, o êmbolo encontra-se no ponto morto inferior, iniciando seu curso de subida. Concomitantemente, as janelas de admissão (A) e de exaustão (B) estão simultaneamente abertas.

Então, a mistura gasosa é admitida no interior do cilindro pelas janelas de admissão e é descarregada pelas janelas de exaustão. Assim, este período corresponde à lavagem do cilindro, conforme apresenta a figura 12.

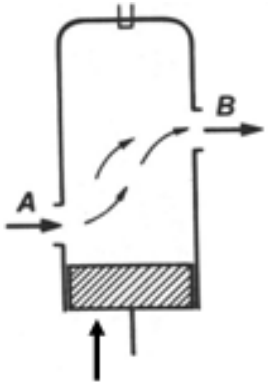


Figura 12. Lavagem no Motor de Dois Tempos. Fonte: MARINHA DO BRASIL. **Máquinas de Combustão Interna.** Ensino à Distância CAD-CBMQ. Módulo 13. Diretoria de Portos e Costas. Ensino Profissional Marítimo, 1999.

A figura 13 apresenta o próximo passo do ciclo dois tempos, caracterizado pela sequência em que o êmbolo, ao subir em direção ao ponto morto superior, cobre primeiro as janelas de admissão que são mais baixas, fechando assim a entrada da massa gasosa para o interior do cilindro. Porém, devido às janelas de exaustão ainda estarem abertas, a massa gasosa continua saindo, não havendo nesse momento compressão. Vale ressaltar, que até o presente momento, sejam os motores de dois tempos do Ciclo Diesel ou do Ciclo Otto, ambos têm o mesmo comportamento.

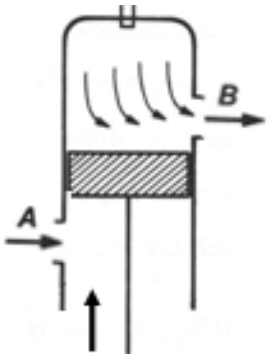


Figura 13. Exaustão pelas Janelas de Descarga. Fonte: MARINHA DO BRASIL. **Máquinas de Combustão Interna.** Ensino à Distância CAD-CBMQ. Módulo 13. Diretoria de Portos e Costas. Ensino Profissional Marítimo, 1999.

O pistão permanece em curso de subida, de modo a cobrir também as janelas de exaustão, onde inicia-se a compressão da mistura gasosa, de modo até que o pistão atinja o ponto morto superior. Vale observar, ainda que até este momento o comportamento seja o

mesmo, nos motores do Ciclo Diesel, a taxa de compressão é maior que nos motores do Ciclo Otto, uma vez que, nos motores diesel é necessária uma alta compressão para que ocorra a autoignição do combustível.

Para esta fase, completa-se o primeiro tempo do motor, que durante este curso de subida do êmbolo, o eixo de manivelas terá executado meia volta, ou seja, 180°, conforme demonstra a figura 14.

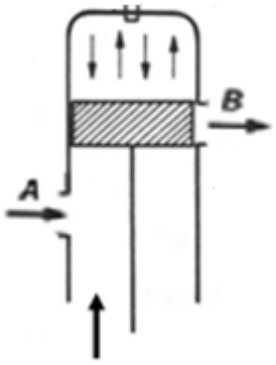


Figura 14. Compressão. Fonte: MARINHA DO BRASIL. **Máquinas de Combustão Interna.** Ensino à Distância CAD-CBMQ. Módulo 13. Diretoria de Portos e Costas. Ensino Profissional Marítimo, 1999.

Inicia-se então, o segundo tempo do motor, que compreende a combustão/expansão e descarga/exaustão.

Após o êmbolo ter atingido o ponto morto superior, a mistura gasosa comprimida encontra-se a determinada pressão, volume e temperatura de ignição, de forma a estar apta para entrar em combustão.

Em se tratando do Ciclo Diesel, o combustível será injetado na câmara de combustão e a ignição ocorrerá devido à elevada temperatura do ar comprimido no interior da câmara de combustão. Em contrapartida, no Ciclo Otto, a mistura ar/combustível comprimida na câmara de combustão, será inflamada por uma centelha elétrica proveniente da vela de ignição, originando-se a combustão.

Deste modo, a combustão provoca o aumento da pressão da massa gasosa, expandindo-se e empurrando violentamente o êmbolo para baixo em direção ao seu ponto morto inferior, conforme visto pela figura 15.

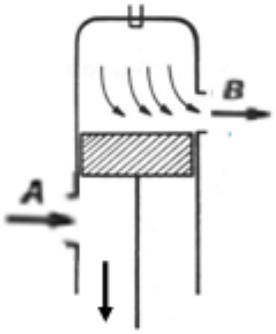


Figura 15. Combustão, Expansão e Exaustão. Fonte: MARINHA DO BRASIL. **Máquinas de Combustão Interna.** Ensino à Distância CAD-CBMQ. Módulo 13. Diretoria de Portos e Costas. Ensino Profissional Marítimo, 1999.

Assim, denomina-se tempo motriz, o deslocamento provocado pela expansão que produz a energia mecânica destinada a girar o eixo de manivelas.

Para tanto, uma vez em seu curso de descida, o êmbolo estará descobrindo primeiramente as janelas de exaustão, fazendo com que os gases provenientes da queima sigam em direção aos dutos de descarga do motor, caracterizando então, a exaustão, está demonstrada pela figura 16.

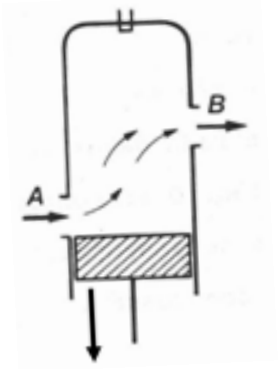


Figura 16. Exaustão. Fonte: MARINHA DO BRASIL. **Máquinas de Combustão Interna.** Ensino à Distância CAD-CBMQ. Módulo 13. Diretoria de Portos e Costas. Ensino Profissional Marítimo, 1999.

Prosseguindo com o segundo tempo do motor, o êmbolo ao deslocar-se para o ponto morto inferior, descobrirá as janelas de admissão, em que haverá admissão de uma nova massa gasosa, onde o processo todo se repetirá, conforme descrito anteriormente.

Cabe destacar, que durante o curso de descida do êmbolo em direção ao ponto morto inferior, ocasionado pela força de expansão dos gases, o eixo de manivelas estará executando mais meia-volta, completando, portanto, um giro completo de 360° e encerrando o ciclo de dois tempos.

4.2 Motor de Combustão Interna de Quatro Tempos Ciclo Otto

Qualquer motor de quatro tempos necessita de duas voltas completas do eixo de manivelas, ou seja, 720°, para a realização de um ciclo completo do motor, de forma que para isso, haverá quatro cursos do êmbolo no interior do cilindro.

Deste modo, as fases do ciclo são compostas pela admissão, compressão, combustão e exaustão, conforme apresenta a figura 17.

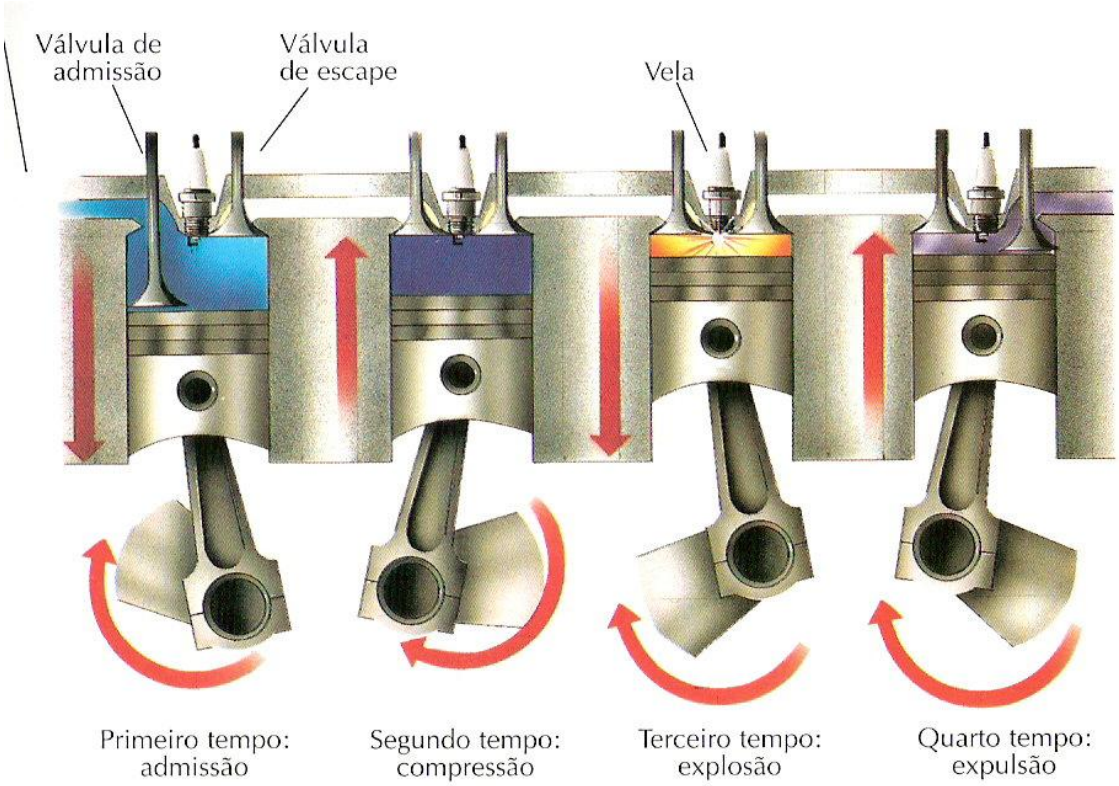


Figura 17. Motor de Combustão Interna Quatro Tempos Ciclo Otto. Fonte: Disponível em: <http://duplocomando.blogspot.com/2011/08/como-funciona-um-motor-convencional-4.html>. Acesso em: 11 de Novembro de 2011.

Conforme a figura 17, o primeiro tempo caracteriza-se pela aspiração, ou seja, a válvula de aspiração encontra-se aberta e a válvula de descarga encontra-se fechada, em que o êmbolo desloca-se do Ponto Morto Superior (PMS) para o Ponto Morto Inferior (PMI), de modo a criar vácuo no interior do cilindro, fazendo com que uma mistura de ar/combustível adentre ao mesmo.

Já no segundo tempo, ocorrerá a compressão, que após o fechamento da válvula de aspiração, o êmbolo desloca-se do PMI para o PMS, de modo a comprimir a mistura

ar/combustível no interior da câmara de combustão, fazendo com que o volume da carga fique então reduzido a uma fração do volume que havia no princípio do curso. Vale destacar, que para o presente momento, o eixo de manivelas completa giro completo de 360°, encerrando o segundo tempo.

Então, a próxima fase denominada pelo terceiro tempo, trata-se da combustão e expansão, onde, ainda ao término da compressão, através de uma vela, deflagra-se uma centelha (*spark*) elétrica no interior da câmara de combustão, proporcionando o início à queima da mistura comprimida. Esta combustão imediata é acompanhada do aumento brusco da temperatura dos gases, fazendo com que haja um aumento da pressão no interior da câmara e empurrando energicamente o êmbolo em direção ao seu PMI.

Finalizando o ciclo Otto quatro tempos, tem-se o quarto tempo, constituído pela exaustão, onde pouco antes de o êmbolo atingir o seu PMI, abre-se a válvula de descarga e os gases da combustão, que ainda estão a uma pressão considerável, começam a sair espontaneamente do cilindro.

Porém, é através do retorno do êmbolo ao seu PMS, que ocorre a expulsão do restante dos gases da combustão, encerrando o ciclo, de modo que o eixo de manivelas completará dois giros do eixo de manivelas, completando-se 720°.

4.3 Motor de Combustão Interna de Quatro Tempos Ciclo Diesel

Aqui, os motores de quatro tempos do Ciclo Diesel também realizam o ciclo em quatro cursos do pistão, constituído por quatro fases: admissão, compressão, expansão e exaustão.

A primeira fase, admissão, desenvolve-se quando o pistão se desloca do PMS para o PMI, havendo a admissão somente de ar interior do cilindro, de modo que a válvula de admissão encontra-se aberta e a válvula de descarga na condição de fechada.

O volume de ar admitido (volume de admissão ou cilindrado parcial do motor) é sempre constante, onde a variação da potência é obtida pela variação do volume de combustível injetado, de acordo com a carga do motor. A figura 18 representa a fase de admissão do motor em questão.

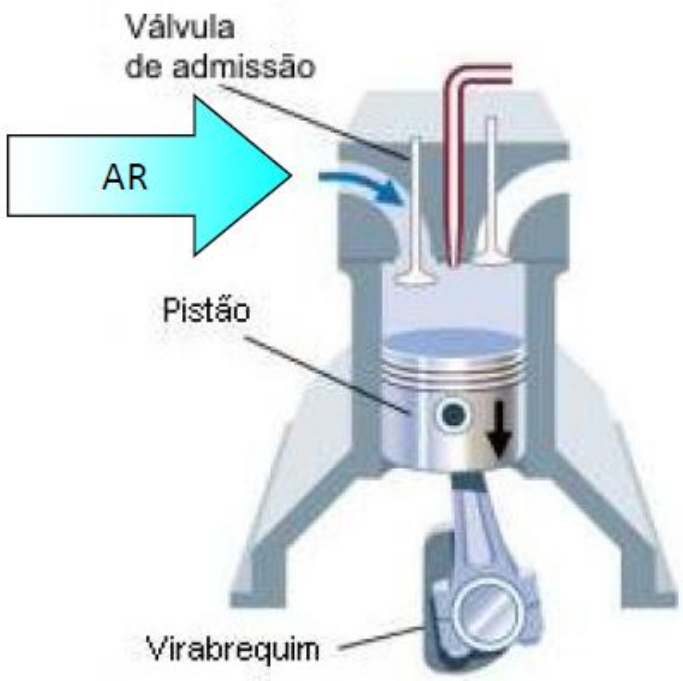


Figura 18. Admissão de Ar Durante o Primeiro Curso do Motor Diesel. Fonte: VARELLA, Carlos Alberto Alves; SANTOS, Gilmar de Souza. **Noções Básicas de Motores Diesel.** Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro. Seropédica – RJ. Julho, 2010.

Já o segundo tempo deste motor, consiste do deslocamento do pistão PMI para o PMS, onde ambas as válvulas de admissão e descarga encontram-se fechadas, comprimindo então o ar no interior do cilindro. A compressão do ar no interior da câmara de combustão provoca elevação da temperatura, que no fim da compressão para a relação volumétrica de 18:1, a pressão é de 40 - 45 kgf/cm^2 e a temperatura de aproximadamente 800 ºC.

No estágio final da compressão, a injeção do combustível na câmara de combustão é controlada, de modo que a quantidade exata do combustível e o momento da injeção são fatores muito importantes para o bom funcionamento dos motores diesel.

Devido à combinação de temperatura alta e alta pressão de compressão, aliados a correta injeção de óleo combustível no momento adequado no interior da câmara de combustão, há o início à combustão.

A figura 19 apresenta a segunda da fase do motor de combustão interna quatro tempos do Ciclo Diesel.

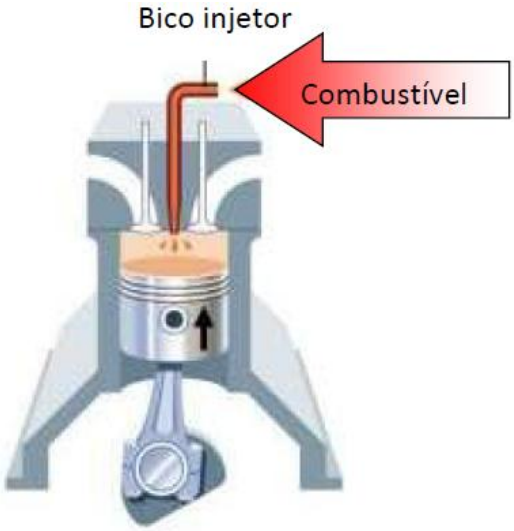


Figura 19. Injeção de Combustível pelo Bico Injetor ao Final do Segundo Curso. Fonte: VARELLA, Carlos Alberto Alves; SANTOS, Gilmar de Souza. **Noções Básicas de Motores Diesel.** Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro. Seropédica – RJ. Julho, 2010.

4.4 Instalações Propulsoras Marítimas

De acordo com Woodyard (2004), grande parte das instalações propulsoras empregadas em embarcações mercantes caracterizam-se pelos motores diesel mecânicos.

Corroborando com Woodyard, segundo Gainza (2009), em se tratando dos sistemas de propulsão de navios mercantes de grande porte, há predominância dos motores diesel com ciclo de dois tempos e de baixa rotação, uma vez que, tais motores apresentam baixo custo operacional, devido a dois fatores fundamentais: baixo consumo específico de combustível aliado à considerável vantagem de eficiência térmica e emprego de óleo combustível pesado (*bunker*), que possui o menor preço por unidade de energia.

Para Brinati (2009), independentemente do tipo de instalação, os fabricantes dos motores diesel visam cada vez mais a construção de máquinas que atendam aos desafios dos requisitos legais de controle de poluição atmosférica, de modo a preservar o meio ambiente, além de proporcionar uma melhoria contínua da eficiência térmica, com redução do consumo de combustíveis.

Nesse sentido, há grande flexibilidade por parte dos fabricantes de motores de grande porte, em oferecerem motores: com grande variedade de modelos, ampla faixa de dimensões, potência, de baixa e média rotação, com número variável de cilindros e tamanhos; deste

modo, os fabricantes ainda disponibilizam tabelas, dados e diversos softwares altamente sofisticados para seleção dos motores para navios.

Assim, considerando-se os motores de baixa rotação, de dois tempos, operados com óleo combustível pesado, aplicados comumente nas embarcações de grande porte, há forte concorrência entre os fabricantes, dentre os quais, têm-se como principais: *MAN B&W*; *Sulzer*, constituída também pela *Wärtsila*; e, *Mitsubishi*.

Vale destacar, que além dos fatores anteriormente descritos, os projetos dos motores são delineados também, em atender os requisitos de rotação dos propulsores, de modo a possibilitar a utilização de hélices de diâmetro máximo para cada caso particular, pois quanto maior o diâmetro do hélice, melhor será sua eficiência.

Ainda de acordo com Woodyard (2004), os fabricantes dos motores diesel estabelecem seus objetivos em prol dos seguintes fatores a seguir:

I) Desenvolvimento de motores diesel abrangendo potência e rotações variadas, de modo a obter melhor eficiência em carga nominal e pontos de operação otimizados, que conforme ajustes particulares de cada fabricante aperfeiçoa-se seu desempenho em uma taxa contínua máxima especificada de trabalho, SMCR (*Specified Maximum Continuous Rating*).

II) Melhora da eficiência térmica em cargas parciais nos motores de baixa rotação com controles eletrônicos nos sistemas de atuação das válvulas de descarga e injeção, denominados motores inteligentes. Estes motores que empregam controles eletrônicos possuem monitoramento de suas condições de funcionamento e auto ajuste dos parâmetros operacionais de acordo com o modo selecionado.

III) Utilização de turbocompressores acionados por gases de descarga de maior rendimento, favorecendo uma redução do consumo específico de combustível. Desta forma, para os sistemas de recuperação de energia dos gases de exaustão do motor principal, os fabricantes concentram seus esforços na melhoria de eficiência dos turbocompressores de modo a otimizar todo processo de combustão.

Para tanto, os principais fabricantes destes tipos de motores de baixa rotação, *MAN B&W*, *Wärtsila (Sulzer)* e *Mitsubishi*, desenvolvem motores com sistema de lavagem unidirecional, válvulas de exaustão no cabeçote com acionamento hidráulico, conjunto turbocompressor com turbinas de pressão constante e, alta relação curso/diâmetro do cilindro.

A seguir, apresentam-se alguns sistemas do motor de dois tempos empregados em embarcações marítimas.

5. SISTEMA MECÂNICO MOTOR DE DOIS TEMPOS

5.1 Eixo de Cames

O eixo de cames consiste do cames responsável por acionar as bombas injetoras de óleo combustível e válvulas de exaustão. Devido o motor de dois tempos realizar um ciclo de trabalho a cada volta do eixo de manivelas, o eixo de cames neste tipo de motor gira na mesma velocidade do eixo de manivelas.

Contudo, é muito importante que a bomba injetora de óleo combustível e a válvula de exaustão operem exatamente no tempo certo, de modo que o eixo de cames é acionado pelo eixo de manivelas através de dois métodos, a saber: transmissão por corrente ou transmissão por engrenagens. As figuras 20 e 21 representam os acionamentos por corrente e por engrenagens respectivamente.

Figura 20. Eixo de Cames Acionado por Corrente. Fonte: Disponível em: <http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/camshaft.htm>. Acesso em: 15 de Outubro de 2011.

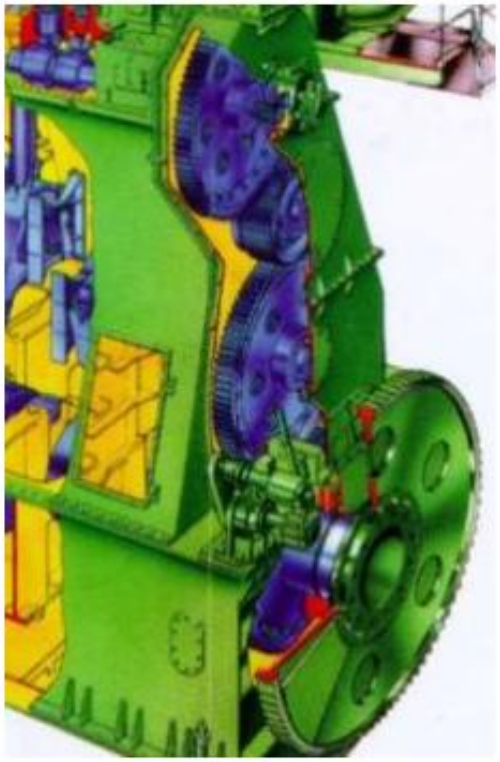


Figura 21. Eixo de Cames Acionado por Engrenagens. Fonte: Disponível em: <http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/camshaft.htm>. Acesso em: 15 de Outubro de 2011.

A transmissão por corrente é relativamente leve, estreita na largura e flexível; porém, a corrente poderá se alongar devido ao seu uso, afetando o tempo do eixo de cames, de modo a estabelecer como vida útil da corrente em torno de quinze anos.

Já a transmissão por engrenagens possui a mesma vida útil do motor; no entanto, o trem de engrenagens é pesado e mais caro. Caso um volante de engrenagem esteja desalinhado, haverá choques de sobrecarga, que acarretará na quebra dos dentes de engrenagem.

A figura 22 representa um eixo de cames com acionamento da válvula de exaustão e com acionamento da bomba injetora.

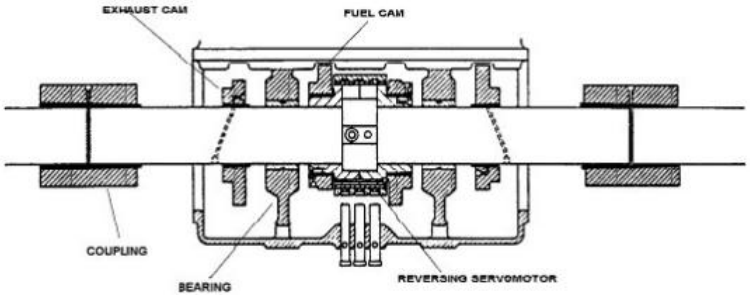


Figura 22. Eixo de Cames com Acionamento da Válvula de Exaustão e da Bomba Injetora. Fonte: Disponível em: <http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/camshaft.htm>. Acesso em: 15 de Outubro de 2011.

O eixo de came gira sobre mancais de metal patente, lubrificados na maioria dos casos pelo sistema de lubrificação do motor principal. Motores antigos utilizam um sistema de lubrificação separado para o eixo de cames devido a possibilidade de contaminação por vazamento de óleo combustível proveniente das bombas injetoras de óleo combustível.

5.2 Sistema de Óleo Combustível Mecânico

Basicamente, a operacionalidade adequada de todo motor de combustão interna, depende, sobretudo dos seus sistemas auxiliares, dentre os quais, os principais são: o sistema de partida, o sistema de óleo combustível, o sistema de resfriamento, o sistema de controle de velocidade, o sistema de alimentação de ar, o sistema de descarga de gases, o sistema de lubrificação e todo sistema de proteção/segurança do motor.

Contudo, será tratado por ora, apenas o sistema de óleo combustível, importante conjunto que influencia de forma relevante na perfeita operacionalidade do motor de combustão interna, além de, interferir positivamente ou negativamente no meio ambiente, dependendo de suas condições operacionais.

De forma genérica e objetiva, o sistema de óleo combustível tem por finalidade injetar a quantidade de correta de óleo combustível em cada cilindro, exigida pelo regime de trabalho do motor; iniciar a injeção do combustível no momento exato; injetar o combustível com a velocidade de injeção desejada; iniciar e terminar a injeção bruscamente; distribuir o combustível finamente pulverizado, na massa de ar dentro do cilindro, a fim de promover a melhor homogeneização possível da mistura; e, manter as redes de alta pressão sempre cheia e pressurizada.

5.2.1 Componentes do Sistema de Óleo Combustível

De acordo com Silva Júnior (2009), o sistema de óleo combustível poderá ser dividido em três subsistemas: transferência, purificação e de serviço.

O sistema de óleo combustível é composto por diversas partes, dentre as quais, têm-se como principais: tanques de armazenamento, sedimentação e de serviço; bombas de

suprimento e de circulação; filtros automático e manual; tubulações de baixa pressão e de alta pressão; bombas injetoras; bicos injetores; válvulas reguladoras de pressão; e, tubulações de retorno. Contudo, será abordado nesta pesquisa, apenas o sistema de injeção de óleo combustível em motores de dois tempos, tanto o mecânico, quanto o eletrônico.

As figuras 23 e 24 representam o sistema de óleo combustível e do circuito de admissão e de retorno de óleo combustível do motor de dois tempos do fabricante MAN B&W ME-C.

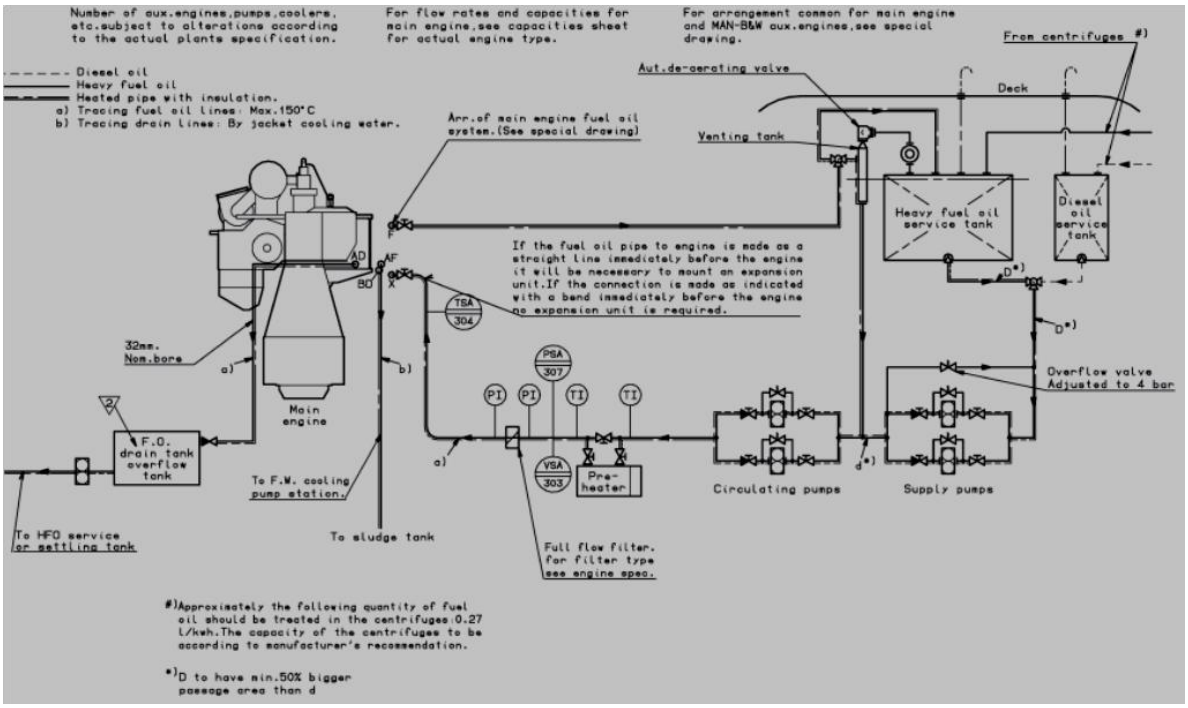


Figura 23. Diagrama do Sistema de Óleo Combustível do Motor MAN B&W ME-C. Fonte: MAN B&W. ***Fuel Oil Pipes and Drains.*** Manual Técnico do Fabricante MAN B&W. *Plate* 70502. *Edition* 0001.

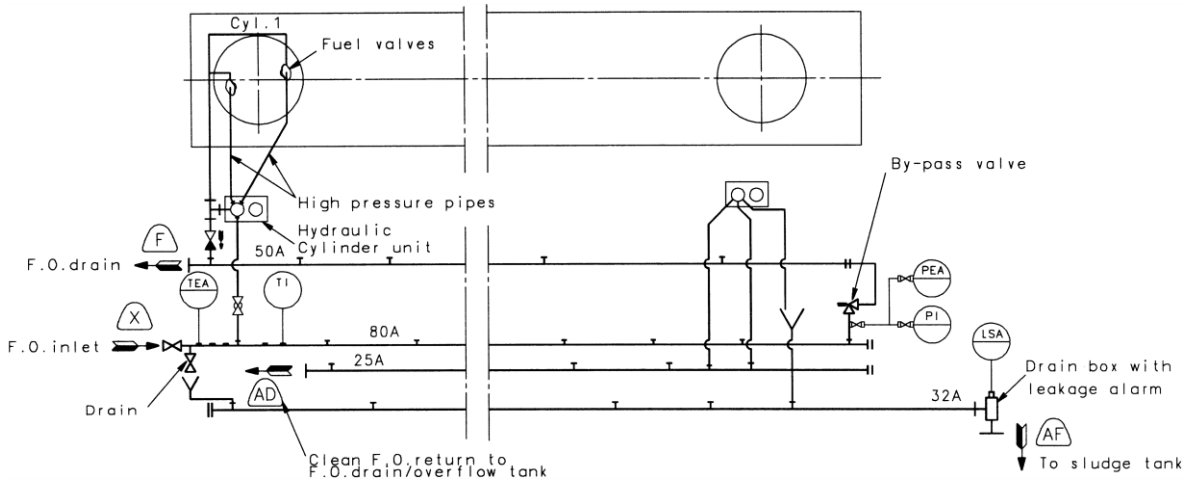


Figura 24. Diagrama de Redes de Admissão e de Dreno de Óleo Combustível do Motor MAN B&W ME-C. Fonte: MAN B&W. ***Fuel Oil Pipes and Drains.*** Manual Técnico do Fabricante MAN B&W. *Reference Licensor Drawing No.:* 1264091-7.1. *Drawing No.:* 13-018251. *Version* 0. *Type:* ME-C.

5.2.2 Bombas Injetoras

Ao ser admitido na bomba injetora pela ação positiva de uma bomba de transferência, o óleo combustível em baixa pressão é comprimido até os injetores, onde atingem altas pressões, necessárias para a atomização e queima nas câmaras de combustão, enviando-o por linhas individuais, para cada injetor.

Já no injetor, o combustível comprimido provoca o acionamento da agulha que veda os orifícios do injetor com a câmara de combustão, vencendo a carga de uma mola e calços que determinam sua pressão de abertura e possibilita a entrada do diesel de forma otimizada. A fuga de combustível ao redor da agulha para refrigeração é recolhida pelo coletor de retorno, que o envia por uma conexão e pela tubulação de retorno ao tanque.

Há diversos tipos de bombas injetoras empregadas nos motores diesel, no entanto, apenas serão destacados os tipos mais empregados a bordo dos navios, das quais a bomba BOSCH, possui o princípio de funcionamento responsável por inspirar outros fabricantes.

Este tipo de bomba injetora pode ser de comando próprio (figura 25) ou sem comando próprio (figura 26), onde a primeira é muito utilizada nos motores de pequeno porte e a segunda nos de médio e de grande porte.

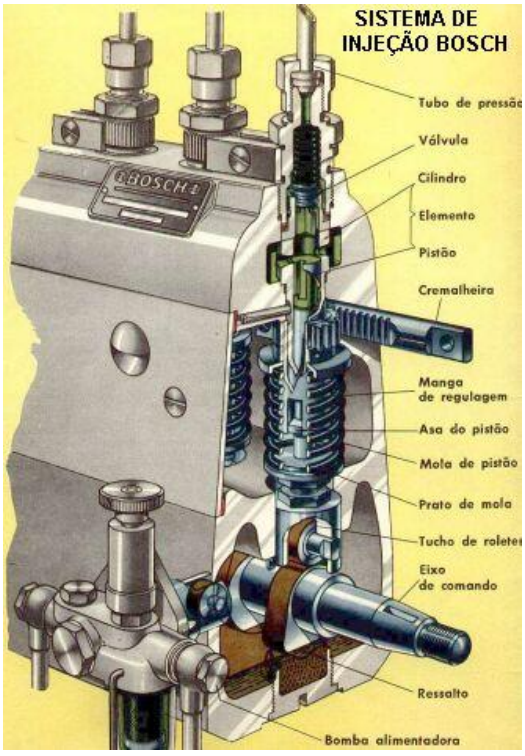


Figura 25. Bomba Injetora de Óleo Combustível de Comando Próprio. Fonte: Disponível em: <http://www.joseclaudio.eng.br/grupos_geradores_3.html>. Acesso em: 08 de Outubro de 2011.

Considerando-se a bomba injetora Bosch de comando próprio, todas as bombas de injeção do motor são reunidas em uma única carcaça e acionadas por um eixo de cames próprio. Porém, acoplado ao eixo de comando, há uma engrenagem em uma de suas extremidades, que por sua vez, engraza em uma engrenagem do eixo de cames do motor.

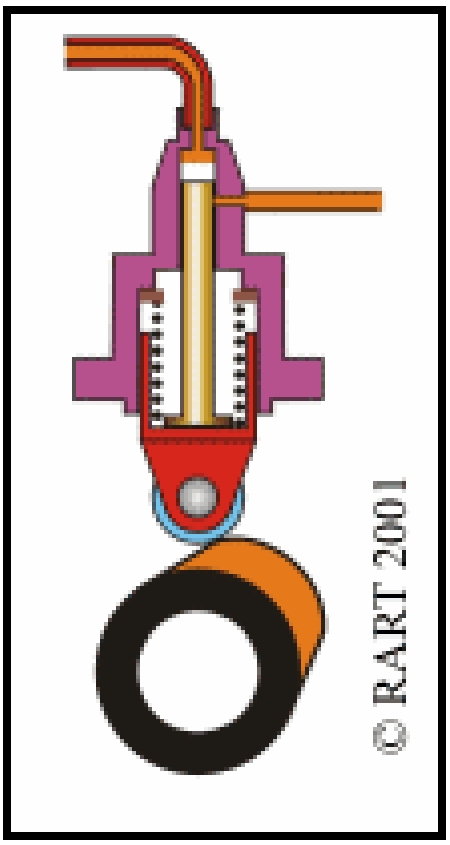


Figura 26. Bomba Injetora de Óleo Combustível Sem Comando Próprio. Fonte: Disponível em: <http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/fuel_pump.htm>. Acesso em: 12 de Dezembro de 2011.

Em contrapartida, a bomba injetora da figura acima é considerada sem comando próprio, pois é acionada pelo próprio eixo de cames do eixo do motor. Nesse caso, se o motor tiver seis cilindros, haverá seis unidades iguais, cada uma acionada por um excêntrico do eixo do motor.

5.2.3 Descrição da Bomba Injetora Sem Comando Próprio

O óleo combustível dever ser injetado no interior do motor a alta pressão, a fim de que ele seja atomizado corretamente. A injeção ocorre em um curto período de tempo e este deve

ser controlado de forma precisa, pois atraso ou avanço na injeção levará a perda de potência e danos ao motor. Para tanto, o tempo de injeção é crucial e deve-se à perfeita sincronização entre o eixo de cames e eixo de manivelas do motor.

Como a rotação do came atua sobre o rolete (*plunger*) pressionado pela mola, este move-se para cima e para baixo no interior da câmara da bomba injetora, conforme ilustra a figura 27.

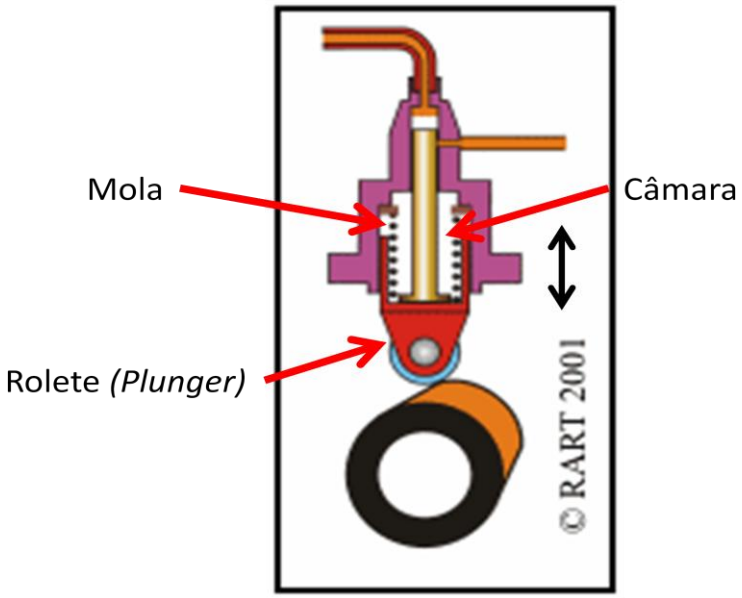


Figura 27. Bomba Injetora de Óleo Combustível Sem Comando Próprio. Fonte: Disponível em: <http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/fuel_pump.htm>. Acesso em: 12 de Dezembro de 2011.

Assim, quando o *plunger* move-se para cima, a pressão de óleo combustível no interior da câmara aumenta muito rapidamente, fazendo com que a válvula de óleo combustível (injetor) abra e pulverize o óleo combustível em finas gotas, conhecida como atomização, no interior do cilindro do motor. Este é princípio de funcionamento da bomba injetora.

Dois diferentes métodos são utilizados. No primeiro método, o *plunger* possui um rasgo helicoidal com um encaixe vertical e um encaixe anular sobre a base do helicoidal. O *plunger* encontra-se no interior do cilindro do corpo da bomba injetora, a qual possui portas de admissão de óleo combustível, conectadas no lado de sucção da bomba, de forma que estas portas estão acima do topo do *plunger* quando o cames estiver sobre sua base circular.

Desta forma, o *plunger* é travado a uma camisa com volante de engrenagens acionada pela cremalheira, a qual proporciona um movimento relativo ao *plunger* em relação à câmara de combustível da bomba injetora. A figura 28 demonstra este tipo de bomba injetora.

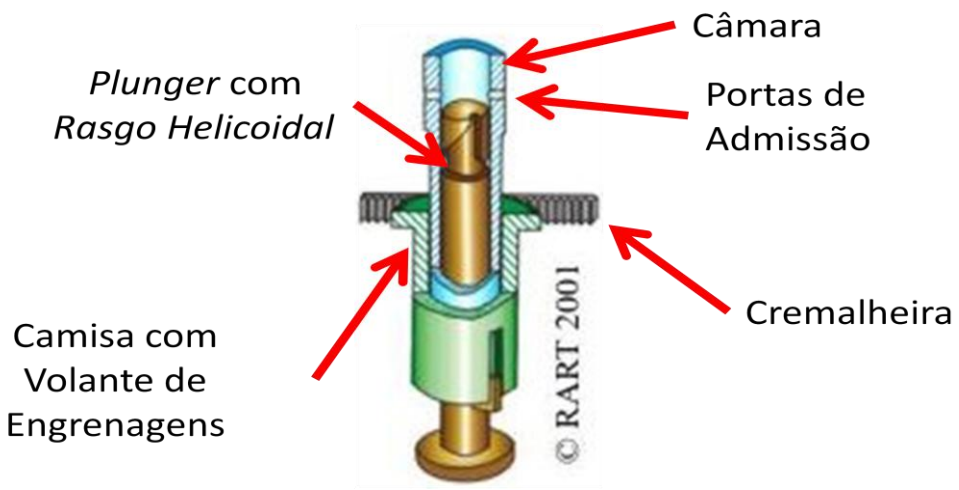


Figura 28. Bomba Injetora de Óleo Combustível Sem Comando Próprio. Fonte: Disponível em: <http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/fuel_pump.htm>. Acesso em: 12 de Dezembro de 2011.

Como o movimento do *plunger* para cima no interior da câmara fecha as portas de admissão de óleo combustível, há um aumento na pressão de óleo combustível. Assim que o rasgo helicoidal coincide com as portas de admissão de óleo combustível, a pressão de óleo combustível no interior da câmara cai imediatamente, ainda que o *plunger* esteja movendo-se acima. Para tanto, a quantidade de óleo combustível injetada, dependerá da posição do rasgo helicoidal do *plunger* fornecida pela cremalheira.

Embora a figura apresentada anteriormente demonstre uma bomba injetora com *plunger* com um único rasgo helicoidal, as bombas injetoras mais comumente empregadas o *plunger* possui dois rasgos helicoidais diametralmente opostos um do outro, conforme visto pela figura 29.

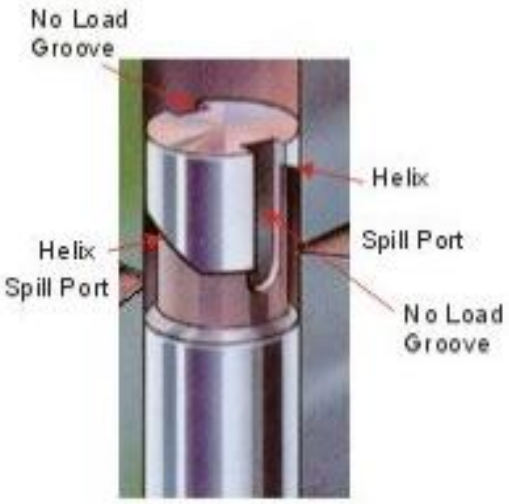


Figura 29. *Plunger* com 2 Rasgos Helicoidais. Fonte: Disponível em: <http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/fuel_pump.htm>. Acesso em: 12 de Dezembro de 2011.

Já o segundo método de controle da quantidade de óleo combustível injetado utiliza válvulas de sucção e de retorno acionadas por varetas. O princípio de funcionamento está ilustrado na figura 30.

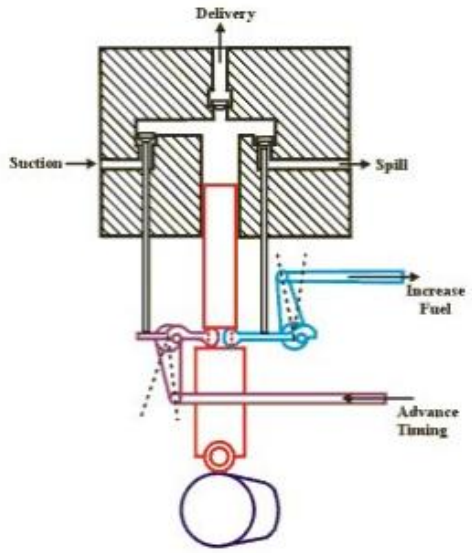


Figura 30. Bomba Injetora de Óleo Combustível Sem Comando Próprio com Válvulas de Sucção e de Retorno Acionadas por Varetas. Fonte: Disponível em: <http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/fuel_pump.htm>. Acesso em: 12 de Dezembro de 2011.

Devido o *plunger* no interior da câmara de injeção da bomba injetora mover-se para cima e para baixo, há duas alavancas pivotadas acionadas pelas varetas as quais abrem as válvulas de sucção e de retorno.

Quando o came seguidor está sobre a base circular do came, a válvula de sucção encontra-se aberta e a válvula de retorno encontra-se fechada. Como o *plunger* move-se para cima no interior da câmara, a vareta de sucção move-se para baixo e a válvula de sucção se fecha. Inicia-se então a injeção e o óleo combustível é distribuído através de uma válvula de retenção para os injetores. Deste modo, o *plunger* continua subindo até que a vareta da válvula de retorno abra esta válvula, fazendo com que a pressão de óleo combustível caia e a injeção seja cessada.

Então, a quantidade de óleo combustível distribuída ao injetor pode ser controlada alterando-se a posição do pivô excêntrico para a alavanca de operação da válvula de retorno. Isto causará um atraso ou avanço na abertura da válvula de retorno. Cabe ressaltar, que igualmente pode-se controlar o início da injeção, alterando-se a posição do pivô da válvula de sucção.

No entanto, a seguir apresenta-se o equipamento destinado a controlar a quantidade de óleo combustível injetada no interior do motor, denominado regulador de velocidade.

5.2.4 Regulador de Velocidade

A rotação de trabalho do motor de combustão interna de dois tempos depende da quantidade de óleo combustível injetada e da carga aplicada à árvore de manivelas (potência fornecida ao propulsor). Além disso, a potência requerida pelo motor pode variar continuamente devido à flutuação da carga, então alguns meios devem prover o controle da quantidade de óleo combustível requerida para manter uma rotação constante do motor durante estas variações na carga.

Outrossim, faz-se necessário limitar a rotação máxima de trabalho do motor, onde esta velocidade não deve induzir esforços que superem os limites de resistência dos materiais, pois a partir de determinados valores de rotação do motor, há a ocorrência de efeitos indesejáveis.

Uma vez que, a quantidade de óleo combustível injetada é dosada pela bomba injetora, de acordo com a variação de carga do motor, limita-se a quantidade máxima de combustível que pode ser injetada. Para tanto, emprega-se o dispositivo denominado governador ou regulador de velocidade, onde o mais comumente empregado é constituído por um conjunto de contrapesos girantes, que por ação da força centrífuga, atua no mecanismo de injeção de óleo combustível das bombas injetoras, de modo a permitir o suprimento de combustível sem variações bruscas e respondendo de forma suave às solicitações da carga. A figura 31 ilustra este tipo de regulador de velocidade.

Figura 31. Regulador de Velocidade com Controle de Débito de Vapor para a Máquina a Vapor. Fonte: Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Governador_centr%C3%ADfugo>. Acesso em: 03 de Dezembro de 2011.

Em se tratando dos reguladores dos motores de combustão interna de dois tempos, há reguladores a rotação constante ou reguladores a rotação variável. Os reguladores a rotação constante são responsáveis por manter o motor em uma mesma rotação, já os reguladores a rotação variável são responsáveis por manter a rotação desejada, de acordo com o ajuste.

Não obstante, dependo de como o regulador de velocidade atua, há basicamente três tipos de reguladores, a saber: regulador mecânico, regulador hidráulico e regulador eletrônico. Em um primeiro momento, serão descritos apenas os reguladores de velocidade mecânico e hidráulico.

5.2.4.1 Regulador Mecânico

O regulador mecânico é constituído por um sistema de contrapesos, molas e articulações, destinados a atuar no débito de óleo combustível quando da variação de rotação pré-determinada para o motor, aumentando ou diminuindo o débito de combustível injetado, de acordo com a variação de carga do motor. A figura 32 ilustra este tipo de regulador de velocidade.

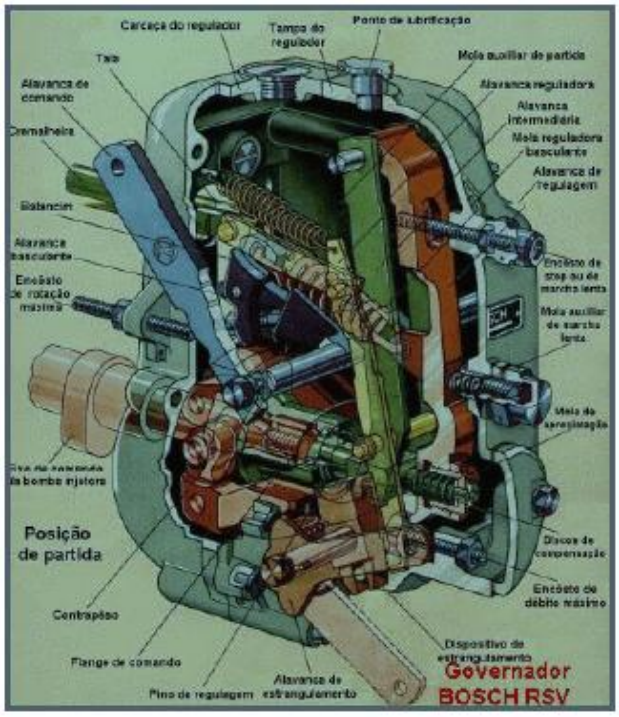


Figura 32. Regulador Mecânico Bosch RSV. Fonte: Disponível em: <http://www.joseclaudio.eng.br/grupos_geradores_3.html>. Acesso em: 08 de Outubro de 2011.

A rotação do motor atua sobre os contrapesos fazendo-os girar. Quando a máquina está operando a velocidade normal, a força centrífuga sobre os contrapesos é equilibrada pela força proveniente de uma mola, de modo que a quantidade de óleo combustível injetada permaneça constante.

Caso haja diminuição na carga do motor, haverá aumento da rotação do motor (como por exemplo, quando a hélice sai da água). Assim, a força centrífuga atuante nos contrapesos, provocará o movimento destes para fora, pressionando e equilibrando esta força centrífuga com a força elástica da mola. Isto atuará na cremalheira de modo a debitar menor quantidade de combustível para o motor.

No entanto, caso haja diminuição da rotação do motor (como por exemplo, quando a hélice volta a ficar submerso na água), ou seja, aumento da carga do motor, haverá reação contrária ao acima descrito. A figura 33 ilustra de forma prática este tipo de regulador.

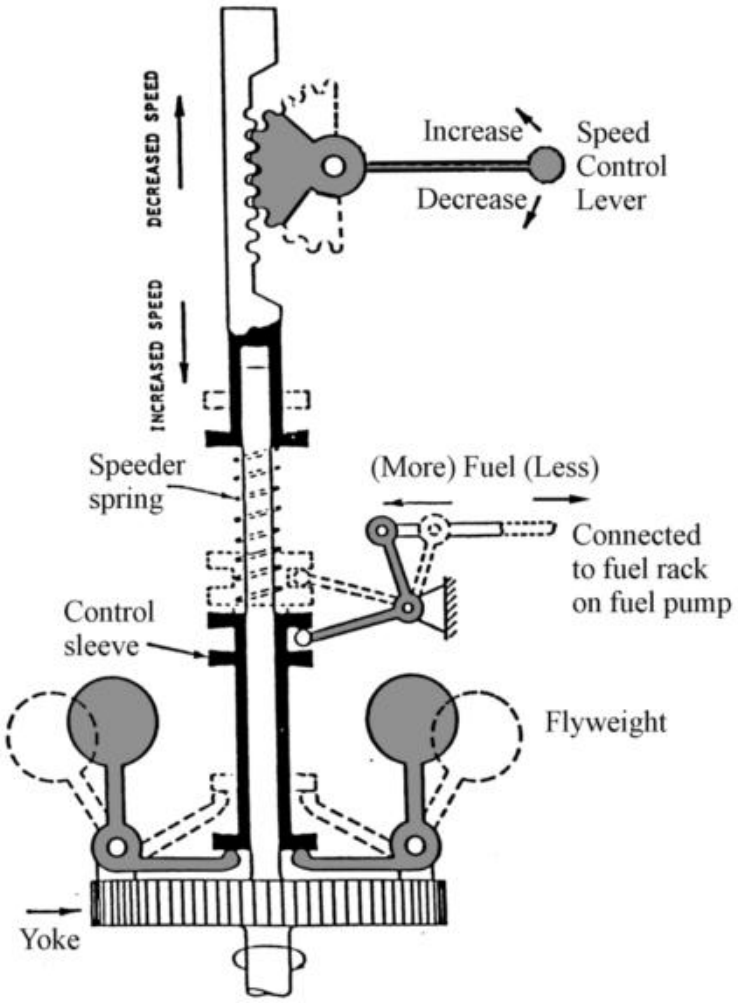


Figura 33. Regulador Mecânico. Fonte: Disponível em: <http://www.splashmaritime.com.au/Marops/data/text/Med3tex/Engpropmed2.htm>. Acesso em: 10 de Outubro de 2011.

5.2.4.2 Regulador Hidráulico

Os reguladores hidráulicos possuem o mesmo princípio de funcionamento dos reguladores mecânicos, no entanto, os reguladores hidráulicos são considerados de maior precisão no controle de velocidade e podem ser acionados pelo motor de combustão interna de dois tempos independentemente da bomba injetora, atuando também no débito de óleo combustível da bomba injetora.

Estes reguladores são constituídos por um sistema de contrapesos girantes, destinados a detectar variações na carga/rotação do motor e, uma pequena bomba hidráulica, responsável por produzir a pressão de óleo necessária ao acionamento. As variações de rotação detectadas pelos contrapesos são convertidas em vazão e pressão de óleo para alimentar um pequeno cilindro conectado à haste que comanda o débito de óleo combustível na bomba injetora. A figura 34 demonstra este tipo de regulador.

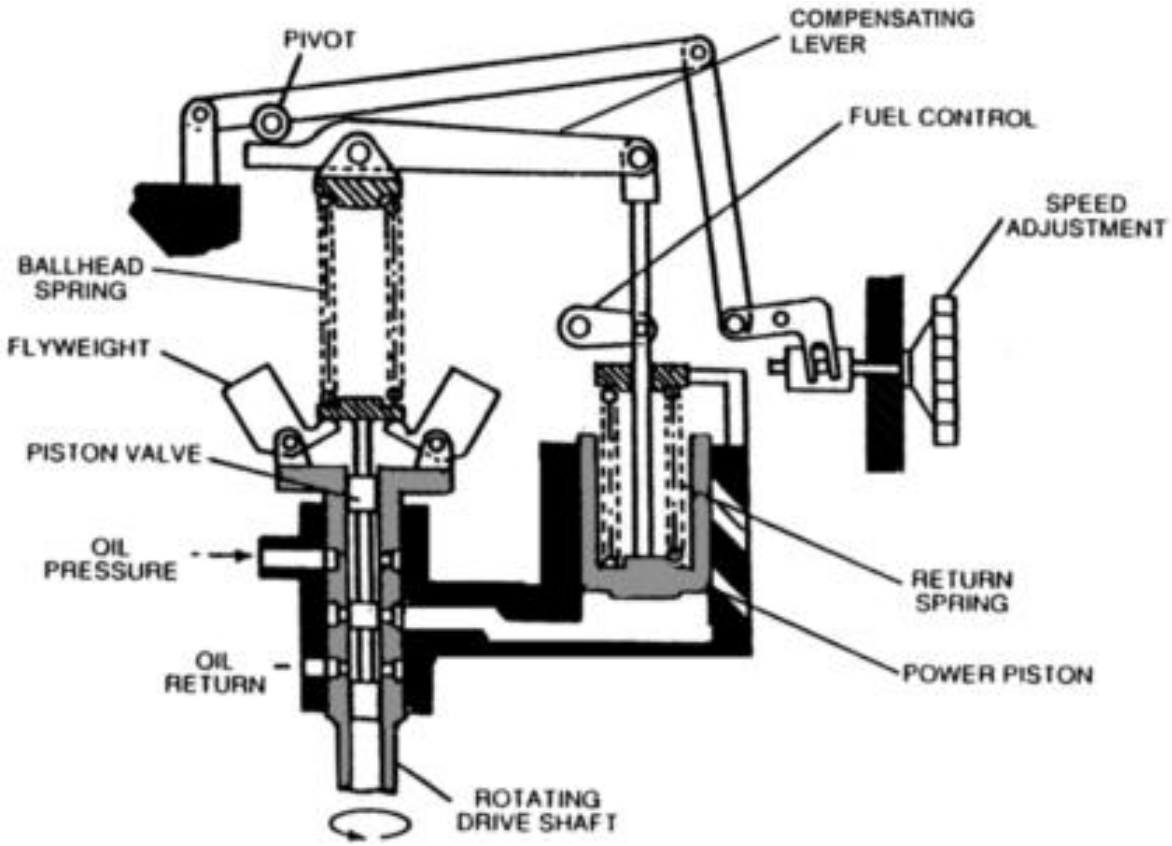


Figura 34. Regulador Hidráulico. Fonte: Disponível em: <http://www.splashmaritime.com.au/Marops/data/text/Med3tex/Engpropmed2.htm>. Acesso em: 10 de Outubro de 2011.

5.3 Sistema de Válvulas de Exaustão

As válvulas de exaustão abrem no interior do cilindro, a fim de que gases pressurizados dentro do cilindro assegurem um fechamento positivo e ajudem a evitar qualquer acúmulo de carbono sobre a sede da válvula.

Motores de dois tempos podem ter uma única válvula de exaustão montada sobre o centro do cabeçote do motor, onde a abertura e o fechamento desta válvula são controlados por um eixo de cames montado sobre o eixo de manivelas. Em motores antigos, o came seguidor movimenta para cima uma vareta, a qual atua no balancim e abre a válvula de exaustão, conforme segue a figura 35.

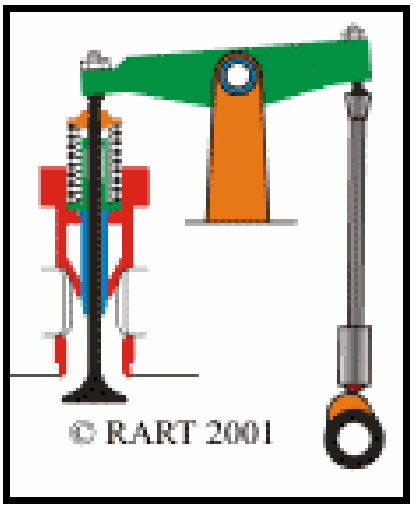


Figura 35. Válvula de Exaustão Acionada por Balancim. Fonte: Disponível em: <http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/fuel_pump.htm>. Acesso em: 12 de Dezembro de 2011.

Tal sistema apresenta desvantagens, das quais, têm-se como principais: os acionamentos vareta, balancim e haste da válvula representam carga extra para o motor; o movimento circular na extremidade do balancim acionando a haste da válvula tende a provocar maior atrito da haste ao seu guia, gerando desgastes em ambos; desgastes excessivos no guia da válvula de descarga acarretam no escape de gases da exaustão pela haste da válvula, o que resulta em sobreaquecimento e acelera o processo de desgaste e as molas responsáveis por manter as válvulas de exaustão fechadas possuem um período de vida útil e estão sujeitas à quebra.

No entanto, motores de dois tempos modernos as válvulas de descarga são acionadas hidráulica e pneumaticamente, conforme figura 36.

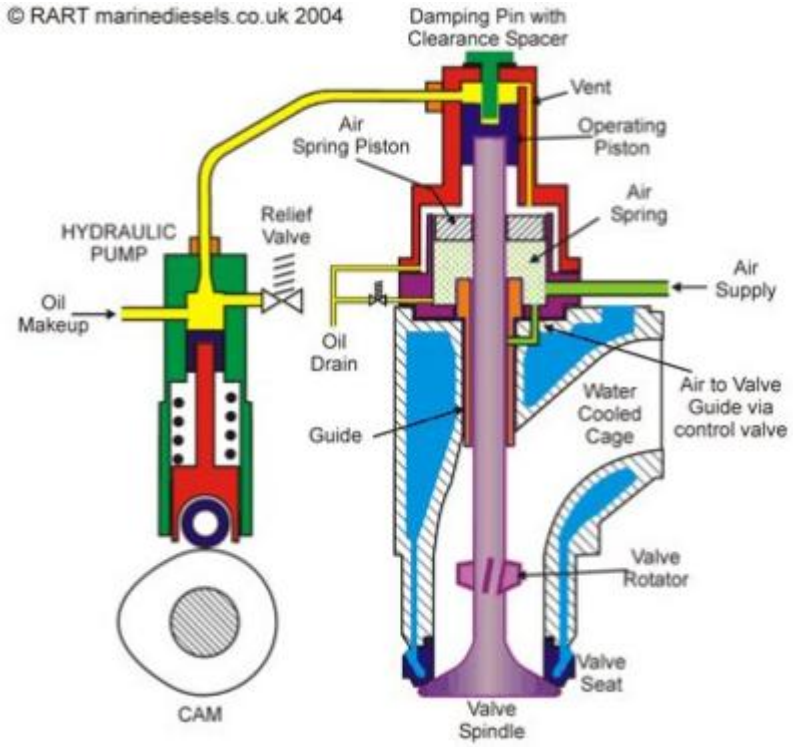


Figura 36. Válvula de Exaustão com Acionamento Hidráulico/Pneutmático. Fonte: Disponível em: <http://www.marinediesels.info/ 2_stroke_engine_parts/fuel_pump.htm>. Acesso em: 12 de Dezembro de 2011.

O came aciona uma bomba hidráulica ao invés da vareta e o óleo (proveniente do sistema de lubrificação do motor) é descarregado pela bomba de modo a atuar em um pistão no interior da válvula de exaustão responsável por abri-la.

Para tanto, ao invés de molas mecânicas, a válvula de descarga possui ar pressurizado a 7 bar, que é enviado através de uma válvula de retenção para o interior de um pistão montado na haste da válvula de exaustão.

Conforme a válvula de exaustão sobe, o ar debaixo do pistão é comprimido. A expansão deste ar comprimido ocorre quando a pressão hidráulica é aliviada ajudando no fechamento da válvula de exaustão. Vale destacar, que este ar é acompanhado de pequena quantidade de óleo com o propósito de lubrificação, além de também ser guiado para baixo, no guia da válvula de exaustão. Isto mantém o guia frio e lubrificado e previne escape de gases de exaustão para cima do guia. O excesso de óleo coletado no fundo do cilindro de ar de fechamento da válvula de exaustão é drenado para um tanque de coleta.

De modo a prevenir um bloqueio do ar, o sistema hidráulico tem um pequeno vazamento para a parte superior do cilindro hidráulico da válvula de exaustão e um arranjo de amortecimento também é montado sobre o topo da válvula de exaustão, responsável por evitar choques mecânicos da sede da válvula de exaustão.

Além disso, a haste da válvula de exaustão é feita com um sistema denominado rotocap, que é acionado pela energia cinética dos gases de exaustão, fazendo com a válvula gire em pequenas quantidades quando da passagem desses gases. Isto faz com que a válvula mantenha uma mesma temperatura e ajuda a reduzir o acúmulo de depósitos sobre a sede da válvula.

No capítulo posterior, será feita uma abordagem sobre o funcionamento dos motores de dois tempos controlados eletronicamente, bem como sua principal característica, no que se refere à vantagem de sua utilização nos navios mercantes de grande porte.

6 SISTEMA ELETRÔNICO MOTOR DE DOIS TEMPOS

No que tange as embarcações mercantes, atualmente há um grande número de motores eletrônicos ou motores inteligentes como constituintes dos motores de propulsão principal desses navios.

De acordo com o catálogo de experiência de serviço do fabricante MAN B&W (2010), atualmente cerca de quinhentos motores controlados eletronicamente compõem a frota mercante, cujo foco principal está na redução efetiva da emissão de gases poluentes para a atmosfera, seja por motivos de preservação ambiental ou por questões legais em detrimento do Anexo VI da MARPOL[4], como pode ser visto no Anexo II.

Em um motor de dois tempos convencional (mecânico), a atuação da injeção de óleo combustível e das válvulas de exaustão é feita pelo eixo de cames. Estas operações mecânicas dadas por acoplamentos limitam o tempo de resposta destes motores.

No entanto, para se obter um ganho de controle operacional total, torna-se necessário substituir o sistema de acoplamento mecânico de atuação das bombas injetoras e das válvulas de exaustão ao eixo de manivelas por um sistema amplamente ajustável, mesmo que o motor esteja em funcionamento.

Então, um sistema de comando hidráulico das bombas injetoras e das válvulas de exaustão controlado eletronicamente proporciona a flexibilidade requerida, juntamente com uma central eletrônica denominada por Sistema de Controle do Motor.

O Sistema de Controle do Motor para motores eletrônicos está habilitado ao controle remoto, de modo que este sistema possui uma interface para o Sistema de Controle do Passadiço, para o Centro de Controle da Máquina e para o Painel de Operação Local do Motor, onde este último substitui o controle do motor convencional.

Além de proporcionar uma rápida resposta à operação do motor, o sistema eletrônico permite que a reversão da rotação do motor seja feita eletronicamente, alterando-se o tempo de injeção de óleo combustível, atuação das válvulas de exaustão e das válvulas de partida.

No que diz respeito às funções dos reguladores convencionais, o regulador eletrônico convencional funciona através do Sistema de Controle do Motor.

[4] Segundo a Convenção MARPOL 73/78 (2010), o Anexo VI trata da Convenção Internacional para a Prevenção da Poluição do Ar Causada por Navios, 1973 (MARPOL), como modificada pelo Protocolo de 1978 relativo àquela Convenção, como modificada pelo Protocolo de 1997, como emendado pela Organização, desde que essas emendas sejam adotadas e entrem em vigor de acordo com o disposto no Artigo 16 da presente Convenção.

6.1 Composição Básica do Motor Eletrônico

Os motores de dois tempos eletrônicos são constituídos basicamente por um Sistema Eletrônico, a ser descrito posteriormente; Unidade de Suprimento de Energia Hidráulica (*Hydraulic Power Supply* - HPS), figura 37; Sistema de Sensores Detectores da Posição do Eixo de Manivelas (*Tacho System*), figura 38; Unidade Hidráulica do Cilindro (*Hydraulic Cylinder Unit* - HCU) figura 39; Unidade de Controle do Cilindro (*Cylinder Control Unit* - CCU), figura 40.

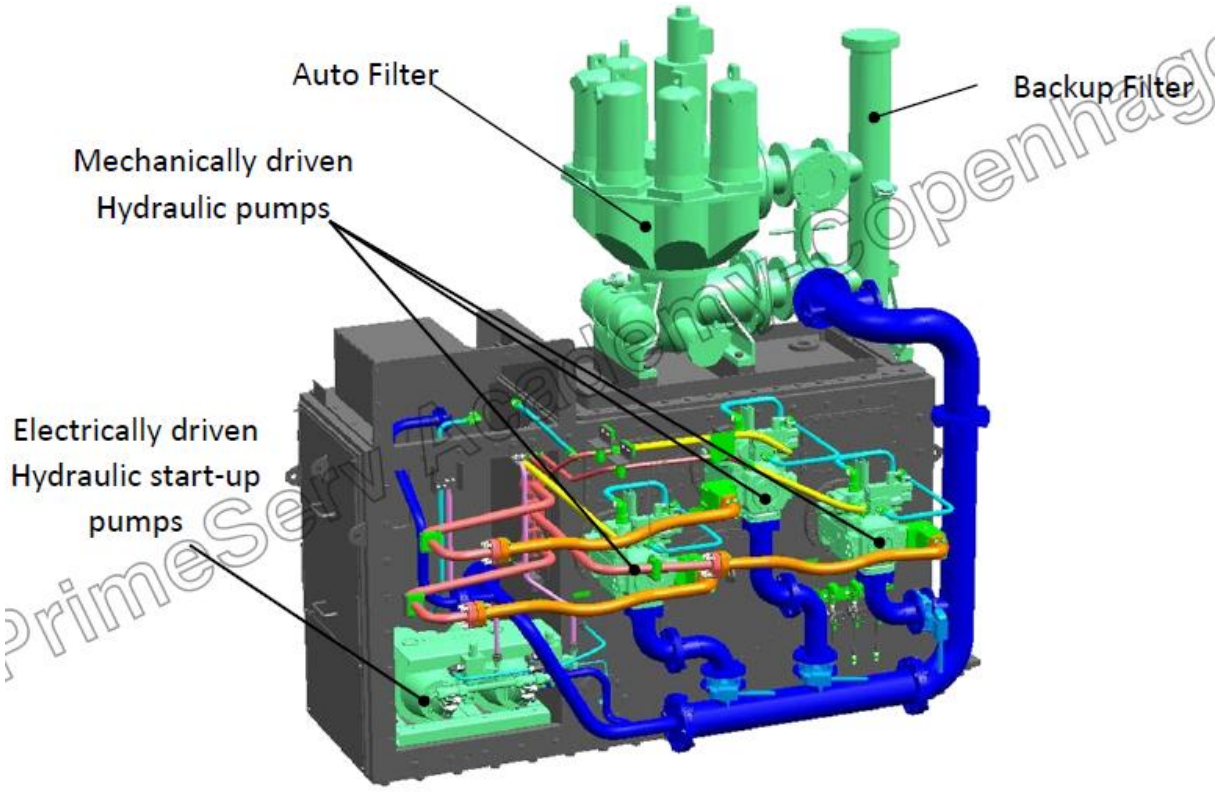


Figura 37: Unidade de Suprimento Hidráulico (HPS). Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Hydraulic Power Supply. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

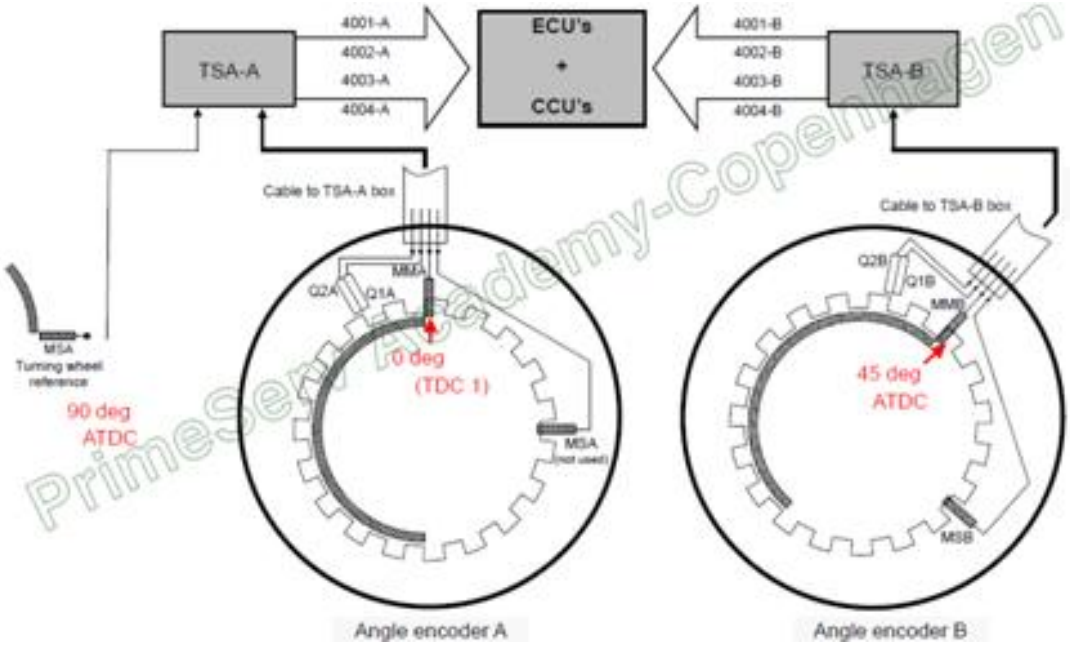


Figura 38: *Pick-Ups.* Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Tacho System Angle Encoders. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

Figura 39: Unidade Hidráulica do Cilindro (HCU). Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Hydraulic Cylinder Unit. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

Figura 40: Unidades de Controle dos Cilindros (CCU's). Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Cylinder Control Units. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

O Sistema Eletrônico responde por toda operação eletrônica do motor, de modo a receber e enviar todos os sinais analógicos ou digitais necessários para seu perfeito funcionamento.

Já a HPS é composta principalmente por bombas elétricas e bombas hidráulicas (conforme visto na figura 37), onde estas últimas são acionadas pelo eixo de manivelas do motor com transmissão por engrenagens (figura 41) ou por corrente (figura 42) e são destinadas a fornecer a energia hidráulica para os atuadores hidráulicos das unidades de injeção de óleo combustível e unidades de abertura das válvulas de exaustão.

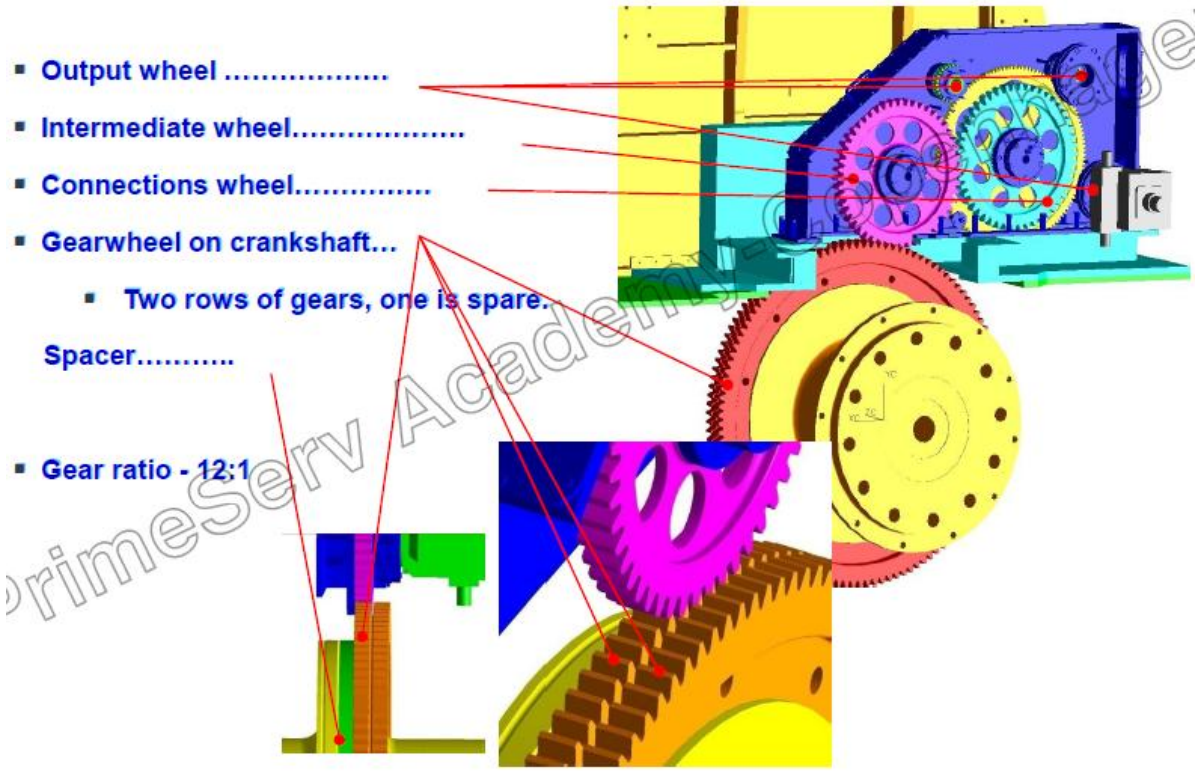


Figura 41: Bombas Hidráulicas Acionadas por Engrenagens. Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Hydraulic Power Supply. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

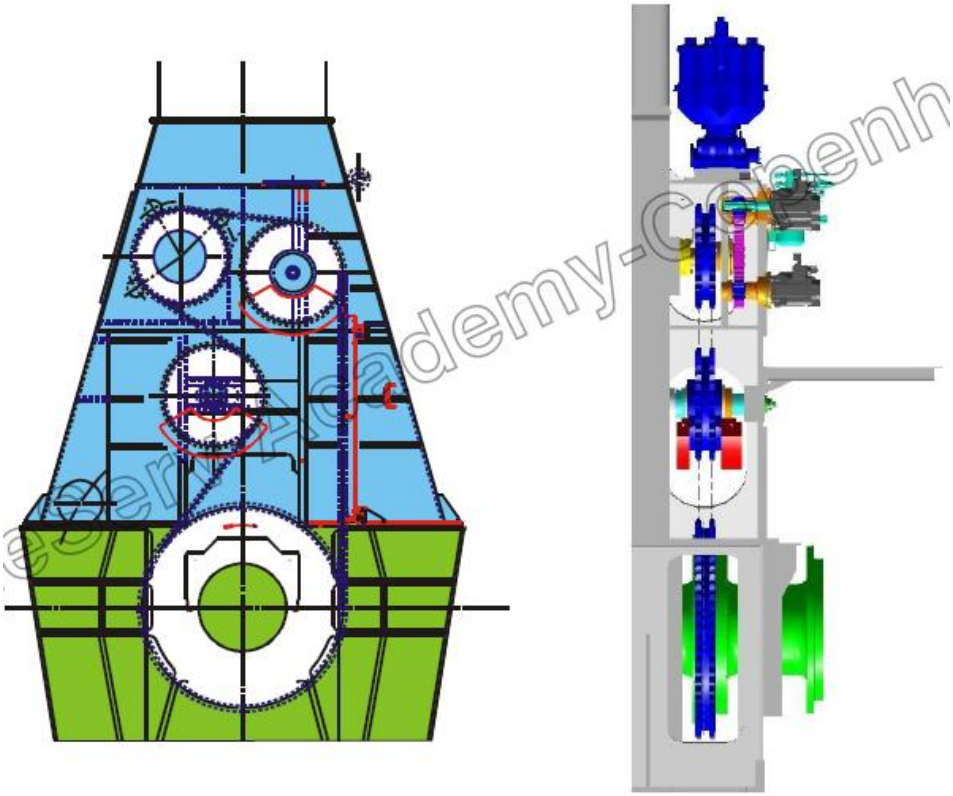


Figura 42: Bombas Hidráulicas Acionadas por Corrente. Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Hydraulic Power Supply. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

Cabe ressaltar, que este sistema substitui o eixo de cames do motor convencional, trazendo importantes vantagens ao motor eletrônico, tais como: ganho de cerca de vinte e cinco por cento de potência e redução do tamanho do motor. Além disso, a abertura e fechamento das válvulas de exaustão ocorrem da mesma forma que no motor convencional com válvulas de exaustão com acionamento hidráulico/pneumático, no entanto, ao invés do cames há a unidade hidráulica do cilindro, coforme mostra a figura 43.

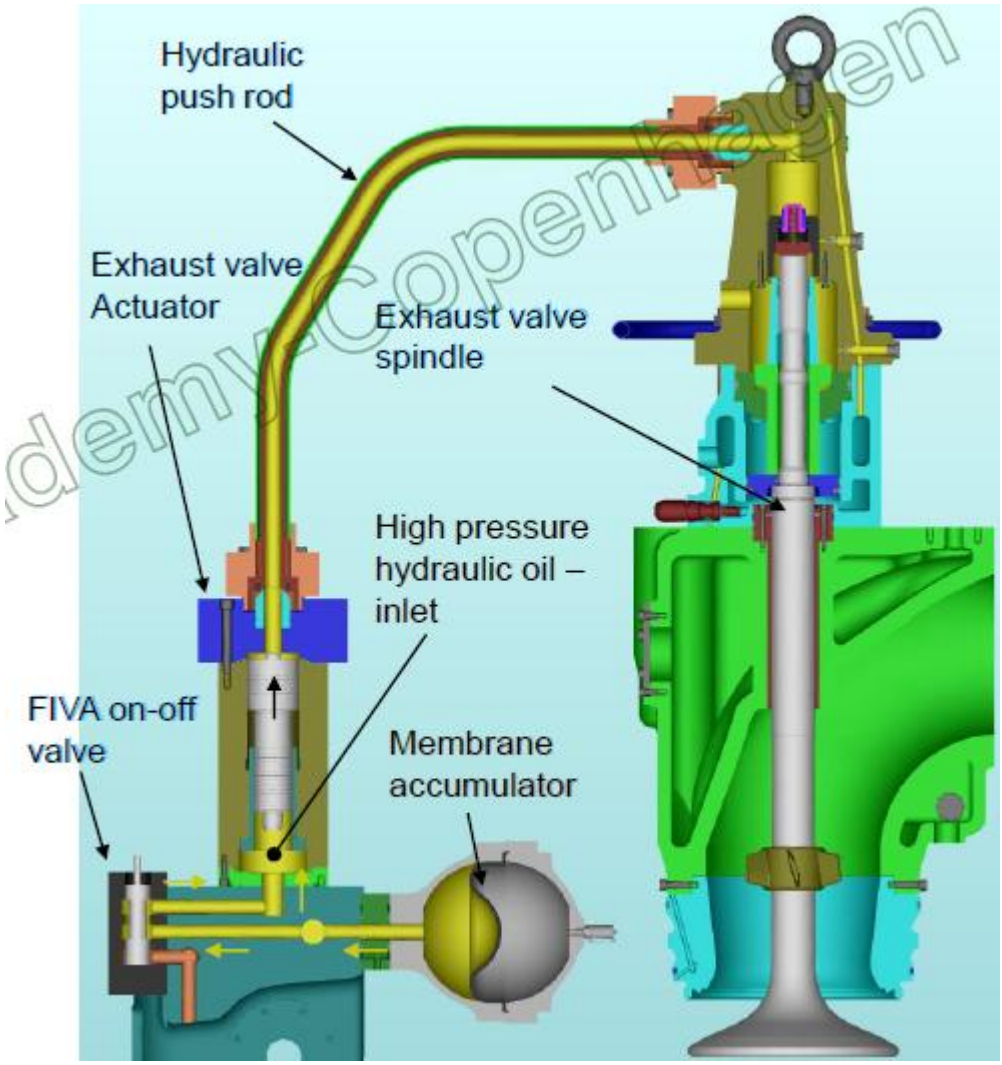


Figura 43: Sistema da Válvula de Exaustão. Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Introduction to ME Engine. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

O *Tacho System* é constituído por sensores detectores de posição (figura 44), denominados *pick-ups*, cuja função está em detectar e enviar às centrais eletrônicas do motor, a posição exata do eixo de manivelas.

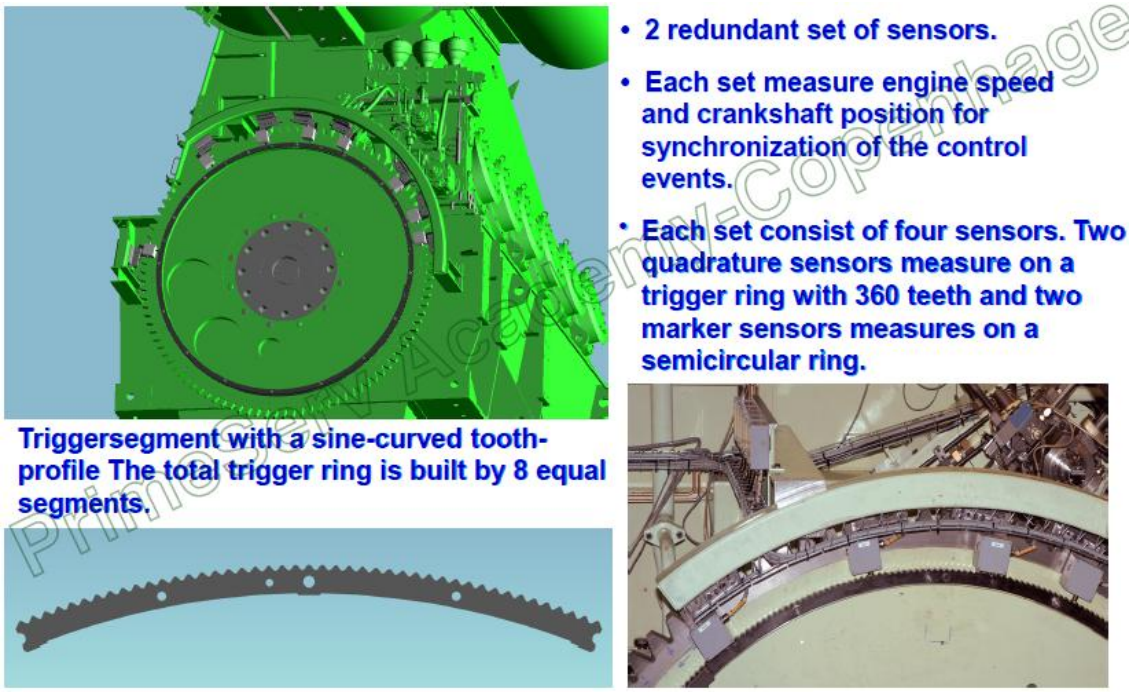


Figura 44: *Tacho System*. Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Trigger Rings and Pick-Ups. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

Para tanto, a HCU (figura 45) é composta da seguinte forma: Bloco de Distribuição Hidráulica; FIVA (*Fuel Injection and Valve Actuator* - Atuadores Eletrônicos da Válvula de Exaustão e da Injeção de Óleo Combustível); Acumulador de Nitrogênio, responsável basicamente por manter uma pressão constante e estável na linha hidráulica para injeção e abertura da válvula de exaustão; Lubrificador do Cilindro; e, Redes de Alta Pressão.

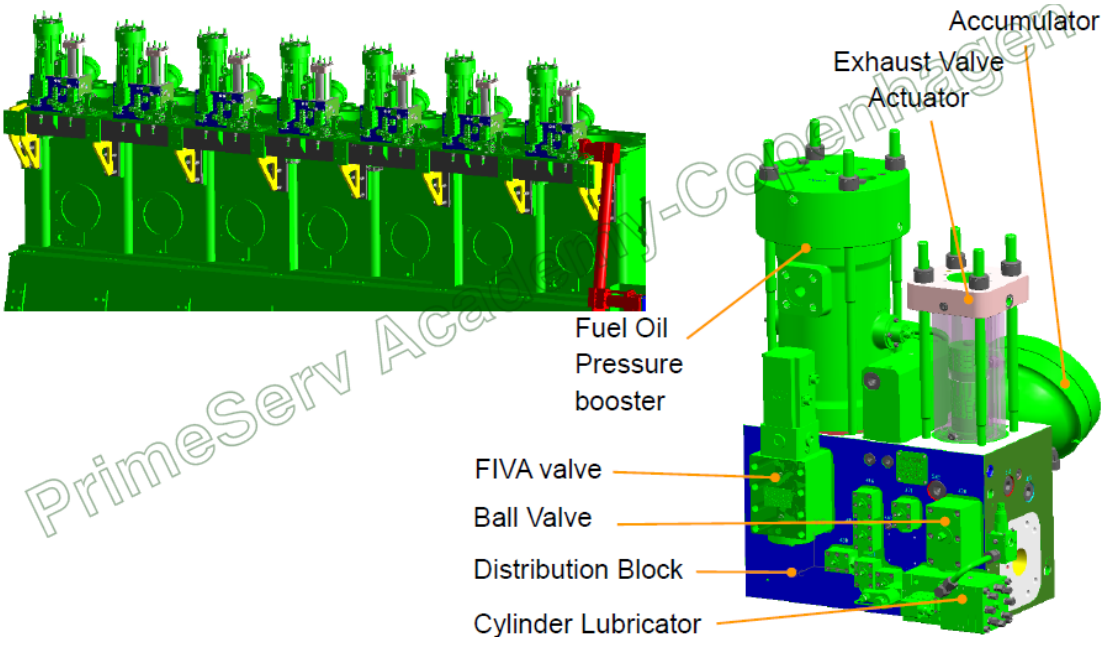


Figura 45: Unidade Hidráulica do Cilindro (HCU). Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Hydraulic Cylinder Unit. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

Enfim, a CCU é constituída por Placas Eletrônicas Controladoras (*Multi Purpose Controller* - MPC, figuras 46 e 47), destinadas a processar todos os sinais das centrais eletrônicas do motor e respondem pela operacionalidade de cada cilindro do motor, conforme ilustra a figura 48.

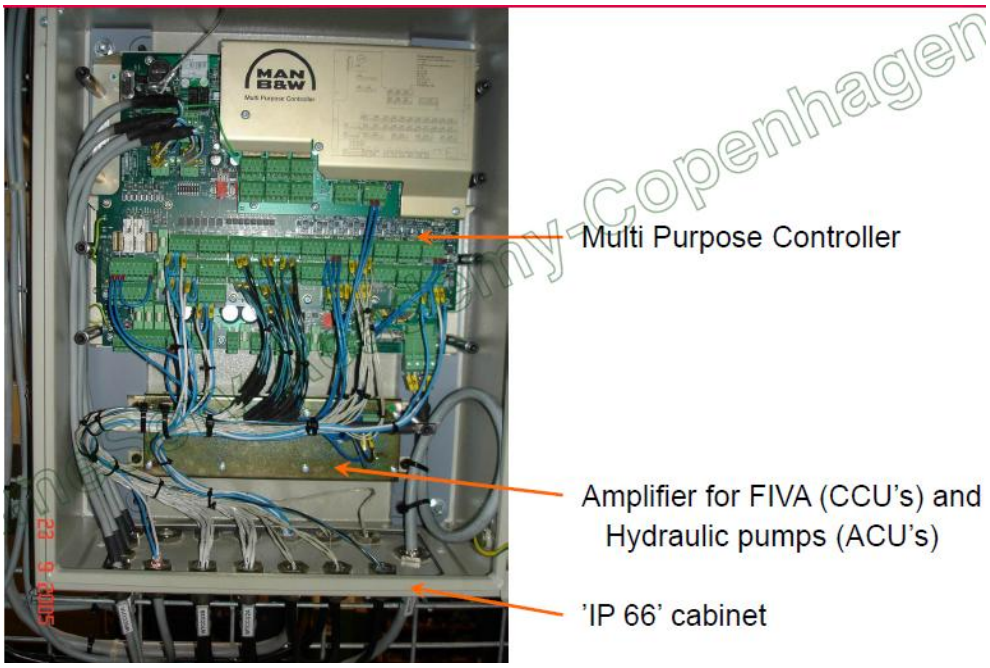


Figura 46: MPC. Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Cylinder Control Unit. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

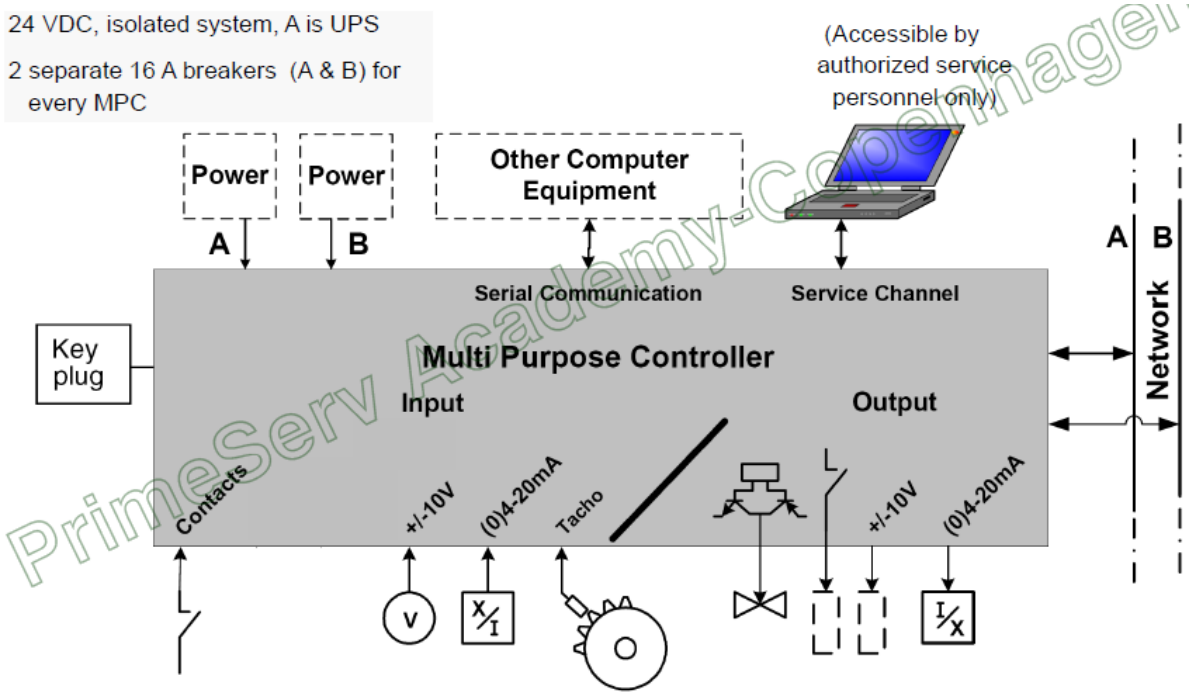


Figura 47: MPC. Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Cylinder Control Unit. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

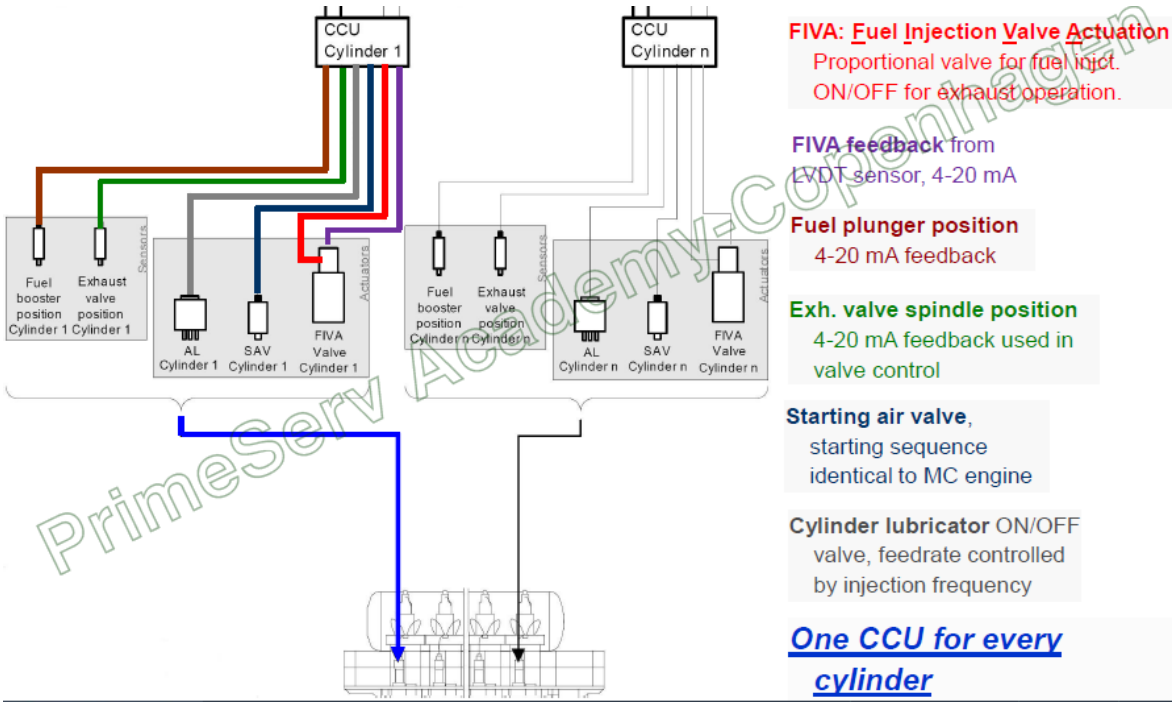


Figura 48: Unidade de Controle do Cilindro (CCU). Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Cylinder Control Unit. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

6.2 Descrição do Sistema Eletrônico

O Sistema de Controle do Motor (*Engine Control System* - ECS) consiste de unidades controladoras responsáveis por diversas operações no motor, descritas de forma breve, conforme se segue:

I) EICU (*Engine Interface Control Unit*) - A Unidade de Controle Interface Motor responde pela interface aos sistemas externos.

II) ECU (*Engine Control Unit*) - A Unidade de Controle do Motor é responsável por controlar as seguintes funções do motor: regulador eletrônico da rotação do motor; modo de funcionamento; e sequência de partida e reversão do motor.

III) ACU (*Auxiliary Control Unit*) - A Unidade de Controle Auxiliar destina-se ao controle das bombas da unidade HPS (*Hydraulic Power Supply*) e dos sopradores auxiliares.

IV) CCU (*Cylinder Control Unit*) - As Unidades de Controle dos Cilindros controlam as válvulas solenóides ELFI (*Electronic Fuel Injection*) e ELVA (*Electronic Valve Actuator*).

V) ALCU (*Alpha Lubricators Control Unit*) - A Unidade de Controle dos Lubrificadores controla a lubrificação das camisas dos cilindros de acordo com o funcionamento do motor.

Deste modo, as unidades de controle da ECU operam em conjunto, porém cada qual com funções inerentes a cada unidade de controle.

As EICU's recebem os sinais de entrada das três estações de controle, ou seja, Passadiço (*Bridge Panel*), Centro de Controle de Máquinas (*Engine Control Room Panel*) e da Praça de Máquinas (*Local Operational Panel*) e então selecionam a estação ativa por meio do sinal ativo fornecido pelo sistema de Controle Remoto. Os sinais de entrada correspondem aos comandos principais de rotação desejada e de rotação do motor. Então, nas unidades EICU's a rotação desejada é processada através de algoritmos que asseguram que a rotação do motor permaneça na rotação desejada.

Neste momento, a rotação desejada processada pelas EICU's e o modo de rotação do motor requerido estão disponíveis via controle de rede para serem utilizados pelas ECU's como uma referência para o controle de rotação e controle do modo de rotação do motor.

Já na ECU, o controle de rotação do motor é feito através do cálculo da quantidade de óleo combustível adequada para a queima de cada cilindro.

O cálculo feito por meio da ECU (controladora de rotação) realiza-se em relação à posição do eixo de manivelas, a fim de que sua execução ocorra exatamente no momento da injeção de óleo combustível. Esta posição é obtida por meio do Sistema de Sensores Detectores de Posição (*Tacho System*), responsáveis por enviar a posição exata do eixo de manivelas em tempo real à ECU.

O sinal de saída do controlador de rotação trata-se da quantidade de óleo combustível requerida pelo motor para ser injetado na próxima combustão. Este sinal é dado também através de algoritmos (limitadores de combustível) resultando na produção do sinal de comando da quantidade de óleo combustível a ser injetada.

Baseado no algoritmo do modo de rotação do motor selecionado, o perfil de injeção é ajustado, os parâmetros de tempo para injeção de óleo combustível e de abertura da válvula de exaustão são calculados e determina-se também a pressão desejada proveniente da Unidade de Energia Hidráulica (HPS).

Então, os resultados da quantidade de óleo combustível, o perfil de injeção requerido e os parâmetros de tempo para injeção e válvulas de exaustão são todos enviados para a CCU do cilindro em questão via controle de rede. Igualmente, o valor desejável da pressão hidráulica é enviado para todas as ACU's.

Assim, de acordo com o tempo da próxima queima do cilindro, a CCU assegura que o cilindro tenha recebido um novo valor válido. Onde o ângulo de início é ajustado utilizando-se o sistema de detecção da posição do eixo de manivelas do motor (*Tacho System*).

Com o término da injeção, os ângulos de abertura e fechamento da válvula de exaustão são ajustados também pelo sistema de detecção da posição do eixo de manivelas do motor (*Tacho System*) e o sinal de controle da válvula de exaustão é então ativado em concordância com o ângulo do eixo de manivelas.

Já as ACU's controlam a pressão do sistema HPS utilizando o valor da pressão desejada dada pelas ECU's como referência. Porém, a partida e parada dos sopradores auxiliares são controladas de acordo com a pressão do ar de lavagem.

Finalizando o sistema eletrônico, tem-se o Painel de Operação Principal (*Main Operational Panel* - MOP) que é a interface principal para o engenheiro que opera o motor. O MOP se comunica com os controladores do ECS através de rede.

As figuras 49 e 50 apresentam a interligação entre todas as unidades de controle do motor eletrônico e todo o sistema eletrônico do motor respectivamente.

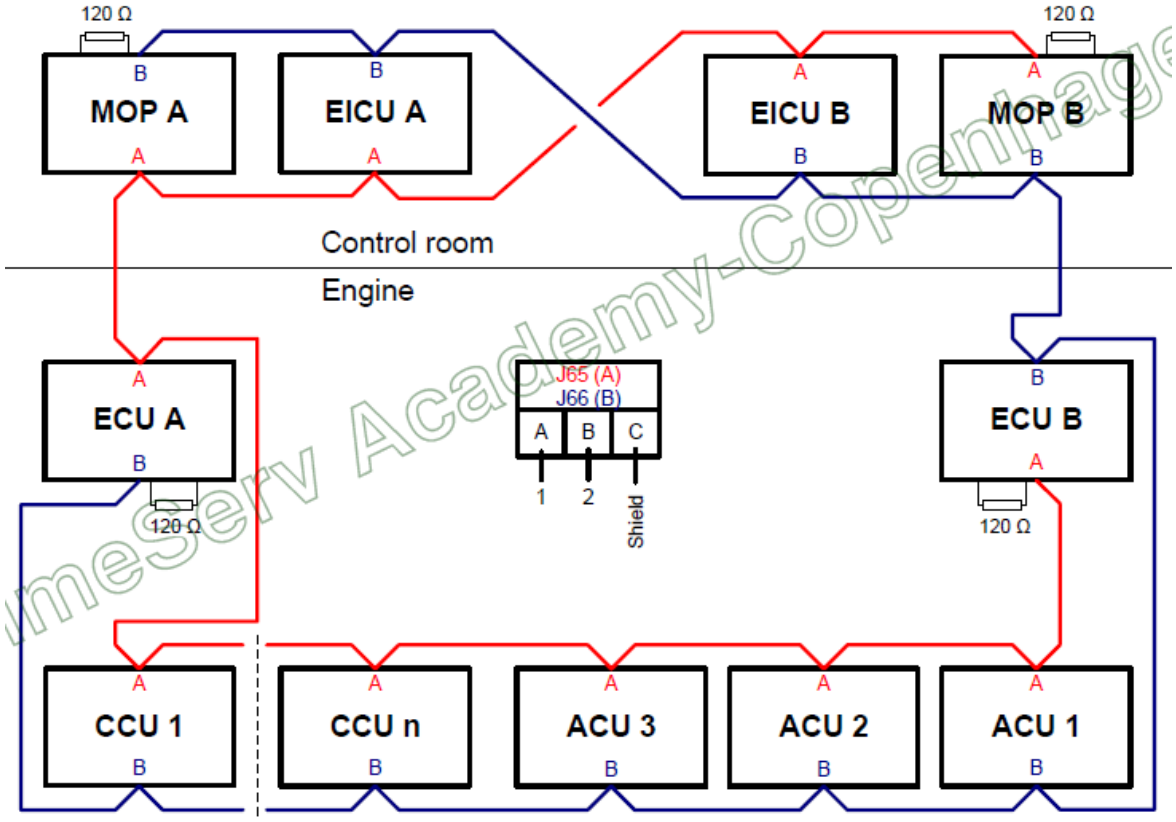


Figura 49. Rede de Controle. Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Control Network. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

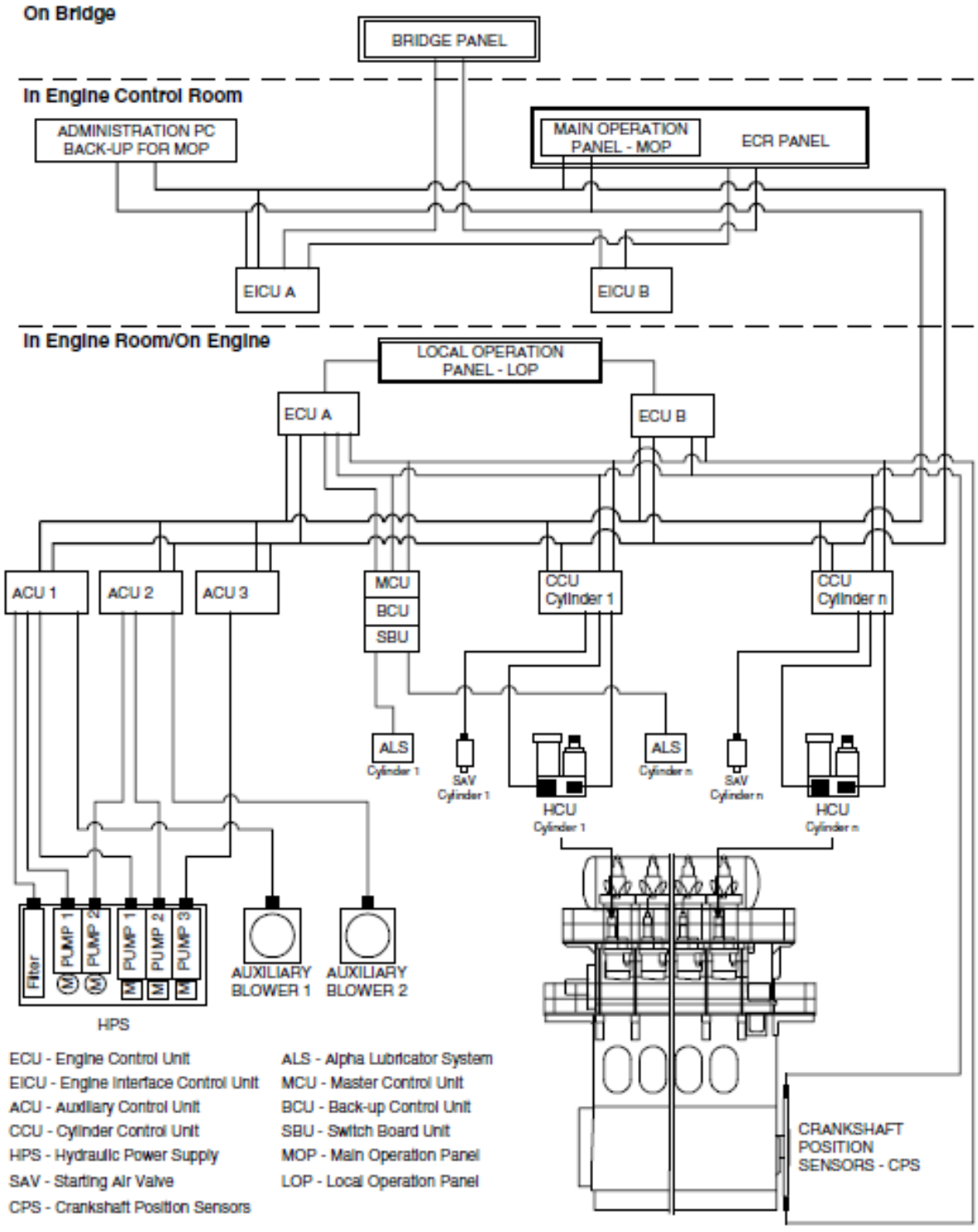


Figura 50. Sistema Eletrônico do Motor. Fonte: MAN B&W. ***Specification of Main Engine.*** Manual Técnico do Fabricante. *HSD Engine - MAN B&W 6S70ME-C. Samsung Heavy Industries Co., Ltd. Documentation No. MA01-1236.*

6.3 Modos do Regulador e Modos de Funcionamento do Motor

O regulador eletrônico do motor inteligente pode atuar de três modos distintos entre si, tais como:

I) *RPM Control*, ou seja, Controle de Rotação, em que o sistema eletrônico do motor atua de modo a limitar a rotação do motor de acordo com o valor desejável.

II) *Torque Control* ou Controle de Torque, onde o sistema eletrônico atua de modo a limitar o torque do motor quando de variações de carga e o limita ao valor desejável.

III) *Index Control* ou Controle do Index, de forma que limita-se a injeção de óleo combustível para o motor, de acordo com o valor desejável.

Em contrapartida, no que refere-se aos modos de funcionamento do motor, estes podem ser de dois tipos:

I) *Economy Mode* ou Modo Econômico, no qual o motor opera de modo a obter seu rendimento máximo, onde não se tem um controle tão eficaz da emissão de gases para a atmosfera.

II) *Emission Mode* ou Modo de Emissão, onde o motor opera com controle de injeção de óleo combustível e abertura da válvula de exaustão de forma específica, em que há um maior controle da emissão de gases poluentes à atmosfera, principalmente no que diz respeito à emissão de NOx.

Em se tratando do Modo de Emissão, considerando-se o pistão na fase de compressão estando o pistão em seu curso de subida e fechando as janelas de admissão de ar, o cilindro ainda permanece com a válvula de exaustão na posição aberta em parte do curso de subida do pistão ao PMS. Assim, o controle eletrônico atua no tempo de abertura desta válvula, favorecendo a redução considerável da temperatura no interior do cilindro, que aliada à injeção de combustível controlada, resulta em menor emissão de gases poluentes, principalmente NOx, para a atmosfera.

O acima descrito pode ser demonstrado pela figura 51, que apresenta um diagrama aberto do motor, relacionado à emissão de NOx para a atmosfera, de acordo com o modo de funcionamento do motor eletrônico.

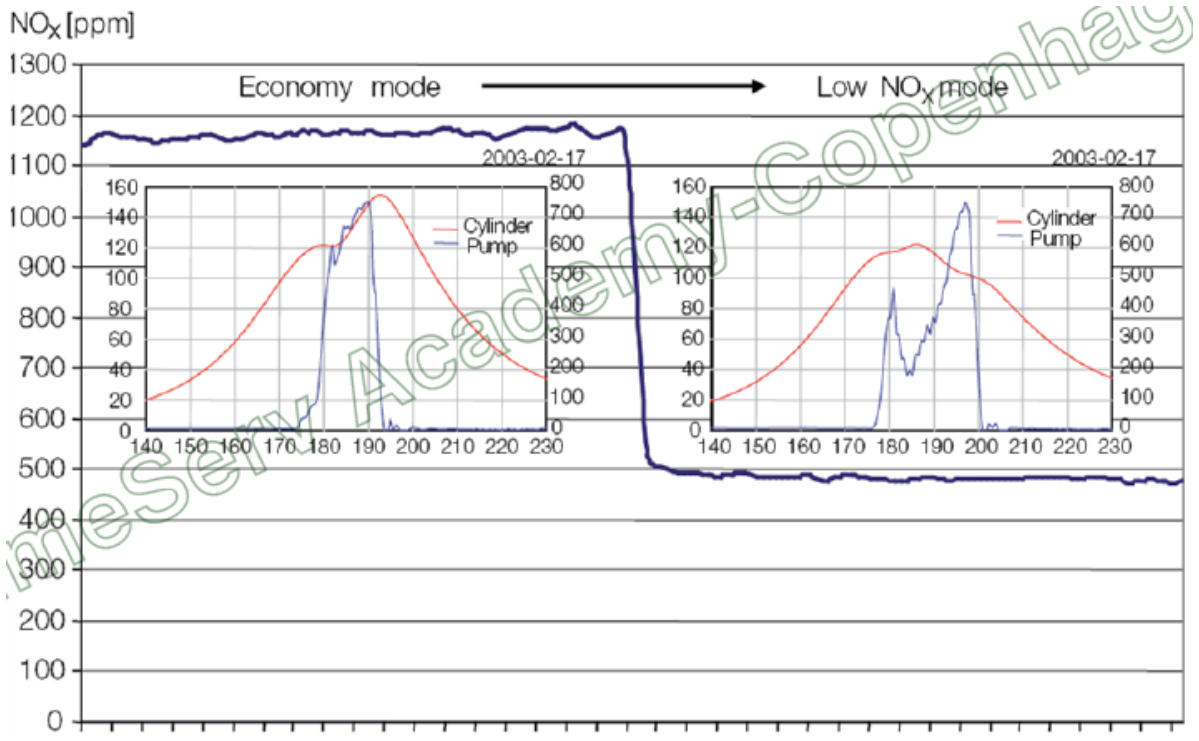


Figura 51. Comparação dos Modos de Funcionamento *Economy Mode* e *Emission Mode*. Fonte: MAN Diesel. ***ME Engine Control System:*** *Injection Profiles. MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

Conforme pode ser visto na figura 51, os gráficos trazem em sua essência os diagramas abertos e as injeções de óleo combustível de acordo com os modos de funcionamento do motor eletrônico, discriminando a concentração de NOx emitida para o meio ambiente por cada modo.

Assim, no primeiro diagrama aberto com o motor no modo econômico, notam-se pressões de compressão e pressões máxima em torno de 120 bar e 152 bar respectivamente, onde ocorre a injeção de óleo combustível a partir de 180° do eixo de manivelas, de forma gradual até pouco antes de se atingir a pressão máxima.

Tal configuração traz ao motor maior rendimento térmico, no entanto, a taxa de concentração de gases poluentes emitidos para a atmosfera, mais precisamente NOx, encontra-se aproximadamente em 1150 ppm.

Em contrapartida, estando este mesmo motor operando no modo de emissão, nota-se que embora o valor da pressão de compressão encontra-se próximo do mesmo valor que o motor operando no modo econômico, ou seja, quase 120 bar, devido o controle eletrônico atuar no tempo de abertura da válvula de exaustão, mantendo-a na posição aberta por mais

tempo, a pressão máxima apresenta um valor muito inferior do modo econômico, apresentando um valor aproximado de pouco mais do que 120 bar.

Cabe ressaltar ainda, que a injeção de óleo combustível no interior do cilindro conforme demonstra o gráfico ocorre em dois tempos e em forma principalmente de picos de injeção, ou seja, o primeiro pico próximo do final da pressão de compressão máxima (pouco depois de 180° do eixo de manivelas) e o outro já próximo do final da expansão do pistão (pouco antes de 200° do eixo de manivelas).

Portanto, ambos os fatores aliados, o controle eletrônico do motor no modo de emissão traz uma grande vantagem, pois a concentração da emissão de gases poluentes para a atmosfera contendo NOx cai para um valor pouco abaixo de 500 ppm, que quando comparado ao modo econômico do motor apresenta uma eficiência de cinquenta por cento, poluindo de forma muito mais branda o meio ambiente.

CONCLUSÃO

Atualmente, o motor do Ciclo Diesel é a propulsão básica utilizada por navios mercantes, onde predomina-se a utilização de um motor de dois tempos convencional turboalimentado diretamente acoplado ao hélice.

No que diz respeito a estes tipos de motores, basicamente a injeção de óleo combustível é feita através de um regulador de velocidade onde um valor desejado da rotação é ajustado. Desta forma, o regulador opera acionando as cremalheiras das bombas injetoras, movendo-as conforme a necessidade de manter a rotação desejada, dependendo da variação de carga a que o motor está submetido.

Então, se o rendimento térmico é reduzido, os índices das bombas injetoras operam em valores mais altos, quando comparado ao funcionamento do motor com o rendimento térmico de projeto, e neste caso maior geração de fuligem deverá ocorrer.

Além da grande quantidade de gases poluentes emitidos à atmosfera, em motores de combustão interna de dois tempos convencionais, a deposição de fuligem trás consequências à manutenção e eficiência do motor, razões pelas quais os operadores evitam este tipo de mecanismo. Não obstante, as manutenções são de grande proporção, havendo paralisações do equipamento e gerando custos consideráveis.

Assim, devido aos diversos fatores apresentados que abrigam os motores de dois tempos convencionais, os principais fabricantes de motores propulsores de grande porte utilizados em navios mercantes, concentraram seus estudos no desenvolvimento dos motores eletrônicos.

Nesse âmbito, o que começou com o desenvolvimento de motores mecânicos por engenheiros qualificados, converteu-se a nova era do controle eletrônico, oferecendo adaptabilidade imediata dos processos mecânicos, proporcionando fundamentais benefícios ao meio ambiente e economia operacional.

A substituição do eixo de cames, destinado a acionar as bombas injetoras de óleo combustível e também por abrir as válvulas de exaustão, pelo sistema de suprimento de energia hidráulica para este fim, aliada ao controle eletrônico, trouxe redução nas dimensões dos motores e ainda, um importante ganho de potência, antes perdida por atrito, de algo em torno de vinte e cinco por cento.

Outrossim, o sistema eletrônico composto por placas eletrônicas multicontroladoras, permitiu uma fácil e rápida manutenção, pois uma mesma placa poderá ser utilizada em

qualquer unidade de controle eletrônico do motor, acarretando em um ganho de tempo considerável em caso de substituição das mesmas.

Além disso, o sistema eletrônico possui uma rápida identificação de falhas de grande parte do motor, onde a interação homem máquina é bastante eficaz, pois além de apresentar as possíveis falhas, o sistema ainda apresenta quais os procedimentos para resolver o problema.

No que diz respeito à resposta do motor eletrônico, estes motores apresentam excelente tempo de resposta na manobrabilidade da embarcação, em que apresentam diversos modos do regulador eletrônico e de funcionamento, que garantem uma versatilidade operacional eficaz. Para tanto, os parâmetros que influenciam no processo da combustão podem ser ajustados independentemente, melhorando a eficiência do motor dentro das mais variadas condições operacionais.

Como exemplo, o sistema eletrônico permite que a reversão da rotação do motor seja feita eletronicamente, alterando-se o tempo de injeção de óleo combustível, atuação das válvulas de exaustão e das válvulas de partida, em um curto período de tempo.

Desta forma, o *Tacho System* constituído por sensores (*pick-ups*) fornecem a posição exata da posição do eixo de manivelas de forma contínua, permitindo um monitoramento e controle rápido e constante do motor.

Cabe ressaltar, que estes motores são considerados de grande importância em se tratando de preservação ambiental, pois possuem um sistema de controle de emissão de gases poluentes para a atmosfera, principalmente da emissão de NOx, no qual o sistema controla o tempo de abertura das válvulas de exaustão e de injeção de óleo combustível, obtendo como resultado a redução da temperatura dos gases de exaustão e reduzindo consideravelmente a emissão desses poluentes para a atmosfera.

Gostaria de retratar também, que a experiência de bordo mostra o motor eletrônico como sendo de fácil manutenção, pois o sistema eletrônico favorece a um funcionamento eficiente do motor frente aos diversos ajustes automáticos e manuais de injeção de combustível, abertura da válvula de descarga, taxa de lubrificação dos cilindros, entre outros.

Tais fatores proporcionam ao motor eletrônico confiabilidade ao operador, principalmente em operações de posicionamento dinâmico, onde o navio deve permanecer posicionado a poucos metros da plataforma durante toda operação de recebimento de petróleo por um sistema denominado *Bow Loading System* (Sistema de Carregamento pela Proa - BLS).

Outrossim, o perfeito funcionamento de todos os sistemas do motor eletrônico traz um motor muito mais limpo quando comparado aos motores convencionais, que quando da

realização da limpeza do espaço amortecedor (espaço onde o ar de alimentação para as janelas de admissão do motor permanece) do motor, há pouco acúmulo de borra neste compartimento.

Não obstante, o sistema eletrônico nos fornece diagramas aberto e fechado eletrônicos do motor, permitindo ao operador verificar o adequado funcionamento do motor de forma instantânea.

Cabe ressaltar ainda, que o sistema eletrônico, em caso de falhas, fornece dados das possíveis falhas, possíveis causas e possíveis soluções para o problema, facilitando e muito a vida do operador.

Em contrapartida, os sistemas auxiliares, principalmente filtros de óleo lubrificante do motor e para a HPS são muito sensíveis, de modo que a qualidade, a eficiência e a eficácia no tratamento deste óleo deverá ser a melhor possível, pois qualquer sujeira neste sistema acarreta em um funcionamento anormal do motor. Além disso, devido a vibrações excessivas apresentadas pelo navio, todo o sistema de cabeamento eletrônico do motor deve ser periodicamente inspecionado e reapertado, para se evitar possíveis problemas futuros, uma vez que, todo sistema funciona de forma interligada.

Portanto, devido às inúmeras vantagens oferecidas pelos motores eletrônicos em relação aos motores convencionais, sejam por motivos operacionais, econômicos, dimensionais, legais e essencialmente, devido a constante busca pela preservação ambiental, os motores eletrônicos apresentam-se como líderes na substituição dos motores mecânicos para a propulsão dos navios mercantes de grande porte.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A Máquina a Vapor. Colégio Ressurreição. Rio Preto, 24 de Agosto de 2009. Disponível em: <http://fisicaressurp.wordpress.com/2009/08/24/a-maquina-a-vapor/>. Acesso em: 28 de Dezembro de 2011.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. **Resolução ANP nº 52.** De 29 de Dezembro de 2010 - DOU de 30 de Dezembro de 2010. Disponível em: <http://nxt.anp.gov.br/nxt/gateway.dll/leg/resolucao_anp/2010/dezembro/ranp%2052%20-%202010.xml>. Acesso em: 20 de Outubro de 2011.

A.N.T.A. ***Marine Engine & Propulsion Systems.*** *Contains Extracts & Eits of Material Courtesy of A.N.T.A. Publications, GM, Cummins, Update Version Ranger Hope, 2008.* Disponível em: <http://www.splashmaritime.com.au/Marops/data/text/Med3tex/Engpropmed2.htm>. Acesso em: 10 de Outubro 2011.

Aplicação da 2ª Lei da Termodinâmica às Máquinas Térmicas Básico. Publicado em 03 de Agosto de 2009. Instituto Superior Técnico, E-Escola. Disponível em: <http://www.e-escola.pt/topico.asp?id=576&ordem=2>. Acesso em: 15 de Dezembro de 2011.

ARIAS PAZ, Manuel. **Manual de Automóveis.** Editora Mestre Jou. São Paulo, 1970.

ARTOMNOV, M. D., ILARONOV, V. A.; MORIN, M. M. ***Motor Vehicles.*** Moscou, 1976.

BARRETO, Arthur André Leto. **Estudo do Rendimento Térmico de Motores Propulsores de Dois Tempos Operando em Regime Transiente.** Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Dissertação de Mestrado. Rio de Janeiro, Abril de 2009.

BOULANGER, P; ADAM, B. **Motores Diesel.** Editora Hemus São Paulo.

BRIGHT HUB. ***Marine Diesel 2-Stroke Cylinder Liner.*** *Science & Technology Articles. Buyer's Guides.* Disponível em: <http://www.brighthub.com/bh_controls/viewarticleimage.aspx?url=http%3A%2F%2Fimages.brighthub.com%2F9b%2F2%2F9b2239622c257a6872746d0003ed076e135eab84_large.jpg&title=Marine%2520Diesel%25202-stroke%2520cylinder%2520liner>. Acesso em: 05 de Dezembro de 2011.

BRINATI, Hernani Luiz. **Instalações Propulsoras.** PNV-411. Volumes I e II. EPUSP - Depto de Engenharia Naval e Oceânica. São Paulo, 1980.

Cálculo Cilindrada. SPA Turbo. Disponível em: <http://www.spaturbo.com.br/joomla//index.php?option=com_calc&task=calc&formulas=1>. Acesso em: 10 de Outubro de 2011.

Como Funciona um Motor Convencional 4 Tempos: Ciclo de Otto. Duplo Comando. Disponível em: <http://duplocomando.blogspot.com/2011/08/como-funciona-um-motor-convencional-4.html>. Acesso em: 11 de Novembro de 2011.

Fabricación de Un Motor Radial. Publicado em 6 de Setembro de 2010. Disponível em: <http://almadeherrero.blogspot.com/2010/09/fabricacion-de-un-motor-radial.html>. Acesso em: 08 de Dezembro de 2011.

FILHO, P. P. **Os Motores a Combustão Interna.** Belo Horizonte. Lemi, 1983.
FLÔRES, L.F.V. **Sistemas Térmicos I.** Apostila. Escola Federal de Engenharia de Itajubá. MG.

GAINZA, Jorge A. N. **Estudo de Instalações Propulsoras para Navios Porta Contêineres.** São Paulo: EPUSP - Depto de Engenharia Naval e Oceânica, 2009.

GIACOSA, D. **Motores Endotérmicos.** Hoepli – Editorial Científico Médica, 3ª Ed., Barcelona. 1970.

Governador Centrífugo. Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Governador_centr %C3%ADfugo>. Acesso em: 03 de Dezembro de 2011.

JONES, C. Morgan. ***Diesel Operator's Guide****. New York: Mc Graw-Hill Book Company, Inc. 1956.*

Máquinas de Propulsão. Marítimo. Disponível em: <http://tempodefun.dominiotemporario.com/doc/Propulsao.pdf>. Acesso em: 06 de Janeiro de 2012.

MAN B&W. ***Fuel Oil Pipes and Drains.*** Manual Técnico do Fabricante MAN B&W. *Plate 70502. Edition 0001.*

_____. ***Fuel Oil Pipes and Drains.*** Manual Técnico do Fabricante MAN B&W. *Reference Licensor Drawing No.: 1264091-7.1. Drawing No.: 13-018251. Version 0. Type: ME-C.*

_____. ***Specification of Main Engine.*** *HSD Engine - MAN B&W 6S70ME-C. Samsung Heavy Industries Co., Ltd. Documentation No. MA01-1236.*

MAN Diesel. ***ME Engine Control System.*** *MAN Diesel Course - PrimeServ Academy Copenhagen. Copenhagen, July 2009.*

MARINHA DO BRASIL. **Máquinas de Combustão Interna.** Ensino à Distância CAD-CBMQ. Módulo 13. Diretoria de Portos e Costas. Ensino Profissional Marítimo, 1999.

MARQUES, Marília Teixeira Pires. **Motor de Combustão Interna V8 com 8 Cilindros Dispostos em Duas Bancadas de 4 Cilindros.** Disponível em: <http://v8decalcinha.blogspot.com/2011_01_01_archive.html>. Acesso em: 13 de Dezembro de 2011.

MILHOR, Carlos Eduardo. **Sistema de Desenvolvimento para Controle Eletrônico dos Motores de Combustão Interna Ciclo Otto.** Dissertação Apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo. São Carlos, 2002.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia.** Editora LTC. 4ª Edição. Rio de Janeiro, 2002.

Motor de Cilindros Opostos (Boxer) Subaru. Publicado em: 28 de Setembro de 2010. Disponível em: <http://deasasasualiberdade.blogspot.com/2010/09/subaru-imprezaamelhor-tracao-do-mundoe.html>. Acesso em: 19 de Novembro de 2011.

Motor de pistões opostos. Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Motor_de_pist%C3%B5es_opostos>. Acesso em: 03 de Dezembro de 2011.

OLIVEIRA JÚNIOR. Durval Piza de. **Motores de Combustão Interna.** Apostila de Sistemas Mecânicos II. FATEC-SP. São Paulo, Fevereiro de 1997.

Operational Information: *The Two Stroke Crosshead Engine.* Disponível em: <http://www.marinediesels.info/2_stroke_ engine_parts/camshaft.htm>. Acesso em: 15 de Outubro de 2011.

PÁDUA, Antonio Braz de; Pádua, Cléia Guiotti de; SILVA, João Lucas Correia; MARTINS, Ricardo Spagnuolo; POSTALI, Felipe Barreiro; TIRITAN, Luiz Augusto Calvo. **Termodinâmica Clássica ou Termodinâmica do Equilíbrio:** Aspectos Conceituais Básicos. Seminário: Ciências Exatas e da Terra. Londrina, v. 29, n. 1, p. 57-84, Janeiro-Junho, 2008.

PEREIRA, José Cláudio. **Grupos Geradores:** Princípios de Funcionamento, Instalação, Operação e Manutenção de Grupos Geradores. Disponível em: <http://www.joseclaudio.eng.br/grupos_geradores_3.html>. Acesso em: 08 de Outubro de 2011.

SANTOS JÚNIOR, Enoch Dias. **Motor Diesel.** Federação das Indústrias do Estado da Bahia. Sistema FIEB - SENAI. CIMATEC. Salvador, 2006.

SCHÄFER. Richard Van Basshuysen. ***Handbuch Verbrennungsmotor:*** *Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven.* 2ª Edição, 2002.

SILVA, Nerivaldo Rodrigues da. **Metodologia para Determinação da Potência Indicada em Motores de Combustão Interna.** Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. São Paulo. Campinas, 2006.

SILVA JÚNIOR. José Guilherme Nascimento. **Análise da Eficiência do Processo Produtivo Relativo à Praças de Máquinas.** Departamento de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, Outubro de 2009.

SILVEIRA, Fernando Lang da. **Máquinas Térmicas à Combustão Interna de Otto e de Diesel.** Instituto de Física da UFRGS. Disponível em: <http://www.if.ufrgs.br/fis183/textos/maquinas/maquinas.html>. Acesso em: 08 de Novembro de 2011.

SOUZA, Z. **Elementos de Máquinas Térmicas.** Editora Campus - EFEI. Rio de Janeiro. RJ. 1980.

STONE, Richard. ***Internal Combustion Engines.*** *Society of Automotive Engineers, Inc. 2nd Edition. 1993. Warrendale, PA, USA.*

The Delta Queen Docked at Mud Island. *Memphis, Tennessee in May 2003.* Disponível em: <http://pt.wikibooks.org/wiki/Ficheiro:DeltaQueen.jpg>. Acesso em: 19 de Janeiro de 2012.

VALLE FILHO, Gilberto Dória do. **Avaliação das Instalações de Máquinas em Navios Visando Redução do Uso de Combustível Fóssil.** Dissertação Apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2011.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica.** Editora Campus. São Paulo. Editor Edgard Blücher. 4ª Edição. São Paulo, 1995.

VARELLA, Carlos Alberto Alves. **Sistemas Auxiliares dos Motores de Combustão Interna.** Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro. IT - Departamento de Engenharia. Área de Máquinas e Energia na Agricultura. IT 154 - Motores e Tratores. Seropédica – RJ. Março, 2009.

_____.; SANTOS, Gilmar de Souza. **Noções Básicas de Motores Diesel.** Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro. Seropédica – RJ. Julho, 2010.

VON SYDOW, Hermano Alfredo Hebert. **Manual de Máquinas de Combustão Interna.** Rio de Janeiro: Escola Naval, 1961.

WOODYARD, Doug. ***Pounder`s Marine Diesel Engines and Gas Turbines.*** 8ª Edição. *Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann,* 2004.

YAMAHA. ***YTA Bronze****: Yamaha Technique Academy.* Brasil, 2002.

ANEXO I

Máquinas Térmicas à Combustão Interna de Otto e de Diesel

Fernando Lang da Silveira
Instituto de Física da UFRGS
lang@if.ufrgs.br

As máquinas à combustão interna do tipo Otto e Diesel, inventadas no final do século XIX, são compostas de no mínimo um cilindro, contendo um êmbolo móvel (pistão) e diversas peças móveis. A figura 1 é uma representação esquemática e simplificada das partes principais de uma máquina Otto (ou Diesel).

A figura 2 apresenta os quatro tempos de uma máquina térmica do tipo Otto. A característica fundamental da máquina Otto é a de na *admissão* (1º tempo) aspirar uma mistura gasosa de ar e combustível (gasolina, álcool, gás e outro combustível).

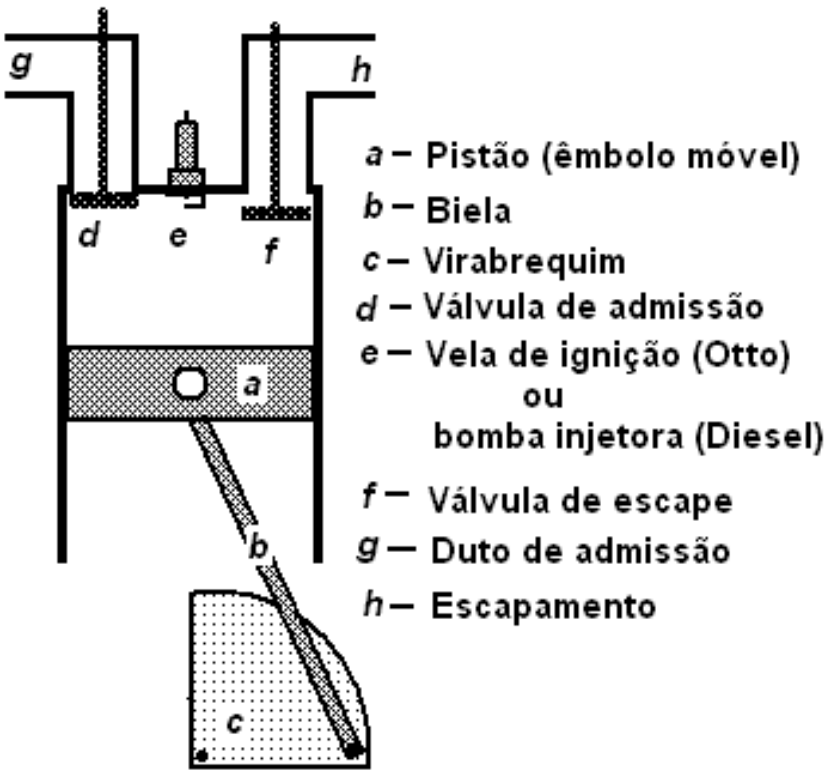


Figura 1 - Partes principais de uma máquina térmica à combustão interna.

Depois que o cilindro está cheio com esta mistura, a válvula de admissão, que estava aberta durante o 1º tempo, fecha-se; então a mistura de ar e combustível sofre a *compressão*

(2º tempo). A seguir uma centelha elétrica na vela de ignição deflagra a *explosão* e, consequentemente, a *expansão* (3º tempo) da mistura gasosa. Finalmente a válvula de escape abre-se, ocorrendo simultaneamente a *descarga* da mistura gasosa para a atmosfera e a *exaustão* do restante dos gases queimados (4º tempo).

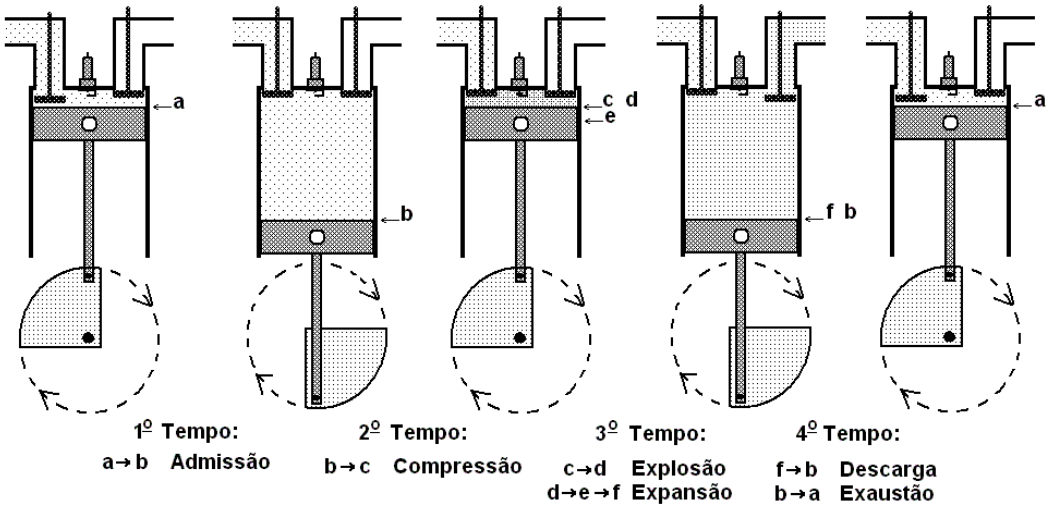


Figura 2 - Corte de um motor do tipo Otto.

As máquinas do tipo Diesel diferem das máquinas do tipo Otto por, no 1º tempo, admitirem apenas ar. O ar é então comprimido durante o 2º tempo e, como neste processo ainda não há combustível, é possível se atingir uma *taxa de compressão* (razão entre o máximo volume admitido pelo volume mínimo no início da admissão) mais elevada - entre 16:1 e 20:1 - do que nas máquinas do tipo Otto[1]. Quando, no início do 3º tempo, o ar está maximamente comprimido e à alta temperatura (de 600 a 750 K), uma bomba injetora (posicionada no lugar da vela de ignição da figura 1) vaporiza combustível (usualmente óleo diesel) para dentro do cilindro, ocorrendo a combustão espontânea (*explosão*) e a *expansão* dos gases. Finalmente ocorre o 4º tempo, durante o qual os gases são expulsos do cilindro.

O ciclo ideal que mais se aproxima do que efetivamente ocorre em máquinas do tipo Otto ou Diesel é o *ciclo composto Otto-Diesel*, representado na figura 3 através de um diagrama pressão versus volume. As linhas curvas representam transformações *adiabáticas*.

Além da *taxa de compressão* (representada na figura 3 pelo parâmetro **ε**) diferir entre as máquinas de Otto e Diesel, há também diferenças nos outros dois parâmetros - **λ** e **ρ** - apresentados na figura 3.

O parâmetro **λ** expressa em que proporção a pressão aumenta durante a *explosão* da mistura gasosa. Este crescimento é maior na máquina Otto, pois conforme já notado, a

explosão é deflagrada por uma centelha elétrica na vela de ignição. Ocorre então um brusco aumento da pressão, praticamente sem variação de volume, que chega a triplicá-la; isto é, λ é aproximadamente igual a 3 na máquina Otto. Já na máquina de Diesel, a explosão se dá concomitantemente à introdução de combustível no cilindro (lembremos que nesta máquina apenas o ar foi comprimido), determinando que a pressão, sem variar o volume, não cresça muito. Assim, λ é aproximadamente igual a 1,3 para a máquina Diesel.

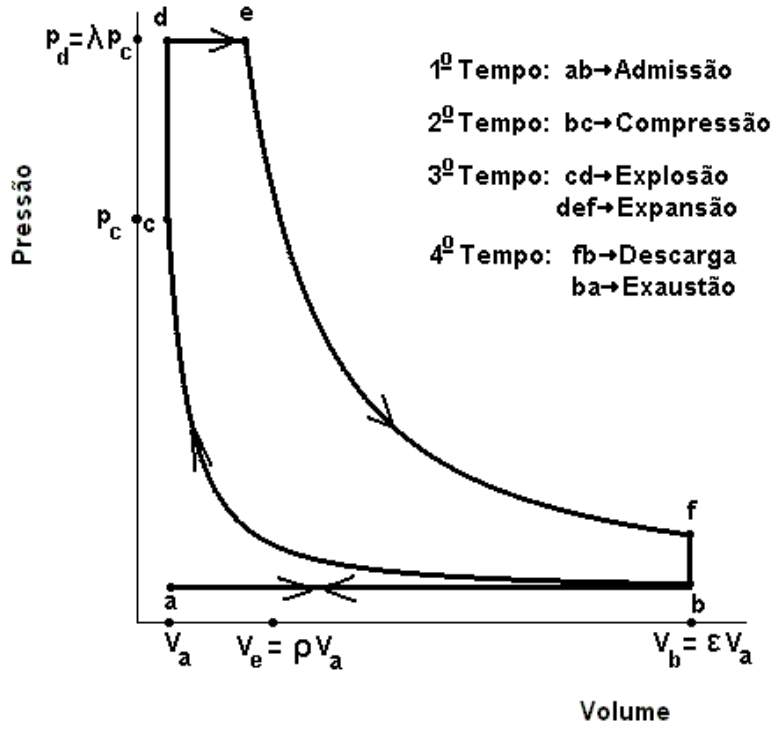


Figura 3 - Ciclo ideal composto Otto-Diesel.

O parâmetro **ρ** expressa o crescimento do volume, sem variar a pressão, até que todo o combustível foi queimado (final da *combustão*). Na máquina Otto este crescimento é ordem de 1,3. Na máquina Diesel, como a injeção de combustível não se dá instantaneamente, o gás se expande isobaricamente por cerca de 4 vezes o seu volume inicial. Desta forma, o parâmetro **ρ** é cerca de 1,3 na máquina Otto e cerca de 3,5 na máquina Diesel.

A figura 4 permite que se comparem os ciclos das máquinas de Otto e Diesel; ambos com o mesmo volume máximo, em um diagrama pressão versus volume. Esta figura representa o ciclo uma máquina Otto com *taxa de compressão* de 8:1 e o ciclo de uma máquina Diesel com *taxa de compressão* de 18:1, ambos com o mesmo volume máximo e

utilizando um gás diatômico. A área no interior do ciclo representa o *trabalho* fornecido pela máquina em um ciclo completo.

É importante notar que no final da *compressão*, a máquina Diesel atinge uma pressão quase três vezes maior do que a pressão na mesma etapa de uma máquina Otto. Isto se deve à *taxa de compressão* mais elevada na primeira máquina do que na segunda. Da mesma forma a temperatura no final da *compressão* é maior na máquina Diesel (de 750 K a 900K) do que na máquina Otto (de 600 a 750 K).

Pode-se demonstrar que o *rendimento* (**η**) do ciclo composto é dado por:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \frac{\lambda \rho^{\gamma} - 1}{\lambda - 1 + \gamma \lambda (\rho - 1)} \qquad \text{Eq. 1}$$

onde **γ** é a razão entre a *capacidade térmica molar à pressão constante* pela *capacidade térmica molar à volume constante* do gás utilizado no ciclo termodinâmico.

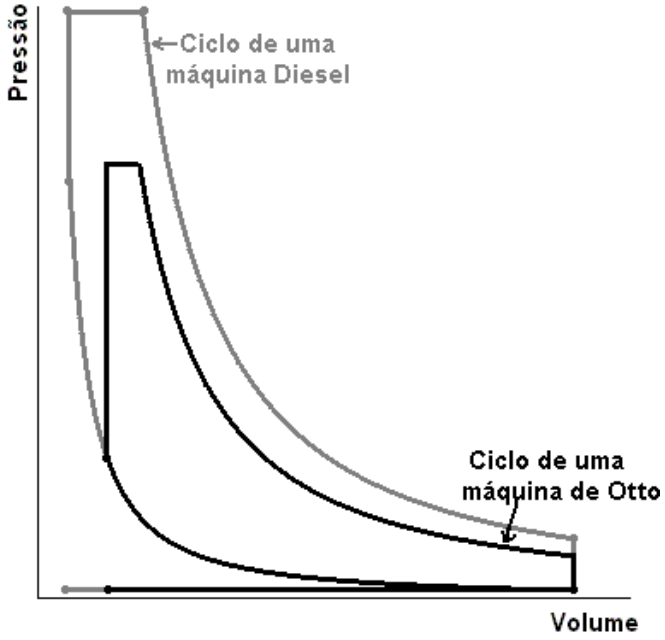


Figura 4 - Comparação entre os ciclos das máquinas de Otto e de Diesel.

A Equação 1 implica que, mantido todos os parâmetros constantes, exceto a *taxa de compressão* (**ε**), o *rendimento* aumenta. Entretanto, se calculamos os *rendimentos* da máquina de Otto e Diesel utilizando os parâmetros típicos apresentados anteriormente, encontramos

rendimentos semelhantes, entre 50% e 60% para ambas (note-se que as duas máquinas não diferem apenas na *taxa de compressão*).

O *rendimento real* das máquinas Otto é um pouco inferior ao das máquinas Diesel, situando-se entre 22% a 30% para as primeiras e entre 30% a 38% para as segundas.

Demonstra-se também que o *trabalho* no ciclo, mantido os demais parâmetros constantes, cresce quando aumenta a *taxa de compressão* e quando aumenta o produto da pressão pelo volume[2] no final da *admissão* (1º tempo). Desta forma, é desejável implementar a *taxa de compressão* e o tamanho dos motores, caso se deseje obter mais *trabalho* e, no mesmo intervalo de tempo, mais *potência*[3]. Outra maneira de implementar o *trabalho* no ciclo é por aumentar a pressão no final da *admissão* (1º tempo). Neste momento a pressão é um pouco menor do que a pressão externa (pressão atmosférica); um compressor colocado antes da *válvula de admissão* providencia para que a pressão no final da *admissão* seja maior, consequentemente determinando que o motor tenha aspirado uma quantidade maior de ar (motor Diesel) ou de ar e combustível (motor Otto).

Bibliografia

ARTOMNOV, M. D., ILARONOV, V. A. e MORIN, M. M. *Motor vehicles.* Moscou: MIR, 1976.

1 - As máquinas Otto operam com *taxa de compressão* compreendida entre 6:1 e 12:1. Uma *taxa de compressão* da ordem de 12:1 requer a utilização de combustível com maior *poder antidetonante*; as gasolinas especiais, de alta *octanagem* (alto teor de octano), se caracterizam por resistirem, sem pré-ignição, a tal taxa. Se uma *taxa de compressão* tão elevada quanto as que ocorrem em máquinas Diesel (16:1 a 20:1) fosse implementada sobre uma mistura gasosa de ar e combustível, desencadearia a indesejada combustão espontânea (pré-ignição) antes de ocorrer a centelha elétrica na vela de ignição, devido a um aumento excessivo da temperatura durante a *compressão*. É importante destacar também que a diferença entre a gasolina comum e a de alta *octanagem* está no seu *poder antidetonante* e não na energia liberada durante a combustão; ambas as gasolinas liberam cerca de 45 kJ quando ocorre a combustão completa de 1 g de cada uma delas.

2 - O volume no final da *admissão* (volume máximo) está relacionado com uma informação importante sobre a máquina: a sua *cilindrada*. A maioria dos automóveis tem tal informação bem à vista e usualmente é expressa em litros (por exemplo, 1.8 entenda-se 1,8 l).

Se o motor possui diversos cilindros (como ocorre nos automóveis), a *cilindrada* está relacionado ao produto do número de cilindros pelo volume máximo de qualquer um deles.

3 - Como a *potência* é a *taxa de variação do trabalho*, a *potência* desenvolvida por um motor é tanto maior quanto mais rapidamente o ciclo acontecer; a rapidez com a qual o ciclo é efetuado depende da frequência de rotação do motor. Portanto, uma forma de aumentar a *potência* de um motor, mantido todo o resto constante, é aumentando a sua velocidade angular.

ANEXO II

Maritime Air Emissions and MARPOL Annex VI

JUNE 2007 UPDATE

Strategies and consequences

© IPIECA 2007. Reproduction permitted with due acknowledgement.
This publication is printed on paper manufactured from fibre obtained from sustainably grown softwood forests and bleached without any damage to the environment.
Photographs reproduced courtesy of the following: cover: ©2007 JupiterImages Corporation: ©Shutterstock.com; ©iStockphoto.com

Contents

Introduction

Maritime emissions legislation: current and proposed

The MARPOL Annex VI revision process and other legislative initiatives

Proposed abatement strategies and their consequences

Emissions trading

Interpreted positions of a selection of stakeholders

Annex VI: conclusions and way forward

Contact directory: oil and fuel industry associations

Introduction

As expressed in MARPOL Annex VI, the International Maritime Organization (IMO) develops and promulgates international regulation on air emissions from shipping. Existing and proposed regulatory measures to reduce air emissions from shipping activities tend to focus on the use of heavy fuel oil for ships ('bunkers'), which have formed the basis of marine fuel supplies for many decades. Any changes in legislation on bunker quality Will directly impact on shipping companies and fuel suppliers, as well as others in the fuel supply chain and in the transport of goods by sea. Knock-on effects may also affect landbased stakeholders.
This document will discuss the various aspects of emissions from shipping activities, such as current and proposed legislation, types and sources of emissions, as well as abatement strategies and their consequences, and stakeholders and their respective views. A separate process at the IMO is addressing
the reduction of CO2 emissions from ships. The IMO Marine Environment Protection Committee (MEPC) discussed this issue at its fifty-third session (July 2005). An approved set of the Interim Guidelines for Voluntary Ship CO2 Emission Indexing for Use in Trials has been issued as a circular by the MEPC.

Maritime emissions legislation: current and proposed

MARPOL 93/97 Annex VI was ratified in 2004, and entered into force on 19 May 2005. Regulation 13 of Annex VI applies to emissions of nitrogen oxides, and Regulation 14 applies to sulphur oxides. The latter establishes a global fuel oil sulphur 'cap' (i.e. the amount of sulphur permitted in fuel for use in shipping) of 4.5 per cent m/m and the creation of designated SOX Emission Control Areas (SECAs) in which the corresponding limit in fuel oil is 1.5 per cent m/m. Currently only two areas—the Baltic Sea and the North Sea/English Channel—are designated as SECAs. The Baltic Sea became a SECA on 19 May 2006, and the North Sea/English Channel will become one on 22 November 2007. Regulation 15 applies to the emission of volatile organic compounds and Regulation 18 addresses fuel oil quality, particularly Record keeping, fuel sampling and the issue of Bunker Delivery Notes (BDNs).

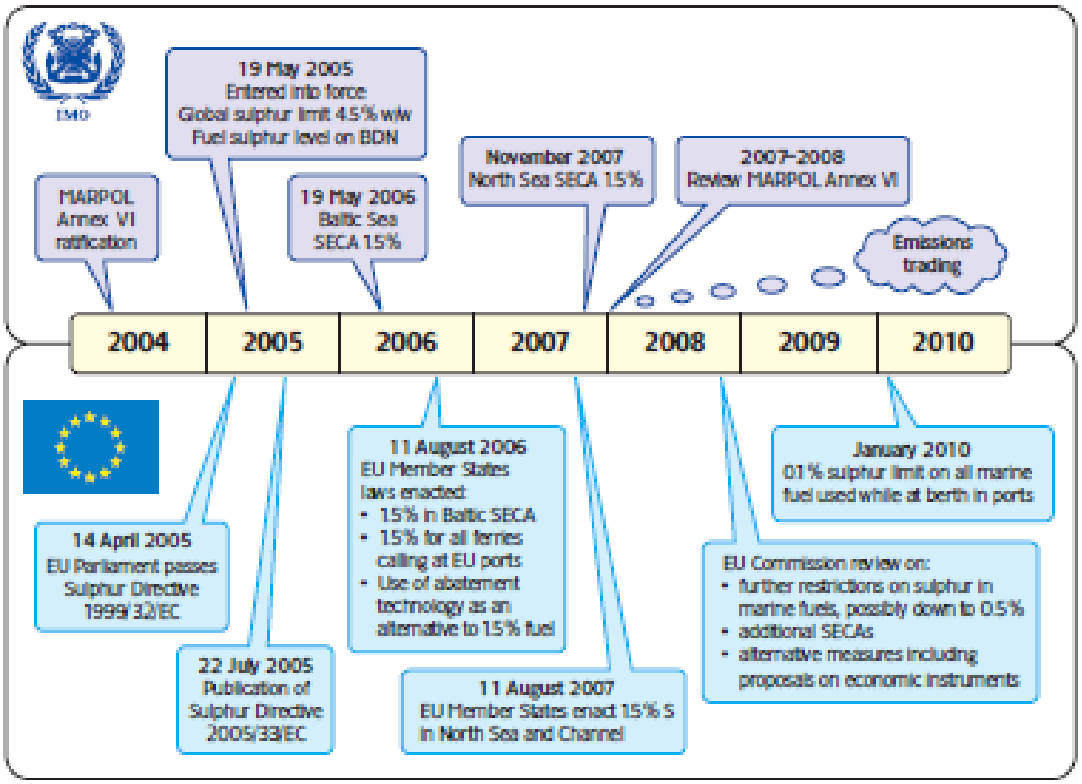
MARPOL Annex VI revision process and other legislative initiatives:

The sustained reduction in emissions from landbased sources has focused attention on the relative contribution from shipping when near coastal areas and in ports. The IMO MEPC decided in July 2005 to evaluate whether a revision to Annex VI was required, and the technical committee assigned by IMO to deal with this issue—the 'Bulk Liquids and Gases Subcommittee' (BLG)—is in turn discussing the need for revisions to MARPOL Annex VI with its member states. BLG is tasked with evaluating whether a revision to MARPOL Annex VI is required, and if so, to propose changes. This process is currently in progress and advice on revision will be considered by MEPC in July 2007 and in March/April 2008. If recommendations are agreed by the member states, new, globally-enforceable regulations could be introduced as early as 2010. Meanwhile, on a similar (but not identical) timescale, the European Union is likely to revise the European Sulphur in Liquid Fuels Directive. This review is expected to commence in 2008. Some countries and ports are also considering the introduction of port-specific measures to reduce air pollution, for example Los Angeles, Tokyo Bay, Hong Kong and Seoul. These initiatives have prompted a discussion on the extent to which countries, provinces, cities and ports can legislate on and control fuel quality and emission performance of vessels within their sea areas, in the context of international law. Na overview of the timeline is given in Figure 1. The requirement of the revision process is to look at technological capabilities to arrive at practical, cost-effective solutions to demonstrated problems. The process will:

- *examine available and developing techniques for reduction of emission of air pollutants;*
- *review the relevant technologies and potential for reduction of NOX, and recommend future limits of NOX emission;*
- *review technology and the need for reduction of SOX, justify and recommend future limits of SOX emission;*

● *review relevant technologies and the need and potential for reduction of VOC, and recommend future control of VOC emission;*
● *with a view to controlling emissions of particulate matter (PM), study current emission levels of PM from marine engines, including their size distribution and quantity, and recommend actions to be taken for the reduction of PM from ships; and, because the reduction of NOX and SOX emission is expected to also reduce PM emission, estimate the level of PM emission reduction through this route;*
● *consider reducing NOX and PM limits for existing engines;*
● *consider whether MARPOL Annex VI emission reductions or limitations should be expanded to include diesel engines that use alternative fuels and engine systems/Power plants other than diesel engines; and*
● *review the texts of MARPOL Annex VI, the NOX Technical Code and related guidelines and recommend necessary amendments.*

Figure 1: Legislative overview and timeline—IMO and European Union



Proposed emission abatement strategies and their consequences:

The following section outlines the strategy options that are currently being considered by IMO and its technical committees for the various pollutant classes outlined in this document. Sulphur oxides Several SOX abatement proposals have been developed, and they have been grouped into three strategic options for further consideration by IMO. They are:

- *Baseline reference: No change to current regulation MARPOL Annex VI Regulation 14.*
- *Option B: Reduction of the sulphur level in SECAs to 1 per cent in 2010 and 0.5 per cent in 2015; optionally a reduction of the global cap could also be added. Alternative proposals combining a geographic S limitation with a global S cap have been submitted by the USA and BIMCO (options B1 and B2).*
- *Option C[1]: Mandated use of distillate fuels (e.g. diesel/marine gas oil, etc.) with a maximum sulphur content of 1 per cent as of 2012 and of 0.5 per cent as of 2015; as a variation to this option, heavy fuel oil use would still be allowed, provided the S limit is met, or equivalent emissions are achieved through other means (i.e. exhaust gas scrubbing).*

Table 1 compares the positive and negative effects of the options under consideration.

1 - The distillate proposal requires:

- *Four million barrels per day (MBD) or 200 million tonnes annually (MTA), of marine distillate to replace marine bunker fuel.*
- *Up to 4-5 MBD of incremental coking capacity and related processing.*

... and would lead to:

- *The need for construction of 80–100 additional world-scale (~ 50,000 barrels/day) coking projects, including associated refinery process units (i.e., hydrocrackers, hydrotreaters, hydrogen plants, reformers).*
- *The scale of construction required would far exceed the capacity of the engineering and construction industry to complete this task even within a 10-year timescale.*
- *A by-product stream of coke and sulphur to find alternative markets. The inability to use the heavy fuel oil stream as marine fuel oil could lead to its use in land based power stations and would bring it into competition with coal.*
- *A change in market conditions, possibly leading to scarcities and an appreciable rise in the cost of diesel, heating, and aviation fuels. The impact of this would be most keenly felt in the developing world where embryonic industries rely on this type of fuel for electrical and industrial power. For shipping in areas near shore, this may result in increased land transport.*
- *Significant impacts on steam ships and ships with large steam plant for cargo handling will need to be addressed. The current marine boilers are not designed for in-service use of distillate fuels. Any fuel change over, without extensive modifications to fuel management and combustion systems including furnace combustion equipment, could result in conditions posing a serious safety threat to marine personnel.*

Table 1: Strategy options for sulphur oxides—comparison of positive and negative outcomes and uncertainties		
Baseline Reference: No change to MARPOL Annex VI Regulation 14		
Positive effects	*Negative effects*	*Uncertainties*
Improvement in air emissions brought about by the introduction of MARPOL Annex VI would continue. Contains mechanisms for demonstrating the need for additional SECAs or further reduction in S level based on scientific justification. Recognizes that SOX emissions are a regional issue. SOX emissions at sea are largely deposited into seawater with minimal environmental impact. Focuses on impact of SOX emissions on the land environment and on human health rather than gross levels of emissions over water.	*Further improvements beyond the levels achieved by the original regulation would need to be achieved through the addition of new SECAs and regional restrictions*	*Scientific assessment of the environmental benefit resulting from existing SECAs is not yet available given their recent implementation. Therefore the effectiveness of these measures is not yet confirmed.*
Option B: Reduction of S level in SECAs to 1% in 2010 and 0.5% in 2015 (includes option to reduce global cap)		
Positive effects	*Negative effects*	*Uncertainties*
A reduction in the sulphur limit in the two current SECAs (the Baltic and North Sea) would reduce the SOX emissions in these areas. A reduction in the global sulphur cap of marine fuel would further reduce the SOX emissions from ships on a worldwide basis.	*From an environmental standpoint there are no foreseen additional negative environmental consequences. From a fuel supply point of view, a lower SECA S level will imply tighter constraints on the volume of low S bunker fuel that can be made available. In particular in the case of a 0.5% S limit, low S distillate fuel will need to be added in larger quantities to the fuel to meet the S specification.*	*The current SECA-related sulphur limits and global sulphur cap have only recently been introduced. Assessments of the benefits of these measures have not yet been completed and therefore the effectiveness of the measures is unconfirmed. It is therefore not yet possible to extrapolate what the benefits might be of any further reduction.*
Options B1 and B2: Global/area-based standards as proposed by USA and BIMCO		
Positive effects	*Negative effects*	*Uncertainties*
Emission reductions in coastal zones, port areas and estuaries could be focused on where emissions reductions have most beneficial effects.	*Similar to Option B but, to a larger extent, distillate fuel will likely need to be blended to make sufficient low S available.*	*Extent of the emission control zones is not well defined. Operating engines at very low S level for extended period of time may be problematic.*
Option C1: Distillate proposal—mandated use of distillate fuels with max. S content of 1% as of 2012 and 0.5% as of 2015; and Option C2: same global caps as Option C, but allowing use of heavy fuel oil with alternative mechanisms to obtain equivalent emissions.		
Positive effects	*Negative effects*	*Uncertainties*
SOX emissions from ships on a worldwide basis would be reduced to the level emitted by burning fuels of sulphur content of 1% m/m or below. The need for SECAs falls away as, in effect SECA emissions Standards are introduced globally. Vessel fuel systems for motor ships would be simpler and the necessity to carry two grades of fuel and to change over fuels when entering SECAs would be removed, provided that no stricter regional/states regulation exists.	*In switching to distillate fuels there would no longer be a marine outlet for heavy fuel oil streams in the refining process. Unless other markets (e.g. power industry) would be taking up these streams, they would have to be converted to other products through conversion of heavy fuel oil to lighter fractions or through use of a desulphurization process to lower the sulphur content of the fuel oil. Both Options C and C2 would require significant additional fuel processing in refineries, creating significant amounts of incremental CO2, seriously impacting national strategies for reducing greenhouse gas emissions and requiring large capital investments. Each option raises concerns about supplies since each refiner will decide individually whether to make the costly investment for producing low-sulphur marine fuels.*	*The increased CO2 contribution as a result of processing the heavy fuel oil stream has not been quantified. The impact of intermodal transportation shifts and the environmental and socio-economic consequences of fuel oil competing with coal for land based electrical Power generation are unknown. The magnitude of the impact to world economies, especially in the developing world, resulting from possible scarcities and cost increases of diesel fuel, have not been determined. Appears to ignore significant cost and global warming impacts vs. the air quality benefits.*

Nitrogen oxides (NOX)

The IMO is approaching the NOX abatement issue on a tiered basis, i.e.:

● Reductions of NOX emissions provided by changes in marine engine technological advances (Tier II);

● Further reductions in NOX emissions could be met by exhaust gas conversion units (EGCUs) to convert NOX into nitrogen before release to the atmosphere (Tier III: three different options under consideration).

(See Table 2, below.)

Table 2: IMO tiered approach to NOX abatement options for new engines—comparison of positive and negative effects		
Tier 1: current MARPOL Annex VI		
Positive effects	*Negative effects*	*Uncertainties*
Emission reduction versus unregulated emission, without fuel efficiency penalty.	*Lower emissions possible with current state of technology.*	*Applicability to existing pre-2000 engines.*
Tier II: reduction of NOx emissions with 2 to 3.5 g/kWh as of 2011		
Positive effects	*Negative effects*	*Uncertainties*
Reduction can be achieved with in engine design modifications.	*Engine efficiency may be reduced resulting in increased fuel consumption.*	*The differences in NOX emission achieved when burning differing fuels in the same engine. A limited short duration shipboard trial has indicated there is no substantial difference in the NOX emissions when burning different fuel types. This conclusion has not been formally verified. The NOX reductions possible for steam ships and motor ships with large steam plant are uncertain.*
Tier III: Advanced reduction options to become effective in 2015–16 time frame: *• Option X: 80% reduction from Tier I levels within 50 nautical miles from shore* *• Option Y: 83-85% reduction from Tier I levels on large vessels only in specific near-shore areas* *• Option Z: 40-50% reduction from Tier I levels applicable to all marine diesel engines on a global basis*		
Positive effects	*Negative effects*	*Uncertainties*
Exhaust gas modification equipment has shown positive results in other industries and is being used on a number of ferries and smaller vessels	*Equipment may not be fully operational when engine operates at low speed during maneuvering. On-board safety issues handling urea/ammonia have not been fully addressed*	*Environmental need for global reduction versus geographically limited reduction needs further evaluation. Equipment required has not been evaluated on large commercial vessels, and further evaluation is needed to assess its suitability. A disadvantage of adopting this strategy would be that it increases the complexity of marine power plants.*

Volatile organic compounds (VOCs)

Two abatement strategy options are being considered by IMO:

● Vapour recovery at load and discharge ports to shore-based treatment facilities. This is accepted as desirable and signatory governments to IMO have been invited to instigate this control strategy via MARPOL Annex VI Regulation 15.

● A requirement for an onboard VOC management plan to reduce VOC emissions during operations.

(See Table 3, below.)

Table 3: IMO VOC reduction options—comparison of positive and negative effects		
Vapour recovery at load and discharge ports, to shore-base treatment facilities		
Positive effects	*Negative effects*	*Uncertainties*
Recovery of VOCs at load and discharge ports would contribute to the most effective means of reducing VOC emissions. At load ports the volume of VOCs released is approx equal to the tank volume filled with cargo.	*Investment likely not cost effective in facilities with low turnover.*	*The cost of fitting vapour recovery facilities at load ports. Local environmental needs may differ. Regulatory competence with Member State authorities.*
Requirement for an onboard VOC management plan to reduce VOC emissions during operations		
Positive effects	*Negative effects*	*Uncertainties*
Practical on-board measures and guidance to ships' staff on minimizing VOC emissions.	*Difficult to quantify expected improvements*	*Possible conflicts and safety concerns with existing cargo handling procedures and guidance.*

Particulate matter

Except for a proposal contained in the USA submittal to BLG 11, no primary strategy for PM abatement is currently being proposed at IMO. It is viewed that sulphur oxide emission abatement will address the SOX component of particulate emissions and that heavy non-aerosol particles such as soot will fall to earth in the vicinity of the emitter. Smaller particles less than 2.5 micron have decreasing impact as distance from the source increases. Further study is needed to evaluate health threat from marine PM emissions. The non-SOX particulate matter associated with fuel combustion will remain regardless of fuel sulphur content unless particulate interception is used.

Current uncertainties

The difference in particulate emission profiles between marine engines burning HFO and distillate fuels has not been well established. The PM size distribution as a function of fuel type used is not very well understood. Also, particulate matter chemistry of large marine engines has not been studied in detail.

Emissions trading

Where permitted, emissions trading is a tool that can be used between vessels to both meet environmental objectives and increase cost-effectiveness. Essentially, credits are traded between vessels that can meet or better the in-SECA requirement (e.g. through the use of scrubbing) and vessels that cannot. There is a tacit (and in some cases an explicit) acceptance of emissions trading in both the IMO and EU legislative processes. The Sulphur Emissions Abatement and Trading (SEAaT) group, set up between two major oil companies and several shipping companies, recently carried out a pilot exercise to explore the principles of offsetting of sulphur emissions within a SECA. The pilot used a control group of seven international shipping companies and 58 participating vessels to demonstrate that a data gathering scheme could operate in a SECA. The pilot demonstrated that the cost of compliance (i.e., achieving the prescribed environmental standard) through offsetting can be significantly reduced compared with compliance through all vessels burning low-sulphur fuel.

Interpreted positions of a selection of stakeholders

Table 4 compares and contrasts the interpreted position of key stakeholders—principally through analysis of their submissions to IMO.

Table 4: Interpreted positions of a selection of stakeholders

Norway	● *Proposes a global switch to distillate fuels only (0.5% mm sulphur) by 2015.* ● *Promotes the concept of VOC plans to reduce VOC emissions.*
United States EPA	● *Supports the development of stringent international fuel standards.* ● *Proposes emissions (SOX, NOX and PM) control areas for selected coasts around the world.* ● *Proposes a goal-based approach which would require either 0.1% sulphur distillate fuel or SOX scrubber abatement strategies implemented by 2011 in coastal waters.* ● *Asserts PM is a serious threat to public health.* ● *Proposes NOX reductions for both new and existing engines.* ● *Asserts marine vessels are a significant source of primary and secondary PM, SOX and NOX.* ● *Considers emissions from ships to be a great concern in deep water ports in the USA.*
BIMCO	● *Supports a differentiated multi-speed approach.* ● *Proposes distillate fuels in SECAs, port areas, estuaries and certain distances from shore.* ● *Supports using higher sulphur fuels when at sea.* ● *Proposes gradually reducing the global cap: 3% in 2012 and 1.5% in 2016.* ● *Proposes gradually reducing the sulphur content of distillates for SECAs etc. to 1.0% in 2011 and to 0.5% by 2015.* ● *Supports the use of alternatives to achieve equivalent emission reductions*
ICS	● *Supports reductions of sulphur in fuel for SECAs to 1%.* ● *Recommends the global sulphur cap reduction proposal to be examined.* ● *Looks for a balanced global approach with shipping emissions reductions balanced against increased emission elsewhere.*
Intertanko	● *Proposes a 'distillate only' strategy to address reduction of sulphur in fuel.* ● *Proposes a global SECA concept with an eventual reduction in sulphur in fuel content to 0.5%.* ● *Proposes a defined fuel standard to be included in the revision of MARPOL Annex VI.* ● *Believes particulate matter emissions reductions will automatically be addressed by the switch over to distillate fuels.*
IPIECA	● *Supports the existing structure of MARPOL Annex VI which contains a global cap and SECAs with a 1.5% sulphur level for those areas that can justify need.* ● *Supports change with justification and based on realistic time frames.* ● *Predicts that conversion to distillates will significantly increase greenhouse gases (GHGs) from refineries.* ● *Supports performance-based standard that allows for on-ship controls or other means to achieve emissions reductions.* ● *Has doubts about the refining industry's ability to be able to cope with a total switch to distillate fuel by the shipping industry in time-scales currently being proposed.*
OCIMF	● *Supports thorough and appropriate studies.* ● *Proposes definition and execution of appropriate study within three years.* ● *Supports change when need is justified.* ● *Recommends following the existing SECA process outlined in MARPOL Annex VI Appendix 3.* ● *Supports progress on NOX reduction strategies for new ships.* ● *Does not support NOX reduction measures being applied to existing engines.*

Annex VI: conclusions and way forward

World shipping is already remarkably environmentally efficient, for example carrying 90 per cent of world trade but emitting only 10 per cent of the world's transport-related greenhouse gas emissions. The petroleum industry supports the existing structure and emission control approach of MARPOL Annex VI which contains a global cap and SECAs with a 1.5 per cent sulphur level for those areas that can justify a need for additional reductions based on a scientific analysis and cost effectiveness. A radical restructuring of this process should not be undertaken at this time without scientific and
economic justification. The existing SECA concept is performance-based: this allows for the most cost-effective solution, whether based on the fuel, the ship or a combination of the two. Prescription of specific technologies should be avoided, with quality specifications and requirements being based on those parameters that minimize emissions, rather than the method of their manufacture.

The Refining industry is willing to participate in a process at IMO—with other stakeholders (e.g. marine engine manufacturers)—to analyse the need and justification for a lower SECA sulphur limit and the impacts on supply and emissions, including lifecycle CO2 emissions, in order to determine if and when the level of sulphur should be reduced, or if other alternative emission controls are more appropriate. A first
step in this process would be to assess the effectiveness of the two existing SECAs. The cross Government/Industry Scientific Group proposed by IMO's Secretary General Efthimios Mitropoulos at the BLG 11 meeting in April 2007 should be able to address these issues. The refining industry therefore supports this initiative and is ready to provide its contribution to this study effort.

Contact directory: oil and fuel industry associations

American Petroleum Institute (API)
1220 L Street NW,
Washington
District of Columbia, DC 20005
United States of America
Tel: +1 202 682 8000
Website: www.api.org

The Oil Companies Association for Clean Air and Water in Europe (CONCAWE)
Boulevard du Souverain 165
B-1160 Brussels
Belgium
Tel: +32 2 566 91 04
Fax: +32 2 566 9111
Website: www.concawe.org

Canadian Petroleum Products Institute (CPPI)
1000-275 Slater
Ottawa, Ontario
Canada, K1P 5H9
Tel: +1 613 232 3709
Fax: +1 613 236 4280
Website : www.cppi.ca

European Petroleum Industry Association (EUROPIA)
Boulevard du Souverain 165
B-1160 Brussels
Tel: +32 2 566 9104
Fax: +32 2 566 9111
Website: www.europia.com

The International Bunker Industry Association (IBIA)
Ground Floor, Latimer House
5–7 Cumberland Place
Southampton, Hampshire SO15 2BH
United Kingdom
Tel: +44 (0)23 8022 6555
Fax: +44 (0)23 8022 1777
Website: www.ibia.net

International Petroleum Industry Environmental Conservation Association (IPIECA)
5th Floor, 209–215 Blackfriars Road
London SE1 8NL, United Kingdom
Tel: +44 (0)20 7633 2388
Fax: +44 (0)20 7633 2389
Website: www.ipieca.org

Oil Companies International Marine Forum (OCIMF)
27 Queen Anne's Gate,
London SW1H 9BU
United Kingdom
Tel: +44 (0)20 7654 1200
Fax: +44 (0)20 7654 1205
Website: www.ocimf.com

Maritime Air Emissions and MARPOL Annex VI

JUNE 2007 UPDATE

Strategies and consequences

International Petroleum Industry Environmental Conservation Association (IPIECA)
5th Floor, 209–215 Blackfriars Road, London SE1 8NL, United Kingdom
Tel: +44 (0)20 7633 2388 Fax: +44 (0)20 7633 2389 Website: www.ipieca.org

Oil Companies International Marine Forum (OCIMF)
27 Queen Anne's Gate, London SW1H 9BU, United Kingdom
Tel: +44 (0)20 7654 1200 Fax: +44 (0)20 7654 1205 Website: www.ocimf.com