

MARINHA DO BRASIL
CENTRO DE INSTRUÇÃO ALMIRANTE GRAÇA ARANHA
CURSO DE APERFEIÇOAMENTO PARA OFICIAL DE MÁQUINAS - APMA.1/2019

ALEXANDRE BORGES ZAPPELINI

PLANO DE GESTÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM NAVIOS

RIO DE JANEIRO

2019

ALEXANDRE BORGES ZAPPELINI

PLANO DE GESTÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM NAVIOS

Monografia apresentada como Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Aperfeiçoamento para Oficiais de Máquinas do Centro de Instrução Almirante Graça Aranha, como parte dos requisitos para obtenção do Certificado de Competência Regra III/2 de acordo com a Convenção STCW 78 Emendada.
Orientador: Ramessés César da Silva Ramos

RIO DE JANEIRO

2019

ALEXANDRE BORGES ZAPPELINI

PLANO DE GESTÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM NAVIOS

Monografia apresentada como Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Aperfeiçoamento para Oficiais de Máquinas do Centro de Instrução Almirante Graça Aranha, como parte dos requisitos para obtenção do Certificado de Competência Regra III/2 de acordo com a Convenção STCW 78 Emendada.

Data da Aprovação: ____/____/____

Orientador: OSM Ramessés César da Silva Ramos

Assinatura do Orientador

NOTA FINAL: _____

Assinatura do Aluno

Dedico este trabalho inicialmente à Deus, pois sem Ele não teria forças para essa longa jornada. A minha família, por me apoiar, suportar minhas ausências e sempre acreditar no meu sucesso.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todos que, de alguma forma ou em algum momento, contribuíram para a realização deste trabalho. Agradeço em especial:

Primeiramente a Deus, que me deu força e saúde para que eu percorresse este caminho e conquistasse mais uma vitória.

Aos meus pais, Pedro e Lilian, por me ensinarem a viver e a sonhar.

A minha esposa, Carla Dias de Oliveira Zappelini, pelo seu apoio incondicional e por compartilhar comigo a vida hoje e sempre. As minhas filhas, Kethelayne e Valentina por entender minha ausência em alguns momentos.

Aos amigos do Curso de Aperfeiçoamento para Oficiais de Máquinas pelo companheirismo e momentos de aprendizado e troca de experiências.

Ao meu orientador professor OSM Ramessés César da Silva Ramos pela orientação e contribuição na elaboração deste trabalho.

Aos demais professores e mestres que com o dom de ensinar me ajudaram a crescer como pessoa e profissional durante este período.

“E conhecereis a verdade, e a verdade vos
libertará.”
(João 8:32)

RESUMO

A elaboração de procedimentos para a implantação de um plano de gestão da eficiência energética em navios se tornou uma exigência imposta por códigos e convenções internacionais como a MARPOL (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) e o ISM CODE (International Safety Management Code) evidenciando suas implicações na redução de custos, economia de combustível, desperdício de energia, preservação ambiental e sustentabilidade. Assim, no setor marítimo, a necessidade de metodologias e estudos que visem a eficiência energética é demonstrada pela redução das emissões de Dióxido de Carbono a partir da introdução de medidas operacionais e técnicas que resultem em melhor aproveitamento de recursos. A obtenção destes resultados tem o seu enfoque no desenvolvimento teórico e matemático do desempenho de máquinas de combustão interna e suas características termodinâmicas no que tange a comparação entre o consumo real reportado e o consumo calculado pelo projeto do motor, em análises do mapa de consumo total por recursos computacionais e adoção de boas práticas que proporcionem melhor eficiência energética do navio. A abordagem é expositiva, qualitativa e quantitativa contendo parâmetros e condições operacionais avaliados através da coleta de dados por instrumentos computacionais.

Palavras-chave: Eficiência Energética. Plano de Gestão. Desempenho de Máquinas de Combustão Interna. Rendimento Termodinâmico.

ABSTRACT

The development of procedures for the implementation of a ship energy efficiency management plan has become a requirement imposed by international codes and conventions such as the MARPOL (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) and ISM CODE (International Safety Management Code), highlighting its implications for cost reduction, fuel economy, waste of energy, environmental preservation and sustainability. Thus, in the maritime sector, the need for methodologies and studies that aim at energy efficiency is demonstrated by the reduction of Carbon Dioxide emissions from the introduction of operational and technical measures that result in a better use of resources. The results obtained are focused on the theoretical and mathematical development of the performance of internal combustion engines and their thermodynamic characteristics as regards the comparison between the actual consumption reported and the consumption calculated by the engine design, in the analysis of the total consumption map by computing resources and adoption of good practices that provide better ship energy efficiency. The approach is expositive, qualitative and quantitative, containing parameters and operational conditions evaluated through the collection of data by computational instruments.

Keywords: Energy Efficiency. Management Plan. Performance of internal Combustion Machines. Thermodynamic Performance.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES/FIGURAS

Figura 1:	Gráfico P x V para processos Isotérmicos	22
Figura 2:	Gráfico P x V para processos Isométricos	23
Figura 3:	Gráfico P x V para processos Isobárico	23
Figura 4:	Convenção para calor trocado	24
Figura 5:	Convenção para trabalho trocado	24
Figura 6:	Diagrama P x V para Ciclo de Carnot	26
Figura 7:	Diagrama P x V para Ciclo Otto	27
Figura 8:	Diagrama P x V para Ciclo Diesel	29
Figura 9:	Diagrama P x V para Ciclo Misto teórico	30
Figura 10:	Diagrama P x V para Ciclo Misto real	31
Figura 11:	Diagrama P x V para Ciclo Misto teórico motor 2 tempos	31
Figura 12:	Ciclo Misto teórico com turboalimentador à pressão constante	35
Figura 13:	Diagrama P x V fechado (esquerdo) e aberto (direito)	36
Figura 14:	Tela de diagnóstico do programa MCP	39
Figura 15:	Tela dos dados de análise do navio no programa MCP	40
Figura 16:	Potência, Carga e Consumo Específico no programa MCP	40
Figura 17:	Datas com os dados de operação no programa MCP	41
Figura 18:	Descrição dos cilindros no programa MCP	41
Figura 19:	Índice das bombas injetoras e pressão de compressão	42
Figura 20:	Subtração entre pressão de combustão e pressão de compressão	42
Figura 21:	Consumo de combustível, óleo de cilindro e condição do motor	43
Figura 22:	Ajuste da performance em motores de injeção eletrônica MAN	44
Figura 23:	Ajuste estimado da carga em motores de injeção eletrônica MAN	45
Figura 24:	Etapas do ajuste da carga em motores de injeção eletrônica MAN	46
Figura 25:	Influência do ajuste P_i , $P_{máx}$ e P_{comp} em motores de injeção eletrônica MAN	46
Figura 26:	Registro da performance para ajuste do P_i , $P_{máx}$ e P_{comp} em motores de injeção eletrônica MAN	47
Figura 27:	Ajuste da P_i pelo MOP em motores de injeção eletrônica MAN	48

Figura 28:	Ajuste do “off set” da carga alta/baixa no ajuste da P_i pelo MOP em motores de injeção eletrônica MAN	49
Figura 29:	Ajuste da $P_{m\acute{a}x}$ pelo MOP em motores de injeção eletrônica MAN	50
Figura 30:	Ajuste da P_{comp} pelo MOP em motores de injeção eletrônica MAN	52
Figura 31:	Processo de alto ajuste da P_i , $P_{m\acute{a}x}$ e P_{comp} pelo MOP em motores de injeção eletrônica MAN	53
Figura 32:	Pontos de leituras dos instrumentos para determinação da performance	54
Figura 33:	Diagrama $P \times V$ fechado para o MCP	55
Figura 34:	Pontos de pressão de combustão e pressão de compressão no diagrama $P \times V$	56
Figura 35:	Fases termodinâmicas do diagrama $P \times V$ (fechado e aberto)	56
Figura 36:	Diagrama com $P_{m\acute{a}x}$ baixo e P_{comp} normal	57
Figura 37:	Diagrama com $P_{m\acute{a}x}$ alto e P_{comp} normal	57
Figura 38:	Diagrama com $P_{m\acute{a}x}$ e P_{comp} baixos	58

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MEPC	Comitê de Proteção ao Ambiente Marinho
SEEMP	Plano de Gerenciamento da Eficiência Energética em Navios
IAPP	Certificado Internacional de Poluição do Ar
MARPOL	Convenção Internacional para a Prevenção da Poluição por Navios
IMO	Organização Marítima Internacional
EEOI	Indicador de Eficiência Energética Operacional
CO₂	Dióxido de Carbono
MCP	Motor de Combustão Principal
MCA	Motor de Combustão Auxiliar
FPSO	Unidade de Produção, Estocagem e Descarga
NS 5	Sistema de Manutenção e Controle Operacional do Equipamentos Instalados
PMI	Sistema de Otimização Automatizado da Performance
MOP	Painel de Operação Principal
Pi	Pressão de Injeção
P_{máx}	Pressão Máxima (Pressão de Combustão)
P_{comp}	Pressão de Compressão
ISM CODE	Código Internacional da Gestão da Segurança
EEDI	Índice de Eficiência Energética de Projetos
IECC	Certificado Internacional de Eficiência Energética

LISTA DE SÍMBOLOS

C	Carbono
O	Oxigênio
J	Joule
N	Newton
m	metro
W	Watt
s	segundo
Kg	Kilograma
P	Pressão
V	Volume
T	Temperatura
TDC	Ponto morto superior
BDC	Ponto morto inferior
C_p	Calor específico a pressão constante
C_v	Calor específico a volume constante

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
2	DIAGNÓSTICO E GESTÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	16
3	ANÁLISE DE DESEMPENHO DE MOTORES PRINCIPAIS	19
3.1	Conceitos termodinâmicos, medidas e sistema internacional de unidades	20
3.2	Processos termodinâmicos	21
3.2.1	Processo isotérmico	22
3.2.2	Processo isométrico	22
3.2.3	Processo isobárico	23
3.2.4	Processo adiabático	23
3.2.5	Processos politrópicos	24
3.3	Convenções entre as trocas de calor e trabalho	24
3.4	Ciclos termodinâmicos	25
3.4.1	Ciclo de Carnot	25
3.4.2	Ciclo Otto	27
3.4.3	Ciclo Diesel	28
3.4.4	Ciclo Misto	29
3.5	Influência da razão de pressão no rendimento térmico	30
3.6	Influência do rendimento térmico no funcionamento do motor	33
3.7	Influência do turboalimentador para o ganho de potência	34
3.8	Influência da pressão de combustão na regulação do motor	35
3.9	Influência do rendimento térmico no tempo de resposta do motor	37
3.10	Diagnóstico do rendimento térmico por software	39
4	AJUSTE DA PERFORMANCE EM MOTORES DE INJEÇÃO ELETRÔNICA	44
4.1	Processo de ajuste da performance	44
4.2	Ajuste estimado da carga do motor	45
4.3	Influência do ajuste P_i, $P_{máx}$, P_{comp} na performance do motor	46
4.4	Sistema de auto ajuste do PMI	52
4.5	Instrumentos no motor para determinação da performance	53
4.5.1	Análise do gráfico $P_{máx}$ e suas correções	56
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	59
	REFERÊNCIAS	

1. INTRODUÇÃO

O conceito de utilização racional de energia veio alterar a forma de encarar este insumo, demonstrando ser possível crescer sem aumentar o consumo ou afetar a produção. Nesse sentido, o termo gestão da energia deve ser encarado como qualquer outro fator de produção, devendo ser gerida de forma contínua e eficaz. A justificativa mais usual é o argumento da competitividade. Reforçando esta questão veio a pressão ambiental como mais um ponto determinante da eficiência energética. Seja por imposição legal, seja pela necessidade de cumprir requisitos ambientais cada vez mais a eficiência energética é um assunto pertinente e atual.

Assim, a eficiência energética, conceito entendido como o gerenciamento amplo do uso das fontes existentes e das que estão emergindo, é o melhor caminho para evitar o desperdício de energia e garantir a oferta necessária ao desenvolvimento sustentável.

Dentro deste contexto, a energia, no sentido amplo da palavra, é um insumo valioso e, como tal, deve ser usada de maneira racional. No setor marítimo, a necessidade de metodologias e estudos que visem a eficiência energética é demonstrada pela redução das emissões de Dióxido de Carbono a partir da introdução de medidas operacionais e técnicas que resultem em melhor aproveitamento de recursos.

A Resolução MEPC.213(63) requer que todos os navios acima de 400 TPB tenham a bordo o plano SEEMP, na 1ª vistoria do Certificado de IAPP que ocorrer a partir de 1 de janeiro de 2013. Ele deverá ser implantado na empresa como parte do ISM CODE e será auditado por Sociedade Classificadora. Esta alteração da MARPOL, criou o novo Capítulo 4 do Anexo VI onde está contido o SEEMP e o EEDI, e foi regulamentado pela resolução MEPC 203(63)- Amendments to the Annex VI of MARPOL.

O regulamento 22 do Anexo VI, conforme emendado requer que cada navio tenha a bordo um Plano de Gerenciamento de Eficiência Energética, tendo como base a resolução MEPC 213 (63) – 2012 Guidelines for the Development of a Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP).

Sendo assim, é requerido que todos os países membros e partes do Anexo VI da MARPOL adotem o Plano de Gerenciamento de Eficiência Energética, principalmente para os Armadores, Operadores de navios, Comandantes, Oficiais, tripulantes e prestadores de serviço da área de shipping.

O SEEMP fornece um índice para monitoramento do desempenho de eficiência energética dos navios ao longo de sua vida e algumas opções devem ser consideradas, quando necessárias, para melhorar o seu desempenho.

Nesse contexto, o Plano de Gerenciamento de Eficiência Energética para navios busca obter as melhores práticas e procedimentos para uma operação com consumo de combustível eficiente através do controle de velocidade ao longo da viagem, buscando assim manter o objetivo comercial através da adoção de ações e medidas eficientes para uma redução de consumo de combustível e, por conseguinte a redução de emissões de Dióxido de Carbono.

Assim, este trabalho pretende contribuir para o estudo da eficiência energética em navios. Esta contribuição é no âmbito de apresentar procedimentos e determinar os fatores necessários para se implementar o diagnóstico energético e sua contribuição para o desempenho global do sistema.

Com base nessas análises, algumas soluções serão apresentadas objetivando reduzir o consumo e desperdício de energia elétrica.

Tendo contextualizado o tema e estabelecido às diretrizes que nortearão a concepção e o desenvolvimento do presente trabalho, vale ressaltar que esta monografia apresenta as seguintes contribuições: Desenvolvimento de metodologias e planejamento do diagnóstico da gestão da eficiência energética em navios; Análise do desempenho de Motores Principais (2 tempos) através de estudos termodinâmicos já consagrados na literatura técnica especializada; Ajuste operacional da performance em Motores de Injeção Eletrônica MAN (2 tempos); Evidenciar a importância do planejamento da Eficiência Energética e suas implicações na redução de custos, desperdício de energia, preservação ambiental e sustentabilidade.

A metodologia para o desenvolvimento deste trabalho adotará um propósito exploratório e descritivo tendo como abordagem métodos qualitativos e quantitativos. O cenário e contexto será o navio mercante petroleiro aliviador. Dentre os procedimentos serão utilizados instrumentos para coleta de dados no próprio ambiente de trabalho via instrumentação local e remota. Como critério de análise de

dados, serão adotados parâmetros e condições operacionais avaliados através de Modelagem Matemática, Computacional e Estudo de Caso.

A metodologia será embasada no desenvolvimento teórico e matemático do desempenho de máquinas de combustão interna e suas características termodinâmicas que resultem em menor consumo de combustível. Comparação entre o consumo real reportado e o consumo calculado pelo projeto do motor. Análise do mapa de consumo total por recursos computacionais e adoção de boas práticas que proporcionem melhor eficiência energética do navio.

2. METODOLOGIA DE DIAGNÓSTICO E GESTÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

A gestão de eficiência energética será realizada pelo monitoramento do índice recomendado pela IMO, o Energy Efficiency Operational Index (EEOI).

O índice EEOI é o resultado da divisão entre as emissões de CO₂ calculada a partir do consumo reportado, e o momento de transporte, que vem a ser o produto entre a carga transportada e a distância percorrida:

$$\text{EEOI (g/ton*nm)} = \frac{\text{CO2 factor} * [\text{consumo combustível}](\text{g})}{\text{Quantidade carga transportada (ton)} * \text{distância percorrida (nm)}}$$

Onde temos que: CO₂ factor – fator de correção de emissão de CO₂ conforme tipo de combustível; consumo de combustível – (MCP, MCA's, caldeira); quantidade de carga transportada; e distância percorrida em milhas náuticas.

No numerador da equação acima se encontra a emissão de CO₂ em toneladas, obtida a partir do produto entre o consumo de combustível reportado em toneladas, e um valor de conversão estipulado pela IMO, tanto para bunker como para óleo diesel.

No denominador da equação por sua vez, se encontra o momento de transporte, isto é, a carga transportada x distância percorrida (com essa carga).

Torna-se evidente que se o navio navegar boa parte do tempo em lastro, ou com pouca carga, o índice será maior (uma vez que o denominador irá ser menor), do que se o navio em questão navegasse com pouco ou nenhum lastro e totalmente carregado. Desse modo, o índice também incorpora a utilização operacional que é dada ao navio.

Considerando como exemplo as características especiais da operação da frota de navios da TRANSPETRO, contratada pela Petrobras, que opera principalmente na cabotagem fazendo alívio de FPSO e distribuição de petróleo/produtos entre terminais, foram criados outros indicadores de eficiência energética internos (EEOI-1 e EEOI-2 e EEOI-3) onde são expurgados do EEOI original os valores referentes a operações com lastro, tempo aguardando atracação ou programação e as duas situações juntas, respectivamente.

Conforme recomendado na resolução da IMO e em documentos (orientações) das Sociedades Classificadoras, as boas práticas e as medidas

operacionais que os armadores, operadores e oficiais a bordo podem adotar para o gerenciamento da eficiência energética dos navios são: operações de planejamento de consumo (adequação da hora de chegada, planejamento do plano de viagem, condições meteorológicas, otimização de velocidade e otimização da potência do motor); otimização das condições de carga do navio (otimização de lastro, otimização de trim, considerações sobre imersão do propulsor, otimização de uso de leme e piloto automático); otimização dos motores principal/auxiliares e equipamentos (motor principal e auxiliares, equipamentos e sistemas e reaproveitamento de vapor); otimização de propulsão e casco (otimização da resistência do casco, gerenciamento do propulsor); manuseio de carga (aquecimento de carga e isolamento, medidas para otimizar o manuseio da carga); e conservação da energia e conscientização (energia das acomodações, uso de fontes de energia renováveis, elaboração de projetos que reduzem o consumo de energia, treinamento e conscientização).

Nesse sentido é importante manter um histórico de gestão de mudanças no gerenciamento da eficiência energética para que seja possível acompanhar a evolução e os resultados das medidas adotadas objetivando maximizar seus efeitos.

Para exemplificar, será relatado uma lista de procedimentos adotados pela Transpetro para gestão da eficiência energética.

1) Registro, diário obrigatório no NS5 (Sistema de Manutenção e Controle Operacional dos Equipamentos Instalados), das milhas navegadas, carga transportada (ou lastro) e o consumo de combustível das máquinas de combustão interna (motores e caldeiras), assim como todo o Mapa de Consumo Principal. O NS5 foi habilitado para registrar informações em uma planilha para aplicação da Gestão de Eficiência Energética. Nessa planilha são reportados os consumos do MCP, MCA, Caldeiras, milhas navegadas e a carga transportada. Alguns dados adicionais como índice de bombas injetoras, rotação do MCP, indicador de carga e potência de MCA's também são colocados na mesma planilha;

2) Utilização do Programa MCP já instalado nos navios que assegura que os motores principais estão operando na condição de rendimento térmico de projeto. A utilização deste programa a bordo é a garantia que o motor principal encontra-se sofrendo constante monitoração de seu desempenho. A primeira reação do motor à queda do rendimento térmico é o aumento do consumo de combustível, assim, se houver garantia de que o motor opera nas condições de projeto estamos, por conseguinte

garantindo seu funcionamento com o rendimento térmico de projeto e, portanto com o consumo de combustível adequado;

3) Comparação sistematizada entre o consumo reportado pelos navios e o consumo calculado pelo projeto do motor. O consumo reportado pelo navio para o MCP e MCA's, será comparado com o valor do consumo teórico (calculado) para os motores em estado de projeto. Diferenças entre esses valores deverão sofrer tratamento de modo a se tornar o mais próximo possível;

4) Adoção de boas práticas que proporcionem uma redução do consumo de combustível. Várias medidas poderão ser adotadas pela administração para a redução do consumo de combustível: reduzir a velocidade de operação, adequando o tempo de chegada à atracação imediata, rotas com correntezas favoráveis, trim ótimo, pintura do hélice ou seu polimento periódico, adoção de novas formulações na pintura do casco etc. Outras medidas operacionais também podem trazer reduções no consumo, como diminuir o tempo de operação de mca's em paralelo, otimizar o número de bombas de circulação, instalar soft starter nos motores elétricos maiores evitando assim partir um segundo mca.

3. ANÁLISE DE DESEMPENHO DE MOTORES PRINCIPAIS

O comércio mundial utiliza o transporte marítimo em 90% das suas transações. Tal fato deve-se ao baixo preço do transporte das mercadorias comparado a qualquer outro modal de transporte.

Com motores consumindo óleo combustível residual (bunker), os quais possuem rendimento térmico próximo aos 50%, navios demandam em média, 130 kJ/ton.km, menos energia do que a demandada pelos transportes terrestres, como o ferroviário (283kJ/ton.km) e o rodoviário (1300 kJ/ton.km).

Praticamente todos os navios da frota mundial consomem bunker em motores de combustão interna de dois tempos operando em ciclo diesel. Esses motores são turbo alimentados com resfriamento do ar de alimentação, injeção direta de combustível e acoplados diretamente a um propulsor.

Como o rendimento do hélice é inversamente proporcional à sua velocidade de rotação, isto é, quanto menor sua rotação maior a eficiência do mesmo em transformar a potência recebida do motor em força de empuxo para assim mover o navio, o motor de dois tempos se enquadra perfeitamente a essa configuração.

Esse arranjo de um motor de dois tempos de baixa rotação acoplado diretamente a um hélice permite além da simplicidade conceitual do arranjo, alta confiabilidade e baixo custo operacional.

Em qualquer atividade de transporte, o parâmetro específico para avaliação de sua eficiência é a quantidade de energia gasta, dividida pelo momento de transporte, que possui como unidade o produto entre a carga transportada, em toneladas (ton) pela distância percorrida (km). Por esse motivo, quando comparamos acima a energia demandada pelos modais, utilizamos no numerador a unidade de energia (Joule), e no denominador a unidade do momento de transporte em ton.km.

Se fossemos comparar custo do transporte, o denominador permaneceria o mesmo (ton.km), e o numerador seria em R\$. Para uma comparação sobre emissões de CO₂, por exemplo, enquanto o transporte marítimo emite 15,7 gramas/ton.km, o transporte ferroviário emite 22 gramas/ton.km e o rodoviário 119,5 gramas/ton.km.

3.1 Conceitos termodinâmicos, medidas e sistema internacional de unidades

Nesta seção será apresentada as noções e conceitos preliminares das grandezas físicas que explicam o comportamento mecânico e suas unidades de medidas. O foco é relacionar as características técnicas com o processo de transformação de energia que ocorre nos motores de combustão. Sendo assim, as deduções matemáticas complexas das fórmulas serão omitidas por não fazer parte do escopo do trabalho.

Sabemos que a termodinâmica estuda as relações entre calor e trabalho e as propriedades das substâncias que interagem nestas relações. Sendo assim, os processos de transmissão de calor ocorrem em função das leis da termodinâmica, ciência a qual define as transformações do calor e do trabalho mecânico e o estudo das leis às quais obedecem os gases durante suas evoluções desde sua entrada no cilindro até sua saída para a atmosfera. Serão então apresentadas as grandezas físicas envolvidas neste processo.

O Joule, que tem como símbolo a letra J, é a unidade de medida de energia e trabalho no sistema internacional de unidades. Um joule pode ser definido como o trabalho necessário para exercer uma força de um Newton por uma distância de um metro (N.m). Outra definição para joule é o trabalho realizado para produzir um watt de energia durante um segundo (W.s). O Joule, assim como o Newton são unidades relativamente pequenas.

$$W[J] = N.m. \text{ Trabalho Realizado } [J] = \text{distância percorrida } [m] \times \text{força aplicada } [N]$$

A Potência é a taxa com que o trabalho é efetuado isto é, é a quantidade de trabalho realizado em um dado tempo. A unidade de potência é o Watt [W] que é igual à taxa de 1,0 joule de trabalho sendo realizado em 1 segundo [s].

A Energia é a capacidade para realizar trabalho e é medida pela quantidade de trabalho feito. Assim, expressamos a energia na mesma unidade que usamos para o trabalho, Joule. A unidade mais utilizada para a energia é o quilowatt x hora [kW.h], que como o nome explicita representa a energia usada, ou o trabalho feito, quando 1 kW de potência é exercido continuamente por 1 hora (3600 segundos).

A Eficiência Térmica é a razão entre a energia que é transformada em potência nos cilindros a energia contida no combustível. A energia contida no

combustível que alimentamos o motor é determinada pelo produto do poder calorífico inferior do combustível em (MJ/kg), com a vazão de combustível (kg/s). Assim, a Energia disponível pelo combustível é igual a vazão de óleo multiplicada pelo poder calorífico.

Motores marítimos utilizados tanto na propulsão (MCP) como na geração de energia a bordo (MCA) operam com rendimento térmico próximo a 50%.

A Eficiência Mecânica é a razão do trabalho obtido de uma máquina pelo trabalho fornecido à mesma. E, como isso é feito em um mesmo tempo, é também a razão da potência obtida com a potência aplicada. A eficiência mecânica traduz as perdas devido à fricção dos mancais, dos anéis de segmento e do acionamento dos dispositivos auxiliares (eixo de comando, bombas acopladas etc).

No caso dos motores diesel, o rendimento mecânico é a razão entre a potência fornecida aos cilindros e a potência obtida no eixo.

A potência obtida no eixo é sempre menor do que a potência fornecida pelos cilindros. A eficiência mecânica é sempre inferior à unidade, e é representada normalmente pela letra grega eta, η_m que deve sempre ser expressa como uma fração ou como uma percentagem:

$$\eta_m = \frac{kWe}{kWi}$$

Caracterizamos a potência de saída como efetiva (kWe) e a potência gerada nos cilindros como potência indicada (kWi).

3.2 Processos termodinâmicos

Voltando a apresentar alguns conceitos fundamentais da termodinâmica serão apresentados agora os processos termodinâmicos. Antes de apresentar os processos se faz necessário definir as Leis dos Gases Perfeitos. Em princípio devemos dizer que gás perfeito ou ideal não existe. É uma substância imaginária que durante suas transformações se comporta obedecendo as relações matemáticas que traduzem as Leis de Boyle, Charles e Gay Lusac. Um gás que obedece rigorosamente

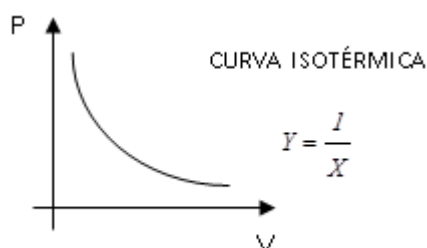
tais Leis, sob quaisquer condições de pressão e temperatura é dito gás perfeito ou ideal. Caso como o hélio, o nitrogênio, o oxigênio e o ar podem ser considerados ideais.

3.2.1 Processo isotérmico

É o processo em que a temperatura permanece constante do estado inicial até o estado final seguindo a Lei de Boyle (transformação isotérmica). “Mantendo-se constante a temperatura absoluta do sistema, as pressões de uma dada massa de ar variam na razão inversa dos volumes.” Nesse caso o trabalho será positivo se o processo for de expansão; e será negativo se o processo for de compressão. Em um processo Isotérmico a quantidade de calor trocada pelo sistema é equivalente ao trabalho realizado.

$$T = \text{constante} \rightarrow \frac{P_1}{P_2} = \frac{V_2}{V_1} \Rightarrow P_1 V_1 = P_2 V_2$$

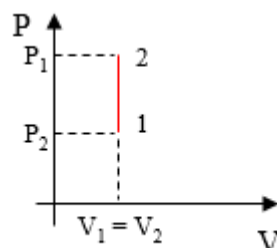
Figura 1: Gráfico PxV para processo Isotérmico



3.2.2 Processo isométrico

É o processo em que o volume permanece constante do estado inicial até o estado final seguindo a 1ª Lei de Charles (transformação isométrica, isocórica ou isovolumétrica). “Mantendo-se constante o volume de uma dada massa de ar, sua pressão varia diretamente com a temperatura absoluta”. O trabalho é nulo.

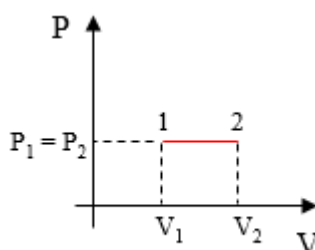
$$V = \text{constante} \rightarrow \frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} \Rightarrow P_1 T_2 = P_2 T_1$$

Figura 2: Gráfico PxV para processo Isométrico

3.2.3 Processo isobárico

É o processo em que a pressão permanece constante do estado inicial até o estado final seguindo a 2ª Lei de Charles (transformação isobárica). “Mantendo-se constante a pressão de uma dada massa de ar, o seu volume varia diretamente com a temperatura absoluta”. A área de 1 para 2 representa o trabalho trocado que é função dos estados inicial e final e do tipo de transformação, isto é, do caminho percorrido de 1 para 2 no diagrama PV.

$$P = \text{constante} \rightarrow \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \Rightarrow V_1 T_2 = V_2 T_1$$

Figura 3: Gráfico PxV para processo Isobárico

3.2.4 Processo adiabático

É o processo que não troca calor com o exterior. Também conhecido como processo Isentrópico (entropia constante – não há transferência de calor nem atrito).

Tal processo só é possível teoricamente porque sempre haverá troca de calor com o exterior devido o isolamento não ser perfeito. O processo deve ocorrer em alta velocidade diminuindo a condição de perda de calor. Num processo adiabático

reversível, a substância de trabalho perde ou ganha energia, porém, não como troca de calor. A energia interna do sistema é convertida em trabalho, ou o trabalho é convertido em energia interna.

3.2.5 Processos politrópicos

Temos que $p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$; onde: n = expoente politrópico e n varia de $-\infty$ até $+\infty$. Quando “ n ” for igual a zero, recaímos no processo isobárico. Quando “ n ” for igual a um, recaímos na Lei de Boyle, processo isotérmico. Quando “ n ” for igual a “ k ”, sendo $k = \frac{C_p}{C_v} = 1,4$, recaímos no processo adiabático. Quando “ n ” for igual a infinito (∞), recaímos no processo isométrico.

3.3 Convenções entre as trocas de calor e trabalho

Quando o calor (Q) entra no sistema, matematicamente recebe o sinal positivo (+), e quando sai do Sistema recebe o sinal negativo (-).

Figura 4: Convenção para calor trocado



O trabalho (W) que entra no sistema, matematicamente recebe o sinal negativo(-), ou em outras palavras, o trabalho (W) realizado sobre o Sistema é negativo.

Já o trabalho (W) que sai do sistema, matematicamente recebe o sinal positivo (+), ou em outras palavras, o trabalho realizado pelo Sistema é positivo.

Figura 5: Convenção para trabalho trocado



Em uma turbina, em um motor de combustão interna, por exemplo, o trabalho (W) sai do Sistema, ele é então, positivo.

No compressor de ar temos o trabalho (W) entrando no Sistema, já que há necessidade de uma energia motriz (trabalho) fornecida pelo motor elétrico, para acionar o compressor. Logo esse trabalho (W) é negativo.

3.4 Ciclos termodinâmico

Nesta seção será tratado os processos que regem os ciclos termodinâmicos através do ciclo de Carnot. A partir disso será possível compreender e identificar os motores segundo o ciclo de funcionamento Otto e Diesel. Cabe ressaltar que os ciclos não serão tratados com análise profunda e desenvolvimento matemático pois foge do objetivo principal. Serão citados como pré-requisito para tratarmos o ciclo misto.

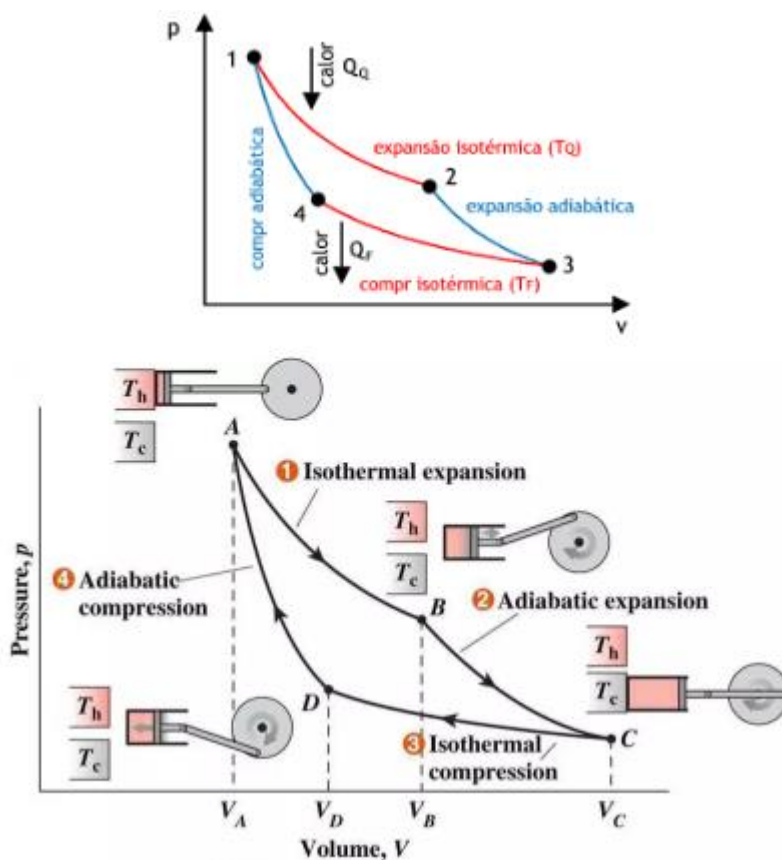
O funcionamento dos motores de combustão interna se realiza em ciclos denominados ciclos termodinâmicos, no qual se distinguem quatro fases ou quatro tempos: admissão, compressão, explosão/expansão e escape.

Conceitualmente, ciclo é uma série de processos que ocorrem quando um determinado sistema se desloca originalmente de um estado inicial para retornar ao estado original. Nesses processos, os elementos fundamentais que caracterizam um ciclo termodinâmico de uma máquina térmica são: substância de trabalho, fonte de calor, fonte fria e máquina térmica.

3.4.1 Ciclo de Carnot

Para entender melhor os ciclos de funcionamento de uma máquina térmica, apresentaremos, de forma resumida, o ciclo teórico desenvolvido pelo francês Nicholas Carnot – ciclo de Carnot. Em 1823, Carnot publicou uma brochura intitulada “Reflexões sobre a potência motriz do fogo”. Enunciava aí, um ciclo ideal que, partindo da transformação de gases perfeitos, deveria ter um rendimento de, aproximadamente, 72% nunca atingido por um motor térmico real.

Figura 6: Diagrama PxV para o Ciclo de Carnot



Fonte: Motores de Combustão Interna e seus Sistemas, Tillmann, 2013

O ciclo de Carnot se compõe das fases mostradas na Figura 6: expansão isotérmica – 1 a 2; expansão adiabática – 2 a 3; compressão isotérmica – 3 a 4; compressão adiabática – 4 a 1.

O ciclo de Carnot não pode ser objeto de nenhuma realização na prática. Pode ser descrito, teoricamente, da seguinte maneira: Primeira fase – expansão isotérmica – o cilindro deve ser resfriado durante a expansão isotérmica. Esse mesmo cilindro exige aquecimento para tornar a temperatura constante; Segunda fase – expansão adiabática – continuando o repouso, faz-se cessar o reaquecimento do cilindro para que essa fase se efetue sem troca de calor com o cilindro, e que a massa gasosa retome o volume e a pressão que possuía no início da primeira fase; Terceira fase – compressão isotérmica – uma massa gasosa é introduzida no cilindro e, depois comprimida pelo pistão “temperatura constante”. O cilindro é esfriado durante essa fase; Quarta fase – compressão adiabática – interrompido o resfriamento do cilindro,

continua-se a compressão rapidamente, de modo que nenhuma troca de calor tenha lugar entre o gás e o cilindro.

O rendimento (n_1) de um ciclo de Carnot depende somente das temperaturas nas quais o calor é fornecido ou rejeitado:

$$n_1 = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_4}{T_1} = 1 - \frac{T_3}{T_2}$$

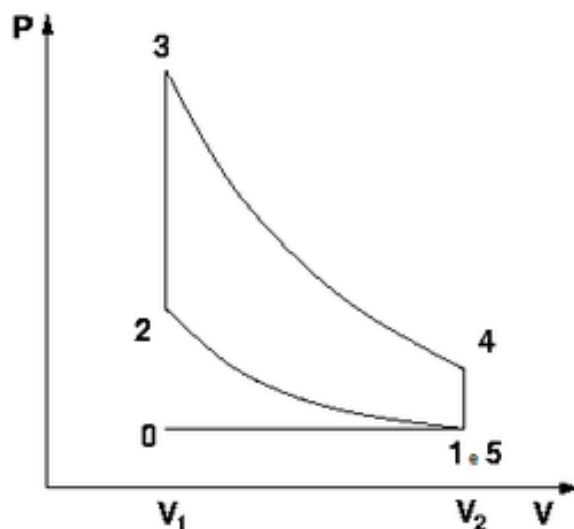
Onde: n_1 – rendimento; T_L – temperatura baixa; T_H – temperatura alta.

3.4.2 Ciclo Otto

Ocorre nos motores de combustão interna com ignição por centelha, utilizando como combustíveis: gasolina, gás ou álcool. O convencional motor a gasolina é um motor de combustão interna no qual uma mistura ar/combustível é admitida num cilindro e comprimida pelo pistão ou êmbolo, após inflamada por uma centelha elétrica.

O Ciclo Otto no diagrama pressão x volume é construído a partir de: admissão isobárica 0-1; compressão adiabática 1-2; combustão isocórica 2-3; expansão adiabática 3-4; abertura de válvula 4-5, exaustão isobárica 5-0.

Figura 7: Diagrama PxV para o Ciclo Otto



3.4.3 Ciclo Diesel

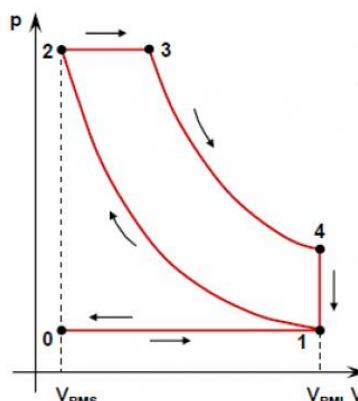
Ocorre nos motores de combustão interna com ignição por compressão, utilizando como combustíveis: diesel, biodiesel e suas misturas. O motor Diesel é um motor de combustão interna no qual o ar admitido no cilindro é comprimido pelo pistão ou êmbolo, atingindo devido à compressão, uma temperatura de 500 a 700°C. Uma vez injetado ou atomizado o combustível, a mistura inflama-se espontaneamente, graças ao calor resultante da compressão do ar.

Para explicar o funcionamento de um motor Diesel, é preciso conhecer algumas características termodinâmicas referentes à teoria de máquinas térmicas, mais concretamente aos ciclos térmicos. Como mostrado na Figura 8, o ciclo Diesel teórico apresenta o diagrama pressão x volume descrito em suas etapas como: compressão isentrópica 1-2; fornecimento de calor a pressão constante (isobárico) 2-3; expansão isentrópica 3-4; calor cedido a volume constante 4-1.

Na maioria das aplicações os motores Diesel funcionam como um motor quatro tempos. O ciclo inicia-se com o êmbolo no ponto morto superior (PMS). A válvula de admissão está aberta e o êmbolo ao descer aspira o ar para dentro do cilindro. O êmbolo atinge o Ponto Morto Inferior (PMI), a válvula de admissão fecha, e inicia-se então a compressão. A temperatura do ar dentro do cilindro aumenta substancialmente devido à diminuição do volume. Pouco antes do PMS o combustível começa a ser pulverizado pelo injetor em finas gotículas, misturando-se com o ar quente até que se dá a combustão. Desta forma a combustão é controlada pela taxa de injeção de combustível, ou seja, pela quantidade de combustível a ser injetado.

O ciclo termina com a fase de escape, onde o embolo retorna ao PMS, o que faz com que os gases de combustão sejam expulsos do cilindro, retomando assim o ciclo.

No caso dos motores a dois tempos, o ciclo é completado a cada volta, a admissão não é feita por válvulas mas sim por janelas.

Figura 8: Diagrama PxV para o Ciclo Diesel

3.4.4 Ciclo Misto

No ciclo Otto, o processo de combustão ocorre a volume constante, enquanto no ciclo Diesel, o processo ocorre a pressão constante. No entanto, na prática, esses dois ciclos não representam o ciclo de funcionamento real do motor. No ciclo Otto, a combustão a volume constante pressupõe uma combustão instantânea. O ciclo misto, representado pela Figura 9, é um compromisso entre ambos os ciclos. É o que melhor descreve a operação dos motores Diesel de alta rotação. Nesse ciclo a combustão ocorre em duas fases: com parte do calor sendo fornecida a volume constante e o restante sendo fornecido à pressão constante.

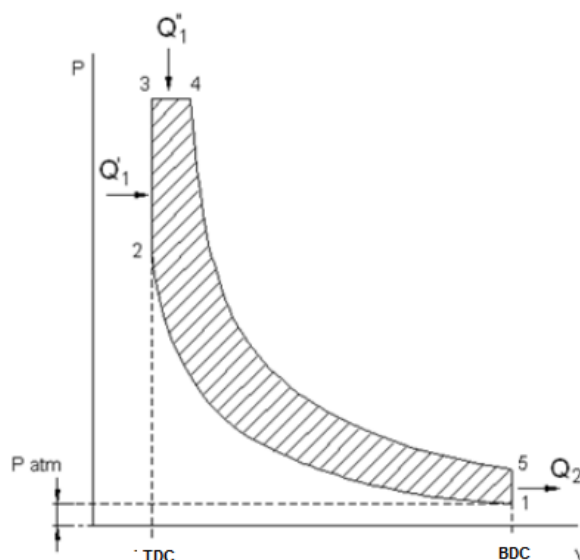
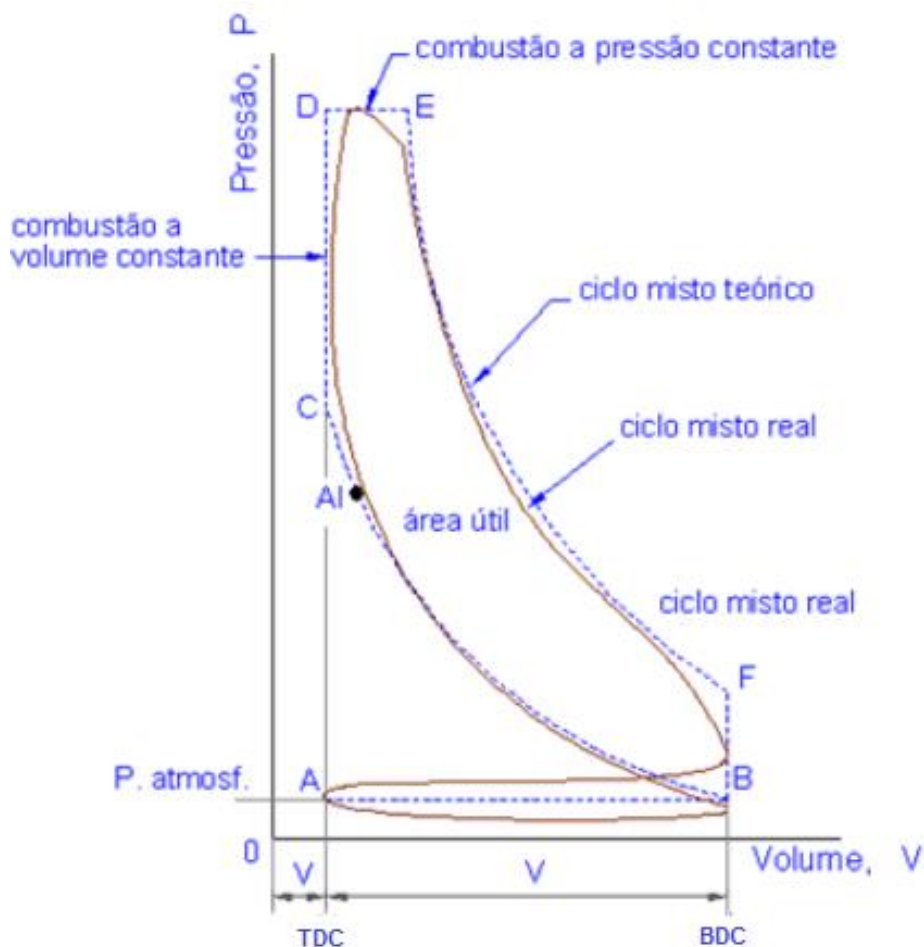
Figura 9: Diagrama PxV para o Ciclo Misto teórico

Figura 10: Diagrama PxV para o Ciclo Misto real

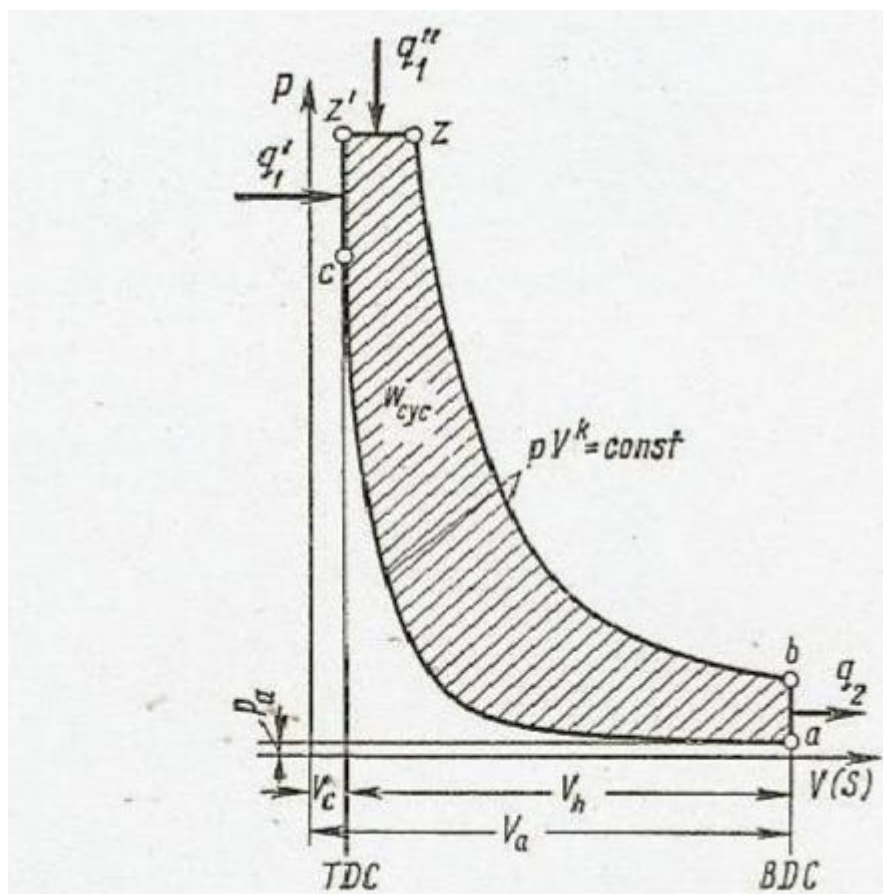


Fonte: ENIDH/DEM 2013/2014

3.5 Influência da razão de pressão no rendimento térmico

Iniciando a análise pelo ciclo misto do motor Diesel 2 tempos pelo fato de descrever com melhor aproximação a condição real de funcionamento. Esse diagrama possui em sua abcissa o volume determinado no cilindro em função da posição do pistão. BDC é o ponto morto inferior, posição mais à direita, e TDC o ponto morto superior, ponto esse posicionado mais à esquerda. Na ordenada está plotada a pressão no interior do cilindro. Os pontos significativos são o ponto "a", onde o fluido de trabalho começa a ser comprimido pelo pistão até o ponto "c", onde uma porção de calor é cedida ao fluido. No trecho zz', outra porção de calor é cedida ao fluido de trabalho. Assim, o calor é fornecido em duas condições: no trecho cz', a volume constante, e no trecho zz' à pressão constante.

Figura 11: Diagrama PxV para o Ciclo Misto teórico motor 2 tempos



Fonte: Módulo 1 – Análise de Desempenho de Motores Principais 2011

Em um motor diesel (normalmente diesel puro, isto é, produto destilado), o calor é todo obtido no trecho zz' , sendo nulo no trecho cz' .

Para motores operando com bunker, o ciclo misto representa melhor esse tipo de motor uma vez que o avanço de injeção se encontra a alguns graus antes do pms. Com o advento de motores de baixa emissão de óxidos de nitrogênio, o ciclo ganha uma conformação mais próxima ao do ciclo diesel.

No segmento “zb” representa uma expansão politrópica, na qual os gases em expansão empurram o pistão na direção do BDC, gerando trabalho no eixo de manivelas.

A área contida entre as curvas de compressão acz' e expansão $z'zb$ representa o trabalho do ciclo motor. Se imaginarmos um retângulo de mesma área do diagrama e com o mesmo comprimento V_h do curso do ciclo em questão, teremos uma pressão hipotética, média que será a altura desse retângulo. Essa pressão hipotética é denominada pressão média indicada e é um parâmetro importante na seleção e projeto de motores. O produto entre a pressão média indicada e o rendimento mecânico nos fornece a pressão média efetiva. A pressão média efetiva é um parâmetro muito importante para caracterizar o desempenho de motores. Permite comparar o desempenho de motores com cilindradas diferentes.

O rendimento térmico é definido como:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

E vamos definir a quantidade de calor cedida (q_1) em duas partes, a primeira a volume constante (segmento cz'), e a segunda a pressão constante (zz'); e a rejeição de calor (q_2) à pressão constante (segmento ab).

E, vamos escrever as temperaturas em termos da temperatura de admissão do ar (T_a), aplicando a combinação das leis de Charles e Mariotte. Combinando as definições e após manipulação algébrica obtemos T_a e T_b em função de T_a . Nesta etapa serão omitidas as demonstrações por não ser relevante ao objetivo deste trabalho. Aqui iremos introduzir os parâmetros, razão de compressão (ϵ), razão de pressão (λ_c), razão de expansão preliminar (ρ) e a razão de expansão subsequente (δ). Substituindo as expressões na equação original do rendimento térmico teremos:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \frac{\lambda_c \rho^{\gamma} - 1}{\lambda_c - 1 + \gamma \lambda_c (\rho - 1)}$$

Vamos observar que em todos os termos da equação acima que define o rendimento térmico do ciclo, o parâmetro razão de pressão (λ_c), está presente. Os outros termos são relações volumétricas (volume é um parâmetro construtivo do motor), isto é, não são passíveis de regulagem.

Nos levando a concluir que a razão de pressão entre a pressão de compressão e a pressão de combustão é a variável mais importante a ser controlada durante o funcionamento de um motor, por traduzir o estado do rendimento térmico da máquina. Como são parâmetros facilmente obtidos os mesmos devem ser utilizados na monitoração do rendimento térmico.

3.6 Influência do rendimento térmico no funcionamento do motor

Analisando como o rendimento térmico interfere no funcionamento do motor, podemos escrever a potência através da seguinte equação, considerando o acionamento de um hélice de passo fixo:

$$kW_e = m_f PCI \eta_t \eta_m \Phi_{iso}$$

Onde m_f é a vazão mássica de óleo combustível, PCI é o poder calorífico inferior do combustível. Os rendimentos mecânico e térmico estão representados pela letra η com os subscritos correspondentes (m , para rendimento mecânico e t para rendimento térmico). O termo Φ_{iso} é um termo que corrige as temperaturas ambiente para as condições da norma ISO 3046, que estabelece as condições padrão para medição de parâmetros dos motores em bancada.

Podemos substituir a vazão mássica de combustível pelo resultado do produto entre o índice das bombas injetoras (P_θ), a rotação do motor (N_e) e uma constante de ajuste (K_f). Realizando as transformações algébricas teremos:

$$kW_e = P_\theta N_e K_f \eta_m PCI \eta_t \Phi_{iso}$$

Ao dividirmos os dois lados da equação pela rotação do motor N_e , teremos do lado esquerdo o torque efetivo Q_e , tornando-se a equação:

$$\frac{kW_e}{N_e} = Q_e = P_\theta N_e K_f \eta_m PCI \eta_t \Phi_{iso}$$

As equações 3 e 4 são relações lineares. Isto é, quando o rendimento térmico é reduzido (injetor defeituoso, turbo com problemas, etc) deverá haver um aumento imediato do índice das bombas injetoras $P\Theta$ para que tanto a potência (equação3) ou o torque (equação4) sejam mantidos. Em outras palavras, para manter o mesmo torque, o motor gastará mais combustível se operar com o rendimento térmico menor do que aquele valor estipulado em projeto.

3.7 Influência do turboalimentador para o ganho de potência

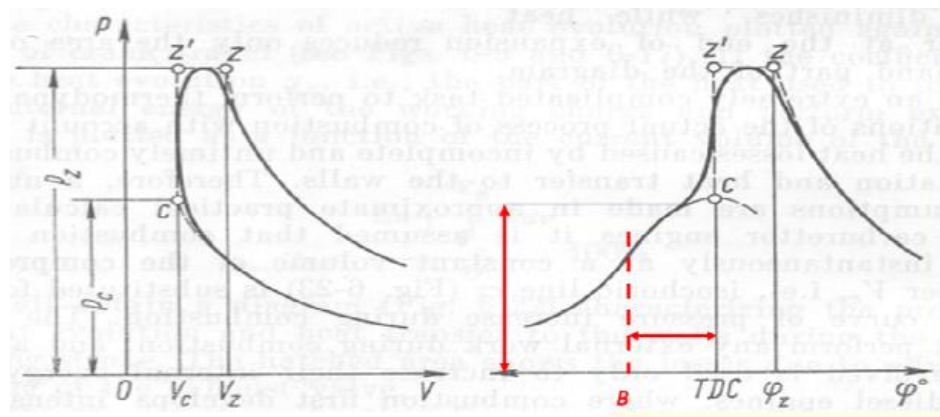
A máxima potência que um motor fornece é limitada pela quantidade de combustível que pode ser eficientemente oxidada no interior dos cilindros, que por sua vez é limitada a quantidade de ar que ali ingressa. Quanto maior a quantidade do ar admitido, maior a potência do motor. Assim, a utilização de um processo de resfriamento do ar antes de entrar no cilindro permite gerar mais potência.

Motores Marítimos utilizam a técnica de turboalimentação, isto é, a energia disponível nos gases de descarga é usada para acionar uma turbina que se encontra instalada no mesmo eixo de um compressor centrífugo. A energia disponível ideal é aquela fornecida pelo processo de “blowdown”, isto é, admissão na turbina instalada imediatamente após a válvula de descarga recebendo os gases do interior do cilindro após a abertura da válvula.

O ciclo motor teórico dotado de um sistema de turbo alimentação à pressão constante está representado na Figura 12. O fluido de trabalho perde pressão durante um processo isocórico b-s, que corresponde a abertura da válvula de descarga, para ser admitido no processo isobárico s-g. Este trecho representa o tubulão de descarga, e a expansão no turbo é representada pelo trecho g-bk. No trecho bk-a, o meio de trabalho perde calor à pressão constante, na descarga para a atmosfera, de onde o ar é comprimido, no compressor centrífugo, no processo adiabático a-s, para então ser admitido no cilindro.

Na Figura 13 distinguimos o ciclo teórico em linhas tracejadas, e o ciclo real em linhas cheias. A figura da esquerda é o diagrama fechado pv, enquanto a figura da direita representa o diagrama aberto, onde somente a pressão é representada. Onde podemos diferenciar criteriosamente a linha da compressão da linha de combustão que ocorre no cilindro e examinarmos a transição da ignição e combustão do processo.

Figura 13: Diagrama PxV fechado (esquerda) e aberto (direita)



Fonte: Módulo 1 – Análise de Desempenho de Motores Principais 2011

Vemos que para termos a pressão no cilindro se elevando no ponto A, o combustível deve ser injetado alguns graus antes do pistão chegar ao ponto morto superior TDC ou ponto c.

O ponto no qual o combustível é injetado se encontra a alguns graus antes do TDC (ponto morto superior). Esse ponto definido como avanço da injeção (AI na figura), é o ângulo em graus da manivela do volante do motor (ϕ_0) que separam o início de injeção (linha tracejada) do ponto morto superior – então para que a pressão no interior do cilindro comece a aumentar no ponto A, a bomba injetora deverá iniciar a compressão do combustível no ponto B.

Esse intervalo no ângulo entre o início da injeção e o ponto morto superior é necessário para que haja tempo suficiente para que todo o processo físico químico da combustão por difusão ocorra. Nos outros módulos do curso quando estudarmos os processos do ciclo motor separadamente, o processo da combustão será devidamente explorado e poderemos entender com mais profundidade o que ocorre no intervalo entre o início da injeção e o ponto morto superior.

Agora observe outra vez a figura na região do ponto A. Se aumentarmos o avanço de injeção (o ponto B, for movido para à esquerda) a pressão correspondente ao ponto A (que em um diagrama real chamamos de pressão de compressão) irá diminuir. Se reduzirmos o avanço a injeção (o ponto B, for movido para direita), o valor da pressão (P_c) em A aumentará.

Mas qual o propósito de aumentarmos ou reduzirmos o avanço de injeção? Na verdade essa alteração é a regulagem do motor.

Quando avançamos a injeção (aumentamos AI), queremos que a combustão ocorra um pouco antes do TDC (exatamente como está na figura onde o ponto A se encontra), isto é, o embolo comprimirá o ar já com o combustível em ignição, aumentando assim a pressão de combustão (P_z). No sentido inverso (reduzir AI) significa atrasar a ignição, reduzindo a pressão de combustão (P_z).

Observe que ao adiantar a injeção, aumentamos a pressão de combustão (o ponto z' irá se deslocar para cima) e reduzimos a pressão de compressão PA.

O final da injeção, isto é, o tamanho do trecho $z'z$, é determinado pelo índice de cremalheira, que limita a quantidade de combustível injetado no cilindro, não alterando assim a pressão de combustão. Quanto mais potência é demandada do motor, maior é o trecho $z'z$.

Assim temos que regular motor significa regular a pressão de combustão para uma dada carga. Alterar a cremalheira não é regular o motor. Regular o motor, portanto, é ajustar o início de injeção, após termos certeza que os injetores e outros dispositivos de injeção e do ar (turbo válvulas de insuflação, etc) estão em ordem.

3.9 Influência do rendimento térmico no tempo de resposta do motor

Motores marítimos sejam eles propulsores ou geradores, operam com torque transiente, isto é, a carga imposta a essas máquinas tem características cíclicas. Sabemos que a reação do motor à diminuição do rendimento térmico é o aumento imediato do índice das bombas injetoras, isto é, consumo de combustível. A seguir vamos examinar o impacto da redução do rendimento térmico na operação de um motor em seu funcionamento normal, ou seja, atendendo um torque transiente.

Para determinarmos como as acelerações ocorrem no motor devermos iniciar nossa análise pela equação diferencial:

$$\frac{dN_e}{dt} = \frac{Q_e - Q_l}{J_{tot}}$$

Onde Q_l é o torque da carga no hélice, e J_{tot} é o momento de inércia do conjunto (motor, eixo intermediário, os flanges e o propulsor). Como na equação do movimento do turbo alimentador, se o torque da carga for maior ($Q_l > Q_e$), o termo dN_e/dt será negativo, significando que o motor irá desacelerar. No caso oposto, dN_e/dt sendo positivo, o motor entrará em aceleração.

A equação apropriada que descreve a resposta do motor à variação de torque pode ser adotada a partir da Engenharia de Controle:

$$\frac{dN_i}{dt} t_{TC} + Q_i = CP_\theta(t - T_d)$$

Onde o torque do motor está aqui representado pelo torque indicado (Q_i). Lembramos que o rendimento mecânico transforma os parâmetros de indicado em efetivo. As duas constantes temporais características TC e T_d representam o tempo de resposta que o motor vai demandar para responder ao aumento de potência pelo turbo e pelo sistema de injeção respectivamente. A letra C representa o que na Engenharia de Controle se denomina de ganho termodinâmico, isto é uma grandeza que multiplicada pelo índice das bombas injetoras, nos fornece o torque produzido pelo motor naquele momento. O desenvolvimento matemático da equação diferencial nos fornece o torque desenvolvido pelo motor.

Analisando o desenvolvimento matemático do ganho termodinâmico podemos verificar que a depreciação do rendimento térmico (alguns injetores com defeito, turbo com filtro contaminado, cilindros carbonizado ou um bunker com baixo poder calorífico, por exemplo) provoca um aumento significativo do consumo de combustível em um motor em operação normal. A operação continuada do motor principal nesse estado, portanto irá provocar um maior acúmulo de fuligem em partes como turbo-alimentadores, válvulas de descarga, economizadores, e além é claro de

reduzir o intervalo de manutenção dos cilindros, aumentando a quantidade de trabalho para o pessoal de bordo.

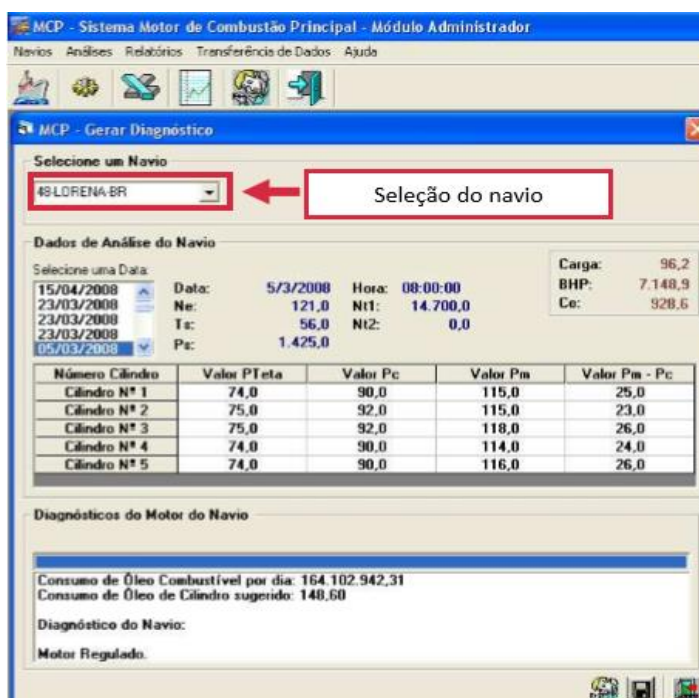
Assim, devemos manter o ganho termodinâmico ou rendimento térmico o mais próximo possível do seu valor de projeto

3.10 Diagnóstico do rendimento térmico por softwares

Vimos que é muito importante manter o rendimento térmico de projeto do motor e que a consequência direta deste controle é a economia de combustível. Para viabilizar esse monitoramento contínuo, a Transpetro implantou em seus navios próprios um programa de computador que realiza o diagnóstico dos desvios do rendimento térmico dos MCP's.

O programa MCP emite um diagnóstico a partir da análise dos dados de desempenho do motor em operação e compara esses dados com os de desempenho de projeto. Simultaneamente o programa calcula o consumo de óleo de cilindro e óleo combustível. A Figura 14 ilustra a tela de análise e diagnose do programa para o motor principal do NT Lorena.

Figura 14: Tela de diagnóstico do programa MCP



Fonte: Análise de Desempenho de Motores Principais, Transpetro (2013/2014)

Em “Dados de Análise do Navio”, os valores de desempenho comum a todos os cilindros como pressão de ar de lavagem (Ps), rotação do motor (Ne) e do turbo (Nt), e a temperatura de ar de lavagem são apresentados.

Figura 15: Tela dos dados de análise do navio no programa MCP

Seleção de uma Data

Data: 5/3/2008 **Hora:** 08:00:00

Ne: 121,0 **Nt1:** 14.700,0

Ts: 56,0 **Nt2:** 0,0

Ps: 1.425,0

Número Cilindro	Valor P1	Valor P2	Valor P3	Valor P4
Cilindro N° 1	74,0	90,0	114,0	24,0
Cilindro N° 2	74,0	90,0	116,0	26,0

Diagnósticos do Motor do Navio

Consumo de Óleo Combustível por dia: 164.102.942,31
Consumo de Óleo de Cilindro sugerido: 148,60

Diagnóstico do Navio:
Motor Regulado.

Fonte: Análise de Desempenho de Motores Principais, Transpetro (2013/2014)

À direita da tela, no canto superior direito encontram-se os valores calculados de potência, carga e consumo específico.

Figura 16: Potência, Carga e Consumo Específico no programa MCP

Seleção de uma Data

Data: 5/3/2008 **Hora:** 08:00:00

Ne: 121,0 **Nt1:** 14.700,0

Ts: 56,0 **Nt2:** 0,0

Ps: 1.425,0

Número Cilindro	Valor P1	Valor P2	Valor P3	Valor P4 - P2
Cilindro N° 1	74,0	90,0	115,0	25,0
Cilindro N° 2	75,0	92,0	115,0	23,0
Cilindro N° 3	75,0	92,0	118,0	26,0
Cilindro N° 4	74,0	90,0	114,0	24,0
Cilindro N° 5	74,0	90,0	116,0	26,0

Diagnósticos do Motor do Navio

Consumo de Óleo Combustível por dia: 164.102.942,31
Consumo de Óleo de Cilindro sugerido: 148,60

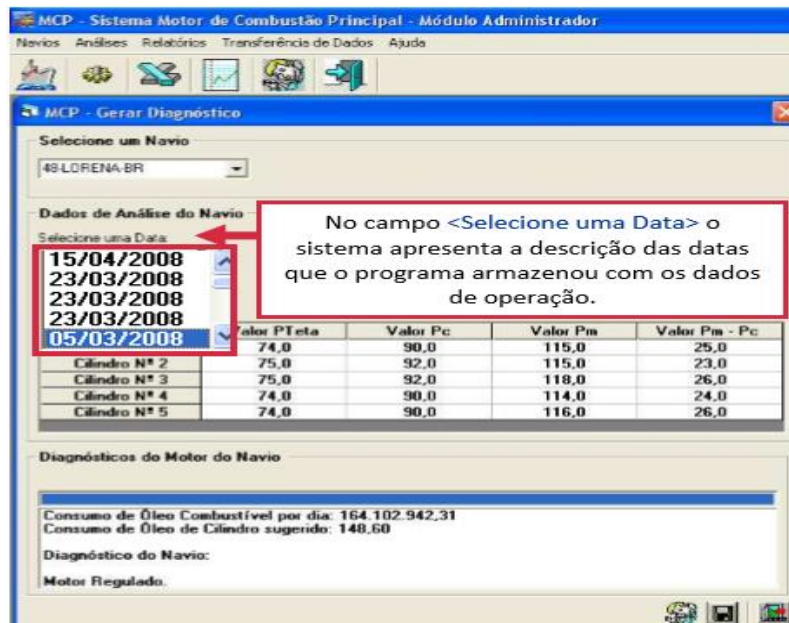
Diagnóstico do Navio:
Motor Regulado.

Carga: 96,2
BHP: 7.148,9
Ce: 928,6

Fonte: Análise de Desempenho de Motores Principais, Transpetro (2013/2014)

Em “Dados de Análise do Navio” encontra-se uma janela com a descrição das datas que o programa armazenou com os dados de operação.

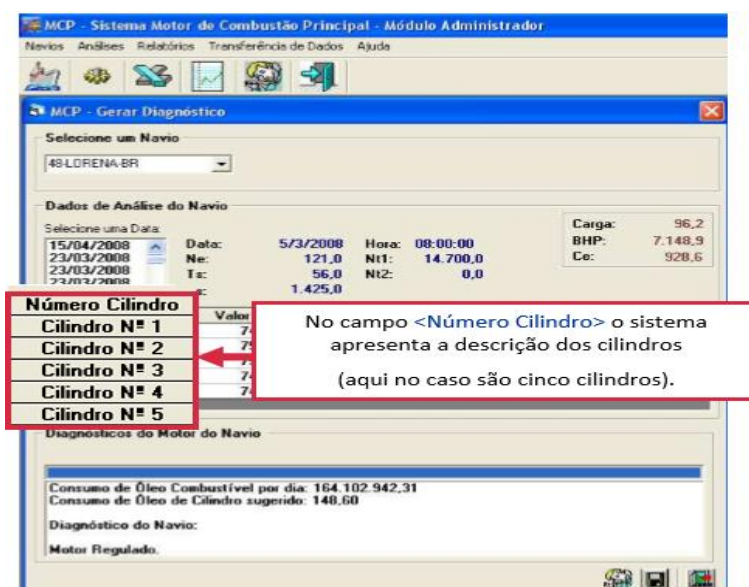
Figura 17: Datas com os dados de operação no programa MCP



Fonte: Análise de Desempenho de Motores Principais, Transpetro (2013/2014)

Em “Dados de Análise do Navio” encontra-se uma janela com a descrição dos cilindros. Veja que no caso são cinco cilindros.

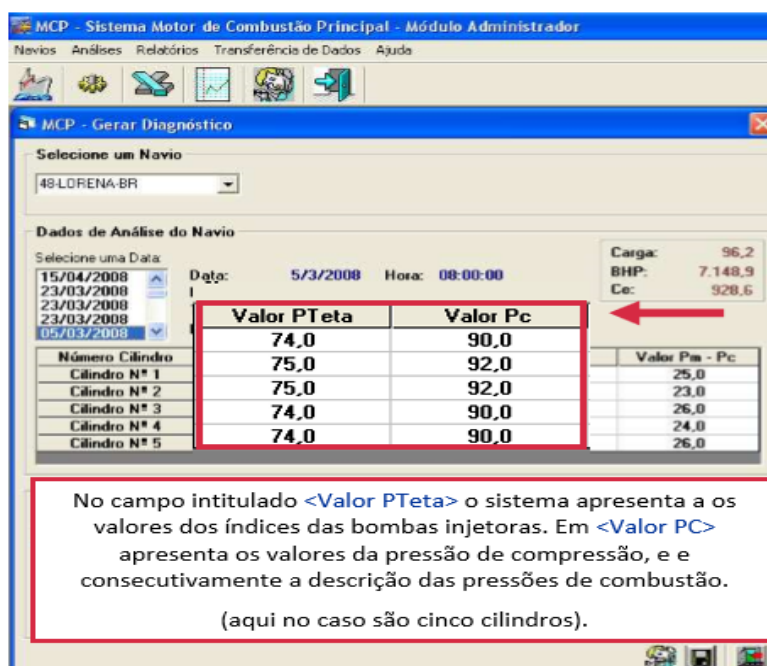
Figura 18: Descrição dos cilindros no programa MCP



Fonte: Análise de Desempenho de Motores Principais, Transpetro (2013/2014)

Em “Dados de Análise do Navio” encontra-se uma janela com a descrição dos valores dos índices das bombas injetoras e pressão de compressão.

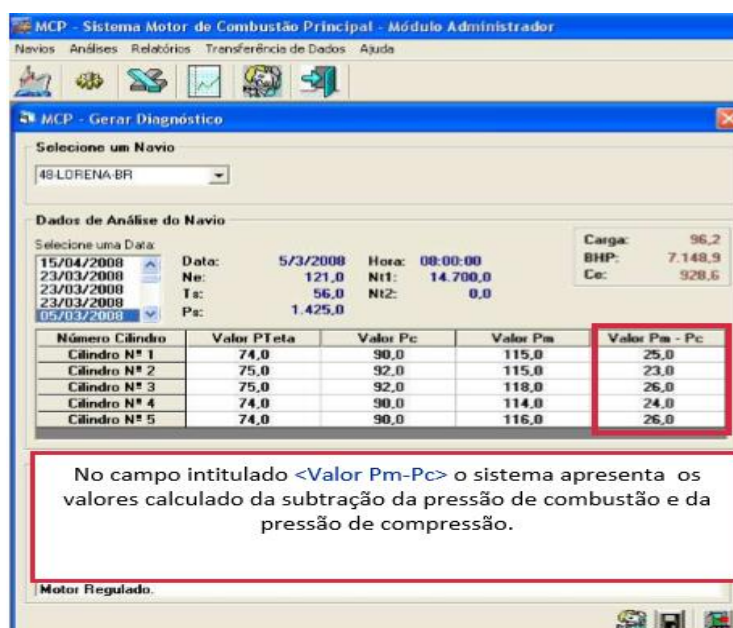
Figura 19: Índice das bombas injetoras e pressão de compressão



Fonte: Análise de Desempenho de Motores Principais, Transpetro (2013/2014)

Em “Dados de Análise do Navio” também encontra-se uma janela com a descrição dos valores calculados da subtração da pressão de combustão e da pressão de compressão.

Figura 20: Subtração entre pressão de combustão e pressão de compressão



Fonte: Análise de Desempenho de Motores Principais, Transpetro (2013/2014)

Em “Diagnósticos do Motor do Navio” também encontra-se informações sobre os valores do consumo de combustível e o consumo de óleo de cilindro. Veja que o diagnóstico para o estado de funcionamento do motor também é informado.

Figura 21: Consumo de combustível, óleo de cilindro e condição do motor

No campo intitulado <Diagnósticos do Motor do Navio> o sistema apresenta os valores como o consumo de combustível e o consumo de óleo de cilindro.

Diagnósticos do Motor do Navio

Consumo de Óleo Combustível por dia: 164.102.942,31
 Consumo de Óleo de Cilindro sugerido: 148,60

Diagnóstico do Navio:
 Motor Regulado.

Fonte: Análise de Desempenho de Motores Principais, Transpetro (2013/2014)

4. AJUSTE DA PERFORMANCE EM MOTORES DE INJEÇÃO ELETRÔNICA

Será mostrado uma orientação para o motor ME com o sistema offline e on-line do PMI para um motor de injeção eletrônica da MAN modelo 12K98ME-C. Ele é feito para chefe de máquinas trabalhando no motor eletricamente controlado e não familiarizado com os ajustes de desempenho através da tela do MOP. Assim o objetivo é explicar como usar a tela do MOP para ajustar o desempenho do motor.

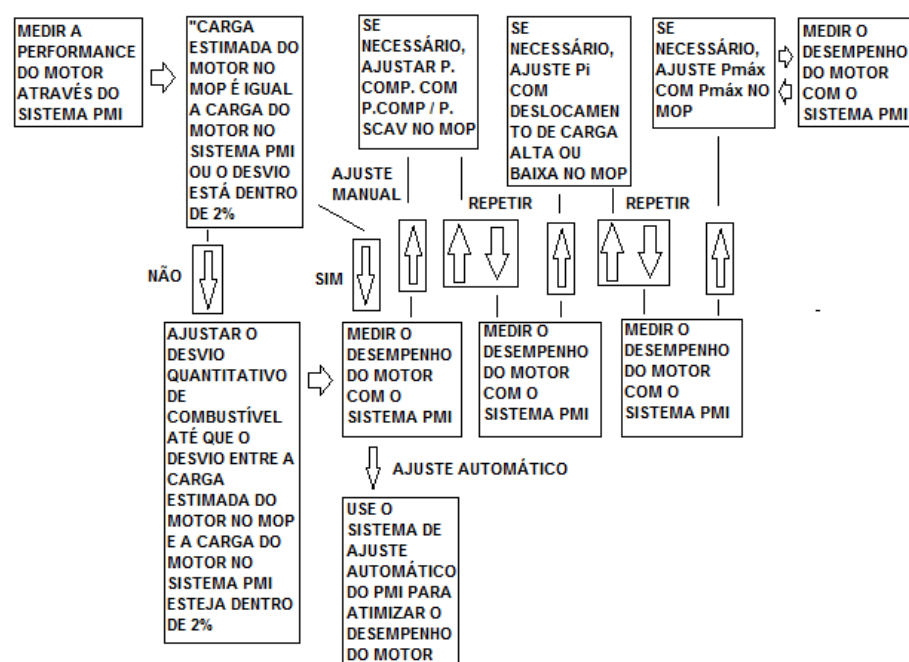
Quantas vezes um ajuste ou verificação deve ocorrer é difícil de dizer. Alguns armadores têm uma rotina de uma vez por mês, alguns com mais frequência. Cabe ao armador, superintendente ou chefe de máquinas decidir.

A avaliação da performance e seu ajuste que será demonstrado tem seu propósito apenas demonstrativo.

Será verificado também a importância da obtenção das leituras dos instrumentos distribuídos no motor para determinação dos parâmetros de performance.

4.1 Processo de ajuste da performance

Figura 22: Ajuste da performance em motores de injeção eletrônica MAN



Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

Sempre confirme seu ajuste com a medição do PMI após o ajuste único. Observe que quaisquer ajustes de processo (ajuste P_{\max} , P_i , P_{comp} / P_{scav}) não terão efeito se o modo de “governor” estiver no modo “INDEX”. O modo “INDEX” congela todas essas variáveis (tempo de injeção, quantidade de injeção, fechamento exh. v/v e tempo de abertura) para fornecer boas condições para uma medição. Portanto, o usuário deve escolher o modo RPM antes de fazer as alterações.

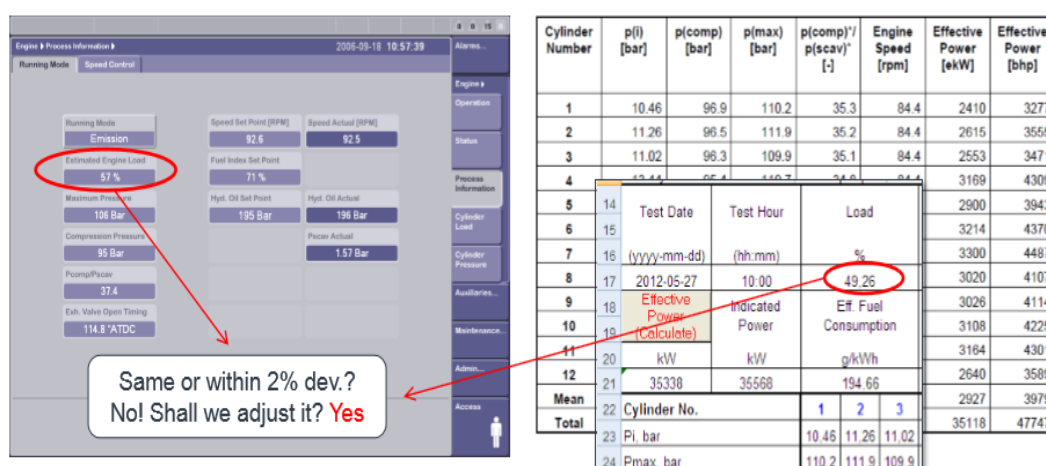
O auto ajuste não compensa uma bomba de combustível excessivamente gasta ou outras condições operacionais anormais.

4.2 Ajuste estimado da carga do motor

O primeiro passo é fazer uma medição de PMI e verificar a carga estimada do motor no MOPE. Se o desvio for maior que 2%, realizar a correção através da quantidade de combustível na tela do MOPE. Um desvio muito alto entre a carga estimada e a carga real influenciará a lubrificação do cilindro, o desempenho do motor, a carga e os limites do ar de lavagem.

O percentual de carga pode ser calculado pela folha de performance do motor.

Figura 23: Ajuste estimado da carga em motores de injeção eletrônica MAN



Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

O segundo passo é verificar e ajustar a carga estimada do motor no MOPE conforme descrito na Figura 24 abaixo:

Figura 24: Etapas do ajuste da carga em motores de injeção eletrônica MAN

- A. Introduza manualmente o valor calorífico inferior e a densidade a 15 ° C. (Veja o relatório de análise do óleo combustível.)
- B. Automaticamente será calculado a qualidade do óleo combustível.
- C. Ajuste manual 'Offset de Qualidade de Combustível Aplicado' igual a 'Qualidade de Combustível Calculado'.
- D. Meça a carga do motor com o sistema PMI.
- E. Compare a carga estimada do motor no MOP com a medição de carga no sistema PMI.
- F. Ajuste manualmente 'Applied Fuel Quality Offset' para fazer com que a carga estimada do motor no MOP seja a mesma que a medição de carga no sistema PMI.
- G. Repita E e F até que a diferença entre a carga estimada do motor no sistema MOP e PMI esteja dentro de 2%.

Se a carga do motor estiver correta, Pcomp, Pi e Pmax podem ser ajustados a partir do MOP, manualmente ou com o ajuste automático.



Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

4.3 Influência do ajuste Pi, Pmáx e Pcomp na performance do motor

Figura 25: Influência do ajuste Pi, Pmáx e Pcomp em motores de injeção eletrônica MAN

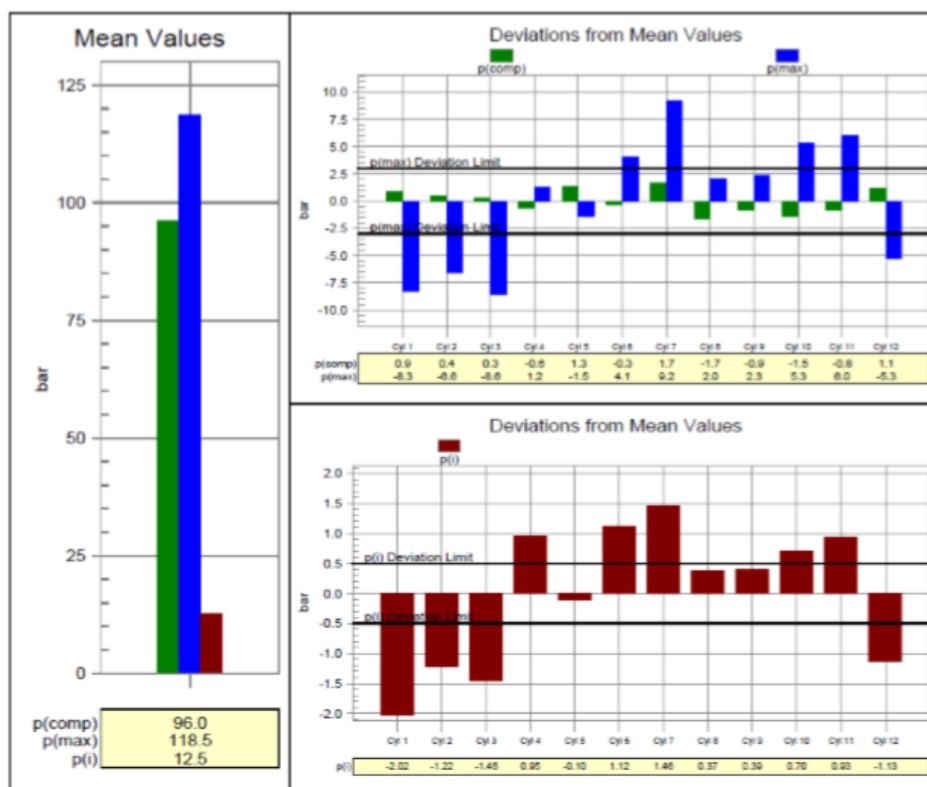


Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

Após realizar uma medição com PMI, avalie o desempenho do motor, e verifique se algum ajuste será necessário. Vamos considerar os gráficos da Figura 26

como sendo o registro da performance do MCP. Iremos mostrar como cada parâmetro pode ser ajustado.

Figura 26: Registro da performance para ajuste do Pi, Pmáx e Pcomp em motores de injeção eletrônica MAN

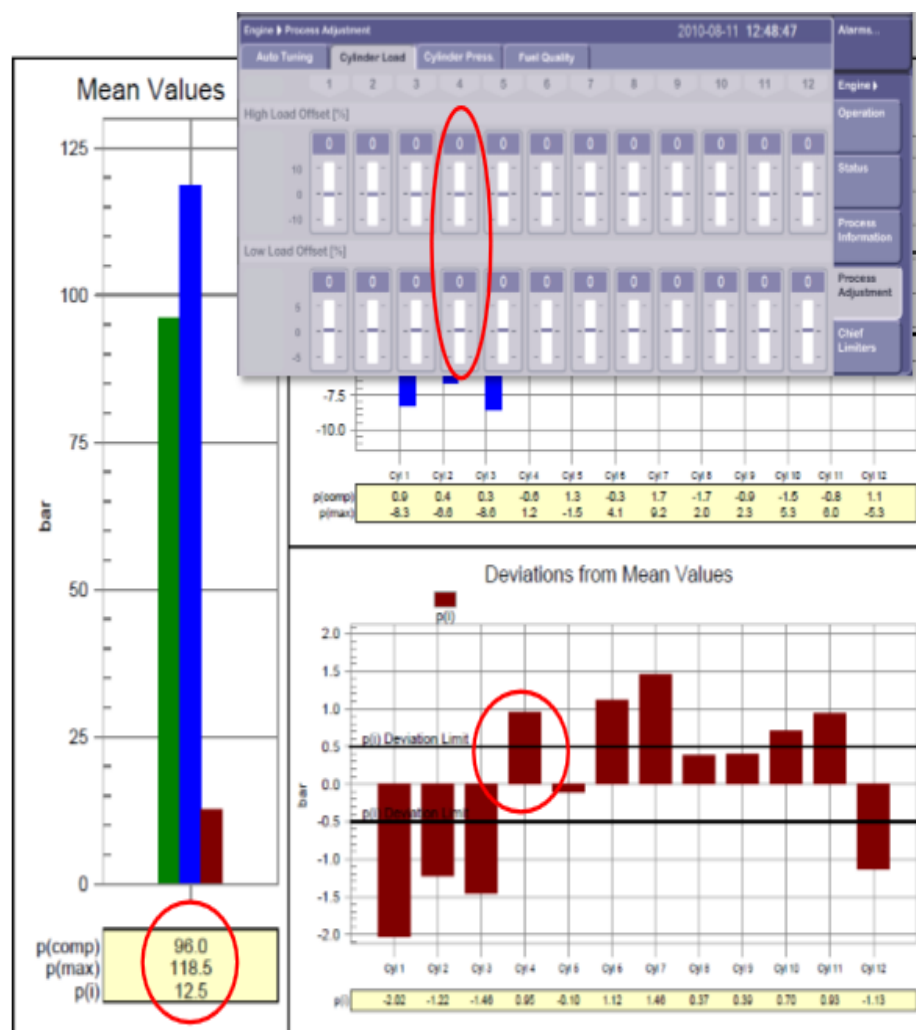


Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

Após avaliações a pressão de injeção (Pi) pode ser ajustada. Devemos verificar se a pressão de injeção está balanceada dentro da tolerância de 0,5 bar. Caso não esteja dentro do limite deve ser avaliado a necessidade de ajuste principalmente quando ultrapassar o dobro da tolerância. Se após realizar ajustes pelo MOP ainda permanecer desvios indesejados na pressão de injeção deve-se avaliar a intervenção mecânica nos injetores e no sistema de injeção por completo.

A pressão de injeção (Pi) pode ser ajustada usando o botão de deslocamento de carga alta ou baixa no MOP. Ajuste de Pi para deslocamento de carga alto / baixo é igual $(\Delta Pi / Pi - \text{valor médio}) \times 100$. Exemplo: Diminua 0,5 bar no cilindro No.4. Offset = $-0.5 / 12.5 \times 100 = (-4.0)$. Insira (-4.0) para deslocamento da carga alto (baixo) no cilindro No.4 no MOP. Verificar esta condição na Figura 27.

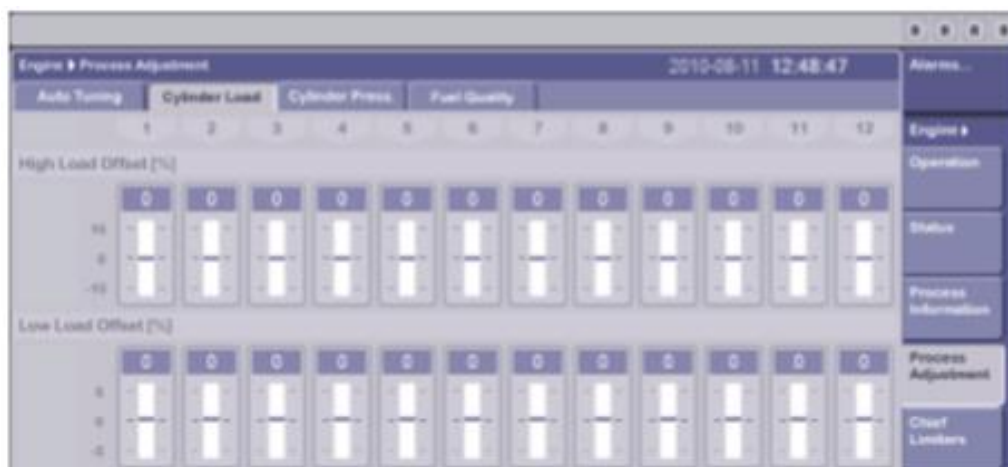
Figura 27: Ajuste da Pi pelo MOP em motores de injeção eletrônica MAN



Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

Mas devo inserir na carga alta ou na carga baixa? Existem botões de deslocamento de carga alta e deslocamento de carga baixa para ajustar a Pi. Se a carga for superior a 50%, será utilizado o “Compensação de carga alta”. Deslocamento de carga alta mudará pouco Pi em carga baixa. Se a carga estiver abaixo de 50%, “Low load offset” é usado. O baixo deslocamento de carga irá alterar pouco Pi em alta carga. A Figura 28 ilustra a tela no MOP, na aba “Cylinder Load”, onde será ajustado o “offset” da carga alta/baixa.

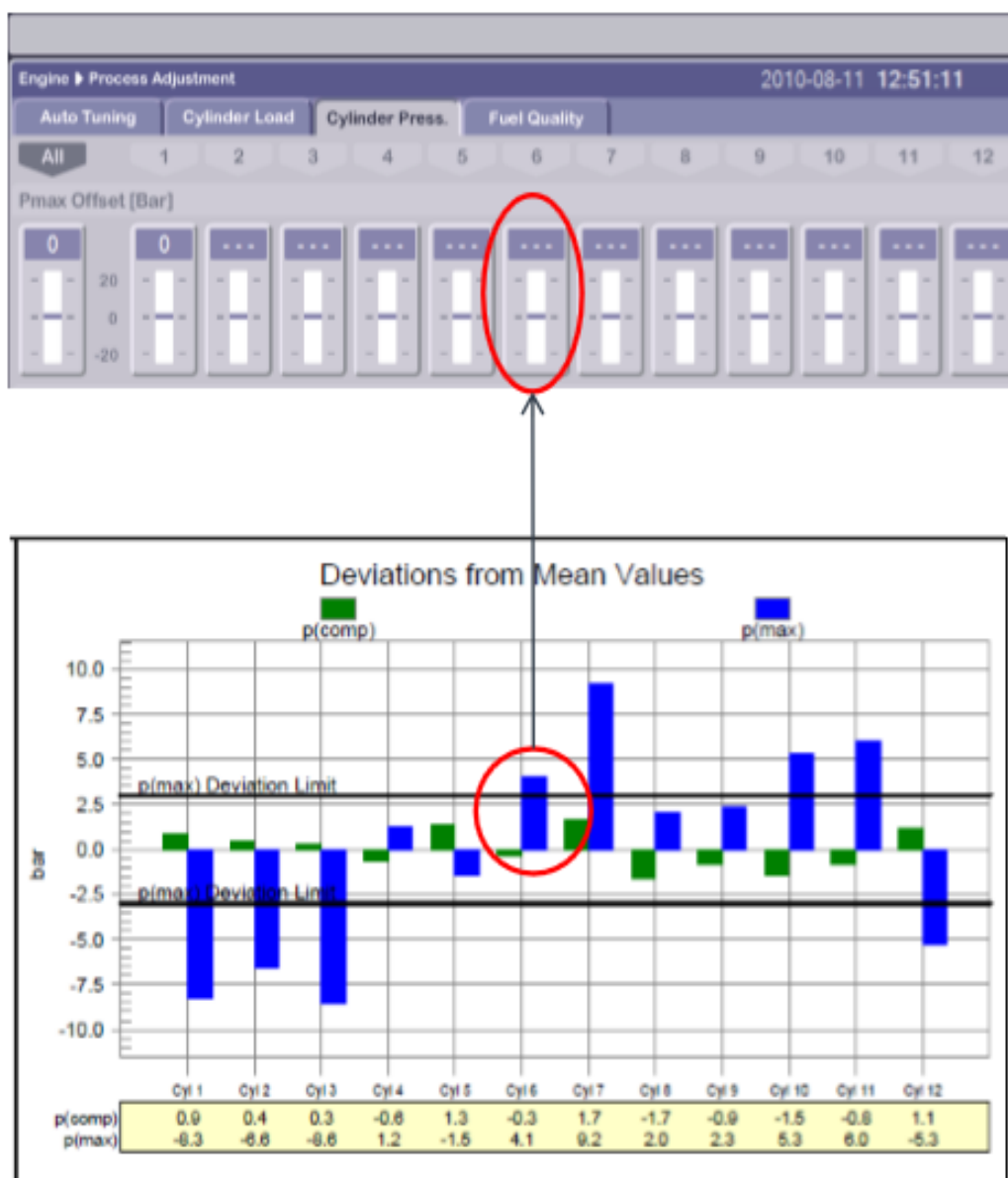
Figura 28: Ajuste do “offset” da carga alta/baixa no ajuste da Pi pelo MOP em motores de injeção eletrônica MAN



Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

A pressão de injeção não deve ser ajustada com base nas temperaturas dos gases de descarga após cada válvula de exaustão. As possíveis causas de elevação das temperaturas dos gases de exaustão podem ser: sistema de injeção de combustível (vazamentos, injetores mal regulados ou necessitando de manutenção, desgaste das bombas de injeção de combustível); uma purificação inadequada do combustível pode provocar problemas em injetores e bombas; as condições dos cilindros em termos de sopradores, anéis de segmento, vazamentos nas válvulas de exaustão; resfriadores de ar (lado de ar e lado de água) com baixo desempenho; turbocharger com sujeira no lado da turbina ou compressor; tipo e qualidade do óleo combustível também influencia.

Figura 29: Ajuste do P_{máx} pelo MOP em motores de injeção eletrônica MAN



Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

Após avaliações, a pressão máxima (P_{máx}) pode ser ajustada. Devemos verificar se a pressão máxima está balanceada dentro da tolerância de 3,0 bar. Caso não esteja dentro do limite deve ser avaliado a necessidade de ajuste principalmente quando ultrapassar o dobro da tolerância. Se após realizar ajustes pelo MOP ainda permanecer desvios indesejados na pressão máxima deve-se avaliar a intervenção mecânica nos injetores e no sistema de injeção por completo (bombas de combustível, válvula de sucção) pois problemas nesses componentes mecânicos não podem ser compensados.

A pressão máxima pode ser ajustada inserindo o valor diretamente na aba “Cylinder Press” e ajustar o P_{máx} offset no cilindro correspondente como mostra a FIGURA. Supondo, por exemplo, que eu deseje reduzir 2,0 bar no cilindro No.6. Devemos digitar (-2,0) para P_{max} no cilindro. No.4 no MOP.

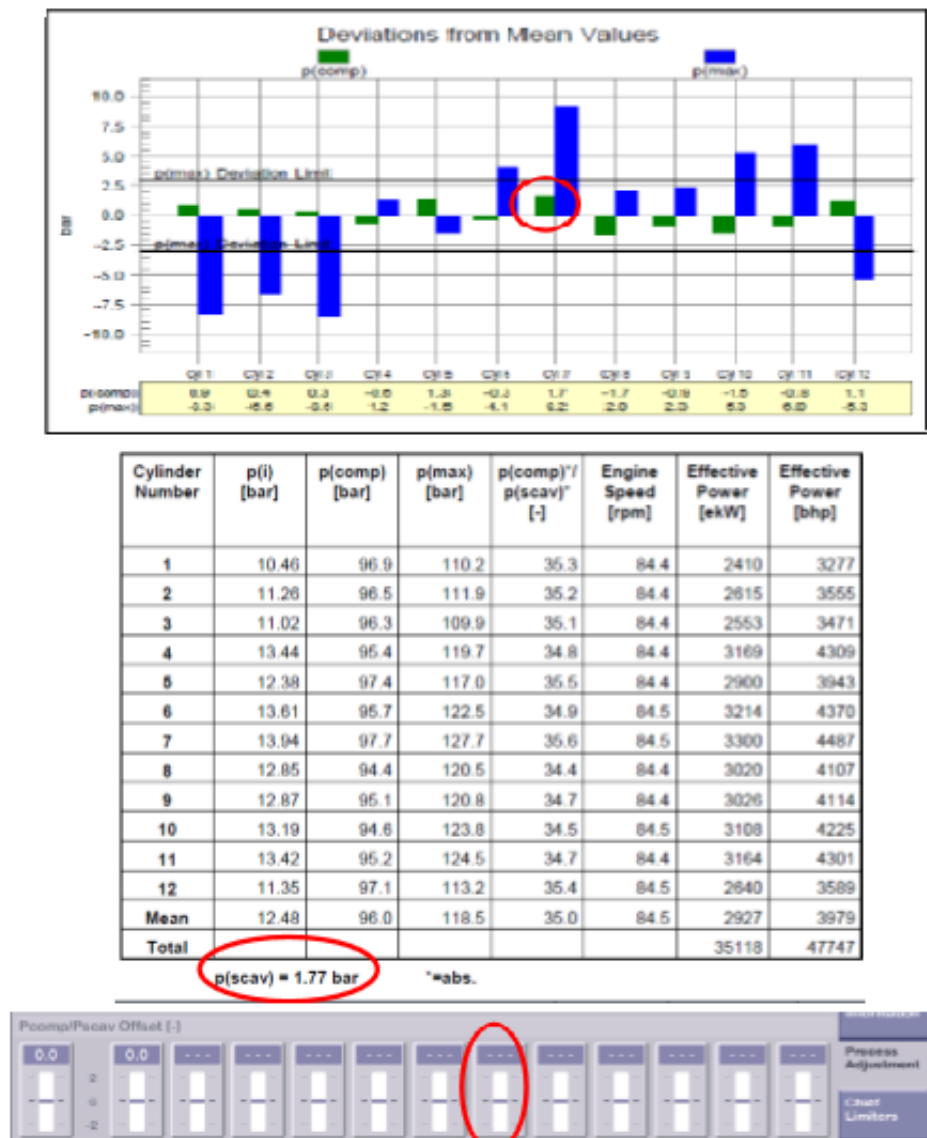
Para uma operação segura do motor, é necessário verificar as pressões máximas e reajustar, se necessário, quando a carga do motor é aumentada. Pois se a correção for realizada em carga baixa ocorre que quando o motor estiver com carga alta levará o motor a um P_{máx} muito alto nessa condição.

Após avaliações, a pressão de compressão (P_{comp}) pode ser ajustada. Devemos verificar se a pressão de compressão esta balanceada dentro da tolerância de 3,0 bar. Caso não esteja dentro do limite deve ser avaliado a necessidade de ajuste principalmente quando ultrapassar o dobro da tolerância. Usualmente não é necessário ajustar a pressão de compressão. Caso esteja muito acima da tolerância é aconselhável antes de atuar no ajuste pelo MOP realizar verificações mecânicas. Em termos mecânicos deve ser verificado: anéis de segmento dos pistões, desgastes mecânicos na linha de cilindro, queima adequada dos cilindros, válvulas de exaustão (vazamentos, aumento de temperatura nos gases, tempo de abertura/fechamento, condição da caixa de gaxeta). Se após realizar essas verificações ainda permanecer desvios indesejados na pressão de compressão, deve-se avaliar o ajuste pelo MOP.

O ajuste da pressão de compressão (P_{comp}) pelo MOP deve ser realizado pelo “offset” da faixa de compressão. O “offset” é obtido fazendo $\Delta P_{com}/(P_{scav} + 1)$. A leitura da pressão do “scavange” (caixão de ar de lavagem) pelo sensor é corrigida para pressão absoluta acrescentando a pressão atmosférica de 1 bar.

Como exemplo, vamos considerar a diminuição da P_{comp} no cilindro No. 7 tendo 1,7 bar. $Offset = -1,7 / (1,77 + 1) = - 1,7 / 2,77 = -0,6$. Entrar com o valor (-0.6) usando o botão P_{comp} / P_{scav} no cilindro No. 7 no MOP.

Figura 30: Ajuste do Pcomp pelo MOP em motores de injeção eletrônica MAN



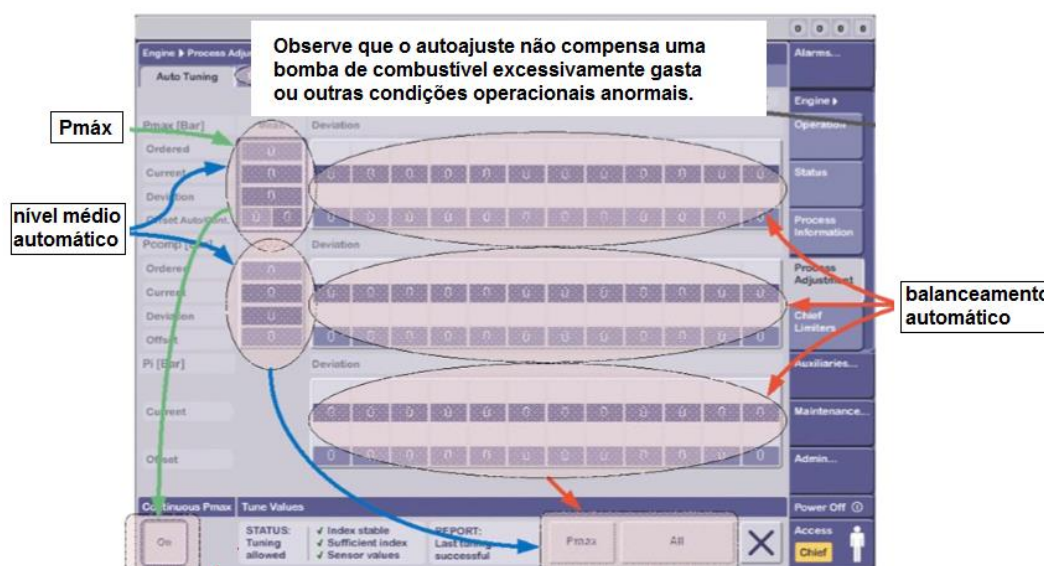
Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

4.4 Sistema de auto ajuste do PMI

O sistema permite o ajuste automático dos parâmetros P_i , P_{comp} e $P_{m\acute{a}x}$ com o objetivo de balancear o funcionamento do motor. O sistema de auto ajuste do PMI utiliza valores médios entre os cilindros obtidos pelos sensores que compõe o sistema e que utiliza processos de algoritmos e modelagem matemática para obter os parâmetros do motor.

É importante ressaltar que todos os dados fornecidos nestes materiais não são vinculativos. Esses dados servem apenas para fins informativos e, em especial, não são garantidos de forma alguma. Dependendo dos projetos individuais específicos subsequentes, os dados relevantes podem estar sujeitos a alterações e serão avaliados e determinados individualmente para cada projeto. Isso dependerá das características particulares de cada projeto individual, especialmente do local específico e das condições operacionais.

Figura 31: Processo de auto ajuste da P_i , $P_{m\acute{a}x}$ e P_{comp} pelo MOP em motores de injeção eletrônica MAN



Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

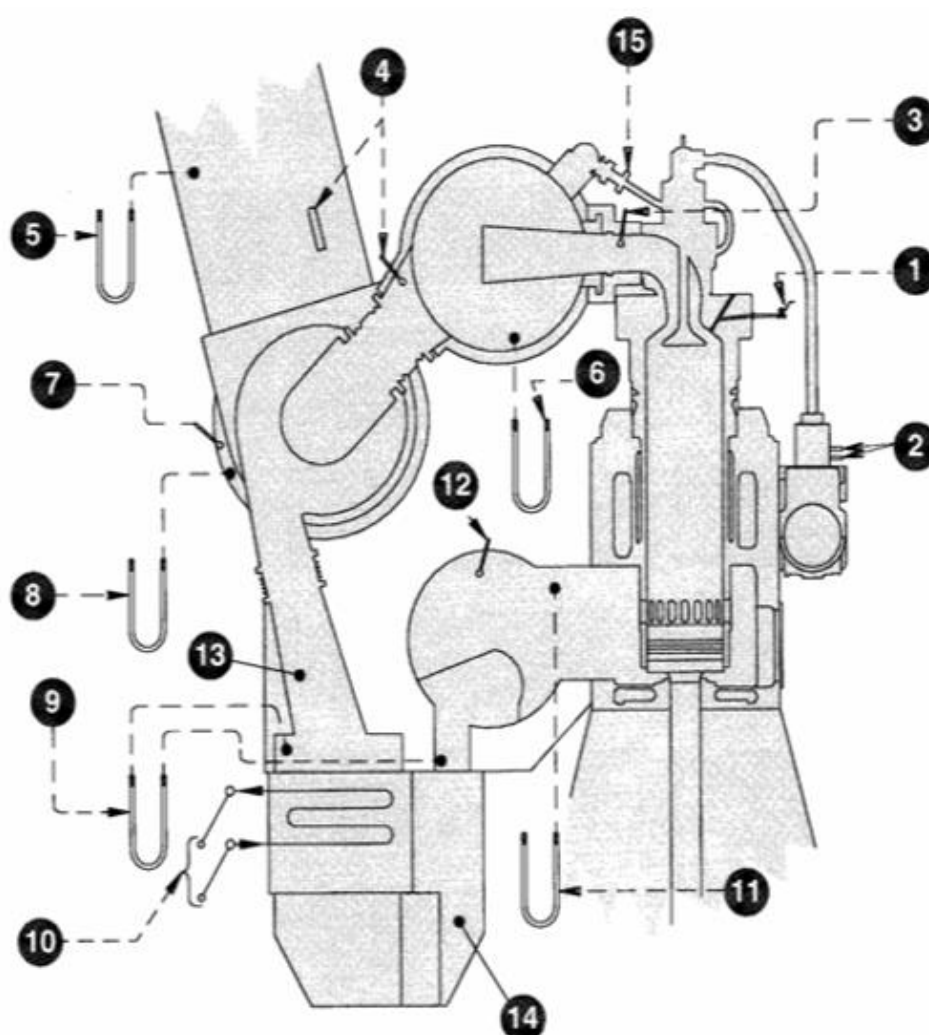
4.5 Instrumentos no motor para determinação da performance

É muito importante obter a leitura de todos os instrumentos distribuídos ao longo do motor para determinar se todas as variáveis envolvidas no ciclo termodinâmico estão trabalhando dentro das faixas de projeto e com isso obter condições de atingir a melhor eficiência energética do ciclo.

Nesse sentido, e como mostrado na Figura 32, é importante a leitura das temperaturas (ponto 3 – temperatura dos gases de exaustão, ponto 4 – temperatura dos gases de exaustão antes e depois do turbocharger, ponto 7 – temperatura de entrada no turbocharger no filtro de entrada, ponto 10 – temperatura de entrada e saída da água no resfriador de ar, ponto 12 – temperatura do ar no caixão de ar de

lavagem, ponto 13 – temperatura do ar de lavagem antes do resfriador, ponto 14 – temperatura do ar de lavagem depois do resfriador, ponto 15 – temperatura de saída da água de resfriamento do motor), pressões (ponto 5 – pressão antes da turbina, ponto 6 – pressão de entrada dos gases de exaustão, ponto 8 – variação da pressão no cruzamento do filtro de ar da turbina, ponto 9 – variação da pressão no cruzamento do resfriador de ar, ponto 11 – pressão no caixão de ar de lavagem).

Figura 32: Pontos de leitura dos instrumentos para determinação da performance

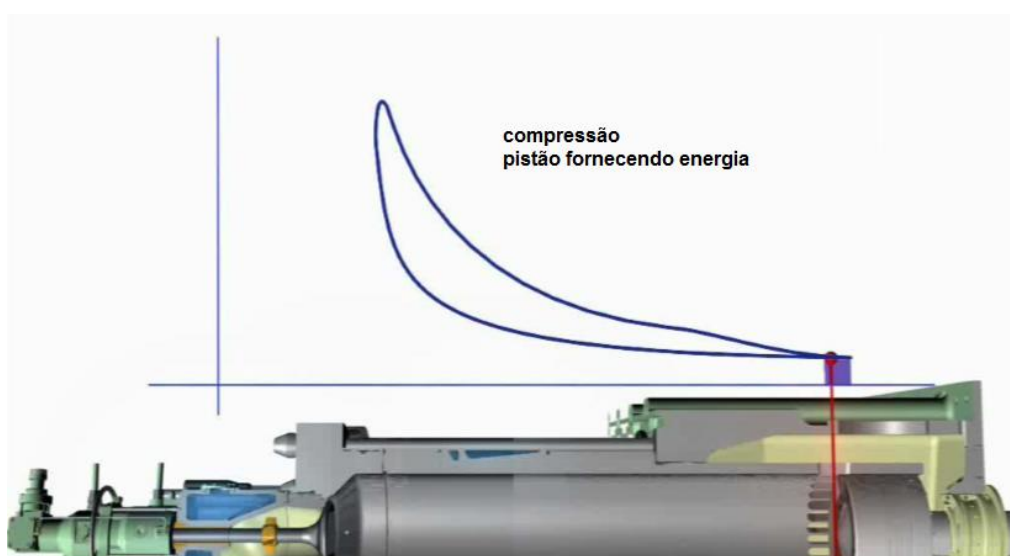


Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

As seguintes leituras adicionais também são importantes: rotação do turbocharger, rotação do motor, pressão de óleo combustível, temperatura de óleo combustível na entrada do motor, temperatura de entrada da água de resfriamento do motor, pressão barométrica e temperatura da água do mar.

Para obter o gráfico de performance do motor é acoplado em cada cilindro por intermédio dos rubinetes, ponto 1 da Figura 32, um instrumento que determina ponto a ponto os valores de pressão e volume durante o ciclo termodinâmico e assim obtém os dados para plotar a curva no sistema PMI (diagrama aberto e fechado). A Figura 33 ilustra o diagrama P x V fechado.

Figura 33: Diagrama P x V fechado para o MCP



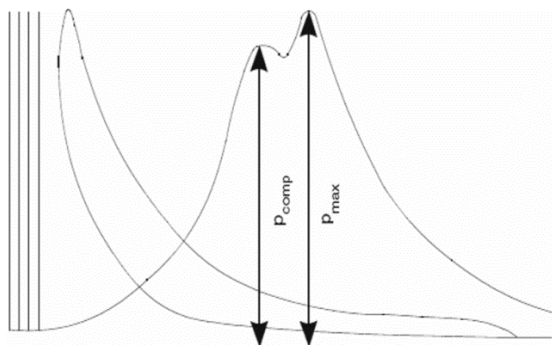
Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

O ponto 2 da Figura 32 fornece o index da bomba de combustível que também pode ser obtido pelo MOP. Esse é outro parâmetro importante para compor as análises da performance do motor.

Enfim, como todos esses dados coletados iremos construir uma tabela de performance com o objetivo de realizar diagnósticos e ajustes para trazer as condições de operação do motor para um ponto ótimo com maior eficiência térmica resultando em melhor economia energética e menor consumo de combustível. Nesse sentido teremos menor custo de operação resultando em melhores condições de eficiência energética.

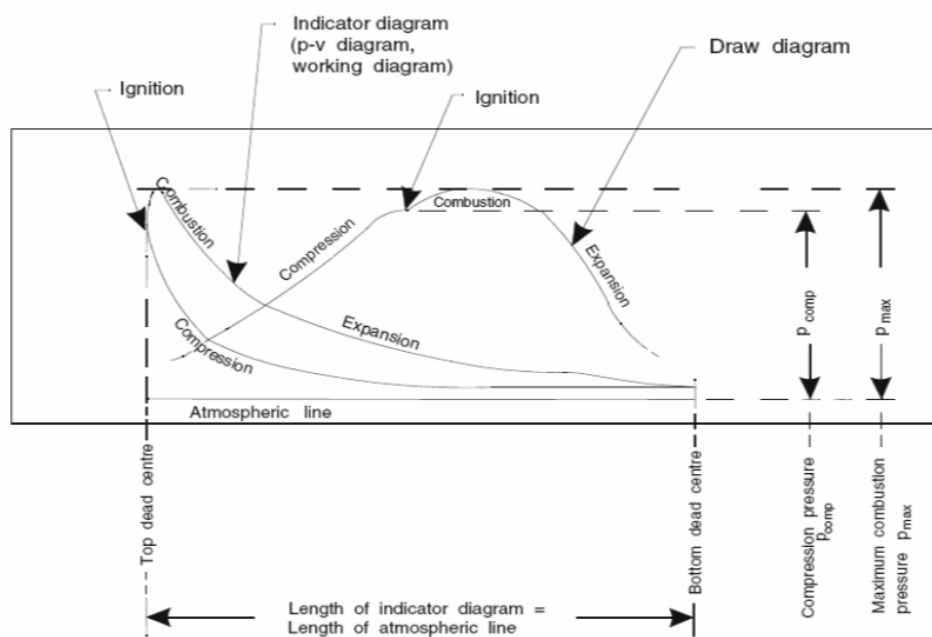
4.5.1 Análise do gráfico P_{\max} e suas correções

Figura 34: Pontos da pressão de combustão e pressão de compressão no diagrama $P \times V$



Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

Figura 35: Fases termodinâmicas no diagrama $P \times V$ (fechado e aberto)



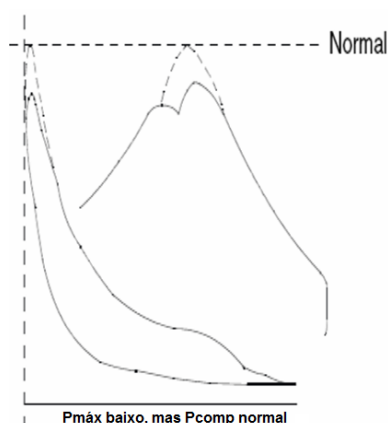
Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

Como sabemos, os gráficos das Figuras 35 e 36 ilustram os valores ponto a ponto da pressão e do volume durante o ciclo termodinâmico em cada cilindro. Sabemos a importância da determinação dos pontos e valores correspondentes a pressão de compressão (P_{comp}) e pressão de combustão ($P_{\text{máx}}$) já que são

entendidas como as variáveis mais importantes a ser controlada durante o funcionamento de um motor por traduzir o estado de rendimento térmico da máquina.

Iremos analisar na sequência as possíveis causas de um gráfico fora das condições ideais de desempenho.

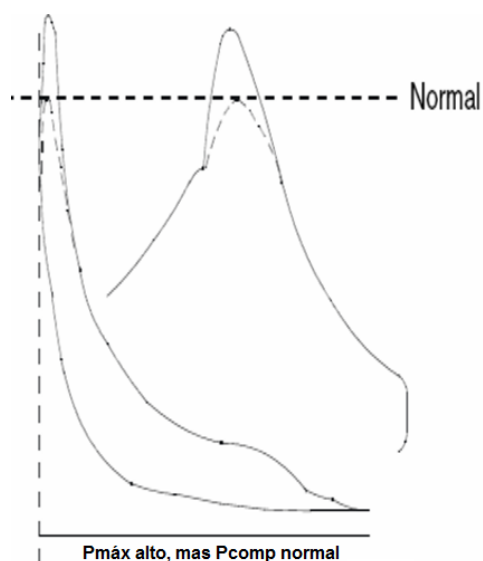
Figura 36: Diagrama com $P_{m\acute{a}x}$ baixo e P_{comp} normal



Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

As possíveis causas do gráfico da Figura 36 seria: injeção de combustível atrasada, pressão de combustível baixa, defeitos na válvula de injeção de combustível, defeito na válvula de sucção da bomba de combustível e problema na bomba de combustível.

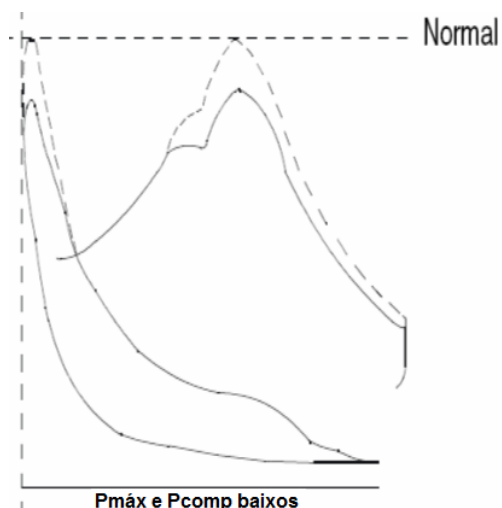
Figura 37: Diagrama com $P_{m\acute{a}x}$ alto e P_{comp} normal



Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

As possíveis causas do gráfico da Figura 37 seria: injeção de combustível adiantada, pressão de combustível alta, defeitos na válvula de injeção de combustível, VIT index errado e problema na bomba de combustível.

Figura 38: Diagrama com $P_{\text{máx}}$ e P_{comp} baixos



Fonte: Performance Adjustment on ME Engine MAN B&W

As possíveis causas do gráfico da Figura 38 seria: vazamentos, aumento da incrustação no cilindro, anéis de segmento com problemas, problemas na vedação das válvulas de exaustão, coroa do pistão degradada, baixa pressão no caixão de ar de lavagem, falhas na exaustão ou sistema de ar de controle.

Deste modo finalizamos as análises dos diagramas do motor realizando o diagnóstico das possíveis causas dos problemas que podem surgir e que de uma forma geral comprometem o desempenho termodinâmico e conseqüentemente a eficiência energética da máquina.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Muito embora a estrutura do trabalho tenha primado por análises e discussões dos principais pontos relacionados com as atividades desenvolvidas em cada capítulo, considera-se relevante, nesta fase final da monografia, sintetizar os principais aspectos, contribuições e avanços obtidos ao longo de seu desenvolvimento.

Neste sentido, no capítulo 1, que correspondeu aos aspectos introdutórios e de caracterização do tema proposto vimos que o termo gestão da energia deve ser encarado como qualquer outro fator de produção, devendo ser gerido de forma contínua e eficaz. Essa gestão se justifica pelos argumentos da competitividade, pressões ambientais e jurídicas evidenciando que a eficiência energética é um assunto cada vez mais pertinente e atual.

Dentro deste contexto, observou-se que no setor marítimo, as metodologias e estudos de eficiência energética é focada na redução das emissões de Dióxido de Carbono através da introdução de medidas operacionais e técnicas que resultem em melhor aproveitamento de recursos.

Desta forma, a obrigatoriedade destes procedimentos foi imposta legalmente e juridicamente pela resolução MEPC.213 que alterou a MARPOL e criou o novo capítulo 4 do Anexo VI requerendo que todos os navios acima de 400 TPB tenha a bordo o plano SEEMP para a renovação do certificado IAPP. Essa implantação é parte do ISM CODE e deverá ser auditada por Sociedade Classificadora. Foi assim criada a obrigatoriedade de um plano de gerenciamento da eficiência energética. O SEEMP fornece um índice para monitoramento do desempenho de eficiência energética dos navios ao longo de sua vida e algumas opções devem ser consideradas, quando necessárias, para melhorar o seu desempenho.

Assim, este trabalho pretendeu contribuir para o estudo da eficiência energética em navios. Esta contribuição foi no âmbito de apresentar procedimentos e determinar os fatores necessários para se implementar o diagnóstico energético e sua contribuição para o desempenho global do sistema.

Com base nessas análises, algumas soluções foram apresentadas objetivando reduzir o consumo e desperdício de energia principalmente em termos de consumo de combustível.

Realizada a contextualização do tema e a determinação das diretrizes para o desenvolvimento deste trabalho, o Capítulo 2 tratou da elaboração de metodologias e planejamento do diagnóstico da gestão da eficiência energética em navios.

No Capítulo 3 analisou-se o desempenho de Motores Principais (2 tempos) através de estudos termodinâmicos já consagrados na literatura técnica especializada. O enfoque foi sobre o motor de 2 tempos pelo fato da proporção de consumo ser bem maior que o de 4 tempos.

Nesse sentido, observou-se a influência da razão de pressão no rendimento térmico nos levando a concluir que a razão de pressão entre a pressão de compressão e a pressão de combustão é a variável mais importante a ser controlada durante o funcionamento de um motor, por traduzir o estado do rendimento térmico da máquina. Como são parâmetros facilmente obtidos os mesmos devem ser utilizados na monitoração do rendimento térmico.

Foi avaliado a influência do rendimento térmico no funcionamento do motor. Pelas equações apresentadas na ocasião, quando o rendimento térmico é reduzido (injetor defeituoso, turbo com problemas, etc.) deverá haver um aumento imediato do índice das bombas injetoras para que tanto a potência ou o torque sejam mantidos. Em outras palavras, para manter o mesmo torque, o motor gastará mais combustível se operar com o rendimento térmico menor do que aquele valor estipulado em projeto.

A influência do turbo alimentador para o ganho de potência foi verificada pela condição que quanto maior a quantidade do ar admitido, maior a potência do motor. Assim, a utilização de um processo de resfriamento do ar antes de entrar no cilindro permite gerar mais potência.

Com relação a influência da pressão de combustão na regulagem do motor foi constatado que regular motor significa regular a pressão de combustão para uma dada carga. Alterar a cremalheira não é regular o motor. Regular o motor, portanto, é ajustar o início de injeção, após termos certeza que os injetores e outros dispositivos de injeção e do ar (turbo válvulas de insuflação, etc.) estão em ordem.

Analisando o desenvolvimento matemático do ganho termodinâmico foi possível verificar que a depreciação do rendimento térmico (alguns injetores com

defeito, turbo com filtro contaminado, cilindros carbonizado ou um bunker com baixo poder calorífico, por exemplo) provoca um aumento significativo do consumo de combustível. Devemos então manter o ganho termodinâmico ou rendimento térmico o mais próximo possível do seu valor de projeto.

Atualmente, para auxiliar e obter um diagnóstico do rendimento térmico de forma rápida e com boa precisão são empregados softwares específicos. Como exemplo, foi mencionado e analisado a utilização pela Transpetro do programa MCP que emite um diagnóstico a partir da análise dos dados de desempenho do motor em operação comparando esses dados com os de desempenho de projeto. Simultaneamente o programa calcula o consumo de óleo de cilindro e óleo combustível.

No Capítulo 4 foi analisado o ajuste operacional da performance em motores de injeção eletrônica MAN modelo 12K98ME-C. Nesse caso o objetivo foi explicar como usar a tela do MOP para ajustar o desempenho do motor. Com isso, foi possível avaliar o ajuste estimado da carga do motor, a pressão de injeção, a pressão de compressão e a pressão do combustão. Como opção foi visto a possibilidade do auto ajuste do PMI.

Finalizando as abordagens, foi mostrado a importância da leitura dos instrumentos fixados no motor para determinação da performance juntamente com a análise e diagnóstico do gráfico de pressões no motor.

Assim, ficou evidenciado a importância do planejamento da eficiência energética e suas implicações na redução de custos, economia de combustível, desperdício de energia, preservação ambiental e sustentabilidade.

Como última observação, sendo a eficiência energética bastante abrangente e atual fica reconhecido que o trabalho aqui apresentado constitui-se em mais uma contribuição ao tema e, certamente, desenvolvimentos futuros deverão complementar e aprimorar o assunto até sua consolidação como ferramenta de análise e gerenciamento da energia elétrica.

REFERÊNCIAS

BARRETO, A.A.L. **Emissões Atmosféricas de Motores Marítimos** – 20º Congresso Nacional de Transporte Marítimo, Construção Naval e OffShore;

BARRETO, A.A.L. **Módulo 1 Análise de Desempenho de Motores Principais**. Transpetro. Rio de Janeiro.2011.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 2012. v.1;

CRÓ, N.P.R. **Computational Modeling of Internal Combustion Engines: Influence of Compression Ratio in the Indicated Performance Curves**. SAE Technical Paper nº2013-36-0349. 2013;

DA SILVA, L.L.C. **Simulação dos Processos Termodinâmicos em Motores de Combustão Interna**. Dissertação de Mestrado. Politécnica USP. São Paulo. Brasil. 1992.;

ENIDH/DEM. **Escola Superior Náutica Infante Dom Henrique**. Tecnologia Marítima, 2013/2014. Disponível em:

<https://slideplayer.com.br/slide/1848961>

Acesso em: 12 maio 2019.

FERGUSON, C.R. **Internal Combustion Engines: Applied Thermo-sciences**. John Wiley & Sons. Nova Iorque. EUA. 1986;

HEYWOOD, J.B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 1ª edição. McGraw-Hill. Nova Iorque. EUA. 1988;

LODETTI, J. **Curso de Especialização em Motores e Combustíveis**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. 2008;

MAN B&W DIESEL A/S. Performance Adjustment on ME Engine. Manuais Técnicos.

MARPOL 73/78 – ANEXO VI – IMO.

MARTINELLI, L.C. **Apostila de Motores de Combustão: Conceitos Básicos**. Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul. 2008;

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. **Princípios da Termodinâmica para Engenharia**. 6ª edição. Editora LTC. Rio de Janeiro. Brasil. 2006;

SANTOS, I.F. **Dinâmica de Sistemas Mecânicos: Modelagem, Simulação, Visualização e Verificação**. Makron Books. São Paulo. 2001;

SASS, F.; BOUCHÉ, C.; LEITTENER, A. Dubbel – **Manual de construção de máquinas**. 13ª edição. Editora Hemus. 1974;

SHIGLEY, J.E.; MISCHKE, C.R.; BUDYNAS, R.G. **Mechanical engineering design**. 7ª edição. McGraw Hill. Nova Iorque. EUA. 2004;

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna**. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 1988. v. 1;

TILLMANN, C.A.C. **Motores de Combustão Interna e seus sistemas**. UFSM. Rede e-tec Brasil, 2013;

WYLEN, V. **Fundamentos da termodinâmica**: Propriedades de uma substância pura. 7ª edição. Editora Edgard Blucher. 2009;