

MÁQUINAS DE COMBUSTÃO INTERNA

Capítulo 5

MOTORES DIESEL

Potência, consumo, rendimento, recuperação de energia e balanços térmicos

1 Potência dos motores diesel

1.1 Generalidades

A análise de funcionamento e a determinação de potência, consumo de combustível e de rendimento dos motores diesel convencionais, pode efectuar-se através dos respectivos diagramas reais obtidos com aparelhos mecânicos ou electrónicos, razão pela qual vamos em seguida proceder à análise dos diagramas típicos destes motores.

Estes aparelhos traçam em escala reduzida os seguintes diagramas reais de funcionamento dos motores diesel:

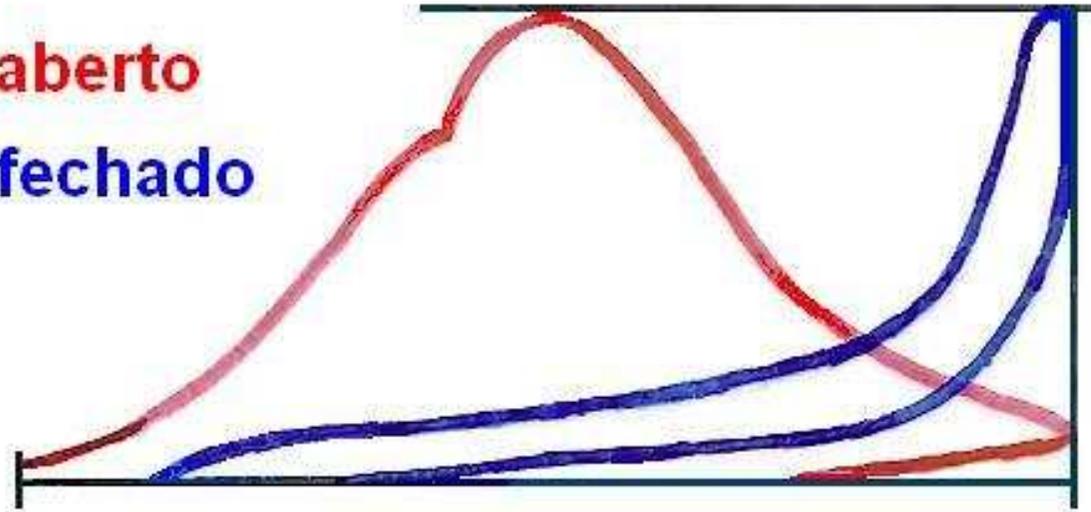
Diagramas abertos: permitem analisar em detalhe a admissão de ar, a sua compressão, a injeção de combustível sua inflamação e combustão, a expansão e evacuação dos gases libertados na combustão;

Diagramas fechados: permitem recolher os elementos necessários para determinar a pressão média indicada e a potência desenvolvida em cada um dos cilindros do motor.

Na figura seguinte apresentam-se dois diagramas reais de funcionamento típicos de um cilindro de um motor diesel, sendo um aberto e o outro fechado.

DIAGRAMAS REAIS DE FUNCIONAMENTO DO MOTOR DIESEL

- Diagrama aberto
- Diagrama fechado

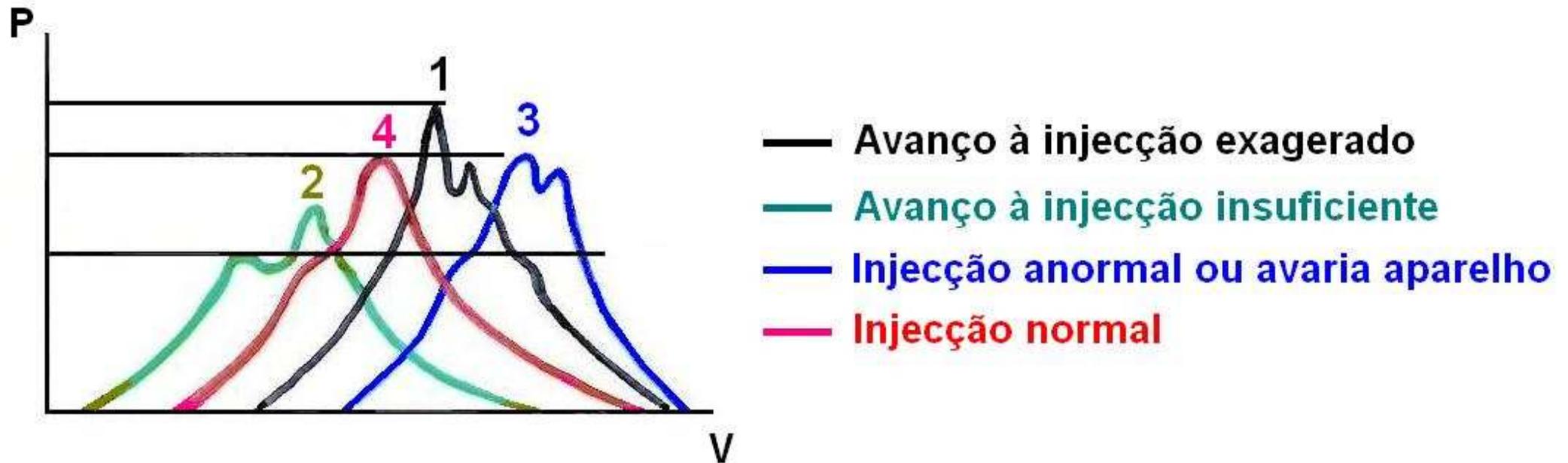


Ciclo de dois tempos

1.2 Diagramas reais abertos típicos

Na figura seguinte podem observar-se quatro diagramas reais abertos típicos, correspondendo o (4) a condições normais de funcionamento do sistema de injeção e os restantes a diversas condições anómalas.

DIAGRAMAS REAIS ABERTOS TÍPICOS



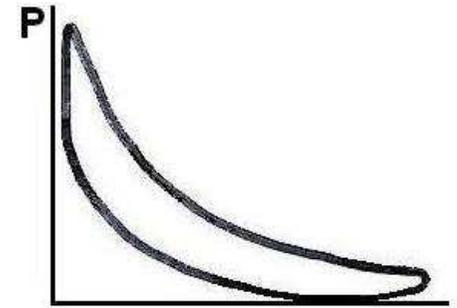
Motor diesel de dois tempos lento

1.3 Diagramas reais fechados típicos

Seguidamente caracterizam-se vários diagramas fechados típicos, de um motor diesel de dois tempos de baixa velocidade, correspondentes a diversas condições de funcionamento.

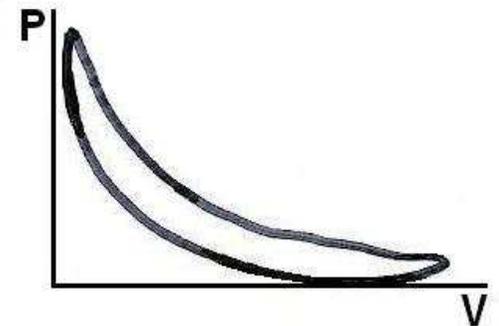
No diagrama normal A, a compressão é representada por uma curva que se prolonga por um segmento de recta vertical que representa a primeira fase da combustão, por sua vez ligado à curva de expansão, através de um bico arredondado. A segunda fase da combustão é representada pelo bico arredondado.

A - DIAGRAMA NORMAL



Motor a operar a plena carga V

B - DIAGRAMA NORMAL



Motor a operar a média carga

O diagrama normal B, diferencia-se do diagrama anterior A, sobretudo por a sua área interna e a pressão máxima de combustão serem ligeiramente inferiores.

C - DIAGRAMA ANORMAL

O diagrama anormal C, apresenta formas idênticas às do diagrama normal a plena carga A, porém como o motor está a operar em sobrecarga, a sua área interna e a pressão máxima de combustão são maiores.



As causas responsáveis pela sobrecarga dos cilindros dos motores diesel, são normalmente as seguintes:

Carga anormal sobre o motor, devido a velocidade de funcionamento ou a binário resistente demasiado elevados, neste caso todos os cilindros funcionarão em sobrecarga;

Desigual repartição da potência pelos cilindros devido a deficiências no processo de injeção de combustível, mesmo quando o motor opera a potências e velocidades de rotação normais, neste caso apenas um ou mais cilindros funcionarão em sobrecarga.

As consequências resultantes do funcionamento em sobrecarga de um motor diesel, são em regra:

Excessivo consumo de combustível

Fumos na evacuação

Elevadas temperaturas dos gases de evacuação

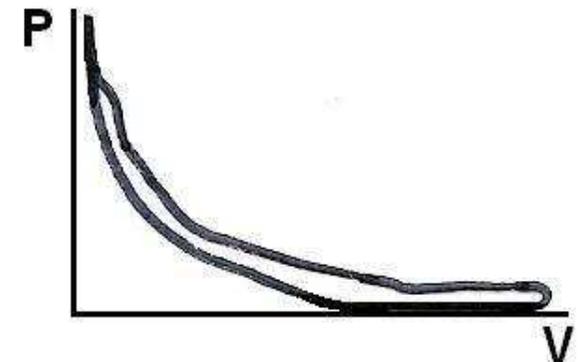
Formação de depósitos carbonosos nas câmaras de combustão

Desgaste anormal dos aros, êmbolos e camisas

Elevadas temperaturas dos fluidos de refrigeração

O diagrama normal D, caracteriza-se pela sua reduzida área interior e baixa pressão máxima de combustão

D - DIAGRAMA NORMAL



Motor a operar em vazio

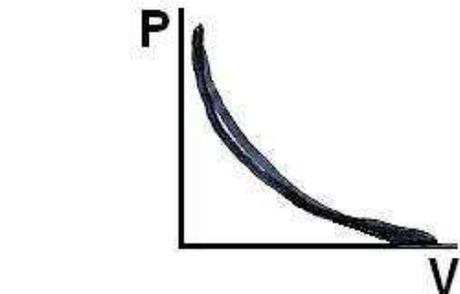
A anormalidade do diagrama E, deve-se à mistura de ar no combustível do sistema de injeção. Tal origina a formação de uma almofada de ar que impede que a pressão a que o combustível é submetido pela bomba de injeção, seja transmitida com a rapidez necessária ao injector.

A área interior do diagrama anormal F, é extremamente reduzida. Tal significa que a injeção de combustível praticamente não se efectua, podendo as causas desta anomalia ser as seguintes: entupimento dos orifícios do injector; fuga de combustível ou avaria da bomba de injeção.

E - DIAGRAMA ANORMAL

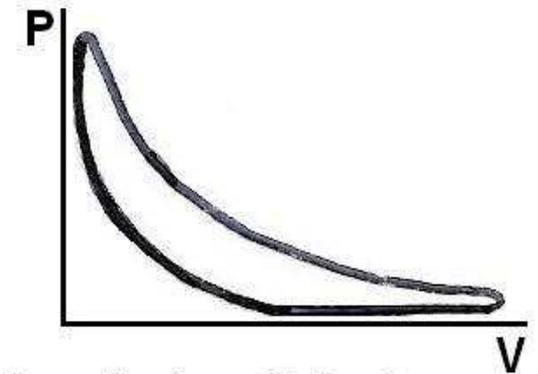


F - DIAGRAMA ANORMAL



No diagrama anormal G, a linha que representa a evacuação, eleva-se perceptivelmente sobre a linha atmosférica, devido a existir uma contra-pressão na evacuação, a qual pode ser devida à sujidade acumulada nas janelas ou condutas de evacuação ou a outra causa não identificada.

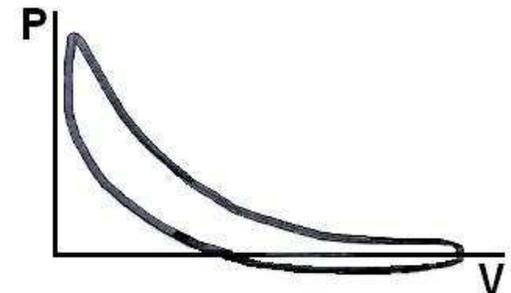
G - DIAGRAMA ANORMAL



Injecção insuficiente

No diagrama anormal H, a linha que representa a admissão do ar no cilindro, situa-se sob a atmosférica, o que significa que existe um estrangulamento devido à acumulação de resíduos nas janelas de admissão ou outra razão não identificada.

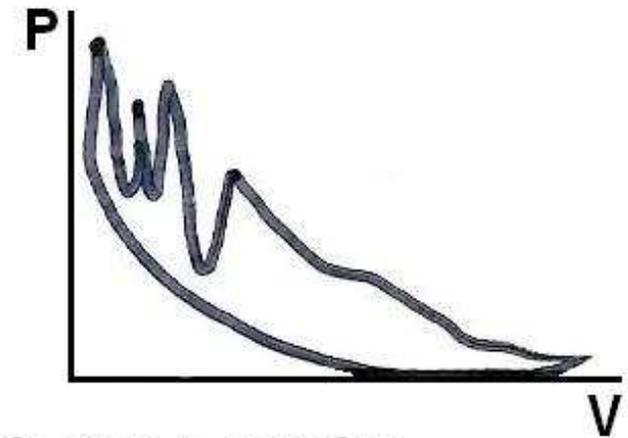
H - DIAGRAMA ANORMAL



Evacuação obstruída

A forma irregular da linha que representa a fase de expansão do diagrama I, pode dever-se à má vedação da válvula de injeção ou à prisão do êmbolo na camisa durante a injeção, o que provoca uma injeção intermitente, responsável pelo péssimo funcionamento do cilindro.

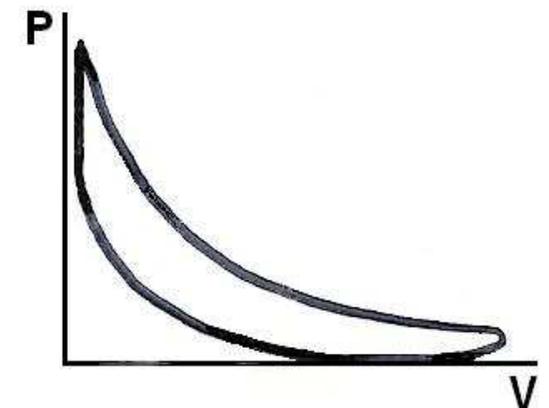
I - DIAGRAMA ANORMAL



Injector a gotejar

O elevado comprimento da linha recta que representa a primeira fase da combustão no diagrama J, deve-se ao excessivo avanço à injeção e consequentemente a todo o combustível ser injectado antes do PMS. O resultado desta anomalia é uma combustão muito rápida semelhante à dos motores de explosão e uma pressão máxima de combustão demasiado elevada que pode danificar o motor. O excessivo avanço à injeção pode dever-se à má regulação da bomba da injeção, à utilização de combustível de má qualidade, ou a deficiente pulverização do injector.

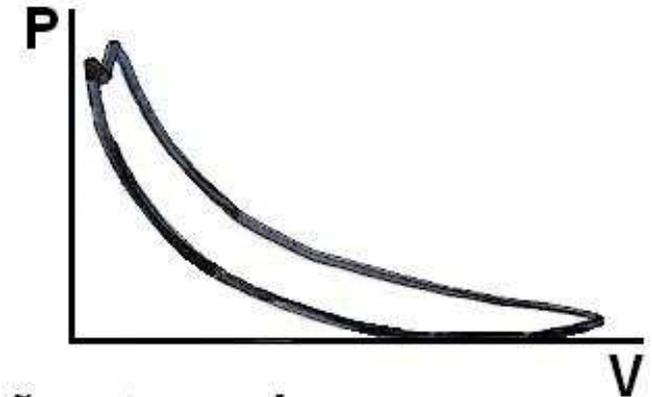
J - DIAGRAMA ANORMAL



Avanço à injeção excessivo

A análise do diagrama anormal K, permite concluir que a injeção se efectua com atraso, devido a má regulação da bomba, desgaste dos órgãos mecânicos de transmissão de movimento, ou outra razão não identificada.

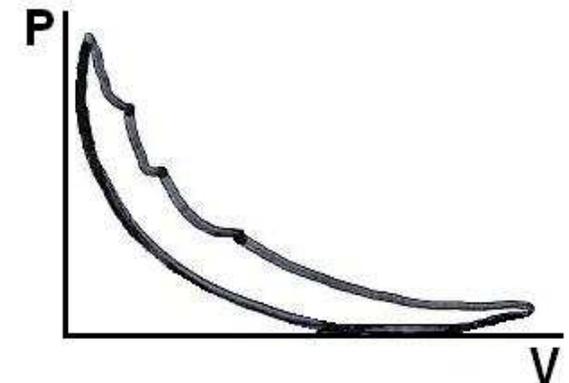
K - DIAGRAMA ANORMAL



Injecção atrasada

A forma irregular da linha que representa a expansão no diagrama L, deve-se ao curso de abertura do obturador da válvula de injeção ser excessivo, o que faz com que este durante a injeção flutue, ocasionando por isso uma injeção intermitente, que se prolonga durante o curso de expansão, com resultados negativos no funcionamento do cilindro.

L - DIAGRAMA ANORMAL



Curso excessivo do obturador da válvula de injeção

1.4 Pressão média indicada do ciclo de funcionamento (P_i)

A pressão média indicada do ciclo real de funcionamento de um motor diesel determina-se aplicando a seguinte expressão:

$$P_i = \frac{a_i}{m \cdot l_d}$$

P_i – Pressão média indicada (bar)

a_i – Área do diagrama medida com o planímetro (mm²)

m – Escala da mola do aparelho de diagramas (mm/bar)

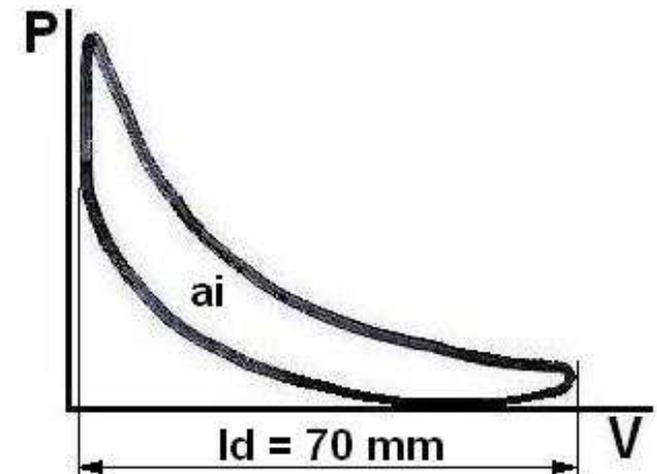
l_d – Comprimento do diagrama (mm)

Cálculo da pressão média indicada de um ciclo real de funcionamento de um motor diesel, conhecidos os seguintes dados:

$a_i = 537 \text{ mm}^2$

$l_d = 70 \text{ mm}$

$m = 0,5 \text{ mm/bar}$



Substituindo os valores teremos:

$$P_i = \frac{537}{0,5 \cdot 70} = 15,34 \text{ bar}$$

1.5 Potência indicada desenvolvida por cilindro (N_i)

A potência é por definição, o trabalho desenvolvido por unidade de tempo, isto é, por cada segundo de funcionamento do cilindro.

O trabalho indicado (W_i) desenvolvido durante cada ciclo de funcionamento é dado pela seguinte expressão:

$$W_i = F \cdot e \quad F = P_i \frac{\pi D^2}{4} \quad L = e$$

F – Força (N)

D – Diâmetro do cilindro (m)

L – Curso do êmbolo = **e** (m)

$$W_i = P_i \frac{\pi D^2}{4} L$$

A expressão geral que permite determinar o valor da potência indicada (**Ni**) desenvolvida por cilindro do motor será então:

$$Ni = \frac{Pi \frac{\pi D^2}{4} Ln}{Z.60} (W)$$

n – Número de rotações por minuto do veio de manivelas

1/60 – Para obter o trabalho por segundo, isto é a potência

Z – N° de rotações veio manivelas por ciclo (**Z = 1** motor 2 tempos; **Z = 2** motor 4 tempos)

Cálculo da potência indicada **Ni**, desenvolvida por cilindro do motor, correspondente à pressão média indicada já determinada de 15,34 bar, quando o motor opera a 87 rpm.

$$Pi = 15,34 \text{ bar} = 15,34 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$n = 87 \text{ rpm}$$

$$D = 0,84 \text{ m}$$

$$L = 2,4 \text{ m}$$

$$Z = 1$$

Substituindo os valores na expressão teremos:

$$N_i = \frac{15,34 \cdot 10^5 \frac{3,14 \cdot 0,84^2}{4} \cdot 2,4.87}{1.60} = 2956874(W)$$

Potência efectiva (Ne)

É a potência disponível para ser utilizada, portanto já isenta das resistências internas que o motor tem de vencer. Pode ser medida através de um freio dinamométrico montado no veio de manivelas ou determinada mediante o conhecimento da potência indicada e do rendimento mecânico do motor para o regime a que opera, através da expressão:

$$\mathbf{N_e = N_i \cdot \eta_m}$$

O valor do rendimento mecânico (η_m) para as condições de operação do motor que temos vindo a analisar é de 89%, pelo que o valor da potência efectiva desenvolvida por cilindro (Ne) será:

$$\mathbf{N_i = 2956,874 \text{ KW}}$$

$$\mathbf{N_e = 2956,874 \cdot 0,89 = 2631,61 \text{ KW/cilindro}}$$

$$\mathbf{\eta_m = 0,89}$$

$$\mathbf{N_e = ?}$$

Consumo específico efectivo de combustível (Cee)

É o valor que exprime a relação entre o consumo de combustível por hora do motor e a potência efectiva que desenvolve em (g/KW.h)

No caso do motor que temos vindo a analisar, considerando que tem 6 cilindros e que a potência está uniformemente distribuída por todos e que o consumo de combustível por hora é de 2674,467 Kg, o consumo específico de combustível para as condições que temos vindo a considerar será então:

$$\mathbf{Ch = 2674467 \text{ g}}$$

$$\mathbf{Net = Ncil \cdot i \quad \gg \quad Net = 2631,61 \cdot 6 = 15789,66 \text{ KW}} \text{ (Potência total do motor)}$$

$$\mathbf{Cee = Ch/Net \quad \gg \quad Cee = 2674467 : 15789,66 = 169,38 \text{ g/KW.h}}$$

Sistemas de recuperação de energia

As frequentes oscilações dos preços dos combustíveis consumidos pelos navios ao longo dos últimos anos por um lado e o aumento do consumo decorrente das restrições das emissões poluentes emanadas pelas organizações internacionais **IMO, EU e alguns países** por outro, têm assumido uma importância decisiva, nos custos totais de exploração dos navios mercantes.

Uma boa parte dos encargos inerentes à exploração dos navios mercantes, 30% a 60%, têm por isso sido directamente afectados à aquisição dos combustíveis necessários à sua operação.

Confrontados com esta realidade, os fabricantes dos motores diesel marítimos foram obrigados a rever os seus critérios de desenvolvimento, tendo para o efeito passado a dar maior prioridade à redução do consumo de combustível, a qual tem permitido reduzir os encargos de exploração e simultaneamente as emissões poluentes.

O constante aperfeiçoamento dos motores ao longo dos últimos anos, permitiu compatibilizar o aumento de potência com a redução do consumo de combustível, tendo-se conseguido reduções do consumo específico de combustível, da ordem dos **40 g/KW.h entre 1975 e 1985**, o que só por si dá uma ideia do rápido desenvolvimento atingido neste domínio em tão curto lapso de tempo.

Desde 1975 até hoje, tem-se verificado um enorme progresso no que respeita ao aumento de potência por cilindro, em contraposição com a pequena redução do consumo específico de combustível, dado as cada vez maiores restrições à emissão de poluentes pelos motores, já referidas no Capítulo 4.

É justo realçar o contributo dado por novos equipamentos e sistemas na recuperação de energia dos gases de evacuação e do ar de sobrealimentação dos motores diesel marítimos, no aumento do seu rendimento, os quais são utilizados pela generalidade dos fabricantes.

Sistemas de recuperação de energia

Actualmente existem vários tipos destes sistemas que permitem recuperar parte da energia dos gases de evacuação e do ar de sobrealimentação dos motores diesel marítimos principais, tais como:

Sistemas de produção de vapor saturado – geram apenas vapor numa caldeira recuperativa, para o aquecimento de combustível, óleo lubrificante, alojamentos, apito, extinção de incêndios, sopradores de fuligem, descongelamento de filtros, etc.

Sistemas de produção de vapor saturado e sobreaquecido - geram vapor numa caldeira recuperativa para as necessidades do navio e para alimentar uma turbina a vapor que acciona um alternador que produz energia eléctrica a navegar (MAN);

Sistemas de produção de vapor saturado, sobreaquecido e água quente - tal como os anteriores, também geram vapor numa caldeira recuperativa para as necessidades do navio e sobretudo para produzir energia eléctrica, bem como aquecem água para alimentar a caldeira e para várias outras utilizações no navio (SULZER);

Sistemas de produção de potência – recuperam energia dos gases de evacuação através de uma turbina a gás de potência, para aumentar a potência propulsiva ou para produzir energia eléctrica, através do accionamento de um alternador.

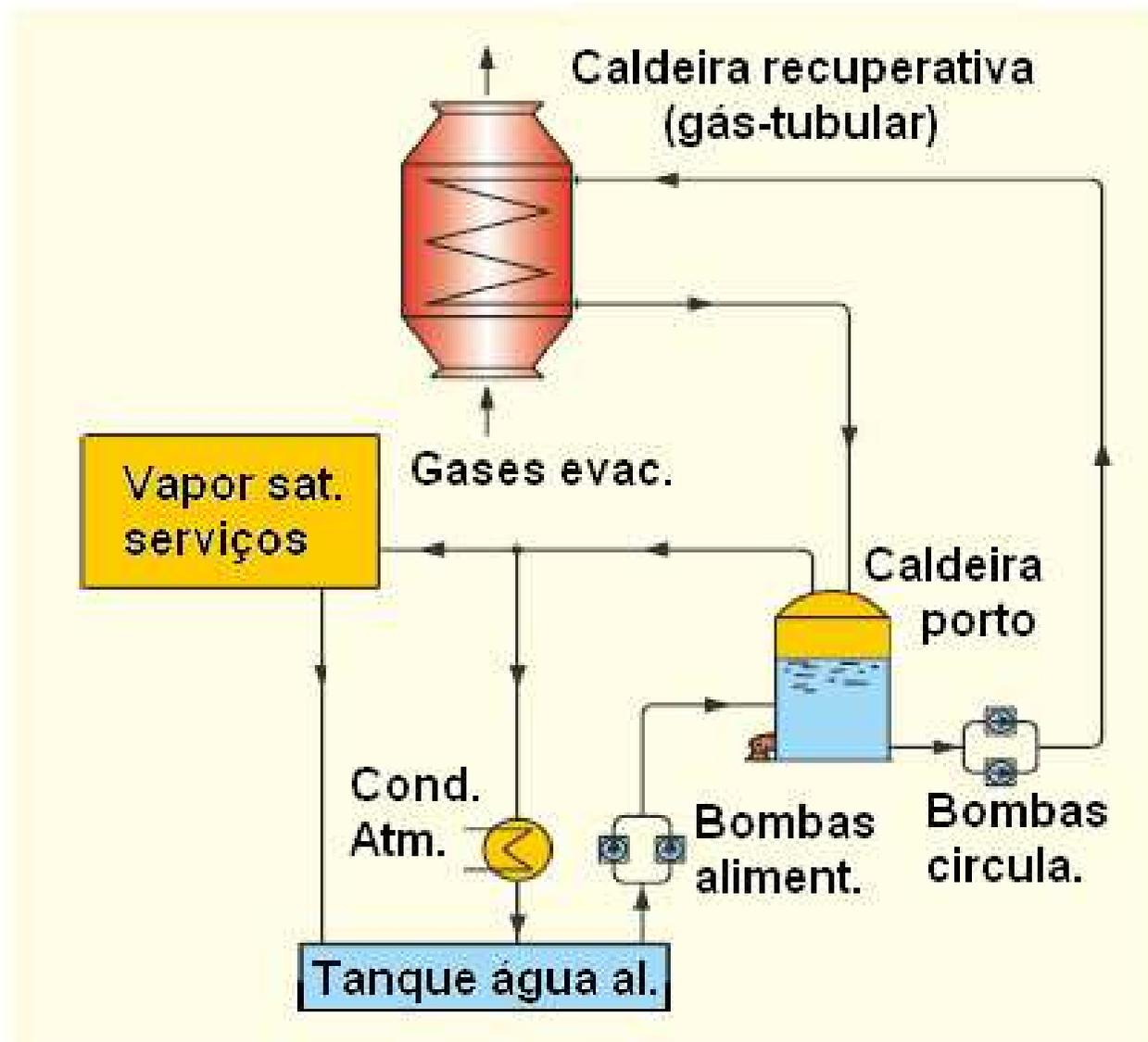
Os sistemas que apenas produzem vapor saturado, são hoje em dia pouco utilizados em detrimento dos restantes, dada a sua menor capacidade de recuperação de energia.

Os sistemas de produção de vapor sobreaquecido e de potência, são normalmente utilizados em conjunto e muito embora impliquem um investimento adicional mais elevado, são particularmente recomendados para os navios com máquinas principais de elevada potência, dada a sua capacidade para recuperar energia suficiente para satisfazer a totalidade das necessidades de vapor e uma boa parte da energia eléctrica necessária a navegar, bem como para aumentar a potência propulsora do navio através da recuperação de parte da energia de cerca de 10% dos gases de evacuação, por uma turbina a gás de potência, concebida para este efeito.

Sistemas de produção de vapor saturado

Foram os primeiros a ser utilizados e são os mais simples. Utilizam apenas uma caldeira para recuperar uma pequena parte da energia dos gases de evacuação do motor principal para produzir a navegar, o vapor saturado necessário para satisfazer as necessidades de consumo do navio.

São constituídos por vários elementos dispostos de diversas formas, uma das quais a da MAN apresentada na figura seguinte.



Sistema de produção de vapor saturado

A recuperação de energia dos gases de evacuação do motor principal, é efectuada por uma **caldeira recuperativa** gás tubular, dotada com vários órgãos que desempenham as seguintes funções:

Economizador – aquece a água de alimentação da caldeira após a condensação do vapor, através da recuperação de energia dos gases de evacuação na zona de saída da caldeira;

Evaporador – transforma a água que alimenta a caldeira em vapor saturado, através da recuperação, de parte do calor dos gases de evacuação na zona intermédia da caldeira;

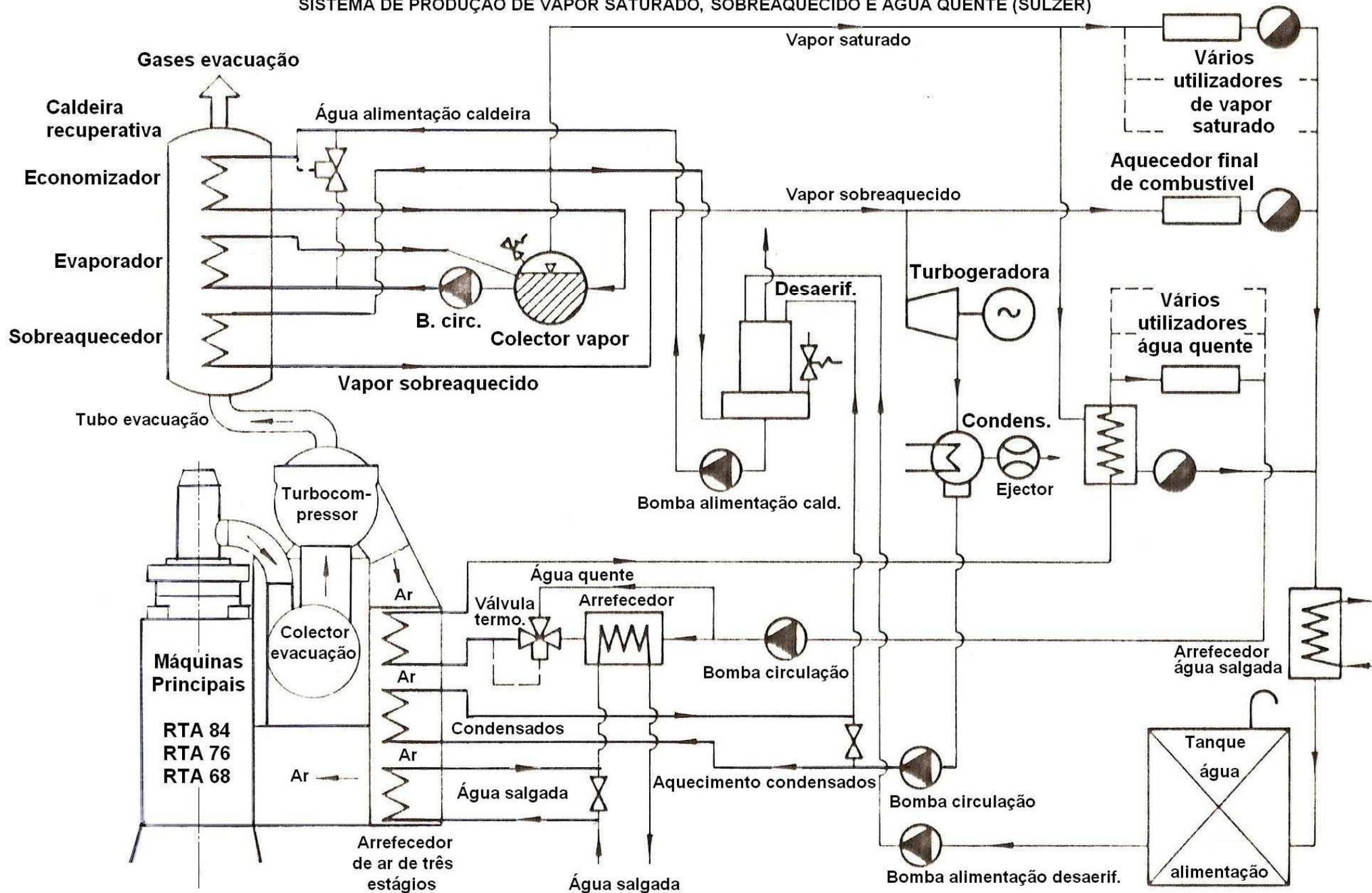
Sobreaquecedor – transforma em vapor sobreaquecido o vapor saturado produzido pelo tubular vaporizador, através da recuperação de calor dos gases de evacuação na zona de entrada da caldeira, para alimentar a turbogeradora e outros utilizadores.

Sistemas de produção de vapor saturado, sobreaquecido e água quente

Permitem reduzir do consumo de combustível a navegar através da recuperação de energia dos gases de evacuação e do ar de sobrealimentação do motor principal, sendo por isso ainda mais completos do que os anteriores.

Para o efeito, são adicionalmente dotados com um arrefecedor de ar de sobrealimentação de três estágios e vários outros elementos dispostos de forma diversa, sendo uma delas^{2a} da SULZER apresentada na figura seguinte.

SISTEMA DE PRODUÇÃO DE VAPOR SATURADO, SOBREAQUECIDO E ÁGUA QUENTE (SULZER)



A recuperação de energia dos gases de evacuação do motor principal, é efectuada de uma forma similar à descrita nos sistemas anteriores, enquanto que a recuperação de energia do ar de sobrealimentação é efectuada num **arrefecedor de ar de três estágios**, em que a cada um compete:

Primeiro estágio – recuperar energia do ar de sobrealimentação para produzir água quente para diversos serviços do navio, tais como aquecimento inicial e intermédio do fuel, óleo lubrificante, cozinha, lavandaria, alojamentos, WC, etc.

Segundo estágio – recuperar parte da energia do ar de sobrealimentação para pré-aquecer os condensados, isto é para aquecer a água de alimentação da caldeira recuperativa;

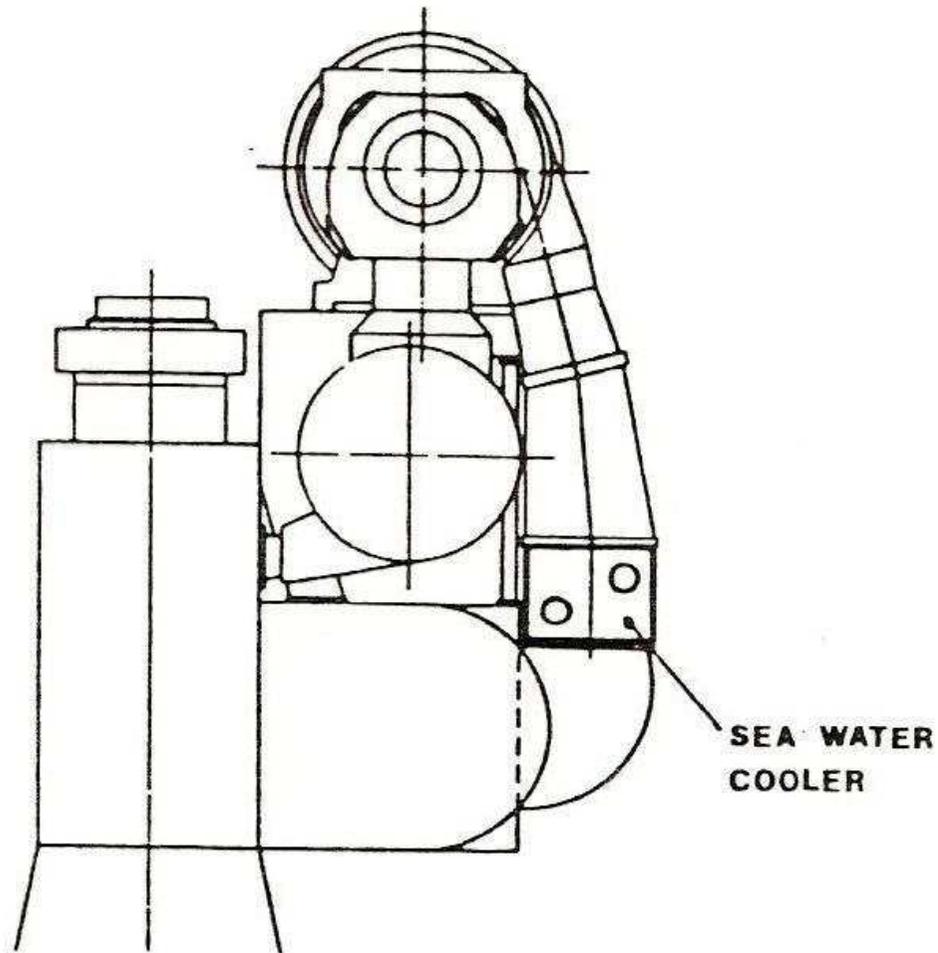
Terceiro estágio - efectuar o arrefecimento final do ar de sobrealimentação que alimenta o motor principal, através de água doce ou salgada.

Na figura seguintes, pode ver-se:

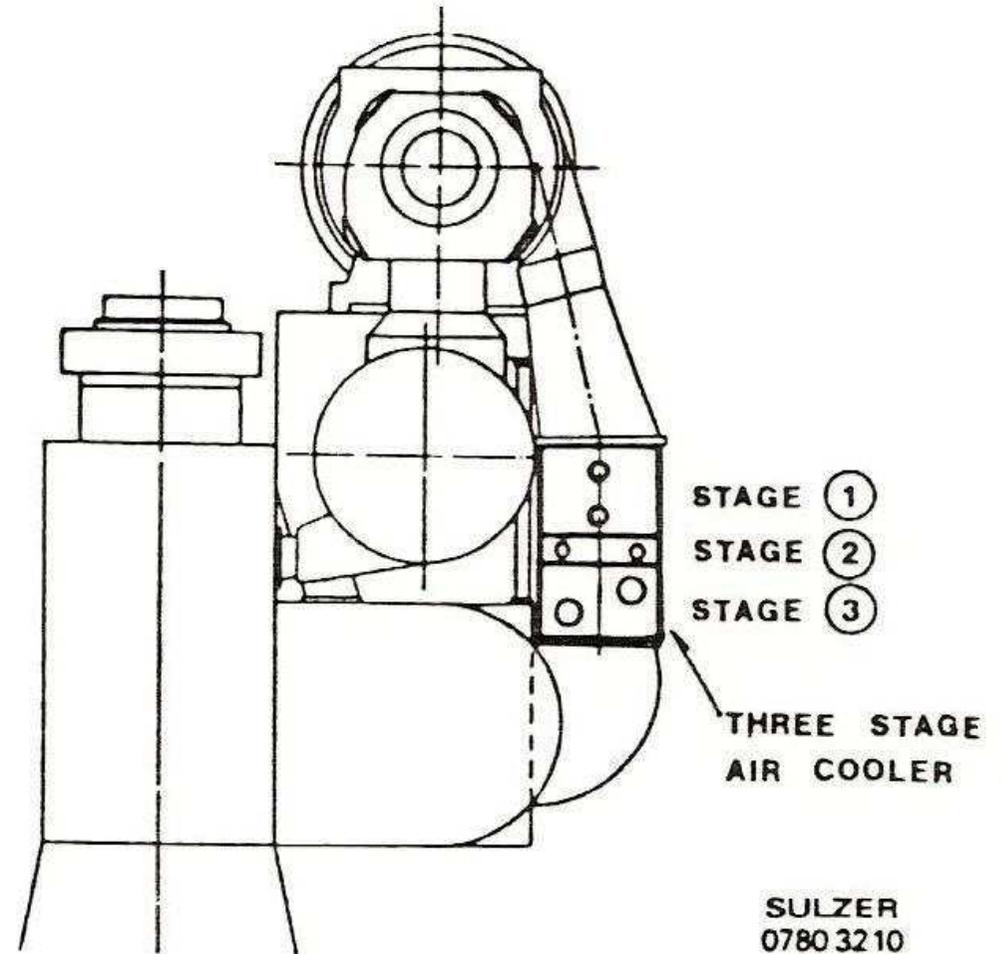
Um motor diesel SULZER com um arrefecedor de ar de um estágio e outro com um arrefecedor de ar de três estágios;

Um balanço térmico típico de um arrefecedor de ar de três estágios utilizado em instalações equipadas com motores SULZER principais a dois tempos.

MOTOR SULZER COM ARREFECEDOR DE AR NORMAL

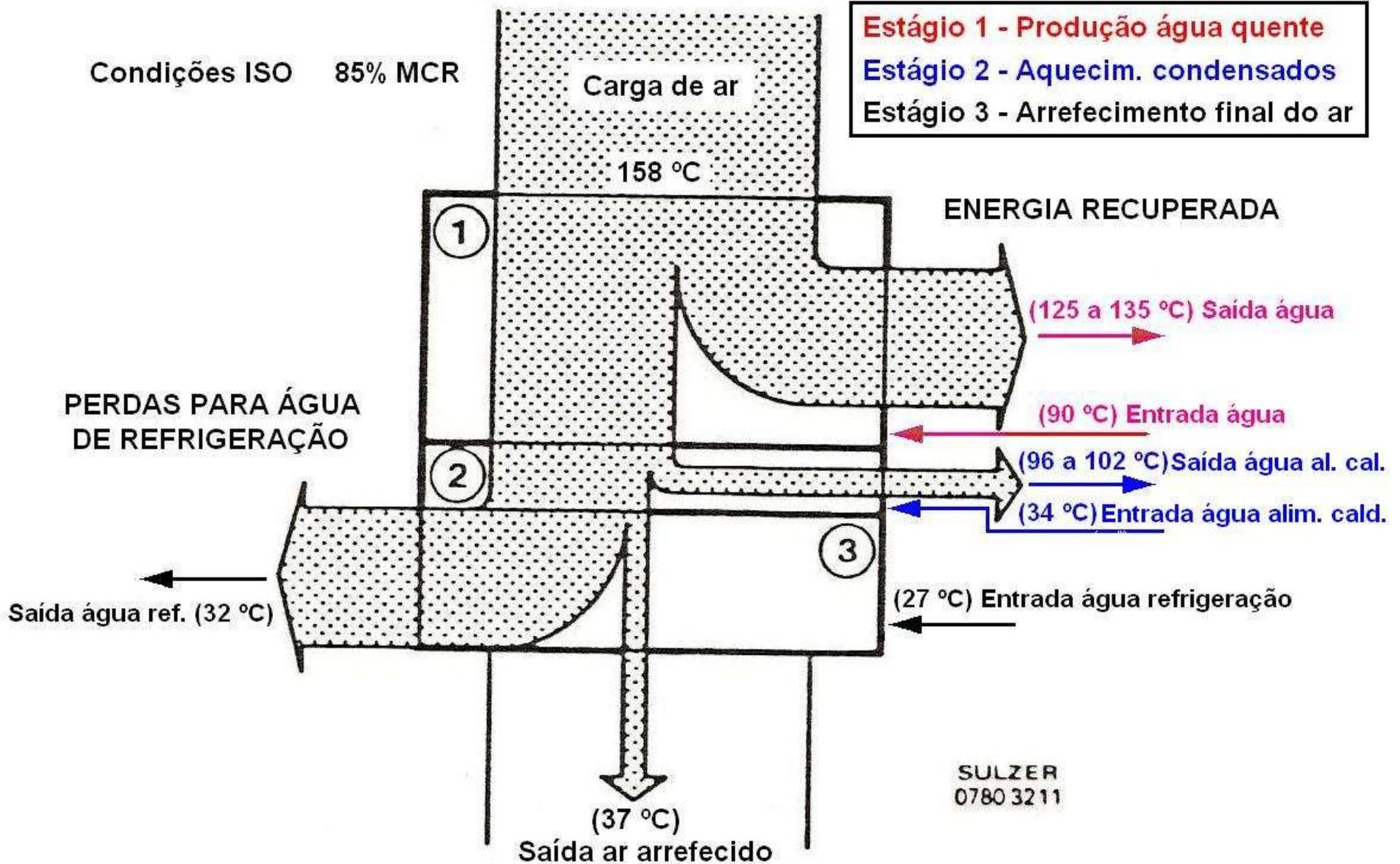


MOTOR SULZER COM ARREFECEDOR DE AR COM TRÊS ESTÁGIOS PARA RECUPERAÇÃO DE ENERGIA



MOTOR SULZER A DOIS TEMPOS

Condições ISO 85% MCR



Recuperação de energia em arrefecedor de ar de três estágios

A principal particularidade deste tipo de sistemas de recuperação de energia, é a sua capacidade para produzir vapor sobreaquecido em quantidade suficiente para alimentar diversos utilizadores, em especial uma turbogeradora que a navegar possa produzir energia eléctrica suficiente para satisfazer parte ou mesmo a totalidade de consumo do navio, isto a par com a produção do vapor saturado que for necessário para diversas utilizações, tais como apito, sopradores de fuligem das caldeiras, extinção de incêndios no colector de ar de lavagem, ar condicionado, etc.

As vantagens decorrentes da utilização destes sistemas de recuperação de energia são as seguintes:

Cerca de 4,5 % da potência de saída do motor principal pode ser recuperada sob a forma de electricidade para regimes de operação de 70 a 100 % MCR*;

Cerca de 7 a 15 % da potência de saída do motor principal pode ser recuperada sob a forma de água quente pressurizada, à temperatura de 110 a 140 °C para regimes de operação de 70 a 100 % MCR.

MCR* - Maximum Continuous Rating (Potência e velocidade nominais)

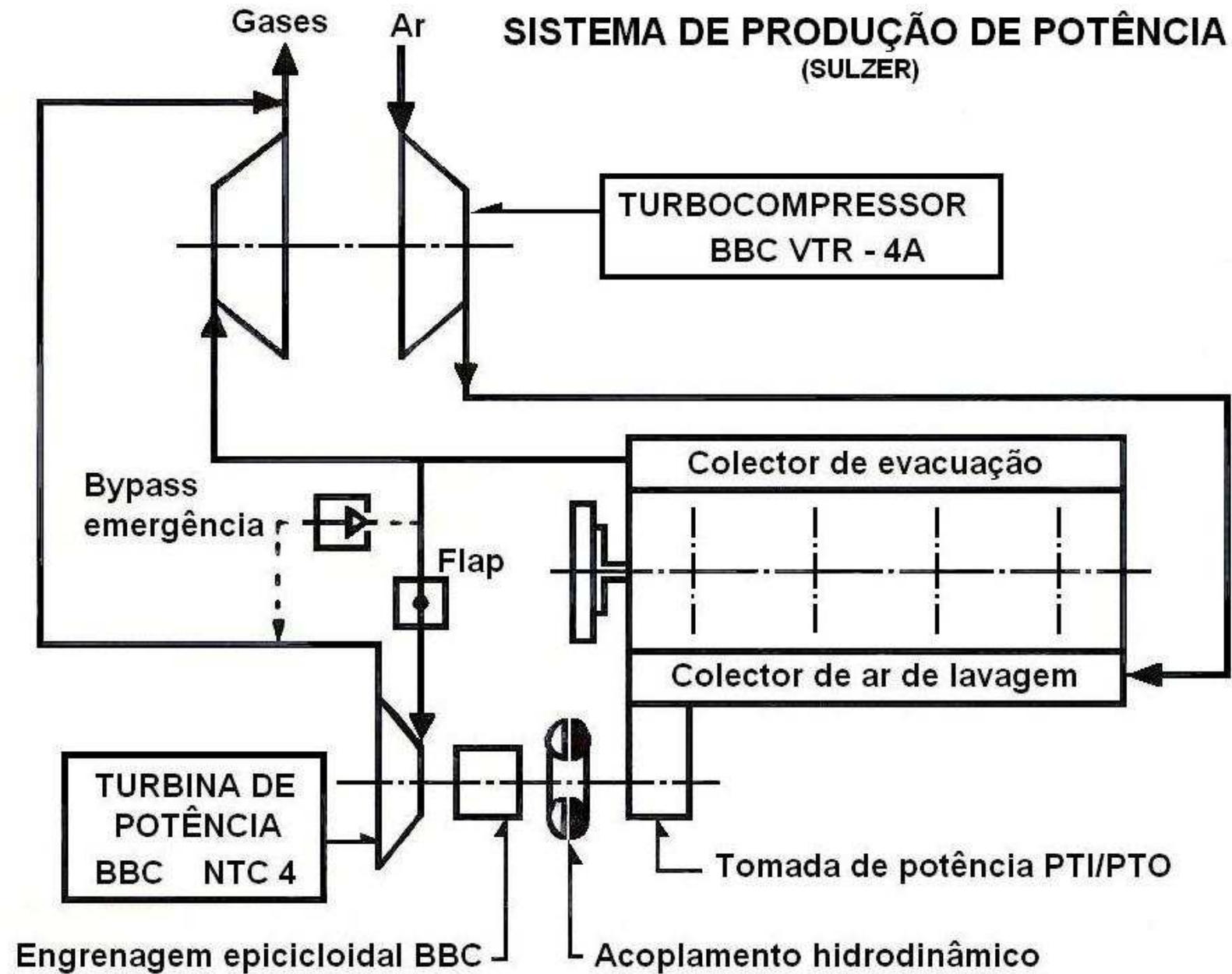
Sistemas de produção de potência

A fim de recuperar uma parte da energia dos gases de evacuação para aumentar a potência de propulsão ou para produzir energia eléctrica, os fabricantes dos motores diesel marítimos, apostaram no considerável potencial do princípio “TURBO COMPOUND” o qual foi posto em evidência pela “BROWN BOVERI” através da concepção de uma **Turbina a gás de potência** alimentada por cerca de 10% dos gases de evacuação do motor principal quando este opera a mais de 80% da velocidade e de 50% da potência nominais.

Mas para que cerca de 10% dos gases de evacuação possam ser disponibilizados para alimentar a **Turbina a gás de potência**, é indispensável utilizar turbocompressores de elevado rendimento (cerca de 65%), que não necessitam de ser alimentados pela totalidade dos gases de evacuação do motor principal, quando este opera nas condições de funcionamento referidas.

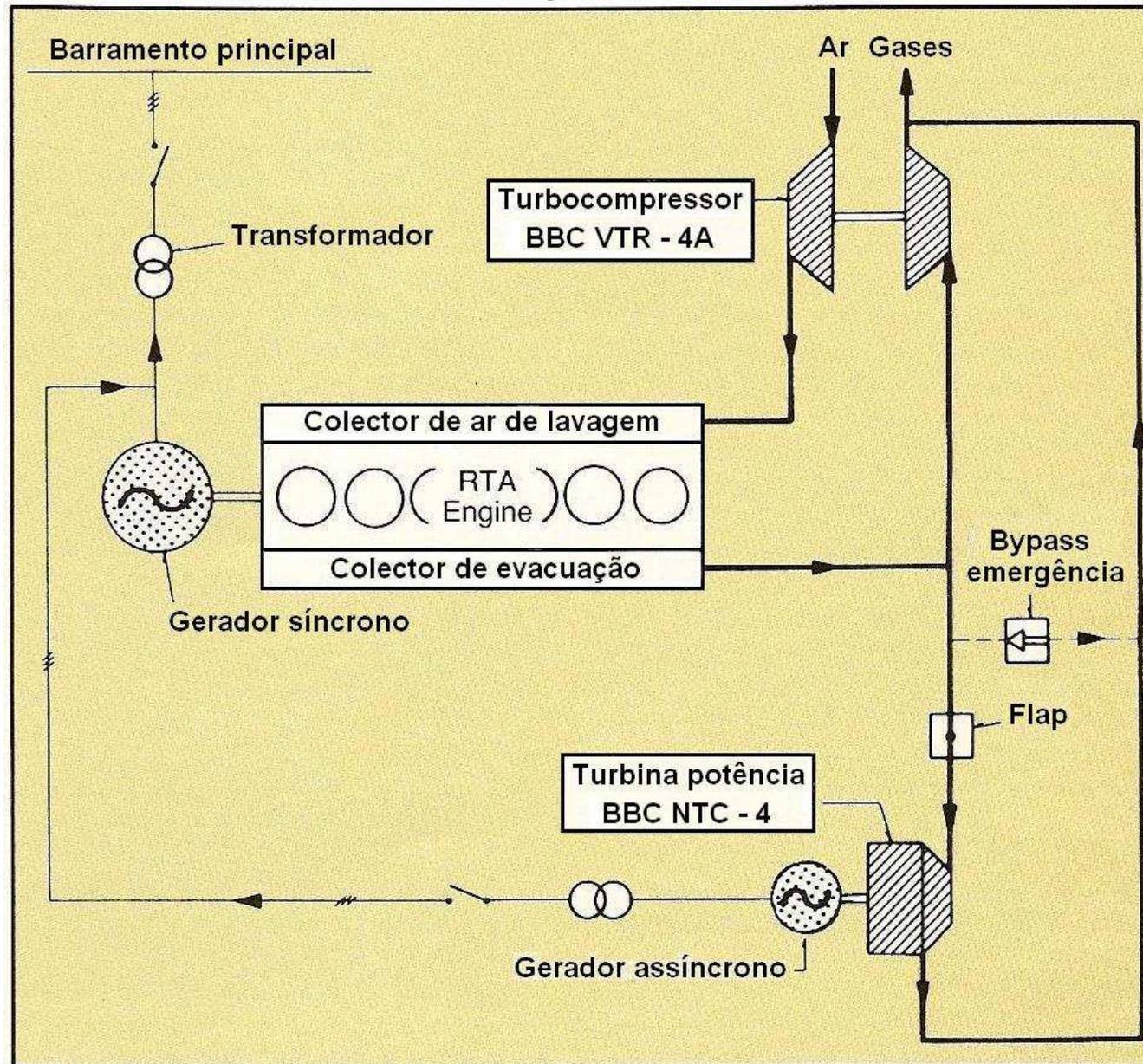
A **Turbina a gás de potência** forma um módulo compacto com a respectiva engrenagem epicicloidal de redução de velocidade e pode ser ligada a uma tomada de potência do motor principal (PTI/PTO)* ou de forma autónoma a um gerador de corrente eléctrica, tal como as figuras mostram.

(PTI/PTO)* - Power Take In/ Power Take Off (Tomada de potência entrada/saída)



Aplicado a um motor diesel a dois tempos para aumentar a potência de propulsão

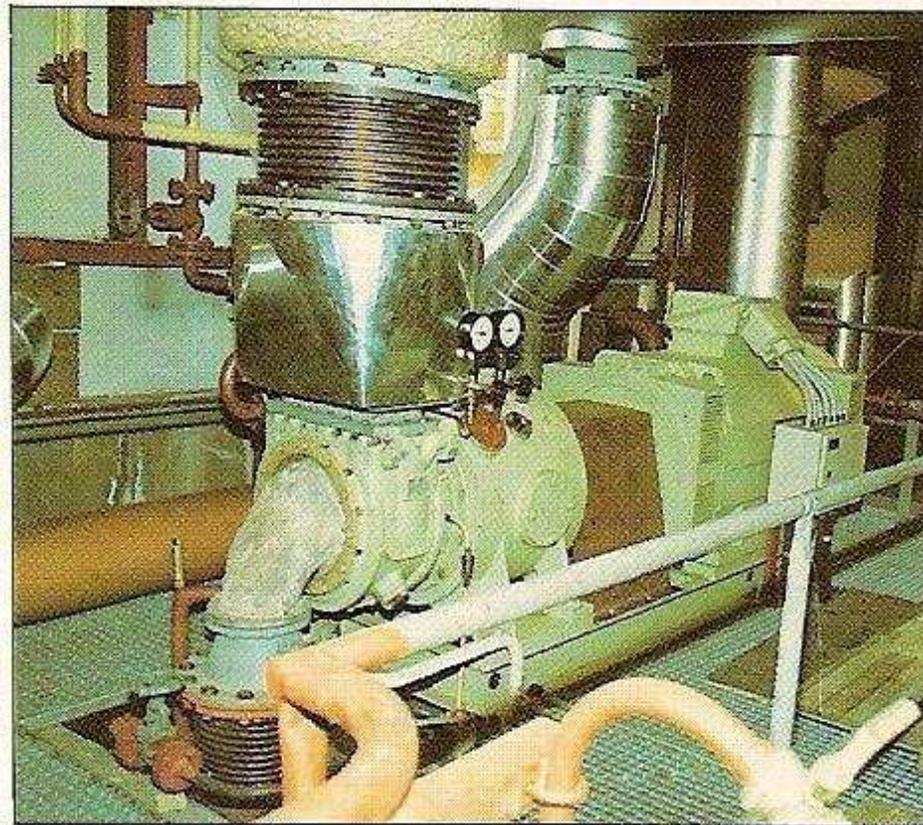
SISTEMA DE PRODUÇÃO DE POTÊNCIA (SULZER)



Aplicado a um motor diesel a dois tempos para produzir energia eléctrica

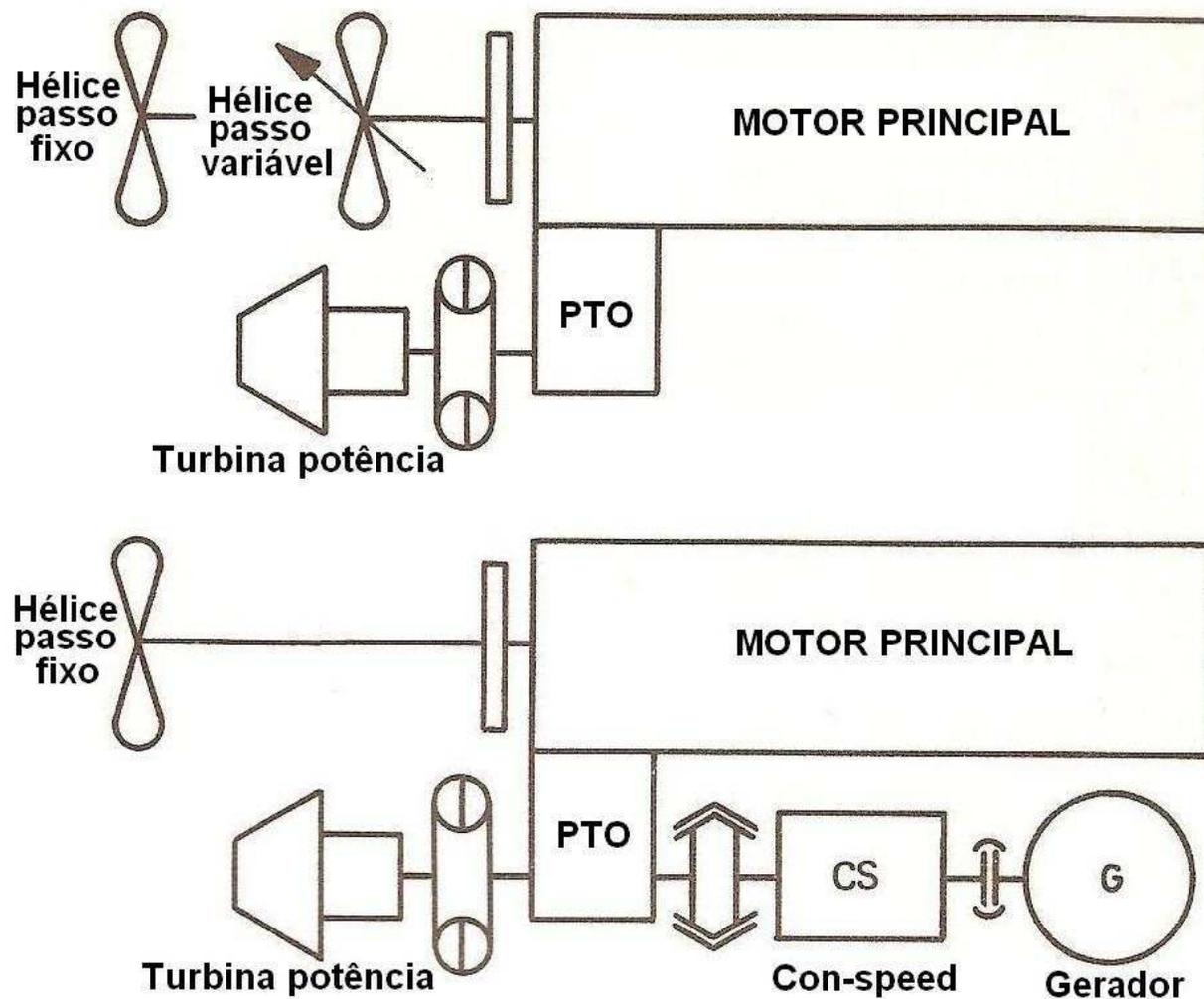
Utilização da Turbina a gás de potência

A **Turbina a gás de potência**, começou por ser aplicada nos motores diesel marítimos a dois tempos de baixa velocidade e posteriormente também nos motores diesel marítimos a quatro tempos de média velocidade, sendo hoje em dia utilizada tanto nas instalações propulsoras dos navios mercantes, como nas instalações diesel utilizadas em terra sempre que tal se justifica do ponto de vista económico.

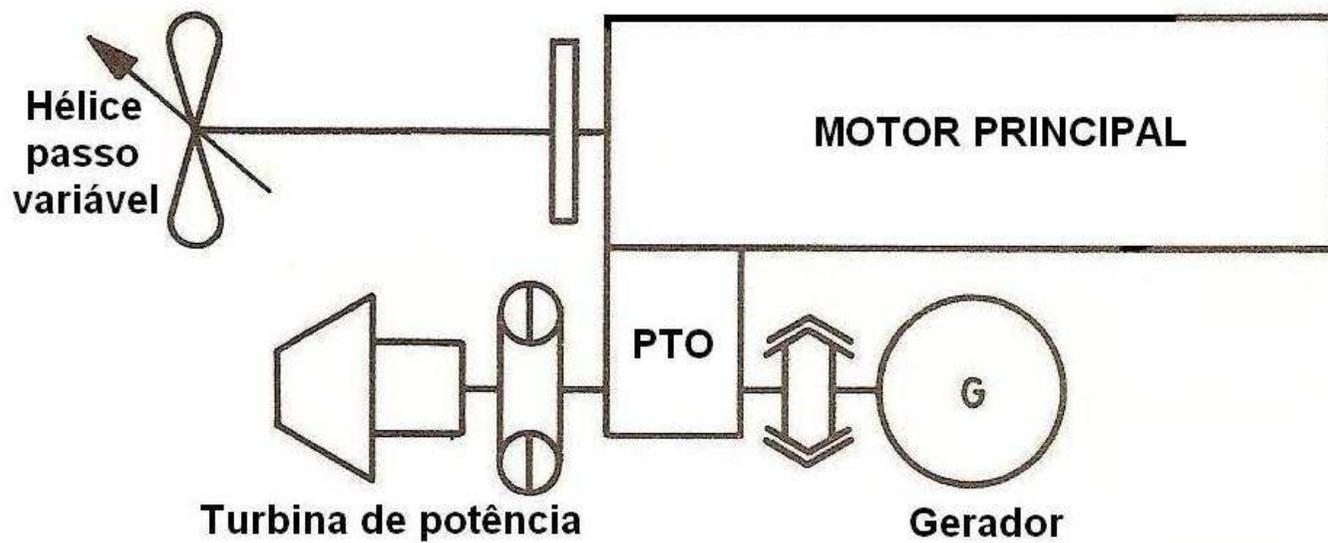
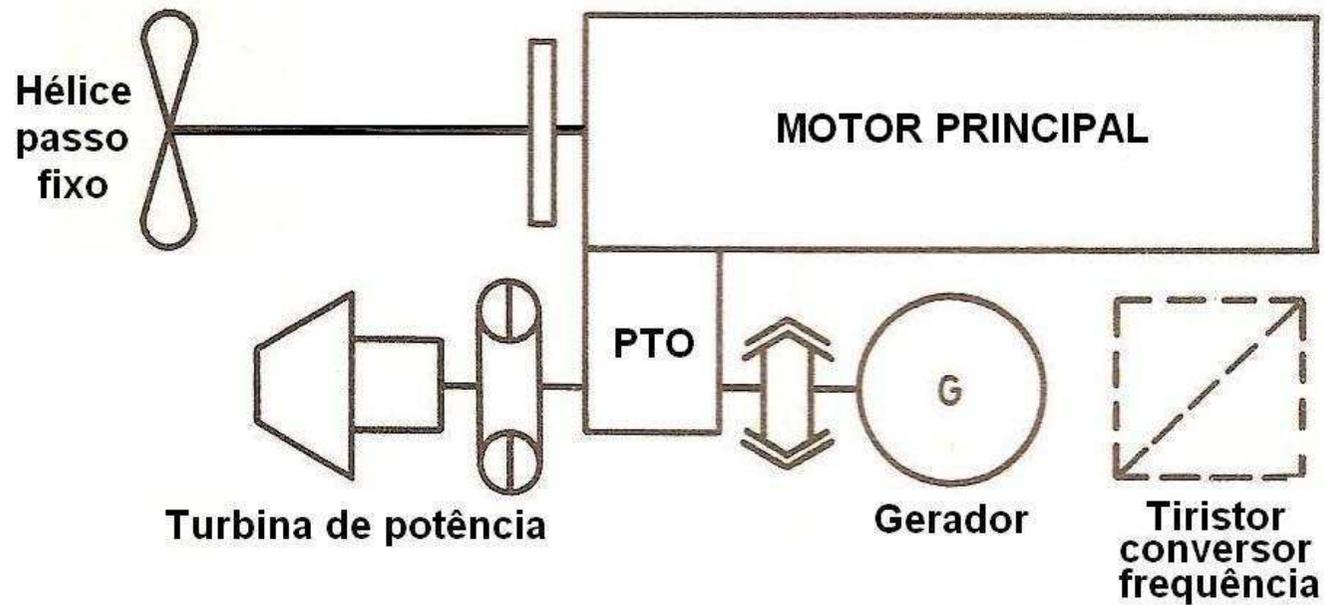


Turbina a gás de potência BBC para sistema de produção de energia eléctrica Sulzer

As figuras seguintes mostram várias configurações para a utilização da turbina a gás de potência, adoptadas pela *Sulzer/Wärtsilä* nas instalações propulsoras dos navios mercantes que utilizam hélices de passo fixo e variável, em que por vezes à tomada de potência também está ligado um gerador de energia eléctrica.



Aplicações "standard" da turbina de potência (1)



Aplicações "standard da turbina de potência" (2)

Operação do motor diesel a dois tempos equipado com Turbina a gás de potência

Desde que arranca até que atinge o regime normal de funcionamento estabelecido, decorrem três fases:

1.^a - O motor é alimentado pelo ar dos compressores auxiliares accionados por motores eléctricos que arrancam de forma automática, e pelos turbocompressores de elevado rendimento, accionados pela totalidade dos gases de evacuação do motor, até este atingir cerca de 30% da potência nominal; nesta fase, os turbocompressores não têm capacidade para fornecer o ar de que o motor necessita, pelo que a sua acção têm de ser complementada pelos compressores auxiliares, normalmente montados no colector de ar de lavagem; quando o motor atinge cerca de 30% da potência, os compressores auxiliares desligam-se automaticamente, estando assim cumprida a primeira fase.

2.^a - O motor é alimentado apenas com o ar fornecido pelos turbocompressores; logo que o motor atinge cerca de 50% da potência nominal, os gases de evacuação produzidos excedem as necessidades dos turbocompressores de elevado rendimento, pelo que cerca de 10% podem ser utilizados para accionar uma turbina a gás de potência; aos cerca de 50% de potência do motor, corresponde uma pressão no colector de ar de lavagem bem determinada (1,3 a 1,7 bar), em função da qual a turbina a gás de potência pode ser automaticamente ligada e desligada.

3.^a - O motor continua a ser alimentado apenas com o ar dos turbocompressores de elevado rendimento e atinge a potência e velocidade correspondentes ao regime de operação pretendido, o qual é normalmente > 50% da potência e > 80% da velocidade.

Condições de operação da turbina a gás de potência

As condições normais de operação da turbina a gás de potência, em que esta é alimentada com cerca de 10 % dos gases de evacuação do motor principal, apenas ocorrem quando este opera na marcha a vante a:

Velocidade > 80 %

Potência > 50 %

Nas restantes situações de operação normal a vante do motor principal, em que estas condições não se verifiquem, e de marcha a ré ou de avaria da turbina a gás de potência, esta estará sempre fora de serviço, isto é, parada tal como mostram as figuras a seguir apresentadas.

Quando a turbina a gás de potência está fora de serviço, os gases de evacuação são utilizados de acordo com o regime de funcionamento do motor, da seguinte forma:

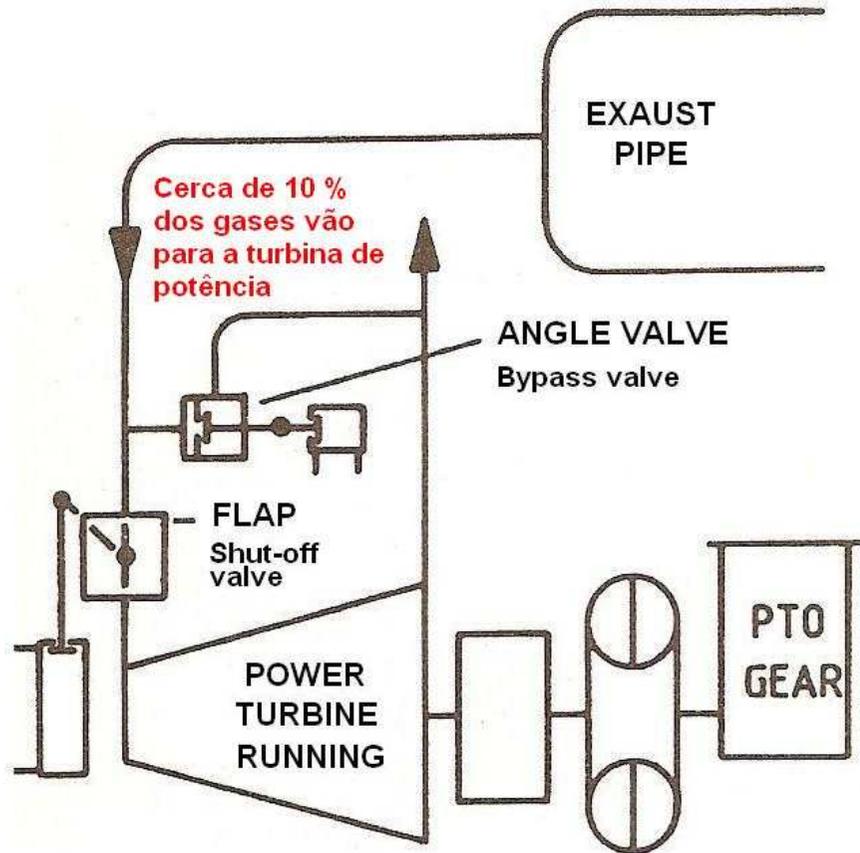
Velocidade < 80 % e Potência < 50 % - todos os gases são enviados para os turbocompressores;

Velocidade > 80 % e Potência > 50 % - cerca de 10 % dos gases são enviados directamente para a caldeira recuperativa através do bypass da turbina de potência para não sobrecarregarem os turbocompressores.

OPERAÇÃO NORMAL

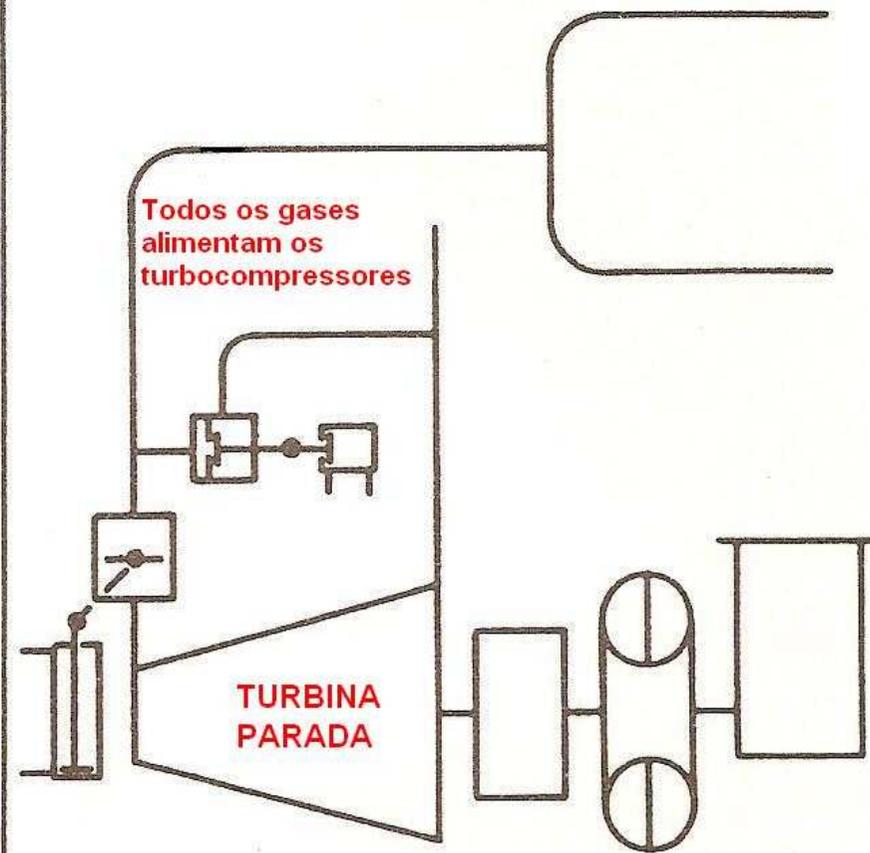
MÁQUINA A OPERAR APENAS A VANTE

Regime de operação | Velocidade > 80 %
Potência > 50 %



MÁQUINA A OPERAR A VANTE OU A RÉ

Regime de operação | Velocidade < 80 %
Potência < 50 %



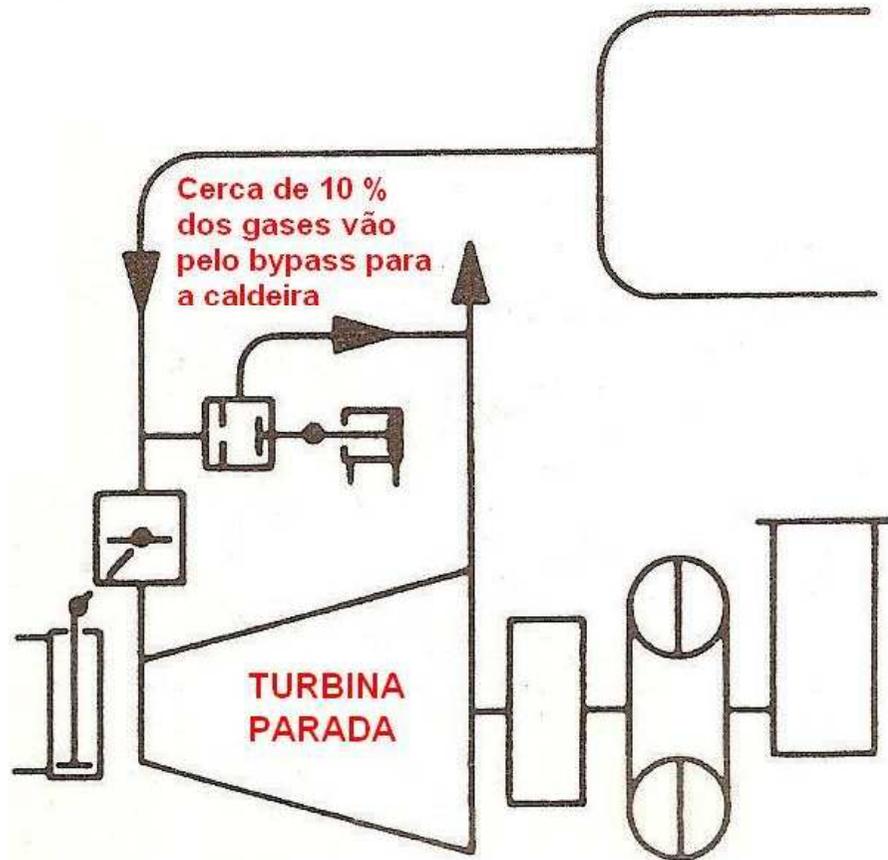
Condições de operação da turbina a gás de potência (1)

OPERAÇÃO NORMAL

MÁQUINA A OPERAR APENAS A RÉ

Regime de operação

Velocidade > 80 %
Potência > 50 %

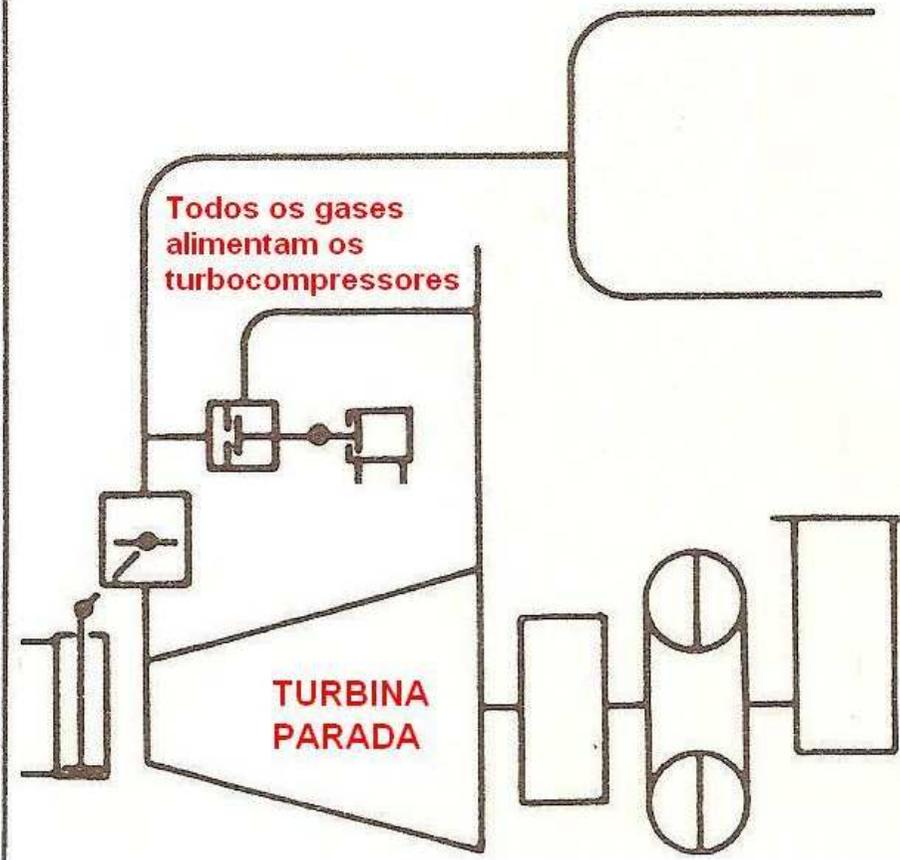


OPERAÇÃO COM TURBINA DE POTÊNCIA AVARIADA

MÁQUINA A OPERAR A VANTE OU A RÉ

Regime de operação

Velocidade < 80 %
Potência < 50 %



Condições de operação da turbina a gás de potência (2)

Rendimento da turbina a gás de potência

O rendimento global da turbina de potência incluindo portanto já a sua transmissão mecânica, é de cerca de 70 %. Porém o rendimento pode não ser tão elevado se forem utilizados outros órgãos intermédios de transmissão de potência, tais como embraiagens, etc.

Embora o maior aumento de rendimento do motor principal ocorra quando este opera na marcha a vante a MCR, também a potências mais baixas se verifica um aumento de rendimento dado nesta situação a turbina de potência estar fora de serviço e todo o fluxo de gases de evacuação alimentar os turbocompressores de elevado rendimento, o que contribui para o aumento da sua velocidade de operação e conseqüentemente para aumentar a carga de ar de sobrealimentação do motor, a qual proporciona o aumento da pressão média efectiva nos cilindros e a conseqüente diminuição de consumo específico de combustível.

Como conclusão deve referir-se que a adopção de um sistema de produção de potência com uma turbina a gás, num motor principal marítimo, permite melhorar o seu rendimento em todos os regimes de operação na marcha a vante, podendo proporcionar aumentos de rendimento até 3 % quando opera a MCR.

Controlo e segurança de funcionamento do sistema com turbina a gás de potência

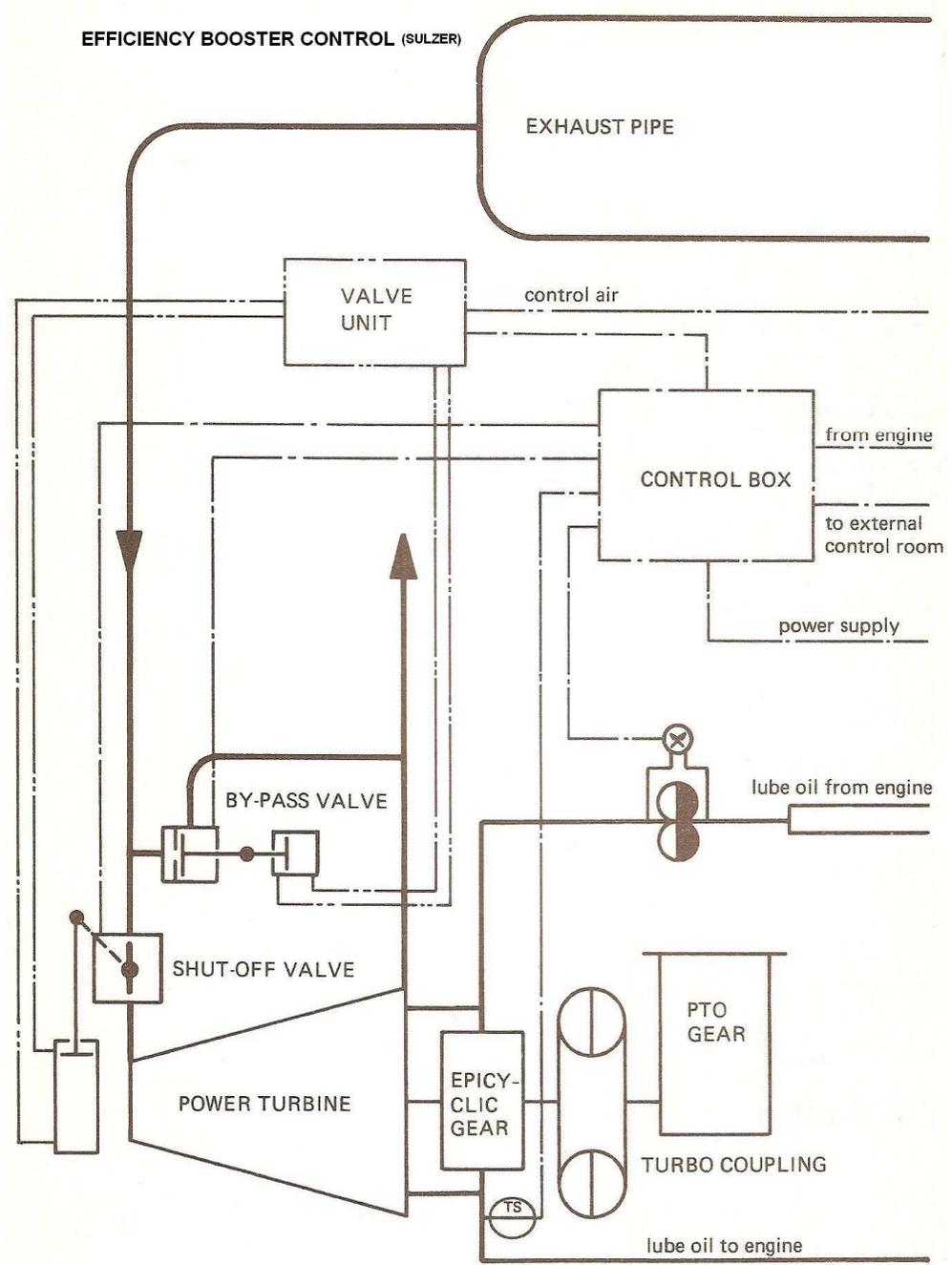
Como já foi referido, a entrada em funcionamento da turbina a gás de potência ocorre em regra quando o motor opera entre 50 e 60 % da potência nominal do motor, conforme o estabelecido após os ensaios de funcionamento pelo fabricante.

O sistema está equipado com todos os dispositivos de segurança necessários para assegurar o bom funcionamento do motor, mesmo na eventualidade da turbina se danificar.

Um sistema de controlo e segurança adequado, prevenirá o frequente ligar e desligar da turbina a gás de potência, devido às variações de carga sobre o hélice resultantes de más condições de mar.

A elevadas cargas, sempre que por qualquer circunstância a turbina a gás de potência seja posta fora de serviço, abre automaticamente um *bypass* de evacuação de emergência, para evitar um excesso de ar de sobrealimentação e conseqüentemente pressões de combustão exageradas.

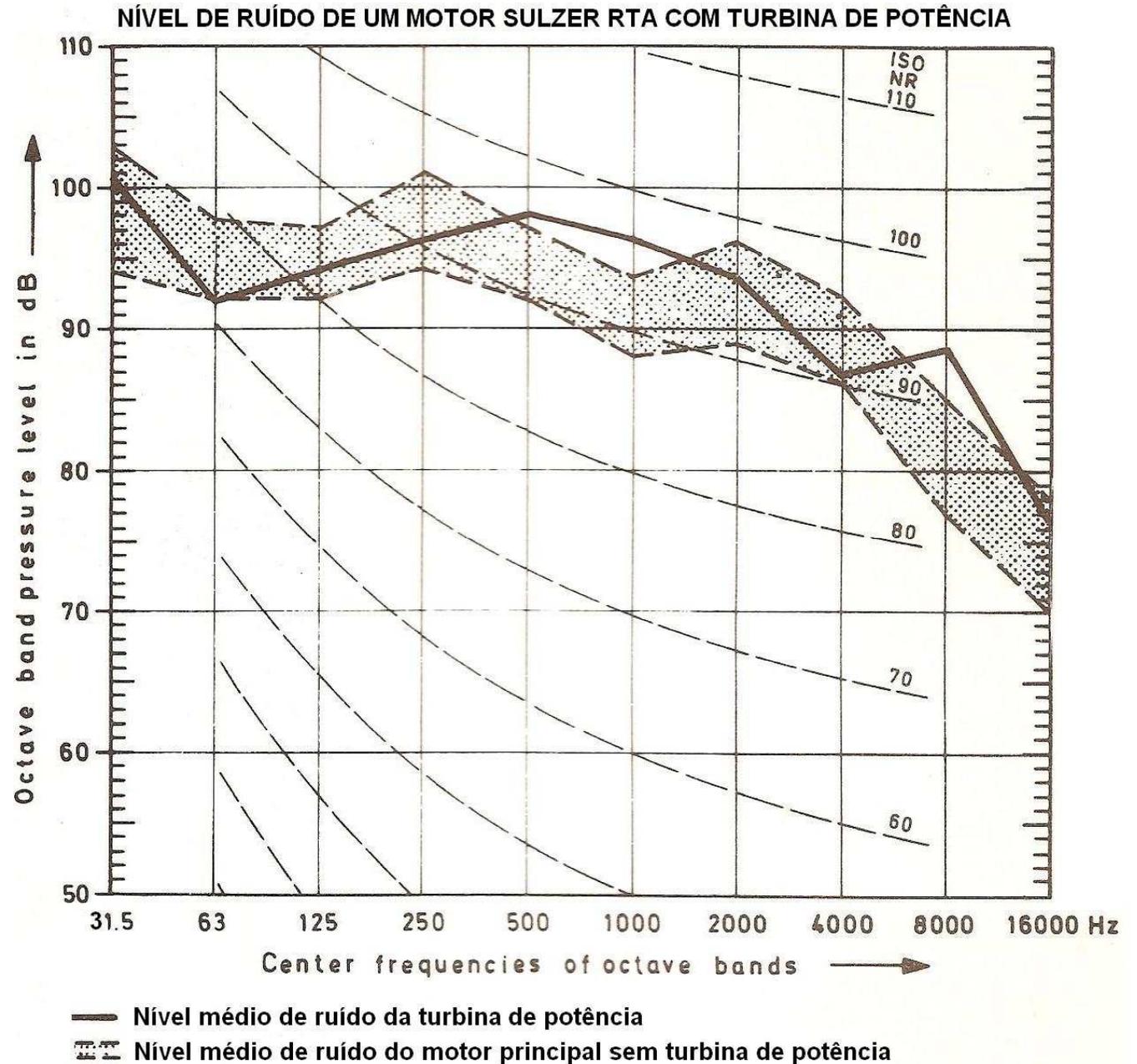
A figura seguinte mostra de uma forma esquemática os sistemas de lubrificação, alimentação de gases, controlo e segurança de funcionamento de uma turbina a gás de potência utilizada pela SULZER/Wärtsilä.



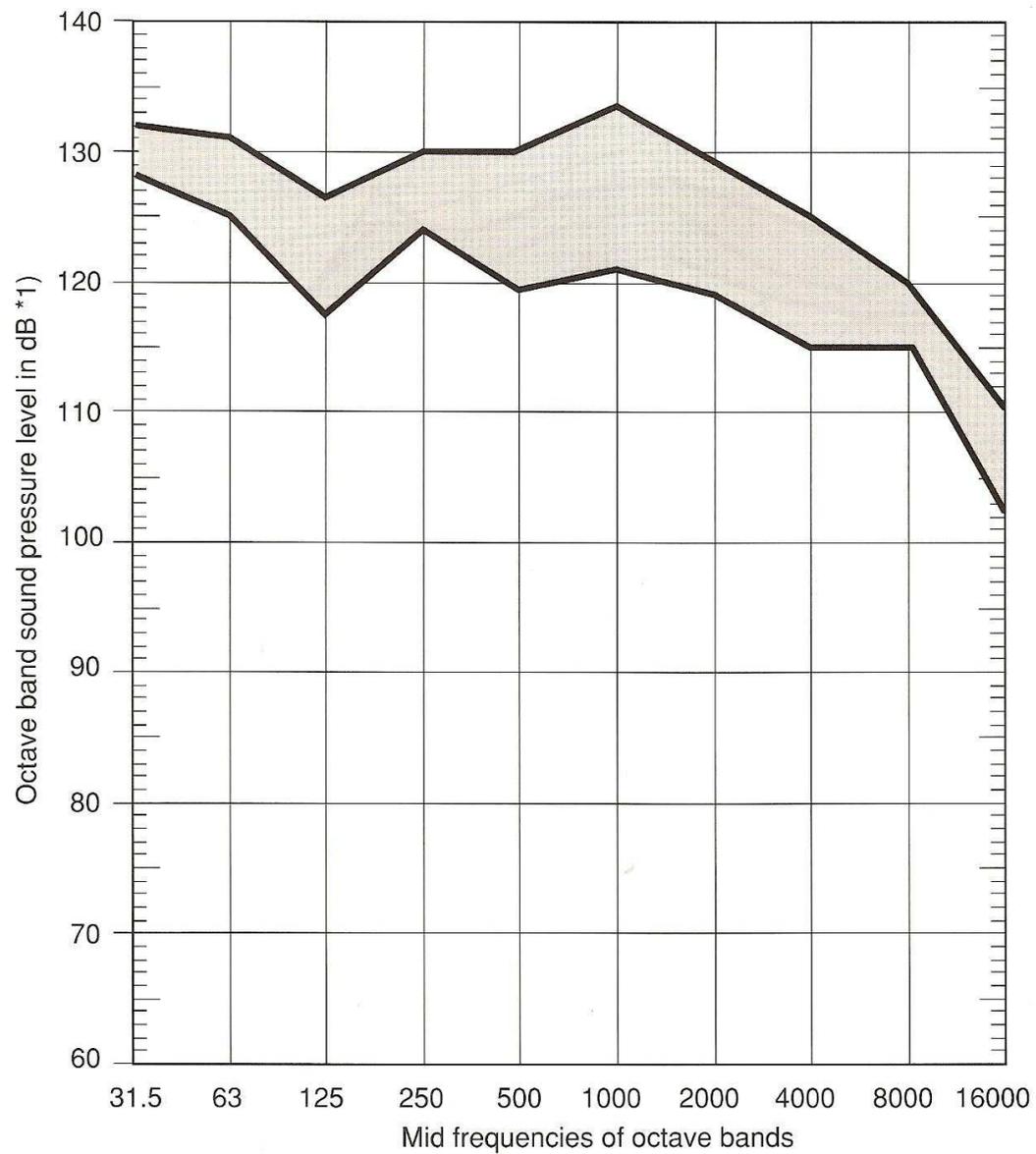
Sistemas de lubrificação, alimentação, controle e segurança de funcionamento de turbina de potência

Nível médio de ruído da turbina a gás de potência (medido a cerca de 1m em 3 pontos)

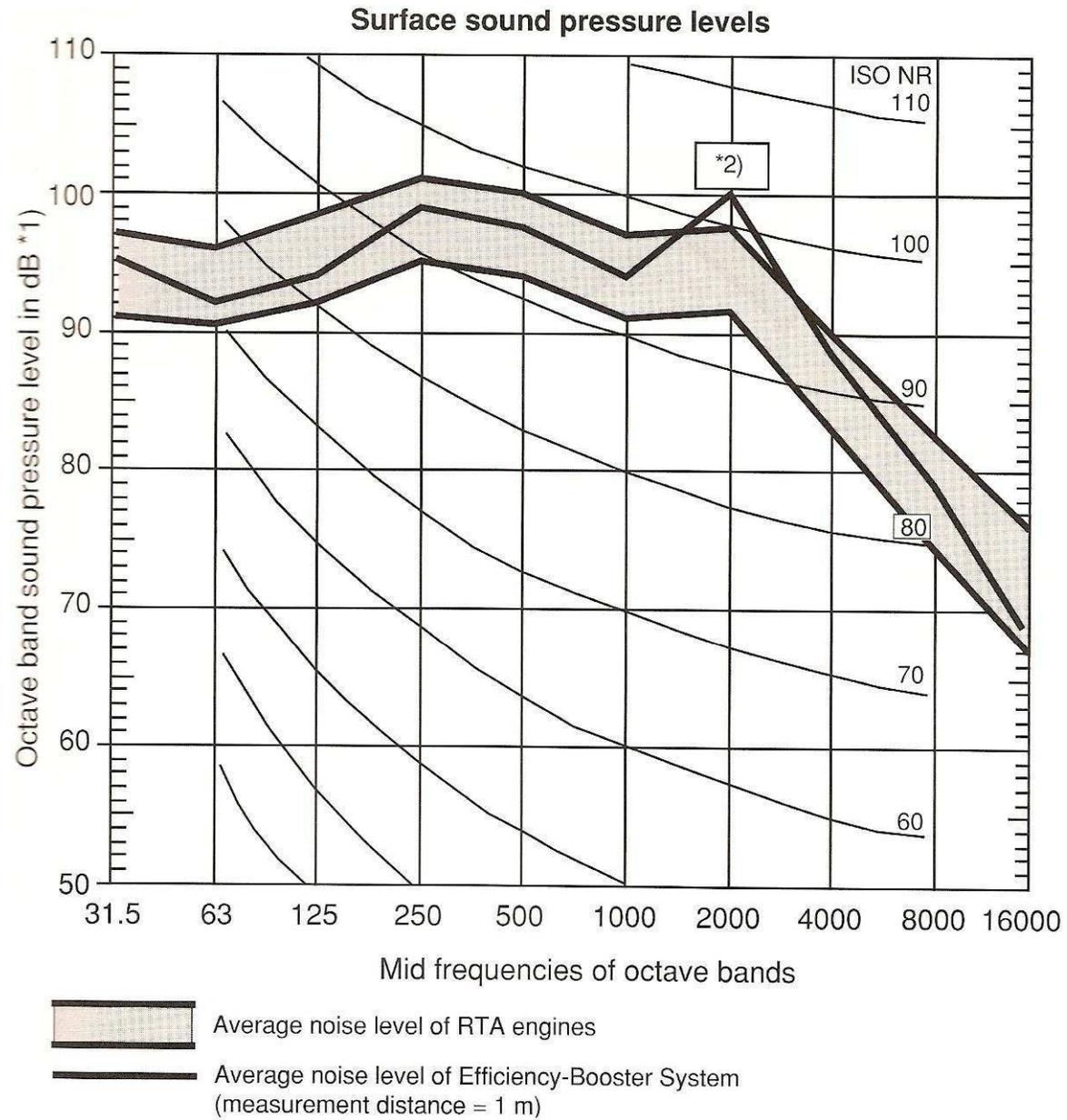
Tal como o gráfico mostra, o nível médio de ruído do sistema que incorpora a turbina de potência é inferior ao da instalação propulsora, pelo que a sua influência sobre este é insignificante.



Average noise level in exhaust pipe 1.5 m after turbocharger



Remarks: *1) Sound pressure level unweighted (reference pressure 2×10^{-5} Pa).
For further data contact New Sulzer Diesel Ltd.



- Remarks:** *1) Sound pressure level unweighted (reference pressure 2×10^{-5} Pa).
 *2) Average noise level of Efficiency-Booster is measured around the Efficiency-Booster System by three measuring points at a distance of one meter. The influence on the total sound power level of the engine is negligible.

Benefícios decorrentes da utilização da Turbina a gás de potência

A utilização de um motor diesel principal a dois tempos, com uma turbina a gás de potência, em substituição de um motor equivalente que a não possua, permite extrair os seguintes benefícios:

Reduzir consumo de energia eléctrica dos compressores de ar auxiliares

Reduzir o consumo de combustível

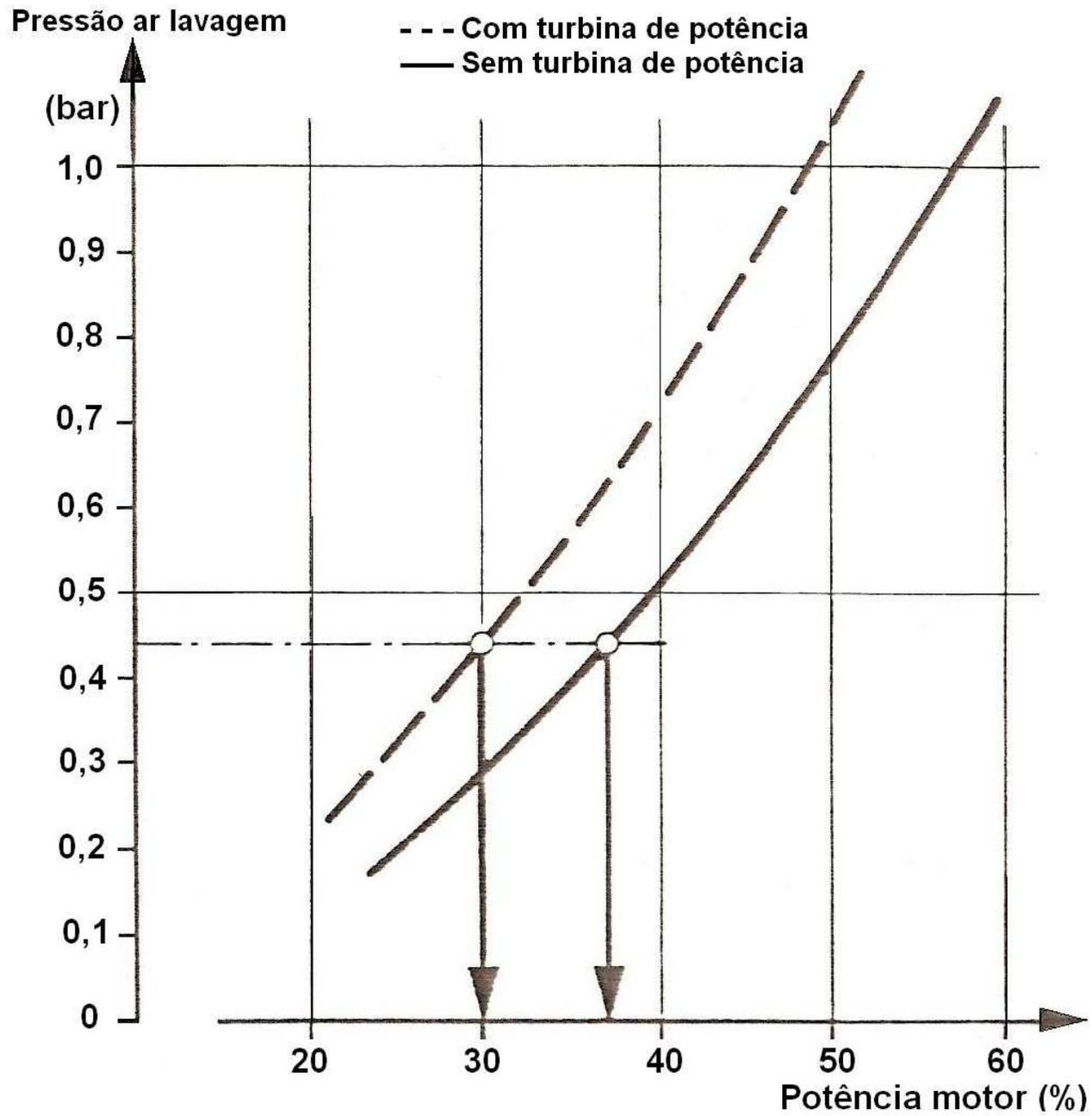
Aumentar a flexibilidade de escolha do motor principal

A redução do consumo de energia eléctrica dos compressores de ar auxiliares, deve-se à utilização de turbocompressores de elevado rendimento que aumentam a quantidade e pressão do ar de sobrealimentação do motor a baixa potência, enquanto a redução do consumo de combustível é devida ao aumento de rendimento do motor que uma maior sobrealimentação proporciona e a um aumento da recuperação de energia dos gases de evacuação.

A redução do consumo de energia eléctrica resulta dos períodos de funcionamento dos compressores de ar auxiliares do motor equipado com turbina de potência, serem mais curtos e menos frequentes, do que sucede no caso do motor convencional, tal como a seguir se explica.

Os compressores de ar auxiliares do motor convencional arrancam e param automaticamente, respectivamente quando o motor arranca e atinge cerca de 40 % da potência nominal e voltam a arrancar quando a potência for reduzida para cerca de 40 %.

Os compressores de ar auxiliares do motor com turbina de potência arrancam de forma similar e param quando o motor atinge apenas 30 % da potência nominal, só voltando a arrancar quando a potência for reduzida para 30 %, pelo que os seus períodos de funcionamento são menores.

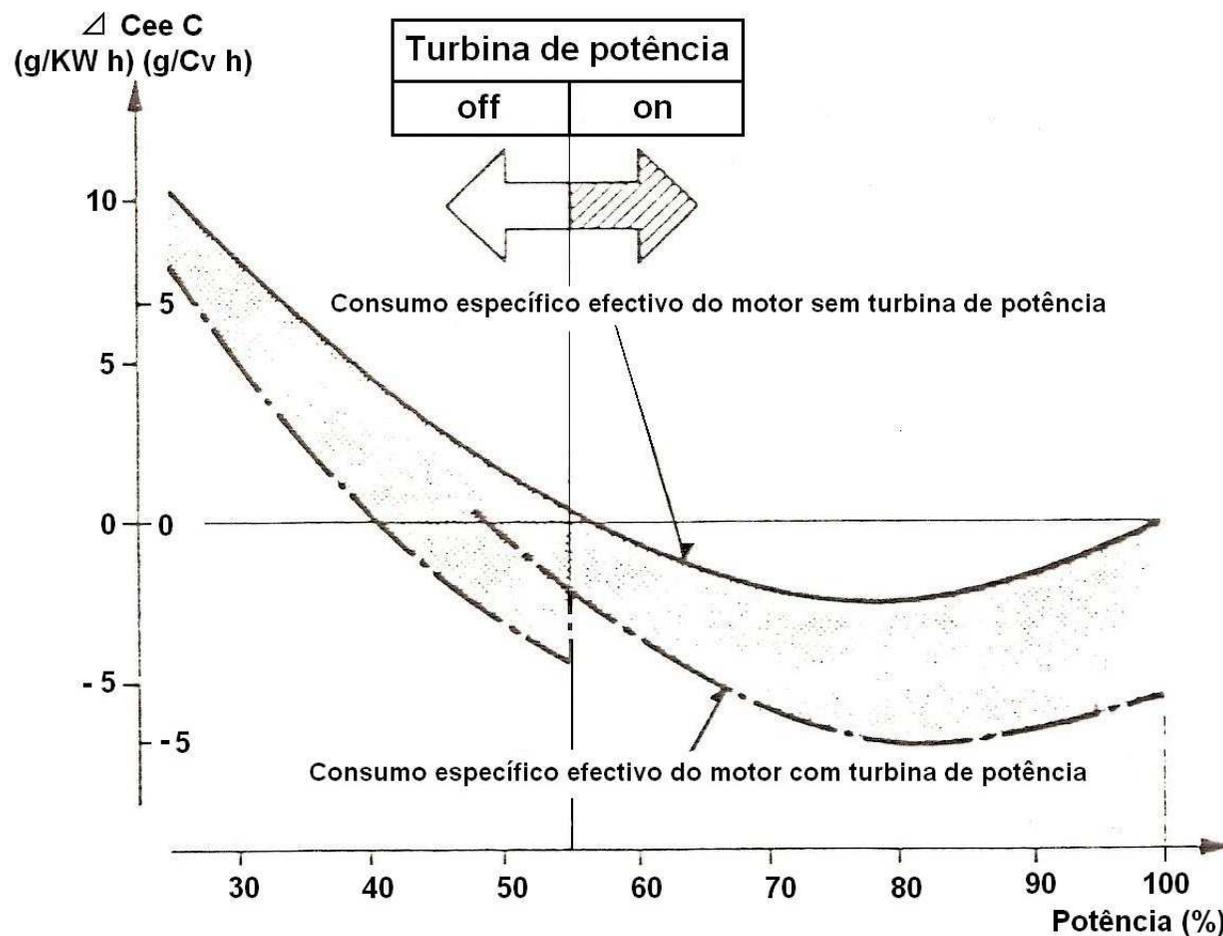


Consumo de energia eléctrica pelos compressores de ar auxiliares

A redução do consumo específico de combustível dos motores diesel a dois tempos de baixa velocidade que utilizam uma turbina de potência, em relação aos convencionais equivalentes, é de cerca de:

3 a 4 g/KWh - quando operam entre 80 e 100 % da potência nominal

2 a 3 g/KWh - quando operam entre 25 e 55 % da potência nominal



Consumos específicos de combustível de motor convencional com turbina de potência

O aumento de flexibilidade de escolha do motor principal, resulta do facto da utilização da turbina de potência melhorar a flexibilidade e a operacionalidade dos motores, indo de encontro aos requisitos dos armadores, no sentido da optimização global das suas performances.

Dado que a turbina de potência aumenta a potência de propulsão e reduz o consumo específico de combustível do motor, a sua utilização, pode em determinadas condições constituir uma alternativa efectiva à escolha de uma máquina convencional de maiores dimensões e com um maior consumo específico de combustível.

Assim, sempre que uma turbina de potência, permitir recuperar energia dos gases equivalente à potência de um cilindro de um motor convencional, a sua utilização proporcionará os seguintes benefícios:

- Menor custo do motor, dado que a turbina de potência tem um custo inferior ao de um cilindro;

- Menor comprimento da casa da máquina, o que permite aumentar a capacidade de carga do navio;

- Menor consumo específico de combustível do motor principal, o que reduz os custos de operação do navio;

- Menor penalização das performances do motor quando varia a velocidade de operação, com vista a obter uma determinada velocidade de serviço do navio, o que melhora as perspectivas da exploração quando são requeridas velocidades de operação distintas.

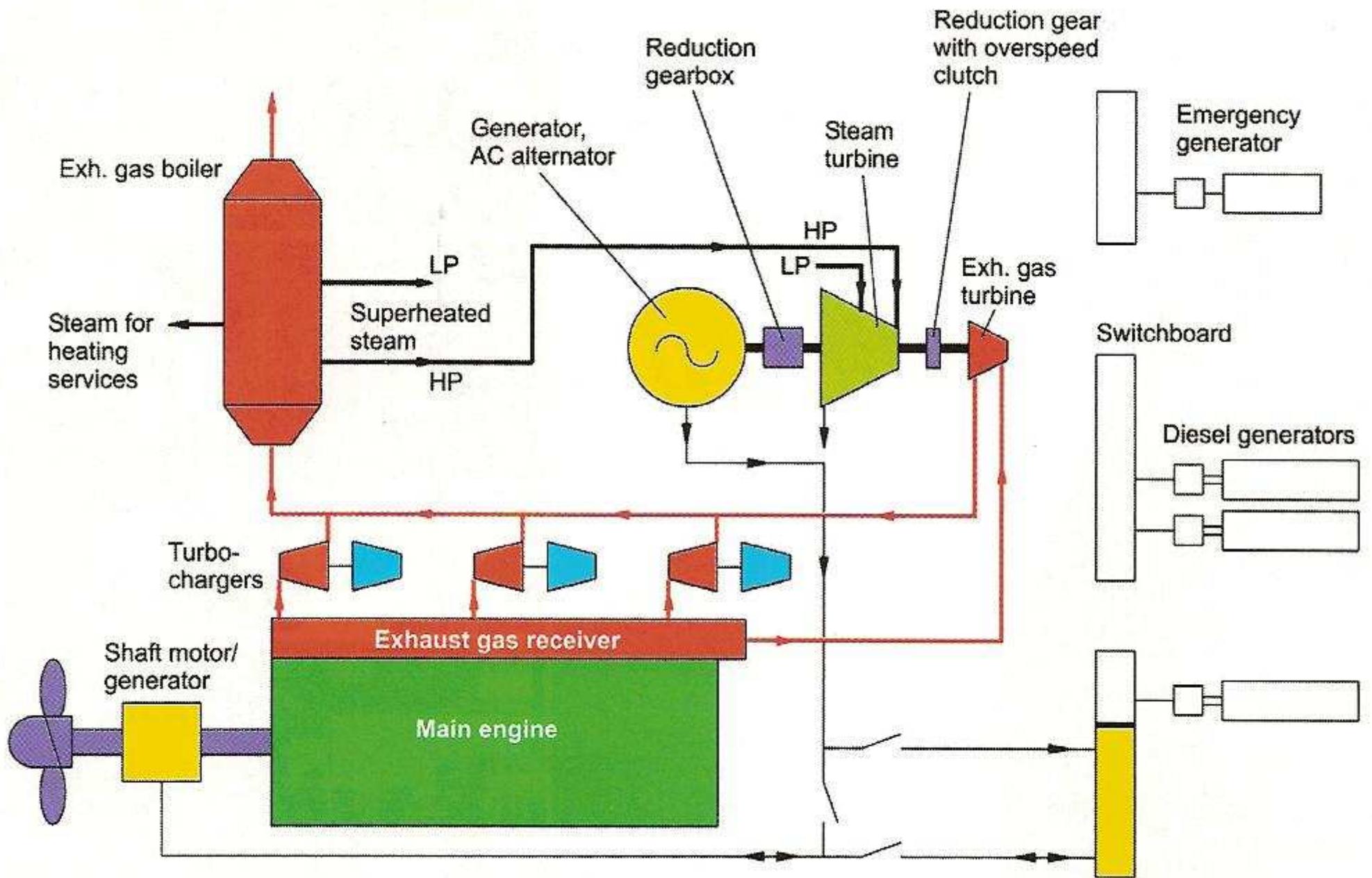
Terminamos este assunto, referindo que a utilização da turbina de potência em motores diesel principais a quatro tempos é igualmente vantajosa, pelo que é normalmente utilizada sempre que do ponto de vista económico se justifica.

Sistema Integrado para produção de energia eléctrica da MAN

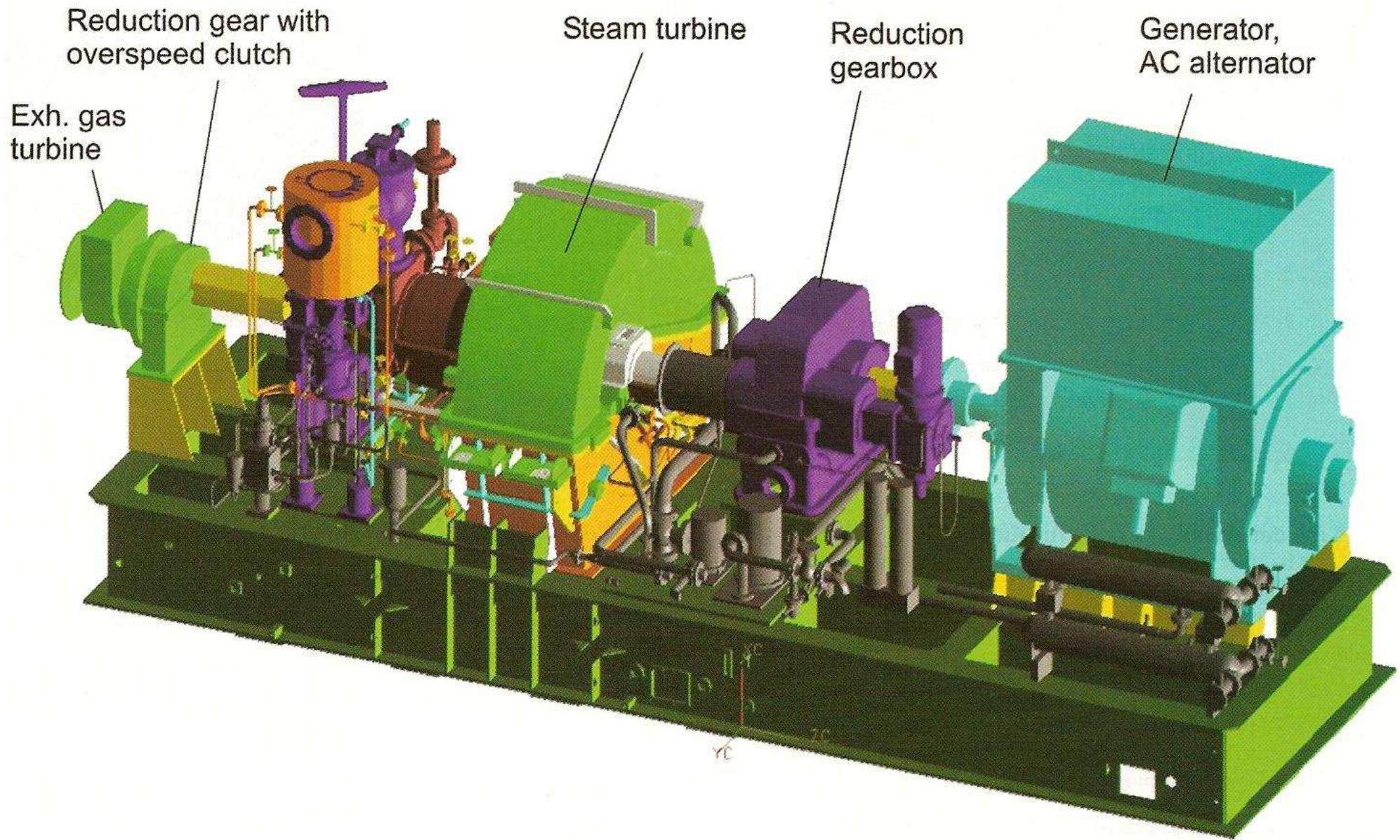
A MAN concebeu um sistema integrado para recuperar energia dos gases de evacuação que integra uma caldeira recuperativa, uma turbina a vapor e uma turbina a gás de potência e ainda um gerador/motor, instalado na linha de veios e ligado ao quadro eléctrico principal, com o objectivo de aumentar a produção de energia eléctrica e de reduzir os custos de operação e manutenção dos equipamentos.

Este sistema que a MAN designou de “***Thermo Efficiency System***” é apresentado de uma forma esquemática na figura seguinte, onde pode observar-se a grande diversidade de interligações entre os vários equipamentos.

São ainda apresentadas mais duas figuras da MAN, cada uma das quais respeitante a uma plataforma onde está montado um conjunto completo para produção de energia eléctrica, constituído por uma turbina a gás de potência, uma turbina a vapor e um gerador de corrente eléctrica, bem como os respectivos sistemas de alimentação, redução e regulação de velocidade e de segurança das turbinas.



Schematic of Thermo Efficiency System



The Thermo Efficiency System may be delivered as a package by Peter Brotherhood (steam turbine) in co-operation with Aalborg Industries (boiler) and Siemens (generator) or by other makers



The complete turbine generating set. The unit for an MAN B&W Diesel 12K98ME/MC engine measures only 10 m by 3.5 m.

Outras formas de diminuir os custos de produção da energia eléctrica dos navios

Os sistemas de recuperação de energia dos gases de evacuação e do ar de sobrealimentação não são por norma aplicáveis com bom rendimento a todas as instalações propulsoras dos navios mercantes.

Quando aplicados às máquinas de menor potência, nem sempre conseguem produzir energia eléctrica suficiente para satisfazer inteiramente as necessidades a navegar, pois alguns navios têm elevados consumos de energia eléctrica impossíveis de satisfazer por esta via, enquanto outros devido ao investimento adicional requerido e à complicação que estes sistemas introduzem não os justificam.

Neste caso, o accionamento de um gerador de energia eléctrica pelo motor principal, constitui uma alternativa vantajosa, podendo adoptar-se várias soluções conforme o tipo de passo do hélice. Assim, no caso do hélice ser de passo fixo, as soluções mais recomendadas para o efeito são:

Montar o gerador na linha de veios, ou ligá-lo a uma tomada de potência PTO e recorrer a um sistema tiristorizado para controlar a frequência da corrente eléctrica;

Ligar o gerador a uma tomada de potência PTO e utilizar um sistema “*Con speed*” para controlar a velocidade do gerador e por esta via a sua frequência, uma vez que este mecanismo garante a velocidade requerida sensivelmente constante, mesmo que se verifique uma certa variação da velocidade de rotação do veio de manivelas do motor principal.

No caso do hélice ser de passo variável, o gerador tanto pode ser montado na linha de veios como acoplado a uma tomada de potência sem necessidade que qualquer dos sistemas anteriores.

Vantagens do accionamento de geradores de corrente eléctrica pelos motores principais

São várias as vantagens decorrentes deste tipo de accionamento, sendo as mais importantes as seguintes:

A energia necessária para o accionamento dos geradores provém do combustível dos motores principais, o qual é mais pesado e por isso mais barato;

Além disso, a energia eléctrica é produzida com o menor consumo específico de combustível do motor principal e portanto os custos são menores;

Dada a excelente fiabilidade do motor principal, as interrupções de produção de energia são pouco frequentes;

A manutenção dos grupos diesel geradores a navegar é facilitada uma vez que estão fora de serviço.

A soma de todas as economias parciais hoje em dia conseguidas, através do aproveitamento mais racional da energia do combustível, influencia decisivamente o rendimento global das instalações propulsoras diesel marítimas, o qual em alguns casos pode atingir 70 %.

Balanços térmicos típicos das instalações propulsoras diesel marítimas

Os motores diesel marítimos, são aprovados e certificados pelas Sociedades de Classificação, de navios mercantes, tendo em consideração as performances que desenvolvem nas seguintes condições:

ISO:

Temperatura do ar atmosférico 25 °C

Pressão do ar atmosférico 1 000 mbar

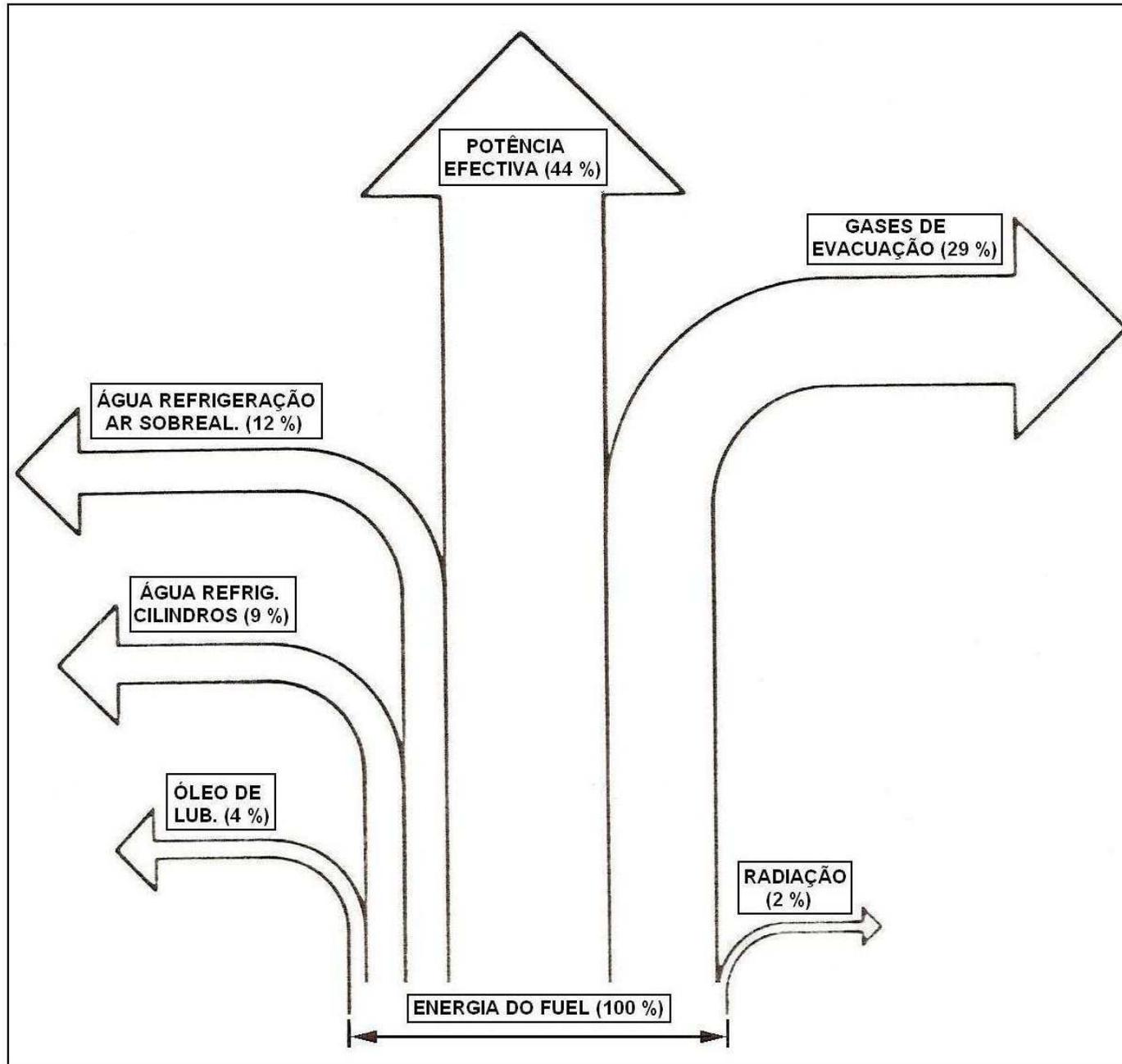
Temperatura da água do mar de refrigeração 25 °C

Tropicais:

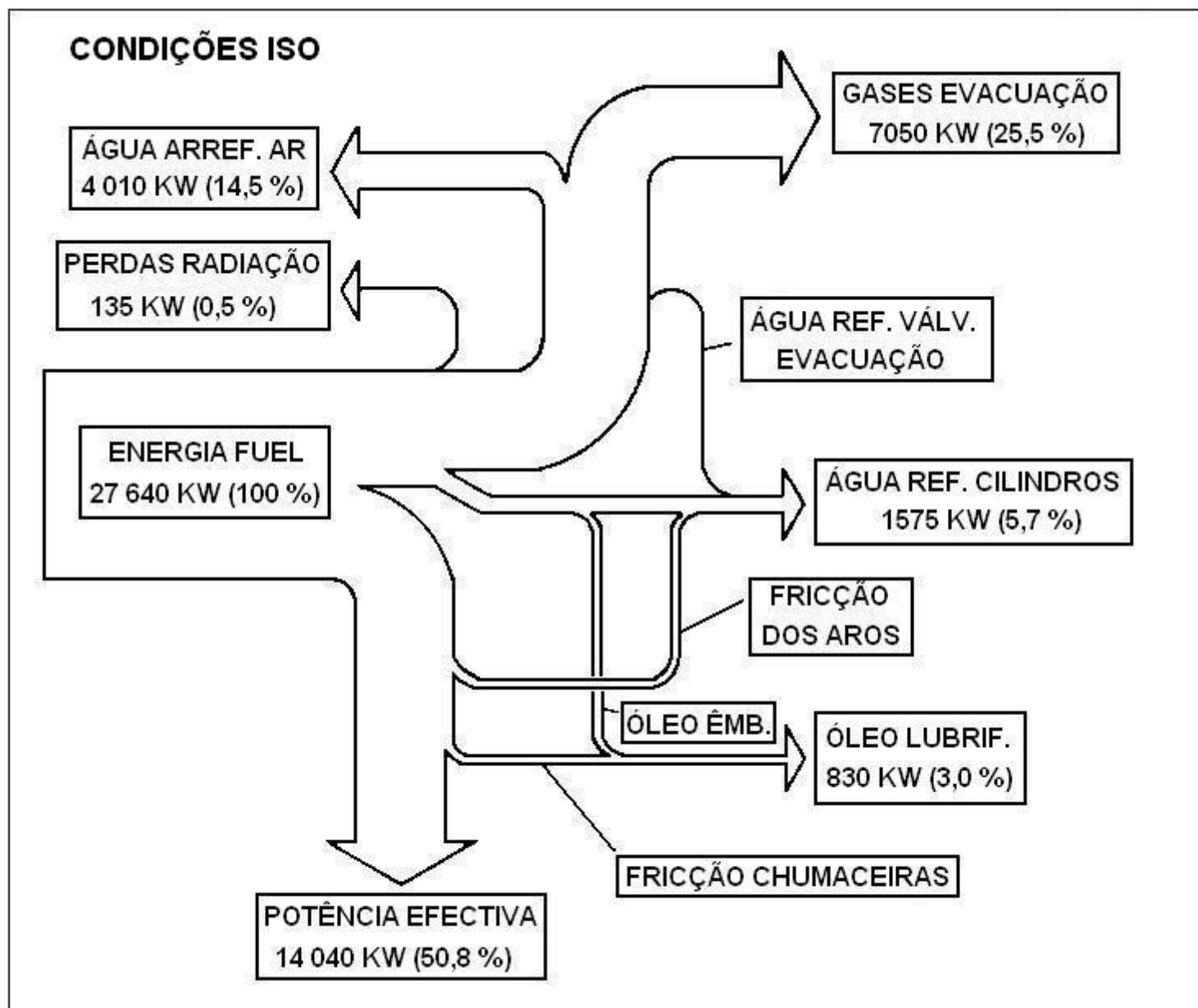
Temperatura do ar à entrada dos turbocompressores 45 °C

Pressão do ar à entrada dos turbocompressores 1 000 mbar

Temperatura da água do mar de refrigeração 32 °C



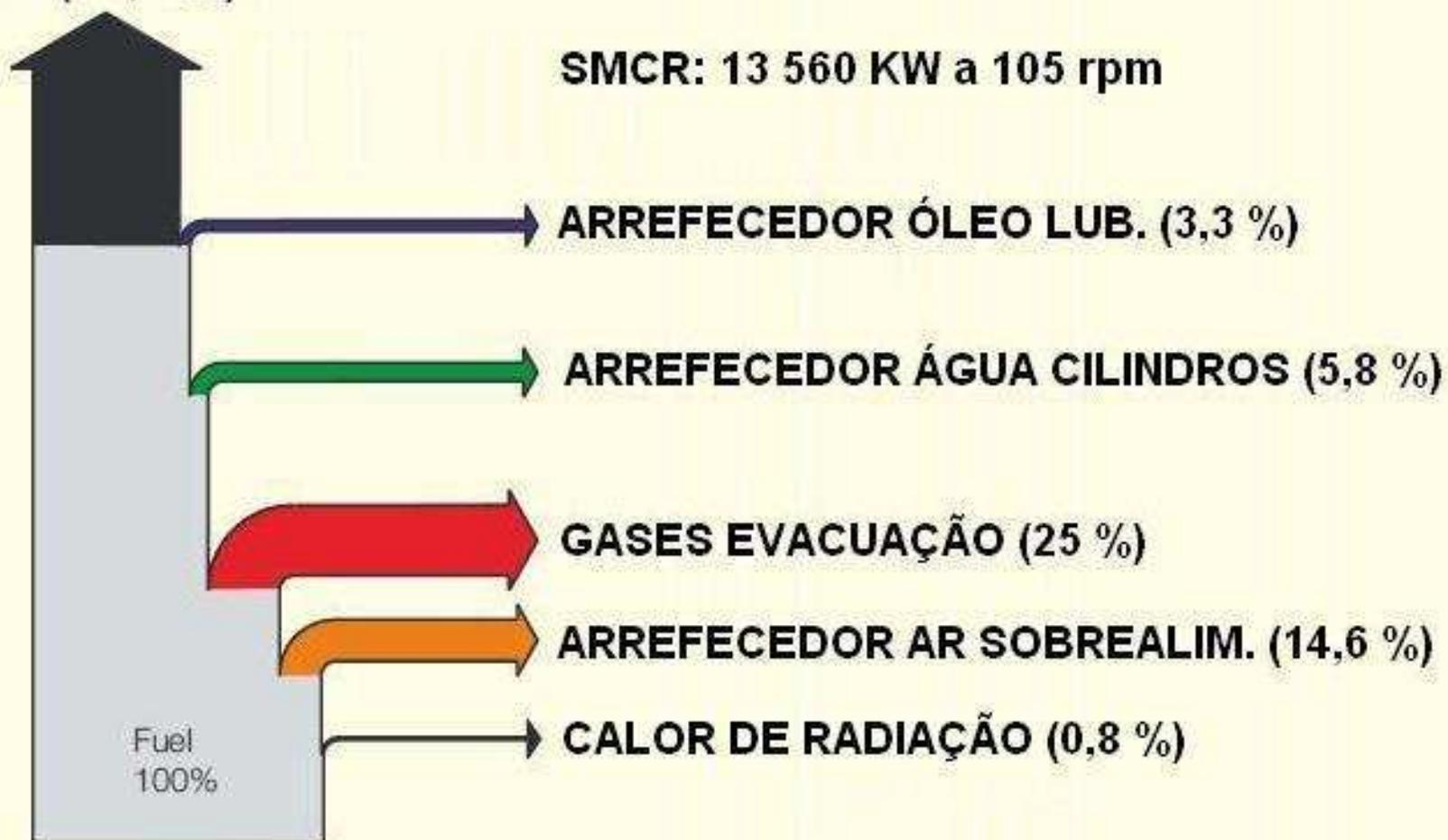
Balanço térmico típico de motor diesel marítimo a quatro tempos a operar nas condições ISO



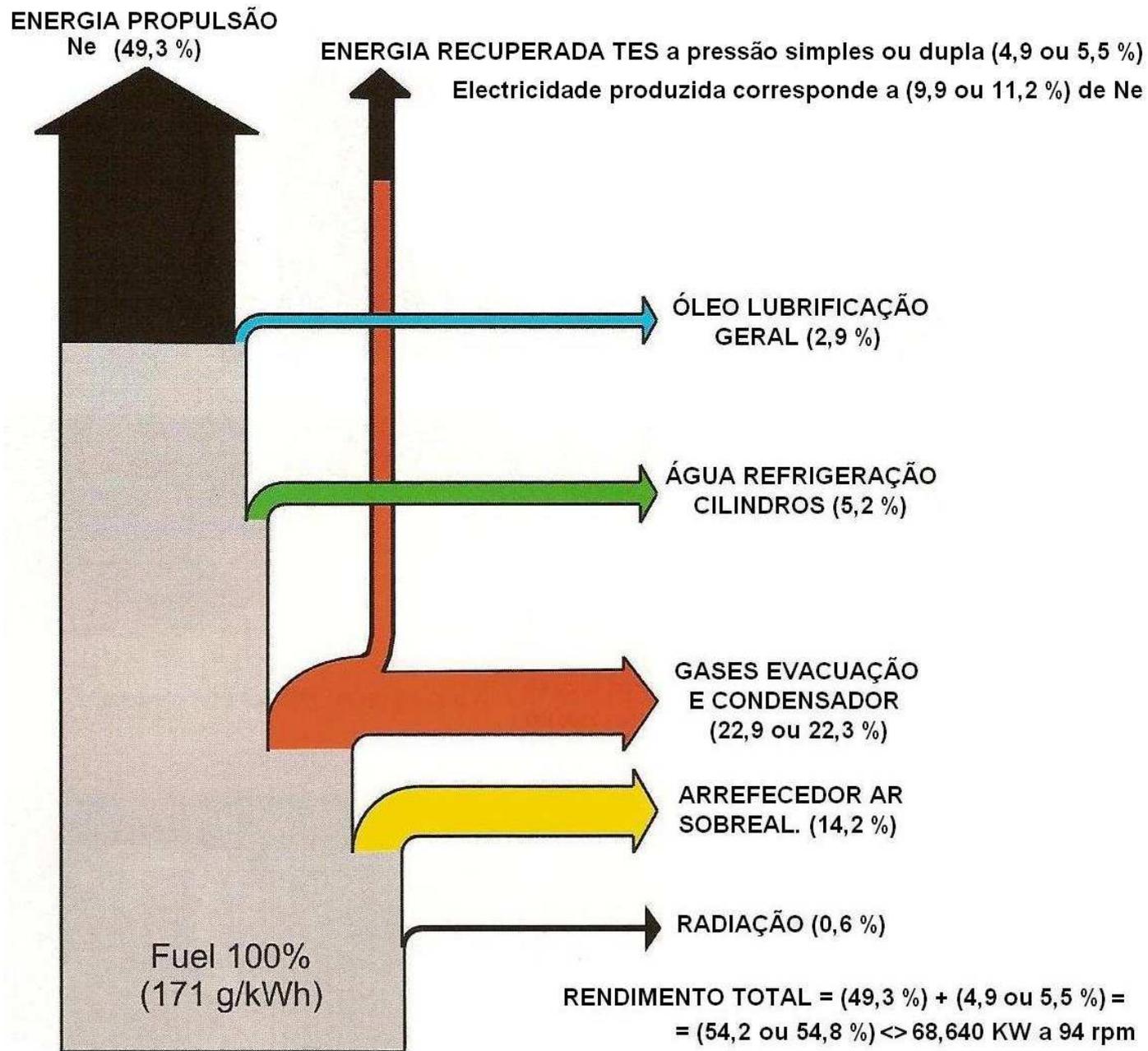
Balanço térmico típico de motor diesel marítimo a dois tempos

**ENERGIA PROPULSÃO
NE (50,5 %)**

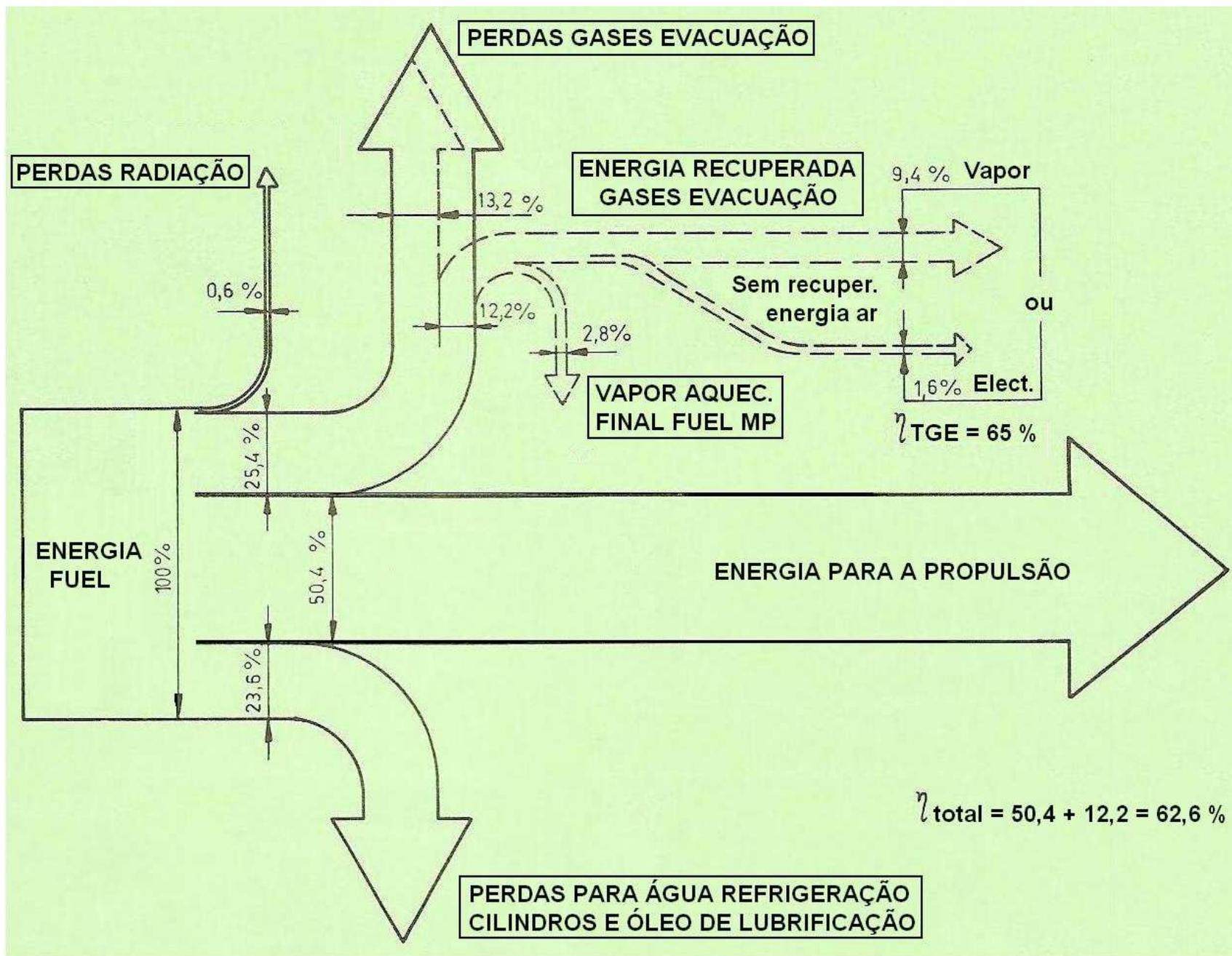
SMCR: 13 560 KW a 105 rpm



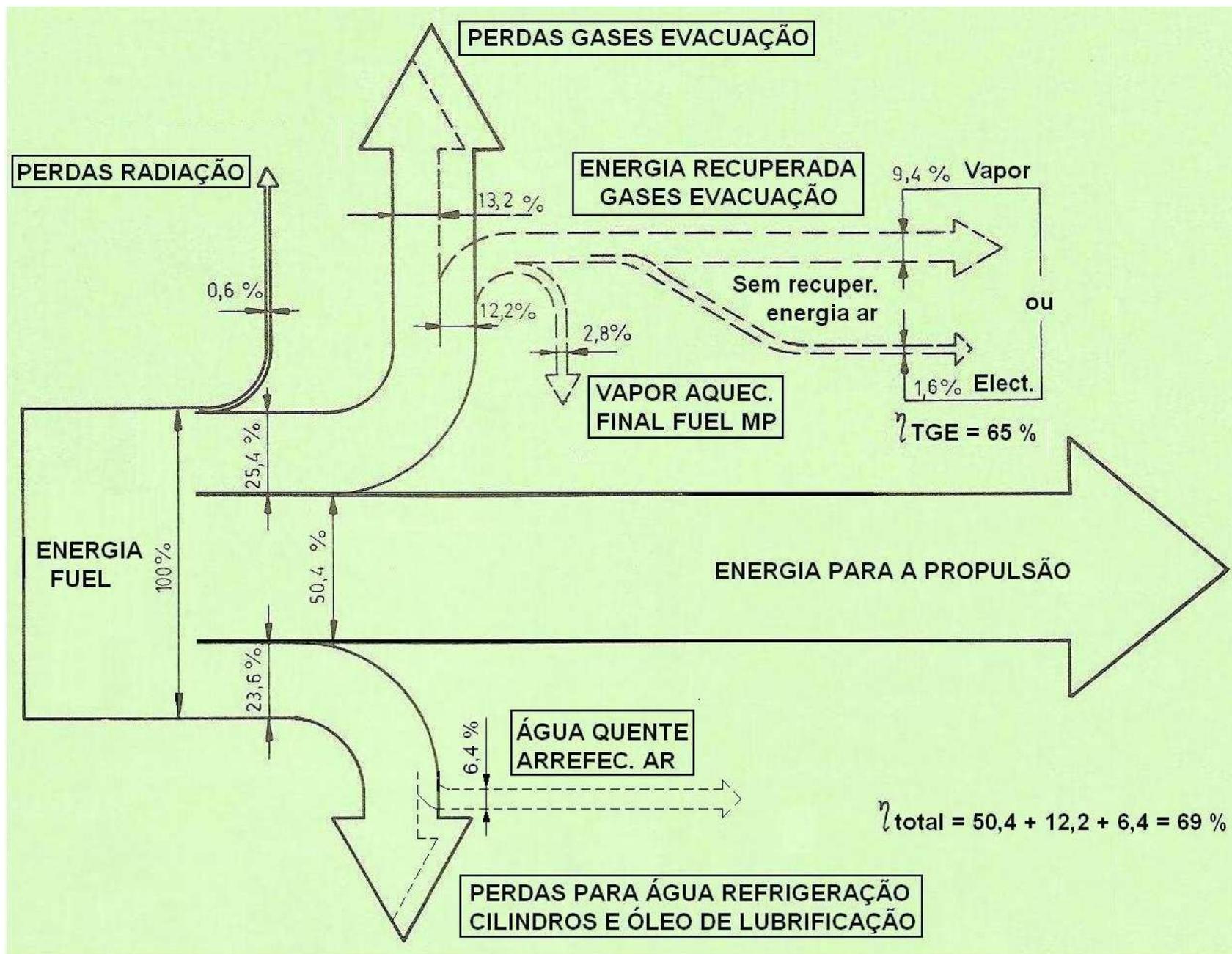
Balanço térmico de motor MAN 6S60MC-C a operar nas condições ISO a 80 % de MCR



Balanco térmico de motor diesel MAN 12K98ME a operar nas condições ISO a 100 % MCR



Balço térmico de motor diesel marítimo SULZER RTA a dois tempos a operar nas condições ISO



Balanco térmico de motor diesel marítimo SULZER RTA a dois tempos a operar nas condições ISO

Instalações de cogeração com motores diesel

São instalações utilizadas tanto em países com climas frios para produzirem electricidade e água quente para aquecimento das habitações, como em unidades industriais para produzirem electricidade e vapor.

Em ambos os casos os custos são mínimos e os benefícios para o ambiente elevados, uma vez que podem obter-se rendimentos globais da ordem dos 90 %.

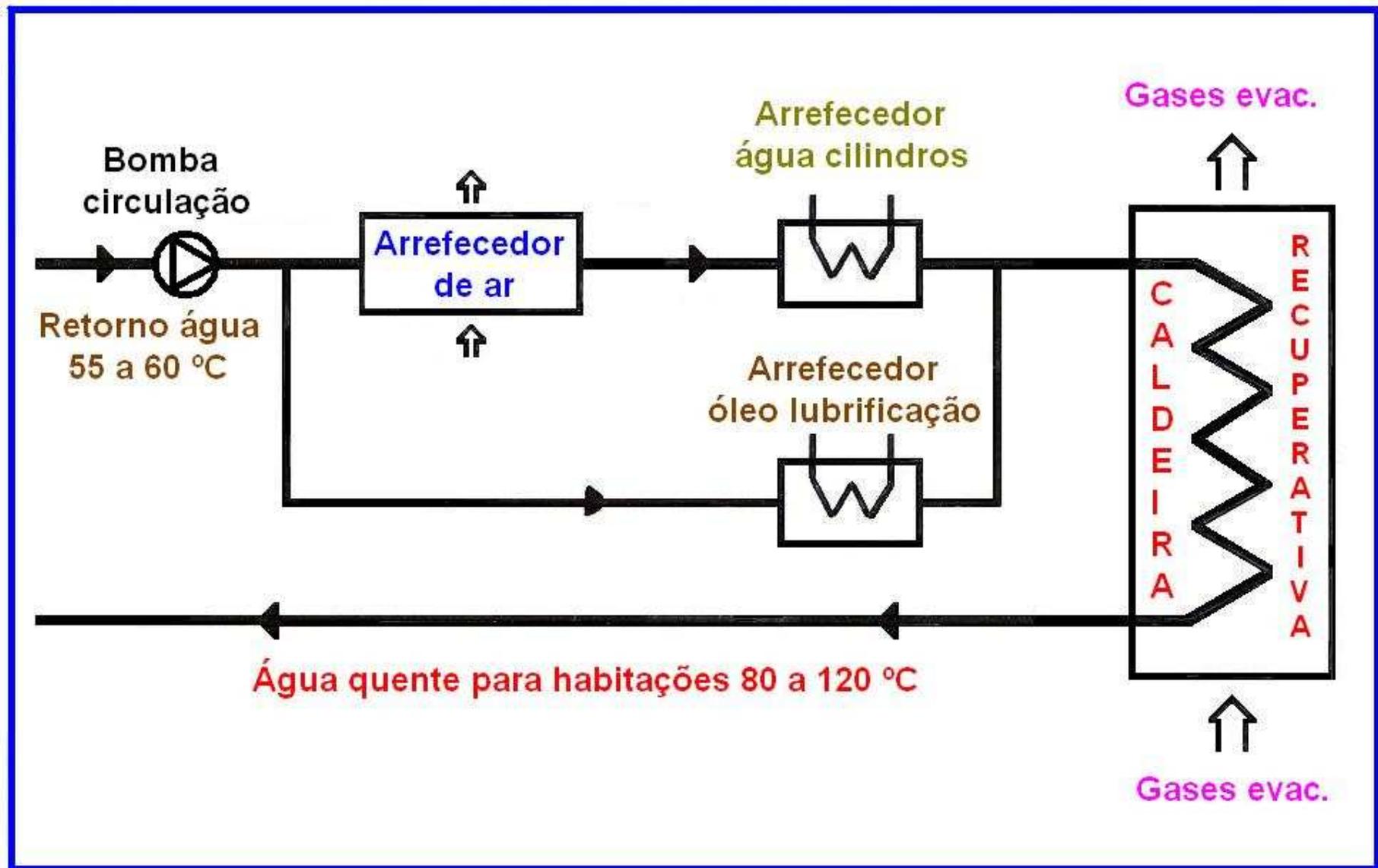
Estas instalações utilizam normalmente motores diesel a quatro tempos de média velocidade, para accionar alternadores de corrente eléctrica e um sistema de recuperação exaustiva de energia para aquecimento de água constituído por equipamentos adaptados para o efeito tais como:

Arrefecedor do ar de sobrealimentação

Arrefecedor da água de refrigeração dos cilindros

Arrefecedor do óleo de lubrificação

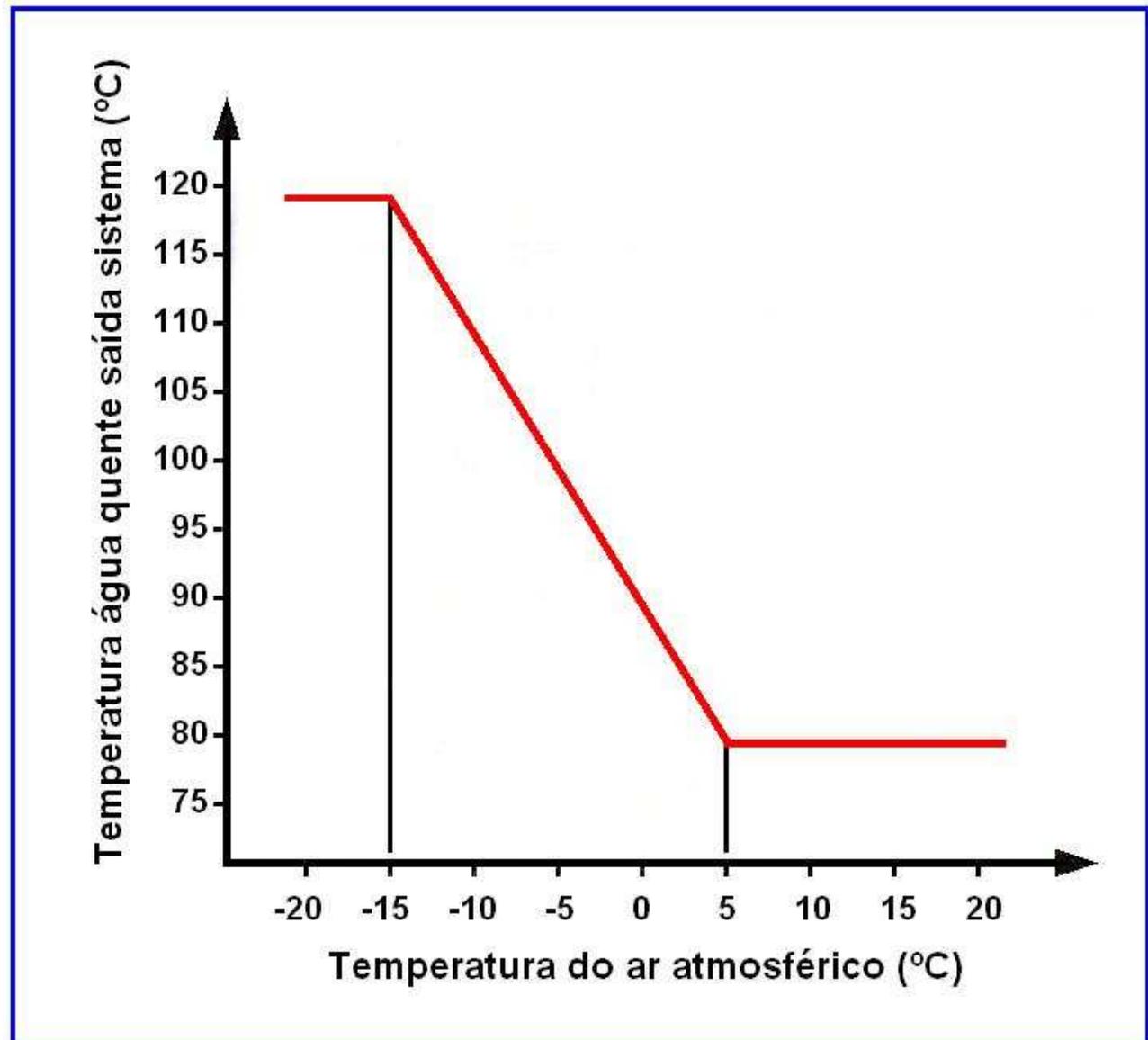
Caldeira recuperativa gás tubular



Sistema de recuperação de energia de uma instalação de cogeração

Depois de aquecida, a água é utilizada no aquecimento das habitações, após o que retorna ao sistema para cumprir um novo ciclo.

Tal como pode ver-se no gráfico, a temperatura de aquecimento da água é função da temperatura do ar atmosférico local.



Aquecimento da água em função da temperatura atmosférica

Arrefecedor de ar de sobrealimentação

É constituído por um arrefecedor de dois estágios, em que o primeiro recebe o ar do turbocompressor e o segundo do primeiro, antes de o enviar para o motor.

A água do sistema de aquecimento circula através do primeiro estágio do arrefecedor de ar que recupera cerca de **11,5 %** da energia consumida pelo motor diesel a plena carga.

O segundo estágio de arrefecedor, completa o arrefecimento do ar de sobrealimentação, através de água a baixa temperatura, garantindo sempre a temperatura adequada.

Arrefecedor de água de refrigeração dos cilindros

Quanto maior for o diferencial entre a temperatura à entrada e à saída dos cilindros do motor, maior será a quantidade de energia disponível para ser recuperada. Convém portanto, assegurar um diferencial razoável de temperatura no arrefecedor, por forma a garantir que o seu tamanho e custo se situem dentro dos limites economicamente admissíveis.

Também o motor requer uma temperatura mínima para a água de refrigeração dos cilindros. No caso em apreço, a temperatura mínima requerida para a água de refrigeração à entrada do motor e portanto à saída do arrefecedor é de **85 °C** enquanto que à saída do motor e portanto à entrada do arrefecedor é de **95 °C**.

Com a adopção deste diferencial de temperaturas, cerca de **10 °C**, é possível recuperar cerca de **11 %** da energia consumida pelo motor a plena carga.

Arrefecedor de óleo de lubrificação

A sua integração no sistema de aquecimento implica o aumento da temperatura do óleo de lubrificação circulante do motor em relação aos valores usuais.

Para uma temperatura de entrada de óleo no motor de **65 °C**, o arrefecedor de óleo pode recuperar, cerca de **5 %** da energia consumida pelo motor a plena carga.

Caldeira recuperativa

Tem por finalidade recuperar energia dos gases de evacuação do motor, podendo recuperar cerca de **21 %** da energia consumida pelo motor a plena carga.

Considerações finais

A recuperação exaustiva de calor nas instalações de cogeração, através de equipamentos adequados para tal efeito, permite recuperar cerca de **50 %** da energia do combustível que de outra forma seria desperdiçada, tal como se discrimina na tabela a seguir apresentada, o que permite aumentar o rendimento destas instalações para valores da ordem dos **90 %**.

10,7 %	ENERGIA DESPERDIÇADA	ENERGIA RECUPERADA 48,5 %
5 %	ARREFECEDOR ÓLEO LUBRIFICAÇÃO	
11,0 %	ARREFECEDOR ÁGUA CILINDROS	
11,5 %	ARREFECEDOR AR SOBREALIMENTAÇÃO	
21,0 %	CALDEIRA RECUPERATIVA	
40,8 %	ENERGIA ELÉCTRICA PRODUZIDA	

RENDIMENTO DA INSTALAÇÃO = 48,5 + 40,8 = 89,3 %