

SILVIO DA COSTA DOMINGUES JUNIOR

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ELÉTRICA DE MOTOGERADORES A
GÁS NATURAL NA COGERAÇÃO**

Monografia apresentada ao Programa de Educação
Continuada da Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção do título de
Especialista em Energias Renováveis, Geração
Distribuída e Eficiência Energética.

Julho
2013

SILVIO DA COSTA DOMINGUES JUNIOR

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ELÉTRICA DE MOTOGERADORES A
GÁS NATURAL NA COGERAÇÃO**

Monografia apresentada ao Programa de Educação Continuada da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Especialista em Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética.

Área de Concentração: Engenharia Mecânica, Engenharia Elétrica, Geração de Energia, Gás Natural, Cogeração e Termodinâmica.

Orientador: Professor Ronaldo Andreos.

Julho
2013

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

FICHA CATALOGRÁFICA

Domingues Junior, Silvio da Costa

Análise da eficiência elétrica de motogeradores a gás natural na cogeração / S.C. Domingues Junior. -- São Paulo, 2013. 55 p.

Monografia (Especialização em Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Programa de Educação Continuada em Engenharia.

1.Energia (Eficiência) 2.Motores de combustão interna 3.Cogeração de energia elétrica I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Programa de Educação Continuada em Engenharia II.t.

FOLHA DE APROVAÇÃO

Nome: DOMINGUES JUNIOR, Silvio da Costa

Título: Análise da eficiência elétrica de motogeradores a gás natural na cogeração

Monografia apresentada ao Programa de Educação
Continuada da Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção do título de
Especialista em Energias Renováveis, Geração
Distribuída e Eficiência Energética

Aprovado em:

Banca Examinadora

Prof. Dr. _____

Instituição: _____

Julgamento: _____

Assinatura: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____

Julgamento: _____

Assinatura: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____

Julgamento: _____

Assinatura: _____

AGRADECIMENTOS

Meus agradecimentos ao professor orientador Ronaldo Andreos que me incentivou neste trabalho oferecendo idéias objetivas e dividindo sua experiência de forma a proporcionar a elaboração agradável do trabalho bem como ampliando meus conhecimentos técnicos na área.

Agradeço também aos colegas de trabalho na Sotreq e Caterpillar que me ajudaram dividindo conhecimentos bem como material de grande importância para a elaboração do trabalho.

A minha família e em especial, a minha noiva. Agradeço por tudo, pois sempre me ajudaram a chegar aonde cheguei.

RESUMO

DOMINGUES JUNIOR, Silvio C. Análise da eficiência elétrica de motogeradores a gás natural na cogeração. Monografia de especialização – Curso de Especialização em Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética do Programa de Educação Continuada da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2013.

Esta monografia analisou literaturas publicadas bem como pesquisou no mercado atual de grupos motogeradores a gás natural de potencia de 1MW a 5 MW para aplicação em cogeração de energia as soluções tecnológicas para se obter melhores índices de eficiência energética. Foram selecionados os principais fabricantes e modelos de equipamentos disponíveis no mercado e identificadas quais soluções tecnológicas cada um deles empregam descrevendo-as quanto ao funcionamento bem como aplicabilidades. Através da análise dos dados obtidos nas pesquisas verificou-se que o mercado já disponibiliza equipamentos que empregam soluções que apresentam níveis de eficiência energética de até 47% ante os 35% que os equipamentos de mesmo porte apresentavam a cerca de 10 anos. A partir do estudo elaborado e levando em conta suas aplicabilidades bem como restrições, verificou-se que estas soluções são amplamente aplicáveis em centrais de cogeração de energia tornando este trabalho útil para pesquisa de equipamentos para projetos de elevada eficiência energética e fator de utilização da energia em cogeração.

Palavras-chave: Cogeração, eficiência energética, motores de combustão interna.

ABSTRACT

DOMINGUES JUNIOR, Silvio C. **Analysis of the electrical efficiency of natural gas gensets on cogeneration.** Specialization Monograph – Specialization course on Renewable Energies, Distributed Generation and Energy Efficiency of the Programa de Educação Continuada da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2013.

This monograph analyzed on published literatures and researched on the current market of natural gas gensets from 1MW up to 5MW power range for cogen applications, the technological solutions that provides higher energy efficiency rates. It was selected the main manufactures and gensets models available in the market and the technological solutions applied by each one of them describing its fundamentals and also its applicability. Through the analysis of the data obtained on the research it was identified that the market already provides equipments that applies solutions that present energy efficiency rates up to 47% against 35% that the equipment of the same size had about 10 years ago.

From the study carried out and considering their applicability and limitations, it was found that these solutions are widely applicable in cogeneration plants making this material useful for equipments researches for projects of high energy efficiency and energy utilization factor in cogeneration.

Keywords: Cogen, energy efficiency, internal combustion engines.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1- Ciclo de Carnot em Diagrama p-v	4
Figura 2.2 - Ciclo Rankine em Diagrama p-v	5
Figura 2.3 - Ciclo Brayton em diagrama p-v.....	6
Figura 2.4 - Ciclo Brayton em diagrama T-s.....	7
Figura 2.5 - Configuração ciclo Brayton aberto.....	7
Figura 2.6 - Configuração ciclo Brayton fechado	8
Figura 2.7 - Ciclo Diesel em diagrama p-v	9
Figura 2.8 - Ciclo Diesel em diagrama T-s	9
Figura 2.9 – Ciclo Otto em diagrama p-v.....	11
Figura 2.10 - Rendimento Ciclo Otto vs. Taxa de Compressão.....	12
Figura 3.1 – Funcionamento de motor ciclo Diesel – 4 tempos.....	15
Figura 3.2 – Funcionamento de motor ciclo Otto – 4 tempos	17
Figura 3.3 – Capacidade de aceitação de bloco de carga em motor Caterpillar G3520C	19
Figura 3.4 – Período de Horário de Ponta	20
Figura 3.5 - Modelo diagrama unifilar de sistema de paralelismo e proteções elétricas.....	21
Figura 3.6 - Seqüência de funcionamento na entrada do Horário de Ponta	22
Figura 3.7 - Seqüência de funcionamento na saída do Horário de Ponta.....	23
Figura 3.8 – Exemplo de balanço energético em cogeração	25
Figura 3.9 – Fluxograma configuração Topping Cycle	26
Figura 3.10 - Trigerção em Topping Cycle com MCI a gás	27
Figura 3.11 - Controlador automático de sincronismo DEIF modelo AGC-3.	28
Figura 3.12 - Regulador automático de tensão Basler modelo CDVR.....	29
Figura 3.13 - Seqüência de fase e diferenças de amplitudes entre geradores.....	30
Figura 3.14 - Ilustração sobre freqüência e defasagem angular.	30
Figura 4.1 - Eficiência térmica para taxa de compressão entre 11:1 e 12:1	40
Figura 4.2 – Turbocompressor ABB TPS-F.....	41
Figura 4.3 – Pós-arrefecedor conectado entre saída do turbo e entrada do motor	42
Figura 4.4 – Comparação do ciclo Otto com o ciclo Miller LIVC.....	43
Figura 4.5 – Ilustração de sistema EIVC.....	44
Figura 4.6 – Comparação de acionamento de válvulas de admissão e exaustão EIVC	45
Figura 4.7 - Efeito da taxa de expansão na eficiência térmica	47
Figura 4.8 - Fluxo com baixa resistência e aumento de turbulência no cilindro.....	48

Figura 4.9 - Dead Space na câmara de combustão.....	49
Figura 4.10 - Vela com pré-câmara.....	49
Figura 4.11 - Sistema ingestivo de respiro de cárter	50
Figura 4.12 - Duplo estágio de turbo compressão.....	51
Figura 4.13 - Fluxos através dos turbos de duplo estágio	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Ângulo de Ignição em função do número de metano	17
Tabela 3.2 – Tarifas Horo-Sazonal Verde para classes A3a, A4 e AS	20
Tabela 4.1 – Modelos 1000kW - 1300kW @ 60Hz	32
Tabela 4.2 – Modelos 1400kW - 2000kW @ 60Hz	33
Tabela 4.3 – Modelos 2000kW - 3200kW @ 60Hz	33
Tabela 4.4 – Modelos 1000kW - 1300kW @ 60Hz - 500mg/Nm ³ NOx	34
Tabela 4.5 – Modelos 1400kW - 1700kW @ 60Hz - 500mg/Nm ³ NOx	35
Tabela 4.6 – Modelos 1900kW - 2100kW @ 60Hz - 500mg/Nm ³ NOx	36
Tabela 4.7 – Modelos 2600kW - 3300kW @ 60Hz - 500mg/Nm ³ NOx	37
Tabela 4.8 – Modelos 4000kW – 5000kW @ 60Hz - 500mg/Nm ³ NOx	38
Tabela 4.9 – Índices de eficiência elétrica dos modelos analisados	39
Tabela 4.10 – Comparativo Caterpillar Otto vs. Miller @ 60Hz	46

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CHP	Combined Heat and Power
MCI	Motor de Combustão Interna
W_{liq}	Trabalho útil
Q_H	Energia útil
Q_L	Energia Dissipada
T_L	Temperatura de fonte fria
T_H	Temperatura de fonte quente
p-v	Pressão e Volume específico
T-s	Temperatura e Entropia
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
BMEP	<i>Brake Mean Effective Pressure</i>
NOx	Óxidos de Nitrogênio
LIVC	<i>Late Intake Valve Closure</i>
EIVC	<i>Early Intake Valve Closure</i>
W	Quantidade de trabalho por ciclo;
QHv	Energia contida no combustível;
m _f	Massa do combustível consumido.

LISTA DE SÍMBOLOS E UNIDADES

kW	Kilowatt
kWe	Kilowatt Elétrico
MW	Megawatt
Hz	Hertz
mg	Miligramma
Nm ³	Normal Metro cúbico
rpm	Rotações por minuto
mm	Milímetro
dm ³	Decímetro cúbico
bar	Bar
η_c	Rendimento de Carnot
η	Rendimento ou eficiência
η_{el}	Rendimento ou eficiência elétrica

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. OBJETIVOS	2
1.2. MÉTODO	2
2. CICLOS TERMODINÂMICOS.....	3
2.1. CICLO DE CARNOT	3
2.2. CICLO RANKINE SIMPLES	5
2.3. CICLO BRAYTON	6
2.4. CICLO DIESEL	8
2.5. CICLO OTTO	10
3. MCI – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	13
3.1. MOTOR CICLO DIESEL	14
3.2. MOTOR CICLO OTTO	15
3.3. APLICAÇÕES DE MCI A GÁS NATURAL NA GERAÇÃO DE ENERGIA	18
3.3.1. <i>Aplicação em Emergência – Standby</i>	18
3.3.2. <i>Aplicação em Horário de Ponta</i>	19
3.3.2.1. Entrada do horário de ponta	21
3.3.2.2. Saída do horário de ponta	22
3.3.3. <i>Cogeração</i>	24
3.3.3.1. Classificações de Cogeração	25
3.3.4. <i>Paralelismo</i>	27
3.3.4.1. Condições para o paralelismo	28
4. EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE MCI	31
4.1. CONCEITO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA PARA MCI	31
4.2. CONCEITO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA PARA GERADORES	32
4.3. MERCADO ANTERIOR	32
4.3.1. <i>Modelos de 1000kW - 1300kW @ 60Hz</i>	32
4.3.2. <i>Modelos de 1400kW - 2000kW @ 60Hz</i>	33
4.3.3. <i>Modelos de 2000kW - 3200kW @ 60Hz</i>	33
4.4. MERCADO ATUAL	34
4.4.1. <i>Modelos de 1000kW - 1300kW @ 60Hz</i>	34
4.4.2. <i>Modelos de 1400kW - 1700kW @ 60Hz</i>	35
4.4.3. <i>Modelos de 1900kW - 2100kW @ 60Hz</i>	36
4.4.4. <i>Modelos de 2600kW - 3300kW @ 60Hz</i>	37
4.4.5. <i>Modelos de 4000kW - 5000kW @ 60Hz</i>	37
4.4.6. <i>Resumo dos resultados</i>	38
4.5. CICLO MILLER.....	40
4.5.1. <i>Diferenças com o ciclo Otto</i>	42
4.5.2. <i>Melhoria de eficiência com ciclo Miller</i>	45
4.6. OUTRAS MELHORIAS	47
4.6.1. <i>Melhoria na admissão</i>	48
4.6.2. <i>Melhoria na câmara de combustão</i>	48
4.6.3. <i>Velas de ignição</i>	49
4.6.4. <i>Sistema ingestivo de respiro do cárter</i>	50
4.6.5. <i>Duplo estágio de turbo compressão</i>	50

5. CONCLUSÕES.....	53
REFERÊNCIAS	54

1. INTRODUÇÃO

Desde a crise energética de 2001 até os dias mais recentes, como em outubro de 2012, onde todas as usinas termoelétricas emergenciais tiveram que entrar em operação para evitar um racionamento de energia a nível nacional, pode-se afirmar que nosso país apresenta uma razoável carência de energia. Esta carência indica que o país necessita tanto de novas fontes para a geração de energia, bem como de sistemas mais eficientes, tanto na geração de energia, quanto no consumo, aproveitando ao máximo o combustível ou a fonte que será utilizada, combinando com a redução na emissão de poluentes e impactos ambientais.

Diante deste cenário, diversas frentes de trabalho têm sido estabelecidas para aumentar a capacidade de geração de energia do país, como por exemplo, nas fontes renováveis, e na eficiência energética de centrais de geração através da cogeração de energia, que representa uma das formas mais eficazes de maximizar o aproveitamento dos recursos utilizados.

A cogeração de energia é uma área bastante ampla, sendo aplicável a diversos tipos de processos e combustíveis, de acordo com a disponibilidade de recursos bem como de demanda. Com forte potencial nas instalações industriais, hospitalares bem como empreendimentos comerciais, a cogeração a partir de grupos motogeradores a gás natural nestas instalações já é uma realidade no país e contribui para a geração distribuída, principalmente quando implantadas em grandes centros.

Suas configurações são diversas, devendo ser dimensionadas para cada caso a fim de se obter o maior aproveitamento do combustível elevando o fator de utilização da energia disponível, sendo na forma elétrica e térmica de um dado empreendimento. E é nesta linha que se verifica a necessidade da disponibilidade e utilização de equipamentos cada vez mais eficiente na conversão de energia, sendo um dos mais importantes o grupo motogerador, que na cogeração com configuração *Topping Cycle*, é o primeiro equipamento na escala.

Após muitos anos sem pouco avanço tecnológico, trabalhando em cima de plataformas de motores Diesel convertidos à gás natural ou em plataformas ultrapassadas com baixos níveis de eficiência térmica, os fabricantes de grupos geradores a gás têm atuado fortemente, nos últimos anos, no ganho de eficiência de seus equipamentos assim como na redução de suas emissões.

Em paralelo ao desenvolvimento individual de cada fabricante, um programa, promovido pelo Departamento de Energia dos EUA (DOE), de desenvolvimento em conjunto de motores a gás pelos principais fabricantes americanos foi elaborado e intitulado como ARES *Advanced Reciprocating Engine Systems* com a finalidade de entregar avançados

sistemas tecnológicos de motores e geradores combinando elevados níveis de eficiência bem como baixos índices de emissões (DOE, 2013). Trata-se de um programa que já têm contribuído com os avanços tecnológicos presenciados recentemente e com a meta, em termos de eficiência térmica, de alcançar o índice de 50% até 2015.

1.1. OBJETIVOS

Com esta monografia pretende-se identificar as soluções tecnológicas que têm sido adotadas pelos principais fabricantes de grupos geradores a gás natural para elevar os níveis de eficiência energética destes equipamentos e apresentar no trabalho de forma ordenada e explicativa as características e funcionamento destas soluções, bem como opções de equipamentos disponíveis e indicados para aplicação em cogeração de energia para cada faixa de potência entre 1000kW e 5000kW que apresentam os melhores índices de eficiência elétrica.

1.2. MÉTODO

O método utilizado para a elaboração deste trabalho foi o de consulta em literaturas publicadas referente ao tema e aos princípios de funcionamento dos sistemas atualmente utilizados em cogeração de energia, assim como, a consulta direta à especialistas dos principais fabricantes de grupos geradores a gás natural.

2. CICLOS TERMODINÂMICOS

Ciclos termodinâmicos são processos realizados por um dado sistema a fim de se obter trabalho deste sistema retornando ao seu estado inicial, de tal forma que, segundo a lei de conservação de energia – primeira lei da termodinâmica, a somatória do calor e trabalho recebidos pelo sistema é igual à soma do calor e trabalho realizados pelo sistema.

Ciclos termodinâmicos são a base de operação de máquinas térmicas, podendo ser divididos conforme o tipo de máquinas que se deseja modelar. Neste trabalho são apresentados os ciclos mais comuns utilizados na cogeração de energia, e em especial, os ciclos utilizados nos motores de combustão interna.

2.1. CICLO DE CARNOT

O Ciclo de Carnot trata-se de um ciclo termodinâmico teórico, proposto pelo físico francês Nicolas Léonard Sadi Carnot no século XIX que representa o ciclo de maior rendimento que uma máquina térmica pode apresentar. Ele propõe que o máximo rendimento que uma máquina térmica pode apresentar convertendo uma dada quantia de energia térmica em trabalho útil não depende do fluido utilizado, mas sim da diferença de temperaturas em que se dá um processo de transferência de calor sendo impossível construir uma máquina térmica com rendimento de 100% (CARNOT, 1824). E assim Sadi Carnot (1986) afirma:

[...] Para haver conversão contínua de calor em trabalho, um sistema deve realizar ciclos entre fontes quentes e frias, continuamente. Em cada ciclo, é retirada uma certa quantidade de calor da fonte quente, que é parcialmente convertida em trabalho, sendo o restante rejeitado para a fonte.

Seu rendimento é dado pela diferença entre as temperaturas de fonte fria e fonte quente do sistema, como definido na Eq.(1) (SIMÕES MOREIRA; PIMENTA, 2011):

$$\eta_C = \frac{W_{liq}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (1)$$

Sendo:

W_{liq} : Trabalho útil;

Q_H : Energia útil;

Q_L : Energia Dissipada;

T_L : Temperatura de fonte fria;

T_H : Temperatura de fonte quente.

Assim também, o ciclo de Carnot indica que o máximo rendimento em uma máquina térmica é obtido em uma máquina capaz de realizar um ciclo reversível com duas transformações isotérmicas e outras duas adiabáticas, como ilustrado na Figura 2.1

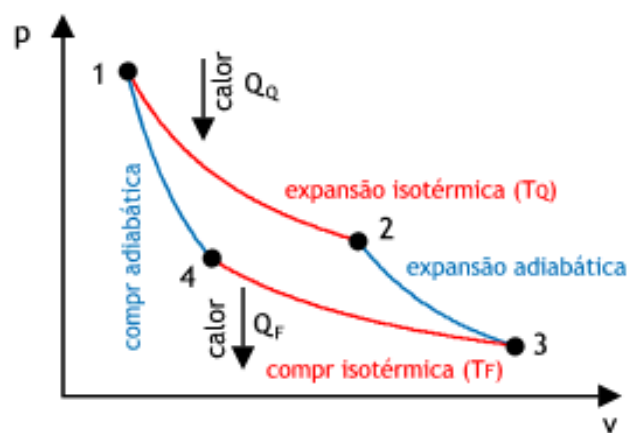


Figura 2.1- Ciclo de Carnot em Diagrama p-v

Fonte: MSPC, 2008

Sendo:

1 → 2: Expansão isotérmica do fluido em temperatura T_Q ou T_H ao receber calor Q_Q ou Q_H ;

2 → 3: Expansão adiabática do fluido onde temperatura cai de T_Q ou T_H para T_F ou T_L ao gerar trabalho útil $W_{liq} \rightarrow Q_H - Q_L$;

3 → 4: Compressão isotérmica do fluido em temperatura T_F ou T_L ao dissipar calor Q_F ou Q_L ;

4 → 1: Compressão adiabática do fluido com aumento de temperatura T_F ou T_L para T_Q ou T_H .

2.2. CICLO RANKINE SIMPLES

O Ciclo de Rankine simples trata-se de uma variação do ciclo de Carnot quanto ao processo de bombeamento 4 – 1 da Figura 2.1 acima. Esta variação se dá por conta da dificuldade de se desenvolver solução tecnológica capaz de bombear mistura líquido-vapor como a do estado 4. Para isso, no ciclo Rankine, utiliza-se condensador capaz de proporcionar a condensação completa do fluido neste estado permitindo assim seu bombeamento para o evaporador. Neste momento ocorre uma segunda variação do ciclo de Carnot, que antes o processo de adição de calor era isotérmico, em Rankine passa a ser isobárico (SIMÕES MOREIRA; PIMENTA, 2011).

A Figura 2.2 ilustra o diagrama p-v do ciclo Rankine:

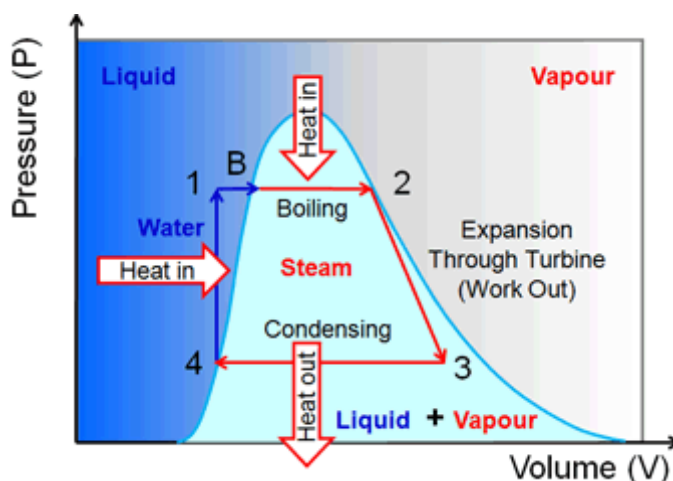


Figura 2.2 - Ciclo Rankine em Diagrama p-v

Fonte: MPOWERUK, 2013

Sendo:

- 1 → B:** Fluido é aquecido até atingir saturação a pressão constante;
- B → 2:** Após atingir saturação, fluido recebe calor até ser completamente vaporizado a pressão constante;
- 2 → 3:** Vapor é expandido de forma isentrópica através de uma turbina gerando trabalho útil. A pressão do vapor reduz ao atravessar a turbina e sai em baixa pressão;
- 3 → 4:** Fluido passa através do condensador alterando seu estado de líquido-vapor para líquido;
- 4 → 1:** Fluido é bombeado para o evaporador completando o ciclo.

2.3. CICLO BRAYTON

O ciclo Brayton é um ciclo termodinâmico de ampla aplicação sendo o ciclo utilizado em aplicações padrões de turbinas a gás (estacionárias ou industriais) bem como nas aeronáuticas e aeroderivadas onde, em seu modelo ideal, tem-se um estágio de compressão adiabática seguido de aplicação de calor a pressão constante (isobárica) e expansão adiabática de um fluido compressível.

O ciclo ideal completo constitui de quatro etapas, como ilustrado na Figura 2.3 e na Figura 2.4. A primeira delas é onde o ar normalmente a temperatura atmosférica passa pelo compressor e sofre compressão adiabática e isoentrópica e conseqüente elevação de temperatura para em seguida ser direcionado à câmara de combustão, aonde irá se misturar com o combustível, provocando sua queima a pressão constante e aumento de temperatura. Após este estágio, os gases de exaustão em alta pressão e alta temperatura se expandem ao atravessar a turbina impulsionando as palhetas da turbina deste estágio, gerando trabalho útil (potência mecânica) no eixo da turbina que também servirá para impulsionar o compressor acoplado ao mesmo eixo da turbina. Neste estágio os gases de exaustão perdem pressão e temperatura até sair da turbina para o ambiente (ciclo aberto) ou passar por sistema de rejeição térmica para efetuar a troca de calor com meio externo e retornar para a admissão da turbina (ciclo fechado) (FRANKLIN, 2013).

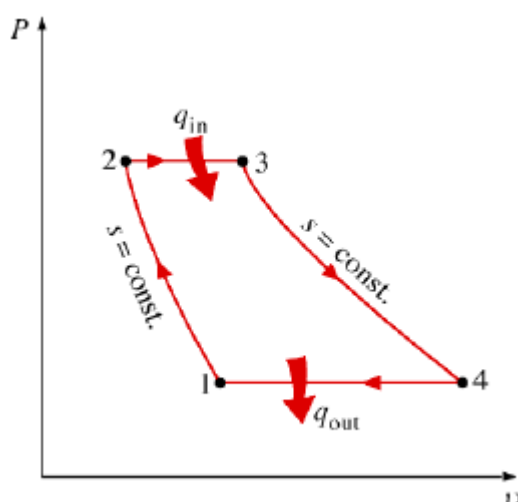


Figura 2.3 - Ciclo Brayton em diagrama p-v

Fonte: FRANKLIN, 2013

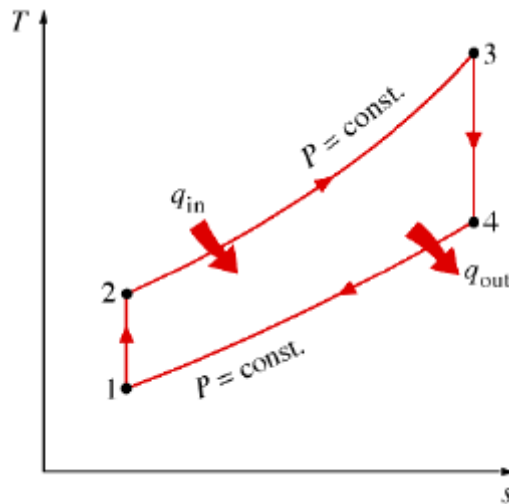


Figura 2.4 - Ciclo Brayton em diagrama T-s

Fonte: FRANKLIN, 2013

Como dito acima, a aplicação das turbinas a gás podem ser em ciclo aberto como mostra a Figura 2.5 ou fechado como ilustrado na Figura 2.6 sendo o ciclo aberto o mais comumente encontrado para a geração de energia. Para isso, um gerador de energia é acoplado ao seu eixo principal e para um melhor aproveitamento da energia do combustível, seu produto de combustão (exaustão) pode ser aproveitado em ciclo Rankine, em função da alta temperatura de exaustão (de 430 °C a 600 °C), formando um ciclo combinado (SIMÕES MOREIRA; PIMENTA, 2011).

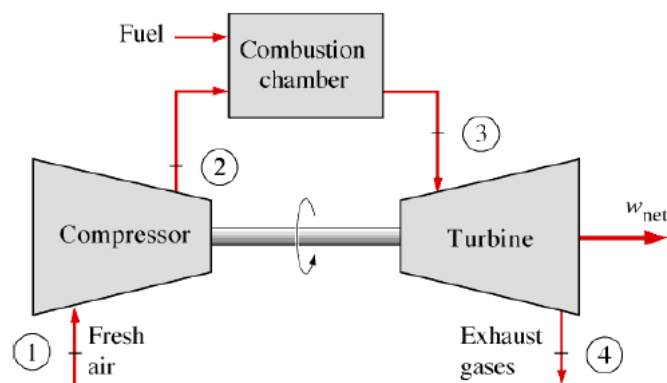


Figura 2.5 - Configuração ciclo Brayton aberto

Fonte: FEM, 2013

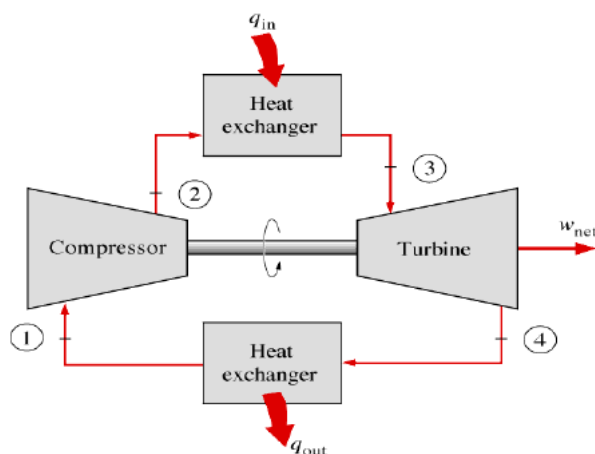


Figura 2.6 - Configuração ciclo Brayton fechado

Fonte: FEM, 2013

2.4. CICLO DIESEL

O ciclo Diesel representa o ciclo termodinâmico de funcionamento dos motores de combustão interna que levam o mesmo nome caracterizado pela combustão provocada pela injeção de combustível à massa de ar fortemente comprimida durante seu ciclo de trabalho que se encontra em temperatura acima do ponto de ignição do combustível. Sua alimentação é dada por compressão sendo que a adição de calor ou combustão ocorre praticamente em pressão constante (isobárica) sendo seguida de uma expansão isoentrópica dos produtos da combustão (SIMÕES MOREIRA, 2012).

Seu ciclo teórico é representado em diagramas p-v e T-s nas Figura 2.7 e Figura 2.8 respectivamente.

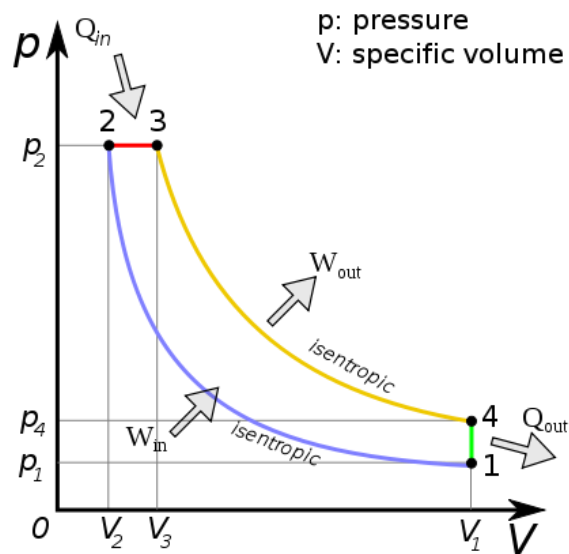


Figura 2.7 - Ciclo Diesel em diagrama p-v

Fonte: SERVICEZONEPR, 2013

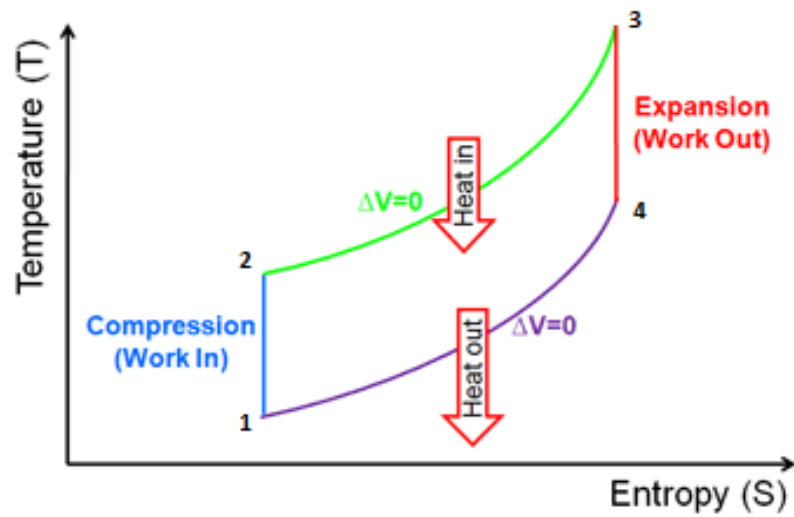


Figura 2.8 - Ciclo Diesel em diagrama T-s

Fonte: MPOWERUK, 2013

Sendo:

1 → 2: Compressão isentrópica → $W_{1,2}$

2 → 3: Fornecimento de calor a pressão constante (isobárico) → $q_{2,3}$

3 → 4: Expansão isentrópica → $W_{3,4}$

4 → 1: Resfriamento reversível a volume constante → $q_{4,1}$

O trabalho em (W_{in}) é realizado pelo pistão comprimindo o fluido;

O calor (Q_{in}) refere-se à combustão do combustível;

O trabalho em (W_{out}) é realizado pelo fluido ao se expandir, produzindo torque;

O calor (Q_{out}) refere-se a exaustão dos gases da queima.

O trabalho do ciclo é definido na Eq.(2)

$$W_{ciclo} = W_{1,2} + W_{3,4} \quad (2)$$

O rendimento do ciclo é definido na Eq.(3)

$$\eta = \left(\frac{W_{ciclo}}{q_{2,3}} \right) \quad (3)$$

2.5. CICLO OTTO

O ciclo Otto representa o funcionamento do motor de combustão interna que diferentemente do ciclo Diesel, tem sua ignição através de fonte de calor obtida com a centelha de uma vela de ignição que promove a combustão da mistura ar-combustível comprimida nos cilindros durante o ciclo de compressão (SHET, U.S.P.; SUNDARARAJAN, T.; MALLIKARJUNA, J.M., 2013). Seu ciclo teórico de quatro tempos é representado no diagrama p-v na Figura 2.9.

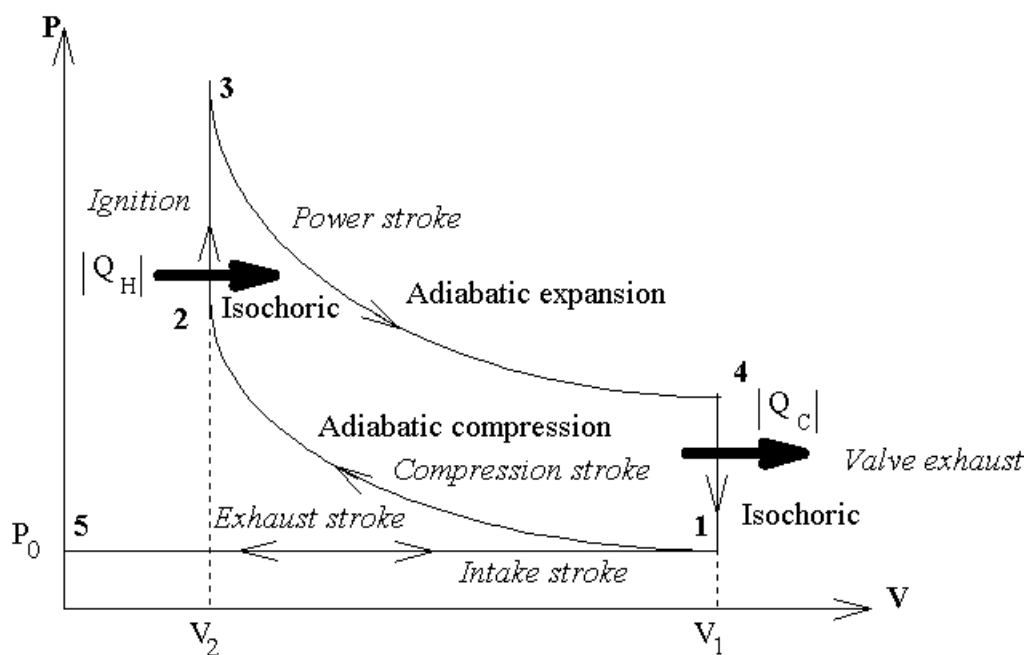


Figura 2.9 – Ciclo Otto em diagrama p-v

Fonte: NTU, 2008

Sendo:

5 → 1 : Admissão a pressão ambiente do PMS ao PMI

1 → 2 : Compressão adiabática da mistura do PMI ao PMS

2 → 3 : Combustão Instantânea a volume constante durante PMS

3 → 4 : Expansão adiabática do PMS ao PMI – Trabalho Útil

4 → 1 : Descarga livre a volume constante – Abertura de válvula

1 → 5 : Descarga forçada a pressão constante retomando ciclo inicial

O trabalho em ($W_{1,2}$) é realizado pelo pistão comprimindo a mistura ar-combustível;

O calor (Q_H) refere-se à combustão da mistura ar-combustível;

O trabalho em ($W_{3,4}$) é realizado pelo fluido ao se expandir, produzindo torque;

O calor (Q_C) refere-se a exaustão dos gases da queima.

A eficiência do ciclo Otto aumenta à medida que a taxa de compressão aumenta, sendo limitada pela resistência a detonação do combustível utilizado, uma vez que ao elevar a taxa de compressão, eleva-se a temperatura do fluido comprimido, devendo estar sempre abaixo da temperatura de ignição do combustível. Equipamentos que operam em ciclo Otto operam com taxas de compressão entre 8:1 e 12:1, podendo chegar até 14:1 em alguns casos, indicando que estes equipamentos podem alcançar níveis de eficiência térmica de até 70%. A

Figura 2.10 ilustra a variação de eficiência térmica do ciclo Otto em função da taxa de compressão utilizada.

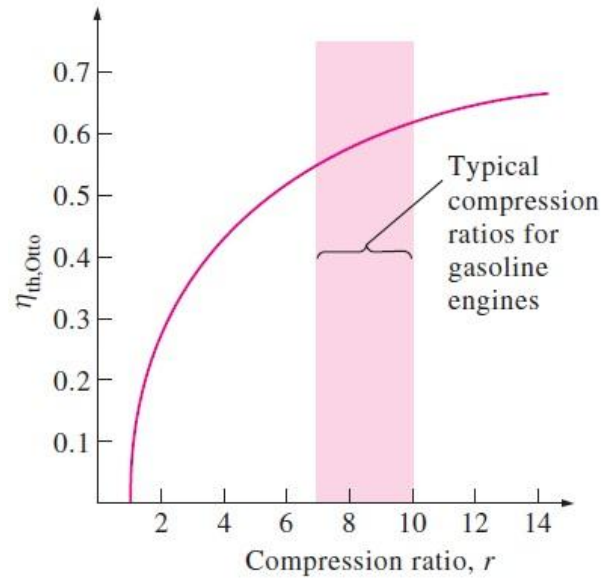


Figura 2.10 - Rendimento Ciclo Otto vs. Taxa de Compressão

Fonte: TAMAGUSHIMOTORS, 2013

O rendimento do ciclo é definido na Eq.(4)

$$\eta_{th, Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (4)$$

Sendo:

$\eta_{th, Otto}$ = Rendimento térmico do ciclo Otto

r = Taxa de Compressão

k = Razão de calores específicos $C_p/C_v = 1,4$.

3. MCI – MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Conhecidos também como motores a explosão, são equipamentos que transformam a energia de um dado combustível, seja ele líquido ou gasoso, em energia mecânica através de um processo de conversão que envolve os ciclos de expansão, compressão e mudança de temperatura de gases. Como fluido de trabalho utilizam o ar atmosférico, ou seja, o mesmo é que sofre a compressão, aumento de temperatura (queima), expansão, e por fim, a exaustão (SIMÕES MOREIRA; PIMENTA, 2011).

Apesar de popularmente conhecidos como motores a explosão, esta definição não é tecnicamente correta, uma vez que o que ocorre no interior das câmaras de combustão não é uma explosão, mas sim a combustão da mistura ar-combustível contida em seu interior. Esta combustão ocorre de forma controlada que leva ao aumento da pressão interna impulsionando os pistões que estão ligados a uma árvore de manivelas (eixo virabrequim) promovendo seu movimento desejado de giro. Já uma explosão dentro do motor, trata-se de uma queima descontrolada conhecida como detonação, que deve ser evitada afim de não comprometer a integridade e vida útil do motor.

Apesar de erroneamente serem chamados de máquinas térmicas, segundo conceitos termodinâmicos, não se tratam de máquinas térmicas. Simões Moreira e Marcos Pimenta (2011) apontam:

[...] Pelas definições dos conceitos termodinâmicos, um motor de combustão interna não é uma máquina térmica principalmente pelos seguintes motivos:

- O fluido de trabalho não completa um ciclo termodinâmico...;
- Não há troca de calor com os reservatórios térmicos de alta e baixa temperatura.

O que existem são os processos de admissão + combustível, sua combustão e a descarga dos produtos de combustão para a atmosfera.

Atualmente, os motores de combustão interna utilizados na geração de energia são encontrados tanto em ciclo Diesel quanto em ciclo Otto, cujos princípios de funcionamento diferem-se quanto a forma em que se dá a combustão em função do combustível a ser utilizado.

3.1. MOTOR CICLO DIESEL

Inventado pelo engenheiro Rudolf Diesel, o motor de ciclo Diesel é característico pela ignição através da compressão do fluido de trabalho (Normalmente ar). A massa de ar é fortemente comprimida pelo pistão a uma taxa que pode variar de 15:1 até 25:1 até que ocorra a injeção de forma pulverizada do óleo diesel dentro dos cilindros provocando a autoignição da mistura ar-combustível. Esta autoignição sem o auxílio de faísca, como ocorre nos casos de motores ciclo Otto, se dá pela elevada temperatura que atinge o ar dentro do cilindro (aproximadamente 600°C) suficiente para inflamar o combustível injetado.

Motores Diesel são mais comumente encontrados a quatro tempos em suas aplicações, iniciando-se com o pistão no Ponto Morto Superior (PMS), onde as válvulas de admissão encontram-se abertas e o pistão no movimento descendente aspira o ar para dentro do cilindro até alcançar o Ponto Morto Inferior (PMI), quando as válvulas de admissão fecham-se completando o primeiro tempo. A partir daí, inicia-se então o segundo tempo, tempo de compressão, que se dá com as válvulas de admissão e exaustão fechadas e o pistão em movimento ascendente, comprimindo a massa de ar contida no interior do cilindro. Esta compressão, como dita no item 2.4. Ciclo Diesel, provoca o aumento de temperatura da massa do ar de tal forma que, quando injetado o combustível Diesel, pouco antes de o pistão atingir novamente o PMS, inicia-se a combustão da mistura ar-combustível. Esta combustão ocorre de forma controlada pela taxa de injeção do combustível, ou seja, pela quantidade de combustível injetada na câmara de combustível. Isso se dá em função de sistemas com controle de aceleração e potência que visam além de controlar a rotação e potência do motor, controlar também a mistura ar-combustível obtendo a mistura perfeita pra uma boa combustão e controle de emissões. A expansão pós combustão se dá em seguida, dando início ao terceiro tempo, que se refere ao tempo onde é obtido o trabalho útil da máquina gerando o torque. Esta expansão começa após o PMS do pistão onde a mistura produto da combustão empurra o pistão até atingir novamente o PMI. Ressalta-se que o combustível continua sendo injetado de forma controlada durante praticamente todo o ciclo, variando sua duração de acordo com as características de cada motor e a carga a que está sendo submetido. Por fim, inicia-se o quarto e último tempo, tempo da exaustão. Partindo do PMI, o pistão já em movimento ascendente, as válvulas de escape abrem-se permitindo a passagem dos produtos da combustão para os coletores de exaustão que levarão estes gases até a saída de escape do motor, esvaziando quase em totalidade a câmara de combustão quando o pistão atingir novamente o PMS e as

válvulas de exaustão fecharem completando o ciclo de funcionamento como também pode ser observado na Figura 3.1 abaixo (ALVES VARELLA; SANTOS, 2010).

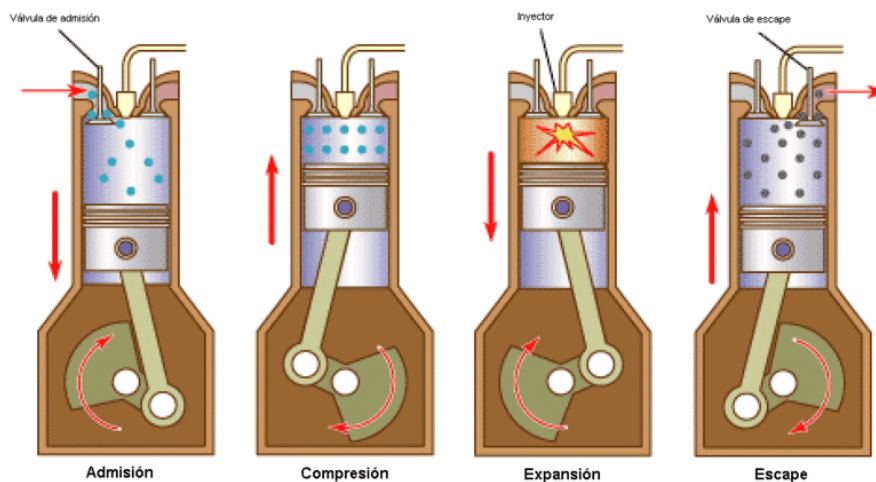


Figura 3.1 – Funcionamento de motor ciclo Diesel – 4 tempos

Fonte: Enciclopédia Britânica, 2007

3.2. MOTOR CICLO OTTO

O motor Ciclo Otto trata-se de um equipamento que opera no ciclo termodinâmico que define o funcionamento de motores de combustão interna de ignição por centelha (faísca). Definido inicialmente pelo engenheiro francês Alphonse Beau de Rochas e implementado com sucesso pelo engenheiro alemão Nikolaus Otto no século XIX, trata-se do ciclo onde são baseados, em grande maioria, os motores a gasolina, álcool e a gás natural. Característicos pela compressão da mistura ar-combustível e ignição a partir de centelha obtida com vela de ignição, estes motores operam com taxas de compressão que vão de 6:1 a 12:1, sendo que uma taxa de compressão na ordem de 12:1, requer um combustível com maior poder anti-detonante afim de evitar a ocorrência da pré-ignição, também conhecida como detonação. Se uma taxa de compressão elevada como a normalmente aplicada em motores Diesel fosse aplicada sobre combustíveis como a gasolina, álcool e o gás natural, uma indesejada combustão espontânea e descontrolada ocorreria antes mesmo do momento exato em que se daria a centelha devido ao aumento excessivo de temperatura e pressão da mistura contida no interior dos cilindros. Esta combustão espontânea provoca sérios danos às partes que constituem o conjunto do cilindro do motor podendo comprometer a vida útil do motor.

Assim como no ciclo Diesel, motores ciclo Otto são mais comuns em suas aplicações a quatro tempos, cujos tempos são exatamente os mesmos do ciclo Diesel, diferenciando-se apenas a forma como se dá a ignição e o fluido a ser comprimido. Seu início dá-se no ciclo de admissão, quando o pistão partindo do PMS em movimento descendente, as válvulas de admissão abrem-se e as válvulas de escape são mantidas fechadas, permitindo a entrada da mistura ar-combustível para o interior do cilindro até que o pistão alcance o PMI. Ao atingir o PMI as válvulas de admissão são fechadas encerrando o tempo de admissão ficando o cilindro preenchido com a mistura ar-combustível. Durante o tempo de admissão, o fluxo da mistura ar-combustível que é admitido é controlado por sistemas de controle de velocidade e potência, podendo ser através de carburadores ou até mesmo avançados sistemas eletrônicos de controle de fluxo a fim de promover a resposta desejada do motor. Vale ressaltar que em motores ciclo Otto a relação ar-combustível mantém-se constante, variando apenas a massa desta mistura para se obter maior potência do motor.

O tempo a seguir é o de compressão, que se inicia com o pistão partindo do PMI em movimento ascendente e com as válvulas, tanto de admissão quanto de exaustão fechadas. A mistura gasosa contida no interior do cilindro é comprimida à medida que o pistão avança em direção do PMS até que o mesmo conclua o deslocamento atingindo o PMS encerrando o ciclo de compressão.

Em seguida inicia-se o tempo de explosão, que de fato inicia-se pouco antes do pistão atingir o PMS, quando a vela conectada no cabeçote do cilindro recebe um pulso de tensão elevada proveniente do sistema de controle de ignição, gerando uma centelha no interior do cilindro provocando a combustão da mistura comprimida. Esta combustão provoca o aumento da pressão no interior do cilindro pela expansão dos gases empurrando o pistão em direção ao PMI que irá mover o eixo virabrequim gerando o trabalho útil, o torque.

E por fim, o quarto e último tempo, trata-se do tempo da exaustão, conhecido também como escape. Com o pistão no PMI e o cilindro preenchido com os gases produtos da combustão, abrem-se as válvulas de exaustão e com o movimento ascendente do pistão, estes gases são expulsos do interior do cilindro até que o pistão atinja novamente o PMS e as válvulas de exaustão sejam fechadas completando o ciclo de funcionamento do motor Otto, como ilustrado na Figura 3.2. (MAGALHÃES LIMA et al., 2009).

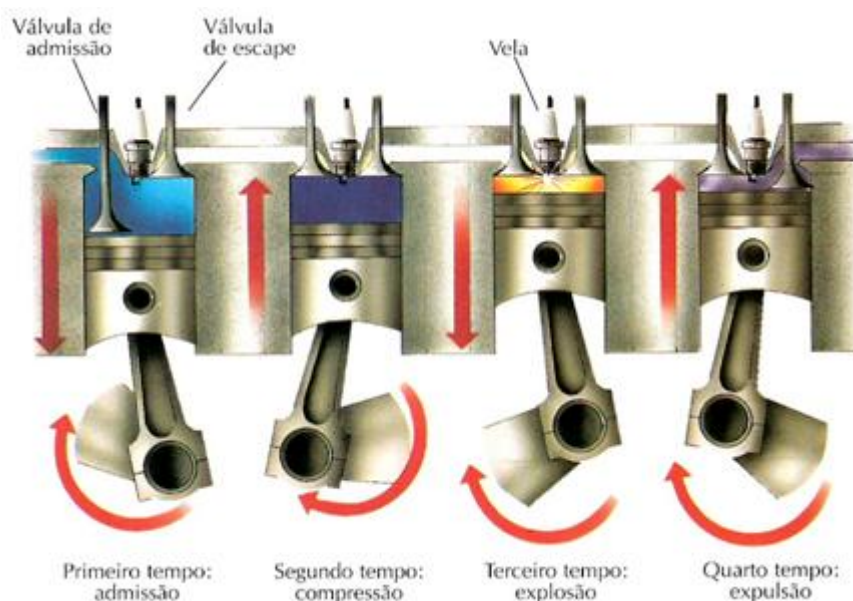


Figura 3.2 – Funcionamento de motor ciclo Otto – 4 tempos

Fonte: TABUENCA, 1996

Como dito acima, apesar do segundo tempo ser conhecido como o tempo da explosão, a centelha que provoca a combustão dos gases ocorre pouco antes do pistão atingir o PMS. Este tempo é conhecido como ângulo de ignição (*timing*), que pode chegar até a 30° no eixo virabrequim antes do pistão atingir o PMS sendo definido pelo combustível que será utilizado na combustão.

A Tabela 3.1 mostra a variação do ângulo de ignição em função do número de metano do combustível para um motor Caterpillar modelo G3520C.

Tabela 3.1 – Ângulo de Ignição em função do número de metano

Methane Number	50	55	60	65	70	75	80	85 to 100
Ignition Timing	-	16	16	16	16	16	28	28
Deration Factor	0	0.72	0.79	0.86	0.93	1.00	1.00	1.00

Fonte: Caterpillar DM5851 Fuel Usage Guide, 2005

3.3. APLICAÇÕES DE MCI A GÁS NATURAL NA GERAÇÃO DE ENERGIA

Com vasta aplicação, motores de combustão interna a gás natural podem ser aplicados na geração de energia de diversas formas, podendo ser desde uma fonte complementar em pequenas centrais de geração de energia até mesmo em grandes centrais termoeletricas como fonte única de geração, como abaixo são definidas as principais destas.

3.3.1. Aplicação em Emergência – Standby

Típica aplicação cuja finalidade é suprir a demanda de energia elétrica durante o período em que ocorrer falha no suprimento de energia da rede concessionária evitando assim longos períodos inativos pela falta de energia elétrica. Apesar de ser aplicação muito comum para grupos geradores Diesel, esta não é uma das aplicações mais usais para grupos e geradores a gás. Destaca-se que uma das principais razões para isto se dá pela característica dos equipamentos a gás que não comportam grandes oscilações de carga transitórias por sua dependência da resposta dos turbocompressores, tornando crítico o religamento das cargas do consumidor assim que a central de geração entrar em funcionamento. Condição esta geralmente suportada por equipamentos com MCI de ciclo Diesel que dependem apenas da injeção do combustível e, nas versões mais modernas, apresentam capacidade de resposta transitória de 100% da potência nominal do motor, enquanto motores a gás apresentam geralmente capacidade de suportar blocos de carga de até 25%. A Figura 3.3 mostra a capacidade de aceitação de bloco de carga de um motor Caterpillar modelo G3520C.

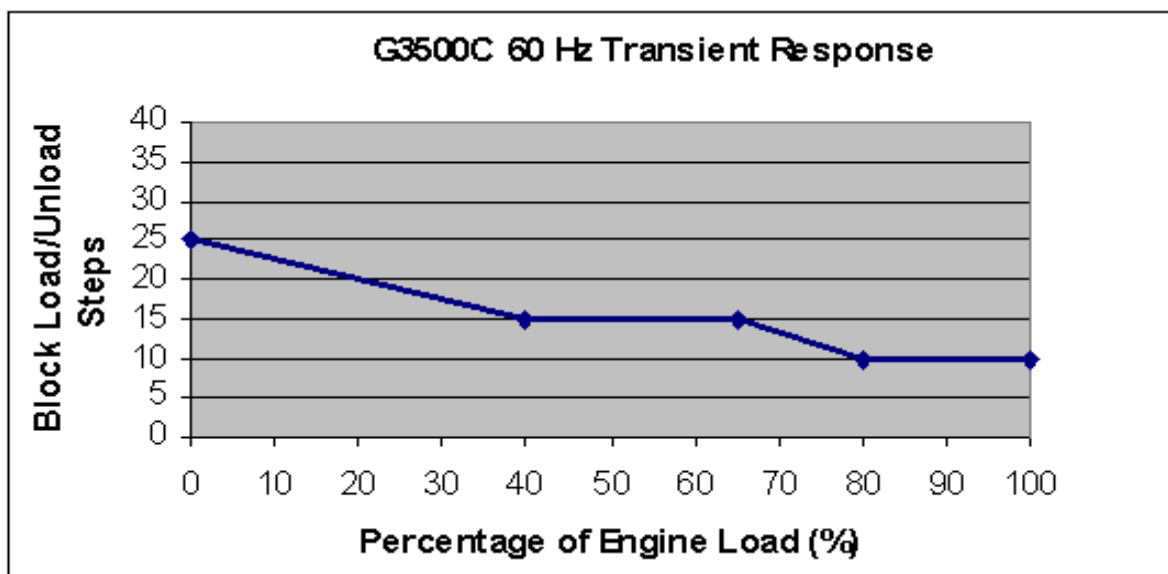


Figura 3.3 – Capacidade de aceitação de bloco de carga em motor Caterpillar G3520C

Fonte: Cat Gas Genset Markets and Products

A solução para tal limitação de uso tem sido a utilização destes equipamentos operando em paralelismo com grupos geradores ciclo Diesel, sendo que, através de sistemas de lógicas programáveis, permite-se que a carga no re-ligamento seja sustentada pelos grupos geradores Diesel. Desta forma, a carga é transferida gradativamente ao grupo gerador a Gás, dividindo-a de forma que as oscilações continuem sendo suportadas pelos equipamentos de ciclo Diesel e o equipamento a gás opere com carga variável dentro da faixa de aceitação correspondente à carga em que está submetido.

3.3.2. Aplicação em Horário de Ponta

Outra aplicação relativamente comum para grupos geradores trata-se da aplicação em horário de ponta, que consiste basicamente uma operação com grupos geradores durante o período em que as tarifas de consumo de energia das concessionárias são mais elevadas do que fora deste período. Diante de valores intoleráveis para estes períodos e a necessidade de energia elétrica 24 horas diárias, consumidores das classes A3a, A4 e AS adotam a alternativa de implantar suas próprias centrais de geração de energia. Sua operação se dá durante este período onde o custo da energia elétrica é superior ao custo do combustível a ser consumido e de operação e manutenção requerida de sua central. A

Tabela 3.2 mostra as tarifas tanto de horário de ponta quanto fora de ponta onde se pode observar que a tarifa do horário de ponta chega a ser cerca de 7 vezes a tarifa do horário fora de ponta.

Tabela 3.2 – Tarifas Horo-Sazonal Verde para classes A3a, A4 e AS

TARIFAS DE ALTA TENSÃO ESTRUTURA HORO-SAZONAL VERDE(*)						
Nível de tensão	Demanda	Demanda de ultrapassagem	Consumo R\$/MWh			
			Ponta		Fora de Ponta	
	R\$/kW		Seca	Úmida	Seca	Úmida
A3a (30 a 44 kV)	15,82	31,64	1.305,49	1.276,81	186,95	170,31
A4 (2,3 a 25 kV)	16,70	33,40	1.369,41	1.340,73	186,95	170,31
AS (subterrâneo)	24,92	49,84	1.425,66	1.696,98	186,95	170,31

(*) Tarifas sem incidência de ICMS, PIS e COFINS

Fonte: Light – Tarifas e Tributos, 2013

O sistema Horo-Sazonal, na maioria dos casos, permite a contratação de fornecimento de energia nas categorias verde e azul, permitindo o consumidor optar pela categoria em que melhor se enquadra de acordo com seu perfil de consumo. Com isso, estas empresas investem em equipamentos para funcionamento em horário de ponta, que é um período de 3 (três) horas consecutivas, compreendidas no intervalo que geralmente é das 17:30 às 20:30h dos dias úteis, como mostra a Figura 3.4 sendo o período do dia de maior demanda de energia elétrica no sistema. Desta forma, tornam-se auto geradores podendo atingir redução da fatura de energia elétrica, em alguns casos de até 35%, tornando seu investimento auto-financeável.

Horário	Fora da Ponta																Ponta	Fora da Ponta						
hora do dia	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23

Figura 3.4 – Período de Horário de Ponta

Fonte: Light – Horários de Ponta, 2013

Para que isto ocorra, uma solução comumente utilizada é o Paralelismo Momentâneo, que permite manter duas fontes distintas fornecendo energia a uma mesma carga durante um determinado período, podendo transferir toda ou parte da carga de uma fonte para a outra de forma segura e imperceptível pela carga.

Conhecido também como transferência em rampa, um programador horário sinaliza ao controlador de sincronismo o momento em que a central de geração deve iniciar sua operação e toda a sequência de funcionamento se dá conforme projeto específico para cada caso, bem como para o término do horário de ponta. Para que isto tudo ocorra, alguns critérios de proteção devem ser seguidos, em especial, nos casos onde uma das fontes trata-se da rede concessionária local. Em termos gerais, de acordo com o sistema PRODIST (2013), são considerados consumidores *on-site* ou acessantes, consumidores especiais ou consumidores livres. Esses consumidores são geralmente empresas de elevado consumo de energia, como indústrias, *shopping centers*, condomínios empresariais, entre outros. A Figura 3.5 ilustra um modelo de diagrama unifilar de paralelismo entre geradores e rede concessionária.

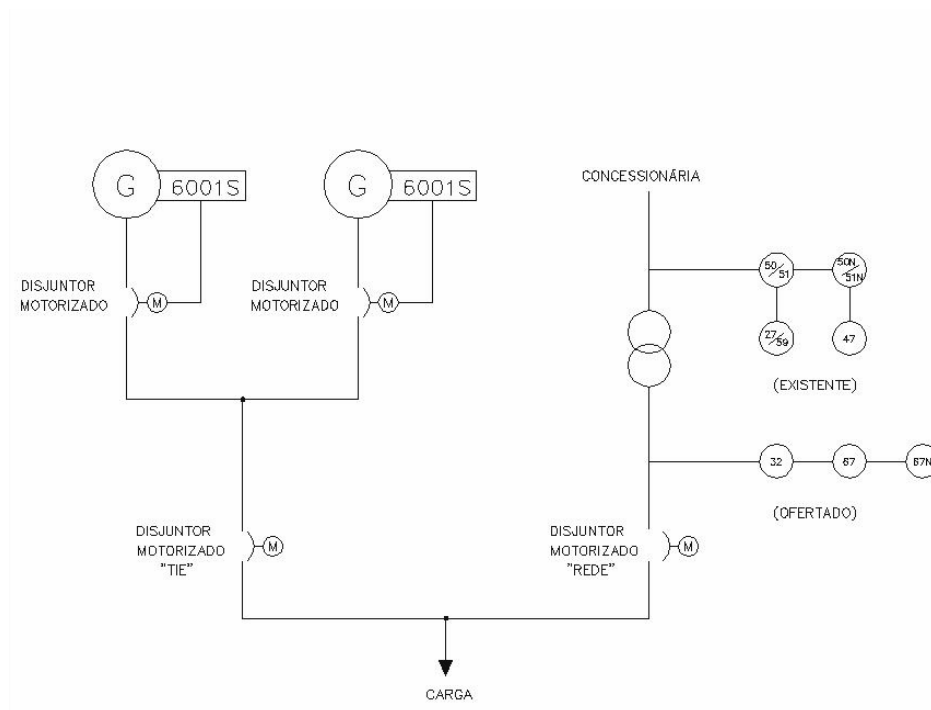


Figura 3.5 - Modelo diagrama unifilar de sistema de paralelismo e proteções elétricas

Fonte: Elaboração Própria

3.3.2.1. Entrada do horário de ponta

A sequência de funcionamento mais utilizada atualmente consiste no sincronismo individual onde aos poucos cada um dos geradores sincronizam-se com o barramento energizado pela concessionária e iniciam a transferência da carga para a central de geração de energia. Isto ocorre no momento de entrada do horário de ponta, quando o controlador de

sincronismo recebe a informação de entrada no horário de ponta e envia sinal e partida a todos os grupos geradores que fazem parte do sistema. O primeiro grupo gerador, após atingir tensão e frequência nominal, é sincronizado ao barramento de carga iniciando o processo de transferência em rampa e em seguida, os grupos geradores restantes são sincronizados e também iniciam suas respectivas tomadas de carga em rampa quando houver mais do que um grupo gerador. Os grupos geradores são carregados até a planta estar com toda carga sendo alimentada pelos mesmos e então é aberto o disjuntor da concessionária fazendo com que o sistema seja totalmente alimentado pelos grupos geradores desconectados da concessionária. A Figura 3.6 ilustra a rampa de carga de um gerador na entrada do horário de ponta.

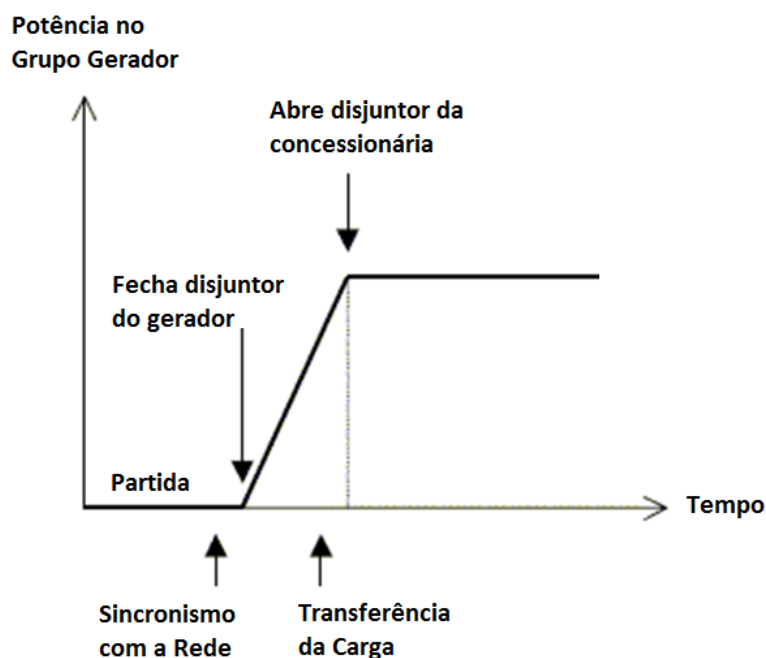


Figura 3.6 - Seqüência de funcionamento na entrada do Horário de Ponta

Fonte: Elaboração Própria

3.3.2.2. Saída do horário de ponta

Da mesma forma como ocorre na entrada do horário de ponta, a saída se dá quando o controlador de sincronismo recebe a informação de término do horário de ponta e inicia a seqüência lógica programada para a transferência da carga à rede concessionária. A seqüência de funcionamento mais utilizada atualmente consiste no sincronismo da central de

geração de energia com o barramento da concessionária através do monitoramento de suas grandezas elétricas onde os controladores de sincronismo de cada equipamento busca equiparar as saídas de cada gerador ao da rede concessionária a fim de atingir o devido paralelismo e permitir o fechamento do disjuntor da concessionária. Uma vez sincronizados e com o disjuntor de concessionária fechado, inicia-se o processo de transferência em rampa. A carga, até então alimentada pelos geradores, passa a ser transferida gradativamente à rede concessionária, carregando-a e conseqüentemente diminuindo a potência sobre os grupos geradores. A transferência em rampa se dá até o momento em que a potência nos grupos geradores atinja o nível mínimo programado para que ocorra a abertura do disjuntor da central de geração e toda a carga passe a ser alimentada única e exclusivamente pela concessionária. Os grupos geradores permanecem em operação em vazio a fim cumprir a necessidade de arrefecimento dos motores antes de sua total parada (PERFECTUM, 2013). A Figura 3.7 ilustra a rampa de carga de um gerador na saída do horário de ponta.

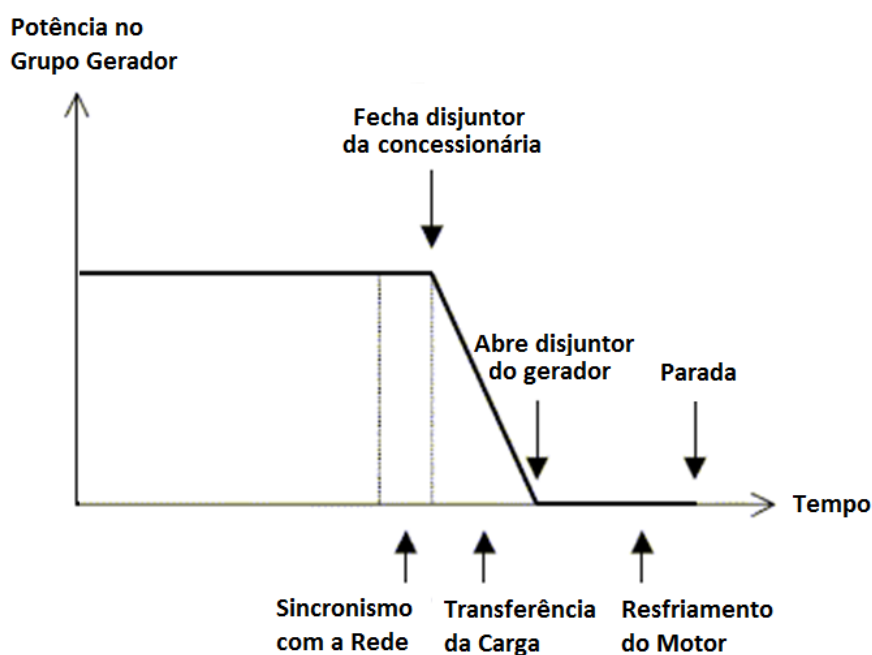


Figura 3.7 - Sequência de funcionamento na saída do Horário de Ponta

Fonte: Elaboração Própria

3.3.3. Cogeração

Uma das aplicações de maior sucesso para grupos geradores a gás trata-se da aplicação em cogeração de energia. Conhecida também como geração combinada de calor e energia (CHP – *Combined Heat and Power*), a cogeração trata-se de um processo onde a utilização de uma única fonte de energia – o gás natural, por exemplo, permite a produção simultânea de energia elétrica e térmica (vapor, água quente, etc.). Eduardo Acquaviva (2006, p. 36) define:

[...] É a associação em série térmica de sistemas de potência, ou seja, o rejeito térmico de um sistema é o insumo energético de outro sistema, com o objetivo de otimizar o uso do insumo energético consumido (combustível) para maximizar o desempenho global do sistema, evitando que o rejeito térmico seja enviado diretamente ao meio ambiente.

Esta forma de utilização possibilita melhor aproveitamento da energia do combustível, obtendo elevados níveis de eficiência térmica bem como de viabilidade financeira uma vez que, independentemente do combustível (Diesel ou gás natural) ou do motor (Ciclo Diesel, Otto ou Miller), apenas cerca de 40%, no máximo 50% em alguns casos, da energia do combustível pode ser transformada em energia elétrica. Com seu uso devidamente equilibrado no sistema chega-se a obter níveis de eficiência energética em torno de 80% podendo chegar até a 90% maximizando o aproveitamento do combustível além de se tornar um sistema completo com autonomia na produção de utilidades. Na cogeração, geralmente o usuário é o próprio fornecedor da energia elétrica e consumidor da energia térmica produzida, sendo que em alguns casos, pode exportar para a rede concessionária o excedente de energia elétrica produzida dependendo das características específicas de seu projeto quanto à demanda elétrica vs. demanda térmica. A Figura 3.8 ilustra um exemplo de balanço energético em cogeração.

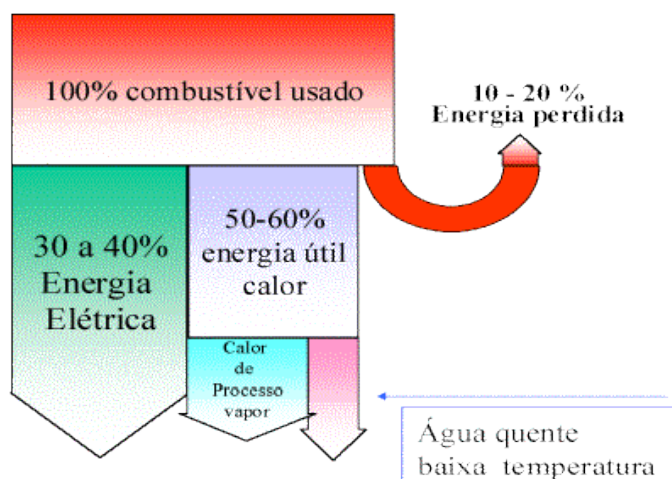


Figura 3.8 – Exemplo de balanço energético em cogeração

Fonte: INEE – Instituto Nacional de Eficiência Energética

Com equipamentos relativamente similares aos equipamentos utilizados em centrais convencionais de geração de vapor, ou até mesmo de utilização de água quente, sua diferença encontra-se no conceito de fonte única de combustível para geração para as demandas. Sua utilização não resta dúvidas quanto à melhoria na eficiência energética do sistema, principalmente quando é fundamental a redução de perdas nos vários processos de conversão de energia. Reduzindo-se estas perdas, imediatamente reduz-se o consumo de energia primária bem como seus efeitos secundários como a emissão de poluentes e impactos ambientais associados à exploração de recursos naturais.

Neste ponto, vale ressaltar que um projeto de cogeração deve levar em consideração as demandas de energias elétrica e térmicas para que se configure um sistema que apresente um melhor fator de utilização da energia do combustível. Assim não necessariamente um equipamento ou sistema com elevada eficiência na conversão da energia do combustível em energia elétrica, por exemplo, representará um sistema mais eficiente, uma vez que na cogeração, os rejeitos térmicos podem ser mais úteis para um melhor balanço térmico e rendimento global de uma dada planta.

3.3.3.1. Classificações de Cogeração

As soluções em cogeração são diversas, cabendo estudo específico para cada caso equilibrando demandas de energias térmicas e elétricas a fim de se obter o ponto de

equilíbrio tanto energético como econômico, como por exemplo, na energia elétrica gerada, que pode ser com atendimento parcial da demanda, total e até mesmo com exportação do excedente gerado para comercialização.

Basicamente encontram-se dois principais tipos de cogeração que variam em função da sequência em que ocorre o aproveitamento da energia, sendo classificados como *Bottoming Cycle* e *Topping Cycle*. Na cogeração a partir de grupos geradores a gás natural não são comumente encontradas aplicações *Bottoming cycle*, uma vez que sua sequência consiste no uso do combustível para geração de energia térmica principal para utilização no processo da instalação e aproveita-se o restante desta energia para a produção de energia mecânica e elétrica, como em turbinas a vapor, por exemplo. Evidentemente além da energia elétrica, que pode ser com aproveitamento parcial da demanda, total e até mesmo com excedente para comercialização.

Largamente aplicada com grupos geradores a gás, a configuração *Topping cycle* pode apresentar diversas alternativas de arranjo para atender as necessidades de cada consumidor, seja ela água quente ou fria, vapor e até mesmo CO₂. *Topping cycle* com grupos geradores a gás natural trata-se de uma configuração onde o combustível é queimado no motor e a energia elétrica é gerada no gerador acoplado ao motor e os rejeitos térmicos são aproveitados para a geração em série de energia térmica. Uma das configurações mais comuns no setor terciário é o aproveitamento destes rejeitos térmicos para geração de água gelada através de *chillers* de absorção que fará a climatização de ambiente (ANDREOS, 2013). A Figura 3.9 ilustra a configuração *Topping Cycle* em cogeração.

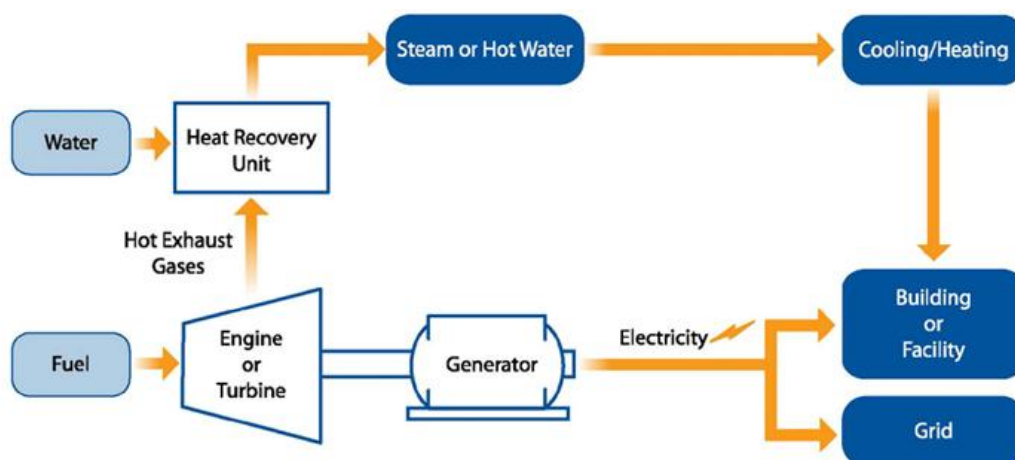


Figura 3.9 – Fluxograma configuração Topping Cycle

Fonte: U.S. EPA – *Combined Heat and Power Partnership*

Outra forma de importante papel no reaproveitamento de rejeitos térmicos, tanto de motores de combustão interna quanto de turbinas a gás é a produção de energia elétrica, água quente e água fria simultaneamente, sendo possível atender até mais do que duas demandas, como é o caso do trigerção. Neste caso os rejeitos térmicos do motor ou da turbina são encaminhados tanto para um *chiller* de absorção que produzirá a água gelada, quanto para um boiler recuperador de calor que produzirá a água quente (ROCHA; ANDREOS; SIMÕES, 2012). A Figura 3.10 ilustra a configuração de um modelo de trigerção.

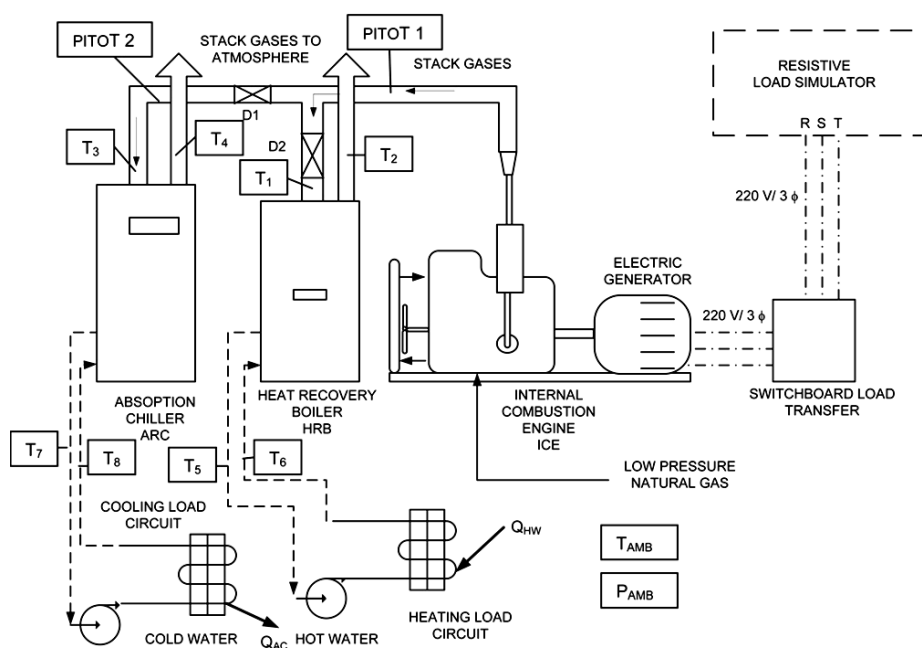


Figura 3.10 - Trigerção em Topping Cycle com MCI a gás

Fonte: ROCHA; ANDREOS; SIMÕES, 2012

3.3.4. Paralelismo

Com papel fundamental para operação nas diversas aplicações de grupos geradores a gás natural e, em especial, na cogeração de energia, o processo de paralelismo de um grupo gerador, tanto com outros geradores, bem como com a rede concessionária do sistema elétrico, é também conhecido como sincronização.

A sincronização é crucial para a geração de energia elétrica, pois permite a integração de diversos sistemas e circuitos de distribuição do sistema elétrico garantindo maior redundância e confiabilidade de qualquer sistema elétrico de geração e distribuição. Um gerador de corrente alternada pode ser conectado a uma rede de distribuição elétrica já

energizada, ajustando a tensão terminal e frequência através de ajustes de excitação e velocidade. O gerador que busca o sincronismo com uma fonte já energizada deve buscar tanto a amplitude de tensão como a frequência do circuito o que exige atuação na excitação e velocidade do gerador (DOMINGUES JUNIOR; CARVALHO, 2011)

3.3.4.1. Condições para o paralelismo

Existem cinco condições que devem ser atendidos antes da união dos geradores através da sincronização. Os geradores que se pretende sincronizar com o circuito devem possuir tensão de linha, frequência e ângulos de fase iguais ou dentro de um valor mínimo aceitável, assim como o número de fases e sequência de fase devem ser iguais ao do sistema ao qual ele está sendo sincronizado. Número de fases e sequência de fase são fixos pela construção do gerador e suas conexões com o sistema, porém ângulo de fase, frequência e amplitude tensão de fase devem ser controlados cada vez que uma operação de sincronização é requisitada.

No passado, a sincronização era realizada manualmente, utilizando como referência de sincronização, lâmpadas incandescentes que de acordo com a intensidade de sua iluminação indicava a correta sincronização ou não (Maior intensidade – fora de sincronismo, menor intensidade – Dentro do sincronismo). Atualmente, o processo é automaticamente operado e controlado com a ajuda de relés de sincronização e controladores de velocidade e tensão automáticos. A Figura 3.11 ilustra um modelo de controlador automático de sincronismo.



Figura 3.11 - Controlador automático de sincronismo DEIF modelo AGC-3.

Fonte: Catálogo de produtos DEIF

A sequência de eventos é semelhante para a sincronização manual ou automática. O grupo gerador é trazido até a velocidade síncrona aproximada, atuando nas válvulas de controle de fluxo da mistura ar-combustível do motor a gás, controlando a rotação do motor.

A tensão do gerador é controlada através de um regulador de tensão automático que opera para manter a amplitude da tensão de saída do gerador dentro dos valores estipulados para o sincronismo, sendo gerenciado pelo controlador de sincronismo. A Figura 3.12 ilustra um modelo de regulador automático de tensão.



Figura 3.12 - Regulador automático de tensão Basler modelo CDVR

Fonte: Catálogo de produtos Basler Electric

Os controladores automáticos de sincronização são úteis para remover o tempo de reação humana do processo, ou quando um ser humano não está disponível, como em uma usina de geração de controle remoto. Por precaução contra operações de conexão fora de sincronismo de uma máquina a um sistema energizado, um relé de verificação de sincronismo é instalado, o que impede o fechamento do disjuntor do gerador fora dos parâmetros de segurança definidos, garantido a estabilidade do sistema. Quando o gerador está sincronizado, a frequência do sistema poderá mudar dependendo da carga e as características médias de todas as unidades geradoras conectadas à rede. Grandes mudanças na frequência e tensão do sistema podem causar falhas nos circuitos de geração e distribuição. Dispositivos de proteção como relés de verificação de sincronismo, por exemplo, devem ser instalados junto aos sistemas a fim de desconectar geradores que não estão atendendo aos requisitos de sincronismo e paralelismo. A Figura 3.13 ilustra uma correta sequência de fase, porém com diferentes amplitudes entre os dois geradores, o que deve ser corrigido para que o paralelismo ocorra devidamente (DOMINGUES JUNIOR; CARVALHO, 2011).

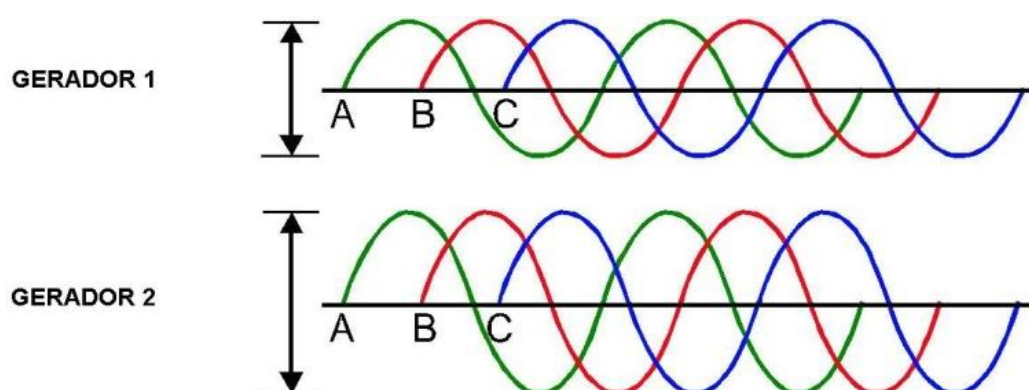


Figura 3.13 - Sequência de fase e diferenças de amplitudes entre geradores

Fonte: Material de Treinamento Woodward

A Figura 3.14 ilustra a defasagem angular dos sinais de corrente de dois geradores distintos.

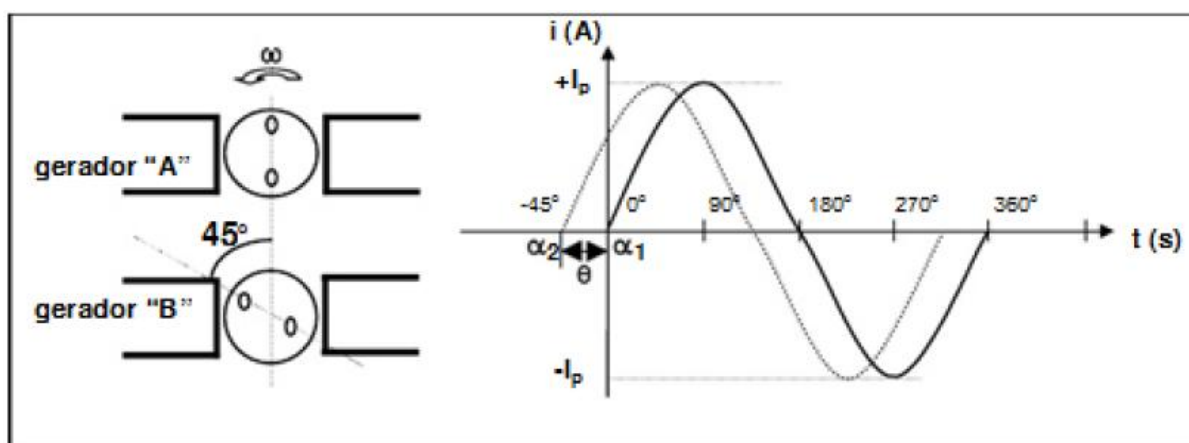


Figura 3.14 - Ilustração sobre frequência e defasagem angular.

Fonte: CEFET/SC - Sinais Senoidais

4. EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE MCI

4.1. CONCEITO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA PARA MCI

A eficiência energética ou rendimento de motores a combustão interna representa sua capacidade de converter a energia do combustível consumido em energia útil, ou seja, energia mecânica. Segundo John Heywood (1988), a definição de eficiência global de MCI é a relação entre a quantidade de energia liberada pelo sistema (o trabalho W extraído no eixo do motor) e a quantidade de energia fornecida ao sistema (energia química do combustível queimado), sendo equacionado como indica a Eq.5:

$$\eta = \frac{W_{liq}}{Q_H} \quad (5)$$

Sendo:

- η : Rendimento ou eficiência;
- W_{liq} : Valor absoluto do trabalho mecânico realizado;
- Q_H : A quantidade de energia fornecido ao motor.

Assim pode-se equacionar também na forma temporal, ou seja, em termos de fluxo de massa, energia ou de trabalho no decorrer do tempo, sendo que fluxo de trabalho no tempo, ou trabalho de ciclo, representa a potência, geralmente dada em kW ou CV, como indica a Eq 6:

$$\eta = \frac{W}{m_f Q_{hv}} \quad \eta = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f Q_{hv}} \quad (6)$$

Sendo:

- η : Rendimento ou eficiência;
- W : Quantidade de trabalho por ciclo;
- Q_{Hv} : Energia contida no combustível;
- m_f : Massa do combustível consumido.

4.2. CONCEITO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA PARA GERADORES

Quando se fala na eficiência global de grupos geradores, a energia a ser considerada como útil passa a ser a energia elétrica obtida nos terminais do gerador, enquanto a energia consumida é a mesma, por se tratar do combustível que no caso de motores a gás, trata-se da energia do gás consumido. Desta forma pode se considerar as expressões acima substituindo o trabalho mecânico pela energia elétrica gerada.

4.3. MERCADO ANTERIOR

Para fins comparativos, foi realizado um levantamento dos equipamentos que se encontravam disponíveis para comercialização a cerca de 10 anos destacando seus níveis de eficiência elétrica conforme ISO3046/1 e os classificando em grupos de faixas de potência.

4.3.1. Modelos de 1000kW - 1300kW @ 60Hz

Na faixa de potência de 1000kW a 1300kW, foram selecionados 6 modelos de grupos geradores que estavam disponíveis para comercialização e verificou-se que os níveis de eficiência elétrica variavam de 35% a 38% nesta faixa de potência, como mostra a Tabela 4.1:

Tabela 4.1 – Modelos 1000kW - 1300kW @ 60Hz

Fabricante	Modelo	Potência Elétrica [kWe]	Rotação [rpm]	Eficiência Elétrica [%]
Cummins	QSK81G	1100	1800	38,0
Cummins	QSV91G	1250	1800	37,6
Deutz	TBG 620 V12K	1018	1800	38,2
Waukesha	VHP7100GL	1025	1200	35,0
Waukesha	VHP7100GS ID	1000	1200	35,0
Jenbacher	JES320	1059	1800	36,5

Fonte: Catálogos Fabricantes

4.3.2. Modelos de 1400kW - 2000kW @ 60Hz

Na faixa de potência de 1400kW a 2000kW, foram selecionados 6 modelos de grupos geradores que estavam disponíveis para comercialização e verificou-se que os níveis de eficiência elétrica variavam de 35% a 40% nesta faixa de potência, como mostra a Tabela 4.2:

Tabela 4.2 – Modelos 1400kW - 2000kW @ 60Hz

Fabricante	Modelo	Potência Elétrica [kWe]	Rotação [rpm]	Eficiência Elétrica [%]
Cummins	QSV91G	1750	1500	38,2
Deutz	TBG 620 V16K	1358	1800	40,2
Waukesha	W 9500GL	1400	1200	34,8
Jenbacher	JES420	1426	1500	40,8
Jenbacher	JEN 616	1905	1500	39,5
Caterpillar	G3516B	1410	1800	35,3

Fonte: Catálogos Fabricantes

4.3.3. Modelos de 2000kW - 3200kW @ 60Hz

Na faixa de potência de 2000kW a 3200kW, foram selecionados 6 modelos de grupos geradores que estavam disponíveis para comercialização e verificou-se que os níveis de eficiência elétrica variavam de 38% a 43% nesta faixa de potência, como mostra a Tabela 4.3:

Tabela 4.3 – Modelos 2000kW - 3200kW @ 60Hz

Fabricante	Modelo	Potência Elétrica [kWe]	Rotação [rpm]	Eficiência Elétrica [%]
Deutz	TBG 632 V12K	2380	900	40,3
Deutz	TBG 632 V16K	3173	900	40,3
Waukesha	12V-AT27GL	2100	900	38,0
Waukesha	16V-AT27GL	2960	900	38,0
Jenbacher	JEN 620	2994	1500	43,4
Caterpillar	G3520C	2070	1800	38,2

Fonte: Catálogos Fabricantes

4.4. MERCADO ATUAL






O mercado atual apresenta diversas alternativas de grupos motogeradores a gás natural para utilização em cogeração de energia, horário de ponta e até mesmo geração em centrais termoelétricas, de forma que deve-se realizar estudo específico para cada aplicação afim de escolher o equipamento que atenda as especificações técnicas bem como econômicas de um dado projeto.

Foi realizado junto aos principais fabricantes de grupos geradores a gás natural um levantamento de equipamentos atualmente disponíveis no mercado para comercialização e indicados para aplicação em centrais de cogeração de energia para operação em 60Hz. Abaixo foram relacionados em 5 grupos de faixas de potências que vão desde 1000kW a 5000kW, sendo estas as faixas de potência mais encontradas em centrais de cogeração de energia para identificação de níveis de eficiências elétricas conforme ISO3046/1.

4.4.1. Modelos de 1000kW - 1300kW @ 60Hz

Na faixa de potência de 1000kW a 1300kW, foram selecionados 5 modelos de grupos geradores que apresentam os melhores índices de eficiência elétrica e suas principais especificações foram relacionadas na Tabela 4.4, permitindo a comparação entre elas:

Tabela 4.4 – Modelos 1000kW - 1300kW @ 60Hz - 500mg/Nm³ NO_x

						
Descrição	Unid	CAT/MWM	Waukesha	Cummins	GE Jenbacher	MTU
Modelo		CG170-12	APG1000	QSK60G	J416GS	GB 1149 N6
Pot. Elét.	kWe	1200	1100	1100	1132	1149
Efic. Elét.	%	43,4	41,7	42,2	41,3	40,7
Volume	dm ³	53,1	48,0	60,0	48,9	57,2
Nº Cilindros		12	16	16	16	12
Rotação	RPM	1500	1800	1200	1800	1500
Diâm Pistão	mm	170	152	159	145	170
Curso Pistão	mm	195	165	190	185	210
BMEP	bar	18,6	16,1	19,0	19,5	16,3
Tx Comp		13,5:1	10:1	11,4:1	13,5:1	12,9:1





Fonte: Catálogos Fabricantes

Verifica-se uma variação de cerca de 41% a 43% de eficiência elétrica nesta faixa de potência, que já inclui as perdas na conversão da energia mecânica do motor em energia elétrica no alternador. Ressalta-se que a principal característica presente nestes equipamentos é o ciclo Miller e queima com mistura pobre (*Lean Burn*).

4.4.2. Modelos de 1400kW - 1700kW @ 60Hz

Na faixa de potência de 1400kW a 1700kW, foram selecionados 4 modelos de grupos geradores que apresentam os melhores índices de eficiência elétrica e suas principais especificações foram relacionadas na Tabela 4.5, permitindo a comparação entre elas:

Tabela 4.5 – Modelos 1400kW - 1700kW @ 60Hz - 500mg/Nm³ NOx

					
Descrição	Unid	CAT/MWM	Rolls Royce	GE Jenbacher	Cummins
Modelo		CG170-16	C26:33L6AG	J420GS	QSV91G
Pot. Elét.	kWe	1550	1400	1421	1750
Efic. Elét.	%	43,0	45,7	41,3	38,3
Volume	dm ³	70,8	105,0	61,1	91,6
Nº Cilindros		16	6	20	18
Rotação	RPM	1500	900	1800	1500
Diâm Pistão	mm	170	260	145	180
Curso Pistão	mm	195	330	185	200
BMEP	bar	18,1	18,5	19,1	16,0
Tx Comp		13,5:1	N/D/	12,5:1	12:1





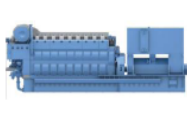
Fonte: Catálogos Fabricantes

Verifica-se uma maior variação de níveis de eficiência elétrica, variando de 38% a 45% nesta faixa de potência, que já inclui as perdas na conversão da energia mecânica do motor em energia elétrica no alternador. Vale ressaltar que a principal característica presente nestes equipamentos é o ciclo Miller e queima com mistura pobre (*Lean Burn*).

4.4.3. Modelos de 1900kW - 2100kW @ 60Hz

Na faixa de potência de 1900kW a 2100kW, aqui vale ressaltar esta ser uma das faixas de potência com a maior quantidade de opções disponíveis no mercado, foram selecionados 5 modelos de grupos geradores que apresentam os melhores índices de eficiência elétrica e suas principais especificações foram relacionadas na Tabela 4.6, permitindo a comparação entre elas:

Tabela 4.6 – Modelos 1900kW - 2100kW @ 60Hz - 500mg/Nm³ NO_x

						
Descrição	Unid	GE Jenbacher	CAT/MWM	Waukesha	Cummins	Rolls Royce
Modelo		J612GS	CG170-20	APG 2000	QSV91G	C26:33L9AG
Pot. Elét.	kWe	1984	2000	1860	2000	2100
Efic. Elét.	%	44,3	43,5	42,9	40,0	46,7
Volume	dm ³	74,9	88,5	109,5	91,6	157,5
Nº Cilindros		12	20	12	18	9
Rotação	RPM	1500	1500	1200	1500	900
Diâm Pistão	mm	190	170	220	180	260
Curso Pistão	mm	220	195	240	200	330
BMEP	bar	22,0	18,8	17,8	18,2	18,5
Tx Comp		11:1	13,5:1	11:1	12:1	N/D


Fonte: Catálogos Fabricantes

Verifica-se uma variação de níveis de eficiência elétrica de 40% a 46% nesta faixa de potência, que já inclui as perdas na conversão da energia mecânica do motor em energia elétrica no alternador. Vale ressaltar que o equipamento que apresenta melhor índice de eficiência elétrica trata-se de um equipamento de média rotação (900 rpm) e maiores dimensões de cilindro e curso de pistão. No geral, prevalece ainda o ciclo Miller e queima com mistura pobre (*Lean Burn*) nos equipamentos.

4.4.4. Modelos de 2600kW - 3300kW @ 60Hz

Na faixa de potência de 2600kW a 3300kW, foram selecionados 5 modelos de grupos geradores que apresentam os melhores índices de eficiência elétrica e suas principais especificações foram relacionadas na Tabela 4.7, permitindo a comparação entre elas:

Tabela 4.7 – Modelos 2600kW - 3300kW @ 60Hz - 500mg/Nm³ NOx

						
Descrição	Unid	GE Jenbacher	CAT/MWM	GE Jenbacher	Waukesha	Himsen
Modelo		J620GS	CG260-12	J616GS	APG 3000	7H35/40G
Pot. Elét.	kWe	3319	3000	2652	3195	3360
Efic. Elét.	%	44,5	43,7	44,4	41,2	47,1
Volume	dm ³	124,8	203,9	99,8	164	269,3
Nº Cilindros		20	12	16	18	7
Rotação	RPM	1500	900	1500	1500	720
Diâm Pistão	mm	190	260	190	220	350
Curso Pistão	mm	220	320	220	240	400
BMEP	bar	17,0	20,0	20,0	16,1	ND
Tx Comp		11:1	12:1	11:1	11:1	12,5:1

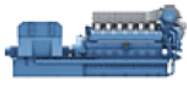




Fonte: Catálogos Fabricantes

Verifica-se uma variação de níveis de eficiência elétrica de 41% a 47% nesta faixa de potência, que já inclui as perdas na conversão da energia mecânica do motor em energia elétrica no alternador. Vale ressaltar que, novamente, o equipamento que apresenta melhor índice de eficiência elétrica trata-se de um equipamento de média rotação (720 rpm) e maiores dimensões de cilindro e curso de pistão. No geral, prevalece ainda o ciclo Miller e queima com mistura pobre (*Lean Burn*) nos equipamentos.

4.4.5. Modelos de 4000kW - 5000kW @ 60Hz

Na faixa de potência de 4000kW a 5000kW, foram selecionados 5 modelos de grupos geradores que apresentam os melhores índices de eficiência elétrica e suas principais especificações foram relacionadas na Tabela 4.8, permitindo a comparação entre elas:

Tabela 4.8 – Modelos 4000kW – 5000kW @ 60Hz - 500mg/Nm³ NOx

Descrição	Unid					
		Rolls Royce	GE Jenbacher	Wärtsilä	Himsen	CAT/MWM
Modelo		B35:40V12AG	J624GS	9L34SG	9H35/40G	CG260-16
Pot. Elét.	kWe	4890	4360	4169	4320	4000
Efic. Elét.	%	47,0	46,5	45,9	47,1	43,7
Volume	dm ³	426	149,7	327	346,2	271,8
Nº Cilindros		12	24	9	9	16
Rotação	RPM	720	1500	720	720	900
Diâm Pistão	mm	350	190	340	350	260
Curso Pistão	mm	400	220	400	400	320
BMEP	bar	20,0	22,0	19,8	ND	19,4
Tx Comp		N/D	12:1	N/D	12,5:1	12:1

Fonte: Catálogos Fabricantes

Verifica-se uma variação de níveis de eficiência elétrica de 43% a 47% nesta faixa de potência, sendo mais consistente a variação de cerca de 46% a 47%, que já inclui as perdas na conversão da energia mecânica do motor em energia elétrica no alternador. Novamente, o equipamento que apresenta melhor índice de eficiência elétrica assim como praticamente todos os equipamentos desta faixa de potência, trata-se de um equipamento de média rotação (720 rpm) e maiores dimensões de cilindro e curso de pistão. Com exceção do equipamento J624GS, que mesmo com dimensões de cilindro e curso de pistão menores e maior rotação de trabalho (1500 rpm), apresenta elevado índice de eficiência elétrica com o uso de sistema de turbo-compressão de duplo estágio, que será melhor detalhado em seguida. No geral, prevalece ainda o ciclo Miller e queima com mistura pobre (*Lean Burn*) nos equipamentos.

4.4.6. Resumo dos resultados

A pesquisa realizada identificou que uma das características predominantes em praticamente todos os equipamentos que apresentam elevados níveis de eficiência trata-se da do ciclo Miller que tem sido aplicado aos equipamentos visando aumento de níveis de eficiência térmica e conseqüentemente elétrica, sendo detalhado no item 4.5 Ciclo Miller.

De acordo com as tabelas anteriores, onde os dados dos equipamentos de cada faixa de potência foram apresentados, verificou-se também uma leve tendência ao aumento nos níveis

de eficiência elétrica a medida que aumenta a faixa de potência dos equipamentos, sendo fundamental levar em consideração a faixa de potência do equipamento na configuração de um projeto de cogeração. A Tabela 4.9 apresenta um resumo com os índices de eficiência elétrica encontrados nos equipamentos analisados que permite a melhor visualização do aumento nos níveis de eficiência elétrica em função da potência dos equipamentos, partindo de 41,9% de eficiência elétrica média na faixa de 1MW a 1,3 MW para 46% de eficiência elétrica média na faixa de 4MW a 5 MW.

Tabela 4.9 – Índices de eficiência elétrica dos modelos analisados

η %	1 – 1,3MW	1,4 – 1,7 MW	1,9 – 2,1 MW	2,6 – 3,3 MW	4 – 5 MW
	43,4	43	44,3	44,5	47
	41,7	45,7	43,5	43,7	46,5
	42,2	41,3	42,9	44,4	45,9
	41,3	38,3	40	41,2	47,1
	40,7		46,7	47,1	43,7
Máximo	43,4	45,7	46,7	47,1	47,1
Mínimo	40,7	38,3	40	41,2	43,7
Média	41,9	42,1	43,5	44,2	46,0

Fonte: Elaboração própria

Outro ponto que se pode verificar através dos dados das tabelas acima foi a predominância das taxas de compressão entre 11:1 e 12:1. Como apresentado no item 2.5. Ciclo Otto, verifica-se que para estas taxas de compressão já era esperado obter índices de eficiência térmica acima de 60% sendo possível tanto obter os índices de eficiência apresentados, quanto ainda se obter índices melhores que ultrapassem a barreira de 50% de eficiência elétrica. A Figura 4.1 representa a eficiência térmica possível de se obter para uma faixa de taxa de compressão entre 11:1 e 12:1, podendo esta atingir cerca de 64%.

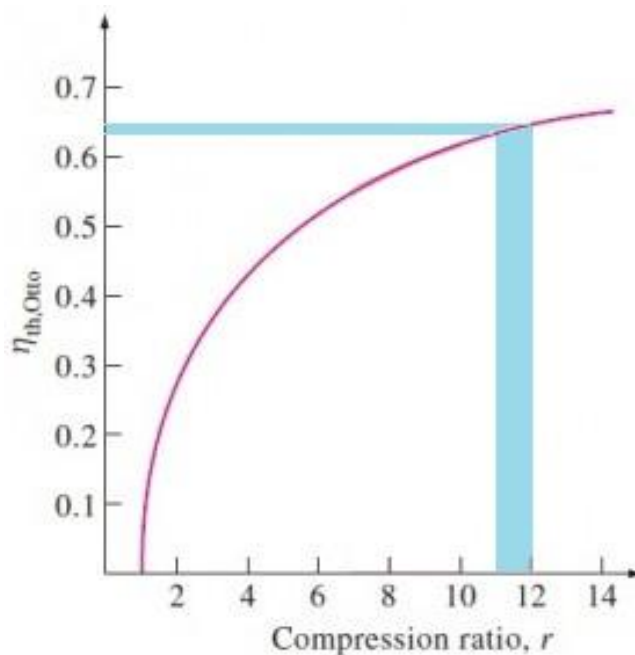


Figura 4.1 - Eficiência térmica para taxa de compressão entre 11:1 e 12:1

Fonte: Adaptado de SOUNAK, 2013

4.5. CICLO MILLER

Como citado nos itens acima referente ao levantamento de mercado, o ciclo Miller tem ampla aplicação nos equipamentos que objetivam maximizar o aproveitamento da energia do combustível na sua transformação principal (energia mecânica).

O ciclo Miller pode ser aplicado tanto em motores Diesel quanto em motores de ciclo Otto. Em motores a gás, trata-se de uma variação do ciclo Otto que mantém as mesmas características termodinâmicas deste ciclo onde a combustão interna se dá por centelha quando a mistura ar-combustível é comprimida.

Patenteada pelo americano Ralph Miller em 1940, trata-se do ciclo no qual são baseados, em grande maioria, os motores de alto rendimento, sendo ideal para o uso em grupos geradores com operação contínua como em centrais termoeletricas, bem como na cogeração de energia.

Mesmo com grande semelhança ao ciclo Otto, o ciclo Miller apresenta características particulares que o tornam o ciclo ideal para se obter melhor eficiência através do controle da pressão e temperatura da compressão final. Seu conceito é baseado no estudo de perdas que ocorrem em motores quatro tempos, tanto ciclo Otto quanto Diesel, no qual se verifica que grande parte das perdas ocorre na fase de compressão do fluido de trabalho. O sistema

consome muita energia para comprimir o fluído, seja ele puramente ar, quanto mistura ar-combustível, onde apenas se gasta energia não a convertendo em trabalho.

Motores que operam em ciclo Miller utilizam o recurso de alterar o tempo de fechamento das válvulas de admissão a fim de se obter uma taxa de expansão maior do que a de compressão, onde no primeiro caso é obtido o trabalho útil e no segundo consome-se energia do combustível não gerando trabalho útil.

Outras modificações significativas tratam-se da utilização de conjuntos de cilindros com taxa de compressão geométrica maior do que os normalmente utilizados em motores Otto e o aumento da pressão de admissão através do uso de turbocompressores de maior capacidade e eficiência, como mostra a Figura 4.2, seguidos por pós-arrefecedores da mistura comprimida, os chamados *after-coolers*, como mostra a Figura 4.3 (PULKRABEK, 2004)

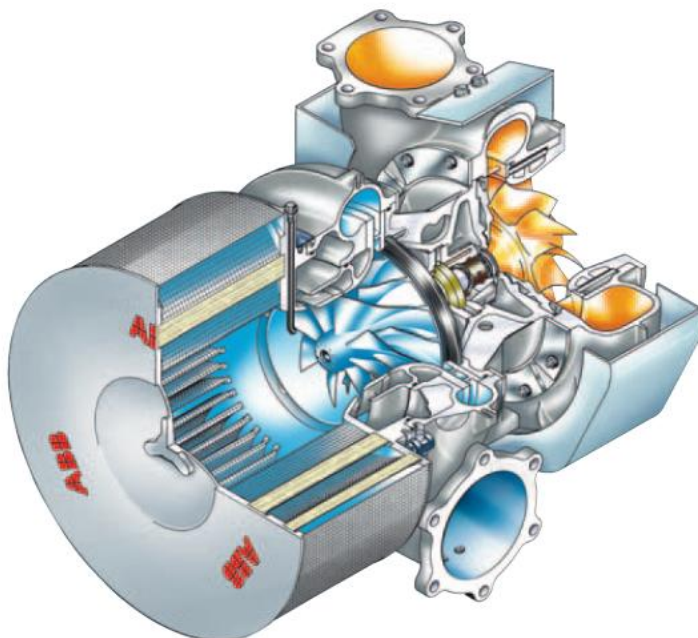


Figura 4.2 – Turbocompressor ABB TPS-F

Fonte: Catálogo ABB Turbochargers – TPS-F

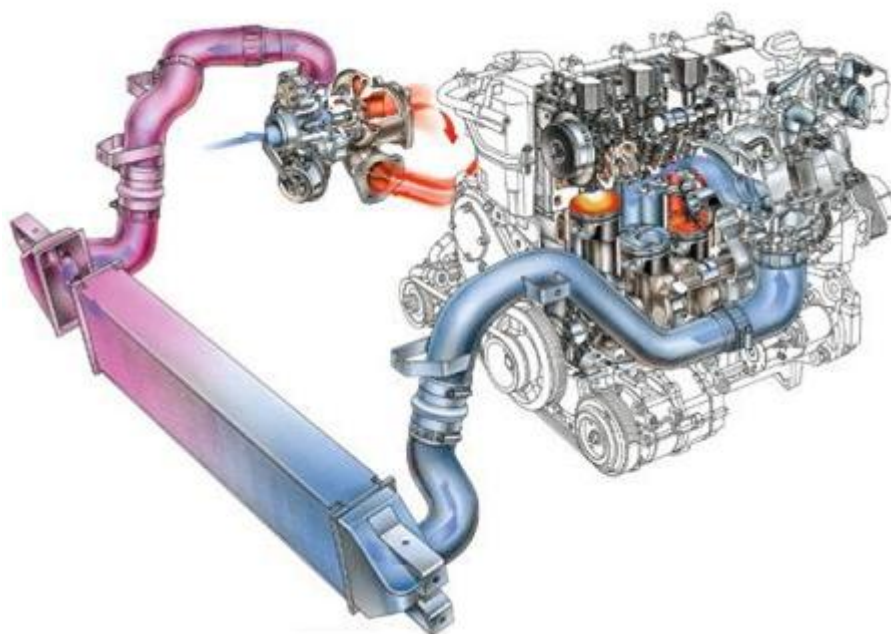


Figura 4.3 – Pós-arrefecedor conectado entre saída do turbo e entrada do motor

Fonte: ApexBoost.com, 2009

É importante ressaltar que quanto maior a dependência da pressão de turbo em um motor, sua capacidade de suportar cargas transitórias, como por exemplo, a variação de carga sobre um gerador, é reduzida a medida que sua dependência da pressão de turbo aumenta. Isto se dá principalmente pelo tempo de resposta do turbo compressor para comprimir a mistura ar combustível à pressão necessária para o motor produzir a potência requerida, sendo este um dos fatores mais limitantes de uso de motores ciclo Miller, que trabalham com elevada relação de compressão no turbo, tornando-se recomendados somente para aplicações de carga contínua (TSUKIDA, 1999)

4.5.1. Diferenças com o ciclo Otto

Como dito acima, no ciclo Miller altera-se o tempo que as válvulas de admissão permanecem abertas tendo duração diferente ao das válvulas de admissão em um motor ciclo Otto. A alteração do tempo de fechamento tem sido aplicada de duas formas nos motores a combustão, sendo uma delas retardando (LIVC – *late intake valve closure*) e a outra antecipando o fechamento (EIVC – *early intake valve closure*).

No primeiro caso, as válvulas de admissão são mantidas abertas quando o pistão inicia o movimento ascendente durante parte do tempo de compressão, podendo variar de 20% a 30% do ciclo. Desta forma o sistema exige menos trabalho do eixo do motor neste período de deslocamento do pistão para a compressão no cilindro, reduzindo o consumo de energia do combustível. Como as válvulas de admissão permanecem abertas durante este período, a medida que o pistão desloca-se no sentido ascendente (ponto 1 a 1a da Figura 4.4), parte da mistura ar combustível retorna para o interior do coletor de admissão do motor que se encontra pressurizado pelo turbocompressor, impedindo seu retorno à atmosfera direcionando a mistura diretamente para o próximo cilindro que estiver no tempo de admissão. Desta forma, a compressão dá início efetivamente somente no momento em que ocorre o fechamento das válvulas de admissão, cuja duração é de 70% a 80% do tempo de compressão geométrico.

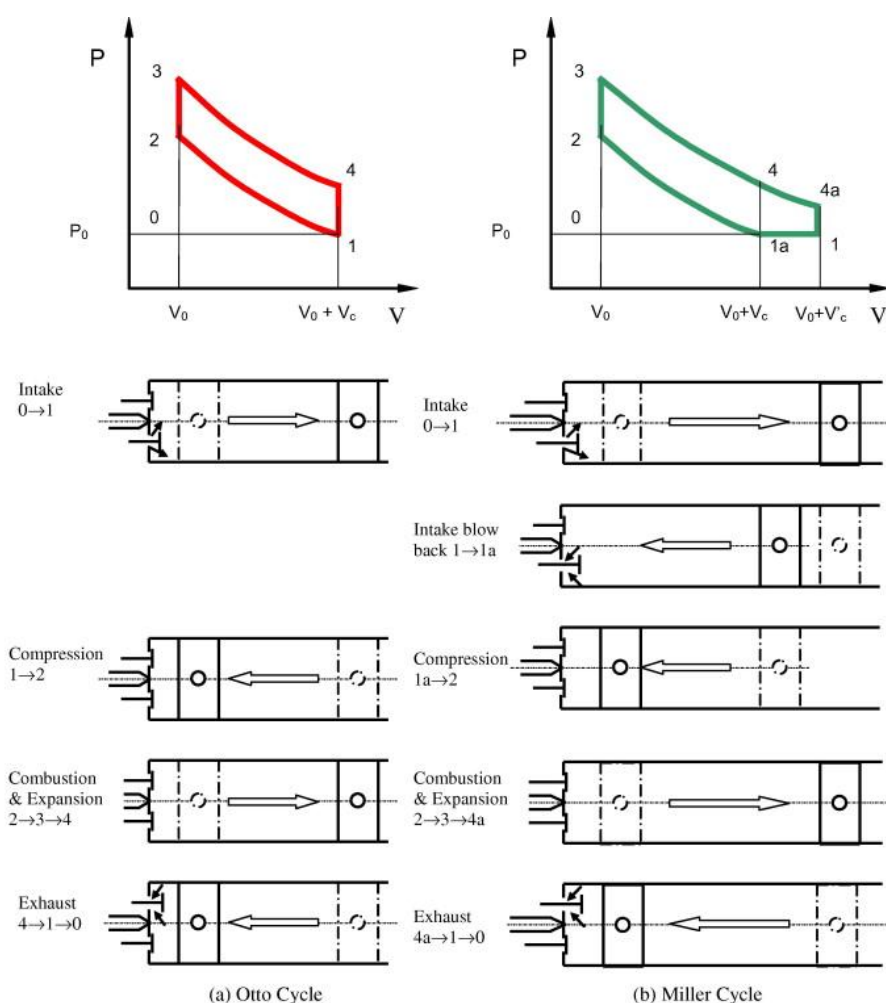


Figura 4.4 – Comparação do ciclo Otto com o ciclo Miller LIVC

Fonte: Applied Energy Volume 85, Issue 6

No segundo caso, (EIVC) as válvulas de admissão são fechadas antes que o pistão alcance o PMI provocando um efeito de expansão dos gases reduzindo sua temperatura e pressão no interior do cilindro (Boyle, Charles), poupando trabalho no ciclo de compressão bem como reduzindo a temperatura no cilindro, evitando a ocorrência de detonação. A redução do tempo de admissão da mistura é compensada com o uso de turbocompressores de maior capacidade que os convencionais em ciclo Otto, alimentando o cilindro com o volume de mistura ar-combustível necessário para a combustão e potência solicitada. A Figura 4.5 ilustra o funcionamento do ciclo Miller operando com fechamento antecipado das válvulas de admissão (EIVC).

Com cilindros maiores, no ciclo Miller tem-se taxa de compressão geométrica superior às taxas disponíveis nos motores ciclo Otto, uma vez que são limitados pela resistência dos combustíveis à detonação, mas que apresentam taxa de compressão efetiva do fluido inferior à geométrica respeitando a limitação do combustível contra detonação. Desta forma, utiliza-se o curso adicional do pistão para fazer tanto a expansão dos gases, quanto o refluxo da mistura para o coletor de admissão (PULKRABEK, 2004)

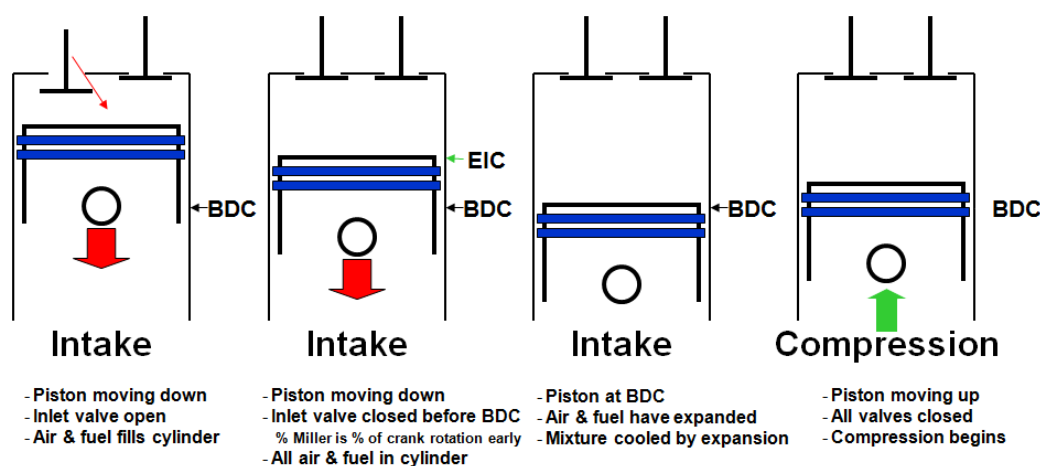


Figura 4.5 – Ilustração de sistema EIVC

Fonte: Material treinamento Caterpillar

A Figura 4.6 ilustra a diferença no perfil de acionamento das válvulas de admissão entre ciclo Miller e ciclo Otto, evidenciando a diferença no tempo de fechamento das mesmas.

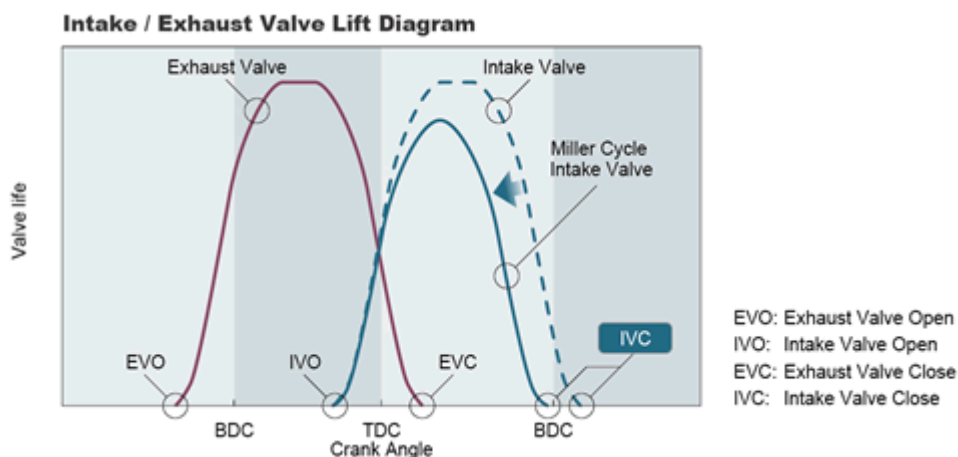


Figura 4.6 – Comparação de acionamento de válvulas de admissão e exaustão EIVC

Fonte: YANMAR, 2013

4.5.2. Melhoria de eficiência com ciclo Miller



Diversos estudos de conversão de um motor a gás convencional Otto para ciclo Miller foram realizados nos últimos anos e os resultados obtidos de fato indicam ser uma alternativa viável quando se pretende obter ganho de eficiência no equipamento.

Um projeto realizado pela Caterpillar em um de seus modelos convencionais de grupo gerador a gás natural de ciclo Otto consistiu na modificação deste equipamento modelo G3520C para receber um novo sistema de comando de válvulas, conjunto de pistões e um novo turbo compressor de maior performance para operar em ciclo tornando-o competitivo para as aplicações em CHP e Termoelétricas. Vale ressaltar que bielas e virabrequim não sofreram modificações, mantendo a mesma capacidade volumétrica do motor, assim como diâmetro e curso dos pistões.

Para a versão 60 Hz, optou-se pelo uso de uma caixa de velocidades (*Gear Box*), a fim de manter o funcionamento do motor em 1500rpm, reduzindo seus desgastes por proporcionar menos ciclos de trabalho do que quando operando em 1800rpm, aumentando sua vida útil e intervalo entre reformas. A caixa de velocidades, também, torna-se uma alternativa, mesmo representando um acréscimo de perdas no sistema e conseqüente diminuição de sua eficiência, ao funcionamento em 1200rpm com acoplamento direto de gerador de 6 pólos que implica em redução significativa da potência de saída do equipamento.

Com a implementação destas soluções, o resultado obtido com este projeto apontou um ganho de eficiência elétrica de 4,2% na versão 60Hz dando origem a um novo equipamento tornando-se o modelo G3520E como apresentado na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Comparativo Caterpillar Otto vs. Miller @ 60Hz

			
Descrição	Unid	Caterpillar	Caterpillar
Modelo		G3520C	G3520E
Pot. Elét.	kWe	2077	2026
Efic. Elét.	%	38,0	42,2
Volume	dm ³	86,0	86,0
Nº Cilindros		20	20
Rotação	RPM	1800	1500*
Diâm Pistão	mm	170	170
Curso Pistão	mm	190	190
BMEP	bar	16,6	19,3

*60 Hz através de *Gear Box*

Fonte: Elaboração própria a partir de Data-Sheets Caterpillar DM3194 e DM8916.

Um outro estudo foi realizado em conjunto pelas empresas Osaka Gas Co., Ltd. e Mitsubishi Heavy Industries no Japão (2000) que também consistia na implementação de ciclo Miller em um motor convencional Otto de potência inferior a 1000kW, cuja eficiência térmica era de 37%. O equipamento tratava-se de um motor a gás natural fabricado pela Mitsubishi Heavy Industries de 6 cilindros, turbo alimentado e com dimensões de cilindro de 170 mm de diâmetro e 180 mm de curso de pistão, BMEP de 12 bar e 1500 rpm.

Para a implementação do ciclo Miller no motor, aumentou-se a taxa de expansão reduzindo o volume da cavidade do pistão elevando a taxa geométrica de compressão mantendo o mesmo curso de pistão, que era de 180 mm. Também sofreu modificações no sistema de comando de válvulas de admissão a fim de adequar o novo tempo de fechamento das válvulas antecipando-o (*EIVC*). Com o uso de simuladores concluíram que poderiam partir da taxa de expansão anterior de 11 para 15 sendo este o ponto de equilíbrio entre eficiência térmica e taxa de expansão, como ilustra a Figura 4.7.

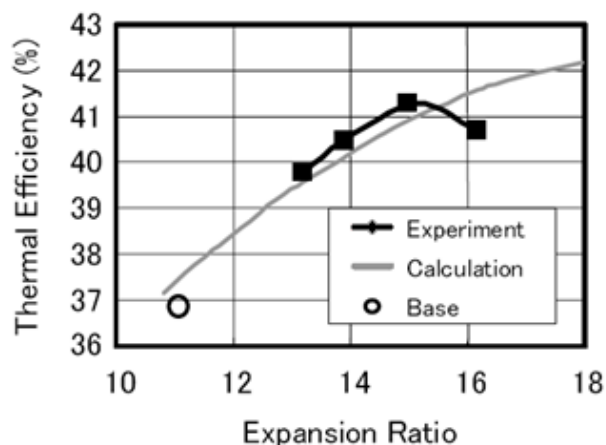


Figura 4.7 - Efeito da taxa de expansão na eficiência térmica

Fonte: Osaka Gas Co / Mitisubishi

Já o tempo de fechamento das válvulas de admissão foi estabelecido experimentalmente, analisando a relação entre eficiência térmica e taxa de compressão.

Para a implantação do ciclo Miller, foi necessário, também, desenvolver um novo turbocompressor de maior eficiência e capaz comprimir a massa ar combustível a maior pressão sem que representasse em aumento de perdas com seu acionamento a fim de compensar a redução do tempo que as válvulas de admissão permaneceriam abertas evitando assim a perda de potência do motor. Além destas, outras modificações foram implementadas, como por exemplo, um novo sistema de controle da relação ar-combustível e novas velas de ignição para maior performance e vida útil.

Após sua implantação, um longo teste foi realizado com 10.000 hs de funcionamento em um grupo gerador para avaliar seu comportamento e variação dos níveis de eficiência térmica e elétrica ao longo deste período tendo mantido um nível de eficiência térmica de 42%, o que representa um ganho de 5% de eficiência sobre sua versão anterior de ciclo Otto convencional (OSAKA GAS CO / MITISUBISHI, 2000).

4.6. OUTRAS MELHORIAS

Como descrito no tópico anterior, o ciclo Miller tem papel fundamental quando se pretende maximizar o rendimento térmico e conseqüentemente elétrico de um grupo motogerador a gás natural, porém também foram encontradas outras melhorias não

quantificadas que têm sido adotadas pelos fabricantes para aumentar a eficiência de seus motores, sendo algumas delas complementares para a implantação do ciclo Miller.

4.6.1. Melhoria na admissão

A forma como se dá a admissão da mistura ar combustível no interior dos cilindros têm papel importante na eficiência da combustão de motor e conseqüentemente em seu rendimento. Os fabricantes têm desenvolvido novos designs da seção de admissão do cilindro de forma a reduzir a resistência do fluxo da massa ar combustível a ser admitida, bem como aumentar a turbulência no interior da câmara de combustão que acelera a combustão e que, ao mesmo tempo, eleva sua eficiência, como ilustra a Figura 4.8.

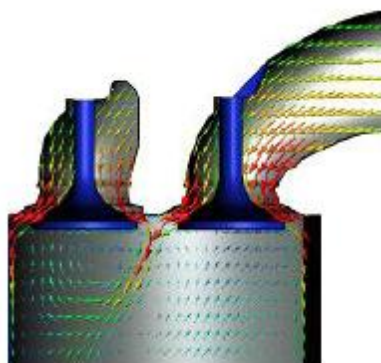


Figura 4.8 - Fluxo com baixa resistência e aumento de turbulência no cilindro

Fonte: MWM, 2012

4.6.2. Melhoria na câmara de combustão

Na câmara de combustão, outra melhoria que tem sido adotada é a redução da área conhecida como “zona morta” ou *dead space*. Esta área da câmara de combustão, como ilustra Figura 4.9, trata-se de da região que apresenta maior dificuldade para queima da mistura ar combustível ali contida, fazendo com que parte do combustível admitido não seja queimado e seja eliminado através do sistema de exaustão do motor não gerando trabalho útil.

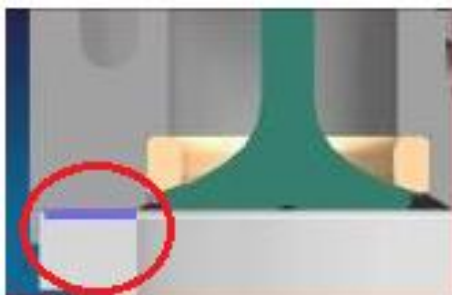


Figura 4.9 - Dead Space na câmara de combustão

4.6.3. Velas de ignição

As velas de ignição também possuem papel fundamental na eficiência de um motor. Elas são responsáveis por produzir a centelha que dará início à combustão da mistura ar-combustível comprimida no interior dos cilindros.

As velas que tem sido mais utilizadas nos equipamentos de alto rendimento com potência de até cerca de 2000kW são as velas com pré-câmara, que como o próprio nome sugere, trata-se uma vela que possui uma pré-câmara de combustão. Sua funcionalidade inicia-se quando o pistão encontra-se realizando a compressão da mistura ar combustível do cilindro e esta mistura penetra na pré-câmara da vela através dos furos da região periférica de sua face inferior. Ao receber o pulso elétrico do sistema de ignição do motor e produzir sua centelha, a energia da combustão da mistura ar combustível contida na pré-câmara é dissipada na forma de turbulentos jatos de fogo, como ilustra a Figura 4.10. Estes jatos provocam uma rápida ignição da mistura ar combustível comprimida na câmara de combustão principal que proporciona uma queima mais completa do combustível e conseqüente aumento da eficiência do motor (TOZZI, 2011).



Figura 4.10 - Vela com pré-câmara

Fonte: MULTITORCH, 2013

4.6.4. Sistema ingestivo de respiro do cárter

Outro recurso também utilizado pelos fabricantes trata-se do sistema ingestivo dos gases provenientes do respiro do cárter do motor. Estes gases, que normalmente são lançados na atmosfera, contêm resíduos inflamáveis e que quando devidamente tratado, podem ser readmitidos pelo motor e queimados juntamente com o combustível do motor, novamente elevando sua eficiência. Seu tratamento basicamente consiste na remoção do óleo contido nestes gases através de filtros que farão com que o óleo seja retido podendo, até mesmo, retornar ao cárter e os gases filtrados, como ilustra a Figura 4.11, possam ser readmitidos tanto no circuito de baixa pressão (antes do turbo compressor) quanto no de alta pressão (antes do turbo compressor) na admissão (CATERPILLAR, 2009).



Figura 4.11 - Sistema ingestivo de respiro de cárter

Fonte: MWM, 2012

4.6.5. Duplo estágio de turbo compressão

Desenvolvido pela empresa GE Jenbacher em 2011 e ainda encontrado apenas em um de seus motores, o sistema de duplo estágio de turbo compressão possibilitou a empresa a desenvolver um novo equipamento (J624GS) combinando o novo sistema com sua plataforma anterior que já operava em ciclo Miller. Esta combinação possibilitou o equipamento atingir um nível de eficiência elétrica de 46,5% ante os 45,6% que apresentava quando recebeu o ciclo Miller. Trata-se de um ganho adicional de cerca de 1%, sendo um ganho de eficiência

bastante expressivo quando sua aplicação se dá em soluções de funcionamento contínuo, como em centrais de cogeração de energia bem como termelétricas (GE Energy, 2011). A Figura 4.12 representa o diagrama de funcionamento do duplo estágio de turbo compressão.

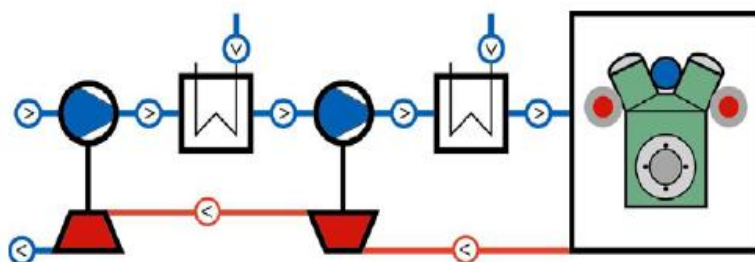


Figura 4.12 - Duplo estágio de turbo compressão

Fonte: GE Jenbacher, 2011

Trata-se de uma solução alternativa para o ciclo Miller que requer maior taxa de compressão no turbo > 6 somente sendo possível alcançar com a utilização de turbo compressores especial, que ainda assim, apresentam perda de eficiência para esta faixa de compressão $< 60\%$.

Assim optou-se por desenvolver um sistema de duplo estágio capaz de comprimir a mistura ar combustível acima de 10 bar com eficiência de compressão superior a 73%, sendo um primeiro estágio de baixa pressão com pós arrefecimento seguido do segundo estágio, de alta pressão, novamente pós arrefecido. Já no lado da exaustão, o fluxo dos gases aciona primeiramente o turbo do segundo estágio de compressão (alta pressão) para em seguida acionar o turbo do primeiro estágio (baixa pressão) antes de ser lançado à atmosfera (GE Energy, 2011), como ilustra a Figura 4.13.

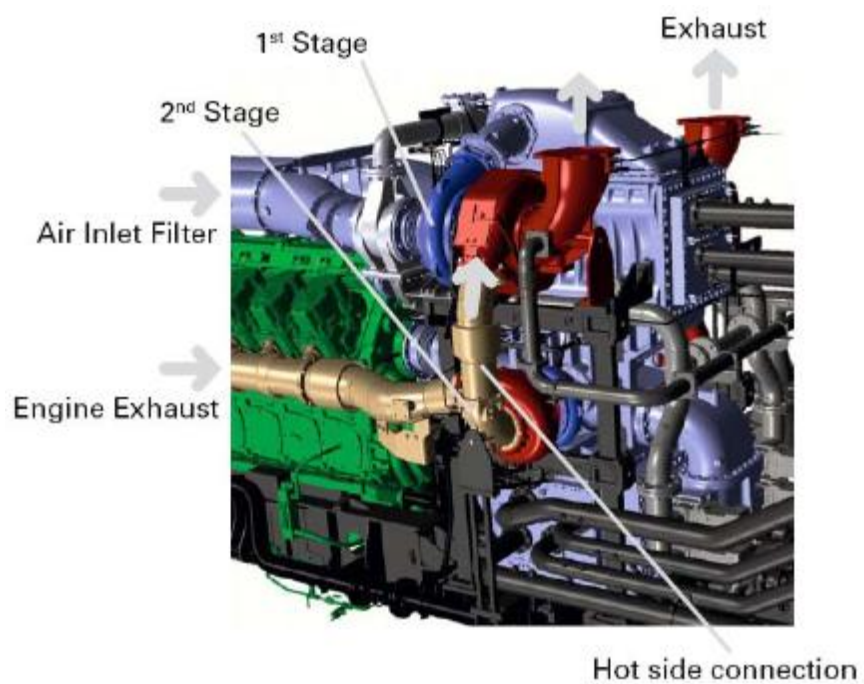


Figura 4.13 - Fluxos através dos turbos de duplo estágio

Fonte: GE Jenbacher, 2011

5. CONCLUSÕES

Com o estudo realizado ao longo deste trabalho bem como os resultados encontrados pode-se concluir que o mercado já disponibiliza diversas opções de produtos para aplicação em centrais de cogeração de energia no Brasil que apresentam eficiência elétrica acima de 40% sendo que alguns deles já chegam a atingir o nível de 47% possibilitando a implementação de sistemas de cogeração altamente eficientes.

Verificou-se que dentre as diversas soluções tecnológicas implementadas para se obter o máximo aproveitamento do combustível, o ciclo Miller é sem dúvidas a solução de maior impacto, representando até 5% de eficiência elétrica global acima dos sistemas convencionais de ciclo Otto. Sua aplicação é mais indicada para geração de energia como em termelétricas e geração de energia em horário de ponta, desde que opere em regime de carga contínua através do paralelismo permanente entre fontes uma vez que sua maior restrição é a aplicação em sistemas que apresentam significativas variações de carga. A utilização de motogeradores de alta eficiência na cogeração pode não representar melhor fator de utilização da energia do combustível, uma vez que na cogeração os rejeitos térmicos podem ser melhor aproveitados produzindo um melhor balanço térmico e rendimento global da planta.

Verificou-se também que a eficiência elétrica tende a aumentar com a faixa de potência dos equipamentos, sendo que os índices de eficiência elétrica apresentados pelos equipamentos de maior potência são maiores que os de menor potência. Assim, também, a eficiência elétrica tende a aumentar em motores de baixa rotação, sendo os mais indicados para a escolha uma vez que motores de baixa rotação apresentam maior vida útil e maior intervalo entre reformas e manutenções.

REFERÊNCIAS

ACQUAVIVA, Eduardo. *Desenvolvimento técnico e econômico, projeto, implementação e manutenção de centrais de cogeração a gás natural*. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006.

ALVES VARELLA, Carlos Alberto; SANTOS, Gilmar. *Noções Básicas De Motores Diesel*: Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro. 2010.

ANDREOS, Ronaldo. *Estudo de viabilidade técnico-econômica de pequenas centrais de cogeração a gás natural no setor terciário do estado de São Paulo*. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2013.

CARNOT, Sadi; THURSTON, Robert Henry. *Reflections on the Motive Power of Heat and on Machines Fitted to Develop That Power*. New York: J. Wiley & Sons, 1890.

CATERPILLAR, G3520C Gas Engine Performance Data Sheet DM3194, EUA. 2013

_____. G3520E Gas Engine Performance Data Sheet DM8916, EUA. 2003

_____. A&I Guide Crankcase Ventilation LEBW4958. EUA. 2009.

DOE, US DEPARTMENT OF ENERGY. *Advanced Reciprocating Engine Systems (ARES)*. EE0419. EUA. Março 2013.

DOMINGUES JUNIOR, Silvio C.; CARVALHO, Gilson A. *Geração Distribuída - Uma Análise Dos Requisitos De Paralelismo On-Site*: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo. 2011

FRANKLIN, Erick M., *Apostila do curso de Sistemas Fluidotérmicos II*, EM884, 2013

GE ENERGY. *GE's new Jenbacher Gas Engines with 2-stage Turbocharging*, Kuala Lumpur, 2011.

HEYWOOD, John B. - *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, Ed. II. Michigan, 1988.

MAGALHÃES LIMA et al..*Motores De Combustão Interna*: FEUP Faculdade de Engenharia Universidade do Porto.2009

MWM, *Product presentation TCG 2020 and TCG 2020K*. Mannheim. Maio 2010.

OSAKA GAS CO / MITISUBISHI, *Development of High Efficiency Miller Cycle Gas Engine*, Japão, 2000.

PERFECTUM. *Transferência com rampa de carga*, Disponível em <http://www.perfectum.eng.br/energia/ATS.html>, acessado em 19 de Abril de 2013.

PRODIST – Módulo 3, Site ANEEL. Disponível em http://www.aneel.gov.br/arquivos/PDF/Modulo3_Revisao_3_Retificacao_1.pdf, acessado em 19 de Abril de 2013.

_____. Módulo 8, Site ANEEL. Disponível em http://www.aneel.gov.br/arquivos/PDF/Modulo8_Revisão_3.pdf , acessado em 19 de Abril de 2013.

PULKRABEK, Willard W. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. Upper Saddle River, N.J. 2 ed. 2004. p.103-108.

ROCHA, M.S.; ANDREOS, R.; SIMÕES-MOREIRA, J.R. *Performance tests of two small trigeneration pilot plants*. *Applied Thermal Engineering*, v.41, Aug. 2012.

SHET, U.S.P.; SUNDARARAJAN, T.; MALLIKARJUNA, J.M. *Gas Power Cycles*: Indian Institute of Technology Madras, 2013

SIMÕES-MOREIRA, J. R. *Fundaments of Thermodynamics Applied to Thermal Power Plants*. In: SOUZA, Gilberto F. Martha (Ed.). *Thermal Power Plant Performance Analysis*. London: Springer-Verlag, 2012. p.7-39.

SIMÕES MOREIRA, J.R.; PIMENTA, M.M. *Cogeração, Apostila do curso de especialização em energias renováveis, geração distribuída e eficiência energética*, ERG-009, 2011.

TOZZI, Luigi P. *Pre-chamber spark plug* US Pat. 7922551 B2, 12 abril 2011.

TSUKIDA et al. *Production Miller-Cycle Natural Gas Engine*. Japão, 1999.