



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ

COGERAÇÃO DE ENERGIA COM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

THIAGO AVERALDO BIMESTRE

GUARATINGUETÁ
2012

THIAGO AVERALDO BIMESTRE

COGERAÇÃO DE ENERGIA COM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna

Guaratinguetá
2012

B611c	Bimestre, Thiago Averaldo Cogeração de energia com motores de combustão interna / Thiago Averaldo Bimestre – Guaratinguetá : [s.n], 2012. 85 f : il. Bibliografia: f. 82 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012. Orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna 1. Motores de combustão interna 2. Energia elétrica e calor – Cogeração 3. Gás natural I. Título CDU 621.43
-------	--

COGERAÇÃO DE ENERGIA COM MOTORES DE COMBUSTÃO
INTERNA

THIAGO AVERALDO BIMESTRE

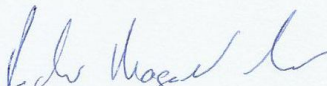
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO
COMO PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

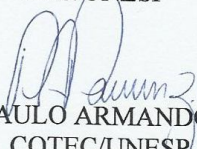
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO
DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. Antonio Wagner Forti
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO
FEG/UNESP


Prof. Dr. PAULO ARMANDO PANUNZIO
COTEC/UNESP

NOVEMBRO 2012

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, em primeiro lugar, pelo precioso dom da vida e, com ela a capacidade para pensar, amar e lutar pela conquista dos meus ideais;

Aos meus pais, Paulo Sérgio e Maria Bernadete, e minha irmã Thatiana, que com afeto e dedicação, me apoiaram em todos os momentos;

Aos amigos de caminhada, por estarem sempre presentes;

Aos meus professores, que me levaram a superar as dificuldades e limitações;

Ao meu orientador, Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna, pelo apoio e amizade;

À Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá e ao Colégio Técnico Industrial de Guaratinguetá, onde se encontra boa parte de minha história.

BIMESTRE, T.A.; **Cogeração de Energia com Motores de Combustão Interna. 2012.** 85f. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia Campus de Guaratinguetá, UNESP – Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

RESUMO

O setor terciário é um dos grandes responsáveis pelo crescimento do consumo de energia elétrica no Brasil. Os grandes prédios comerciais e públicos, hipermercados e *shopping centers* se destacam como grandes consumidores de energia elétrica para fins de iluminação, potência motriz e energia térmica. O Brasil apresenta expressivo potencial para a implantação de pequenas plantas de cogeração, sobretudo no setor terciário.

Aliado a esta situação, a possibilidade de fornecimento de gás natural e as exigências crescentes em favor da manutenção e preservação do meio ambiente favorecem a implantação de plantas de cogeração.

Neste contexto, o presente trabalho apresenta uma análise técnico-econômica da instalação de uma central de cogeração utilizando motor de combustão interna a gás natural em um *shopping center*.

PALAVRAS-CHAVE: Cogeração, Motores de combustão interna, Energia elétrica e calor, Gás natural.

BIMESTRE, T.A.; **Cogeração de Energia com Motores de Combustão Interna. 2012.** 85f. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia Campus de Guaratinguetá, UNESP – Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

ABSTRACT

The tertiary sector is largely responsible for the growth of electricity consumption in Brazil. The large commercial and public buildings, hypermarkets and shopping centers stand out as major consumers of electricity for lighting, power and thermal energy. Brazil presents significant potential for the deployment of small cogeneration plants, especially in the tertiary sector.

Allied to this, the possibility of natural gas supply and the growing demands in favor of maintaining and preserving the environment favor the implementation of cogeneration plants.

In this context, this paper presents a technical and economic analysis of installing a cogeneration plant using internal combustion engine with natural gas in a mall.

KEYWORDS: Cogeneration, Internal Combustion Engines, Electricity and heat, natural gas.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Configuração de um sistema de cogeração tipo <i>Topping</i> (SALES, 2008).....	16
Figura 2- Configuração de um sistema de cogeração tipo <i>Bottoming</i> (SALES, 2008).....	16
Figura 3- Esquema Básico de um ciclo a vapor simples (MATELLI,2011).....	20
Figura 4- Diagrama T-s do ciclo a vapor (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003).....	20
Figura 5- Turbina a gás ciclo aberto (Adaptado de: MATELLI, 2011).....	22
Figura 6- Diagrama p-v Ciclo Brayton ideal (MATELLI, 2011).....	22
Figura 7- Diagrama T-s para um ciclo real (YANAGIHARA, 2007).....	23
Figura 8- Ciclo combinado gás-vapor (BALESTIERI, 2011).....	24
Figura 9- Diagramas ciclo Otto ideal (YANAGIHARA, 2007).....	25
Figura 10- Rendimento térmico do ciclo Otto em função da razão de compressão (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003).....	26
Figura 11- Diagrama P-v ciclo Otto real (Adaptado de: FAIRES, 1978).....	27
Figura 12- Diagramas ciclo Diesel ideal (TUNA, 2010).....	28
Figura 13- Diagrama comparativo - ciclo Diesel real e teórico (BALESTIERI, 2011).....	29
Figura 14- Ciclo ideal de refrigeração por compressão mecânica (Adaptado de: MATELLI, 2011).....	30
Figura 15- Diagrama p-h ciclo de refrigeração por compressão (BALESTIERI, 2011).....	30
Figura 16- Comparação entre o ciclo de refrigeração por compressão ideal e real (BALESTIERI, 2011).....	31
Figura 17- Ciclo de refrigeração por absorção com água e brometo de lítio (BALESTIERI, 2010).	32
Figura 18- Turbina a vapor (MATELLI, 2011).....	33
Figura 19- Turbina de contrapressão (MATELLI, 2011).....	34
Figura 20- Turbina de condensação (MATELLI, 2011).....	35
Figura 21- Turbina a gás (BALESTIERI, 2010).....	36
Figura 22- Motor Alternativo (Adaptado de: TUNA, 2010).....	38
Figura 23- Classificação dos Motores de combustão interna estacionários (MELLO JR., 2006).....	39
Figura 24- Ciclo 4 tempos (BALESTIERI, 2010).....	40
Figura 25- Ciclo 2 tempos (TUNA, 2010).....	41
Figura 26- Aproveitamento de energia em um motor de combustão interna (BRASIL, 2005).....	43
Figura 27- Principais fabricantes de MCI no mundo (MELLO JR., 2006).....	43
Figura 28- Trocador de Calor de correntes paralelas (Adaptado de: INCROPERA ; DeWITT, 1998).....	47
Figura 29- Trocador de calor de correntes contrárias (Adaptado de: INCROPERA ; DeWITT, 1998).....	48
Figura 30- Trocador de calor de fluxo Cruzado (INCROPERA ; DeWITT, 1998).....	48
Figura 31- Distribuições de Temperatura nos fluidos quente e frio em escoamento paralelo e em escoamento em contracorrente(adaptado de: INCROPERA ; DeWITT, 1998).....	49

Figura 32- Caldeira de Recuperação de calor com queima suplementar (BALESTIERI, 2010).....	52
Figura 33- Gráfico utilizado no método de <i>pinch-point</i> (TAKAKI, 2006).....	54
Figura 34- <i>Chiller</i> de absorção de simples efeito (Trane Co.).....	56
Figura 35- <i>Chiller</i> de absorção de duplo efeito (Trane Co.).....	59
Figura 36- Desempenho de sistemas a absorção de simples e duplo efeito (Stoecker & Jones, 1985).....	60
Figura 37- Configuração proposta para planta de cogeração.....	62
Figura 38- Curva Teórica de paridade térmica.....	64
Figura 39- Análise gráfica através do método de <i>Pinch-Point</i>	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação entre a turbina a gás e o Motor a gás (LIMA, 2003).....	42
Tabela 2 – Valores para dimensionamento de caldeiras de recuperação (BABCOCK E WILCOX, 1992).....	55
Tabela 3 – Características Típicas de Sistemas de Absorção de Simples Efeito (ASHRAE Refrigeration Handbook, 1994).....	58
Tabela 4 – Características Típicas de Sistemas de Absorção de Duplo Efeito (ASHRAE Refrigeration Handbook, 1994).....	59
Tabela 5 – Fabricantes e fornecedores de tecnologia de SRA (MAGAZONI, 2011).....	60
Tabela 6 – Pontos da Curva teórica de Paridade Térmica.....	64
Tabela 7 – Os valores de “X” e “Fc” para “cogeração qualificada” (ANEEL).....	69
Tabela 8 – Tarifas para o fornecimento de energia elétrica (EDP Bandeirante, 2012).....	70
Tabela 9 – Tarifas para o fornecimento de gás natural segmento Cogeração (COMGÁS, 2012).....	70
Tabela 10 – Demanda e Consumo na ponta.....	71
Tabela 11 – Demanda e Consumo fora de ponta.....	71
Tabela 12 – Valores do PIS/PASEP/Cofins (EDP Bandeirante, 2012).....	73
Tabela 13 – Custo de Aquisição de equipamentos (FONTES et. al., 2010).....	77

LISTA DE SÍMBOLOS

Notação	Unidade	Descrição
$\dot{m}$	kg/s	Vazão mássica
$\dot{W}$	W ou seus múltiplos	Potência
h	kJ/kg	Entalpia específica
c_p	kJ/kgK	Calor específico
T	°C ou K	Temperatura
η	Adimensional	Rendimento
PCI	J/kg	Poder calorífico inferior
p	Pa ou seus múltiplos	Pressão
k	Adimensional	Constante politrópica dos gases
$\dot{Q}$	W ou seus múltiplos	Taxa de transferência de calor
$\dot{I}$	W ou seus múltiplos	Irreversibilidades
N	rpm	Rotação
A	m ²	Área
U	W/(m ² .K)	Coeficiente global de transferência de calor
HR	kJ/kWh	Consumo específico de calor
SR	kg/kWh	Consumo específico de vapor
FR	kg/kWh	Consumo específico de combustível
r_v	Adimensional	Relação de compressão

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
2. COGERAÇÃO DE ENERGIA.....	13
2.1. Definição.....	13
2.2. Histórico.....	14
2.3. A Cogeração no Brasil.....	15
2.4. Configurações disponíveis	16
2.5. Estratégias de operação	17
2.6. Combustíveis – O Gás Natural.....	18
3. CICLOS DISPONÍVEIS PARA A COGERAÇÃO.....	20
3.1. Ciclo Rankine ou a Vapor.....	20
3.2. Ciclo de ar padrão BRAYTON ou à gás.....	22
3.3. Ciclo de ar padrão OTTO	25
3.4. Ciclo de ar padrão DIESEL.....	28
3.5. Ciclo de refrigeração por compressão mecânica.....	30
3.6. Ciclo de refrigeração por absorção.....	32
4. ACIONADORES PRIMÁRIOS.....	33
4.1. Turbinas à Vapor.....	33
4.2. Turbinas à Gás.....	36
4.3. Motores de Combustão Interna.....	38
5. TECNOLOGIAS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR.....	47
5.1. Trocadores de Calor... ..	47
5.2. Caldeiras de Recuperação.....	51
5.3. Máquinas de Refrigeração por absorção.....	56
6. ANÁLISE TÉCNICA.....	61
6.1. Cenário.....	61
6.2. Demandas.....	61
6.3. Estratégia de Operação.....	61
6.4. Configuração da planta.....	62
7. ANÁLISE ECONÔMICA.....	70
7.1 Considerações Importantes.....	70
7.2. Cenário A – Sem Cogeração.....	72
7.3. Cenário B – Com Cogeração.....	75
7.4. Investimentos na planta de Cogeração.....	77
7.5. Cálculo do Pay-Back Composto.....	78
8. CONCLUSÕES.....	79
9. ANEXOS.....	80
ANEXO A – Dados do SRA	80
ANEXO B – Dados do motor	81
10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	82

1. INTRODUÇÃO

Em virtude do crescimento do consumo de energia elétrica no setor terciário, especificamente em grandes hipermercados e *shopping centers*, este trabalho propõe uma configuração de uma planta de cogeração baseada no uso de motores de combustão interna a gás natural. Destina-se também a realizar uma análise técnico-econômica do projeto proposto e a verificação do tempo de retorno do investimento realizado.

No capítulo 2 é feita uma abordagem histórica a respeito da cogeração de energia, as configurações disponíveis e as estratégias de operação.

O capítulo 3 faz uma revisão sobre os ciclos disponíveis para a cogeração, com o equacionamento termodinâmico para cada um deles.

O capítulo 4 se refere aos acionadores primários, como as turbinas a vapor e a gás e os motores de combustão interna, além de suas aplicações em cogeração de energia. Na sequência, o capítulo 5 faz uma breve explicação das tecnologias de recuperação de calor, como os trocadores de calor e as caldeiras de recuperação, do método do *pinch-point* e das máquinas de refrigeração por absorção.

No capítulo 6 faz-se a análise técnica da planta de cogeração proposta, com aproveitamento de calor dos gases residuais provenientes do motor de combustão interna a gás natural. No capítulo 7, faz-se a análise econômica do projeto com o cálculo do pay-back composto e, por fim, no capítulo 8 faz-se a conclusão do projeto.

2. COGERAÇÃO DE ENERGIA

2.1. Definição

A Cogeração corresponde à produção simultânea de diferentes formas de energia útil, como as energias eletromecânica e térmica, para suprir as necessidades de uma unidade de processo, seja ela do setor industrial, agrícola, terciário ou um sistema isolado, a partir de uma mesma fonte energética primária. Em outras palavras, seria o aproveitamento de uma parcela de energia que teria de ser obrigatoriamente rejeitada por força da Segunda Lei da Termodinâmica, resultando em um aumento da eficiência global de um ciclo térmico.

Tecnicamente a cogeração se destaca dentre as demais formas de geração especialmente por elevar a eficiência conjunta de conversão da energia química dos combustíveis em energia útil, garantindo à empresa ou unidade maior confiabilidade na geração de seus insumos energéticos, especialmente naqueles setores que contam com subprocessos aos quais não se permitem falhas no fornecimento de energia.

A cogeração é uma tecnologia “ecológica”. Não apenas por reduzir a cadência com que a humanidade vem exaurindo as fontes energéticas não renováveis, mas também pelo fato de apresentar menores índices de emissão de poluentes. Além disso, pode constituir uma nova fonte de geração de renda para a empresa, desde que a central de cogeração se encontre interligada ao sistema da concessionária local de energia e que as tarifas de compra e venda de energia elétrica se encontrem em patamares adequados, que remunerem o capital empatado (BALESTIERI, 2002).

No momento atual em que o setor elétrico brasileiro sofre os efeitos de um período no qual houve poucos investimentos na geração e na transmissão de energia, implicando em tendências de déficit de geração e problemas de transporte no futuro breve, a cogeração, como geração distribuída, se apresenta com grande atratividade tanto para os consumidores quanto para a sociedade em geral (BRASIL, 2005).

2.2. Histórico

O uso da cogeração vem apresentando, especialmente nas duas últimas décadas, uma forte tendência de crescimento. A origem dessa prática está associada ao desenvolvimento de sistemas para o conforto térmico de ambientes.

Referências diversas, baseadas em registros antigos, citam o emprego de sistemas de elevação de carga a partir de gases quentes – *smokejacks*, basicamente uma “turbina” movida pelo ar aquecido que sobe por uma chaminé.

As décadas de 1920 e 1930 se caracterizaram pelo desenvolvimento de sistemas de calefação de ambientes na Europa. Um número significativo de centrais de cogeração somente passa a ser evidenciado após a Segunda grande guerra; as principais causas da lenta difusão desses sistemas nas demais regiões devem ter sido decorrentes do baixo custo unitário dos combustíveis e/ou a abundância de combustíveis fósseis naquela oportunidade.

Com a crise do petróleo em 1973/74 e 1979/80 e as resistências por parte de grupos de defesa do meio ambiente às formas de geração nuclear, os sistemas de cogeração e aquecimento central receberam grande impulso, especialmente nos Estados Unidos.

Observou-se na década de 1980 um forte impulso no emprego da cogeração em diversos países, especialmente porque o apelo que ela apresenta quanto ao uso racional da energia vem garantindo desde então o crescente interesse nessa forma de geração.

Na década de 1990, especialmente na Europa e nos Estados Unidos, a cogeração responde por um grande número de aplicações, em diversos setores, tanto em termos de sistemas compactos quanto de grande porte (BALESTIERI, 2002).

2.3. A cogeração no Brasil

O histórico brasileiro na área de geração de energia é marcado por uma alternância entre os agentes públicos e privados na condução desse processo; no entanto, a geração de utilidades térmicas sempre esteve a cargo dos agentes privados, principalmente pelo fato de o Brasil estar localizado geograficamente em uma área de clima ameno, sendo que, salvo poucas exceções, o aquecimento dos ambientes não é imperativo para a sobrevivência de sua população.

A cogeração não tem sido praticada no Brasil na intensidade que poderia apresentar. Existem diversos setores favorecidos por demandas energéticas adequadas a esta prática e que poderiam habilitar-se a ela. A participação da cogeração no mercado brasileiro de produção de energia ainda pode crescer de forma significativa, desde que sejam estabelecidas tarifas adequadas e que o mercado apresente taxa de juros realistas que incentivem tal prática (BALESTIERI, 2002).

Historicamente, a implantação de sistemas de cogeração no Brasil eram restritas à aplicações muito específicas, como refinarias e plataformas de petróleo. Com o choque do petróleo na década de 1970 este cenário mudou.

A necessidade de se utilizar a energia de modo mais racional (conservação de energia) fez com que os sistemas de cogeração se viabilizassem nas indústrias alimentícias, de papel e celulose, siderúrgicas e outras, além da introdução do álcool combustível (Pro-álcool), permitindo a cogeração nas usinas sucroalcooleiras, hoje o setor mais intensivo em cogeração no Brasil.

A disponibilidade de gás natural também impulsionou novas aplicações de cogeração, como no setor terciário, em hotéis, shoppings center, hospitais, etc. (MATELLI, 2011).

A resolução ANEEL nº235, de 14 de Novembro de 2006, estabelece os requisitos para a qualificação de centrais termelétricas cogedoras de energia no Brasil.

2.4. Configurações disponíveis

Os ciclos de cogeração são usualmente classificados de acordo com a ordem de geração de energia, possuindo duas configurações básicas: *topping* e *bottoming*.

Na configuração *topping*, o calor residual do processo de geração de energia é recuperado para a geração de calor útil. Um esquema básico deste tipo de configuração, pode ser visto na figura 1.

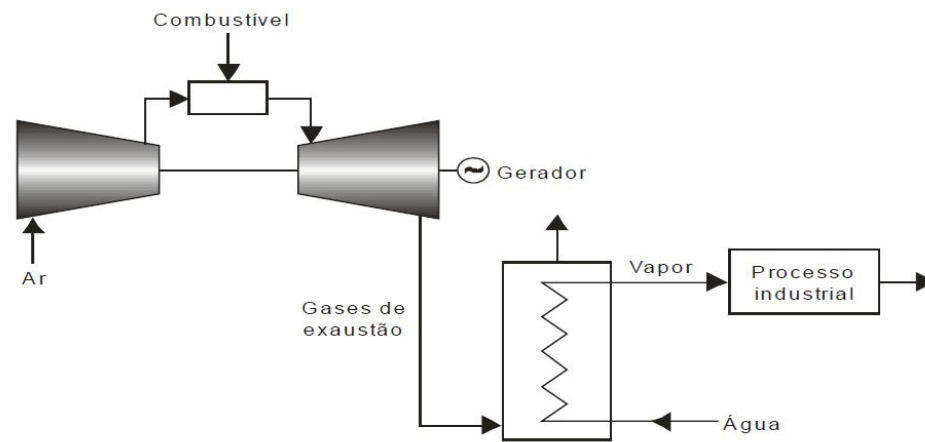


Figura 1 - Configuração de um sistema de cogeração tipo *Topping* (SALES, 2008).

Na configuração *bottoming*, o calor residual do processo de geração de energia térmica útil é recuperado para a geração de energia eletromecânica. Um esquema básico deste tipo de configuração, pode ser visto na figura 2.

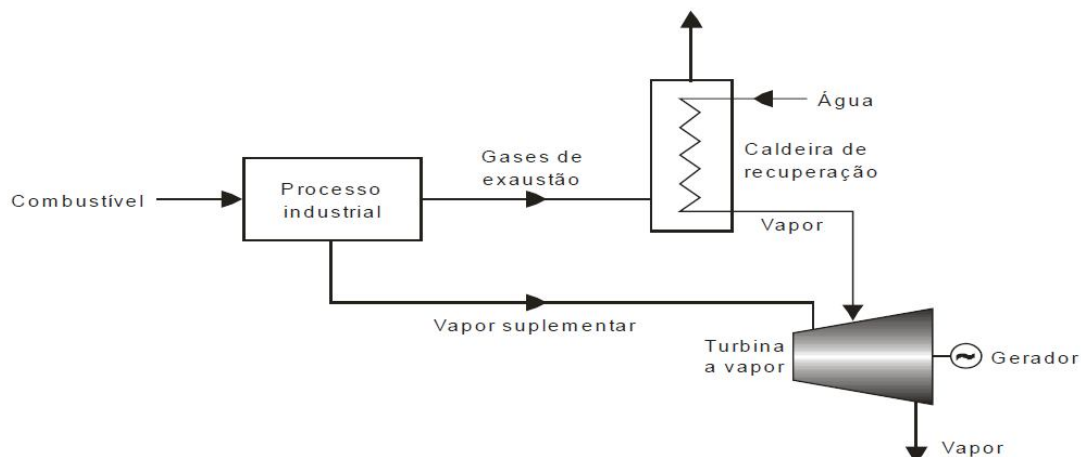


Figura 2 - Configuração de um sistema de cogeração tipo *Bottoming* (SALES, 2008)

2.5. Estratégias de Operação

Basicamente existem três estratégias de operação admitidas para centrais de cogeração, apresentadas a seguir:

Paridade Térmica: Neste tipo de estratégia de operação, ocorre o atendimento da demanda térmica, ou seja, a potência térmica gerada é igual à potência térmica demandada. Se a energia elétrica cogerada for maior que a demandada, o excedente de energia elétrica é vendido para a rede. Analogamente, se a energia elétrica cogerada for menor que a demandada, o complemento é adquirido da rede.

Paridade Elétrica: Neste tipo de estratégia de operação, ocorre o atendimento da demanda elétrica, ou seja, a potência elétrica gerada é igual à potência elétrica demandada. No caso da energia térmica cogerada ser maior que a demandada, o excedente de energia térmica é rejeitado para o ambiente ou termoacumulado, se aplicável. Ainda, se a energia térmica cogerada for menor que a energia térmica demandada, um gerador térmico auxiliar complementa a demanda (MATELLI, 2011). Historicamente, sistemas de cogeração implementados por seus próprios usuários tendem a operar em paridade térmica, pois é mais fácil adquirir de terceiros a eletricidade do que o calor (TAKAKI, 2006).

Despacho Econômico: esta estratégia corresponde à operação da central apenas nos períodos em que a tarifa paga pela concessionária apresenta um retorno que interessa ao investidor, o que é possível dada à capacidade de modulação de algumas tecnologias de cogeração. No entanto, pode ser ela adotada pelo cogrador na negociação com a concessionária de condições favoráveis para o seu suprimento de emergência e, também, nos mercados atacadistas de eletricidade, para maximização de sua receita líquida, quando o preço da eletricidade no curto prazo se eleva significativamente (TAKAKI, 2006).

De acordo com Silveira (2009), existe ainda um quarto modo de operação que pode ser economicamente conveniente em situações excepcionais, denominado **operação em cargas parciais**. Nesse modo de operação, o sistema de cogeração é subdimensionado em relação aos seus requerimentos de eletricidade e calor de processo, atendendo cargas parciais destas modalidades de energia.

2.6. COMBUSTÍVEIS - O GÁS NATURAL

A cogeração se apresenta como forma de aproveitamento máximo do conteúdo energético dos combustíveis, quer seja do tipo fóssil ou do tipo biomassa.

Os combustíveis fósseis mais comuns são:

- sólidos: carvão, turfa;
- líquidos: derivados de petróleo (gasolina, óleo combustível, óleo diesel e querosene);
- gasosos: gás natural, gás de refinaria, gás de coqueria etc.

Os combustíveis biomassa mais comuns são:

- sólidos: lenha, bagaço de cana, casca de arroz, cavaco de madeira etc.
- líquidos: biodiesel, álcool, licor negro (resíduo da produção de celulose) etc.
- gasosos: resultantes da decomposição de lixo orgânico ou esgoto sanitário, ou da gaseificação do bagaço de cana.

Atualmente o combustível que reúne as melhores condições comerciais e de qualidade (energética e ambiental) é o gás natural (BRASIL, 2005).

O gás natural é um hidrocarboneto resultante da decomposição da matéria orgânica durante milhões de anos. É encontrado no subsolo, em rochas porosas isoladas do meio ambiente por uma camada impermeável. Em suas primeiras etapas de decomposição, esta matéria orgânica de origem animal produz o petróleo. Em seus últimos estágios de degradação, o gás natural. Por isso, é comum a descoberta do gás natural tanto associado ao petróleo quanto em campos isolados (gás natural não associado).

Assim como ocorre no petróleo, a composição básica do gás natural são as moléculas de hidrocarbonetos (átomos de hidrogênio e carbono) encontradas em estado volátil e de baixa densidade. O elemento predominante é o gás metano, mas também há, em proporções variadas, etano, propano, butano, gás carbônico, nitrogênio, água, ácido clorídrico e metanol, além de outros. A proporção de cada um na composição final depende de uma série de variáveis naturais, como processo de formação e condições de acumulação no reservatório.

Em seu estado bruto, o gás natural não tem cheiro e é mais leve que o ar. Assim, deve ser odorizado com enxofre para que eventuais casos de vazamento sejam detectados.

No Brasil, a única companhia a operar na exploração e transporte de gás natural é a Petrobras, sozinha ou em parceria com a iniciativa privada (como é o caso do gasoduto Bolívia/Brasil). Já para a distribuição, o país tem 27 empresas, das quais a maioria conta com participação da Petrobras no capital acionário. Essas empresas detêm o monopólio de atuação em suas regiões de concessão. De acordo com o balanço anual da Petrobras referente a 2007, o país contava com uma malha total de 6.511 quilômetros de dutos (ANEEL, 2008).

De acordo com o Ministério de Minas e Energia do Brasil, levando em conta o cenário de crescimento do país, a projeção de reservas e intenções de investimentos da produção de gás natural, estima-se que em 2030 a produção possa chegar a 251,7 milhões de m³/dia com crescimento de 5% ano, enquanto que o consumo pode chegar a 4% ao ano.

Além de realizar processos de alta eficiência, desde a combustão até na aplicação, o gás natural está entre os energéticos que tem menor potencialidade para impactar o meio ambiente. A ausência de compostos sulfurosos e nitrogenados em sua composição proporciona uma combustão livre da emissão de SO_x (gás que contribui para a chuva ácida) e com a menor taxa de emissão de NO_x (gás que ataca a camada de ozônio) entre os combustíveis. Como é um combustível no estado gasoso sua combustão se processa da forma mais completa e a emissão de CO é baixíssima (GASNET).

3. CICLOS DISPONÍVEIS PARA A COGERAÇÃO

3.1. CICLO RANKINE OU A VAPOR

O ciclo termodinâmico rankine é o modelo ideal para as centrais térmicas a vapor utilizadas na produção de potência (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003). É constituído por quatro processos que ocorrem em regime permanente e opera na região de saturação. No ciclo de rankine, o fluido de trabalho muda de fase, entretanto não muda sua composição. Na ausência de irreversibilidades, considerando um ciclo ideal, o fluido de trabalho passa por quatro processos reversíveis:

Processo 1-2: Aquecimento à pressão constante na caldeira;

Processo 2-3: Expansão isoentrópica na turbina a vapor;

Processo 3-4: Condensação isobárica;

Processo 4-1: Compressão isoentrópica na bomba.

A figura 3 ilustra o ciclo rankine e seus processos e a figura 4 o seu respectivo diagrama temperatura-entropia.

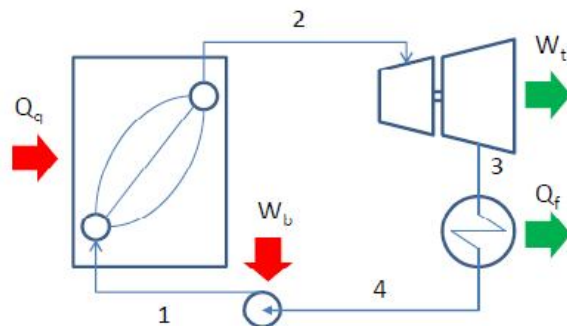


Figura 3- Esquema Básico de um ciclo a vapor simples (MATELLI,2011).

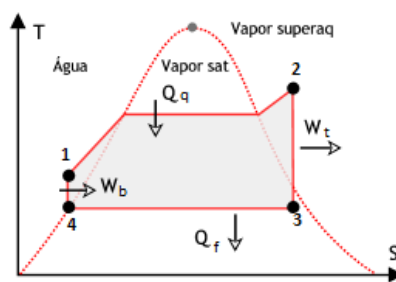


Figura 4- Diagrama T-s do ciclo a vapor (Adaptado de: VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)

Para a análise de um ciclo a vapor é importante observar alguns parâmetros técnicos fundamentais (Equações 1 a 5; TUNA, 2011).

a) Rendimento térmico ou termodinâmico:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{líq}}{Q_{cald}} = \frac{\dot{W}_{TV} - \dot{W}_b}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (1)$$

Observação: De acordo com Balestieri (2010), recomenda-se que o cálculo do rendimento de equipamentos térmicos seja feito de preferência com o poder calorífico inferior e, em não sendo este disponível, cabe o emprego do poder calorífico superior; em todos os casos, no cálculo do rendimento térmico sempre deve ficar claramente registrado qual o poder calorífico que se está empregando.

b) Consumo específico de calor (*heat rate*):

$$HR = \frac{3600 \dot{m}_{comb} \cdot PCI}{\dot{W}_{líq}} = \frac{3600}{\eta_t} \text{ [kJ/kWh]} \quad (2)$$

c) Consumo específico de vapor (*steam rate*):

$$SR = \frac{3600 \dot{m}_{vapor}}{\dot{W}_{líq}} \text{ [kg/kWh]} \quad (3)$$

d) Consumo específico de combustível (*fuel rate*) :

$$FR = \frac{3600 \dot{m}_{comb}}{\dot{W}_{líq}} \text{ [kg/kWh]} \quad (4)$$

e) Rendimento global ou de cogeração:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{líq} + \dot{Q}_{processo}}{\dot{m}_{comb} PCI}, \text{ com } \dot{Q}_{processo} = \dot{m} \Delta h \quad (5)$$

Modificações no processo de geração de vapor podem levar a um aumento no rendimento do ciclo rankine. É o caso do ciclo com reaquecimento, que utiliza pressões mais elevadas e a diminuição do teor de umidade nos estágios de baixa pressão da turbina.

No Brasil, uma parcela significativa das plantas de cogeração nas indústrias de açúcar e álcool, papel e celulose operam de acordo com o ciclo rankine, utilizando resíduos industriais como combustível (MATELLI, 2011).

3.2. CICLO DE AR PADRÃO BRAYTON OU A GÁS

O ciclo padrão a ar Brayton é o ciclo ideal que governa o funcionamento das turbinas à gás. Este ciclo é a composição entre um compressor axial e uma turbina a gás, vinculados a um mesmo eixo, tendo entre eles uma câmara de combustão. Neste ciclo, o fluido de trabalho não apresenta mudança de fase, ou seja, ele está sempre na fase gasosa.

É constituído por quatro processos que ocorrem em regime permanente:

Processo 1-2: Compressão isentrópica no compressor;

Processo 2-3: Fornecimento de calor a pressão constante na câmara de combustão;

Processo 3-4: Expansão isentrópica na turbina;

Processo 4-1: Rejeição de calor a pressão constante.

A figura 5 ilustra os processos de um ciclo aberto com turbina a gás simples, que utiliza combustão interna e contínua e a figura 6 seu respectivo diagrama pressão-volume específico:

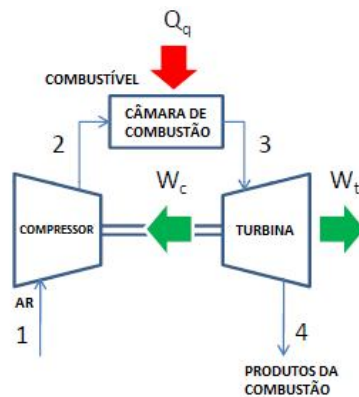


Figura 5 – Turbina a gás ciclo aberto (Adaptado de: MATELLI, 2011).

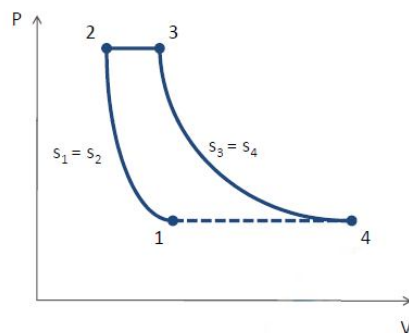


Figura 6 – Diagrama p-v Ciclo Brayton ideal (MATELLI, 2011).

Aplicando-se o balanço de energia no turbocompressor (Processo1-2) obtêm-se a relação (Equações 6 a 10; TUNA, 2011):

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ar} (h_2 - h_1) = -\dot{m}_{ar} c_{p,ar} (T_2 - T_1) \quad (6)$$

Da mesma forma, analisa-se a câmara de combustão (Processo2-3) e a turbina a gás (Processo 3-4) respectivamente:

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_g (h_3 - h_2) = \dot{m}_g c_{p,g} (T_3 - T_2) = \dot{m}_c PCI \eta_{cc} \quad (7)$$

$$\dot{W}_{TG} = \dot{m}_g (h_3 - h_4) = \dot{m}_g c_{p,g} (T_3 - T_4) \quad (8)$$

Pode-se então determinar a potência líquida do ciclo:

$$\dot{W}_{Líquida} = \dot{W}_{TG} - \dot{W}_{Comp} = \dot{m}_g c_{p,g} (T_3 - T_4) - \dot{m}_{ar} c_{p,ar} (T_2 - T_1) \quad (9)$$

O rendimento do ciclo padrão brayton pode ser determinado pela equação:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{liq}}{Q_{cc}} = \frac{\dot{W}_{TG} - \dot{W}_{Comp}}{\dot{m}_{comb} PCI \eta_{cc}} = \frac{\dot{m}_g c_{p,g} (T_3 - T_4) - \dot{m}_{ar} c_{p,ar} (T_2 - T_1)}{\dot{m}_{comb} PCI \eta_{cc}} \quad (10)$$

Devido às irreversibilidades no compressor e na turbina e as perdas de carga nas passagens do fluido e na câmara de combustão verifica-se que o ciclo real se difere do ideal e, portanto, faz-se necessária a correção de determinadas temperaturas para o ciclo real. (TUNA, 2011). A figura 7 ilustra um comparativo entre um ciclo ideal e um ciclo real no diagrama Temperatura-entropia:

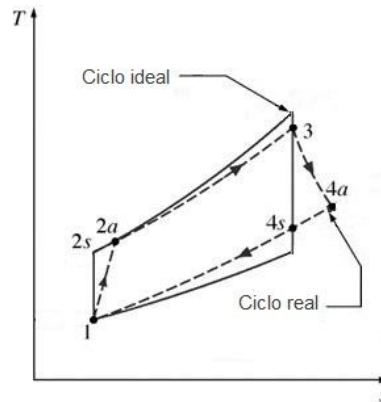


Figura 7 – Diagrama T-s para um ciclo real (YANAGIHARA, 2007).

A determinação das temperaturas reais T_{2a} e T_{4a} parte das equações 11 e 12 (TUNA, 2011):

$$T_{2a} = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{comp.}} \left[\left(\frac{p_{2a}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \quad (11)$$

$$T_{4a} = T_3 \left\{ 1 - \eta_{TG} \left[1 - \left(\frac{p_{4a}}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\} \quad (12)$$

O rendimento de um ciclo brayton pode ser aumentado com a introdução de um regenerador, um trocador de calor de contracorrente, que transfere o calor dos gases de descarga da turbina para o ar a alta pressão que deixa o compressor (MORAN; SHAPIRO, 2002). Uma outra maneira de se aumentar a eficiência e potência gerada pelo ciclo a gás é a sua derivação em ciclo combinado, ou seja, uma combinação de dois ou mais ciclos térmicos.

Um dos ciclos combinados mais utilizados no momento tem o ciclo a gás na condição de sistema *topping* e o ciclo a vapor como sistema *bottoming*; a caldeira de recuperação é empregada como elemento de ligação entre eles como ilustra a figura 8 (BALESTIERI, 2010).

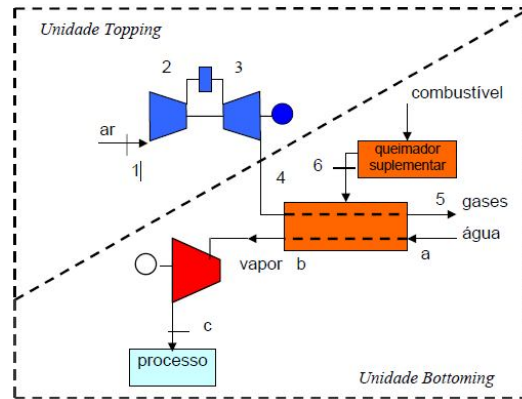


Figura 8 – Ciclo combinado gás-vapor (BALESTIERI, 2010).

Aplicações de ciclos a gás em cogeração é comum quando se tem elevada demanda térmica, aquecimento distrital e operações na base. É um ciclo com forte dependência das condições ambientes, podendo sofrer grandes variações na sua eficiência (MATELLI, 2011).

3.3. CICLO DE AR PADRÃO OTTO

Concebido pelo francês Beau de Rochas em 1862 e colocado em prática pelo alemão Nikolaus August Otto em 1876, o ciclo padrão a ar Otto é o ciclo ideal que se aproxima do motor de combustão interna de ignição por centelha. É constituído por quatro processos:

Processo 1-2: Compressão isentrópica do ar quando o pistão se move;

Processo 2-3: O calor é transferido para o ar a volume constante (processo isocórico);

Processo 3-4: Expansão isentrópica;

Processo 4-1: Rejeição de calor a volume constante (processo isocórico).

Os diagramas Pressão-volume específico e Temperatura-entropia do ciclo Otto estão representados na figura 9.

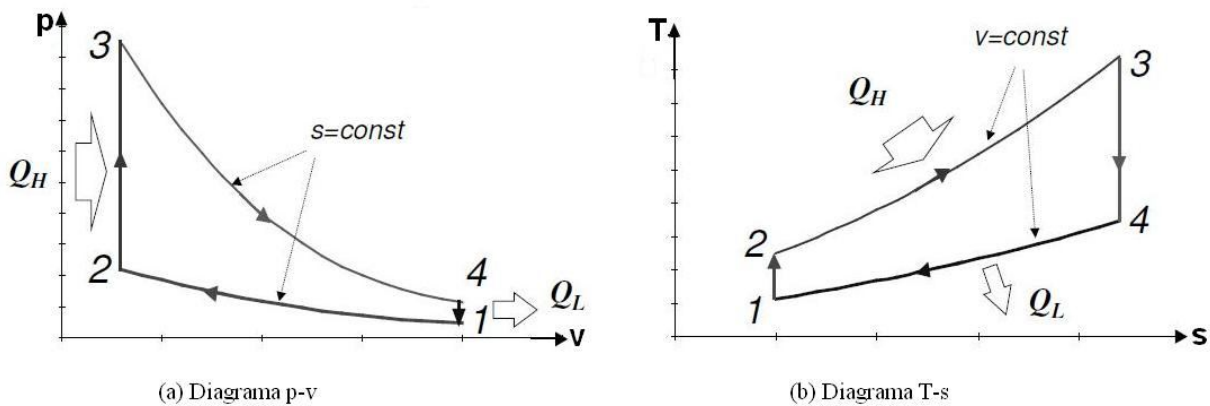


Figura 9 - Diagramas ciclo Otto ideal. (a) diagrama p-v. (b) diagrama T-s (YANAGIHARA, 2007).

Admitindo que o calor específico do ar é constante e aplicando o balanço de energia no motor, determina-se o rendimento térmico do ciclo Otto: (Equações 13 a 17; VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003).

$$\eta_{t\text{Otto}} = \frac{\dot{W}_{\text{líq}}}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)} \quad (13)$$

Além disso, observa-se que :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1} = \frac{T_3}{T_4} \therefore \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad (14)$$

Onde k é uma constante e representa a razão entre os calores específicos. Sabe-se que a relação de compressão r_v é igual a:

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} \quad (16)$$

Portanto, o rendimento térmico do ciclo Otto será:

$$\eta_{t \text{ Otto}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - (r_v)^{1-k} = 1 - \frac{1}{(r_v)^{k-1}} \quad (17)$$

É importante notar que o rendimento térmico do ciclo Otto depende apenas da relação de compressão. Aumentando-se a relação de compressão, aumenta-se o rendimento do ciclo como ilustra a figura 10:

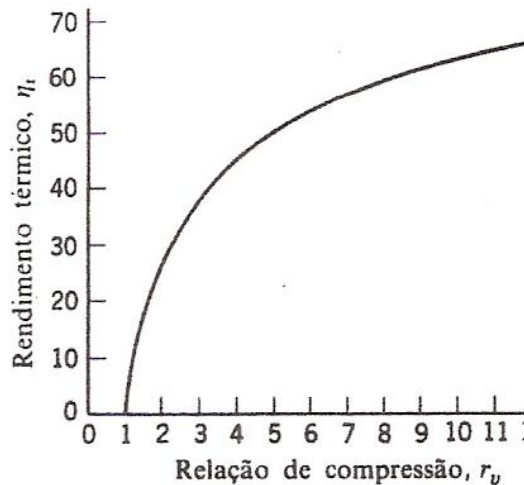


Figura 10 – Rendimento térmico do ciclo Otto em função da razão de compressão (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003).

Embora o rendimento térmico aumente com a razão de compressão, num motor real, ocorre um aumento na tendência de detonação do combustível. Esta detonação se caracteriza pela queima extremamente rápida do combustível com liberação de fortes ondas de pressão no cilindro do motor, originando assim as chamadas batidas. Portanto a máxima relação de

compressão que pode ser utilizada é aquela onde a detonação é evitada (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003).

De acordo com Balestieri (2010), a taxa de compressão é limitada em até 12:1 em virtude da capacidade dos combustíveis em resistir à compressão sem que haja detonação, para a gasolina é de 6,5:1 a 8:1 e a do álcool de 10,5:1 a 12:1.

Segundo Tuna (2011) o consumo específico de combustível está por volta de 270 g/kWh para motores de combustão interna com ignição por centelha. A relação ar combustível, operando com gasolina, está na faixa de 12 a 18 kg/ar / kgcomb. A relação estequiométrica é de 15 kg de ar por kg de gasolina. Para o álcool, está na faixa de 7 a 11 kg/ar / kgcomb. A relação estequiométrica é de 9 kg de ar por kg de álcool.

O ciclo ideal se afasta do real em virtude de existirem irreversibilidades associadas aos gradientes de pressão e temperatura, aos calores específicos dos gases reais aumentarem com o aumento da temperatura e devido ao fato de que o processo de combustão pode ser incompleto (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003). A figura 11 representa o diagrama pressão - volume específico de um ciclo real:

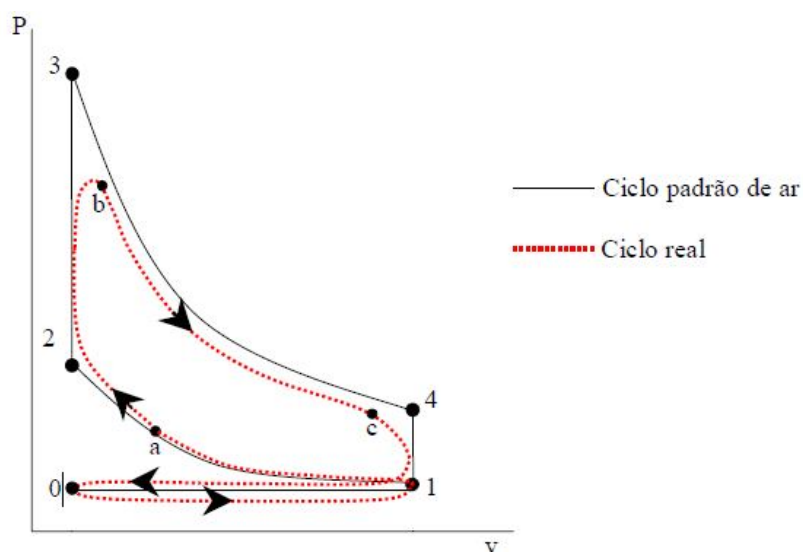


Figura 11 – Diagrama P-v ciclo real (Adaptado de: SCHMIDT, 2003).

3.4. CICLO DE AR PADRÃO DIESEL

Concebido pelo alemão Rudolf Diesel, este ciclo apresenta a ignição por compressão. Também, diferentemente do ciclo Otto, no ciclo Diesel o calor é transferido ao fluido de trabalho à pressão constante. Os quatro processos que constituem o ciclo Diesel são:

Processo 1-2: Compressão isentrópica;

Processo 2-3: Aquecimento isobárico;

Processo 3-4: Expansão isentrópica;

Processo 4-1: Resfriamento isocórico.

Os diagramas Pressão-volume específico e Temperatura-entropia do ciclo Diesel estão representados na figura 12.

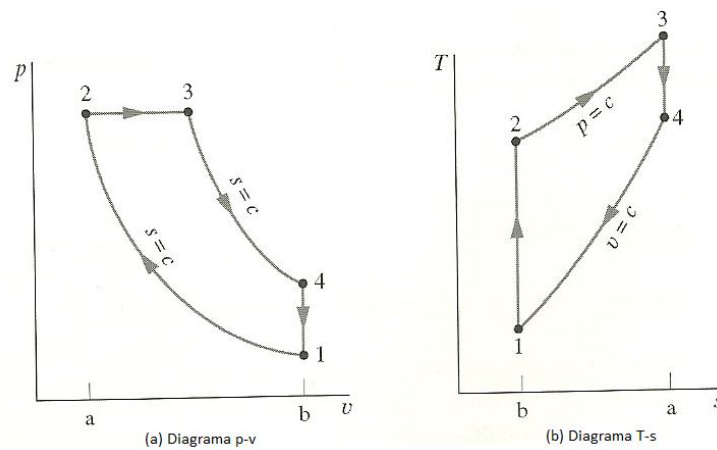


Figura 12 - Diagramas ciclo Diesel ideal. (a) diagrama p-v. (b) diagrama T-s (TUNA, 2011).

O rendimento do ciclo-padrão Diesel pode ser calculado pela relação matemática: (Equações 18 e 19; VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003).

$$\eta_{t\text{ Diesel}} = \frac{\dot{W}_{\text{líq}}}{\dot{Q}_H} = \frac{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{kT_2} \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)} \quad (18)$$

Onde k é a relação entre os calores específicos:

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (19)$$

É importante observar que o rendimento térmico do ciclo Diesel diminui com o aumento da temperatura máxima T_3 . Além disso, para uma mesma relação de compressão, observa-se que o ciclo Otto apresenta um rendimento maior que o ciclo Diesel, entretanto, na prática o motor Diesel pode operar com uma relação de compressão maior do que o motor de ignição por centelha já que no motor Diesel somente o ar é comprimido durante o curso de compressão e, portanto, não ocorre o fenômeno da detonação do combustível (batida) se for usada uma alta relação de compressão (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003).

Segundo Tuna (2011) motores diesel trabalham com relação de compressão entre 14:1 e 25:1. O consumo específico de combustível está por volta de 180 g/kWh e a relação ar combustível, para motores de combustão interna operando com diesel, assume valores entre 18 e 70 kg/ar / kg comb.

Em virtude de irreversibilidades no sistema, os ciclos reais se diferem ligeiramente dos ciclos ideais ou teóricos. A figura 13 ilustra um diagrama comparativo entre o ciclo Diesel real e teórico:

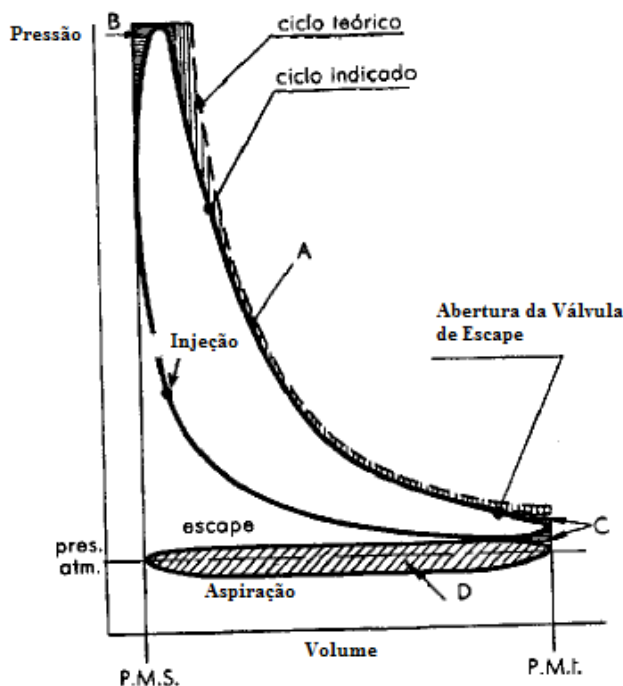


Figura 13 – Diagrama comparativo - ciclo Diesel real e teórico (BALESTIERI, 2010).

3.5. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO MECÂNICA

O ciclo de refrigeração por compressão mecânica baseia-se na transformação líquido/gás de um fluido refrigerante a partir da injeção de trabalho mecânico por meio de um compressor (BALESTIERI, 2010).

Neste ciclo o fluido de trabalho muda de fase e ocorre em quatro processos a saber:

Processo 1-2: Compressão isentrópica;

Processo 2-3: Resfriamento isobárico;

Processo 3-4: Expansão isentálpica;

Processo 4-1: Aquecimento isobárico.

A figura 14 ilustra os processos de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica, e a figura 15 seu respectivo diagrama pressão- entalpia:

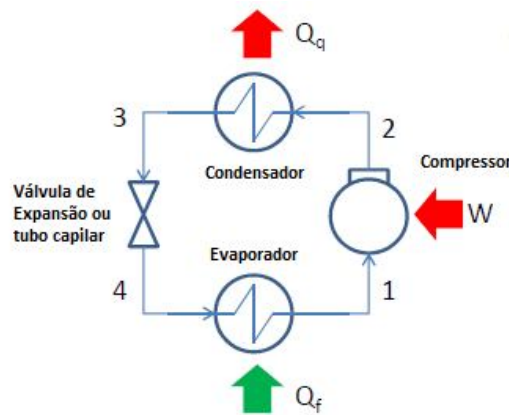


Figura 14 – Ciclo ideal de refrigeração por compressão mecânica (Adaptado de: MATELLI, 2011).

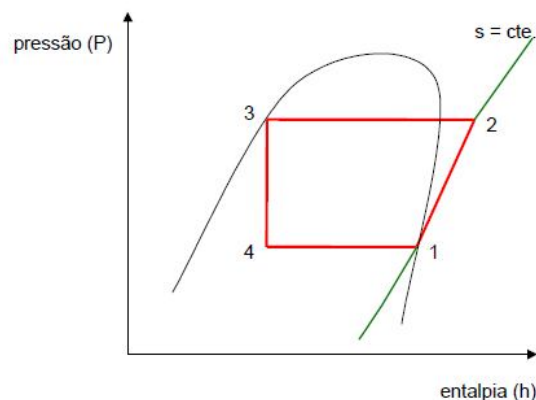


Figura 15 – Diagrama p-h ciclo de refrigeração por compressão (BALESTIERI, 2010).

A eficiência do ciclo de refrigeração por compressão é dada, pela relação entre a energia utilizada e a energia fornecida; dessa forma, define-se coeficiente de desempenho (ou performance) - COP - para o ciclo por compressão a relação: (Equação 20; BALESTIERI, 2010).

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c} \quad (20)$$

Para o caso dos ciclos de refrigeração por compressão mecânica, o COP é um valor maior que 1, isto é, há uma maior retirada térmica do ambiente a refrigerar (em kW) comparativamente à potência de eixo (em kW) fornecida para o ciclo. De acordo com o fluido refrigerante empregado e com as especificidades de cada projeto, o COP do ciclo por compressão pode estar na faixa entre 3 e 6 (BALESTIERI, 2010).

O ciclo de refrigeração real se afasta do ciclo teórico principalmente devido às perdas de carga associadas ao escoamento do fluido de trabalho e à transferência de calor para o meio (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003).

A figura 16 ilustra uma comparação entre o ciclo de refrigeração por compressão ideal e real:

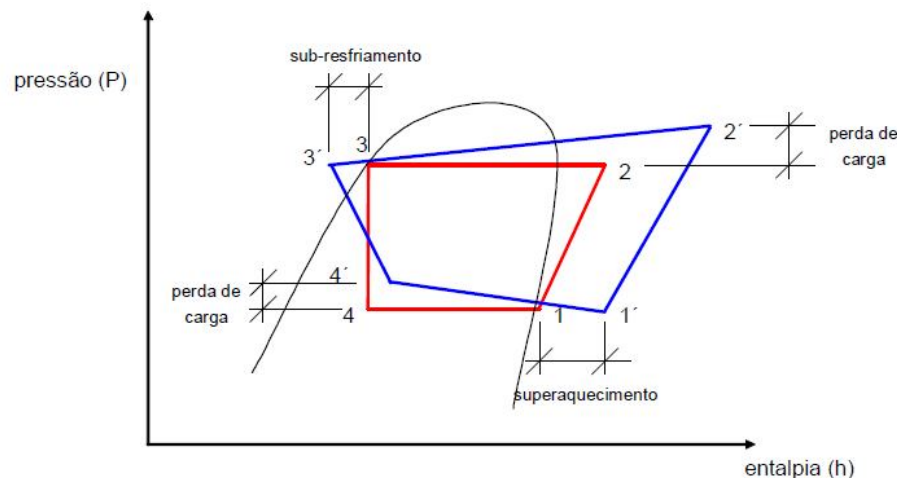


Figura 16 – Comparação através do diagrama p-h entre o ciclo de refrigeração por compressão ideal e real (BALESTIERI, 2010).

3.6. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O ciclo de refrigeração por absorção foi construído em 1823 por Carré. Este ciclo trabalha com consumo de calor onde os vapores de alguns fluidos refrigerantes possíveis de serem empregados são absorvidos a frio por certos líquidos ou soluções salinas.

O fluido refrigerante (absorvido) e o absorvente, num ciclo de refrigeração por absorção, formam o que se designa de par de trabalho. Dois pares de trabalho são comumente empregados: uma solução de brometo de lítio como absorvente e água como refrigerante e uma solução de água como absorvente e amônia como refrigerante. A utilização do par amoníaco/água é sobretudo encontrada em aplicações de refrigeração, com temperaturas de evaporação baixas (inferiores a 0°C) e a utilização do par brometo de lítio/água ocorre em situações de arrefecimento de ar (climatização), em que a temperatura da água refrigerada é superior a 0°C (SILVA, 2009). O ciclo brometo de lítio e água é ilustrado na figura 17:

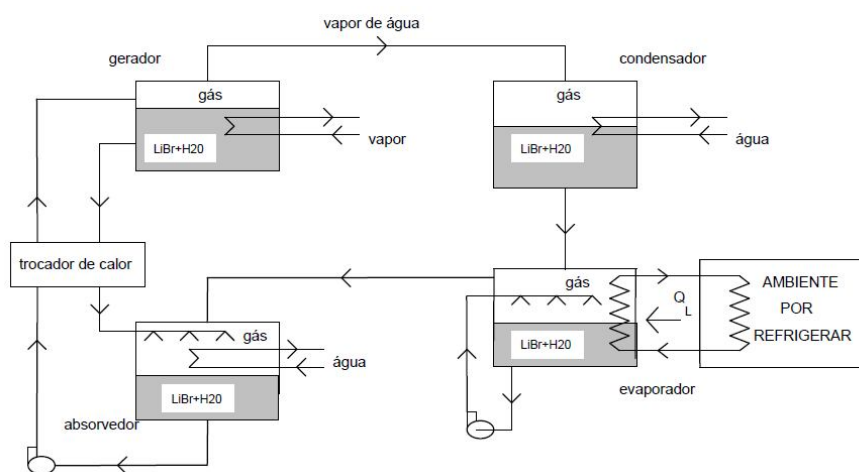


Figura 17 – Ciclo de refrigeração por absorção com água e brometo de lítio (BALESTIERI, 2010).

Como os ciclos de refrigeração por absorção utilizam energia térmica ao invés de energia elétrica, estes sistemas podem se mostrar mais competitivos em unidades de processo com disponibilidade de calor. A utilização dos chillers de absorção em centrais de cogeração baseadas em motores de combustão interna e turbinas a gás tem sido proposta em diversas oportunidades (BALESTIERI, 2010).

4. ACIONADORES PRIMÁRIOS

Os acionadores primários são os principais componentes de uma planta de cogeração. São os responsáveis pela conversão da energia química do combustível em energia eletromecânica. Sua seleção depende da demanda energética e da estratégia de operação do sistema de cogeração.

4.1. TURBINAS À VAPOR

As turbinas a vapor são turbomáquinas que operam com vapor de alta pressão na entrada, em condição superaquecida ou saturada, expandindo-o até níveis mais baixos de energia. A queda de pressão verificada durante a passagem do vapor no interior da turbina se deve à transferência da energia desse vetor energético para o eixo da turbina; por efeito de força de reação o eixo se movimenta ante o choque com o vapor, gerando dessa forma energia mecânica (BALESTIERI, 2010).

As turbinas são compostas de duas partes principais, a roda fixa ou estator e a roda móvel ou rotor. No estator estão os injetores, destinados a transformar a energia do vapor, em energia cinética e no rotor estão os receptores fixos (palhetas), destinados a transformar a energia cinética em trabalho mecânico sobre o eixo motor. A figura 18 ilustra uma turbina à vapor:

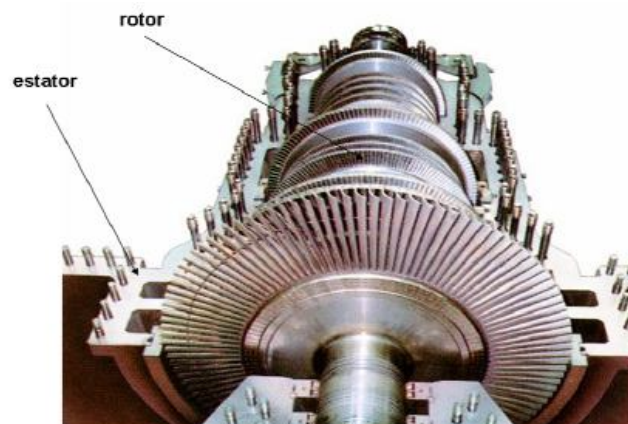


Figura 18 – Turbina à vapor (MATELLI, 2011).

As turbinas a vapor são geralmente classificadas quanto à transformação de energia do vapor em turbinas de ação e turbinas de reação. Nas turbinas de ação jatos uniformes de vapor são formados através de bocais fixos e dirigidos de encontro às palhetas, que absorvem a energia cinética do vapor e a transferem para o eixo girante no qual estão fixadas, ou seja, funcionam devido à força causada pelo vapor em seu impacto contra o rotor.

Nas turbinas de reação, a disposição das palhetas formam canais que atuam como bocais convergentes, de modo que a pressão na entrada dos canais seja maior que na saída, ou seja, o que causa o movimento não é a força de impacto do vapor sobre as pás, mais sim a reação do fluxo que sai do bocal distribuidor. Atualmente, a maioria das turbinas a vapor apresentam vários estágios combinados de ação e de reação, são as turbinas mistas.

Em cogeração a classificação mais relevante das turbinas é quanto à pressão de saída do vapor. Classificam-se em turbinas de contrapressão e de condensação.

As turbinas de contrapressão possuem concepção mais simples, nas quais o vapor sai a uma pressão maior ou igual à pressão atmosférica. Permitem extração do vapor em estágios intermediários além da sua simplicidade e menor custo. A figura 19 ilustra um ciclo termodinâmico que utiliza uma turbina de contrapressão:

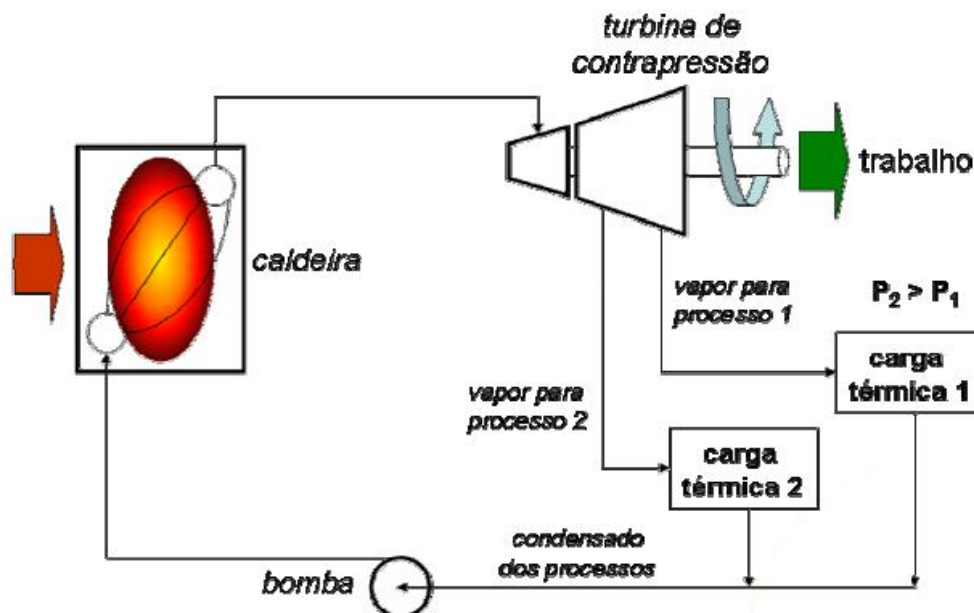


Figura 19 – Turbina de contrapressão (MATELLI, 2011).

Nas turbinas de condensação o vapor sai a uma pressão menor que a pressão atmosférica. Possuem uma eficiência maior que as de contrapressão além de também permitirem extração de vapor nos estágios intermediários. São mais flexíveis no atendimento das demandas térmica e elétrica além de mais complexas e com maiores custos associados. Este tipo de turbina possui menor eficiência global em cogeração e está ilustrada na figura 20 (MATELLI, 2011).

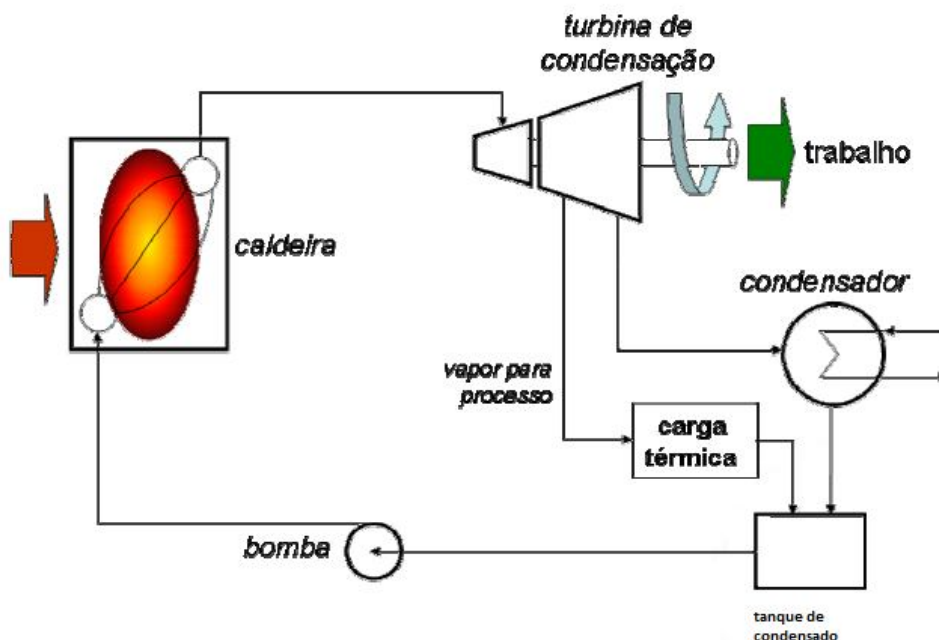


Figura 20 – Turbina de condensação (MATELLI, 2011).

A principal aplicação das turbinas a vapor em cogeração é em sistemas com configuração *bottoming* ou em ciclo combinado. Uma importante vantagem da turbina a vapor, quando comparada com a turbina a gás, é a sua baixa necessidade de manutenção, pois recebe um fluido em temperatura não muito alta e limpo e, se este for sempre seco e a turbina tiver manutenções preventivas frequentes e manutenção preditiva, sua vida útil pode ser de várias décadas (BRASIL, 2005).

4.2. TURBINAS À GÁS

A turbina a gás é uma turbomáquina que opera com fluidos compressíveis, obtidos a partir da combustão de produtos líquidos ou gasosos em presença de ar. A partir da expansão dos gases na turbina a gás ocorre a conversão da energia cinética e de pressão em trabalho mecânico no eixo da turbina. Dada à necessidade que a turbina a gás apresenta de dispor de gases compressíveis (resultantes do processo de combustão) em condições específicas de pressão, esse componente sempre se apresenta associado a um compressor de fluxo axial e a uma câmara de combustão, compondo o que se convencionou chamar conjuntos a gás, ou simplesmente turbinas a gás (BALESTIERI, 2010). A figura 21 ilustra uma turbina à gás:

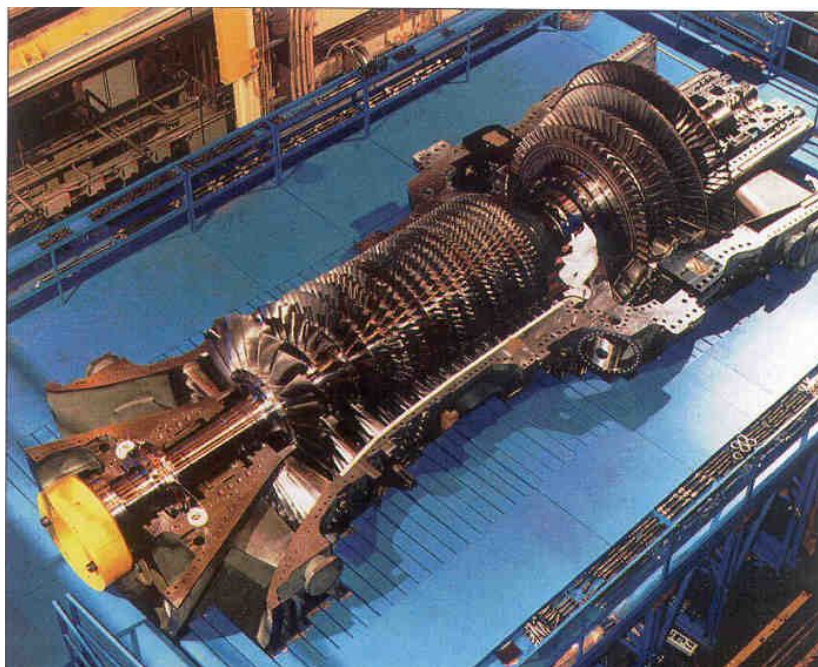


Figura 21 –Turbina a gás (BALESTIERI, 2010).

As turbinas a gás tem grande aplicação no setor aeronáutico, além da geração de energia em unidades estacionárias de caráter termelétrico , puramente a gás ou associadas a unidades de vapor e em centrais de cogeração de grande e médio porte associadas a unidades de processo.

Os conjuntos a gás classificam-se em termos da circulação dos gases de exaustão em ciclo aberto, onde os gases são liberados para a atmosfera, e em ciclo fechado onde os gases retornam ao compressor fazendo com que circule sempre o mesmo fluido de trabalho.

Para Gomes (2005) as plantas que operam em ciclo fechado, embora tenham aplicação limitada, possuem a vantagem de combater problemas associados ao meio-ambiente.

De acordo com Balestieri (2010) os conjuntos a gás classificam-se também de acordo com a união entre o compressor e a turbina a gás em sistema com único eixo (*single shaft open cycle*), que é o caso mais usual, e em sistemas com eixos separados (*twin shaft open cycle* ou *tandem*), recomendado para os casos em que a flexibilidade na operação é essencial tal como no acionamento de navios e trens.

As principais vantagens das turbinas a gás são: baixo custo inicial, alta disponibilidade, manutenção rápida e barata, flexibilidade para operar com diversos combustíveis, calor residual de alta qualidade e facilmente recuperável além de possuir altas eficiências.

Em contrapartida, existem alguns fatores como temperatura, pressão e umidade relativa do ar que influenciam no desempenho da turbina, tanto na eficiência térmica quanto na potência produzida (GOMES, 2005).

4.3. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Os motores de combustão interna (MCI) são máquinas térmicas cujo objetivo é transformar a energia proveniente da combustão em energia mecânica.

Os motores alternativos têm componentes rotativos e estáticos. O elemento principal de um motor de combustão interna é seu conjunto de pistões, unidos mediante mecanismo de biela e manivela ao sistema exterior de transmissão do trabalho mecânico por meio de um eixo. Os pistões se deslocam em seu movimento alternado associados às camisas do pistão entre o ponto mais elevado alcançado pela superfície do pistão, o ponto morto superior (PMS) e o ponto mais baixo, o ponto morto inferior (PMI) (TUNA, 2011). Um motor alternativo está ilustrado na figura 22:

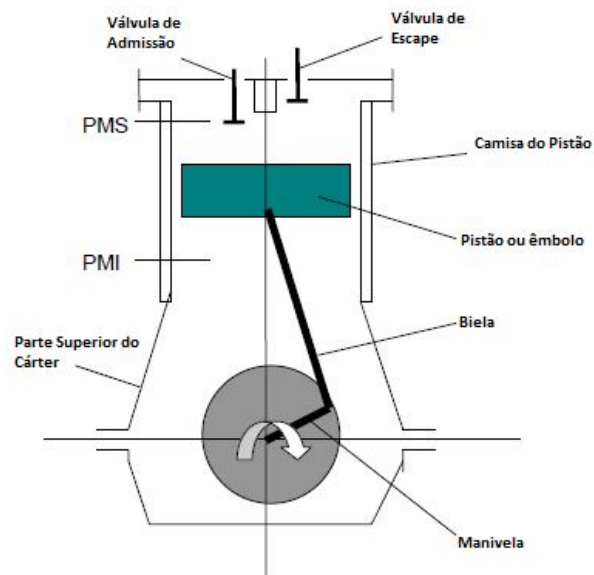


Figura 22 – Motor Alternativo (Adaptado de: TUNA, 2011).

De acordo com Sota (2002), os motores de combustão interna classificam-se levando em conta:

- a) Ignição do combustível por faísca (SI) e ignição por compressão (CI);
- b) Ciclo operacional (dois tempos e quatro tempos);
- c) Relação entre oxigênio e combustível na ignição (ignição rica e ignição pobre);

- d) Tipo de combustível (gás natural, álcool, gasolina, diesel, dual combustível, etc.);
- e) Método de adição de combustível (carburação ou injeção de combustível) e
- f) Pressão de alimentação da mistura (naturalmente aspirado ou turbinado).

Um esquema de classificação dos motores de combustão interna estacionários está ilustrado na figura 23:

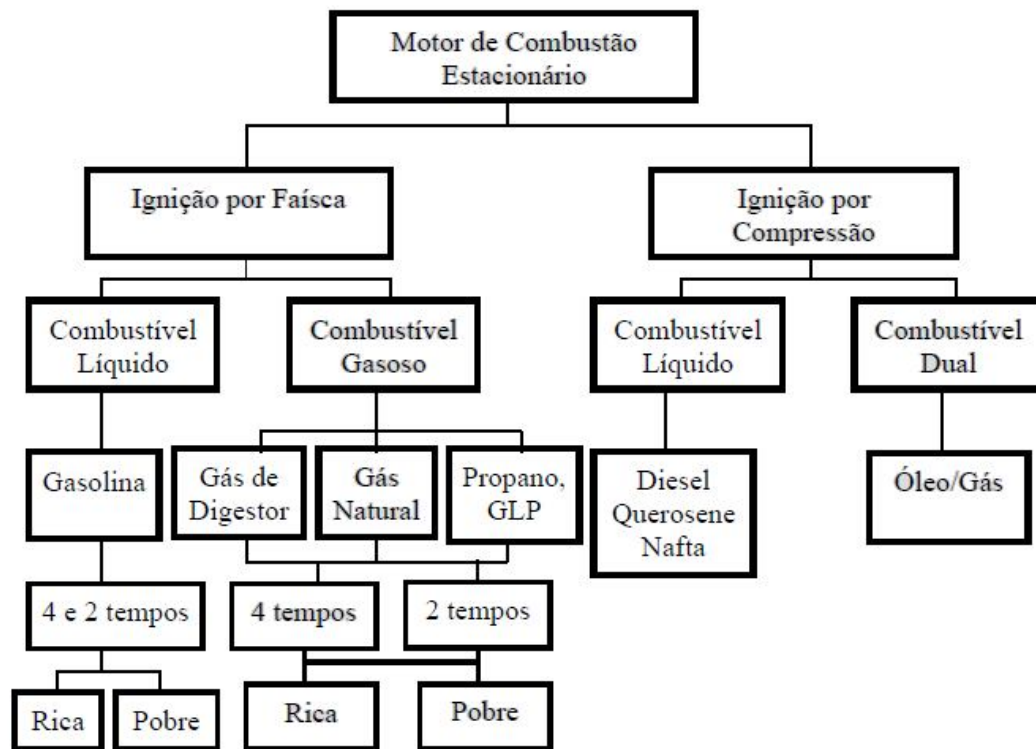


Figura 23 – Classificação dos Motores de combustão interna estacionários (MELLO JR., 2006).

O ciclo operacional de quatro tempos no motor alternativo principia no PMS do pistão e compreende quatro cursos sucessivos, necessitando de duas rotações no virabrequim. O virabrequim é projetado de tal modo que os tempos de cada um dos pistões não sejam coincidentes com todos os demais, garantindo dessa forma que a explosão de um cilindro coincida com a admissão em outro, e o equilíbrio e a neutralização dos efeitos de inércia dos pistões que se encontram nos pontos mortos superior e inferior. Os quatro tempos são:

- 1° tempo (admissão): acionado pela biela e pelo virabrequim, o pistão se afasta do PMS e cria uma depressão que provoca a aspiração da mistura ar/combustível através da válvula de admissão;
- 2° tempo (compressão): o pistão inicia o processo de compressão em seu deslocamento desde o PMI até o PMS; a válvula de admissão se fecha com o início desse tempo, causando compressão da mistura. Ao fim dessa etapa, uma rotação completa ocorreu no virabrequim;
- 3° tempo (explosão): a queima da mistura ar/combustível na câmara de explosão (espaço superior do cilindro, do PMS ao cabeçote) ocorre no final do 2° tempo, milímetros antes de o pistão alcançar o PMS, com liberação da energia térmica resultante da explosão, o que força o pistão a retornar de sua posição no PMS para o PMI, transmitindo ao virabrequim uma força motriz favorável à rotação;
- 4o tempo (escape): a válvula de escape se abre ao final do 3° tempo e os gases resultantes da queima do combustível são expulsos do cilindro, o que se completa apenas quando o pistão retorna ao PMS; nesse momento, a válvula de escape se fecha, a de admissão é aberta e novo ciclo se inicia (TUNA, 2011).

O ciclo de quatro tempos está ilustrado na figura 24:

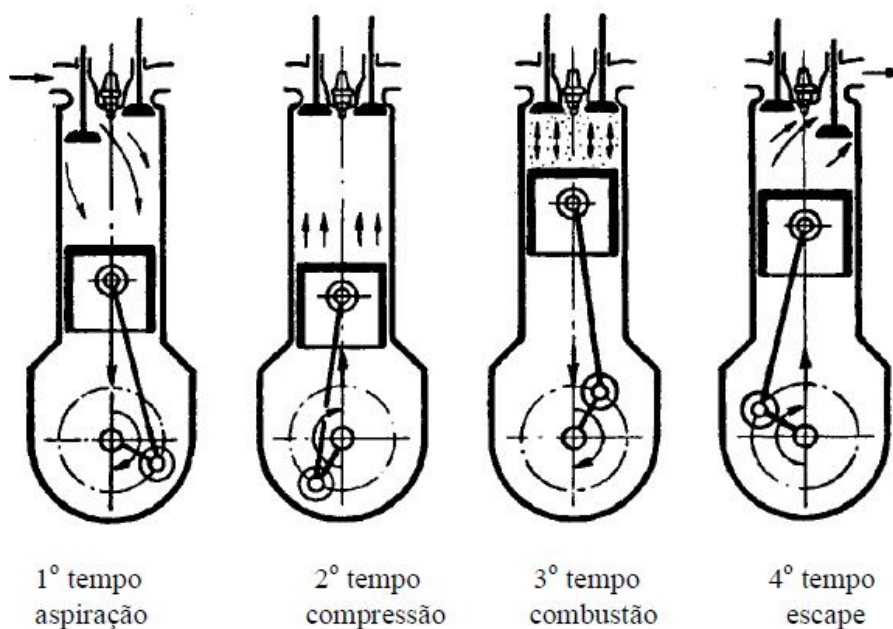


Figura 24 – Ciclo 4 tempos (BALESTIERI, 2010).

O ciclo de dois tempos principia pelo PMI e necessita de uma rotação do virabrequim para obter uma explosão cada vez que o pistão atinge o PMS. Os dois tempos são:

- 1º tempo: ao fim da compressão, os gases são queimados e o pistão retorna ao PMI por causa das forças de pressão geradas; antes de atingir o PMI, o pistão libera os canais de escape e a seguir os de transvazamento; inicia-se novo ciclo;
- 2º tempo: estando o pistão no PMI, os canais de transvazamento que conduzem a mistura ar combustível (previamente comprimidas no cárter do motor) liberam-na para a câmara ao mesmo tempo em que os gases queimados são retirados por canais de escape; quando o pistão se desloca de PMI ao PMS, fecham-se primeiro os canais de transvazamento, depois os de escape e comprimem-se as cargas da mistura ar/combustível (TUNA, 2011).

O ciclo de dois tempos está ilustrado na figura 25:

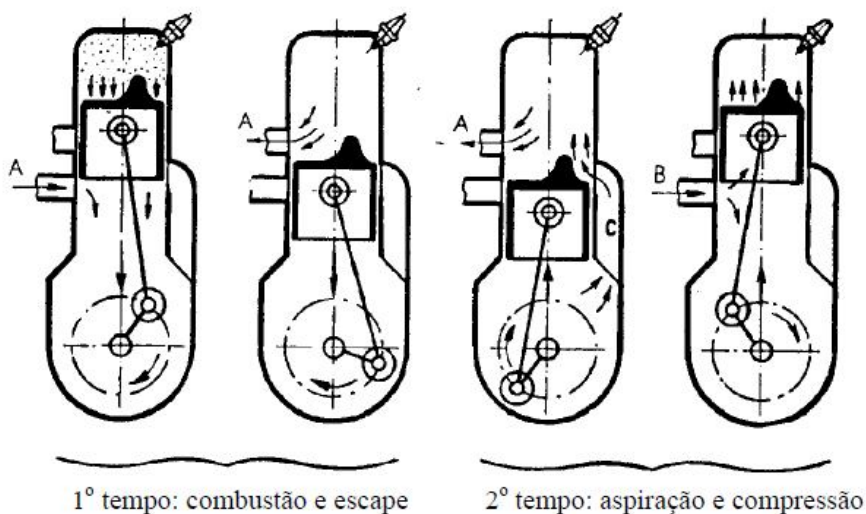


Figura 25 – Ciclo 2 tempos (TUNA, 2011).

Uma comparação entre motores de dois e quatro tempos permite verificar que um motor de dois tempos, com igual cilindrada à de um com 4 tempos, deveria fornecer o dobro da potência; no entanto, os fenômenos de admissão e escape no motor de 2 tempos são muito curtos e menos energéticos que no motor de quatro tempos. Assim, tendo carga explosiva mais fraca, o motor de 2 tempos somente tem potência efetiva superior em relação a um motor de quatro tempos que tenha mesma cilindrada e o mesmo regime de rotação (carga).

Como os motores de dois tempos se prestam a rotações mais elevadas, possuem potência específica 1,2 a 1,5 vezes superior aos motores quatro tempos de iguais características. Além disso, a variedade dos regimes de utilização de um motor dois tempos é bem mais limitada que a de um motor de quatro tempos (TUNA, 2011).

A utilização dos motores de combustão interna em unidades de cogeração é a primeira opção em unidades do setor terciário e industrial de baixa e média tensão (MATELLI, 2011). Entretanto, está limitada aos casos em que a unidade de processo apresenta uma elevada necessidade de energia elétrica, visto que nestes sistemas a proporção entre a saída elétrica e a térmica (em gases de escape e água de refrigeração dos cilindros) é muito favorável à primeira (BALESTIERI, 2010).

De acordo com Brasil (2005) numa turbina a gás, de toda a energia disponível no combustível obtém-se entre 22% e 35% de energia elétrica nos bornes do gerador acionado, enquanto que num motor a gás a faixa é um pouco maior, podendo-se obter até cerca de 40% em energia elétrica em potências em que a turbina não alcança 30%. Nesse aspecto se verifica, portanto, uma vocação maior do motor a gás para um perfil de demanda de energia em que prepondera a demanda elétrica. Por outro lado, não há no mercado motores a gás acima de 5 MW, pois, pela sua concepção mecânica, suas dimensões trazem dificuldades físicas para o projeto. Já no caso das turbinas, existem desde pequenas potências como 600 kW até as grandes, de 300 MW.

Turbina a gás	Motor a gás
Menor eficiência	Maior eficiência
Baixa eficiência em carga parcial	Maior eficiência em carga parcial
Menores custos de operação e manutenção em operação contínua a gás	Custos de operação e manutenção maiores em operação contínua a gás
Maior produção de vapor	Prazo de entrega menor
Maior pressão de gás: 15 bar	Menor pressão de gás: 4 bar

Tabela 1 – Comparação entre a turbina a gás e o Motor a gás (LIMA, 2003).

Outra semelhança entre estes dois acionadores é a geração de grande quantidade de energia térmica. No caso da turbina a gás, essa energia térmica se apresenta totalmente em

forma de gases de combustão na descarga, gases esses constituídos principalmente de ar em excesso e produtos da combustão. Já no motor de combustão interna, a energia térmica produzida devido à rejeição de calor se apresenta nos gases de descarga e na água de arrefecimento, além de uma quantidade menor no retorno do óleo lubrificante, conforme pode ser visto na figura 26.

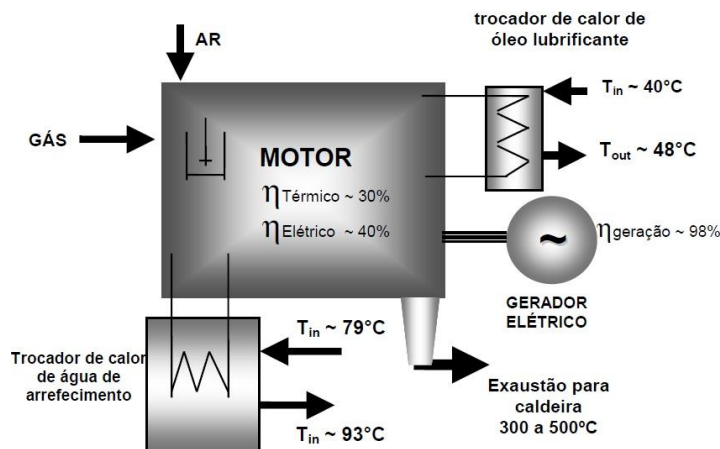


Figura 26 – Aproveitamento de energia em um motor de combustão interna (BRASIL, 2005).

Existem diversos fabricantes de motores de combustão interna a gás natural. A figura 27 ilustra os principais fabricantes e a respectiva faixa de potência de fornecimento:

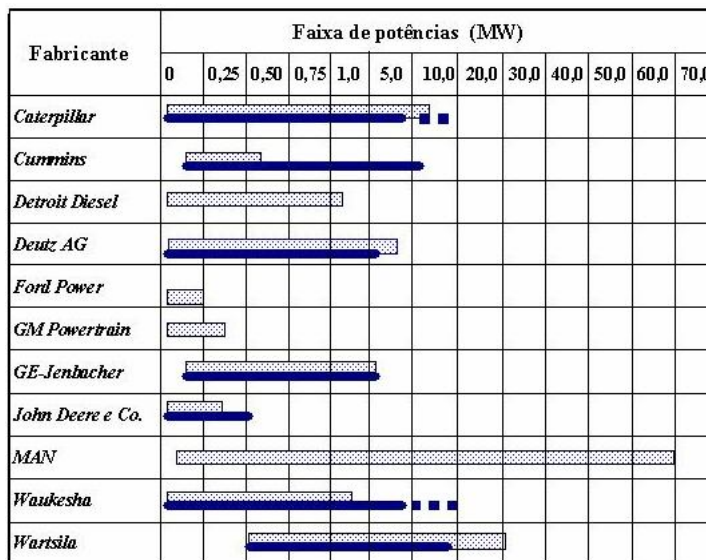


Figura 27 – Principais fabricantes de MCI no mundo (MELLO JR., 2006).

Variando de acordo com o fabricante, alguns índices principais que normalmente constam dos catálogos de motores de combustão interna são: potência de eixo (kW); potência de eixo específica por cilindro (kW/cilindro); consumo específico de calor (kJ/kWh); consumo específico de combustível (kg/kWh); eficiência (%); rotação (rpm); frequência de geração (Hz); pressão média efetiva (MPa); velocidade média do pistão (m/s) diâmetro do pistão - *bore* (mm) e curso do pistão – *stroke* (mm).

Aplicando o balanço de massa e energia em um motor de combustão interna, obtém-se as seguintes equações (Equações 21 à 32; TUNA, 2011).

Balanço de energia:

$$\dot{Q}_H = \dot{W} + \dot{Q}_a + \dot{Q}_g + \dot{I}[W], \text{ onde:} \quad (21)$$

- $\dot{Q}_H$ = energia do combustível = $\dot{m}_{comb} \cdot PCI$;
- $\dot{W}$ = potência de eixo;
- $\dot{Q}_a$ = energia rejeitada no circuito de arrefecimento = $\dot{m}_{\acute{a}gua} c_{p-\acute{a}gua} (\Delta T_{\acute{a}gua})$;
- $\dot{Q}_g$ = energia rejeitada dos gases de exaustão = $\dot{m}_{gases} c_{p-gases} (\Delta T_{gases})$;
- $\dot{I}$ = energia rejeitada não recuperável (perdas).

Potência indicada ou IHP (indicated horse power) - $\dot{W}_i$: é a potência estimada a partir da pressão exercida pelos gases de combustão sobre o pistão e das características dimensionais do motor.

$$\dot{W}_i = p_{i\acute{m}edia} V_c \frac{N}{60i} [W], \text{ onde:} \quad (22)$$

- $p_{i\acute{m}edia}$ = pressão média indicada na cabeça do pistão [Pa];
- $V_c^{unit\acute{a}rio}$ = volume da cilindrada de 1 pistão = $\frac{\pi \cdot D^2 \cdot e}{4}$;

- V_c = volume da cilindrada total = $\frac{\pi.D^2.e.z}{4}$;
- D = diâmetro do pistão (bore) [m];
- e = curso do pistão (stroke) [m];
- z = número de pistões do motor;
- N = rotação do motor [rpm];
- $i = 1$ para motores de 2 tempos ou $i = 2$ para motores de 4 tempos.

Potência efetiva ou BHP (brake horse power) - $\dot{W}_e$: é a potência líquida do eixo do motor, medida em freio dinamométrico e normalmente é o valor fornecido em catálogos pelos fabricantes.

$$W_e = pe_{média} V_c \frac{N}{60i} [W], \text{ onde:} \quad (23)$$

- $pe_{média}$ = pressão média efetiva (valor fornecido pelo fabricante).

A potência efetiva se distingue da potência indicada total pela potência de atrito, que representa as perdas do motor para mantê-lo em funcionamento sem carga. Dessa forma, vale a relação:

$$\dot{W}_e = \dot{W}_i - \dot{W}_{at}, \text{ onde:} \quad (24)$$

- $\dot{W}_{at}$ = potência perdida por atrito nos elementos móveis e auxiliares (pistões, bielas, manivelas, etc).

Pode-se calcular o torque:

$$T = pe_{média} \frac{V_c}{i} [N.m] \quad (25)$$

O rendimento térmico efetivo será:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_{comb} . PCI}, \text{ onde:} \quad (26)$$

- $\dot{m}_c$ é a vazão de combustível em kg/s;
- PCI é o poder calorífico inferior do combustível em kJ/kg.

O rendimento térmico indicado será:

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \quad (27)$$

O rendimento mecânico do motor poderá ser calculado pela equação:

$$\eta_M = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i} \quad (28)$$

O consumo específico de combustível (*specific fuel consumption – SFC*) será:

$$SFC = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{W}_e} \text{ [kg/kWh]} \quad (29)$$

O consumo específico de calor (*heat rate – HR*) será:

$$HR = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_e} = \frac{\dot{m}_{comb} \cdot PCI}{\dot{W}_e} \text{ [kJ/kWh]} \quad (30)$$

Aplicando o Balanço de massa, tem-se:

$$\text{a) Em relação aos gases: } \dot{m}_{gases} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}. \quad (31)$$

$$\text{b) Em relação ao circuito de arrefecimento: } \dot{m}_{\text{água_quente}} = \dot{m}_{\text{água_fria}} \quad (32)$$

5. TECNOLOGIAS DE RECUPERAÇÃO DE CALOR

5.1.TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são dispositivos utilizados para realizar processos da troca térmica entre dois fluidos em diferentes temperaturas. Estes processos são comuns em muitas aplicações da Engenharia. Normalmente, os dois fluidos são separados por paredes sólidas, sendo chamados de superfícies de troca. No caso de fluidos imiscíveis, as paredes sólidas podem ser dispensadas, sendo chamados de contato direto. Pode-se utilizá-los no aquecimento e resfriamento de ambientes, no condicionamento de ar, na produção de energia, na recuperação de calor e em processos químicos (SOBRINHO, 2012).

Classificam-se os trocadores de calor de diversas maneiras: quanto ao modo de operação, ao número e natureza dos fluidos envolvidos, ao tipo de construção (duplo tubo, casco tubo, placas, compactos, tubos aletados, etc.) e do arranjo do escoamento (correntes paralelas, correntes contrárias ou opostas e correntes cruzadas).

No trocador de calor de correntes paralelas o fluido quente e o frio entram pelo mesmo lado do trocador e escoam no mesmo sentido. Conforme os fluidos escoam, há a transferência de calor do fluido quente para o fluido frio. Usualmente estão associados a trocadores tipo duplo tubo. Um trocador de calor de correntes paralelas está ilustrado na figura 28:

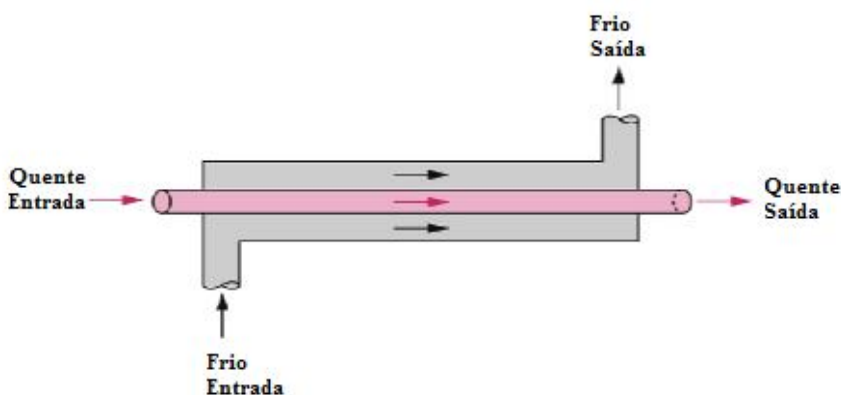


Figura 28 – Trocador de Calor de correntes paralelas (Adaptado de: INCROPERA ; DeWITT, 1998).

No trocador de calor de corrente contrárias ou opostas, o fluido quente entra por um lado e o frio entra pelo lado oposto. O escoamento ocorre em sentidos opostos. Ele apresenta uma maior eficiência global quando comparado com o de correntes paralelas. Um trocador de calor de correntes contrárias está ilustrado na figura 29:

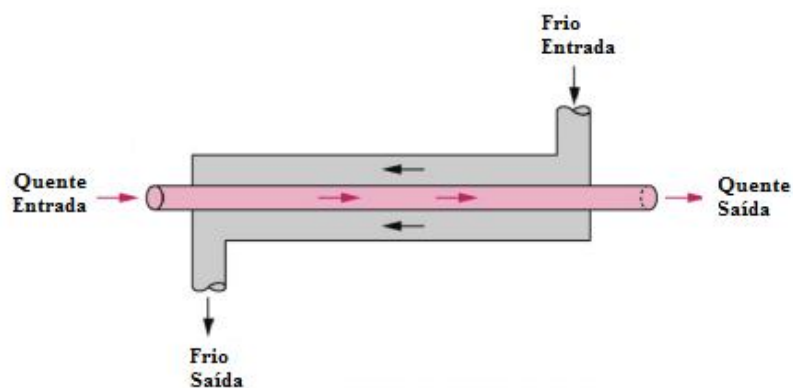


Figura 29 – Trocador de calor de correntes contrárias (Adaptado de: INCROPERA ; DeWITT, 1998).

No trocador de calor de correntes cruzadas, os escoamentos são perpendiculares entre si. Nesse tipo de trocador podemos ter um escoamento não misturado e misturado. Esse fato pode influenciar significativamente o desempenho do trocador de calor. No caso do escoamento não misturado, existem dispositivos (aletas) que inibem o movimento do fluxo cruzado na direção do escoamento. Já no caso do escoamento misturado, o fluido pode escoar em todas as direções (INCROPERA ; DeWITT, 1998). A figura 30 ilustra um trocador de calor de fluxo cruzado:

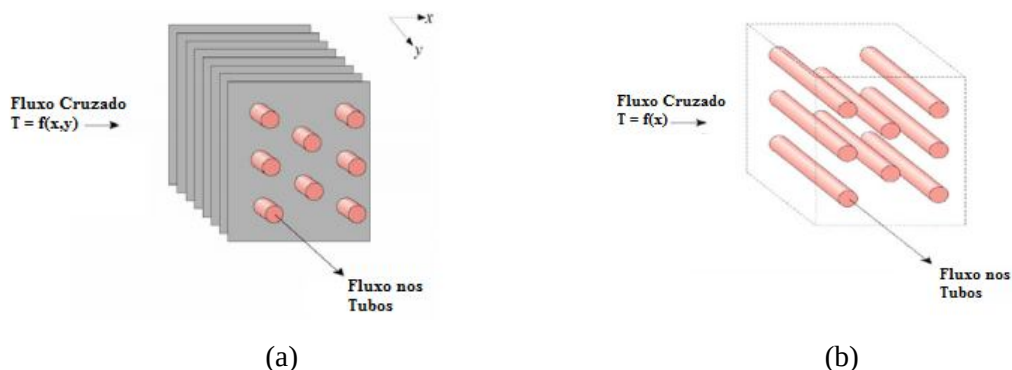


Figura 30 – Trocador de calor de fluxo Cruzado (a) Fluido não misturado; (b) Fluido misturado (INCROPERA ; DeWITT, 1998).

As distribuições de temperatura nos fluidos quente e frio associadas a um trocador de calor com escoamento em paralelo e em contracorrente estão representadas na figura 31:

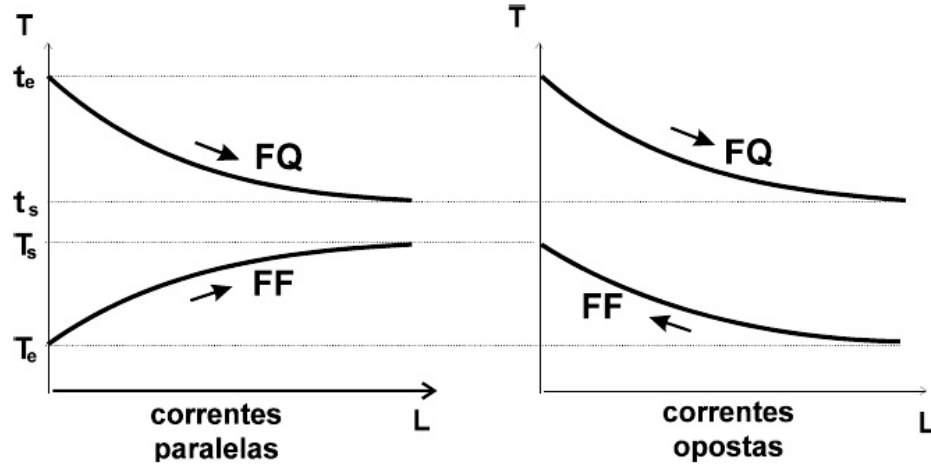


Figura 31 – Distribuições de Temperatura nos fluidos quente e frio (a) em escoamento paralelo (b) em escoamento em contracorrente (INCROPERA ; DeWITT, 1998).

Como a variação de temperatura ao longo do trocador não é linear, para retratar a diferença média de temperatura entre os fluidos é usada a média logarítmica das diferenças de temperatura (*LMTD –Log mean temperature difference*) (Equações 33 a 35; INCROPERA; DeWITT, 1998).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (33)$$

Para o trocador de calor com escoamento em paralelo, tem-se que:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &\equiv T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,e} - T_{f,e} \\ \Delta T_2 &\equiv T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,s} - T_{f,s} \end{aligned} \quad (34)$$

Para o trocador de calor com escoamento em contracorrente, tem-se que:

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &\equiv T_{q,1} - T_{f,1} = T_{q,e} - T_{f,s} \\ \Delta T_2 &\equiv T_{q,2} - T_{f,2} = T_{q,s} - T_{f,e}\end{aligned}\tag{35}$$

Nota-se que, para as mesmas temperaturas de entrada e saída, a média logarítmica das diferenças de temperaturas no escoamento em contracorrente é superior à do escoamento em paralelo. Dessa forma, admitindo-se um mesmo valor do coeficiente global de transferência de calor U para os dois arranjos, a área necessária para que ocorra uma dada taxa de transferência de calor q é menor no arranjo em contracorrente que no arranjo em paralelo (INCROPERA ; DeWITT, 1998).

O uso do método da temperatura média logarítmica é apenas uma aproximação, na prática, porque o coeficiente global de transferência de calor U geralmente não é constante. Para tocadores de calor mais complexos, como os arranjos de carcaça e tubos com vários passe nos tubos e na carcaça, e os trocadores de correntes cruzadas com escoamentos misturado e não-misturado, a dedução matemática de uma expressão para a diferença de temperatura média torna-se bastante complexa. Com a finalidade de facilitar a aplicação do método são utilizados gráficos de ajuste de valores, de acordo com a configuração proposta, chamados de fatores de correção F . Para obter a temperatura média verdadeira para qualquer uma das configurações, a média logarítmica das diferenças de temperatura calculada para correntes opostas precisa ser multiplicada pelo fator de correção apropriado, isto é: (Equação 36; INCROPERA ; DeWITT, 1998).

$$\Delta T_{m\text{Verdadei ro}} \equiv F . \Delta T_{ml}\tag{36}$$

Verifica-se assim que o uso do método da média logarítmica das diferenças de temperatura é simples quando as temperaturas na alimentação dos fluidos são conhecidas e as temperaturas de saída ou são especificadas ou podem ser determinadas através de expressões do balanço de energia (INCROPERA ; DeWITT, 1998).

5.2.CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO

Caldeiras ou geradores de vapor são equipamentos que permitem a geração de formas de energia térmica de amplo uso industrial, como o vapor e a água quente de pressão elevada a partir do calor liberado pela queima de um combustível ou pelo calor recuperado de outras fontes (geralmente gases quentes). Para uso industrial, utilizam-se especialmente caldeiras aquatubulares, as quais permitem a troca térmica entre os gases de combustão que passam pelo casco da caldeira e água, que passa no interior dos tubos, para a geração de vapor. Isto se deve ao fato de este sistema de troca térmica permitir maiores níveis de pressão (podendo superar a pressão crítica da água, de 28 MPa, sendo então chamadas de caldeiras supercríticas). As caldeiras flamotubulares, que apresentam os gases de combustão internos aos tubos e água pelo casco, só permitem pressões inferiores a 2,0 MPa, o que as inviabilizam para certos processos, especialmente para a prática de cogeração (BALESTIERI, 2010).

Os grupos de caldeiras que aproveitam o calor dos gases de escape de fornos ou de outros produtos da tecnologia que liberam energia térmica são denominados caldeiras de recuperação.

As caldeiras de recuperação podem ser classificadas em:

- sem queima suplementar, e
- com queima suplementar.

As caldeiras de recuperação sem queima suplementar possuem a configuração mais simples. São basicamente trocadores de calor convectivos que atendem à condição de exaustão do gerador a ele acoplado, ficando amarrado ao seu modo de operação e não sendo, por isto, facilmente controlados. Costumam apresentar uma eficiência entre 70% e 80% (BRASIL, 2005).

Os modelos com queima suplementar em fornalha auxiliar apresentam menor consumo de combustível se comparado com caldeiras convencionais, uma vez que os gases de escape de uma turbina a gás ou de um motor de combustão interna são essencialmente seu ar de combustão preaquecido, para uma mesma taxa de produção de vapor. Tais modelos são

unidades convectivas cujo projeto é muito parecido com os modelos sem queima suplementar, porém apresentam capacidade de controle de produção de vapor através de um sistema de queima suplementar que torna esse último independente do modo de operação empregado no gerador dos gases (GANAPATHY, 1987). A figura 32 ilustra uma caldeira de recuperação com queima suplementar:

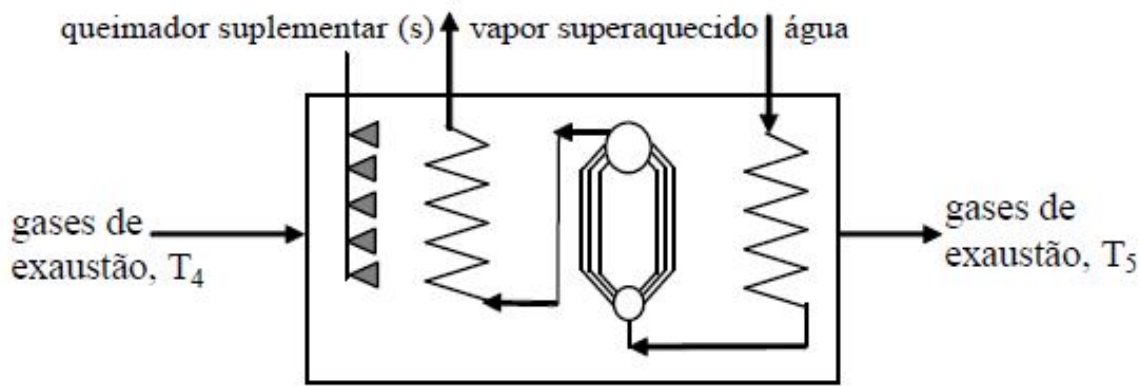


Figura 32 – Caldeira de Recuperação de calor com queima suplementar (BALESTIERI, 2010).

Pode-se aplicar as seguintes equações do balanço de massa e de energia em uma caldeira de recuperação com queima suplementar (Equações 37 a 40; BALESTIERI, 2010):

- *Balanço de massa:*

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{cha\ min\ é} \quad (37)$$

$$\dot{m}_{água} = \dot{m}_{vapor} \quad (38)$$

- *Balanço de energia:*

$$\eta_{CR} \times (\dot{Q}_{gases-cha\ min\ é} + \dot{Q}_{sup\ lementar}) = \dot{Q}_{água-vapor} \quad (39)$$

$$\eta_{CR} \left[\dot{m}_{gases} \cdot \bar{c}_{p_{gases}} (T_4 - T_5) + \dot{m}_{combustivel\ sup\ lementar} \cdot PCI \right] = \dot{m}_v (h_v - h_a)$$

Como a variação da carga operacional de uma caldeira ocorre em função da quantidade de combustível queimada, a relação entre a proporção na mistura água/vapor e sua capacidade de retirar o calor das superfícies de aquecimento, parâmetro conhecido como a produtividade da caldeira, deve ser estimado. A partir da eficiência térmica de uma caldeira pode-se também calcular sua produtividade:

$$\frac{\dot{m}_{\text{vapor}}}{\dot{m}_{\text{combustível suplementar}}} = \frac{PCI \cdot \eta_{CR}}{(h_v - h_a)} \quad (40)$$

De acordo com Balestieri (2010), caldeiras convencionais queimando óleo combustível ou gás natural têm produtividade entre 10 e 18 (kgvapor/kgcombustível), sendo que esse último combustível apresenta os valores mais próximos do limite superior; gases de síntese apresentam proporção próxima de 1:1, ao passo que biomassa como a cana de açúcar apresenta valores próximos de 2,5:1.

Para Takaki (2006), a caldeira de recuperação é o elemento fundamental numa planta de cogeração, influenciando decisivamente nos custos de implementação e operação.

• MÉTODO DO PINCH-POINT

O método do “*pinch-point*”, ou tecnologia “*pinch*” é visto como uma forma de se aplicar simultaneamente a 1ª e 2ª leis da termodinâmica. Utiliza-se de uma representação gráfica da temperatura e entalpia através de combinações das correntes quentes e frias da planta térmica, permitindo obter o mínimo requisito de energia das utilidades externas necessárias ao processo e indicando também em que direção pode-se produzir uma troca de calor espontânea (CHRISTODOULOU, 1996).

A utilização do método do “*pinch-point*” é útil no dimensionamento de uma caldeira de recuperação, pois através dele podemos verificar se a caldeira respeita a 2ª lei da termodinâmica sem empregar o conceito de exergia e também se a temperatura dos gases que saem na chaminé está dentro de certos limites, usualmente entre 100 °C e 200°C. O respeito a

tais limites se devem a questões técnicas, pois abaixo do limite inferior, ao nível do mar, ocorre condensação do vapor de água presente nos gases de escape – tanto a umidade do combustível quanto a água de formação do processo de combustão, e a questões econômicas, no caso do limite superior, pois quanto maior a temperatura de saída dos gases, menor a recuperação da potência térmica liberada no processo de combustão (BALESTIERI, 2010).

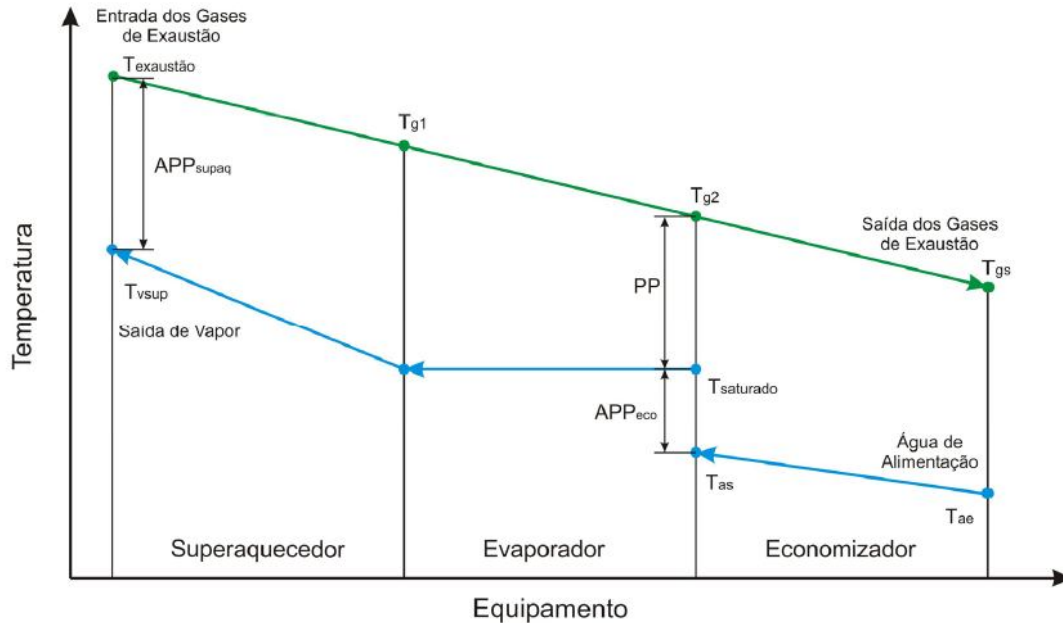


Figura 33 – Gráfico utilizado no método de *pinch-point* (TAKAKI, 2006).

O “*pinch point*” (*PP*) ocorre na secção de saída do gás do evaporador e corresponde à diferença entre a temperatura do gás e a temperatura de saturação da água à pressão de operação do evaporador (Equações 41 a 43; TAKAKI, 2006).

$$\Delta T_{PP} = T_{g2} - T_{saturado} \quad (41)$$

Outro conceito interessante é o de *approach point* no economizador (APP_{eco}) que é a diferença entre a temperatura de saturação do vapor na pressão de operação e a temperatura da água saindo do economizador e o *approach point* no superaquecedor (APP_{supaq}), que é a

diferença entre a temperatura de entrada dos gases de exaustão e a temperatura de saída do vapor superaquecido na pressão de operação, ilustrados na figura 33.

$$APP_{eco} = T_{saturado} - T_{as} \quad (42)$$

$$APP_{sup\ aq} = T_{exaustão} - T_{vsup} \quad (43)$$

De acordo com Babcock e Wilcox (1992) pode-se considerar que as faixas apresentadas na Tabela 2 resultam em um dimensionamento tecnicamente satisfatório das caldeiras de recuperação.

Parâmetro	Faixa Satisfatória (°C)
<i>Pinch Point</i>	11 a 28
APP_{eco}	6 a 17
APP_{supaq}	22 a 33

Tabela 2 – Valores para dimensionamento de caldeiras de recuperação (BABCOCK E WILCOX, 1992).

Pode-se verificar ainda o valor máximo e o mínimo da temperatura dos gases na chaminé (Equação 44; TUNA, 2011):

$$T_{ch} = T_g + [(T_{sat} + \Delta T_{pp}) - T_g] \times \frac{\dot{Q}_g}{\dot{Q}_l}, \text{ onde:} \quad (44)$$

- T_{ch} = temperatura dos gases na chaminé [°C];
- T_g = temperatura dos gases na entrada da caldeira de recuperação [°C];
- T_{sat} = temperatura de saturação da água para a pressão de trabalho [°C];
- ΔT_{pp} = diferença de temperatura no *pinch point*, sendo 10 °C para a temperatura mínima possível na chaminé e 30 °C para a temperatura máxima (ERNST, 2004);
- $\dot{Q}_g$ = calor cedido pelos gases [kW];
- $\dot{Q}_l$ = calor recebido pela água para entrar na região de saturação [kW].

5.3. MÁQUINAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Sistemas de absorção são capazes de gerar refrigeração utilizando apenas uma fonte quente. Esta importante característica faz com que as máquinas de refrigeração por absorção, “*chillers*”, se destaquem e tenham uma viabilidade econômica, sendo amplamente utilizadas em cogeração.

As máquinas de refrigeração por absorção (SRA) podem ser classificadas em *chillers* de ignição direta e em *chillers* de ignição indireta. Nas máquinas de ignição direta o calor necessário ao processo é obtido queimando diretamente um combustível, tipicamente gás natural. Já nas máquinas de ignição indireta o calor necessário é fornecido na forma de vapor de baixa pressão, água quente ou de um processo de purga quente. Existem essencialmente dois tipos distintos de *chillers* de absorção de ignição indireta: sistemas que utilizam o par de trabalho água/amônia (*chiller* para refrigeração) e sistemas que utilizam o par de trabalho brometo de lítio/água (*chiller* para climatização). Estes sistemas podem ainda ser classificados em de simples efeito ou de duplo efeito. A figura 34 ilustra uma máquina de refrigeração por absorção de simples efeito.

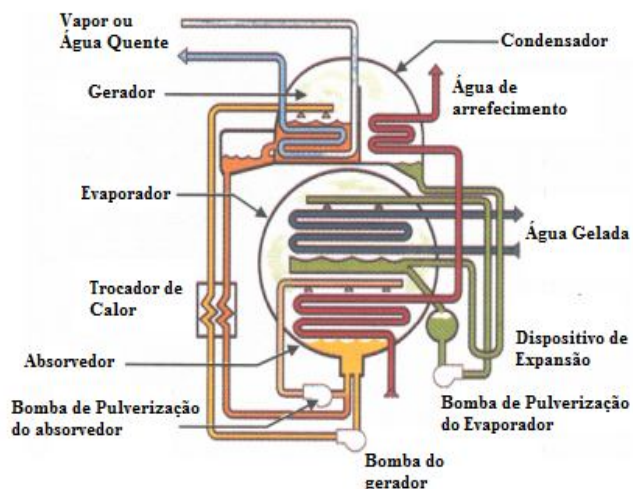
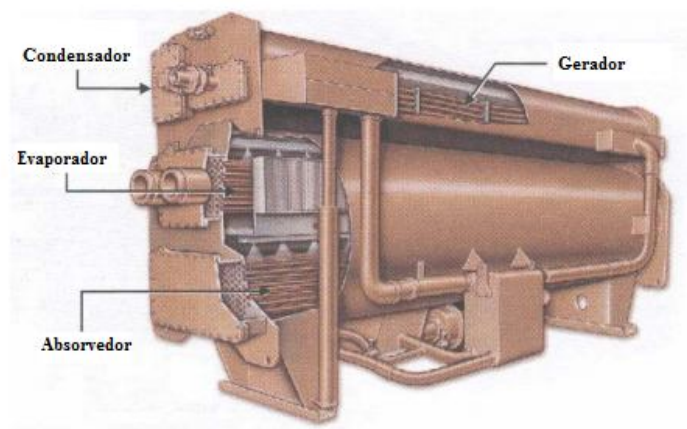


Figura 34 – *Chiller* de absorção de simples efeito (Trane Co.)

Durante a operação vapor é enviado para os tubos do gerador provocando a ebulição da solução absorvente que está em contato com a parte externa desses tubos. O vapor de refrigerante liberado escoar para o condensador passando através dos eliminadores de gotas existentes entre estes dois componentes. No condensador o vapor é condensado na parte externa de tubos resfriados por água que normalmente é a seguir enviada para uma torre de resfriamento. O refrigerante condensado passa através de um orifício ou purgador de líquido localizado no fundo do condensador sendo assim enviado para o evaporador. No evaporador o refrigerante é borrifado sobre tubos por onde circula o fluxo de água que deve ser resfriado (proveniente da região que demanda efeito de refrigeração). O resfriamento da água que circula no interior dos tubos é conseguido pela transferência de calor para o refrigerante provocando assim sua vaporização. O refrigerante que não é vaporizado é coletado no fundo do evaporador, enviado para a bomba de refrigerante, passa no sistema de distribuição localizado acima no banco de tubos do evaporador, e finalmente é novamente borrifado sobre os tubos por onde circula a água gelada. O refrigerante vaporizado é enviado para o absorvedor onde será absorvido pela solução proveniente do gerador. A solução concentrada (por ter liberado vapor de refrigerante) que deixa o gerador escoar por um dos lados do recuperador de calor de solução onde é resfriada pelo fluxo de solução diluída que provém do absorvedor e se dirige para o gerador. Consegue-se desta forma reduzir a quantidade de energia (na forma de calor) necessária para aquecer a solução no gerador. Após passar pelo recuperador de calor a solução é enviada para o sistema de distribuição localizado acima dos tubos do absorvedor, sendo então borrifada sobre a superfície externa dos tubos do absorvedor. Durante este processo a solução concentrada absorve o vapor de refrigerante que sai do evaporador. Ao longo do processo de absorção é necessário transferir energia da solução devido aos processos de condensação e diluição do vapor de refrigerante na solução. Para que isto ocorra há um fluxo de água de resfriamento que passa no interior dos tubos do absorvedor. A solução diluída que deixa o absorvedor é bombeada pela bomba de solução para o recuperador de calor de solução e, posteriormente, para o gerador (OLIVEIRA Jr. et al, 2004). Os valores típicos de coeficiente de eficácia para unidades de grande porte de

simples efeito, em condições estabelecidas pelas normas ARI (*American Refrigeration Institute*) situam-se entre 0,7 e 0,8 (ASHRAE, 1994).

A Tabela 3 apresenta algumas características típicas dos sistemas de absorção de simples efeito:

CARACTERÍSTICA	VALORES TÍPICOS
Pressão de entrada de vapor (bar)	1,6 - 1,8
Consumo de vapor (kg/h/TR)	8,3 - 8,5
Temperatura do fluido de aquecimento	115°C a 132°C, e 90°C para sistemas de pequena capacidade
Potência térmica fornecida (kW/TR)	5,3 a 5,4, podendo chegar a 5,0 para sistemas de pequena capacidade
Temperatura de entrada da água de resfriamento (°C)	29,0
Vazão de água de resfriamento (l/min/TR)	13,6 até 24,2 para sistemas de pequena capacidade
Temperatura de saída da água gelada (°C)	6,0
Vazão de água gelada (l/min/TR)	0,15 (podendo chegar a 0,164 para sistemas de pequena capacidade)
Potência elétrica consumida (kW/TR)	0,01 a 0,04 (com um mínimo de 0,04 para sistemas de pequena capacidade)
Capacidade nominal (TR)	50 a 1660 (de 5 a 10 para sistemas de pequena capacidade)
Comprimento (m)	3 a 10 (1,0 para sistemas de pequena capacidade)
Largura (m)	1,5 a 3,0 (1,0 para sistemas de pequena capacidade)
Altura (m)	3 a 10 (2,0 para sistemas de pequena capacidade)
Peso em operação (kgf)	5000 a 52000 (300 para sistemas de pequena capacidade)

Tabela 3 - Características Típicas de Sistemas de Absorção de Simples Efeito (ASHRAE Refrigeration Handbook, 1994).

O *chiller* de duplo efeito é uma unidade de absorção com a eficiência melhorada. O aspecto mais importante que distingue o ciclo de duplo efeito do ciclo de efeito simples é que este incorpora um segundo gerador, que usa o vapor da água que condensa no primeiro gerador para fornecer calor ao segundo gerador. A figura 35 ilustra um *chiller* de duplo efeito:

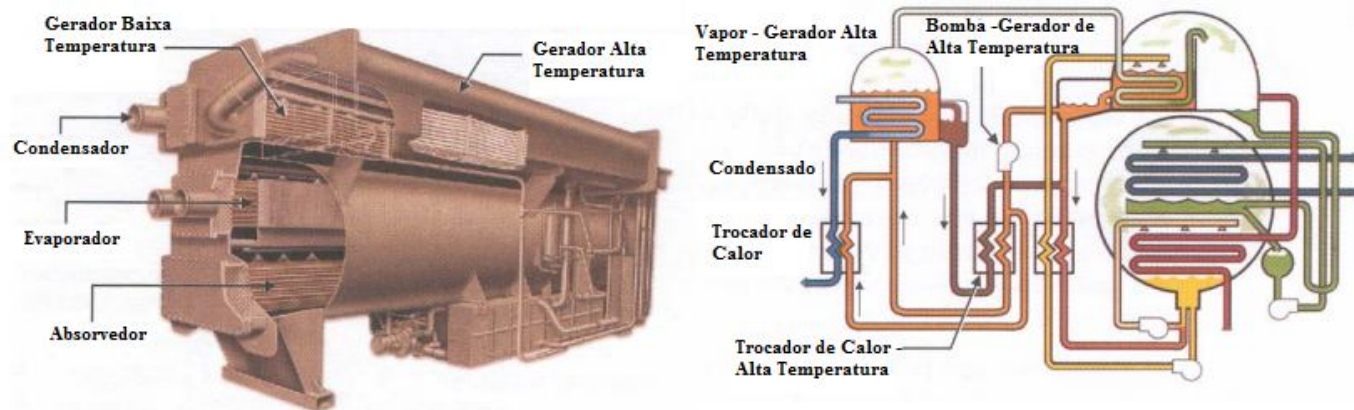


Figura 35 – Chiller de absorção de duplo efeito (Trane Co.).

Os coeficientes de eficácia típicos para máquinas de duplo efeito vão de 1,1 a 1,2. Um sistema de duplo efeito produz uma capacidade de resfriamento de 50 a 80% superior à de um sistema de simples efeito, para um mesmo consumo de energia (OLIVEIRA Jr. et al, 2004). A Tabela 4 apresenta algumas características típicas de sistemas de duplo efeito encontrados no mercado.

CARACTERÍSTICA	VALORES TÍPICOS
Pressão de entrada de vapor (bar)	9,0
Consumo de vapor (kg/h/TR)	4,5
Temperatura do fluido de aquecimento	190°C
Potência térmica fornecida (kW/TR)	2,93
Temp.eratura de entrada da água de resfriamento (°C)	29,0
Vazão de água de resfriamento (l/min/TR)	13,6 a 17,0
Temperatura de saída da água gelada (°C)	6,0
Vazão de água gelada (l/min/TR)	9,0
Potência elétrica consumida (kW/TR)	0,01 a 0,04
Capacidade nominal (TR)	100 a 1700
Comprimento (m)	3 a 9
Largura (m)	1,8 a 3,6
Altura (m)	2,4 a 4,3
Peso em operação (kgf)	6800 a 60000

Tabela 4 - Características Típicas de Sistemas de Absorção de Duplo Efeito (ASHRAE Refrigeration Handbook, 1994).

A Figura 36 ilustra o comportamento do coeficiente de eficácia, em condições de carga parcial, para sistemas de simples efeito e de duplo efeito:

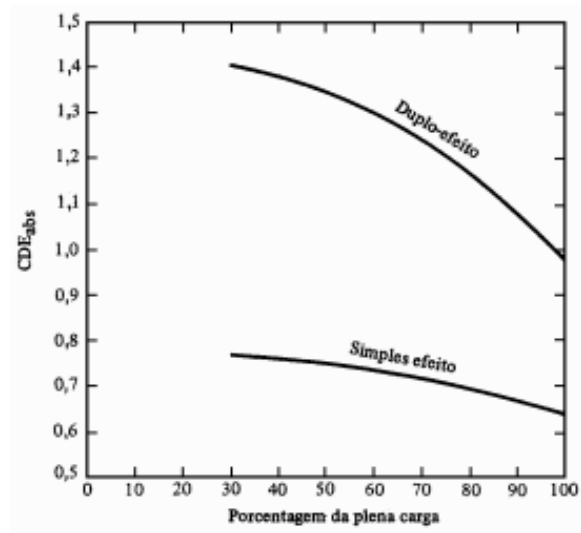


Figura 36 - Desempenho de sistemas a absorção de simples e duplo efeito em cargas parciais (Stoecker & Jones, 1985).

Os principais fabricantes e fornecedores de tecnologia de máquinas de refrigeração por absorção no mundo estão representados na tabela 5:

Fabricantes	Fornecedores da Tecnologia - País
Carrier	Ebara - Japão
Trane	Kawasaki - Japão
McQuay	Sanyo - Japão
York	Hitachi - Japão
Dumham Bush	Thermax - Índia

Tabela 5 – Fabricantes e fornecedores de tecnologia de SRA (MAGAZONI, 2011).

Quando comparado com o sistema de refrigeração por compressão (SRC), o sistema de refrigeração por absorção (SRA) apresenta algumas vantagens, como o menor consumo de energia elétrica (um compressor pode consumir até 1000 vezes mais que uma bomba de recirculação da mistura binária líquida), a possibilidade de refrigerar água ou ar utilizando uma fonte de energia menos nobre, no caso o calor recuperado em um processo industrial e níveis de ruído e vibração significativamente mais baixos. Como desvantagens, os SRA possuem dimensões físicas muito maiores em relação aos SRC, são mais caros e possuem menores valores de COP.

6. ANÁLISE TÉCNICA

6.1. CENÁRIO

Este estudo propõe a implementação de uma planta de cogeração no setor terciário, especificamente, em um *shopping-center*. A utilidade térmica necessária é água gelada para o sistema de ar condicionado apenas.

6.2. DEMANDAS

a) Demanda de energia térmica (DET):

- Água gelada: vazão = 220.000 l/h, temperatura = 8°C, carga térmica = 400 TR.

b) Demanda de energia elétrica (DEE):

- DEE = 1000 [kW]

6.3. ESTRATÉGIA DE OPERAÇÃO

Visa-se o atendimento prioritário da demanda térmica, ou seja, a planta irá operar em paridade térmica. Deseja-se também que a energia elétrica cogorada supra a demanda elétrica. Se houver excedente de energia, o mesmo será vendido para a concessionária.

6.4. CONFIGURAÇÃO DA PLANTA

A planta de cogeração proposta irá operar na configuração *topping*, ou seja, o calor residual do processo de geração de energia através de um motor de combustão interna a gás natural é recuperado para a geração de calor útil.

Quanto aos equipamentos, tem-se como acionador primário um motor de combustão interna (M.C.I) a gás natural, uma caldeira de recuperação com queima suplementar (C.R.) e

um sistema de refrigeração composto por uma máquina de absorção (S.R.A.) para atender a demanda de água gelada. Haverá uma bomba, para recalcar água à caldeira de recuperação e uma torre de resfriamento, para arrefecer a água que passa pelo condensador na máquina de absorção. A configuração proposta para a planta de cogeração está ilustrada na figura 37:

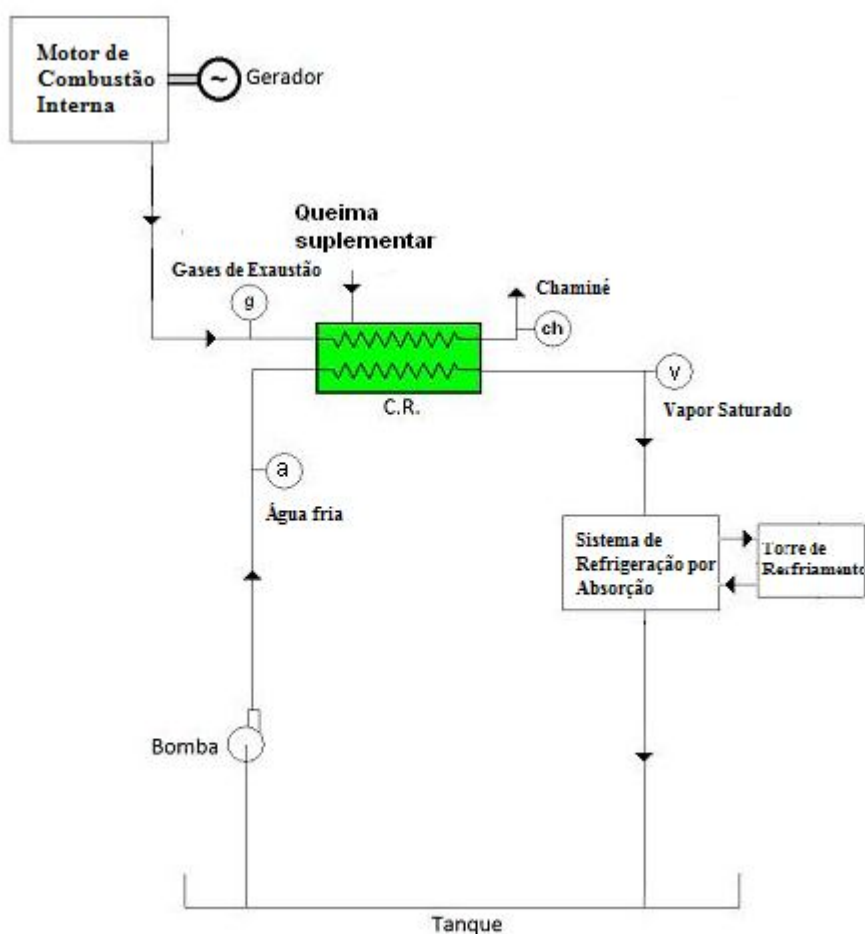


Figura37 – Configuração proposta para planta de cogeração no setor terciário.

Inicialmente, com base na demanda térmica do *shopping-center*, especifica-se um modelo comercial de equipamento de refrigeração por absorção que atenda à demanda de água gelada. A partir de catálogos de diversos fabricantes de máquinas SRA, verificam-se equipamentos compatíveis e o mais adequado para esta aplicação é o que segue:

Sistema de Refrigeração Escolhido:

Fabricante Sanyo Electric Co.

Modelo: TSA-NE-32.

Capacidade: 400TR (1407kW).

Simple Efeito – Acionado por Vapor saturado.

Vazão de água gelada: $242 \text{ m}^3/\text{h} = 4033 \text{ l/min}$.

Temperatura da água gelada: $7^\circ\text{C} \rightarrow 12^\circ\text{C}$.

Vazão de vapor necessário: $1760 \text{ kg/h} = 0,49 \text{ kg/s}$.

Temperatura do vapor de entrada: $169,6^\circ\text{C}$.

Aplicando-se um volume de controle na caldeira de recuperação pode-se traçar a curva teórica de paridade térmica e, a partir desta, define-se o motor de combustão interna adequado para a situação em questão. Antes, porém, algumas considerações importantes são necessárias:

- $\eta_{CR} = 0,85$
- $\bar{c}_{pg} = 1,15 [\text{kJ/kgK}]$
- $T_{ch} = 150 [^\circ\text{C}]$
- $T_{af} = 27 [^\circ\text{C}] \rightarrow h_{af} = 113,23 \text{ kJ/kg}$

V. C. na caldeira de recuperação:

$$\eta_{CR} \dot{m}_g \bar{c}_{pg} (T_g - T_{ch}) = \dot{m}_v (h_v - h_{af})$$

$$0,85 \times \dot{m}_g \times 1,15 (T_g - 150) = 0,49 (2768 - 113,23)$$

$$\dot{m}_g = \frac{1330,78}{(T_g - 150)}$$

Para a construção da curva teórica de paridade térmica (CTPT), atribui-se valores para a temperatura dos gases T_g , obtendo-se os valores de vazão correspondentes m_g . A tabela 6 indica os pontos da CTPT:

T_g(°C)	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	625	650
m_g(kg/s)	8,87	7,60	6,65	5,91	5,32	4,84	4,44	4,09	3,80	3,55	3,33	3,13	2,96	2,80	2,66

Tabela 6 – Pontos CTPT

A CTPT pode ser verificada na figura 38:

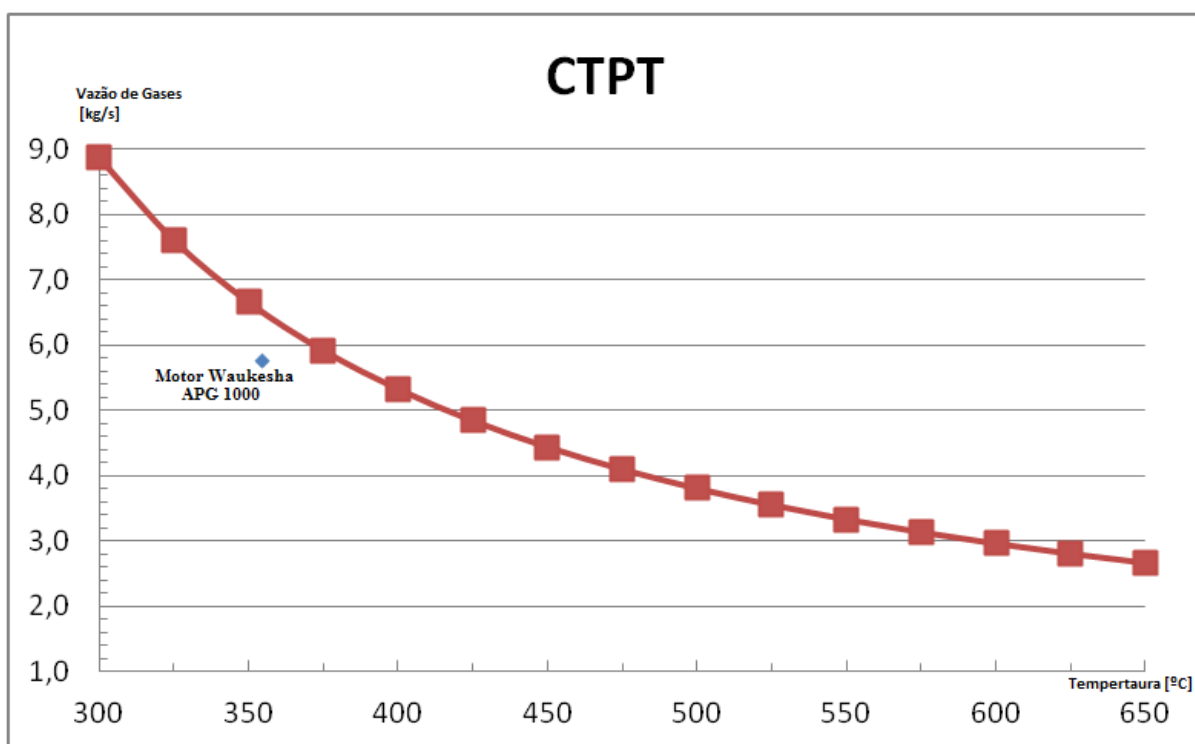


Figura 38 –CTPT

A partir da curva teórica de paridade térmica, seleciona-se o motor com déficit térmico, ou seja, cujos parâmetros estejam abaixo da CTPT, com o maior rendimento térmico. Para esta aplicação o motor selecionado foi o que segue:

Motor Escolhido:

Fabricante Waukesha.

Modelo: APG1000 60Hz

Eficiência (η): 40,4%

Vazão dos gases: 20700 kg/h = 5,75 kg/s.

Temperatura dos gases de exaustão(T_g): 351°C.

Potência Elétrica: 1100 kW.

HR: 8911 kJ/kg.

Selecionado o motor, realiza-se a análise do pinch-point (para verificar o atendimento à 2ª lei da Termodinâmica) e também os valores máximo e mínimo da temperatura na chaminé para esta configuração.

Análise de pinch-point:

- Lado do gás: $\dot{Q}_g = m_g \times \bar{c}_{p,g} \times (T_g - T_{ch})$

$$Q_g = 5,75 \cdot 1,15 \cdot (351 - 150) = 1329,11 \text{ [kW]}$$

- Lado do Vapor: $h_l = 719 \text{ kJ/kg}$

$$h_v = 2768 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{\text{sat}} = 169,6^\circ\text{C} \rightarrow \text{O vapor do SRA é saturado.}$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_v (h_v - h_{a_f}) \quad \dot{Q}_a = 0,49 \times (2768 - 113,23) = 1300,84 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_v (h_v - h_l) \quad \dot{Q}_l = 0,49 \times (2768 - 719) = 1004,01 \text{ [kW]}$$

O gráfico da análise de *Pinch-Point* está ilustrado na figura 39:

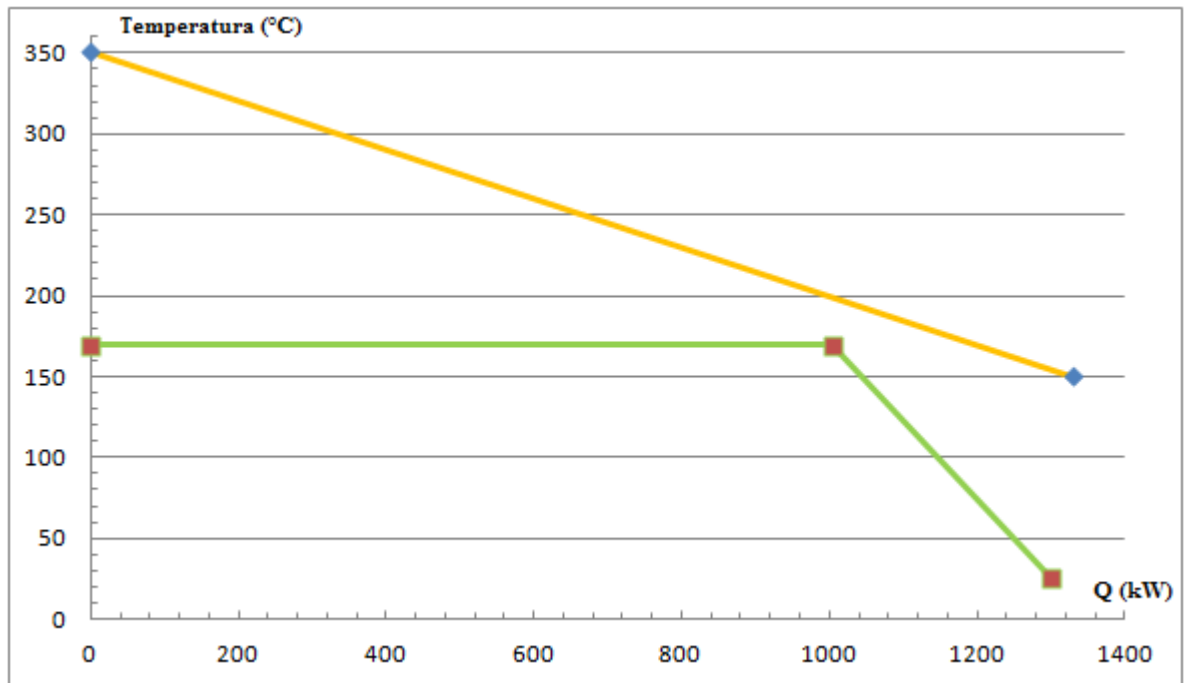


Figura 39 – Análise gráfica através do método de *Pinch-Point*

Verifica-se então se a temperatura dos gases que saem na chaminé (T_{ch}) está dentro de certos limites usuais:

$$T_{ch} = T_g + [(T_{sat} + \Delta T_{pp}) - T_g] \times \frac{Q_g}{Q_l}$$

$$T_{ch} = 351 + [(169,6 + \{10;30\} - 351) \times \frac{1329,113}{1004,01}]$$

$$T_{chmín} = 124,10^\circ C$$

$$T_{chmáx} = 150,60^\circ C$$

Verifica-se o déficit térmico:

$$\eta_{CR} \times \dot{Q}_g < \dot{Q}_a$$

$$0,85 \times 1329,113 = 1129,75 < 1300,84$$

Como a condição do déficit térmico foi satisfeita, calcula-se a queima suplementar na caldeira:

$$\dot{m}_s = \frac{1}{PCI} \times \left[\frac{\dot{m}_v (h_v - h_a)}{\eta_{CR}} - \dot{m}_g \bar{c}_{pg} (T_g - T_{ch}) \right]$$

$$\dot{m}_s = \frac{1}{50000} \times \left[\frac{1300,84}{0,85} - 1329,113 \right]$$

$$\dot{m}_s = 0,0040257 \text{ [kg/s]}$$

O Consumo de combustível no motor (m_c) será então calculado:

$$m_c = \frac{W_{liq} \times HR}{3600 \times PCI} = \frac{1100 \times HR}{3600 \times PCI}$$

$$HR = \frac{3600}{\eta_t} = \frac{3600}{0,404} = 8910,89 \text{ kJ / kWh}$$

$$m_c = \frac{1100 \times 8910,89}{3600 \times 50000}$$

$$m_c = 0,0544 \text{ kg / s}$$

Adotando que a relação entre o consumo de combustível suplementar na caldeira pelo consumo de combustível requerido pelo motor deve ser menor que 10%, pode-se verificar a relação:

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_c} = \frac{0,00402575}{0,0544} = 7,40\%$$

O rendimento de cogeração pode ser calculado pela relação:

$$\eta_{cogeração} = \frac{W_{liq} + Q_{processo}}{m_{Comb} \cdot PCI}$$

$$\eta_{cogeração} = \frac{1100 + 1329,113}{0,05842 \cdot 50000} = 83,16\%$$

Ainda, faz-se importante observar os requisitos mínimos, segundo aspectos de racionalidade energética, para o reconhecimento da qualificação de centrais termelétricas cogradoras, com vistas à participação nas políticas de incentivo ao uso racional dos recursos energéticos. De acordo com o parágrafo 2º do artigo 4º da resolução normativa 235 da ANEEL de 14 de Novembro de 2006, uma central cogradora preenche os requisitos mínimos de racionalidade energética mediante o cumprimento das seguintes inequações:

$$1. \quad \frac{E_t}{E_f} \geq 15\%, \text{ onde:}$$

E_t = energia da utilidade calor, cedida pela central termelétrica cogradora, no seu regime operativo médio, em kWh/h, em termos líquidos;

E_f = energia da fonte, energia recebida pela central termelétrica cogradora, no seu regime operativo médio, em kWh/h, com base no conteúdo energético específico, que no caso dos combustíveis é o Poder Calorífico Inferior (PCI);

Para o caso estudado:

$$E_t = \dot{m}_v(h_v - h_a) = 0,49 \times (2768 - 113,23) = 1300,84 \text{ [kWh/h]}$$

$$E_f = \dot{m}_{comb} \times PCI = 0,05843 \times 50000 = 2921,29 \text{ [kWh/h]}$$

$$\frac{E_t}{E_f} = 44,53\% \text{ (} > 15\%)$$

$$2. \quad \left(\frac{E_t}{E_f} \right) \div X + \frac{E_e}{E_f} \geq F_c \%, \text{ onde:}$$

E_e = capacidade de energia eletromecânica instalada [kWh/h];

$F_c \%$ = fator de cogeração, parâmetro definido em função da potência instalada e da fonte da central termelétrica cogradora, o qual aproxima-se do conceito de Eficiência Exergética;

X = Fator de ponderação, parâmetro adimensional definido em função da potência

instalada e da fonte da central termelétrica cogeneradora, obtido da relação entre a eficiência de referência da utilidade calor e da eletromecânica, em processos de conversão para obtenção em separado destas utilidades. Os valores do fator de ponderação e do fator de cogeração estão tabelados na tabela 7:

Fonte/potência elétrica instalada	<i>X</i>	<i>Fc</i>%
Derivados de Petróleo, Gás Natural e Carvão:		
Até 5 MW	2,14	41
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,13	44
Acima de 20 MW	2,00	50
Demais combustíveis:		
Até 5 MW	2,50	32
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,14	37
Acima de 20 MW	1,88	42
Calor recuperado de processo:		
Até 5 MW	2,60	25
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,17	30
Acima de 20 MW	1,86	35

Tabela 7 - Os valores de “X” e “Fc” para “cogeração qualificada” (ANEEL)

Para o caso estudado: $F_c\% = 41\%$ e $X = 2,14$

$$\frac{1300,84}{2921,29} \div 2,14 + \frac{1100}{2921,29} \geq 41\%$$

$$58,44\% \geq 41\%$$

Como todas as condições técnicas foram atendidas, a proposta de implementação de uma planta de cogeração no *shopping-center* é tecnicamente viável, além de atender os requisitos para uma central cogeneradora qualificada.

7. ANÁLISE ECONÔMICA

7.1. CONSIDERAÇÕES IMPORTANTES

A análise econômica neste projeto será composta de três etapas. Primeiramente calculam-se as despesas da operação do *shopping-center* em um cenário onde não há cogeração (cenário A). Posteriormente, faz-se o cálculo das despesas em um cenário onde há cogeração (cenário B). Por fim, faz-se o cálculo do *pay-back* composto da planta proposta.

O *shopping-center* estudado enquadra-se no grupo A4 de consumidores de energia da EDP Bandeirante, com tarifação horo-sazonal (THS) azul e, de acordo com a análise técnica efetuada, consumirá cerca de 116.000 m³ de gás natural por mês, enquadrando-se na classe 4 de consumo da Comgás no segmento cogeração.

As tarifas de energia elétrica e de gás natural utilizadas neste estudo estão relacionadas nas tabelas 8 e 9 respectivamente:

TARIFAS PARA O FORNECIMENTO DE ENERGIA ELÉTRICA		
SUBGRUPO A4 - THS AZUL	DEMANDA [R\$/Kw]	CONSUMO [R\$/Kw]
PONTA PERÍODO SECO (PS)	30,56	0,25073
PONTA PERÍODO ÚMIDO (PU)	30,56	0,22739
FORA DE PONTA PERÍODO SECO	7,35	0,15884
FORA DE PONTA PERÍODO ÚMIDO	7,35	0,14530

Tabela 8 – Tarifas para o fornecimento de energia elétrica (EDP Bandeirante, 2012).

TARIFAS PARA O FORNECIMENTO DE GÁS NATURAL SEGMENTO COGERAÇÃO	
CLASSE 4 - Cogeração destinada à consumo próprio ou venda a consumidor final	
VALOR FIXO (R\$/m ³)	VALOR VARIÁVEL (R\$/m ³)
0,797632	0,176856

Tabela 9 – Tarifas para o fornecimento de gás natural segmento Cogeração (COMGÁS, 2012).

A demanda e o consumo do *shopping-center* estão relacionadas nas tabelas 10 e 11 respectivamente:

MÊS	DEMANDA NA PONTA [Kwh]	CONSUMO NA PONTA [Kwh]
FEVEREIRO 2011	1319	74788,28
MARÇO 2011	1318	77649,04
ABRIL 2011	1279	65657,48
MAIO 2011	1164	69875,68
JUNHO 2011	1128	61794,88
JULHO 2011	1214	68685,40
AGOSTO 2011	1205	69621,16
SETEMBRO 2011	1237	67653,60
OUTUBRO 2011	1283	66411,52
NOVEMBRO 2011	1334	68664,40
DEZEMBRO 2011	1438	85149,12
JANEIRO 2012	1307	79126,88
MÉDIA	1268,83	71256,45

Tabela 10 – Demanda e Consumo na ponta.

MÊS	DEMANDA FORA DE PONTA [Kwh]	CONSUMO FORA DE PONTA [Kwh]
FEVEREIRO 2011	1336	383897,50
MARÇO 2011	1356	411627,16
ABRIL 2011	1308	391142,08
MAIO 2011	1113	349501,04
JUNHO 2011	1113	317916,08
JULHO 2011	1183	361957,12
AGOSTO 2011	1215	340978,96
SETEMBRO 2011	1274	374438,12
OUTUBRO 2011	1275	355747,28
NOVEMBRO 2011	1268	374710,84
DEZEMBRO 2011	1422	433234,48
JANEIRO 2012	1329	388563,56
MÉDIA	1266,00	373642,85

Tabela 11 – Demanda e Consumo fora de ponta.

Observação: A demanda contratada na concessionária é de 1350 kWh. Os valores de consumo utilizados nos cálculos serão os valores médios. Considera-se que o estabelecimento funciona 14 horas por dia (das 10h00min h às 00h00min), todos os dias da semana.

7.2. CENÁRIO A – SEM COGERAÇÃO

Neste cenário, toda a energia do *shopping-center* é comprada da concessionária e a demanda térmica é atendida através da utilização de uma máquina de refrigeração por compressão (SRC). Calcula-se então, para esta situação, as despesas com energia e impostos:

Despesas com demanda:

Despesas (PU)=[(Demanda contratada –kWh)*(tarifa de demanda em horário de ponta úmida – R\$) + (Demanda contratada – kWh)*(tarifa de demanda em horário fora de ponta úmida-R\$)*5

Despesas (PS)=[(Demanda contratada –kWh)*(tarifa de demanda em horário de ponta seca– R\$) + (Demanda contratada – kWh)*(tarifa de demanda em horário fora de ponta seca-R\$)*7

Despesas (PU) = (1350 x 30,56 + 1350 x 7,35) x 5 = R\$ 255.892,50

Despesas (PS) = (1350 x 30,56 + 1350 x 7,35) x 7= R\$ 358.249,50

Despesa total anual com demanda = R\$ 614.142,00

Despesas com consumo:

Despesas (PU) = [(Consumo médio em horário de ponta - kWh)*(Tarifa de consumo em horário de ponta úmida – R\$)+(Consumo médio em horário fora de ponta – Kwh)*(tarifa de consumo em horário fora de ponta úmida – R\$)]*5 meses

G (PS) = [(Consumo médio em horário de ponta - Kwh)*(Tarifa de consumo em horário de ponta seca – R\$)+(Consumo médio em horário fora de ponta – Kwh)*(tarifa de consumo em horário fora de ponta seca – R\$)]*7meses

Despesas (PU) = $(71.256,45 \times 0,22739 + 373.642,85 \times 0,14530) \times 5 = \text{R\$ } 352.466,55$

Despesas (PS) = $(71.256,45 \times 0,25073 + 373.642,85 \times 0,15884) \times 7 = \text{R\$ } 540.508,92$

Despesa total anual com consumo = R\$ 892.975,47

Despesas com impostos:

O ICMS é o imposto sobre operações relativas à circulação de mercadorias e sobre prestações de serviços. Calcula-se o ICMS de acordo com a equação 45 (EDP Bandeirante, 2012).

$$ICMS = (Consumo + PIS / PASEP / Cofins) \times \left[\left(\frac{1}{1 - X} \right) - 1 \right], \text{ onde:} \quad (45)$$

X = alíquota referente à classe do cliente = 18% (EDP-Bandeirante, 2012).

O valor do PIS/PASEP/Cofins será calculado como sendo a média entre os valores dos meses de Setembro de 2011 e Outubro de 2012, conforme indica a tabela 12:

Mês	Pis / Pasep	Cofins	Total
out/12	0,53	2,4	2,93
set/12	0,54	2,53	3,07
ago/12	0,77	3,59	4,36
jul/12	0,82	3,73	4,55
jun/12	0,66	3,01	3,67
mai/12	0,63	2,95	3,58
abr/12	0,63	2,95	3,58
mar/12	0,96	4,39	5,35
fev/12	0,68	3,1	3,78
jan/12	0,46	2,16	2,62
dez/11	0,59	2,74	3,33
nov/11	0,88	4,02	4,9
out/11	0,93	4,25	5,18
set/11	0,71	3,29	4
MÉDIA			3,92

Tabela 12 – Valores do PIS/PASEP/Cofins (EDP Bandeirante, 2012).

Desta forma, calcula-se o valor do ICMS:

$$ICMS = [(892.975,47) + (35.004,64)] \times \left[\left(\frac{1}{1 - 0,18} \right) - 1 \right] = \text{R\$ } 203.702,95$$

Despesa total anual sem cogeração = Despesa total com demanda + Despesa total com consumo + Despesa com impostos

Despesa total anual sem cogeração = R\$ 1.710.820,42

7.3. CENÁRIO B – COM COGERAÇÃO

Neste cenário, a energia elétrica do *shopping-center* é gerada através do gerador acoplado ao motor e a demanda térmica é atendida através da utilização de uma máquina de refrigeração por absorção (SRA).

Neste cenário com cogeração, calculam-se as despesas com o consumo de Gás Natural:

Consideração: A massa específica do gás natural é 0,766 kg/m³ (COMGAS, 2012) e o consumo total de combustível obtido pela análise técnica é de 0,05843 kg/s .

Consumo de gás natural = 0,05843 kg/s = 274,58 m³/h

Despesa GN = [274,58 x (0,176856+0,797632) x 14 x 365] = R\$ 1.367.335,38

A despesa anual total da planta operando com cogeração será:

Despesa anual com cogeração = Despesa com gás natural

Despesa anual com cogeração = R\$ 1.367.335,38

A economia anual da operação com cogeração em relação à operação sem cogeração:

Economia/Receita = Despesa anual sem cogeração (Cenário A) – Despesa anual com cogeração (Cenário B).

Economia/Receita = 1.710.820,42 – 1.367.335,38 = R\$ 343.485,04

7.4. INVESTIMENTOS NA PLANTA DE COGERAÇÃO

As equações que governam os cálculos dos custos de aquisição de equipamentos da planta de cogeração estão apresentadas na tabela 13:

Equipamento	Custo de aquisição	Variáveis
Moto-gerador a gás	$Y = 1098,2 \cdot X^{-0,1197}$	Y - US\$/kW X - kW elétrico gerado
Unidade de Recuperação Térmica	$Y = 1961,4 \cdot X^{-0,5261}$	Y - US\$/kW térmico recuperado X - kW térmico recuperado
Unidade de Refrigeração por Compressão de Vapor (Chiller)	$Y = 3359,2 \cdot X^{-0,2997}$	Y - US\$/TR X - TR (tonelada de refrigeração)
Unidade de Refrigeração por Absorção (Chiller)	$Y = 4364,8 \cdot X^{-0,3093}$	Y - US\$/TR X - TR

Tabela 13 – Custo de Aquisição de equipamentos (FONTES et. al., 2010).

A partir das equações tabeladas calculam-se os custos de aquisição dos equipamentos da planta de cogeração proposta.

Consideração: Cotação do dólar em 09/10/2012 – US\$1,00 = R\$2,0280.

a) Custo de aquisição do Moto-gerador a gás:

$$AquisiçãoMoto - Gerador = 1098,2 \times (1100^{-0,1197}) = 474,93 \text{ US$/kW} = \text{US\$ } 522.419,55$$

$$AquisiçãoMoto - Gerador = \text{R\$ } 1.059.466,85$$

b) Custo de aquisição da caldeira de recuperação CR:

$$AquisiçãoCR = 1961,4 \times (1329,11^{-0,5261}) = 44,59 \text{ US\$/kW} = \text{US\$ } 59.268,19 = \text{R\$ } 120.195,90$$

c) Custo de aquisição da máquina de absorção SRA:

$$AquisiçãoSRA = 4364,8 \times (400^{-0,3093}) = 684,14 \text{ US\$/TR} = \text{US\$ } 273.657,39 = \text{R\$ } 554.977,19$$

$$\text{Investimento Total} = (1.059.466,85 + 120.195,90 + 554.997,19) = \text{R\$ } 1.734.659,94$$

7.5. CÁLCULO DO PAY-BACK COMPOSTO

O *pay-back* composto corresponde ao período de tempo no qual o capital investido é recuperado e será calculado através da relação: (Equação 46, MATELLI,2011).

$$PBC = -\frac{\ln[1 - (\frac{kP}{R})]}{\ln(1+k)}, \text{ onde:} \quad (46)$$

k = taxa de juros anual (Taxa Selic)

k = 12% ao ano

P = Investimento: R\$ 1.734.659,94

R = receita anual: R\$ 343.485,04

Desta forma, o *pay-back* composto será: $PBC = 8 \text{ anos}$.

8. CONCLUSÕES

O estudo realizado neste trabalho de conclusão de curso propôs a implementação de uma planta de cogeração em um *shopping-center*, com demanda de água gelada para o sistema de ar condicionado e de energia elétrica para os demais sistemas. A planta de cogeração foi proposta na configuração *topping*, com o calor residual do processo de geração de energia sendo recuperado para a geração de calor útil.

Quanto aos equipamentos, utilizou-se como acionador primário um motor de combustão interna (M.C.I) a gás natural da marca Waukesha (modelo APG1000), uma caldeira de recuperação com queima suplementar (C.R.) e um sistema de refrigeração composto por uma máquina de absorção de simples efeito (S.R.A.) da marca Sanyo Electric (modelo TSA-NE-32), para atender a demanda de água gelada.

Esta proposta apresentou viabilidade técnica, atendendo a demanda térmica do estabelecimento e também a demanda elétrica.

Com a proposta da planta viável tecnicamente se fez então o estudo da viabilidade econômica, buscando avaliar se a redução que se pode obter nos custos de aquisição de energia é suficiente para garantir um retorno adequado para o investimento a ser realizado.

O projeto proposto apresentou um *pay-back* composto de 8 anos. De acordo com Silveira (1994), o tempo de retorno de investimento considerado satisfatório para implantação de sistemas de cogeração no setor terciário, ainda não se encontram consolidados na literatura, entretanto, cita como referência para instalação de cogeneradores compactos, um retorno de 2,5 à 4 anos. Verifica-se que o *pay-back* apresentado pelo projeto proposto não se enquadra neste intervalo e, portanto, não é satisfatório.

É importante observar que, este estudo teve caráter preliminar e outras ferramentas de tomadas de decisão e modelos financeiros devem ser utilizados.

9. ANEXOS

ANEXO A – Dados do SRA.

◆ NE Model Specification

Model (TSA-NE-※※)	Unit	NE-11	NE-12	NE-13	NE-14	NE-21	NE-22	NE-23	NE-24	NE-31	NE-32
Refrigeration capacity	(USRT)	100	120	150	180	210	240	280	320	360	400
	kW	352	422	527	633	738	844	985	1,125	1,266	1,407
Chilled water system		12 → 7℃ (Fouling factor = 0.088m ² /kW (0.0001m ² /h℃ / kcal) ・Max. working pressure 784kPa (8 kgf / cm ² G))									
Flow rate	m ³ /h	60.5	72.6	90.7	109	127	145	169	194	218	242
Pressure drop	(mH ₂ O)	6.5	6.6	8.0	8.3	7.5	7.9	5.1	5.5	5.8	6.1
	kPa	64	65	78	81	74	77	50	54	57	60
Connection (JIS)	inch	4				5			6		
Holding water volume	liter	0.12	0.13	0.15	0.17	0.22	0.24	0.28	0.30	0.34	0.36
Cooling water system		32 → 37.5℃ (Fouling factor = 0.088m ² /kW (0.0001m ² /h℃ / kcal) ・Max. working pressure 784kPa (8 kgf / cm ² G))									
Flow rate	m ³ /h	100	120	150	180	210	240	280	320	360	400
Pressure drop	(mH ₂ O)	3.9	4.4	6.5	7.7	5.6	6.2	10.9	12.1	8.7	9.4
	kPa	38	43	64	75	55	61	107	119	85	92
Connection (JIS)	inch	5				6			8		
Holding water volume	m ³	0.31	0.34	0.38	0.42	0.53	0.58	0.63	0.69	0.89	0.95
Kind of steam		Saturated Steam									
Supply pressure	(kg/cm ² G)	8.0									
	kPa	784									
Steam consumption	kg/h	440	528	660	792	924	1,060	1,230	1,410	1,580	1,760
Steam connection (JIS)	inch	2				2-1/2				3	
Drain connection (JIS)	inch					1				1-1/2	
Control valve conn. (JIS)	inch	1-1/2							2		
Overall dimensions											
Length (L)	mm	2,785		3,735		3,865		4,885		4,930	
Width (W)	mm	1,440				1,635				1,755	
Height (H)	mm	2,200				2,250				2,390	
Tube removal	mm	2,400		3,400				4,500			
Weights											
Operation weight	kgf	4,200	4,400	5,500	5,700	6,800	7,100	8,400	8,800	10,800	11,200
Max shipping weight	kgf	3,800	4,000	5,000	5,100	6,100	6,300	7,500	7,800	9,600	9,900
Total Shipping weight	kgf	3,800	4,000	5,000	5,100	6,100	6,300	7,500	7,800	9,600	9,900
Shipping method		1 section									
Electric Power		3 phase 380V 50Hz									
Total electric current	A	7.2		10.1				12.9			
Apparent power	kVA	5.5		7.9				10.2			
Electric data											
No.1 ABS pump	kW	1.3		2.5				3.4			
	A	3.9		6.8				9.1			
No.2 ABS pump	kW	* * *									
	A	* * *									
REF pump	kW	0.2						0.4			
	A	1.3						1.8			
Purge pump	kW	0.4									
	A	1.1									
PD cell heater	W	38									
Control circuit	W	300									

ANEXO B – Dados do MCI

technical features

feature	description	advantages
Efficiency	Miller Cycle combustion, low flow loss engine breathing, Specific turbocharger matching and high efficiency generators	Higher electrical efficiency maximizes return on investment
Emissions	Availability of two different NOx emissions settings for 50/60 Hz allows for application flexibility	Optimized efficiency at each emissions rating
Package ability	Overall engine/genset envelope supports containerization. Recent updates to Air Cleaner and Closed-loop crankcase breather system	Ability to create a compact and portable genset solution

technical data

Engine	Waukesha 16V150LTD, Four Cycle, Lean Burn		Dimensions l x w x h mm (inch)
Cylinders	V16		Water Connection 5105 (201) x 2143 (94) x 2215 (87)
Piston displacement	48L (2924 cu. in.)		Heat Exchanger 5821 (229) x 2160 (85) x 2215 (87)
Bore & stroke	152 x 165 mm (5.98" x 6.5")		Weights kg (lb)
Jacket water system capacity	159L (42 gal.)		Water Connection 13727 (30200)
Auxiliary water capacity	30 L (8 gal.)		Heat Exchanger 14182 (31200)
Lube oil capacity	820 L (215 gal.)		
Starting system	24VDC Electric		
Dry weight	13,730 kg (30,200 lb.)		

performance data

Natural gas

NOx	Cooling system configuration	1,800 rpm/60 Hz					1,500 rpm/50 Hz				
		Pel (kW)	ηel (%)	Pth (kW)	ηth (%)	ηtot (%)	Pel (kW)	ηel (%)	Pth (kW)	ηth (%)	ηtot (%)
TA Luft NOx 1.0 g/bhp.hr	Standard	1,100	41.7	1,053	39.9	81.6	1,000	42.1	905	38.0	80.1
	CHP	1,100	41.7	1,260	47.7	89.4	1,000	42.1	1,067	44.9	87.0
1/2 TA Luft NOx 0.5 g/bhp.hr	Standard	—	—	—	—	—	1,000	40.8	976	39.9	80.7
	CHP	—	—	—	—	—	1,000	40.8	1,132	46.3	87.1
0.6 g/bhp.hr	Standard	1,100	40.8	1,095	40.6	81.4	—	—	—	—	—
	CHP	1,100	40.8	1,300	48.3	89.1	—	—	—	—	—

Biogas

TA Luft NOx 1.0 g/bhp.hr	Standard	1,100	40.9	995	37.0	77.9	1,000	42.0	835	35.0	77.0
	CHP	1,100	40.9	1,192	44.3	85.2	1,000	42.0	1,005	42.1	84.1

10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

ANEEL, **Apostila de Fontes Não Renováveis** Parte III. 14f. 2008.Disponível em: www.aneel.gov.br.

ANEEL, **Resolução normativa nº 235**, de 14 de novembro de 2006, Brasília, Diário Oficial de 22.11.2006, seção 1, p. 78, v. 143, n. 223.

ASHRAE. 1994. **Refrigeration Handbook**. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers.

BABCOCK, Wilcox; **Steam its generations and uses**; 40th Edition.Corporation, Barbenton, Ohio, USA, 1992.

BALESTIERI, José Antônio Perrella. **Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor**. Florianópolis: Editora da UFSC. 2002.

BALESTIERI, José Antonio Perrella. **Máquina térmicas: material de apoio à disciplina**. curso de Engenharia Mecânica: UNESP. 160 f. Notas de aula. 2010.

BRASIL, Newton Paterman. **Apostila de cogeração**. curso de Engenharia de Equipamentos: UFRJ, agosto de 2005. 35 f. Notas de aula.

CHRISTODOULOU, P. **The Pinch Technology and The Energy Redution in the Beet Sugar Process**. Zuckerind, 117, N°3, p.169-175, 1992.

ERNST, M.A.B. **Modelagem e simulação de sistemas de cogeração para o setor de petróleo e gás**. Guaratinguetá. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia, 212 p., 2004.

FONTES, Francisco de Assis Oliveira et al. **Análise técnico-econômica da cogeração com termoacumulação aplicada ao setor terciário**. Espaço Energia, Curitiba, n. 12, p.22-30, 01 abr. 2010.

GANAPATHY, V. **HRSGs for gas turbine applications Hydrocarbon Processing**, n.8, p. 37-40, 1987.

GOMES, R. A. do E. S.. **Modelagem Computacional de Caldeiras de Recuperação Térmica**. 2005. 195 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2005.

INCROPERA, F.P.; De WITT, D.P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 4ª edição, Editora LTC, 1998.

LIMA, Antônio. A energia elétrica no Brasil – **A visão de um fabricante de motores (Wärtsilä)**. Artigos do Gasnet, *on-line*. Disponível em: www.gasnet.com.br. Acesso em 12 de Agosto de 2012.

MAGAZONI, Felipe Costa. **Análise Dinâmica de um chiller de absorção de brometo de lítio-água em processo de resfriamento de dorna de fermentação alcoólica**. UFSC, Florianópolis, 2011.

MATELLI, José Alexandre. **Cogeração: material de apoio à disciplina**. curso de Engenharia Mecânica: UNESP. 126 f. Notas de aula. 2011.

MELLO JÚNIOR, Antônio Gonçalves. **Acionamento de máquinas de fluxo por motores de combustão interna a gás natural**. 2006. 217 f. Tese (Doutorado) Universidade de São Paulo, São Paulo. 2006.

MORAN, M.J. E SHAPIRO, H.N. **Princípios de Termodinâmica para engenharia**. 4ª edição, Rio de Janeiro: LTC. 2002.

OLIVEIRA JUNIOR, S. ,TRIBESS, A. ,NETO, A. H. ,FIORELLI, F.A.S. **SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**, São Paulo, 2004. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo Departamento de Engenharia Mecânica.

SALES, L da S. **Viabilidade Técnico-Econômica de Sistemas de Cogeração para Atender a Demandas Elétricas, Térmicas e de Refrigeração em Aplicações de Médio e Pequeno Porte**. 2008. 385 f. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2008.

SCHMIDT, Carlos Eduardo. 2003, Porto Alegre. **MODELAMENTO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA A GÁS**. Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2003.

SILVA, Bruno Oliveira. **Climatização Solar - Frio Solar**. (Monografia) Universidade Fernando Pessoa, Portugal, 2009.

SILVEIRA, José Luz. **Cogeração Disseminada para pequenos usuários: Estudos de caso para o setor terciário**. Tese (Doutorado) – UNICAMP, Campinas, 1994.

SILVEIRA, José Luz. **Cogeração**. Simpósio de Energias Alternativas: UNESP. 34f. Guaratinguetá, Outubro de 2009.

STOECKER, W.F. **Refrigeração e Ar Condicionado**, McGraw-Hill do Brasil, São Paulo. 1985.

TAKAKI, Alessandro Tomio. **ANÁLISE DO APROVEITAMENTO DO GÁS NATURAL EM INDÚSTRIAS FRIGORÍFICAS**. 2006. 159 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Unesp, Ilha Solteira, 2006.

TUNA, Celso Eduardo. **Máquinas Térmicas: material de apoio à disciplina**. curso de Engenharia Mecânica: UNESP. Notas de aula. 2011.

VAN WYLEN, Gordon J.; SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus. **Fundamentos da termodinâmica**. Tradução da 6^a edição São Paulo: Edgard Blucher, 2003. 577 p.

YANAGIHARA, Jurandir Itizo. **Máquinas térmicas: Cogeração**. curso de Engenharia Mecânica: Poli-USP, outubro de 2007. 22 f. Notas de aula.

Site Institucional COMGÁS – Companhia de Gás de São Paulo. Disponível em <<http://www.comgas.com.br/tarifas.asp>>. Acessado em 10/09/2012.

Site Institucional Bandeirante Energia – EDP Bandeirante Energia AS. Disponível em <http://www.bandeirante.com.br/energia/clientes_alta_tensao/informacoes/tarifas/tabela/tabela.asp>. Acessado em 10/09/2012.