



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ

*Estudo sobre fornos de tratamento térmico
e propostas de cogeração de energia em usina siderúrgica não-integrada*

RENATO AUGUSTO COSTA DOS SANTOS

GUARATINGUETÁ
2011

RENATO AUGUSTO COSTA DOS SANTOS

ESTUDO SOBRE FORNOS DE TRATAMENTO TÉRMICO E PROPOSTAS DE
COGERAÇÃO DE ENERGIA EM USINA SIDERÚRGICA NÃO-INTEGRADA

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
Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna

Guaratinguetá
2011

S237e	Santos, Renato Augusto Costa dos Estudo sobre fornos de tratamento térmico e propostas de cogeração de energia em usina siderurgica não integrada / Renato Augusto Costa dos Santos. - Guaratinguetá: [s.n.], 2011 70 f.: il. Bibliografia: f. 69 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011 Orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna 1. Energia elétrica e calor – Cogeração 2. Usinas siderurgicas I. Título CDU 536.72
-------	---



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetã

**ESTUDO SOBRE FORNOS DE TRATAMENTO TÉRMICO E PROPOSTAS
DE COGERAÇÃO DE ENERGIA EM USINA SIDERÚRGICA NÃO
INTEGRADA**

RENATO AUGUSTO COSTA DOS SANTOS

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO 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. Mauro Hugo Mathias
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Dr. José Alexandre Matelli
UNESP-FEG
Prof. Dr. José Nédilo Carrinho de Castro
UNESP-FEG

Dezembro de 2011

AGRADECIMENTOS

Acima de tudo a Deus, que me proporcionou saúde, paz e colocou pessoas maravilhosas em minha caminhada até aqui;

Ao meu pai, Nivaldo, minha mãe, Lúcia, e meu irmão Thiago, que sempre me apoiaram em todos os momentos;

À minha noiva Ana Paula, pela paciência e boa vontade em me ajudar;

Aos amigos feitos ao longo de toda minha vida escolar;

A todos os professores que já tive, em especial à Dona Eulina, que me ensinou a ler e escrever;

Ao meu orientador, Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna, por toda ajuda prestada neste trabalho.

SANTOS, R.A.C.; **Estudo sobre fornos de tratamento térmico e proposta de cogeração de energia em usina siderúrgica não-integrada.** 2011. 70f. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, UNESP – Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

RESUMO

Usinas siderúrgicas constituem um segmento altamente dependente de energia, tanto elétrica quanto térmica. Desde o recebimento da matéria prima até a expedição dos produtos acabados aos clientes, passando por processos de fusão, lingotamento, laminação, tratamento térmico, inspeção, entre outros, altas quantidades de energia são demandadas, gerando custos muito significativos à cadeia produtiva em sua totalidade. Sendo assim, toda alternativa que favoreça a redução no consumo de energia ou que diminua o custo desta é muito bem-vinda. Dentro deste contexto, este trabalho visa efetuar uma análise técnico-econômica da instalação de uma planta de cogeração no setor de laminação de uma usina siderúrgica não-integrada. Duas configurações de plantas são propostas, sendo uma com o aproveitamento do calor de gases residuais de fornos existentes no setor citado e outra com o aproveitamento do calor de gases residuais provenientes de um motor de combustão interna. As duas propostas são analisadas tecnicamente e posteriormente é feita a análise econômica, com o cálculo do retorno financeiro (pay-back) em relação ao investimento necessário, operação e manutenção da planta.

PALAVRAS-CHAVE: Usina siderúrgica, Cogeração, Fornos, Pay back.

SANTOS, R.A.C.; **Study on heat treatment furnaces and proposed cogeneration of energy in non-integrated steel industry. 2011.** 70 f. Monograph (Majoring in Mechanical Engineering) – College of Engineering Campus of Guaratinguetá, UNESP – Paulista State University, Guaratinguetá, 2011.

ABSTRACT

Steel industry is a sector heavily dependent on energy, both electrical and thermal. Since the receipt of raw materials to the shipment of finished products to customers, through mergers, casting, rolling, heat treatment, inspection, among others, high amounts of energy are demanded, generating very significant costs to the productive chain in its entirety . Therefore, any alternative that favors the reduction in energy consumption or barateie the cost of this is very welcome. Within this context, this paper aims to make a technical and economic analysis of installing a cogeneration plant in the field rolling in a non-integrated steel mill. Two configurations are proposed plants, with one being the use of heat from waste gases from furnaces existing in the area mentioned and another with the use of heat from waste gases from an internal combustion engine. Both proposals are evaluated technically and later is done the economic analysis, calculating the financial return (pay back) in relation to the investment required, operation and maintenance of the plant .

KEYWORDS: Steel industry, Cogeneration, Furnaces, Pay-back.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Ciclo tipo Topping (FERRÃO; WEBER, 2001)	15
Figura 2- Ciclo tipo Bottoming (FERRÃO; WEBER, 2001)	16
Figura 3- Ciclo combinado (BRASIL, 2005)	16
Figura 4- Turbina a gás (YANAGIHARA, 2007)	17
Figura 5- Diagramas relativos ao ciclo Brayton ideal (YANAGIHARA, 2007)	18
Figura 6- Diagrama T-s para um ciclo Brayton real (YANAGIHARA, 2007)	19
Figura 7- Rejeição de calor em um motor de combustão interna (BRASIL, 2005)	20
Figura 8- Mecanismo de um motor de combustão interna operando segundo o ciclo Otto ideal (YANAGIHARA, 2007)	22
Figura 9- Diagramas relativos ao ciclo Otto ideal. (YANAGIHARA, 2007)	22
Figura 10- Mecanismo de um motor de combustão interna operando segundo o ciclo Diesel ideal (YANAGIHARA, 2007)	23
Figura 11- Diagramas relativos ao ciclo Diesel ideal (YANAGIHARA, 2007)	23
Figura 12- Distribuição energética em motores de combustão interna alternativos (SCHMIDT, 2003)	24
Figura 13- Diagrama p-v de um ciclo Otto real (SCHMIDT, 2003)	26
Figura 14- Caldeira de recuperação sem queima suplementar (BALESTIERI, 2007)	28
Figura 15- Gráfico utilizado no método do pinch point	29
Figura 16- Chiller de absorção (MATELLI, 2011)	31
Figura 17- Ciclo Rankine (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)	33
Figura 18- Diagrama T-s para um ciclo Rankine ideal (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)	33
Figura 19- Tipos de turbinas a vapor quanto à pressão do vapor de escape (Brasil, 2005)	34
Figura 20- Representação de uma caldeira convencional (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)	35
Figura 21- Representação de uma turbina a vapor com extração (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)	35
Figura 22- Representação de um condensador (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)	36
Figura 23- Representação de uma bomba hidráulica (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003) ...	36
Figura 24- Forno de tratamento térmico que trabalha por lotes ou bateladas (WEBSITE: http://caltherm.co.uk , acessado em 16/08/2011)	38
Figura 25- Forno de tratamento térmico tipo contínuo (WEBSITE: http://alhern-martin.com , acessado em 16/08/2011)	39
Figura 26- Forno contínuo de viga móvel (WEBSITE: http://directindustry.com , acessado em 16/08/2011)	39

Figura 27- Forno contínuo com soleira rotativa (WEBSITE: http://selas.com , acessado em 16/08/2011)	40
Figura 28- Forno contínuo com impulsor (WEBSITE: http://tenovacore.com , acessado em 16/08/2011)	40
Figura 29- Forno contínuo com soleira roletada (WEBSITE: http://directindustry.com , acessado em 16/08/2011)	41
Figura 30- Forno contínuo tipo mesh belt (WEBSITE: http://directindustry.com , acessado em 16/08/2011)	41
Figura 31- Forno contínuo com soleira vibratória (WEBSITE: http://alibaba.com , acessado em 16/08/2011)	42
Figura 32- Forno contínuo com rosca transportadora (WEBSITE: http://cfthermal.com , acessado em 16/08/2011)	42
Figura 33- Configuração de planta de cogeração utilizando dois fornos de tratamento térmico	47
Figura 34- Configuração de planta de cogeração utilizando motor de combustão interna	51
Figura 35- Gráfico de CTPT para a proposta 2	53
Figura 36- Gráfico do método do pinch point aplicado ao caso estudado	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores referentes ao lado do vapor na caldeira de recuperação na proposta 1	49
Tabela 2 – Valores referentes ao lado do vapor na caldeira de recuperação na proposta 2	52
Tabela 3 – Dados para montagem da CTPT	53
Tabela 4 – Tarifas de energia elétrica (EDP BANDEIRANTE, 2011)	58
Tabela 5 – Tarifas de gás natural no segmento Industrial (COMGÁS, 2011)	58
Tabela 6 – Tarifa de gás natural no segmento Cogeração (COMGÁS, 2011)	58

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

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
2. COGERAÇÃO	14
2.1. Conceito e motivações para a cogeração	14
2.2. Ciclos	15
2.3. Equipamentos típicos de uma planta de cogeração	17
2.3.1. Turbina ou conjunto a gás	17
2.3.2. Motor de combustão interna	20
2.3.3. Caldeira de recuperação	28
2.3.4. Chiller de absorção	30
2.3.5. Turbina a vapor	32
2.4. Rendimentos e consumos específicos	37
3. FORNOS DE TRATAMENTO TÉRMICO	38
3.1. Classificação de fornos de tratamento térmico	38
3.2. Fornos contínuos	39
3.3. Balanço de energia em um forno	43
4. ANÁLISE TÉCNICA	45
4.1. Cenário	45
4.2. Demandas	45
4.3. Configuração proposta para a planta de cogeração	46
4.4. Método do pinch-point aplicado ao caso	54
5. ANÁLISE ECONÔMICA	57
5.1. Considerações iniciais	57
5.2. Cálculo da economia com energia elétrica	58
5.3. Cálculo dos gastos com gás natural	60
5.4. Gasto com operação e manutenção (O&M)	61
5.5. Investimentos	61
5.6. Cálculo do pay-back	63
6. CONCLUSÕES	64
7. ANEXOS	66
ANEXO A – Dados do SRA	66
ANEXO B – Dados do motor Wartsila	67
ANEXO C – Caracterização da proposta de planta de cogeração como cogrador qualificado	67
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69

1. INTRODUÇÃO

Realiza-se neste trabalho a análise técnico-econômica relativa à instalação de uma planta de cogeração em uma usina siderúrgica não-integrada, especificamente no setor de laminação, tendo como motivadores para isto o alto consumo energético e facilidade na obtenção de combustível (gás natural) em tal usina. Entende-se como não-integrada uma usina siderúrgica que não produz ferro gusa em suas instalações, fazendo apenas o derretimento de sucata ferrosa para produção de aço. É feito também o estudo de fornos de tratamento térmico.

Para a realização de tal análise é feita, no capítulo 2, uma revisão quanto aos equipamentos típicos de uma planta de cogeração, como o motor de combustão interna, a turbina a vapor, turbina (ou conjunto) a gás, caldeira de recuperação e chiller de absorção. Nesta revisão são abordados principalmente as leis e os ciclos termodinâmicos que regem o funcionamento de cada um destes.

O capítulo 3 trata sobre os fornos de tratamento térmico, visto que uma das propostas de planta de cogeração envolve este tipo de equipamento. Neste capítulo é feita uma apresentação relativa aos tipos existentes (quanto ao tipo de mecanismo de transferência), e também o balanço energético empregado no dimensionamento de fornos quanto ao aquecimento.

No capítulo 4 é feita a análise técnica de duas propostas de plantas de cogeração, sendo a primeira com o aproveitamento (recuperação) do calor de gases residuais de fornos existentes no setor de laminação da usina estudada e outra com o aproveitamento do calor de gases residuais provenientes de um motor de combustão interna.

No capítulo 5 é feita a parte de análise econômica, que basicamente trata do cálculo do pay-back do investimento, além da economia com energia elétrica, despesas com gás natural e com a operação e manutenção da planta de cogeração. Por fim, no capítulo 6 é feita a conclusão do trabalho.

2. COGERAÇÃO

2.1. Conceito e motivações para a cogeração:

Cogeração é a geração combinada de energia elétrica e energia térmica a partir de uma mesma fonte, utilizando-se para isso de equipamentos para recuperação de calor e outros equipamentos típicos, como as turbinas a gás ou as turbinas a vapor. A cogeração apresenta diversos aspectos que atraem as empresas para esta alternativa. A primeira que vem à tona é quanto à redução de custos operacionais. Em muitas empresas a participação do custo de energia no custo final do produto pode ser muito grande e a possibilidade de aumentar a eficiência no aproveitamento da energia adquirida é sempre atraente. Outro ponto de grande importância está na confiabilidade. Um sistema de cogeração é, na prática, um sistema de auto-geração de energia elétrica, obtida de equipamentos reconhecidamente confiáveis e de combustíveis cujo fornecimento não está tão sujeito aos tipos de interrupções que, em certos lugares, ocorrem no suprimento de energia elétrica. Ainda podemos dizer que a cogeração auxilia na eliminação de passivos ambientais que ao invés de serem descartados no ambiente, poluindo solo, água e ar, são aproveitados como combustível em caldeiras, como é o caso do bagaço de cana nas indústrias do ramo sucroalcooleiro, do licor negro nas indústrias de celulose e papel ou os gases de um processo siderúrgico, como por exemplo os gases de coqueria. 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 co-geração, como geração distribuída, se apresenta com grande atratividade tanto para os consumidores quanto para a sociedade em geral (BRASIL, 2005).

2.2. Ciclos:

Podemos classificar os ciclos de cogeração basicamente em dois tipos, em função da sequência de geração de energia, sendo eles o ciclo tipo Topping e o ciclo tipo Bottoming. No ciclo Topping o combustível é usado primeiramente na produção de energia elétrica ou mecânica em turbinas ou motores de combustão interna e o calor rejeitado é recuperado para o sistema térmico. Um esquema deste tipo de ciclo pode ser visto na figura 1.

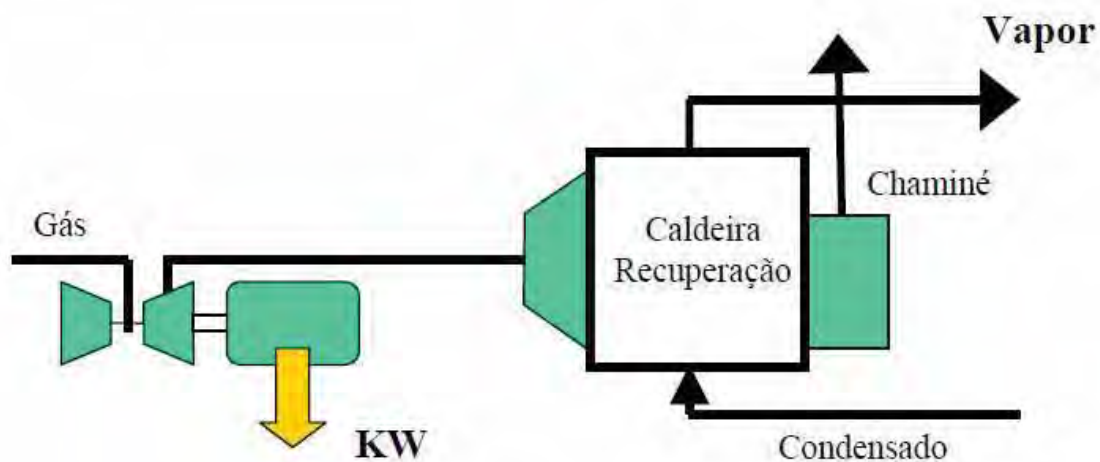


Figura 1- Ciclo tipo Topping (FERRÃO; WEBER, 2001)

Já no ciclo tipo Bottoming a energia provinda da queima do combustível é utilizada em princípio para produzir vapor que, depois de ser utilizado em um processo industrial térmico, é reaproveitado para produção de energia mecânica ou elétrica em turbinas a vapor. Um esquema deste ciclo pode ser visto na figura 2.

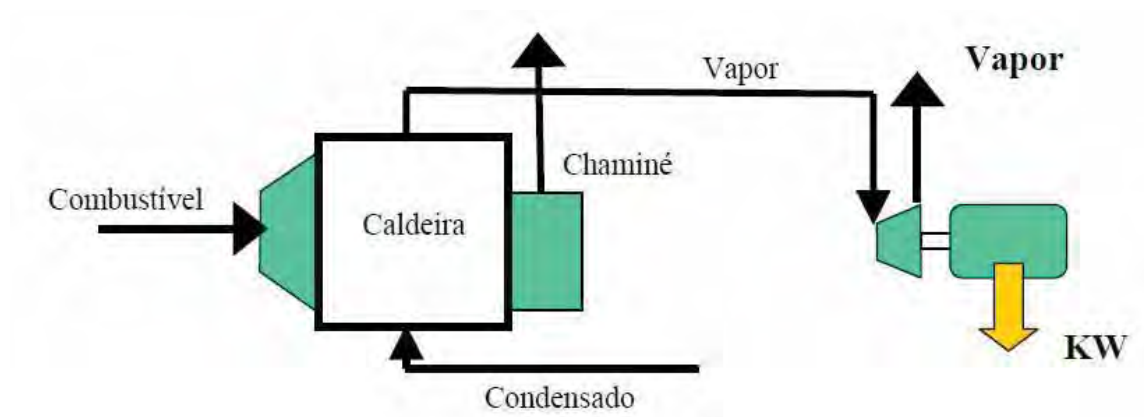


Figura 2- Ciclo tipo Bottoming (FERRÃO; WEBER, 2001)

Podemos ter ainda a existência de ciclos combinados, nos quais temos um ciclo a gás operando em conjunto com um ciclo a vapor. A configuração de um ciclo combinado, conforme pode ser visto na figura 3, consiste na recuperação de calor dos gases de saída de uma turbina a gás para a geração de vapor, que fará movimentar uma turbina a vapor:

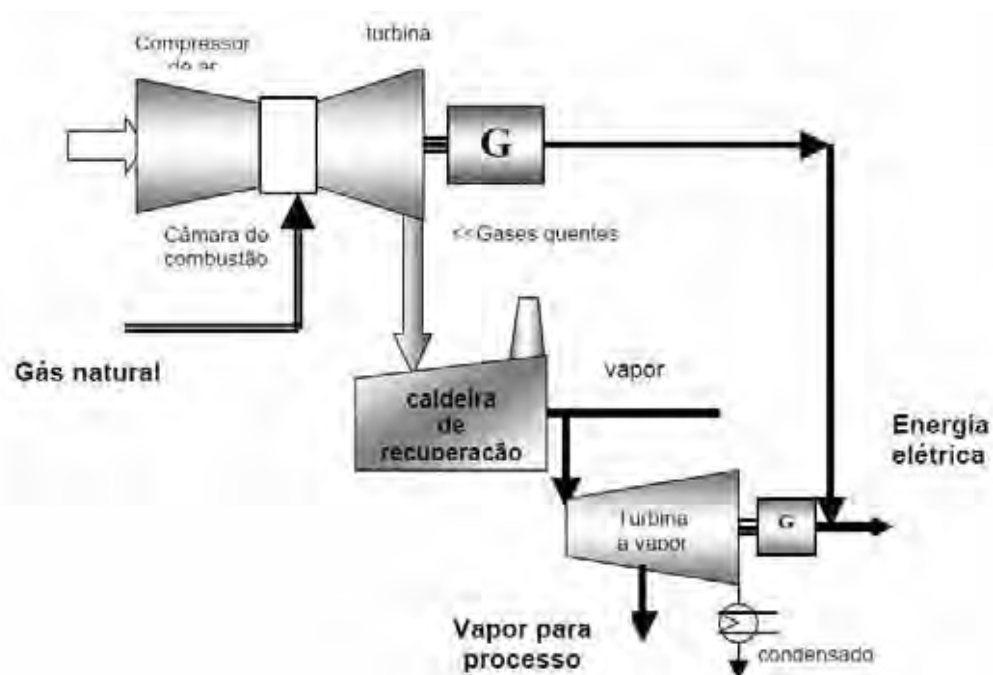


Figura 3 - Ciclo combinado (BRASIL, 2005)

2.3. Equipamentos típicos de uma planta de cogeração:

2.3.1. Turbina ou conjunto a gás:

Turbinas ou conjuntos a gás são máquinas nas quais gera-se energia mecânica no eixo de uma turbina através da passagem de gás de combustão (resultado da queima de uma mistura ar-combustível) em alta pressão nesta, possuindo uma configuração conforme mostrado na figura 4. Operam segundo o ciclo termodinâmico Brayton padrão ar. Tal ciclo é constituído, de maneira ideal, por 4 processos reversíveis, sendo eles:

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 para o ambiente a pressão constante;

As figuras 5a e 5b mostram os processos do ciclo Brayton ideal dispostos em um diagrama p-v (pressão x volume específico) e num diagrama T-s (temperatura x entropia), respectivamente.

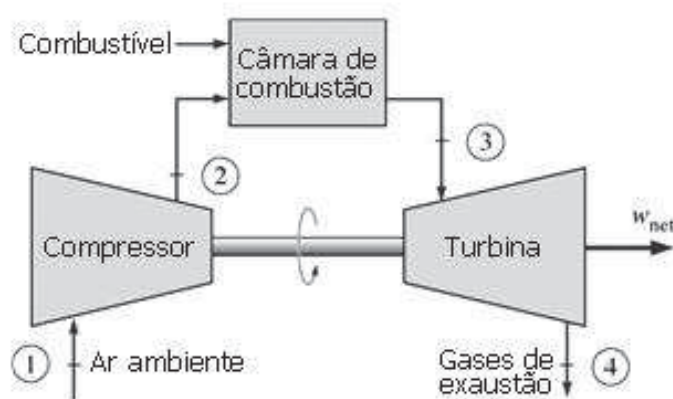


Figura 4 – Turbina a gás (YANAGIHARA, 2007)

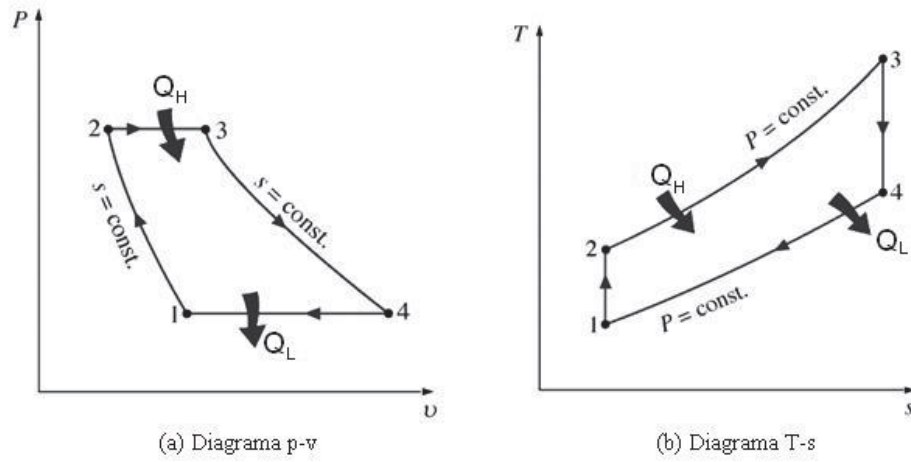


Figura 5 - Diagramas relativos ao ciclo Brayton ideal. (a) diagrama p-v. (b) diagrama T-s (YANAGIHARA, 2007).

Com base nas informações acima, e admitindo-se que o fluído de trabalho é um gás ideal, são atribuídas seguintes equações ao ciclo (Equações de 1 a 7; BALESTIERI, 2007):

- *Balanço de massa:*

$$\text{Processo 1-2 (compressor): } \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (1)$$

$$\text{Processo 2-3 (câmara de combustão): } \dot{m}_2 + \dot{m}_{\text{combustível}} = \dot{m}_3 \quad (2)$$

$$\text{Processo 3-4 (turbina): } \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (3)$$

- *Balanço de energia:*

$$\text{Processo 1-2 (compressor): } \dot{W}_{\text{compressor}} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_1 \int_{T_1}^{T_2} \bar{c}_{p1-2}(T_2 - T_1)dT \quad (4)$$

$$\text{Processo 2-3 (câmara de combustão): } \dot{m}_2 h_2 + \eta_{\text{câmara}} \dot{m}_{\text{combustível}} PCI = \dot{m}_3 h_3 \quad (5)$$

$$\text{Processo 3-4 (turbina): } \dot{W}_{\text{turbina}} = \dot{m}_3(h_3 - h_4) = \dot{m}_3 \int_{T_3}^{T_4} \bar{c}_{p3-4}(T_3 - T_4)dT \quad (6)$$

$$\text{Potência líquida: } \dot{W}_{\text{líquida}} = \dot{W}_{\text{turbina}} - \dot{W}_{\text{compressor}} \quad (7)$$

Observação: $\bar{c}_{p1-2} = \frac{c_p(T_1) + c_p(T_2)}{2}$, sendo que, geralmente, $\bar{c}_p \neq c_p$ da temperatura média.

- **Ciclo Brayton real:**

Até então foi levado em consideração apenas o ciclo Brayton ideal, que possui processos ideais. Mas tratando-se da realidade, os processos sofrem alterações conforme pode ser visto no diagrama T-s da figura 6:

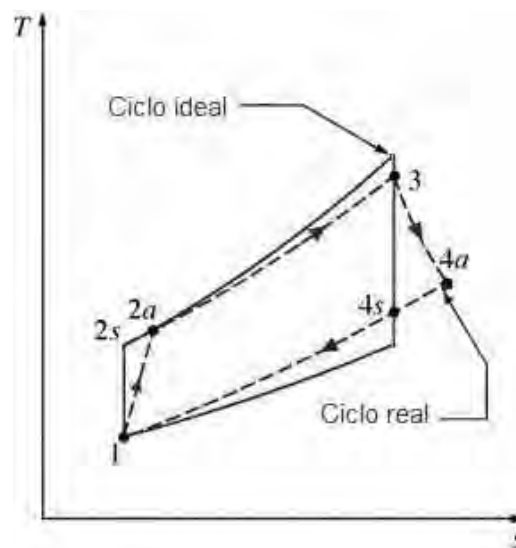


Figura 6 – Diagrama T-s para um ciclo Brayton real (YANAGIHARA, 2007).

Os processos 1-2 e 3-4 na verdade não são isoentrópicos, pois há geração de entropia na operação do compressor e da turbina (são equipamentos reais). Já os processos 2-3 e 4-1 também não são isobáricos, visto que existem diferenças de pressão no interior da câmara de combustão (a pressão de saída – ponto 3 – é cerca de 5% menor que a pressão de entrada – ponto 2) e ao longo da saída de gases da turbina para o ambiente. Quanto às equações de balanço de massa e energia, continuam iguais; apenas há a necessidade de inserir nelas dados referentes aos pontos reais, ao invés dos ideais. A determinação dos pontos reais parte das seguintes expressões (Equação 8; BALESTIERI, 2007):

$$T_{2a} = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{compressor}} \left[\left(\frac{p_{2a}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\}, \quad T_{4a} = T_3 \left\{ 1 + \eta_{turbina} \left[1 - \left(\frac{p_{4a}}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \right\} \quad (8)$$

2.3.2. Motor de combustão interna:

Tanto a turbina a gás (ou conjunto a gás) quanto o motor de combustão interna têm basicamente a mesma função: transformar a energia proveniente da combustão em energia mecânica. Esta é em seguida aproveitada para acionamento de um gerador elétrico, de um compressor ou qualquer outra máquina que exija um acionador. 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 7.

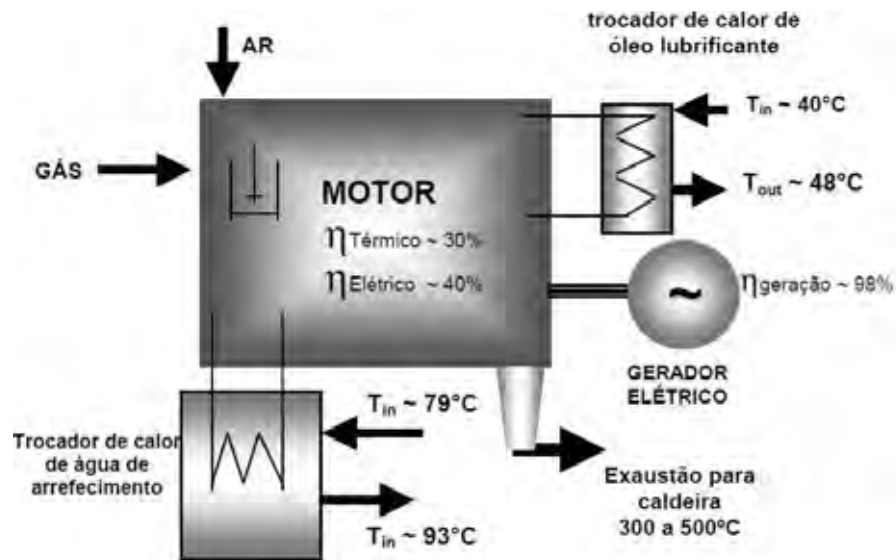


Figura 7 – Rejeição de calor em um motor de combustão interna (BRASIL, 2005)

Mas a turbina leva vantagem do ponto de vista térmico, na medida em que quase toda a energia disponibilizada pela queima do gás e não transformada em energia mecânica é descarregada nos gases, em maior temperatura do que nos motores, pois uma das principais funções do ar é refrigerar o equipamento. Nelas, a temperatura dos gases exaustos fica na faixa de 450 a 900 °C, sendo que nos motores ela fica entre 300 e 500°C (BRASIL, 2005). Por outro lado, os motores disponibilizam energia térmica em boa parte na água de arrefecimento, que nem sempre pode ser totalmente aproveitada, pois exige permutador de calor em vista da possibilidade de contaminação. Este fator reduz o rendimento, pois ela não se situa numa faixa de temperatura alta (em torno de 100°C).

Sob o ponto de vista elétrico, 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 de combustão interna a faixa é um pouco maior, podendo-se obter até cerca de 40% em energia elétrica em potências nas quais a turbina não alcança 30% (BRASIL, 2005). Nesse aspecto verifica-se, portanto, uma vocação maior do motor de combustão 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. A turbina costuma apresentar um preço de aquisição maior do que o motor, para a mesma potência, entretanto, o maior nível de vibração no motor, pela sua concepção, pode requerer maiores investimentos na estrutura civil da planta e maior custo de manutenção. Em resumo, os dois têm vantagens e desvantagens, e para cada caso estudado deve-se avaliar a conveniência de se optar por um ou por outro.

Os motores de combustão interna operam segundo os ciclos termodinâmicos Otto ou o Diesel. O ciclo Otto, de maneira ideal, é constituído pelos seguintes processos:

Processo 1-2: compressão isentrópica;

Processo 2-3: troca de calor isocórica com a fonte quente;

Processo 3-4: expansão isentrópica;

Processo 4-1: troca de calor isocórica com a fonte fria.

Na figura 8 é representado o mecanismo (biela-manivela) utilizado nos motores de combustão interna que operam segundo o ciclo Otto ideal e na figura 9 são representados os respectivos diagramas T-s e p-v.

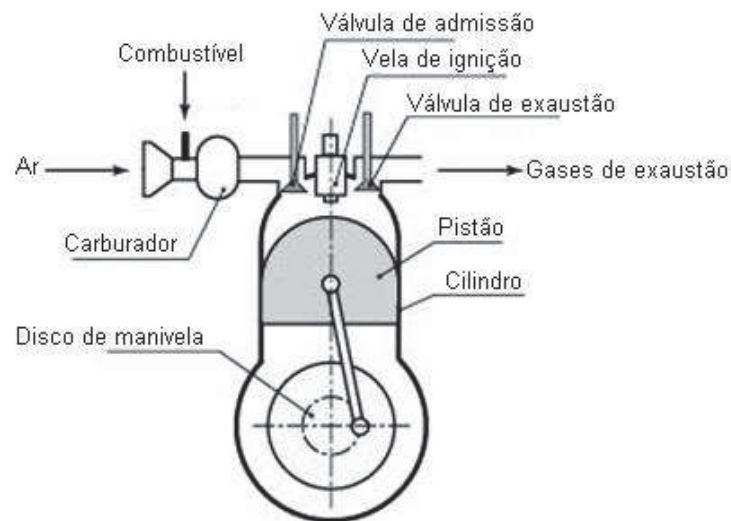


Figura 8 – Mecanismo de um motor de combustão interna operando segundo o ciclo Otto ideal (YANAGIHARA, 2007).

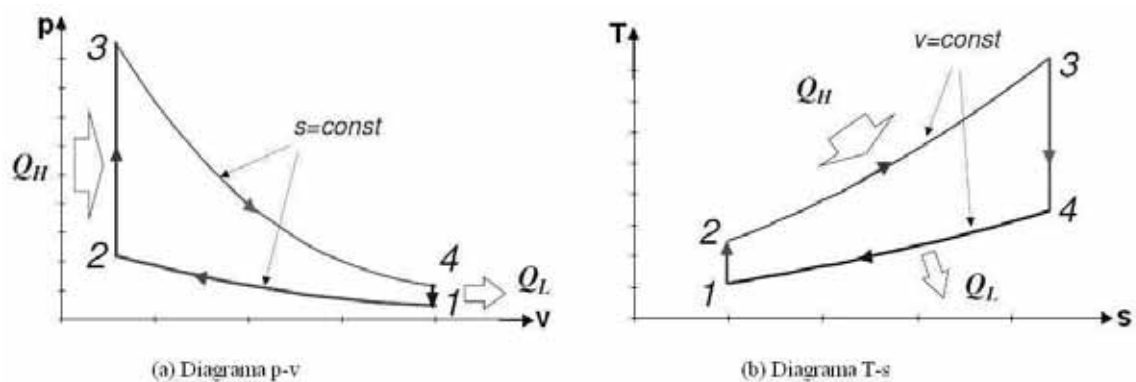


Figura 9 - Diagramas relativos ao ciclo Otto ideal. (a) diagrama p-v. (b) diagrama T-s (YANAGIHARA, 2007).

Por sua vez, o ciclo Diesel ideal é constituído pelos seguintes processos:

Processo 1-2: compressão isentrópica;

Processo 2-3: troca de calor a pressão constante com a fonte quente;

Processo 3-4: expansão isentrópica;

Processo 4-1: troca de calor isovolumétrica com a fonte fria.

Na figura 10 é representado o mecanismo (biela-manivela) utilizado nos motores de combustão interna que operam segundo o ciclo Diesel e na figura 11 são representados os respectivos diagramas T-s e p-v.

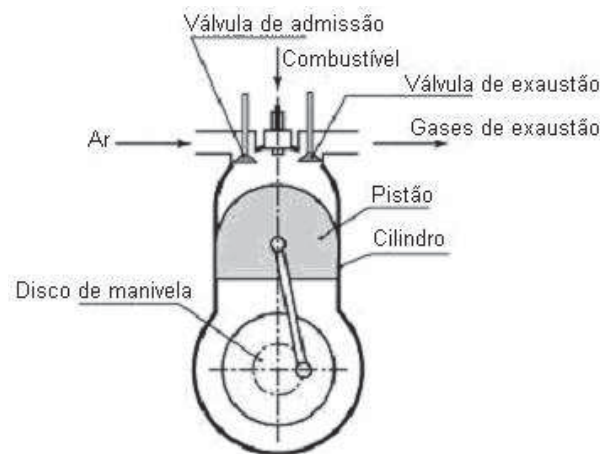


Figura 10 – Mecanismo de um motor de combustão interna operando segundo o ciclo Diesel ideal (YANAGIHARA, 2007).

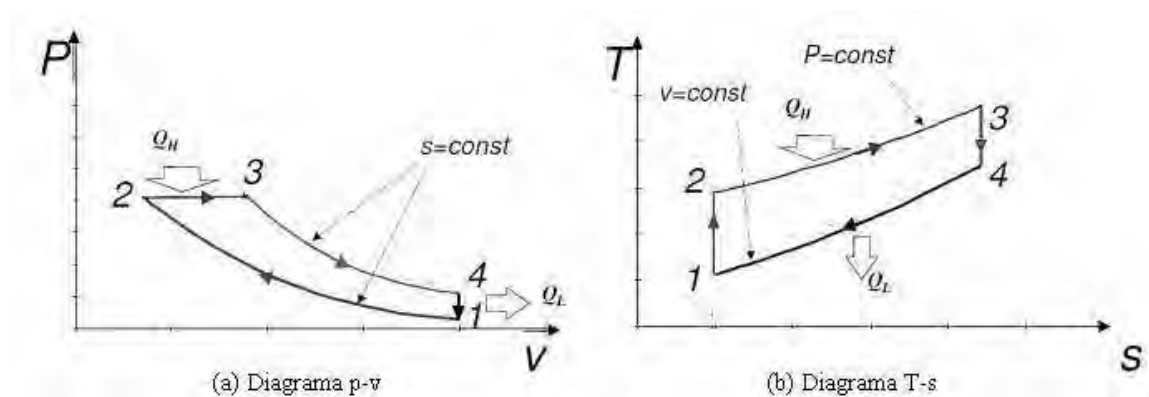


Figura 11 - Diagramas relativos ao ciclo Diesel ideal. (a) diagrama p-v. (b) diagrama T-s (YANAGIHARA, 2007).

Sobre o balanço de massa e energia em um motor de combustão interna, viu-se anteriormente que nem todo calor rejeitado pode ser recuperado. A figura 12 mostra a distribuição energética típica em um motor:

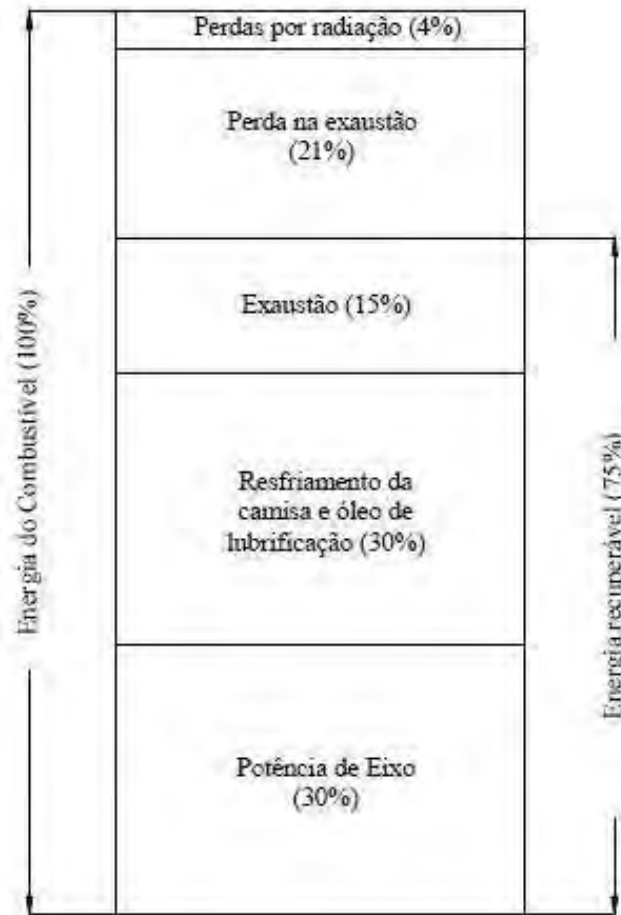


Figura 12 – Distribuição energética em motores de combustão interna alternativos (SCHMIDT, 2003)

Sendo assim, as principais equações do balanço para este estudo ficam da seguinte maneira (Equações de 9 a 14; BALESTIERI, 2007):

- *Balanço de massa:*

a) Em relação aos gases: $\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{combustível}$ (9)

b) Em relação ao circuito de arrefecimento: $\dot{m}_{água_quente} = \dot{m}_{água_fria}$ (10)

- *Balanço de energia:*

$$\dot{Q}_H = \dot{W} + \dot{Q}_a + \dot{Q}_g + \dot{I}[W], \text{ onde:} \quad (11)$$

- $\dot{Q}_H$ = energia proveniente do combustível = $\dot{m}_{\text{combustível}} PCI$;
- $\dot{W}$ = potência de eixo;
- $\dot{Q}_a$ = energia rejeitada através do circuito de arrefecimento = $\dot{m}_{\text{água}} c_{p-\text{água}} (\Delta T_{\text{água}})$;
- $\dot{Q}_g$ = energia rejeitada através dos gases de exaustão = $\dot{m}_{\text{gases}} c_{p-\text{gases}} (\Delta T_{\text{gases}})$;
- $\dot{I}$ = energia rejeitada não recuperável (perdas).

Quanto à potência de eixo, podemos expressá-la de duas maneiras diferentes:

I) 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.

$$\dot{W}_i = p i_{\text{média}} V_c \frac{N}{60i} [W], \text{ onde:} \quad (12)$$

- $p i_{\text{média}}$ = pressão média indicada na cabeça do pistão [Pa];
- V_c = volume da cilindrada de 1 pistão = $\frac{\pi \cdot D^2 \cdot e \cdot z}{4}$;
- 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.

II) *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.

$$W_e = pe_{média} V_c \frac{N}{60i} [W], \text{ onde:} \quad (13)$$

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

Potência efetiva e potência indicada relacionam-se da seguinte maneira:

$$\dot{W}_e = \dot{W}_i - \dot{W}_{at}, \text{ onde:} \quad (14)$$

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

- **Ciclos reais para motores de combustão interna:**

Assim como feito para o ciclo Brayton, na figura 13 visualiza-se o diagrama p-v de um ciclo termodinâmico real de um motor de combustão interna; no caso refere-se ao ciclo Otto:

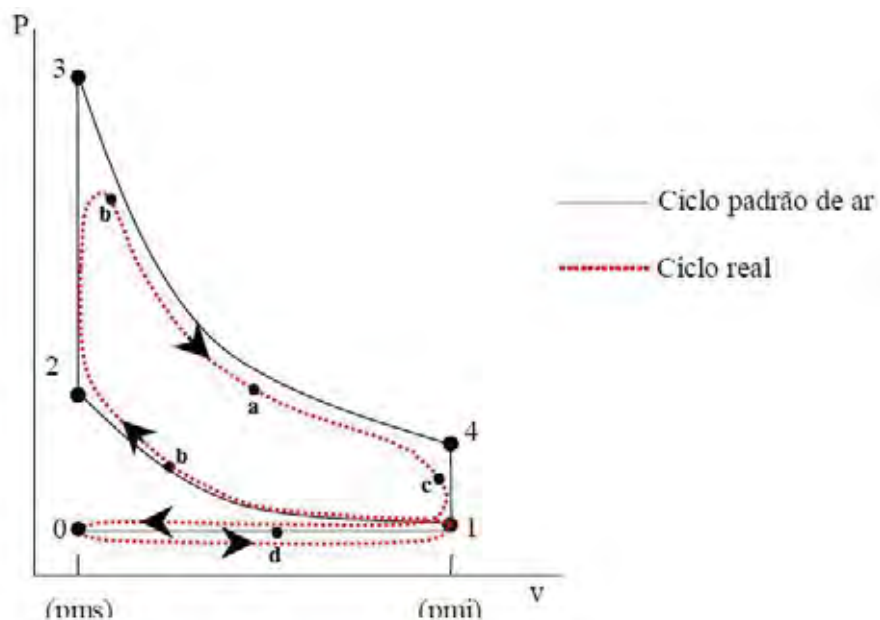


Figura 13 – Diagrama p-v de um ciclo Otto real (SCHMIDT, 2003)

As perdas de potência que diferenciam o ciclo real do ciclo ideal são as seguintes:

- a) perda por transmissão de calor (região próxima ao ponto “a” da figura);
- b) perda por combustão não-instantânea (regiões próximas aos pontos “b” e ponto “2”);
- c) perda por abertura da válvula de escape (região próxima aos pontos “c”, “1” e “4”);
- d) perda por carregamento de mistura ar-combustível no pistão (região entre os pontos “0” e “1”);
- e) perda por redução da pressão e temperatura máximas teóricas (região abaixo do ponto “3”).

2.3.3. Caldeira de recuperação:

Caldeira de recuperação é o equipamento destinado a aproveitar o calor de gases de exaustão, seja de uma turbina a gás ou de um motor de combustão interna, para gerar vapor. Os gases quentes são conduzidos da descarga do acionador para a caldeira por duto e entre os dois equipamentos é instalada uma válvula tipo “diverter”, que é na realidade um damper e um desvio para uma chaminé, permitindo controlar a massa de gases destinada à caldeira. Os gases quentes atravessam a caldeira, envolvendo as serpentinas de água, que se vaporiza e, neste estado, sobe para o tubulão superior do qual é extraído para nova passagem por serpentinas internas, visando tornar o vapor seco ou até superaquecido para finalmente sair para utilização. A caldeira de recuperação se caracteriza por ter a transferência do calor realizada principalmente através de convecção. Entretanto, é possível aumentar a eficiência da geração de vapor instalando na caldeira de recuperação maçaricos para queima adicional, o que introduz um maior nível de radiação na transferência do calor. As caldeiras de recuperação sem queima adicional costumam apresentar uma eficiência entre 70 e 80%, e com queima adicional pode passar de 90% (BRASIL, 2005). Essa eficiência cai se a caldeira estiver suja, carecendo de uma parada para manutenção, se ela tiver tempo de vida elevado, ou se os gases quentes tiverem uma temperatura insuficiente.

- **Balço de massa e energia na caldeira de recuperaço:**

Na figura 14 há o esquema simplificado de uma caldeira de recuperaço com queima suplementar.

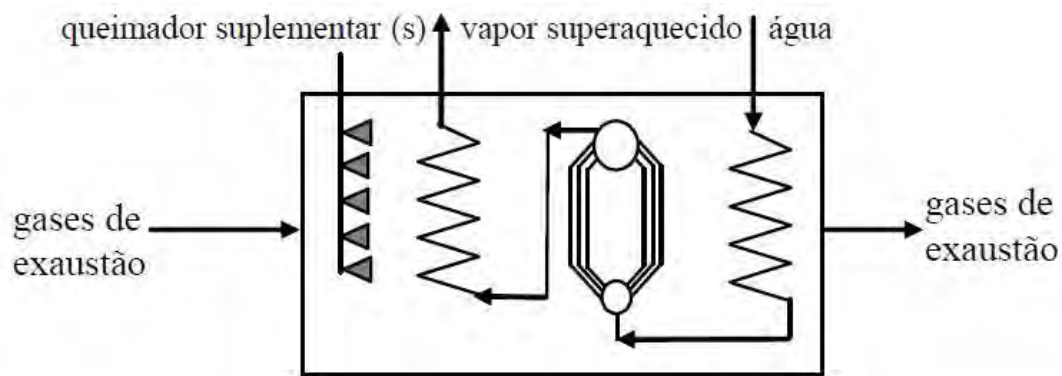


Figura 14 – Caldeira de recuperaço sem queima suplementar (BALESTIERI, 2007)

Com base na figura, são atribuir as seguintes equaçoes relativas ao balanço de massa e energia em uma caldeira de recuperaço (Equaçoes 15, 16 e 17; BALESTIERI, 2007):

- *Balanço de massa:* $\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{cha\ min\ é}$ (15)

$$\dot{m}_{água} = \dot{m}_{vapor} \quad (16)$$

- *Balanço de energia:* $\eta_{CR} \times (\dot{Q}_{gases-cha\ min\ é} + \dot{Q}_{sup\ lementar}) = \dot{Q}_{água-vapor}$ (17)

No caso de uma caldeira de recuperaço sem queima suplementar, o balanço de energia será alterado apenas pela exclusão do termo relativo à queima suplementar.

- **Método do pinch point:**

O dimensionamento de uma caldeira de recuperaço também passa pelo método do pinch point. Este consiste em um método gráfico que correlaciona os dois fluxos na caldeira, sendo

que através dele podemos verificar se a caldeira respeita a 2ª lei da Termodinâmica e também se a temperatura dos gases que saem na chaminé está dentro dos limites técnicos usuais, ou seja, entre 100 °C (para evitar condensação de vapor de água na chaminé e formação de alguns tipos de ácidos) e 200 °C (pois acima deste valor geralmente ainda há calor a ser recuperado nos gases). Então para esta verificação plota-se um gráfico com o eixo das ordenadas correspondendo aos valores das temperaturas e com o eixo das abscissas correspondendo aos valores das taxas de calor ao longo da caldeira ($\dot{Q}$) cedido pelos gases e recebido pela água. Os pontos inseridos no gráfico correspondem às condições dos gases na entrada e na saída da caldeira (figura 15), bem como as da água em sua mudança da fase líquida para a fase de vapor. O pinch point no caso é o começo da saturação da água e se a temperatura dos gases for menor que a temperatura de saturação, então a caldeira não respeita a 2ª lei da Termodinâmica (TAKAKI, 2006)

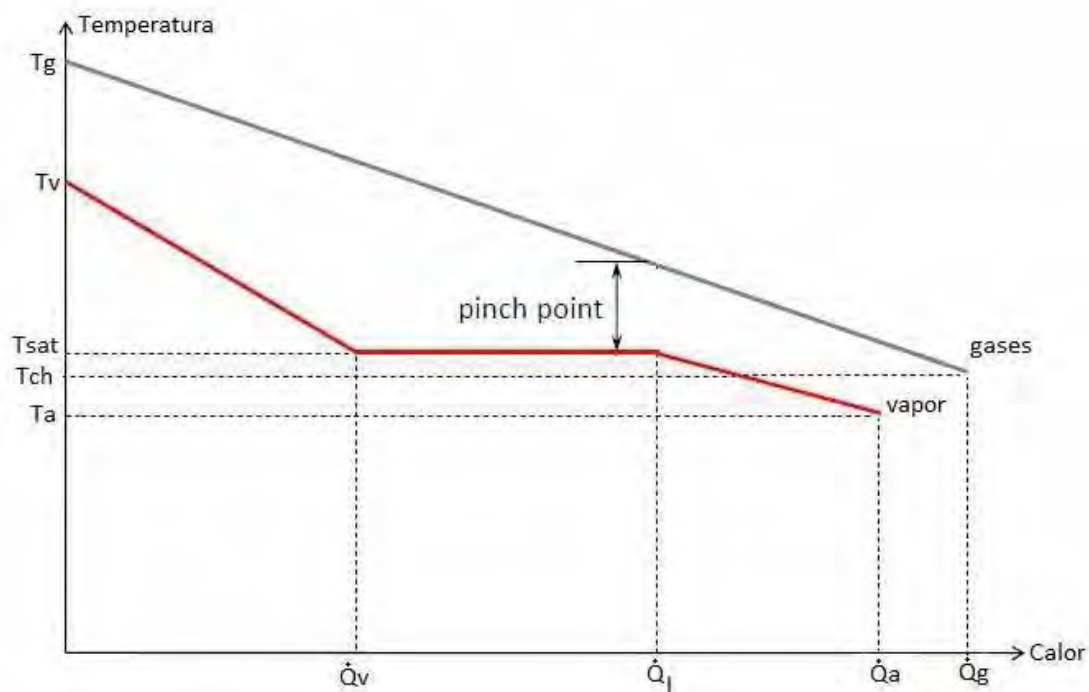


Figura 15 – Gráfico utilizado no método do pinch point

Com base no gráfico, é possível extrair a seguinte equação, através da qual verifica-se o valor máximo e o mínimo da temperatura dos gases na chaminé (Equação 18; TAKAKI, 2006):

$$T_{ch} = T_g + [(T_{sat} + \Delta T_{pp}) - T_g] \times \frac{\dot{Q}_g}{\dot{Q}_l}, \text{ onde:} \quad (18)$$

- 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 (estes limite foram estipulados de maneira a otimizar a superfície de troca térmica da caldeira);
- $\dot{Q}_g$ = calor cedido pelos gases [kW];
- $\dot{Q}_l$ = calor recebido pela água para entrar na região de saturação [kW].

2.3.4. Chiller de absorção:

Chillers de absorção são máquinas térmicas que funcionam segundo o ciclo de refrigeração por absorção, sendo amplamente utilizados em cogeração. Ao invés de utilizarem um compressor com acionamento feito por motor elétrico para circular o fluido refrigerante no circuito de refrigeração, utilizam um arranjo chamado de “compressor térmico”, cuja energia motriz é o calor proveniente de chama direta, vapor ou mesmo água quente. A figura 16 mostra o esquema simplificado de um chiller de absorção.

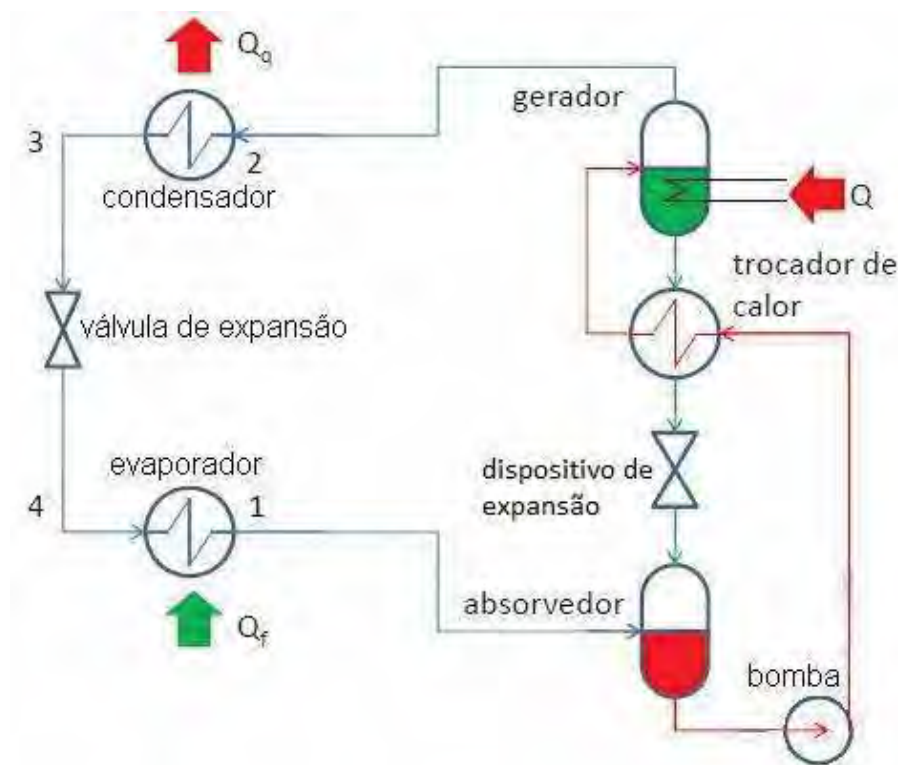


Figura 16 – Chiller de absorção (MATELLI, 2011)

Conforme pode ser visto na figura, em um chiller de absorção as demais partes do circuito de refrigeração (condensador, válvula de expansão e evaporador) são as mesmas em relação a um equipamento que funciona por compressão de vapor. A parte diferente, ou seja, o “compressor térmico”, é constituído pelo absorvedor, a bomba de recirculação da solução binária, o gerador e um dispositivo de expansão, além de um trocador de calor entre o absorvedor e o gerador. No compressor térmico haverá a circulação de uma solução binária, composta pelo fluido refrigerante e por uma substância absorvente. Os tipos de solução binária mais comuns são água-amônia (com a água agindo como absorvente) e água-brometo de lítio (com a água agindo como refrigerante)

Supondo uma máquina que trabalhe com uma solução de água-amônia, o funcionamento do compressor térmico é o seguinte (MATELLI, 2011):

I) No absorvedor, o vapor de amônia é absorvido pela água, produzindo uma solução forte, isto é, de alta concentração de amônia (este é um processo ligeiramente exotérmico);

- II) A solução forte é então bombeada até o gerador, atingindo a pressão de condensação:
- III) No gerador o vapor de amônia é extraído da solução através do calor Q (proveniente de vapor, água quente ou gases quentes):
- O vapor é encaminhado para o condensador;
 - A extração de amônia no gerador torna a solução fraca, isto é, de baixa concentração de amônia;
- IV) A solução fraca proveniente do gerador troca calor com a solução forte proveniente do absorvedor;
- V) Após o trocador, a solução fraca é expandida e retorna ao absorvedor, fechando o ciclo.

As vantagens de um sistema de refrigeração por absorção (SRA), em relação ao sistema de refrigeração por compressão (SRC), são o menor consumo de energia elétrica (um compressor pode consumir até 1000 vezes mais que uma bomba de recirculação da mistura binária líquida) e a possibilidade de refrigerar água ou ar utilizando uma fonte de energia menos nobre, no caso o calor recuperado em um processo industrial. Já as desvantagens são menores rendimentos (COP) e dimensões físicas muito maiores do SRA em relação ao SRC.

2.3.5. Turbina a vapor:

Turbinas a vapor são máquinas nas quais é gerada energia mecânica no eixo através da passagem de vapor superaquecido em alta pressão nesta. Operam segundo o ciclo termodinâmico Rankine (padrão vapor). Tal ciclo idealmente é constituído por 4 processos reversíveis, sendo eles:

Processo 1-2: compressão isoentrópica na bomba;

Processo 2-3: aquecimento isobárico na caldeira;

Processo 3-4: expansão isoentrópica na turbina;

Processo 4-1: resfriamento isobárico no condensador.

A figura 17 mostra a configuração do ciclo e a figura 18 mostra seu respectivo diagrama T-s ideal.

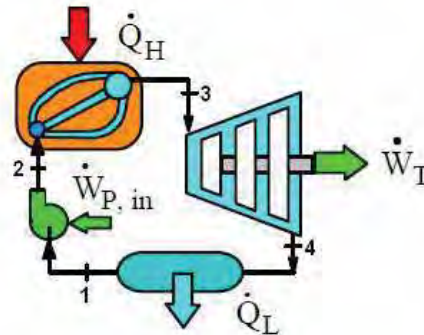


Figura 17 – Ciclo Rankine (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)

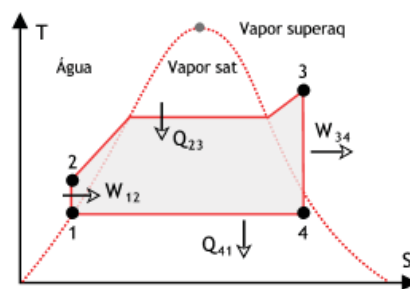


Figura 18 – Diagrama T-s para um ciclo Rankine ideal (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)

As maiores aplicações das turbinas a vapor são em ciclos bottoming ou em ciclos combinados. 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 adequadas, sua vida útil pode ser de várias décadas.

Ainda sobre as turbinas a vapor, podem ser classificadas de diversas maneiras, mas para este estudo em específico haverá uma classificação em relação apenas à pressão do vapor de escape. Tal classificação fornece os seguintes tipos de turbinas:

- Turbinas de contrapressão: a pressão do vapor de saída é maior que a pressão atmosférica (item “a” da figura 19);

- Turbinas de condensação: a pressão do vapor de saída é menor que a pressão atmosférica (item “b” da figura 19).

Dentro destes dois tipos existem ainda turbinas puras e com extração. As puras são aquelas que possuem apenas uma entrada e uma saída para o vapor. Já aquelas com extração possuem uma entrada e várias saídas para o vapor, sendo que as saídas adicionais são chamadas de extrações. Um detalhe importante em relação às turbinas de contrapressão e de condensação é quanto à condensação do vapor. No primeiro caso o vapor é condensado apenas após os processos à jusante da turbina, enquanto no segundo caso necessariamente deve ser inserido um condensador na última saída da turbina. A figura 19 ilustra esta classificação.

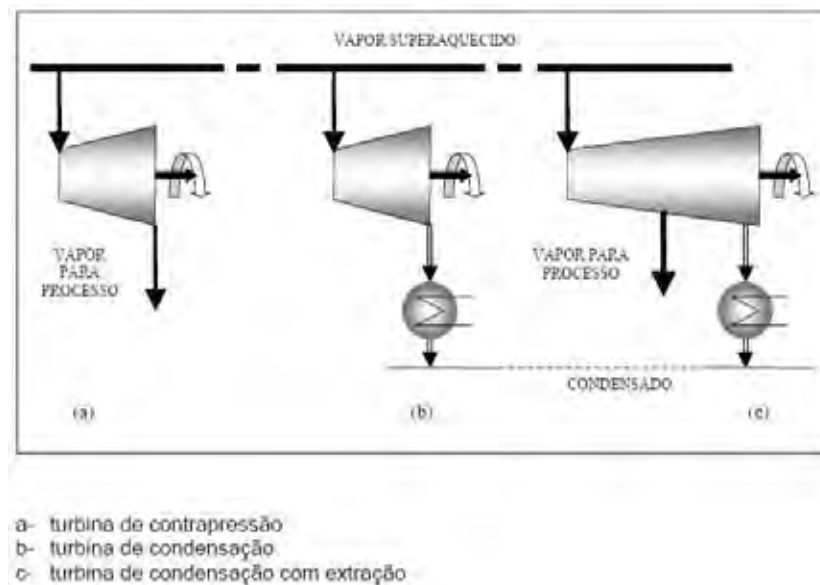


Figura 19 – Tipos de turbinas a vapor quanto à pressão do vapor de escape (BRASIL, 2005)

- **Balanco de massa e energia no ciclo Rankine:**

Abaixo seguem algumas equações importantes no estudo do ciclo Rankine, relativas ao balanço de massa e energia em cada um dos equipamentos constituintes deste ciclo (Equações de 19 a 31; BALESTIERI, 2007):

a) Na caldeira:

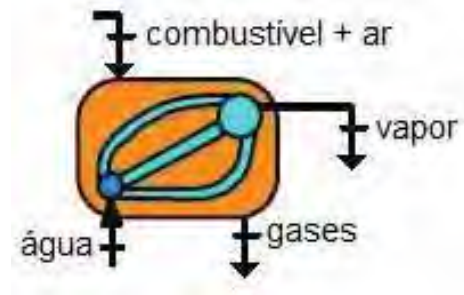


Figura 20 – Representação de uma caldeira convencional (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)

- *Balanço de massa:* $\dot{m}_{\text{vapor}} = \dot{m}_{\text{água}}$ (19)

- *Balanço de energia:* $\dot{Q}_{\text{combustível}} = \dot{Q}_{\text{vapor}}$ (20)

- *Rendimento:* $\eta_{\text{cald}} \cdot \dot{m}_{\text{comb}} \cdot \text{PCI} = \dot{m}_{\text{vapor}} (h_{\text{vapor}} - h_{\text{água}})$ (21)

b) Na turbina a vapor:

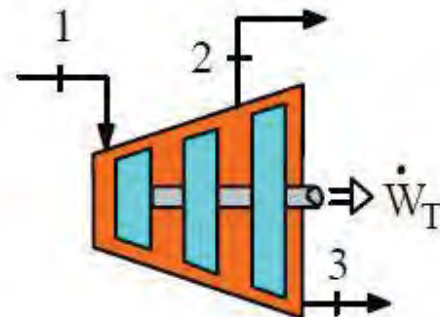


Figura 21 – Representação de uma turbina a vapor com extração (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)

- *Balanço de massa:* $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$ (22)

- *Balanço de energia:* $\dot{W}_{TV} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3$ (23)

- *Rendimento:* $\eta_{\text{iso}}^{TV} = \frac{\dot{W}_{\text{real}}}{\dot{W}_{\text{teórico}}}$ (24)

c) No condensador:

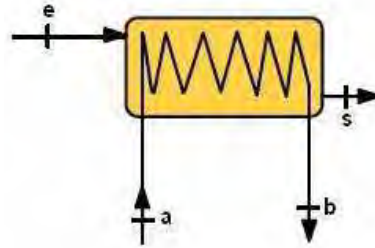


Figura 22 – Representação de um condensador (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)

- *Balanço de massa:* $\dot{m}_e = \dot{m}_s$ (25)

$$\dot{m}_a = \dot{m}_b \quad (26)$$

- *Balanço de energia:* $\dot{m}_e(h_e - h_s) = \dot{m}_a(h_a - h_b)$ (27)

- *Rendimento:* $\eta_{TC} \cdot \dot{m}_e(h_e - h_s) = \dot{m}_a \bar{c}_{pa}(h_a - h_b)$ (28)

d) Na bomba:

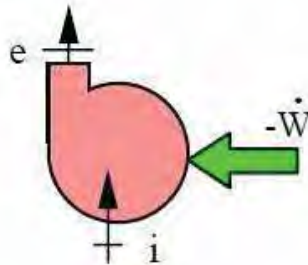


Figura 23 – Representação de uma bomba hidráulica (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003)

- *Balanço de massa:* $\dot{m}_i = \dot{m}_e$ (29)

- *Balanço de energia:* $\dot{W}_b = \dot{m}_e(h_e - h_i)$ (30)

- *Rendimento:* $\eta_{iso}^b = \frac{\dot{W}_{teórico}}{\dot{W}_{real}}$ (31)

2.4. Rendimentos e consumos específicos:

A seguir seguem algumas relações de rendimentos e consumos específicos que também são importantes a este estudo (Equações de 32 a 36; BALESTIERI, 2007):

a) Rendimento termodinâmico:

$$\text{- Ciclo Rankine: } \eta_t = \frac{\dot{W}_{TV} - \dot{W}_b}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (32)$$

$$\text{- Ciclo Brayton: } \eta_t = \frac{\dot{W}_{TG} - \dot{W}_{CP}}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (33)$$

b) Rendimento global:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{líq} + \dot{Q}_p}{\dot{m}_{comb} PCI}, \text{ com } \dot{Q}_p = \dot{m} \Delta h \quad (34)$$

c) Consumos específicos:

$$\text{- de calor (heat rate): } HR = \frac{3600}{\eta_t} \text{ [kJ/kWh]} \quad (35)$$

$$\text{- de combustível (fuel rate): } FR = \frac{3600 \dot{m}_{comb}}{\dot{W}_{líq}} \text{ [kg/kWh]} \quad (36)$$

3. FORNOS DE TRATAMENTO TÉRMICO

3.1. Classificação de fornos de tratamento térmico:

Quanto aos mecanismos de transferência, fornos de tratamento térmico são classificados da seguinte maneira (TOTTEN, 2007):

- Fornos que trabalham por lotes (ou por batelada);
- Fornos contínuos;
- Fornos semi-contínuos.

Nos fornos que trabalham por lotes (figura 24), que são os mais comuns e mais versáteis em tratamento térmico industrial, o regime de trabalho é tipicamente estacionário no vestíbulo do forno. O forno é carregado ou descarregado em uma única operação. Nos fornos contínuos (figura 25), a carga move-se ao longo de diferentes zonas, com variação de temperaturas entre elas. Já nos fornos do tipo semi-contínuo, a carga move-se continuamente no interior do forno, mas o faz pausadamente. Para fins de estudo, muitas vezes os fornos semi-contínuos são considerados como contínuos. Para este trabalho o estudo é focado nos fornos contínuos.



Figura 24 – Forno de tratamento térmico que trabalha por lotes ou bateladas (WEBSITE: <http://caltherm.co.uk>, acessado em 16/08/2011)



Figura 25 – Forno de tratamento térmico tipo contínuo (WEBSITE: <http://alhern-martin.com>, acessado em 16/08/2011).

3.2. Fornos contínuos:

Os fornos contínuos são adequados para um tratamento térmico contínuo de peças iguais ou similares através de zonas de aquecimento, podendo ser dos seguintes tipos:

a) Viga móvel: Neste tipo o movimento das peças ao longo do forno de viga móvel é feito em etapas sucessivas de levantamento, avanço e rebaixamento das peças. Este movimento é dito “galopante”. Os fornos de soleira móvel são adequados para tratamento térmico contínuo de peças grandes e/ou pesadas.



Figura 26 – Forno contínuo de viga móvel (WEBSITE: <http://directindustry.com>, acessado em 16/08/2011)

b) Soleira rotativa: O forno com soleira rotativa difere-se dos demais tipos de fornos contínuos. Neste tipo as zonas distribuem-se radialmente e a soleira gira em relação ao centro do forno. As portas de carga e descarga são próximas. Este forno usualmente é utilizado em processos de endurecimento e carbonetação.

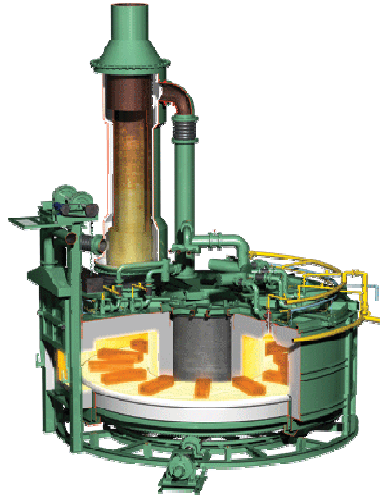


Figura 27 – Forno contínuo com soleira rotativa (WEBSITE: <http://selas.com>, acessado em 16/08/2011)

c) Impulsor: Fornos com impulsores possuem um dos projetos mais simples para fornos. A carga é empurrada por meio hidráulico ou pneumático sobre rolos ou trilhos derrapantes no interior do forno. Uma variante deste tipo de projeto é o impulsor com bandeja, que pode ser utilizado tanto para cementação neutra e carbonitreção em adição ao recozimento, normalização, têmpera e revenimento.

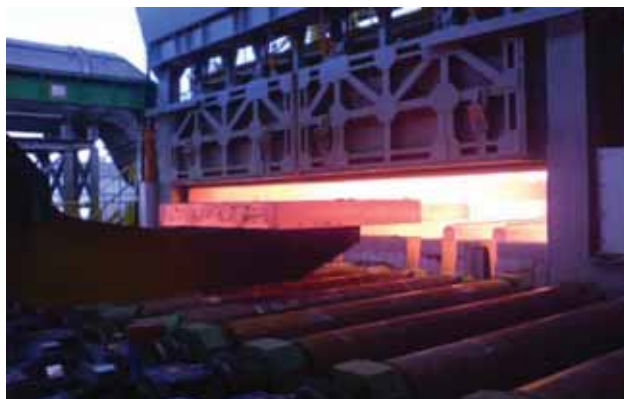


Figura 28 – Forno contínuo com impulsor (WEBSITE: <http://tenovacore.com>, acessado em 16/08/2011)

d) Soleira roletada: Em um forno com soleira roletada, a carga é conduzida ao longo do processo por meio de rolos de alta resistência térmica. Este tipo é adequado para peças de grande comprimento (barras, tarugos e similares) e placas.



Figura 29 – Forno contínuo com soleira roletada (WEBSITE: <http://directindustry.com>, acessado em 16/08/2011)

e) Mesh belt: Fornos deste tipo podem variar desde tamanhos muito pequenos até tamanhos muito grandes. Eles são similares aos fornos com soleira roletada, exceto pelo fato da carga ser movida através de uma malha metálica ou correntes.



Figura 30 – Forno contínuo tipo mesh belt (WEBSITE: <http://directindustry.com>, acessado em 16/08/2011)

f) Soleira vibratória: O forno com soleira vibratória é outro exemplo de forno contínuo, utilizado em princípio para tratamento térmico de pequenas peças. As peças são movidas ao longo do forno por meio de um mecanismo vibratório. Uma vantagem desta concepção é que as peças podem ser movidas de volta ao começo do forno sem a necessidade de uma esteira ou corrente.

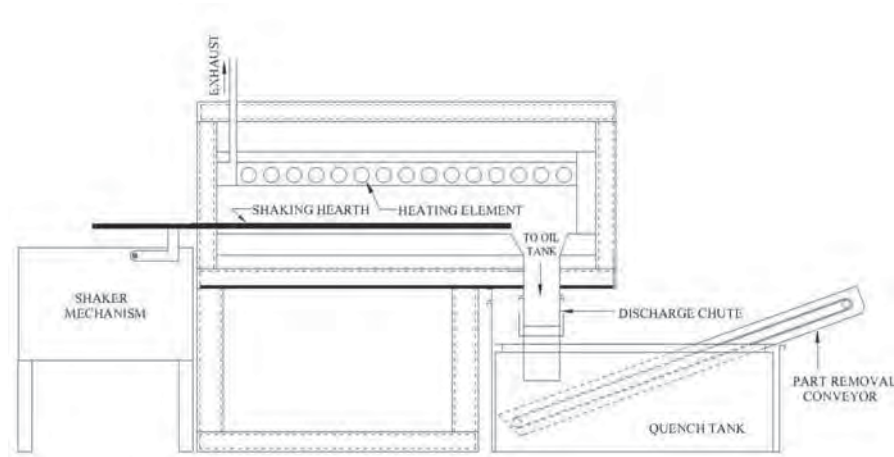


Figura 31 – Forno contínuo com soleira vibratória (WEBSITE: <http://alibaba.com>, acessado em 16/08/2011)

g) Rosca transportadora: Em um forno com rosca transportadora, as peças movem-se ao longo do forno através de um ou mais mecanismos roscados. Este forno é adequado para endurecimento, têmpera, recozimento e revenimento de peças longas e delgadas, que exigem cuidado no manuseio ao longo do tratamento térmico.



Figura 32 – Forno contínuo com rosca transportadora (WEBSITE: <http://cfthermal.com>, acessado em 16/08/2011)

3.3. Balanço de energia em um forno:

Nesta seção é feita referência quanto ao balanço de energia em um forno de tratamento térmico. As perdas a serem consideradas em relação ao calor total cedido pela fonte energética são (TOTTEN, 2007):

- Perdas para a atmosfera ($\dot{Q}_{atm}$);
- Perdas para a carga, bandejas ou suportes ($\dot{Q}_{carga}$);
- Perdas de parede ($\dot{Q}_{parede}$).

As perdas para a atmosfera devem-se a infiltração de ar fresco, e são calculadas conforme expressão abaixo (Equações de 37 a 41; TOTTEN, 2007):

$$\dot{Q}_{atm} = scfm \cdot c_{p-ar} \cdot \Delta T \text{ [kW]}, \text{ onde:} \quad (37)$$

- $scfm$ = vazão mássica estimada de ar infiltrando por segundo [kg/s];
- c_{p-ar} = calor específico do ar [kJ/(kg.K)]
- ΔT = diferença de temperatura entre a atmosfera do forno e a temperatura do ar infiltrante [K].

As perdas para materiais passando ao longo do forno como bandejas ou suportes e a carga em si são calculadas por:

$$\dot{Q}_{carga} = w \cdot c_p \cdot \Delta T \text{ [kW]}, \text{ onde:} \quad (38)$$

- w = vazão mássica dos materiais que passam ao longo do forno [kg/s];
- c_p = calor específico do material [kJ/(kg.K)];
- ΔT = a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do forno [K].

Já as perdas devido às paredes do forno são calculadas por:

$$\dot{Q}_{parede} = AU\Delta T \text{ [kW]}, \text{ onde:} \quad (39)$$

- A = área superficial do forno [m^2];
- ΔT = diferença de temperatura entre o interior e o exterior do forno [K];
- U = coeficiente global de transferência de calor [$\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$], calculado por:

$$U = \frac{1}{1/h_1 + x/k + 1/h_2}, \text{ onde:} \quad (40)$$

- h_1 e h_2 = coeficientes de película interno e externo, respectivamente [$\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$];
- x = espessura da parede [m];
- k = condutividade da parede [$\text{W}/(\text{m.K})$].

Como o foco deste trabalho é analisar a possibilidade de implementar um sistema de cogeração utilizando um forno, a equação de balanço de energia mais interessante é:

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{Q}_{combustível} - (\dot{Q}_{atm} + \dot{Q}_{carga} + \dot{Q}_{parede}) \quad (41)$$

4. ANÁLISE TÉCNICA

4.1. Cenário:

A proposta para implementação de uma planta de cogeração neste estudo é feita em relação ao setor de Laminação em uma usina siderúrgica não integrada. Neste setor existem três fornos, sendo um para reaquecimento dos tarugos que são laminados, um para tratamento térmico de barras de aço e outro para tratamento térmico de bobinas. Os dois primeiros são aquecidos através da combustão de gás natural, enquanto o terceiro é aquecido por meio de resistores de potência elevada. O forno para reaquecimento é contínuo do tipo “soleira móvel”, enquanto os demais também são contínuos, mas do tipo “soleira roletada”. As utilidades/demandas térmicas necessárias são vapor, para aquecer um banho de polímero que reveste as bobinas de aço (processo 1), e água gelada, utilizada para refrigerar os equipamentos de inspeção (processo 2).

4.2. Demandas:

As demandas em questão são as seguintes:

a) Demanda de energia térmica (DET):

- Vapor: vazão = 2,8 ton/h; temperatura = 220 °C; pressão = 11,4 bar (processo 1)
- Água gelada: vazão = 60 l/min, temperatura = 10°C, carga térmica = 25 TR (processo 2)

b) Demanda de energia elétrica (DEE):

Deseja-se alimentar os resistores do forno de tratamento térmico de bobinas, sendo que este é aquecido por intermédio de 192 resistores, distribuídos ao longo de 24 zonas de aquecimento. A potência requerida em cada unidade é 22 kW. Portanto:

$$DEE = 192 \times 22 \text{ [kW]} = 4224 \text{ [kW]}$$

Como existem alguns equipamentos auxiliares no forno, como unidades hidráulicas para abertura e fechamento das portas, além de ventiladores que promovem uma circulação da atmosfera interna, a DEE é considerada como sendo 5000 kW.

Quanto à estratégia para atender estas demandas, é utilizada a paridade térmica (atendimento prioritário da DET), o que orienta os cálculos a seguir. Esta opção deve-se ao desejo de otimizar-se o consumo de combustível necessário na planta de cogeração. Mas apesar desta determinação, deseja-se que a energia elétrica cogerada na planta também consiga atender os 5000 kW da DEE.

4.3. Configuração proposta para a planta de cogeração:

Proposta 1 - *Atendimento das demandas através de cogeração com aproveitamento do calor dos gases residuais de dois fornos existentes na Laminação:*

Esta proposta está conforme uma configuração tipo bottoming, com os gases residuais dos fornos passando por uma caldeira de recuperação (C.R.), transformando água em vapor superaquecido. Este vapor é expandido em uma turbina a vapor de condensação (T.V.), com capacidade de gerar potência para atender a DEE e possuindo 1 (uma) extração, onde o vapor sai com os parâmetros adequados para atender os processos 1 e 2. Dentro do processo 2 há um sistema de refrigeração por absorção (SRA), para atender a demanda de água gelada. Este SRA é acionado por água quente, requerendo um aquecedor de mistura no circuito.

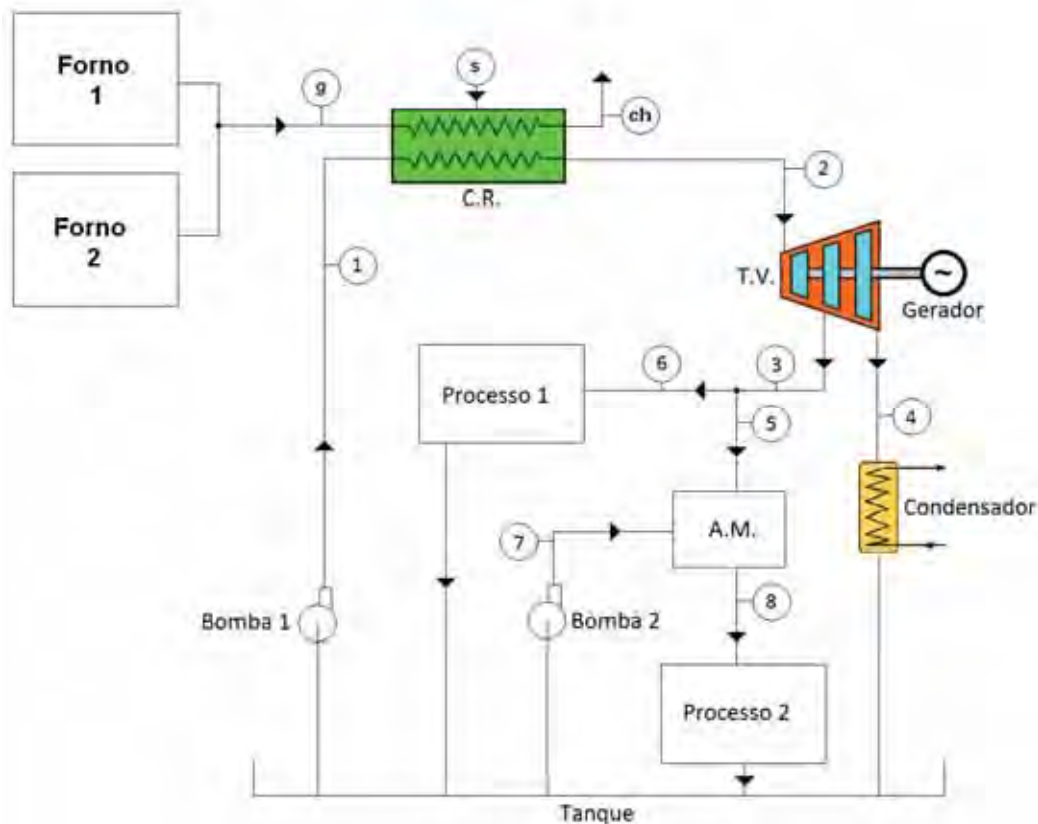


Figura 33 – Configuração de planta de cogeração utilizando dois fornos de tratamento térmico.

Observação: Os fluídos de saída dos processos 1 e 2 passam por outros processos menores, não representados na figura acima, e chegam ao tanque com uma temperatura de aproximadamente 30 °C

Para iniciar a análise desta proposta de planta de cogeração, parte-se da especificação de um modelo comercial de equipamento SRA que atenda à demanda de água gelada. A partir dos modelos pesquisados, o mais adequado e com parâmetros próximos para esta aplicação é o seguinte:

Máquina SRA de simples efeito acionada por água quente

Fabricante: Thermax, modelo LT3

Potência: 106 kW (30 TR)

Vazão de água gelada: 300 l/min

Temperatura da água gelada: 7 a 12 °C

Vazão necessária de água quente: 14 m³/h = 3,89 kg/s

Temperatura de entrada da água quente: 90 °C

Observação: O catálogo com os dados desta máquina SRA encontra-se no anexo A.

A próxima etapa da análise é traçar um volume de controle (V.C.) sobre o aquecedor de mistura, fazendo os balanços de massa (E.C.M.) e de energia (E.C.E.).

- V.C. no A.M.:

- E.C.M.: $\dot{m}_8 = 3,89 \text{ [kg/s]}$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_5 = 3,89 - \dot{m}_7$$

- E.C.E.: $\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_5 h_5$

$$3,89 \times 377 = \dot{m}_7 \times 126 + (3,89 - \dot{m}_7) \times 2868$$

$$\dot{m}_7 = 3,53 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_5 = 0,36 \text{ [kg/s]}$$

Assim: $\dot{m}_6 = 0,78 \text{ [kg/s]}$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_3 = 1,14 \text{ [kg/s]}$$

Agora o V.C. é sobre a turbina a vapor (T.V.):

- V.C. na T.V.:

- E.C.M.:

$$\dot{m}_3 = 1,14 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_2 = 1,14 + \dot{m}_4$$

- E.C.E.:

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_4 h_4 + \dot{W}_{TV}$$

$$(1,14 + m) \times 3015 = 1,14 \times 2868 + m \times 2441 + 5000$$

$$\dot{m}_4 = 8,41 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_2 = 9,55 \text{ [kg/s]}$$

Com isto, os valores referentes ao lado do vapor na caldeira de recuperação estão definidos, apresentados abaixo na tabela 1:

Ponto	Vazão mássica (kg/s)	Pressão (Mpa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)	Título (%)
1	9,55	4,20	30	126	---
2	9,55	4,00	320	3015	---
3	1,14	1,14	220	2868	---
4	8,41	0,01	40	2441	94
5	0,36	1,14	220	2868	---
6	0,78	1,14	220	2868	---
7	3,53	---	30	126	---
8	3,89	---	90	377	---

Tabela 1 – Valores referentes ao lado do vapor na caldeira de recuperação na proposta 1.

Passando então para o lado dos gases, verifica-se que os dois fornos possuem temperatura de saída dos gases bem próxima, em torno de 420 °C, sendo que é considerado este valor para os cálculos. Quanto às vazões, são as seguintes:

- *Forno 1 - contínuo com zonas e soleira roletada – tratamento térmico de barras:*

Vazão de ar: $7800 \text{ m}^3/\text{h} = 2,57 \text{ kg/s}$

Vazão de combustível: $744 \text{ m}^3/\text{h} = 0,17 \text{ kg/s}$

Vazão de gases: $2,74 \text{ kg/s}$

Combustível utilizado: gás natural – PCI: $8800 \text{ kcal/m}^3 = 44000 \text{ kJ/kg}$

- *Forno 2 - contínuo com zonas e transporte da carga por soleira móvel – aquecimento de tarugos:*

Vazão de ar: $24606 \text{ m}^3/\text{h} = 8,09 \text{ kg/s}$

Vazão de combustível: $2300 \text{ m}^3/\text{h} = 0,54 \text{ kg/s}$

Vazão de gases: $8,63 \text{ kg/s}$

Combustível utilizado: gás natural – PCI: $8800 \text{ kcal/m}^3 = 44000 \text{ kJ/kg}$

Vazão de gases somada dos dois fornos: $11,37 \text{ kg/s}$

Observação: Estes valores relativos aos fornos foram obtidos através de manuais e softwares de supervisão dos equipamentos.

Traçando-se um V.C. sobre a caldeira de recuperação (C.R.), é verificado se esta vazão de gases será suficiente para suprir as demandas:

- V.C. na C.R.:

$$\eta_{CR} \dot{m}_g \bar{c}_{pg} (T_g - T_{ch}) = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$$

Considerações: $\eta_{CR} = 0,80$

$$\bar{c}_{pg} = 1,15 [\text{kJ/kgK}]$$

$$T_{ch} = 150 [^\circ\text{C}]$$

$$0,80 \times \dot{m}_g \times 1,15 (420 - 150) = 9,55 (3015 - 126)$$

$$\dot{m}_g = 111,07 [\text{kg/s}]$$

CONCLUSÃO: A vazão de gases necessária para atender as demandas na configuração proposta é quase 10 vezes maior que a vazão oferecida pelos fornos. Portanto esta planta de cogeração não é viável.

Proposta 2 - Atendimento das demandas através de cogeração com aproveitamento do calor dos gases de escape de um MCI:

Nesta nova proposta, os gases são provenientes de um motor de combustão interna (M.C.I.). A nova configuração é do tipo topping, sendo acoplado um gerador elétrico no eixo do motor, dispensando a presença de uma turbina a vapor no circuito. As informações quanto aos processos continuam as mesmas em relação à proposta anterior.

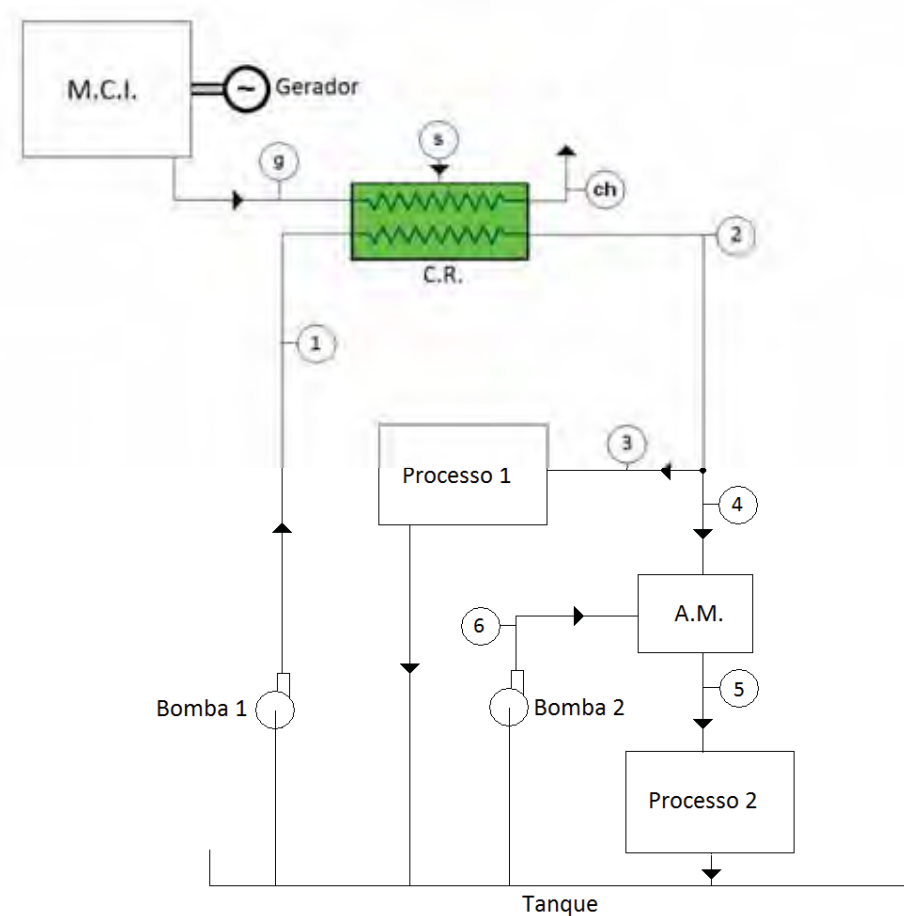


Figura 34– Configuração de planta de cogeração utilizando motor de combustão interna.

Para esta configuração, os valores nos pontos do lado vapor ficam da seguinte maneira:

Ponto	Vazão mássica (kg/s)	Pressão (Mpa)	Temperatura (°C)	Entalpia (kJ/kg)
1	1,14	1,20	30	126
2	1,14	1,14	220	2868
3	0,78	1,14	220	2868
4	0,36	1,14	220	2868
5	3,89	---	90	377
6	3,53	---	30	126

Tabela 2 – Valores referentes ao lado do vapor na caldeira de recuperação na proposta 2.

Traçando-se novamente um volume de controle sobre a caldeira de recuperação, desta vez não está determinada a temperatura dos gases. Sendo assim, é necessário montar uma curva teórica de paridade térmica (CTPT) para analisar os modelos de motores que por ventura possam atender à demanda térmica e, se possível, a demanda elétrica.

- V.C. na C.R.:

$$\eta_{CR} \dot{m}_g \bar{c}_{pg} (T_g - T_{ch}) = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$$

Considerações: $\eta_{CR} = 0,80$

$$\bar{c}_{pg} = 1,15 [\text{kJ/kgK}]$$

$$T_{ch} = 150 [^{\circ}\text{C}]$$

$$0,80 \times \dot{m}_g \times 1,15 (T_g - 150) = 1,14 (2868 - 126)$$

$$\dot{m}_g = \frac{3398}{(T_g - 150)}$$

- Montagem da CTPT:

Na montagem da CTPT, foram atribuídos valores para a temperatura dos gases numa faixa de 350 °C até 600 °C, obtendo-se os valores de vazão correspondentes. Estas informações foram organizadas na tabela 3:

Tg (°C)	350	400	450	500	550	600
Vazão de gases (kg/s)	16,99	13,6	11,33	9,71	8,5	7,55

Tabela 3 – Dados para montagem da CTPT.

A seguir pode ser visualizada a CTPT montada:

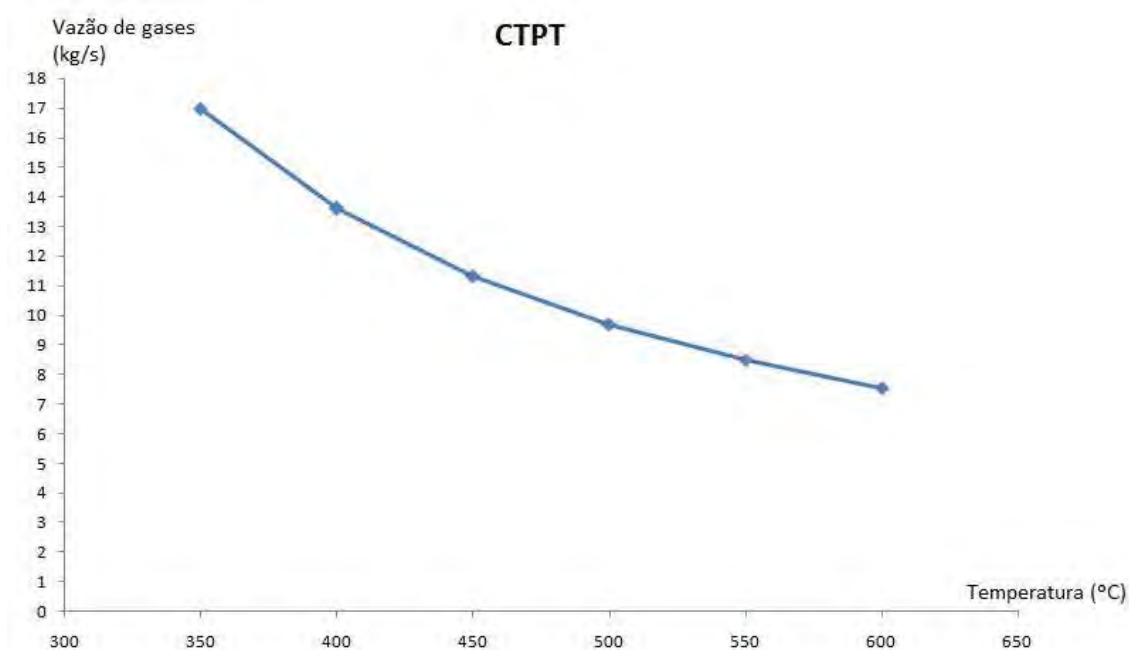


Figura 35 – Gráfico de CTPT para a proposta 2

Dentro os motores analisados a partir da CTPT, o que mais se adequou para esta aplicação, com o maior rendimento, foi o seguinte:

Motor Wartsila

Modelo: 16V334SG

Vazão de gases: 11,9 kg/s

Temperatura dos gases: 390 °C

$\eta = 46,00\%$

Potência elétrica gerada: 7434 kW

HR = 7819 kJ/kg

Observações:

- 1 - Catálogo com os dados do motor encontra-se no anexo B.
- 2 - Para o suprimento de água quente ao processo 2 não foi considerada a recuperação de calor com a água de arrefecimento do motor pois esta é útil para suprir a demanda em outro setor da usina, a Aciaria. Este setor requer água quente em quantidades bem maiores que a do processo 2, e além do mais está em expansão, com tendência no aumento do consumo desta utilidade. Outro ponto relevante é que os processos 1 e 2 são bem próximos fisicamente, e relativamente distantes do local de provável instalação do motor, que por sua vez é bem próximo do setor de Aciaria. Por isso houve a preferência em se fazer uma derivação da linha de vapor para o processo 2 e deixar o circuito de água de arrefecimento de motor para atender apenas o outro setor citado. Estas informações também foram levadas em consideração na seleção do motor de combustão interna.

4.4. Método do pinch-point aplicado ao caso:

- Lado gás:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g \bar{c}_{pg} (T_g - T_{ch})$$

$$\dot{Q}_g = 11,9 \times 1,15 \times (390 - 150) = 3284,4 \text{ [kW]}$$

- Lado vapor:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_v (h_v - h_a) \quad \dot{Q}_a = 1,14 \times (2868 - 126) = 3125,88 [\text{kW}]$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_v (h_v - h_l) \quad \dot{Q}_l = 1,14 \times (2868 - 788,4) = 2370,75 [\text{kW}]$$

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v (h_v - h_v) \quad \dot{Q}_v = 1,14 \times (2868 - 2783) = 96,90 [\text{kW}]$$

- Verificação gráfica:

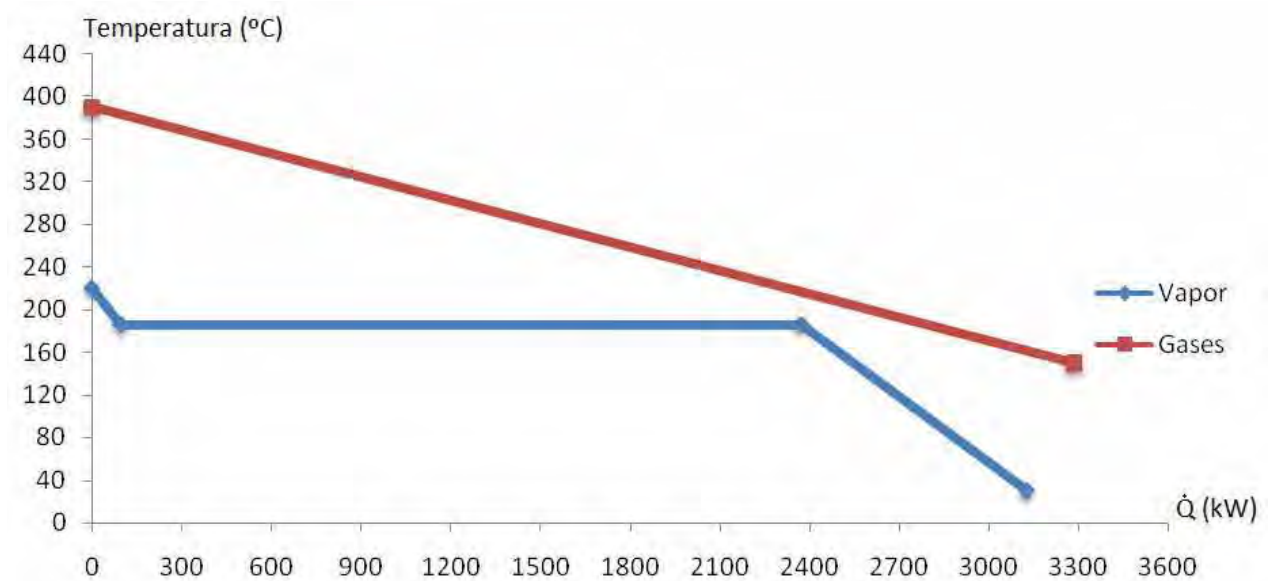


Figura 36 – Gráfico do método do pinch point aplicado ao caso estudado.

- Verificação da temperatura de chaminé:

$$T_{ch} = T_g + [(T_{sat} + \Delta T_{pp}) - T_g] \times \frac{\dot{Q}_g}{\dot{Q}_l}$$

No caso do motor escolhido:

$$T_{ch} = 390 + [(185,7 + \{10;30\} - 390) \times \frac{3284,4}{2370,75}]$$

$$T_{ch-mínima} = 120,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ch-máxima} = 148,53 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Verificação do déficit térmico:

Para que haja déficit térmico, a seguinte condição deve ser satisfeita:

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

$$0,8 \times 11,9 \times 1,15 \times (390 - 148,53) = 2643,61$$

$$2643,61 < 3125,88 - \textbf{OK!}$$

- Cálculo da queima suplementar:

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

$$\dot{m}_s = \frac{1}{44000} \times \left[\frac{3125,88}{0,8} - 3304,52 \right]$$

$$\dot{m}_s = 0,0137 \text{ [kg/s]}$$

- Cálculo da porcentagem de vazão de combustível na queima suplementar sobre a vazão de combustível requerida pelo motor:

A porcentagem de combustível utilizado na queima suplementar em relação à vazão de combustível requerida pelo motor é considerada satisfatória caso seja menor que 10% (BALESTIERI, 2007).

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{W}_{liq} \times HR}{3600 \times PCI}$$

$$\dot{m}_c = \frac{7000 \times 7819}{3600 \times 44000}$$

$$\dot{m}_c = 0,3455 \text{ [kg/s]}$$

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_c} = \frac{0,0137}{0,367} = 3,97\%$$

Observação: A potência líquida do motor está sendo considerada como 7000 kW, ao invés de 7434 kW, conforme catálogo. Tal consideração deve-se ao fato do motor não trabalhar dentro das condições de projeto citadas no catálogo do fabricante.

CONCLUSÃO: *A proposta 2 é viável tecnicamente.*

5. ANÁLISE ECONÔMICA

5.1. Considerações iniciais:

A análise econômica neste trabalho tem como objetivo o cálculo do pay-back da planta de cogeração proposta como tecnicamente viável. Para tal cálculo é necessário levantar os valores de economia com energia elétrica, despesas com gás natural, despesas com operação e manutenção (O&M) e os investimentos necessários para projetar, implantar e manter a planta. A usina siderúrgica onde a planta de cogeração deve ser instalada, em termos de energia elétrica, é abastecida com duas linhas de 138 kV, enquadrando-se no grupo A2 de consumidores de energia, com tarifação do tipo horo-sazonal azul. Já em termos de consumo de gás natural, a usina consome cerca de 4.150.000 m³ por mês, enquadrando-se na classe 6 de consumo da Comgás (segmento industrial). Quanto à tarifa em relação ao consumo de gás natural para cogeração, está de acordo com o valor para a classe 5 da Comgás, visto que o volume consumido é de aproximadamente 1.100.000 m³ por mês. Sendo assim, as tarifas utilizadas nos cálculos posteriores são conforme as tabelas a seguir.

Observação: No anexo C estão discriminados os cálculos que comprovam esta proposta de planta de cogeração como cogrador qualificado, baseando-se na resolução 235 da ANEEL.

TARIFAS DE ENERGIA ELÉTRICA - EDP BANDEIRANTE (VÁLIDAS DESDE 23/10/2010)		
Grupo A2 / Horo-sazonal azul	Demanda (R\$/kW)	Consumo (R\$/MWh)
Ponta seca	19,12	250,73
Ponta úmida	19,12	227,39
Fora de ponta seca	2,56	158,84
Fora de ponta úmida	2,56	145,3

Tabela 4 – Tarifas de energia elétrica (EDP BANDEIRANTE, 2011)

TARIFAS DE GÁS NATURAL - COMGÁS - SEGMENTO INDUSTRIAL	
Classe 6 - Valores com ICMS incluso	
Fixo (R\$/mês)	Variável (R\$/m³)
107.557,81	0,997565

Tabela 5 – Tarifas de gás natural no segmento Industrial (COMGÁS, 2011)

TARIFAS DE GÁS NATURAL - COMGÁS - SEGMENTO COGERAÇÃO	
Classe 5 - Cogeração destinada a consumo próprio - Valor com ICMS incluso	
Fixo (R\$/m³)	Variável (R\$/m³)
0,699311	0,204113

Tabela 6 – Tarifa de gás natural no segmento Cogeração (COMGÁS, 2011)

5.2. Cálculo da economia com energia elétrica:

Para o cálculo da economia com energia elétrica as seguintes considerações são feitas:

Consideração 1 – O moto-gerador da planta possui potência elétrica nominal de 7434 kW. Para esta análise, é considerado que este equipamento gera 7000 kW, visto que ele não trabalha nas condições de projeto citadas no catálogo do fabricante.

Consideração 2 – É considerado que a usina inteira não funcionará durante 20 dias por ano, ficando parada para manutenção. Estes dias de parada são durante o período seco (meses com chuvas escassas).

Consideração 3 – Como a planta de cogeração atende apenas um setor da siderúrgica, a Laminação, a economia de energia elétrica é apenas sobre o consumo, não tendo influência sobre a demanda contratada da usina (valor de geração de energia no caso, em relação ao valor de demanda contratada, é muito pequeno).

Com base nestas considerações, o cálculo da economia de energia é realizado da seguinte maneira:

$$\text{Economia com energia elétrica (EE)} = \text{Geração de energia no período úmido (GPU)} + \text{Geração de energia no período seco (GPS)} + \text{Impostos}$$

$\text{GPU} = [(\text{Geração em horário de ponta MWh}) \times (3 \text{ horas}) \times (\text{Tarifa em horário de ponta úmida} - \text{R\$}) + (\text{Geração em horário fora de ponta} - \text{MWh}) \times (21 \text{ horas}) \times (\text{tarifa em horário fora de ponta úmida} - \text{R\$})] \times 151 \text{ dias}$

$$\text{GPU} = [(7,0 \times 3 \times 227,39) + (7,0 \times 21 \times 145,30)] \times 151 = \text{R\$ } 3.946.277,79$$

$\text{GPS} = [(\text{Geração em horário de ponta MWh}) \times (3 \text{ horas}) \times (\text{Tarifa em horário de ponta seca} - \text{R\$}) + (\text{Geração em horário fora de ponta} - \text{MWh}) \times (21 \text{ horas}) \times (\text{tarifa em horário fora de ponta seca} - \text{R\$})] \times 194 \text{ dias}$

$$\text{GPS} = [(7,0 \times 3 \times 250,73) + (7,0 \times 21 \times 158,84)] \times 194 = \text{R\$ } 5.551.273,14$$

Impostos: Neste caso é calculado o ICMS, determinado pela seguinte expressão (Equação 42; EDP-Bandeirante, 2011):

$$ICMS = (Consumo + PIS / PASEP / Cofins) \times \left[\left(\frac{1}{1-X} \right) - 1 \right], \text{ onde:} \quad (42)$$

- X = alíquota do ICMS referente à classe do cliente = 18% (EDP-Bandeirante, 2011)
- PIS/PASEP/Cofins = 4,29% (média entre Dezembro/2010 e Novembro/2011, segundo a EDP-Bandeirante)

$$ICMS = [(3.946.277,79 + 5.551.273,14) \times 1,0429] \times \left[\left(\frac{1}{1-0,18} \right) - 1 \right] = \text{R\$ } 2.174.267,39$$

Sendo assim:

$$EE = 3.946.277,79 + 5.551.273,14 + 2.174.267,39 = \text{R\$ } 11.671.818,32$$

5.3. Cálculo das despesas com gás natural:

O cálculo das despesas com gás natural é dividido em duas partes: a primeira é sobre o cenário sem cogeração (atual) e a segunda sobre o cenário com cogeração (futuro). Assim como no caso da energia elétrica, a cogeração provoca mudanças apenas no consumo de gás natural da Laminação, não alterando em nada o valor fixo que é pago pela usina. Para ambos cenários, o cálculo de gasto com gás natural é feito utilizando-se a seguinte expressão:

Despesa GN = [(Consumo de gás natural em m³/hora) x (Tarifa de consumo em R\$/m³) x (24 horas) x (345 dias)]

Observação: Novamente está sendo considerado 20 dias de parada para manutenção na usina.

a) Cenário sem cogeração (SC): No cenário sem cogeração, o consumo de gás natural é considerado como o necessário para produzir as 2,8 toneladas/hora de vapor que atendem o processo 1. O processo 2 é atendido por meio de máquinas de compressão de vapor (SRC).

Sendo assim, para gerar 2,8 ton/h de vapor, há um consumo de 312 m³/h de gás natural (valor retirado no software supervisor do setor de Utilidades da usina siderúrgica estudada).

$$\text{Despesa GN (SC)} = (312 \times 0,997565 \times 24 \times 345) = \mathbf{R\$ 2.577.695,18}$$

b) Cenário com cogeração (CC): No cenário com cogeração, o consumo de gás natural é aquele necessário para suprir o consumo do moto-gerador mais o consumo da queima suplementar na caldeira de recuperação.

$$\text{Consumo calculado na análise técnica} = 0,3592 \text{ kg/s} = 1.688 \text{ m}^3/\text{h}$$

Observação: Considerado a massa específica do gás natural como sendo 0,766 kg/m³ (COMGAS, 2011)

$$\text{Despesa GN (CC)} = [1688 \times (0,204113 + 0,699311) \times 24 \times 345] = \mathbf{R\$ 12.626.832,02}$$

5.4. Despesa com operação e manutenção (O&M):

Como a caldeira convencional ficará inoperante após a instalação da planta de cogeração, o gasto com operação e manutenção é desconsiderado desta análise econômica, considerando-se que não haverá acréscimo ou decréscimo desta despesa.

5.5. Investimentos:

O valor estimado relativo a investimentos para a planta de cogeração é considerado como (Equação 43; FONTES et. al., 2010):

$$\text{Investimentos} = \text{Custo de aquisição de equipamentos} \times 1,3 \quad (43)$$

- Custo de aquisição de equipamentos (Equações 44, 45 e 46; FONTES et.al., 2010):

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

$$\text{Custo(aquisição)} = (1098.X^{-0,1197}).X \text{ [US\$]}, \text{ onde } X \text{ é a potência do motor em kW.} \quad (44)$$

$$\text{Custo(aquisição)} = 1098 \times (7434^{-0,1197}) \times 7434 = \text{US\$ } 2.808.788,22 = \text{R\$ } 5.072.105,81$$

b) Custo de aquisição da caldeira de recuperação:

$$\text{Custo(aquisição)} = (1961,4.X^{-0,5261}).X \text{ [US\$]}, \text{ onde } X \text{ é a potência da caldeira em kW.} \quad (45)$$

$$\text{Custo(aquisição)} = 1961,4 \times (3305^{-0,5261}) \times 3305 = \text{US\$ } 91.264,43 = \text{R\$ } 164.805,31$$

c) Custo de aquisição do chiller de absorção:

$$\text{Custo(aquisição)} = (4364,8.X^{-0,3093}).X \text{ [US\$]}, \text{ onde } X \text{ é a potência da chiller em TR.} \quad (46)$$

$$\text{Custo(aquisição)} = 4364,8 \times (30^{-0,3093}) \times 30 = \text{US\$ } 45.731,14 = \text{R\$ } 82.581,29$$

$$\text{Investimento} = (5.072.105,81 + 164.805,31 + 82.581,29) \times 1,3 = \text{R\$ } 6.915.340,13$$

Observação:

- 1 - A conversão dos valores em dólares para reais foi feita com base no valor de câmbio em 22/11/2011 (US\$ 1,00 = R\$ 1,8058);
- 2 – No cálculo dos investimentos, o fator de 1,3 refere-se às demais despesas de instalação da planta, tais como obras civis e materiais elétricos, que geralmente equivalem a 30% do custo de aquisição de equipamentos.

5.6. Cálculo do pay-back:

O pay-back calculado é o tipo composto (PBC), que leva em consideração uma taxa de juros anual. A expressão utilizada é a seguinte (Equação 47; FONTES et.al, 2010):

$$PBC = -\frac{\ln[1 - (\frac{kP}{R})]}{\ln(1 + k)}, \text{ onde:} \quad (47)$$

- k = taxa de juros anual.

No caso este valor é considerado como a taxa Selic em 22/11/2011 multiplicada por 12 meses.

$$k = 0,88 \% \text{ ao mês} \times 12 \text{ meses} = 10,56\% \text{ ao ano}$$

- P = valor do investimento: **R\$ 6.915.340,13**
- R = receita anual

A receita anual é determinada da seguinte forma:

$$\begin{aligned} R &= \text{Economia (EE)} - [\text{Despesa GN (CC)} - \text{Despesa GN (SC)}] = \\ &= 11.671.818,32 - (12.626.832,02 - 2.577.695,18) \\ \mathbf{R} &= \mathbf{R\$ 1.622.681,48} \end{aligned}$$

Com isto:

$$\mathbf{PBC = 6 \text{ anos}}$$

6. CONCLUSÕES

Tecnicamente foram analisadas duas propostas de plantas operando em paridade térmica, tendo como objetivo atender dois processos, sendo um com demanda de vapor e outro com demanda de água gelada. Se possível a planta deveria atender também a demanda de energia elétrica (5000 kW) porém, como já citado, deveria operar prioritariamente em paridade térmica. Antes da análise técnica de ambas propostas ficou definido que a demanda de água gelada seria suprida por um chiller de absorção de simples efeito, acionado por água quente. Um equipamento que atendeu esta demanda foi o modelo LT3, do fabricante Thermax, que apresentou os parâmetros (potência, vazão e temperatura da água gelada) mais próximos dos exigidos.

Sobre a primeira proposta, tratou-se uma planta operando em um ciclo bottoming, com a recuperação do calor, feita por uma caldeira de recuperação com queima suplementar, proveniente dos gases residuais de dois fornos de tratamento térmico existentes no setor de laminação da siderúrgica em questão. Ao gerar-se vapor na caldeira, este fluido faria o acionamento de uma turbina a vapor com uma extração. Desta extração sairia o vapor nas condições adequadas para atender os dois processos, e a potência gerada pela turbina seria suficiente para atender a demanda elétrica desejada. Na análise verificou-se que esta proposta não apresentou viabilidade, pois a vazão de gases dos fornos foi cerca de dez vezes menor que a necessária a ser recuperada para gerar vapor em quantidade suficiente para atender as demandas térmicas.

Já a segunda opção foi uma planta operando em um ciclo topping, com uma caldeira de recuperação com queima suplementar realizando a recuperação do calor proveniente dos gases de escape de um motor de combustão interna. Nesta opção a existência de uma turbina a vapor foi dispensada, com o vapor gerado na caldeira de recuperação sendo direcionado diretamente aos processos industriais. Esta proposta apresentou viabilidade técnica, com a utilização de um motor fabricado pela empresa Wartsila, modelo 16V334SG, que atendeu tanto a demanda térmica que a demanda elétrica, apresentando inclusive uma geração de

energia elétrica em excesso (cerca de 2000 kW), tendo potencial para atender outros equipamentos da usina.

Com base na proposta viável tecnicamente, iniciou-se o estudo de viabilidade econômica. O objetivo foi o cálculo do pay-back em relação ao investimento para a instalação da planta de cogeração. Para chegar a este objetivo foi necessário calcular a economia de energia elétrica, o acréscimo no consumo de gás natural na usina e a respectiva despesa e o valor investido. Com os cálculos feitos, e tomando-se como referência um pay back para este tipo de planta como sendo menor ou igual a 4 anos (FONTES et. al., 2010), o pay back calculado neste trabalho, 6 anos, não seria satisfatório. Mas este valor por si próprio não deve ser tomado como um argumento primordial para tomada de decisão, principalmente pelo fato do valor do investimento necessário, tarifas, e os custos adicionais de manutenção e operação terem sido estimados sem muitos subsídios (preços reais de equipamentos e serviços, principalmente). Sendo assim, esta análise econômica teve um caráter preliminar (ordem de grandeza) para uma análise mais aprofundada em relação a instalar ou não a planta de cogeração.

7. ANEXOS

ANEXO A – Dados do SRA.



THERMAX
Sustainable solutions
Energy & Environment



HOME

ABOUT US

PRODUCTS

NETWORK

TECHNICAL

CONTACT US

Home » Products » Hot Water Chiller » Specification Sheet – Low Temperature

Click on the arrow to view more models

HOT WATER LOW TEMPERATURE	MODEL LT 2	MODEL LT 3	MODEL LT 5
CAPACITY	64 KW	106 KW	166 KW
CHILLED WATER CIRCUIT			
Flow Rate	10.9 m ³ / Hr	18.1 m ³ / Hr	28.5 m ³ / Hr
Inlet / Outlet Temperature	12/7 °C	12/7 °C	12/7 °C
Pressure Drop	19 Kpa	3.5 Kpa	21 Kpa
COOLING WATER			
Flow Rate	20 m ³ / Hr	44 m ³ / Hr	63 m ³ / Hr
Inlet / Outlet Temperature	29/35.6 °C	29/34.4 °C	29/34.7 °C
Pressure Drop	39 Kpa	10 Kpa	86 Kpa
HOT WATER CIRCUIT			
Flow Rate	8.2 m ³ / Hr	14 m ³ / Hr	21.1 m ³ / Hr
Inlet / Outlet Temperature	90/80 °C	90/80 °C	90/80 °C
Pressure Drop	21 Kpa	1.2 Kpa	5 Kpa
POWER CONSUMPTION	5.1 KVA	5.1 KVA	5.1 KVA
DIMENSIONS (Length/Width/Height)	1.8/1.4/2.2 m	2.3/1.4/2.1 m	2.4/1.5/2.5 m
OPERATING WEIGHT	2.5 Tons	3 Tons	4 Tons

Hot Water Chiller

- Overview
- Specification Sheet
 - Low Temperature
 - Medium Temperature
 - High Temperature
- Salient Features
- Request for Proposal
- Steam Driven Chiller

ANEXO B – Dados do motor Wartsila

WÄRTSILÄ POWER PLANTS														
Performance data as guidelines for CHP calculations Wärtsilä gas fuelled generating sets at 50 and 60 Hz														
Performance data		Wärtsilä gas engines at frequency 50 Hz					Wärtsilä gas engines at frequency 60 Hz							
Engine		9L4SG	16V4SG	20V4SG	20V4DF		18V6DF	18V6SG	9L4SG	16V4SG	20V4SG	20V4DF	18V6DF	18V6SG
					Gas max	Load at max	Gas max	Load at max						
Engine optimization: NG ₂ (dry @ 15 vol-% O ₂)	kg/ kWh	95-190*	95-190*	95-190*	190-380*	1480-2000* (LFO)	190-380*	2000	95-190*	95-190*	95-190*	95-190*	190-380*	2000
						1600-2000 (HFO)								
Electric power	kW	4343	7744	9730	8730	8730	16638	16638	18321	4169	7434	9341	8430	8430
Heat rate ¹⁾	kJ/ kWh	7843	7619	7779	8001	8127	7496	7233	7411	7843	7619	7779	8001	8127
Efficiency ¹⁾	%	45.9	46.0	46.2	44.8	44.3	48.0	48.4	48.6	45.9	46.0	46.2	44.8	44.3
High temperature circuit: inlet/outlet ²⁾	°C	82/96	81/96	79/96	82/96	73/91	79/91	74/91	78/92	82/96	82/96	80/96	82/96	73/91
– HTAC temperature inlet/outlet	°C	88/96	88/96	87/96	88/96	81/91	84/91	81/91	83/92	89/96	89/96	88/96	89/96	84/91
– Cylinder temperature inlet/outlet	°C	82/98	81/98	79/97	82/99	73/81	79/84	74/81	78/83	82/99	82/99	80/98	82/99	73/82
Low temperature circuit inlet/outlet	°C	36/45	36/47	36/48	36/47	36/49	36/48	42/57	36/49	36/44	36/46	36/48	36/47	36/48
– Lubrication oil circuit inlet/outlet	°C	63/77	63/79	63/80	63/79	63/80	63/74	63/79	63/74	63/76	63/79	63/80	63/78	63/79
– LTCAC temperature inlet/outlet	°C	36/40	36/40	36/41	36/41	36/42	36/42	42/48	36/43	36/38	36/41	36/41	36/42	36/42
Charge air flow	± 5% kg/s	6.7	12.0	15.1	14.2	17.5	27.2	32.0	30.1	6.4	11.5	14.6	13.6	16.7
Exhaust gas flow	± 5% kg/s	8.9	12.4	15.5	14.6	17.9	27.9	32.9	31.0	6.6	11.9	14.9	14.0	17.2
Exhaust gas temp	± 15°C °C	300	300	300	300	306	373	368	375	300	300	300	306	373
Exhaust gas energy	± 10% kW	2809	5013	6289	5729	5864	10708	11783	11911	2687	4810	6028	5600	5727

ANEXO C – Caracterização da proposta de planta de cogeração como cogrador qualificado:

Segundo a resolução 235 da ANEEL, um cogrador qualificado precisa atender aos seguintes requisitos mínimos de racionalidade energética:

a) $\frac{E_t}{E_f} \geq 15\%$, onde:

- E_t = energia da utilidade calor [kWh/h];
- E_f = energia da fonte [kWh/h]

No caso:

$$E_t = \dot{m}_v(h_v - h_a) = 1,14 \times (2868 - 126) = 3125,88 [\text{kWh/h}]$$

$$E_f = \dot{m}_{comb} \times PCI = 0,3492 \times 44000 = 15804,8 [\text{kWh/h}]$$

$$\frac{E_t}{E_f} = 19,78\% - \text{OK!}$$

b) $\frac{E_t}{E_f} \div X + \frac{E_e}{E_f} \geq F_c \%$, onde:

- E_e = capacidade de energia eletromecânica instalada [kWh/h];
- X e $F_c \%$ = fatores retirados da tabela existente no §1º do artigo 4º da resolução.

No caso:

$$\frac{3125,88}{15804,8} \div 2,13 + \frac{7434}{15804,8} \geq 44\%$$

$$54\% \geq 44\% - \text{OK!}$$

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

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

FERRÃO, Paulo Daniel Mesquita; WEBER, Fábio Angheben. Cogeração. In: COBENGE, 29., 2001, Porto Alegre. **COGERAÇÃO: UMA ABORDAGEM SOCIOECONÔMICA.** Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2001. p. 8 - 14.

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

BALESTIERI, José Antonio Perrella. **Máquina térmicas: material de apoio à disciplina.** curso de Engenharia Mecânica: UNESP. 180 f. Notas de aula.

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

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

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

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

TOTTEN, George Edward (Ed.). **Steel heat treatment: equipment and process design**. 2ª edição Boca Raton: Taylor & Francis, 2007. 713 p.

Site Institucional COMGÁS – Companhia de Gás de São Paulo. Disponível em <<http://www.comgas.com.br/tarifas.asp>>. Acessado em 13/12/2011.

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 21/11/2011.

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.

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.