

# COMPARAÇÃO TERMODINÂMICA ENTRE CHILLERS POR COMPRESSÃO E DE ABSORÇÃO UTILIZANDO GÁS NATURAL.

45010

**RESUMO:** *Este trabalho fornece uma comparação entre cinco resfriadores de líquido destinados a aplicações de conforto térmico. Destes, quatro funcionam conforme ciclo de compressão à vapor, utilizando compressor alternativo, scroll, centrífugo e parafuso, e um trabalha segundo um ciclo de absorção por queima direta, utilizando como insumo energético básico o gás natural. Esta comparação baseia-se em parâmetros termodinâmicos, tais como coeficiente de performance(COP) e eficiência exergética( $\psi$ ), utilizando como ferramenta auxiliar o custo operacional por TR.*

*Palavras-chave:* Refrigeração, termodinâmica, energia, exergia, gás natural.

## 1.INTRODUÇÃO

O ser humano mantém uma relação com o meio ambiente baseada em circunstâncias. Quando o clima é quente, o homem repousa na sombra; nas épocas frias, ele procura abrigo nos espaços reclusos para se proteger do vento e da chuva. O homem fisicamente desprotegido teve de inventar a moradia. O desenvolvimento inicial das moradias causou o aparecimento de determinadas necessidades; as janelas, por exemplo, eram necessárias para a iluminação e renovação do ar. Entretanto, desde o fim da segunda guerra, a função da janela tem mudado com o desenvolvimento do ar condicionado. Simultaneamente, o uso de iluminação elétrica removeu o que seria outro objetivo importante das janelas; elas se tornaram hoje de pequena necessidade no planejamento de um edifício. A construção subterrânea tem permitido, por exemplo, melhor utilização do espaço disponível para a construção.

Enquanto o homem tem sido capaz, desde a época pré-histórica, de aumentar a temperatura utilizando o fogo, recentemente ele se tornou capaz de diminuir a temperatura do ar ambiente e assim, se livrar das agruras dos dias quentes. Nos dias atuais, as constantes crises energéticas associadas aos constantes aumentos das tarifas de energia elétrica afligem a todos e limitam o uso deste insumo energético por parte de maioria da população, principalmente em aplicações de conforto térmico.

Os sistemas criados para atender as necessidades inerentes a vida moderna estão acentuados de forma clara na área da conservação de alimentos, medicamentos, conforto térmico e controle de ambiente na indústria. Estes sistemas são usuais em duas tecnologias propostas, na utilização da compressão de vapor e na absorção. A utilização de sistemas por absorção, vale-se de gás natural como fonte de combustível em queima direta ou indiretamente, através dos sistemas de cogeração. Destaque deve ser dado ao fato do gás natural ser um combustível que apresenta custo relativamente baixo e com pouca emissão de elementos perniciosos ao meio ambiente.

## 2.EXERGIA

As mais variadas formas de energia existentes em nosso cotidiano apresentam diferentes qualidades. Estas diferenças manifestam-se na sua capacidade de suprir processos energéticos e serem convertidas em outras formas de energia. A capacidade de realizar trabalho tem sido considerada como uma medida da qualidade de energia. Para encontrar o nível correto desta, precisamos considerar a parte que interage com o meio externo durante os processos energéticos.

A manutenção de existência humana é possível através da utilização de recursos naturais. Tais recursos são porções de matéria que, na sua composição química e/ou parâmetros de estado, diferem dos valores comumente encontrados na natureza. O conjunto destes valores comuns é denominado estado de referência (nível zero), quando calculamos a utilidade prática da energia para recursos naturais e produtos industriais portadores de energia. Rant (1964) denominou a capacidade de realizar trabalho com relação a um determinado nível de referência como sendo “exergia”. Ainda neste trabalho, o mesmo autor definiu exergia como sendo a parte da energia que pode ser completamente convertida em qualquer outra forma de energia.

A maioria dos processos envolvidos neste trabalho envolve fluxo de energia e massa através das fronteiras de determinados volumes de controle. Para tais fluxos, ao excluirmos efeitos nucleares, elétricos e magnéticos, a exergia(b) de um fluxo se divide em quatro componentes: exergia cinética( $b_c$ ), exergia potencial( $b_p$ ), exergia física( $b_f$ ) e exergia química( $b_q$ ), conforme a Eq. (1):

$$b = b_c + b_p + b_f + b_q \quad (1)$$

Ao considerar processos cíclicos, é suficiente aplicar apenas as exergias física e química. A exergia física expressa-se da seguinte forma:

$$b_f = h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0) \quad (2)$$

Na Eq. (2)  $h_i$  e  $s_i$  correspondem, respectivamente, à entalpia e entropia em uma determinada condição. Já  $T_0$ ,  $h_0$  e  $s_0$  são temperatura, entalpia e entropia para o estado de referência(nível zero). A exergia química de combustíveis gasosos, que é um dos objetivos deste trabalho, pode ser determinada através das tabelas de exergia química padrão dos elementos. Objetivando simplicidade nos cálculos desta, Szargut *et al.*(1988) propôs um método estatístico para determinar a exergia química de combustíveis. Partindo dos valores encontrados nas tabelas, equações de regressão foram determinadas, expressando a dependência do fator  $\beta = b_q/PCI$  como função das razões atômicas(H/C, O/C, N/C e S/C). A Eq. (3) expressa a relação de regressão para os combustíveis hidrocarbonetos gasosos, grupo do qual faz parte o gás natural.

$$\beta = 1,0334 + 0,0183 \frac{H}{C} + 0,0694 \frac{1}{N_c} \quad (3)$$

Ainda nesta Eq. (3),  $N_c$  representa o número médio de átomos de carbono contidos na molécula do combustível. Podemos então determinar a exergia química de combustão através da relação  $b_q = \beta \cdot PCI$ .

### 3. GÁS NATURAL

O Gás Natural, consiste em uma mistura de gases inorgânicos e hidrocarbonetos saturados contendo principalmente metano, cuja composição qualitativa e quantitativa depende dos fatores envolvidos no processo de produção, coleta e escoamento do gás. O mesmo é encontrado em rochas porosas no subsolo, freqüentemente acompanhado por petróleo, constituindo um reservatório. Este pode ser dividido em associado e não-associado. Gás associado é aquele que, no reservatório, está dissolvido no óleo. O Gás não-associado é aquele que, no reservatório, está livre ou em presença de quantidades muito pequenas de óleo.

No Brasil, a utilização do gás natural teve início da década de 40, com as descobertas de óleo e gás na Bahia. Atualmente, as reservas de Gás Natural do Brasil são amplas e novas reservas estão sendo descobertas, o que garante o abastecimento em todo o território brasileiro por muito tempo. Isto faz deste um insumo cuja importância será cada vez maior dentro da matriz energética nacional. A Tab. (1) mostra a composição típica e as propriedades gerais do gás natural utilizado em nosso trabalho. Este gás é distribuído pela companhia de gás do estado da Bahia – Bahiagás.

Tabela 1 – Composição típica e propriedades do gás natural

| Componente                                    | % Vol.  |
|---|---------|
| Metano  | 88,82   |
| Etano   | 8,41    |
| Propano                                       | 0,55    |
| Nitrogênio                                    | 1,62    |
| Dióxido de carbono                            | 0,60    |
| Densidade relativa ao ar.                     | 0,62    |
| Poder calorífico superior(KJ/m <sup>3</sup> ) | 39355,9 |
| Poder calorífico inferior(KJ/m <sup>3</sup> ) | 35169,1 |

Munidos das informações contidas na Tab. (1), calculamos o fator  $\beta$  e, conseqüentemente, a exergia química específica de combustão para este gás natural. Substituindo os devidos valores na Eq. (3), encontramos  $\beta = 1,04$  e  $b_q = 36575,9 \text{ KJ/m}^3$ .

### 4. CICLOS DE COMPRESSÃO A VAPOR

Dentre todos os ciclos frigoríficos, o ciclo de compressão a vapor é o mais utilizado na prática. Neste ciclo, o vapor é comprimido e condensado, tendo posteriormente sua pressão diminuída de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão e assim absorver o calor do recinto a ser refrigerado.

Para que uma avaliação do desempenho de um ciclo de refrigeração possa ser feita, uma eficiência deve ser delimitada. Entretanto, nestes ciclos, não podemos determinar o desempenho através da eficiência, porque este termo é utilizado para denominar a razão entre as energias de entrada e saída. Tal razão poderia nos conduzir a interpretações equivocadas se aplicada a um sistema de refrigeração, uma vez que a energia(calor) que sai no condensador é geralmente perdida. Conseqüentemente, e em um ciclo frigorífico, o desempenho é determinado através do coeficiente de eficácia(também chamado de coeficiente de performance ou COP), dado pela Eq. (4).

$$C_{op} = \frac{q_1}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (4)$$

Um coeficiente de eficácia elevado é interessante, pois equivale a uma quantidade pequena de trabalho do compressor para uma correspondente refrigeração. Com base nestas premissas, podemos também fazer uma avaliação de segunda lei, empregando para isso o conceito de eficiência exergética ou racional ( $\psi$ ), cuja Eq. (5), proposta por Szargut(1988) é:

$$\psi = \frac{\Delta B_{\text{água}}}{W} = \frac{m[(h_s - T_o \times s_s) - (h_e - T_o \times s_e)]}{W} \quad (5)$$

A equação (5) calcula a exergia no evaporador a partir da quantidade de calor cedida pela água, onde  $h_s$  e  $s_s$  correspondem a entalpia e entropia da água no ponto de saída no evaporador, e  $h_e$  e  $s_e$  são a entalpia e a entropia da água no ponto de entrada do evaporador.  $T_o$  é a temperatura ambiente (298,15K). Desta forma, podemos calcular diretamente a eficiência de segunda lei do ciclo a partir dos fluxos exergéticos do fluido refrigerado e do trabalho realizado no compressor.

Outro parâmetro de fundamental importância na análise do aparelho é o custo operacional por tonelada de refrigeração ( $\$_{OP}$ ), que depende da potência consumida pelo aparelho ( $W$ ) da sua capacidade ( $q_1$ ) e da tarifa de energia ( $\$_{KWH}$ ), conforme a Eq (6):

$$\$_{OP} = \frac{W * \$_{KWH}}{q_1} \quad (6)$$

#### 4.1. Ciclo de compressão a vapor utilizando compressor alternativo:

No compressor alternativo ou recíproco, um êmbolo move-se alternadamente dentro de um cilindro, com as válvulas de aspiração e descarga dispostas convenientemente para permitir a compressão. Durante o tempo de aspiração do êmbolo, gás refrigerante entra no cilindro pela válvula de aspiração, que pode ser localizada no próprio êmbolo ou no cabeçote. Na compressão, o êmbolo comprime o refrigerante e, posteriormente o impulsiona para fora através da válvula de descarga.

Tendo o propósito de quantificarmos as vantagens e eficiências deste tipo de equipamento, estudamos um Chiller da marca YORK refrigerado a água, modelo YCWZ33AB0. Consultando o catálogo técnico do referido equipamento e considerando a vazão nominal de água como 75% da máxima para todos os chillers por compressão, obtivemos características dadas pela Tab (2):

Tabela 2 – Características de um chiller operando com um compressor alternativo.

|  |                  |
|--|------------------|
| Capacidade( $q_1$ )                                  | 200,9Kw(57,14TR) |
| Potência(compressor)                                 | 50,8 Kw          |
| Vazões de água(min-Max)                              | 4,3l/s-15,8l/s   |
| Temperatura água saída/entrada do evap.( $T_e/T_E$ ) | 7°C/11,06°C      |
| Coeficiente de performance(COP)                      | 3,95             |
| Eficiência Racional( $\Psi$ )                        | 0,245            |
| Custo operacional por TR(R\$/h*TR)                   | 0,276            |

## 4.2. Ciclo de compressão a vapor utilizando compressor scroll

O compressor scroll utiliza duas peças em forma de espiral para comprimir o refrigerante, sendo que estas duas peças são montadas face-a-face. A espiral maior é fixa e contém a porta de descarga do compressor. A espiral menor é móvel e acionada pelo eixo do motor. A sucção do refrigerante ocorre nas extremidades e a descarga ocorre através de uma porta localizada no centro da espiral fixa.

Com o propósito de calcularmos as eficiências deste tipo de equipamento, selecionamos um Chiller da marca TRANE refrigerado a água, modelo CGWD060. Consultando o catálogo técnico do referido equipamento, obtivemos as características e calculamos as eficiências. Os valores constam na Tab. (3).

Tabela 3 – Características de um chiller funcionando com um compressor scroll.

|  |                 |
|--|-----------------|
| Capacidade( $q_l$ )                                  | 206,7Kw(58,8TR) |
| Potência(compressor)(W)                              | 51,8 Kw         |
| Vazões de água(min-max)                              | 6,1l/s-17,7 l/s |
| Temperatura água saída/entrada do evap.( $T_e/T_E$ ) | 7°C/10,75°C     |
| Coeficiente de performance(COP)                      | 3,99            |
| Eficiência Racional( $\Psi$ )                        | 0,252           |
| Custo operacional por TR(R\$/h*TR)                   | 0,273           |

## 4.3. Ciclo de compressão a vapor utilizando compressor centrífugo

Sob o ponto de vista construtivo, o compressor centrífugo se assemelha bastante com a bomba centrífuga. O fluido é admitido pela abertura central do rotor e, pela ação da força centrífuga, desloca-se para a periferia. Assim, as pás do rotor imprimem uma grande velocidade ao gás e elevam sua pressão. Do rotor o gás se dirige para as pás do difusor ou para uma voluta, onde parte da energia cinética é transformada em pressão. A velocidade deste gás é resultado de duas componentes; uma componente de velocidade radial, que é diretamente proporcional a vazão de gás refrigerante e outra componente de velocidade tangencial, que é uma função do diâmetro da turbina e da RPM.

Para calcularmos as eficiências deste tipo de equipamento, selecionamos um Chiller da marca TRANE refrigerado a água, modelo CVHF 485. Consultando o catálogo técnico do referido equipamento, pudemos levantar suas características e calcular suas eficiências. Os valores encontrados constam na Tab. (4).

Tabela 4 – Características de um chiller funcionando com um compressor centrífugo.

|  |                 |
|--|-----------------|
| Capacidade( $q_l$ )                                  | 1705,3Kw(485TR) |
| Potência(compressor)(W)                              | 453 Kw          |
| Vazões de água(min-max)                              | 22l/s-147 l/s   |
| Temperatura água saída/entrada do evap.( $T_e/T_E$ ) | 7°C/10,75°C     |
| Coeficiente de performance(COP)                      | 3,76            |
| Eficiência Racional( $\Psi$ )                        | 0,24            |
| Custo operacional por TR(R\$/h*TR)                   | 0,289           |

## 4.4. Ciclo de compressão a vapor utilizando compressor parafuso

Neste compressor, também chamado de screw, o rotor macho com quatro ressaltos, aciona o rotor fêmea, que está alojado em uma carcaça estacionária. O refrigerante entra pela parte superior de uma

extremidade do compressor e o deixa pela parte inferior da outra extremidade. Na região de aspiração do compressor é produzido vácuo, induzindo a entrada do vapor de refrigerante. Antes do espaço entre ressaltos deixar a região de entrada do gás, toda a cavidade é preenchida pelo gás. À medida que a rotação continua, o gás retido se move, circulando pela carcaça do compressor, até que o ressalto do rotor macho começa a se encaixar na cavidade do rotor fêmea, diminuindo o volume dessa cavidade e comprimindo o gás. Em dado instante, durante o processo de compressão o orifício de descarga é atingido, ocorrendo à descarga através do processo de encaixe do ressalto na depressão dos rotores.

Com o intuito de calcularmos as eficiências para este tipo de equipamento, selecionamos um resfriador de líquido(Chiller) cuja marca é TRANE, sendo este refrigerado a água, modelo RTWA100(padão). Tomando-se como base o catálogo técnico do chiller, obtivemos as características necessárias e calculamos as eficiências. Os valores estão todos na Tab. (5).

Tabela 5 – Características de um chiller operando com um compressor parafuso.

|  |                  |
|--|------------------|
| Capacidade( $q_l$ )                                  | 394,9Kw(112,3TR) |
| Potência(compressor)(W)                              | 84,8 Kw          |
| Vazões de água(min-max)                              | 7,6l/s-22,7l/s   |
| Temperatura água saída/entrada do evap.( $T_e/T_E$ ) | 7°C/12,55°C      |
| Coeficiente de performance(COP)                      | 4,66             |
| Eficiência Racional( $\Psi$ )                        | 0,275            |
| Custo operacional por TR(R\$/h*TR)                   | 0,234            |

## 5. CICLO DE ABSORÇÃO

Em um ciclo de absorção, o condensador, a válvula de expansão e o evaporador funcionam de maneira análoga à do ciclo de compressão de vapor. A diferença principal é o processo pelo qual o vapor de baixa pressão oriundo do evaporador tem sua pressão e temperaturas elevadas até o ponto de entrada no condensador. O compressor mecânico é substituído por um arranjo que pode ser chamado de compressor térmico(gerador, separador, absorvedor e trocador de calor). O fluido refrigerante irá trabalhar com um fluido auxiliar chamado de absorvente. Os fluidos mais utilizados em equipamentos desta espécie são água-brometo de lítio(LiBr) ou água-amônia(Nh3).

O aquecimento do gerador pode ser feito indiretamente por meio de água quente ou vapor(steam fired), ou diretamente, através da queima de combustível (direct fired). Na queima direta, o gás natural vem se apresentando como o combustível mais adequado, devido a diversas razões, dentre as quais podemos citar a facilidade de partida(chama piloto), a boa modulação da capacidade, o sistema de distribuição existente e o fato de não apresentar combustão poluente.

Dependendo da fonte de calor disponível, o sistema pode ser de simples efeito ou de duplo efeito, onde a separação é feita em dois níveis, aumentando assim a eficiência. Bombas são utilizadas para circular a solução, mas seu consumo é bem inferior à energia consumida por um compressor em uma instalação convencional. A eficácia(COP) para um ciclo de absorção é aproximadamente dada através da Eq (7):

$$COP = \frac{\text{Taxa de refrigeração}}{\text{Taxa de adição de calor ao gerador}} = \frac{q_e}{q_g} \quad (7)$$

Em alguns aspectos a aplicação do termo Cop para os sistemas de absorção não é feliz, porque o seu valor é consideravelmente menor que os dos ciclos de compressão de vapor. O valor relativamente baixo do Cop de um ciclo de absorção não deve ser considerado como desvantagem para os ciclos de

$$\psi = \frac{\ddot{A}B_{\text{Água}}}{\ddot{A}B_{\text{Combustível}} + W_{\text{Bomba}}} \quad (8)$$
$$\$_{OP} = \frac{Q^* \$_{COMB}}{q_l} \quad (9)$$

Diagrama de um sistema de refrigeração por absorção. O ciclo inclui um gerador aquecido por um queimador, um separador, um condensador com água quente, um evaporador com água gelada, um absorvedor e um trocador de calor. As setas indicam o fluxo do refrigerante e da solução concentrada/diluída. A legenda define: preto para solução concentrada, pontilhado para vapor de refrigerante e branco para solução diluída.

Para calcularmos as eficiências deste tipo de equipamento, selecionamos um Chiller de duplo efeito da marca TRANE refrigerado a água, modelo THERMACHILL ABDL450. Consultando o catálogo técnico do referido equipamento, bem como os dados da fornecedora do combustível(gás natural), obtivemos as características relacionadas na Tab. (6).

Tabela 6 – Características de um chiller a absorção por queima direta.

|   |  |
|---|--|
| Capacidade de refrigeração                        | 1519Kw(432TR)                                  |
| Consumo por parte das bombas                      | 7,8 Kw   |
| Calor ganho no gerador                            | 1413,8KW                                       |
| Poder Calorífico(PCI) do combustível(gás natural) | 36257KJ/m <sup>3</sup>                         |
| Vazão de combustível                              | 0,039m <sup>3</sup> /s(140,4m <sup>3</sup> /h) |
| Vazão nominal de água no evaporador               | 65,6l/s  |
| Coefficiente de performance(COP)                  | 1,08   |
| Eficiência Racional( $\Psi$ )                     | 0,136  |
| Custo operacional por TR(R\$/h*TR)                | 0,098  |

## 6 – COMPARAÇÕES E CONCLUSÃO:

Em um primeiro momento iremos fazer uma comparação energética, através do coeficiente de eficácia real (Cop). Para poder facilitar tais comparações , em todas as etapas construímos gráficos conforme a Fig. (2).

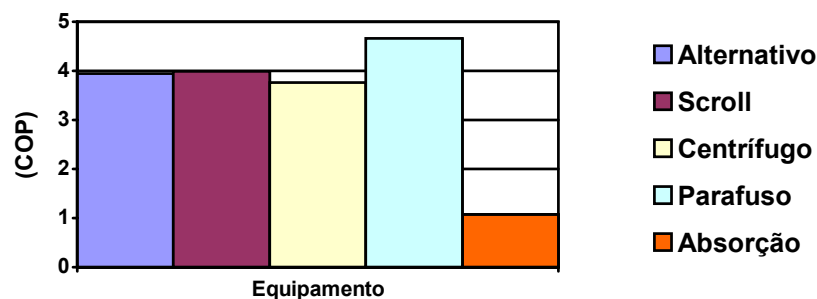


Figura 2 – Comparação energética entre os equipamentos.

Com base no gráfico acima, podemos constatar que do ponto de vista energético, os chillers por compressão levam enorme vantagem sobre o equipamento de absorção. Agora, iremos fazer uma comparação exérgica entre os equipamentos, utilizando como parâmetro para tal a eficiência exérgica ou racional( $\psi$ ), que pode ser melhor vislumbrada através da Fig. (3).

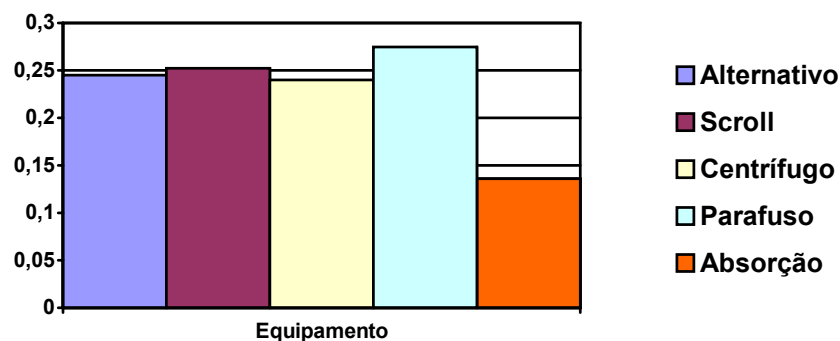


Figura 3 – Comparação exérgica entre os equipamentos.



A vantagem que do ponto de vista energético era grande (quatro vezes maior), do ponto de vista exergético se reduz, com o chiller de absorção chegando a possuir 60% da eficiência de um equipamento por compressão. Uma comparação econômica, neste caso é de fundamental importância para completar nosso estudo. Com este intuito, utilizaremos como um dos índices o custo operacional por TR, conforme ilustrado pela Fig. (4).

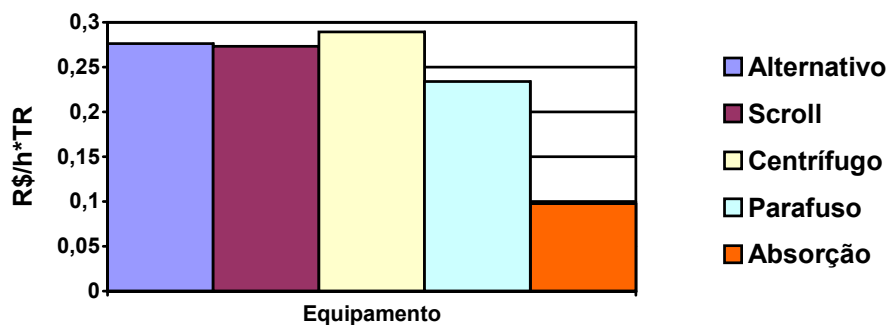


Figura 4 – Comparação econômica entre os equipamentos.

Neste caso, o pequeno valor de custo operacional do ciclo de absorção, constitui em uma imensa vantagem deste para com os demais equipamentos. Podemos concluir que apesar de ser muito inferior do ponto de vista energético, o chiller de absorção consegue reduzir esta diferença do ponto de vista exergético e, partindo para o ponto de vista econômico, consegue levar boa vantagem sobre os chillers de compressão (elétricos), fazendo dele uma alternativa pertinente do ponto de vista energético e superior, do ponto de vista econômico.

## 7. REFERÊNCIAS

- Szargut, J., Morris, D.R. and Steward, F.R., 1988, “Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes”, Hemisphere Pub. Co, New York, USA, 332p.
- Kotas, T. J., 1985, “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”, Butterworths, London, UK,
- Trane, 1997, “Resfriador de Líquido Condensação a Água e Compressores Scroll Modelo CGWD (20-60TR) CG-DS-2”, Trane, São Paulo, Brasil, 4p.
- Trane, 2001, “Centravac Liquid Chillers And Duplex Centrifugal Water Chillers Catalog CTV-PRC007”, Trane, La Crosse, United States, 52p.
- Trane, 1999, “Resfriador de Líquido tipo Parafuso Série R(70-125TR) RLC-DS-4”, Trane, São Paulo, Brasil, 56p.
- Trane, 2001, “Thermachill Two Stage Direct-fired Absorption Liquid Chillers(10-1100tons) ABS-PRC7”, Trane, La Crosse, United States, 52p.
- York, 1999, “Millenium – Liquid Chillers 150.24-EG2”, York, Pennsylvania, USA, 100p.
- Rant, Z., 1957, “A new word for “technical available work”, Allg. Wärmetech, vol. 8, no. 1, pp. 36.

# THERMODYNAMIC COMPARISON AMONG COMPRESSION CHILLERS AND ABSORPTION CHILLERS USING NATURAL GAS.

## 45010

**ABSTRACT:** *This paper supplies a comparison among five chillers destined to applications of thermal comfort. Of these, four works according to compression steam cycle, using reciprocating, scroll, centrifugal and screw compressor, and one works according to an absorption cycle by direct-fire, using as basic energy input the natural gas. This comparison is based on thermodynamic parameters, such as coefficient of performance(COP) and exergy efficiency( $\psi$ ), showing as an auxiliary tool the operational cost by refrigeration capacity (tons).*

*Keywords: Refrigeration, thermodynamic, energy, exergy, natural gas.*