

### **3**

## **Análise termodinâmica**

No presente capítulo apresenta-se uma análise termodinâmica do sistema de trigerção em estudo, baseado nas 1ª e 2ª leis da termodinâmica, o que conduz ao entendimento das eficiências energética e exergética do sistema, assim como às particularidades dos processos de transferência de calor e massa que nele acontecem, tanto no sistema quanto nos subsistemas e componentes.

Uma análise do sistema usando a 2ª lei da termodinâmica nos permite determinar a verdadeira capacidade de uso dos produtos energéticos do sistema.

Para o estudo do desempenho e eficiência de um sistema termoenergético como o aqui apresentado fez-se necessária a eleição de determinados critérios que permitam a avaliação destes parâmetros. A eficiência do sistema, calculada à luz da 1ª e 2ª leis da termodinâmica, permite analisar o sistema de forma a determinar as condições de operação de máxima eficácia para as condições de demanda a que é sujeito. Permite, também, comparar o sistema em duas situações diferentes: atuando como um sistema de cogeração e como um sistema de trigerção.

### **3.1.**

#### **Análise energética – 1ª lei da termodinâmica**

A figura 20 mostra esquematicamente a transferência e conversão de energia no sistema de trigerção.

Um balanço de energia global do sistema de trigerção leva em consideração os diferentes produtos energéticos e a contribuição da mistura combustível.

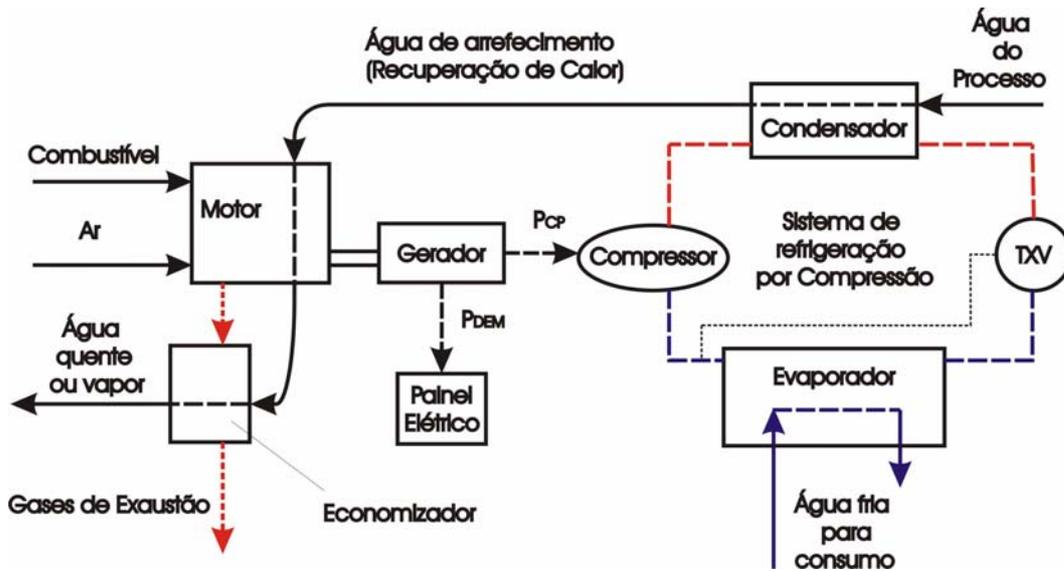


Figura 20 – Representação esquemática da distribuição da energia no sistema de trigerção

Esta análise é passível de ser realizada sobre o sistema em estudo. A conservação de energia pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\dot{m}_a h_a + \dot{m}_f H_f + \dot{Q}_{ref} = \dot{m}_w c_{p,w} \Delta T_w \Big|_{sistema} + \dot{m}_g c_{p,g} (T_g - T_{ao}) + (P_{GE} - P_{CP}) + \dot{Q}_{l,EG} \quad (3.1)$$

onde  $\dot{m}_a h_a + \dot{m}_f H_f$  representa a contribuição de energia dada ao sistema pela mistura ar – combustível (gás natural + óleo Diesel) e  $\dot{m}_w c_{p,w} \Delta T_w \Big|_{sistema}$ , o calor retirado pela água do sistema, o que inclui os calores de condensação, de arrefecimento do motor e recuperado dos gases de exaustão. A parcela  $\dot{m}_g c_{p,g} (T_g - T_{ao})$  representa o calor perdido nos gases de exaustão.  $(P_{GE} - P_{CP})$  é a diferença entre a energia elétrica produzida e a consumida (dentro do sistema) pelo compressor e  $\dot{Q}_{ref}$  o calor retirado da fonte fria, também chamado de carga térmica.

O termo  $\dot{Q}_{l,EG}$  representa as perdas ou a energia não quantificada entre os produtos energéticos do sistema. Essas perdas devem-se ao atrito interno do

sistema, ao calor transferido para o ambiente por convecção e radiação e à combustão incompleta do combustível.

Pretende-se, a partir desta análise, chegar-se a uma eficiência global ou razão de conversão de energia (*ECR*), que será apresentada em seção posterior. Entretanto, para se chegar aos pontos mais relevantes da análise do processo de trиграção e a um melhor entendimento do desempenho dos diferentes subsistemas e da sua influência sobre o rendimento global, faz-se necessária a análise de cada componente e subsistema, o que será apresentado nos itens que se seguem.

### 3.1.1. Subsistema motor – gerador

O subsistema motor–gerador pode ser analisado, em função da sua conformação, em duas partes: a) o grupo moto-gerador e b) o recuperador de calor dos gases de exaustão (economizador).

#### 3.1.1.1. Grupo moto – gerador

O núcleo do sistema de trиграção analisado é o motor a combustão interna operando com óleo Diesel e *GNV*, descrito no capítulo 2 do presente trabalho. O referido componente, assim como as correntes que através dele circulam, é apresentado, esquematicamente, na figura 21.

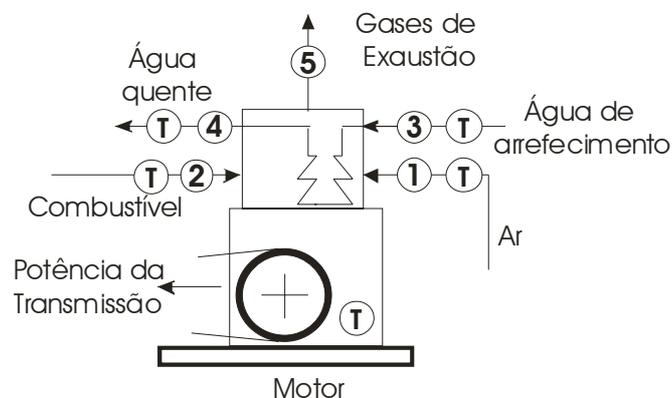


Figura 21 – Representação do motor

O balanço de energia do motor pode ser expresso segundo a equação:

$$\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_f H_f + \dot{m}_{wm} h_{w3} = P_{EG} + \dot{m}_{wm} h_{w4} + \dot{m}_g h_{g5} + \dot{Q}_{l,EG} \quad (3.2)$$

a qual considera o aporte de energia do ar e do combustível, o arrefecimento e a potência disponível no eixo do motor, o calor contido nos gases de exaustão e as perdas de calor e por atrito do referido componente.

O balanço de massa considera a entrada ao sistema de ar e combustível e a saída dos produtos da combustão completa do combustível na forma de gases de exaustão:

$$\dot{m}_f + \dot{m}_a = \dot{m}_g \quad (3.3)$$

onde  $\dot{m}_a$  é a vazão de ar que entra no motor,  $\dot{m}_g$  é a vazão dos gases de exaustão.  $\dot{m}_f$  é a vazão de combustível que se computa como a soma da vazão de óleo Diesel e da vazão de GNV, quando operando em modo bi-combustível:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{Df} + \dot{m}_{GNV} \quad (3.4)$$

A eficiência do acoplamento (a transmissão) entre o motor e o gerador elétrico pode ser analisada a partir da seguinte equação:

$$P_{EG} = P_{TR} + P_{l,TR} \quad (3.5)$$

onde  $P_{EG}$  é a potência no eixo do motor,  $P_{TR}$  é a potência aplicada no eixo do gerador e  $P_{l,TR}$  conjuga as perdas por atrito e deslizamento no acionamento por polias e correias do gerador. Pode-se calcular, então, a eficiência da transmissão segundo:

$$\eta_{TR} = \frac{P_{TR}}{P_{EG}} \quad (3.6)$$

O gerador elétrico é representado, esquematicamente, na figura 22. A eficiência deste componente pode ser calculada a partir da potência mecânica consumida no seu acionamento e a potência elétrica gerada, como apresentado nas equações (3.7) e (3.8).

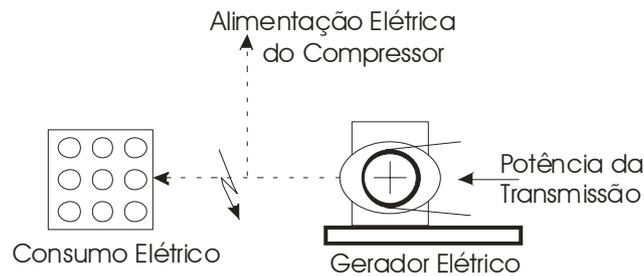


Figura 22 – Representação do gerador

$$P_{TR} = P_{GE} + \dot{Q}_{l,GE} \quad (3.7)$$

$$\eta_{ele} = \frac{P_{GE}}{P_{TR}} \quad (3.8)$$

A eficiência do conjunto gerador - acoplamento pode, então, ser calculada como:

$$\eta_{GE} = \eta_{TR} \eta_{ele} \quad (3.9)$$

de onde se obtém que:

$$P_{EG} = P_{GE} \eta_{GE} \quad (3.10)$$

### 3.1.1.2. Arrefecimento do motor

Pode-se representar a parcela correspondente ao calor de arrefecimento do motor,  $\dot{Q}_{EG}$ , como o calor absorvido pela água que circula pela camisa do mesmo, de acordo com a equação que segue:

$$\dot{Q}_{EG} = \dot{m}_{wm} c_{p,wm} \Delta T_{wm} \quad (3.11)$$

onde  $\dot{m}_{aw}$  é a vazão de água no motor,  $c_{p,aw}$  o calor específico médio da água no motor e  $\Delta T_{wm}$  a variação de temperatura da água no motor, calculada segundo:

$$\Delta T_{wm} = T_{w4} - T_{w3} \quad (3.12)$$

É importante se considerar que o processo de arrefecimento do motor se faz necessário para manter os níveis de temperatura dentro de certa faixa. Esta faixa estará limitada abaixo por condições (ligadas fundamentalmente à temperatura) que favoreçam o eficaz aproveitamento da energia liberada durante a combustão, e acima, pelas propriedades dos materiais que compõem o motor.

### 3.1.1.3. Recuperação dos Gases (inclui análise de queima do Diesel e da mistura bi-combustível)

Conforme já descrito, a recuperação de parte da energia térmica contida nos gases de exaustão, originados da combustão, se efetua no economizador. Água procedente da camisa do motor circula através de uma serpentina que se encontra em contato com a corrente dos gases de exaustão.

O balanço de energia no processo de recuperação de calor dos gases de exaustão, no economizador (figura 23), é expresso segundo a equação (3.13). Este balanço permite estabelecer uma análise da exatidão das medições efetuadas e, eventualmente, quantificar as perdas de calor para o ambiente.

$$\dot{m}_{wm} h_{w7} + \dot{m}_g h_{g5} = \dot{m}_{wm} h_{w8} + \dot{m}_g h_{g6} + \dot{Q}_{l,EC} \quad (3.13)$$

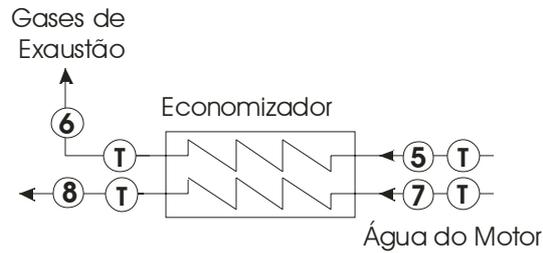


Figura 23 – Representação do economizador

O balanço de energia na água, expresso pela equação (3.14), proporciona a parcela de calor retirada dos gases de exaustão e que passa, desta forma, a integrar os produtos energéticos do sistema de trigeriação:

$$\dot{Q}_{EC} = \dot{m}_{wm} (h_{w8} - h_{w7}) \quad (3.14)$$

Já o balanço de energia nos gases de exaustão proporciona, além de um parâmetro de comparação para o balanço na água, uma medida das perdas no trocador de calor:

$$\dot{m}_g h_{g6} = \dot{Q}_{EC} + \dot{m}_g h_{g5} + \dot{Q}_{l,EC} \quad (3.15)$$

Para uma análise das propriedades dos gases de exaustão no economizador (i.e., à saída do motor e à saída do economizador) é preciso conhecer sua composição. Esta composição é calculada a partir da vazão mássica medida de ar e combustível, considerando-se a combustão completa de todo o combustível.

A composição média do óleo Diesel leve usado nos motores de combustão interna (Jóvaj e Máslov, 1978) é de 1,8 átomos de hidrogênio para cada átomo de carbono:  $C_n H_{1,8n}$ .

Esta relação, a qual é expressa em termos de fração mássica, pode ser computada como:

$$C = 0,870 \text{ kg/kg}_f \quad (3.16)$$

$$H = 0,126 \text{ kg/kg}_f \quad (3.17)$$

$$O_c = 0,004 \text{ kg/kg}_f \quad (3.18)$$

Um parâmetro importante na análise da combustão em motores é o coeficiente de excesso de ar,  $\lambda$ , o qual é calculado segundo a expressão:

$$\lambda = \frac{l}{l_o} \quad (3.19)$$

sendo  $l_o$  a massa teórica de ar ( $kg$ ) necessária para a combustão de um  $kg$  de óleo Diesel que, por sua vez, é calculada de acordo com a expressão:

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8 H - 0,04 \right) \quad (3.20)$$

para um valor médio de  $14,452 \text{ kg}_{Ar} / \text{kg}_{Diesel}$ .

$l$  é a massa real de ar, em quilogramas, que participa da combustão de um (1)  $kg$  de óleo Diesel. Então,  $\lambda$  pode se calcular pela equação que segue:

$$\lambda = \frac{\left( \text{kg}_{ar} / \text{kg}_f \right)_{real}}{\left( \text{kg}_{ar} / \text{kg}_f \right)_{teorico}} = \frac{\dot{m}_{ar} / \dot{m}_f}{l_o} \quad (3.21)$$

Os valores de  $\lambda$  para as condições de um motor Diesel de aspiração simples (sem compressão) oscilam entre valores que vão de 1,3 até 5 (Jóvaj e Máslov,

1978), a partir dos quais os valores de consumo de ar reais devem variar dentro de uma faixa 18,8 até 72,3  $kg/kg_f$ .

A massa total de mistura combustível fresca,  $kg/kg_f$ , em função do coeficiente de excesso de ar,  $\lambda$ , pode, então, ser calculada pela expressão que segue:

$$G = 1 + \lambda l_o \quad (3.22)$$

No caso de o motor estar consumindo somente óleo Diesel, o equacionamento que descreve a formação dos gases de exaustão, por combustão completa, é desenvolvido como segue (Jóvaj e Máslov, 1978):

O calor específico à pressão constante dos gases de exaustão,  $c_{p,g}$ , foi calculado em função da temperatura, tomando-se a média ponderada pela vazão mássica do  $c_p$  dos diferentes elementos presentes nos gases de exaustão (Jóvaj e Máslov, 1978), considerando a combustão completa do combustível.

A vazão dos diferentes produtos da combustão, em quilogramas por quilograma de combustível consumido, é calculada segundo as equações (3.23) a (3.26):

$$\dot{m}_{CO_2} = \frac{11}{3} C \quad (3.23)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 9H \quad (3.24)$$

$$\dot{m}_{O_2} = 0,21(\alpha - 1) a_{th} \quad (3.25)$$

$$\dot{m}_{N_2} = 0,79 \alpha a_{th} \quad (3.26)$$

Quando se realiza a substituição de Diesel por GNV, adotando a fórmula do motor bi-combustível, tanto a vazão de ar teórica necessária para a queima de 1 kg

de combustível quanto a vazão mássica dos diferentes componentes dos gases de exaustão passarão a ser função da taxa de substituição do Diesel, a qual é calculada segundo a expressão seguinte:

$$n\% = \frac{\dot{m}_{Diesel}|_{simple\ fuel} - \dot{m}_{Diesel}|_{dual\ fuel}}{\dot{m}_{Diesel}|_{simple\ fuel}} \times 100 \quad (3.27)$$

onde  $\dot{m}_{Diesel}|_{simple\ fuel}$  e  $\dot{m}_{Diesel}|_{dual\ fuel}$  são, respectivamente, o consumo de combustível Diesel do motor para uma potência e uma frequência de rotação dadas, operando com Diesel puro ou na fórmula bi-combustível.

Cârdú e Baica (2003) propõem uma abordagem segundo a qual a “mistura” de combustíveis pode se dividir em *combustível primário* (PF) e *combustível secundário* (SF), sendo que o SF é o encarregado de ativar o processo de combustão, melhorar ou garantir a ignição e contribui para a redução dos componentes poluentes dos gases de exaustão.

No presente trabalho PF corresponde ao óleo Diesel e SF ao gás natural. Mesmo não comprometendo a análise que se segue, a definição de Cârdú e Baica (2003) não se aplica completamente ao presente trabalho (Motor Diesel - Gás), visto que, neste caso, o óleo Diesel é o responsável pela ativação do processo de combustão (i.e., são as gotículas de óleo Diesel, dispersas na mistura ar – gás natural, que primeiro entram em combustão). Por outro lado, é o gás natural o combustível com o qual se busca a redução de emissões.

Uma *unidade de potência bi-combustível* (DFPU) pode ser entendida, então, como um “pacote” formado por um quilograma de PF e  $x$  quilogramas de SF. A massa de uma DFPU pode ser calculada como:

$$\frac{\dot{m}_{PF} + \dot{m}_{SF}}{\dot{m}_{PF}} = 1 DFPU \quad (3.28)$$

A quantidade (em quilogramas) de combustível SF que participa da mistura, por cada quilograma do combustível PF é expressa pelo coeficiente  $n$  determinado pela seguinte relação:

$$n = \frac{\dot{m}_{SF}}{\dot{m}_{PF}} \quad (3.29)$$

de onde obtém-se, então:

$$1 + n = 1DFPU \quad (3.30)$$

Os termos  $q_{PF}$  e  $q_{SF}$  são interpretados como as respectivas contribuições térmicas do PF e do SF segundo:

$$q_{PF} + q_{SF} = 1 \quad (3.31)$$

e calculados de acordo com as seguintes expressões:

$$q_{PF} = \frac{\dot{m}_{PF} H_{inf,PF}}{\dot{m}_{PF} H_{inf,PF} + \dot{m}_{SF} H_{inf,SF}} \quad (3.32)$$

e

$$q_{SF} = \frac{\dot{m}_{SF} H_{inf,SF}}{\dot{m}_{PF} H_{inf,PF} + \dot{m}_{SF} H_{inf,SF}} \quad (3.33)$$

Desta forma,  $n$  também pode ser calculado em função das expressões anteriores, conforme a seguir:

$$n = \frac{q_{SF}}{1 - q_{SF}} \frac{H_{inf,PF}}{H_{inf,SF}} \quad (3.34)$$

O *poder calorífico inferior equivalente*,  $H_{DF}$ , da “mistura” bi-combustível pode, então, ser definido em função de  $n$ :

$$H_{DF} = \frac{H_{PF} + n H_{SF}}{(1+n)} \quad (3.35)$$

sendo  $H_{DF}$  expresso em  $kJ/kg$ .

Como:

$$(1+n)kg = 1DFPU \quad (3.36)$$

então, o *poder calorífico inferior* referido a uma DFPU,  $H_{DF}^*$ , pode ser calculado segundo a seguinte equação:

$$H_{DF}^* = H_{PF} + n H_{SF} \quad (3.37)$$

e é expresso em  $kJ/kg$ .

### 3.1.2. Subsistema bomba de calor

O *chiller* (ou resfriador de água) é o conjunto de dispositivos e acessórios que garantem a produção de água gelada dentro de uma faixa de temperatura e vazão determinadas por projeto. Esta água irá alimentar algum outro sistema ou processo.

No caso do estudo apresentado, a produção de água gelada não responde a uma demanda previamente estabelecida. Produz-se água gelada para testar a capacidade do sistema e a influência desta produção sobre a eficiência global do sistema, em diferentes condições de operação.

Entre os componentes mais importantes do sistema encontram-se o compressor, o condensador, o evaporador e o dispositivo de expansão, dos quais far-se-á uma análise termodinâmica no presente capítulo.

### 3.1.2.1. Compressor

A equação (3.38), baseada nos pontos destacados na figura 24, representa o balanço de energia (1ª lei) do compressor:

$$\dot{m}_r h_{r12} + P_{CP} = \dot{m}_r h_{r13} + \dot{Q}_{l,CP} \quad (3.38)$$

onde  $P_{CP}$  é a potência elétrica consumida pelo compressor,  $\dot{m}_r h_{r12}$  e  $\dot{m}_r h_{r13}$  correspondem à energia do refrigerante na sucção e descarga do compressor, respectivamente.  $\dot{Q}_{l,CP}$  são as perdas decorrentes da rejeição de calor da carcaça do compressor para o ambiente.

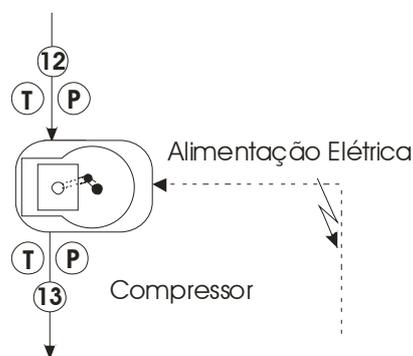


Figura 24 – Representação do compressor

A taxa de trabalho de compressão adiabática pode ser calculada em função dos estados de entrada e saída do refrigerante do compressor:

$$\dot{W}_{CP} = \dot{m}_r (h_{r13} - h_{r12}) \quad (3.39)$$

Define-se, então, a eficiência da compressão, calculada segundo a expressão que segue:

$$\eta_{CP} = \frac{\dot{W}_{CP}}{P_{CP}} \quad (3.40)$$

### 3.1.2.2. Condensador

O condensador, Figura 25, é o dispositivo que rejeita, na forma de energia térmica, o calor removido pelo refrigerante no evaporador e a parcela de energia equivalente ao trabalho de compressão do refrigerante. Este processo de rejeição pode se dar através da troca de calor indireta com ar ou água, num trocador de calor do tipo tubo–carcaça no caso da água ou de serpentina aletada, no caso do ar.

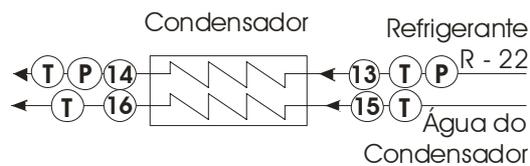


Figura 25 – Representação do condensador

No presente trabalho, desejando-se aquecer um fluxo de água, optou-se pelo tipo tubo–carcaça. Este tipo de trocador é o mais recomendável para o caso de altas capacidades de resfriamento, dada sua elevada relação *capacidade / área de troca*, quando comparado aos trocadores de tubo duplo ou casco e serpentina, configurações também possíveis para condensadores a água.

O balanço de energia no equipamento fornece:

$$\dot{m}_{wc} h_{w15} + \dot{m}_r h_{r13} = \dot{m}_{wc} h_{w16} + \dot{m}_r h_{r14} + \dot{Q}_{l,CD} \quad (3.41)$$

A taxa de transferência de calor à água no condensador pode ser calculada por:

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}_{wc} c_{p,wc} (T_{w16} - T_{w15}) \quad (3.42)$$

Nesta equação,  $\dot{m}_{wc}$  representa a vazão mássica e  $(T_{w16} - T_{w15})$  a variação de temperatura da água entre a entrada e a saída do condensador. O calor específico a pressão constante da água,  $c_{p,wc}$ , é calculado à temperatura média da água entre a entrada e a saída do condensador.

Seguindo esta mesma linha de análise, obtém-se o seguinte balanço de energia no lado do refrigerante:

$$\dot{m}_r h_{r13} = \dot{Q}_{CD} + \dot{m}_r h_{r14} + \dot{Q}_{l,CD} \quad (3.43)$$

de onde se deriva a expressão que segue, para o cálculo da taxa de transferência de calor no condensador:

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}_r (h_{r13} - h_{r14}) - \dot{Q}_{l,CD} \quad (3.44)$$

onde  $(h_{r13} - h_{r14})$  é a variação de entalpia específica do refrigerante entre a entrada e a saída do condensador.

A equação (3.43) parte do pressuposto de que a perda de calor,  $\dot{Q}_{l,CD}$ , ocorre do refrigerante para o meio ambiente. Isso é devido à configuração do sistema a que se refere o presente trabalho: o refrigerante, mais quente do que a água, escoar no lado da carcaça.

### 3.1.2.3. Válvula de expansão

O dispositivo de expansão utilizado no presente trabalho é uma válvula de expansão termostática, a qual garante um grau de superaquecimento, na saída do

evaporador, evitando, assim, a chegada de refrigerante em estado líquido ao compressor, o que pode redundar em grande dano a este. O funcionamento da válvula de expansão termostática é modelado pela seguinte equação:

$$T_r|_{sucção} = T_{evap} + \Delta T_{saq} \quad (3.45)$$

onde  $T_r|_{sucção}$  é a temperatura de entrada do refrigerante no compressor,  $T_{evap}$  é a temperatura de evaporação e  $\Delta T_{saq}$  é o grau de superaquecimento.

Assume-se o dispositivo de expansão como sendo adiabático, em correspondência com a equação (3.46), o que representa uma consideração bastante próxima da realidade.

$$h_{r14} = h_{r11} \quad (3.46)$$

onde  $h_{r14}$  e  $h_{r11}$  representam a entalpia específica do refrigerante à entrada e saída da válvula de expansão, respectivamente.

#### 3.1.2.4. Evaporador

O evaporador, representado na Figura 26, é o dispositivo encarregado de remover o calor do meio refrigerado, gerando assim o efeito refrigerante. Da mesma forma que no condensador, podem ser utilizados trocadores de calor do tipo tubo–carcaça ou tubo e aletas.

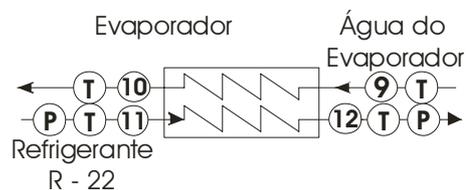


Figura 26 – Representação do evaporador

Uma particularidade neste equipamento refere-se à situação, quando a temperatura do meio refrigerado está abaixo da temperatura de congelamento da água. Neste caso usa-se um fluido intermediário, o qual costuma ser uma mistura

de água e etileno glicol ou as chamadas salmouras, que incluem sais como o NaCl. O trocador usado, no presente estudo, é do tipo casco-tubo, com água circulando no casco.

Analogamente ao condensador, o processo de remoção de calor pelo refrigerante pode ser analisado pelo seguinte balanço de energia:

$$\dot{m}_{we}h_{w9} + \dot{m}_r h_{r11} = \dot{m}_{we}h_{w10} + \dot{m}_r h_{r12} + \dot{Q}_{l,EV} \quad (3.47)$$

A capacidade frigorífica da instalação pode ser calculada, no lado da água, segundo a equação (3.48), abaixo:

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_{we}c_{p,we}(T_{w9} - T_{w10}) \quad (3.48)$$

onde  $\dot{m}_{we}$  representa a vazão de água no evaporador,  $c_{p,we}$ , o calor específico da água à temperatura média entre a entrada e a saída do evaporador e  $(T_{w9} - T_{w10})$ , a variação da temperatura da água entre a entrada e a saída do trocador.

A capacidade frigorífica poderá ser medida, também, em relação ao refrigerante:

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_r(h_{r12} - h_{r11}) + \dot{Q}_{l,EV} \quad (3.49)$$

onde  $\dot{m}_r$  é a vazão de refrigerante no sistema,  $h_{r12} - h_{r11}$ , a variação de entalpia específica do refrigerante entre a entrada e a saída do evaporador e  $\dot{Q}_{l,EV}$ , a taxa de transferência de calor entre o evaporador e o meio ambiente.

### 3.1.2.5. COP de refrigeração e de aquecimento

Os coeficientes de desempenho (*COP*) exprimem a eficiência do sistema de refrigeração (bomba de calor). Estes coeficientes, tanto na refrigeração quanto no

aquecimento, são expressos em termos do consumo de energia e da produção de frio e/ou calor.

O consumo de energia se expressa através da potência elétrica consumida pelo compressor:

$$P_{CP} = I_{CP} V_{CP} \cos(\varphi) \quad (3.50)$$

O *COP* de refrigeração é a razão entre o calor de evaporação,  $\dot{Q}_{EV}$ , e a potência consumida pelo compressor:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{EV}}{P_{CP}} \quad (3.51)$$

Já o *COP* de aquecimento é expresso em termos do calor de condensação,  $\dot{Q}_{CD}$ , em correspondência com a equação (3.52):

$$COP_{aqc} = \frac{\dot{Q}_{CD}}{P_{CP}} \quad (3.52)$$

### 3.1.2.6.

#### Outros componentes do sistema

Outros três componentes fazem parte do subsistema bomba de calor, embora sua análise não tenha feito parte do escopo do presente trabalho. As equações de balanço destes componentes são apresentadas a seguir.

#### Trocador de Calor (Aquecedor) - AQ

O aquecedor, como já comentado, simula a carga térmica ao evaporador. O balanço de energia global deste componente é dado pela expressão seguinte:

$$\dot{m}_{we} h_{w17} + \dot{m}_{wa} h_{w19} = \dot{m}_{we} h_{w18} + \dot{m}_{wa} h_{w20} + \dot{Q}_{l,AQ} \quad (3.53)$$

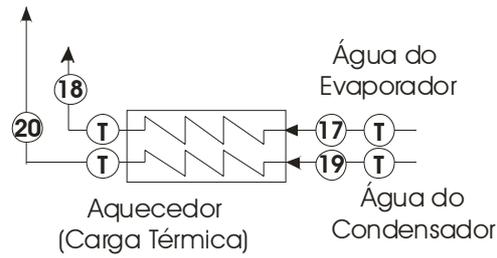


Figura 27 – Representação do aquecedor (carga térmica)

Já o balanço de massa vem dado por:

$$\dot{m}_{wa} = \dot{m}_{wc} - \dot{m}_{wm} \quad (3.54)$$

Os balanços individuais de energia são:

Balanço de Energia na Água Fria:

$$\dot{m}_{we} h_{w18} = \dot{m}_{we} h_{w17} + \dot{Q}_{AQ} \quad (3.55)$$

Balanço de Energia na Água Quente:

$$\dot{m}_{wa} h_{w19} = \dot{m}_{wa} h_{w20} + \dot{Q}_{AQ} + \dot{Q}_{l,AQ} \quad (3.56)$$

### Tanque Frio – TF

O tanque frio armazena a água do circuito de água fria, e está esquematizado na figura 28.

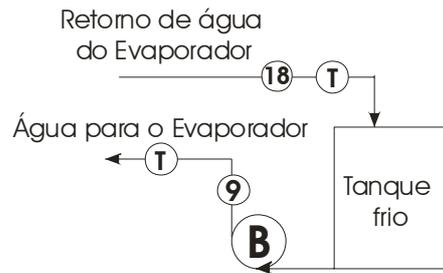


Figura 28 – Representação do tanque de armazenamento do circuito de água fria

O termo transiente refere-se à variação com o tempo da energia interna da água:

$$\frac{dU_{w,TF}}{dt} = m_{w,TF} c_{v,w9} \frac{dT_{w,TF}}{dt} \quad (3.57)$$

e o balanço de energia resulta em:

$$m_{w,TF} c_v \frac{dT}{dt} = \dot{m}_{w,TF} h_{w18} + \dot{Q}_{l,TF} - \dot{m}_{w,TF} h_{w9} \quad (3.58)$$

Durante o regime permanente, objeto do presente estudo, tem-se:

$$\dot{m}_{w,TF} h_{w9} + \dot{Q}_{l,TF} = \dot{m}_{w,TF} h_{w18} \quad (3.59)$$

### Tanque Quente – TQ

Analogamente, tem-se o esquema e as equações de balanço para o tanque de água quente.

$$\frac{dU_{w,TQ}}{dt} = m_{w,TQ} c_{v,w15} \frac{dT_{w,TQ}}{dt} \quad (3.60)$$

$$m_{w,TQ} c_{v,w15} \frac{dT}{dt} = \dot{m}_{wr} h_{w22} + \dot{m}_{wd} h_{w20} - \dot{Q}_{l,TF} - \dot{m}_{wd} h_{w21} - \dot{m}_{wc} h_{w15} \quad (3.61)$$

Em regime permanente, tem-se:

$$\dot{m}_{wr} h_{w22} + \dot{m}_{wa} h_{w20} = \dot{m}_{wc} h_{w15} + \dot{m}_{wd} h_{w21} + \dot{Q}_{l,TQ} \quad (3.62)$$

e,

$$\dot{m}_{wc} = \dot{m}_{wm} + \dot{m}_{wa} \quad (3.63)$$

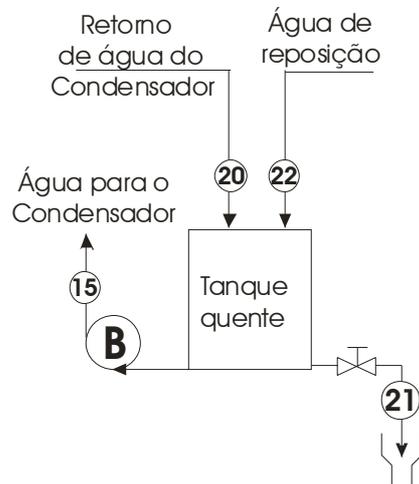


Figura 29 – Representação do tanque de armazenamento do circuito de água quente

### 3.1.3. Análise de eficiência

Com o intuito de otimizar o consumo de combustível e melhorar o desempenho da planta, combina-se a produção de energia elétrica, de calor e, eventualmente, de frio. Na medida em que isso se torna prática freqüente, novos critérios de eficiência devem ser adotados.

Define-se uma razão de conversão global da energia (*ECR*), baseada numa análise de 1ª lei do sistema, assumindo que: a) a energia elétrica produzida é suficiente para satisfazer a demanda da instalação; b) a temperatura na qual o calor é recuperado é suficientemente alta para satisfazer a demanda de aquecimento da instalação; c) a diferença entre a demanda de calor da instalação e o calor aproveitado do sistema é satisfeita por uma caldeira auxiliar (CA); e d) quando da produção de frio, a demanda é constante e da mesma magnitude que a produção do sistema.

### 3.1.3.1. Razão de Conversão de Energia – Cogeração

Desenvolveu-se, abaixo, uma expressão para a razão de conversão de energia para um sistema de cogeração (potência elétrica e calor). A razão de conversão da energia é aqui definida como sendo a energia total produzida dividida pelo consumo energético do sistema.

$$ECR = \frac{\dot{E}_{dem} + \dot{Q}_{dem}}{\dot{H}_f} \quad (3.64)$$

Uma outra razão adimensional,  $R_{EH}$ , compara as magnitudes das demandas de eletricidade e calor da instalação:

$$R_{EH} = \frac{\dot{Q}_{dem}}{\dot{E}_{dem}} \quad (3.65)$$

Substituindo a equação (3.65) em (3.64), e sabendo-se que o consumo total de combustível está dividido entre o motor e a caldeira auxiliar,

$$\dot{H}_f = \dot{H}_{f,EG} + \dot{H}_{f,CA} \quad (3.66)$$

obtem-se:

$$ECR = \frac{1 + R_{EH}}{\frac{\dot{H}_{f,EG} + \dot{H}_{f,CA}}{\dot{E}_{dem}}} \quad (3.67)$$

A caldeira auxiliar se caracteriza por sua eficiência,  $\eta_{CA}$ , de forma que:

$$\dot{H}_{f,CA} = \dot{Q}_{CA} \eta_{CA}^{-1} \quad (3.68)$$

Sabendo-se que a caldeira somente será acionada quando o calor recuperado,  $\dot{Q}_{rec}$ , não for suficiente para satisfazer a demanda da instalação,  $\dot{Q}_{dem}$ , tem-se:

$$\dot{Q}_{CA} = \dot{Q}_{dem} - \dot{Q}_{rec} \quad (3.69)$$

Substituindo (3.69) em (3.68):

$$\dot{H}_{f,CA} = (\dot{Q}_{dem} - \dot{Q}_{rec}) \eta_{CA}^{-1} \quad (3.70)$$

e, depois, (3.70) em (3.67):

$$ECR = \frac{1 + R_{EH}}{\frac{\dot{H}_{f,EG}}{\dot{E}_{dem}} + \frac{\dot{Q}_{dem} \eta_{CA}^{-1}}{\dot{E}_{dem}} - \frac{\dot{Q}_{rec} \eta_{CA}^{-1}}{\dot{E}_{dem}}} \quad (3.71)$$

Considera-se que calor é recuperado do sistema de arrefecimento do motor e dos gases de exaustão. Então:

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{Q}_{EG} + \dot{Q}_{EC} \quad (3.72)$$

As taxas de recuperação de calor do arrefecimento do motor e dos gases de exaustão dependem do balanço energético do motor (Greene e Lucas, 1969), caracterizado por  $\alpha_{EG}$ ,  $\alpha_{EC}$  e  $\alpha_{eixo}$ , e pela eficiência de recuperação dos dois dispositivos,  $\varepsilon_{EC}$  e  $\varepsilon_{EG}$ , de forma que:

$$\alpha_{eixo} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{H}_{f,EG}} \quad (3.73)$$

$$\alpha_{EG} \varepsilon_{EG} = \frac{\dot{Q}_{EG}}{\dot{H}_{f,EG}} \quad (3.74)$$

$$\alpha_{EC} \varepsilon_{EC} = \frac{\dot{Q}_{EC}}{\dot{H}_{f,EG}} \quad (3.75)$$

A soma de  $\alpha_{ec}$ ,  $\alpha_{ex}$  e  $\alpha_{shaft}$  não é necessariamente igual a 1 já que existem perdas não quantificadas no sistema (Greene e Lucas, 1969). Substituindo (3.74) e (3.75) em (3.72),

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{H}_{f,EG} (\alpha_{EG} \varepsilon_{EG} + \alpha_{EC} \varepsilon_{EC}) \quad (3.76)$$

e (3.76) em (3.71):

$$ECR = \frac{1 + R_{EH}}{\frac{\dot{H}_{f,EG}}{\dot{E}_{dem}} + \frac{\dot{Q}_{load}}{\dot{E}_{dem} \eta_{CA}} - \frac{\dot{H}_{f,EG} (\alpha_{EG} \varepsilon_{EG} + \alpha_{EC} \varepsilon_{EC})}{\dot{E}_{dem} \eta_{CA}}}$$

ou

$$ECR = \frac{1 + R_{EH}}{\frac{\dot{H}_{f,EG}}{\dot{E}_{dem}} \left[ 1 - \frac{(\alpha_{EG} \varepsilon_{EG} + \alpha_{EC} \varepsilon_{EC})}{\eta_{CA}} \right] + \frac{\dot{Q}_{dem}}{\dot{E}_{dem} \eta_{CA}}} \quad (3.77)$$

Da equação (3.73), e considerando a eficiência do gerador elétrico,

$$\eta_{GE} = \frac{\dot{E}_{dem}}{\dot{W}_{eixo}} \quad (3.78)$$

o consumo de combustível do motor,  $\dot{H}_{f,EG}$ , pode ser escrito como:

$$\dot{H}_{f,EG} = \frac{\dot{E}_{dem}}{\alpha_{eixo} \eta_{GE}} \quad (3.79)$$

Substituindo (3.65) e (3.79) em (3.77):

$$ECR = \frac{1 + R_{EH}}{\frac{1}{\alpha_{eixo} \eta_{GE}} \left[ 1 - \frac{(\alpha_{EG} \varepsilon_{EG} + \alpha_{EC} \varepsilon_{EC})}{\eta_{CA}} \right] + \frac{R_{EH}}{\eta_{CA}}} \quad (3.80)$$

Definindo  $\Gamma_{EG}$  e  $\Gamma_{eixoGE}$ , parâmetros do motor de recuperação de calor de rejeito e de produção de trabalho,

$$\Gamma_{EG} \equiv \alpha_{EG} \varepsilon_{EG} + \alpha_{EC} \varepsilon_{EC} \quad (3.81)$$

$$\Gamma_{eixoGE} \equiv \alpha_{eixo} \eta_{GE} \quad (3.82)$$

obtém-se uma expressão final para a razão de conversão de energia, escrita em termos de parâmetros característicos dos componentes do sistema, e da razão de demandas,  $R_{EH}$ , também, característica do sistema:

$$ECR = \frac{1 + R_{EH}}{\frac{1}{\Gamma_{eixoGE}} \left( 1 - \frac{\Gamma_{EG}}{\eta_{CA}} \right) + \frac{R_{EH}}{\eta_{CA}}} \quad (3.83)$$

### Calor Recuperado Excedente

Uma restrição ao domínio de  $ECR \times R_{EH}$ , na equação (3.83), resulta do fato de que, a fim de acionar o gerador para satisfazer a demanda de eletricidade,  $\dot{E}_{dem}$ , o calor recuperado do motor,  $\dot{Q}_{rec}$ , estará sempre disponível, independentemente do valor da demanda de calor da instalação (que pode ser menor do que  $\dot{Q}_{rec}$ ). Abaixo deste ponto, representado por  $R_{EH}^*$ , a equação (3.69) não é mais factível de se aplicar e é substituída:

$$R_{EH} \leq R_{EH}^* : \dot{Q}_{CA} = 0 \quad (3.84)$$

A condição estabelecida na equação (3.85) determina o valor de  $R_{EH}$  abaixo do qual a recuperação de todo o calor de rejeito disponível sobrepassaria a demanda da instalação:

$$\dot{Q}_{dem}^* = \dot{Q}_{rec}^* \quad @ \quad R_{EH} = R_{EH}^* \quad (3.85)$$

e

$$R_{EH}^* = \frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{E}_{dem}} \quad (3.86)$$

Das equações (3.76) e (3.79) obtém-se:

$$R_{EH}^* = \frac{(\alpha_{EG} \varepsilon_{EG} + \alpha_{EC} \varepsilon_{EC})}{\alpha_{eixo} \eta_{GE}} = \frac{\Gamma_{eixoEG}}{\Gamma_{eixoGE}} \quad (3.87)$$

Se a demanda de calor da instalação for menor do que todo o calor que se pode recuperar dos gases de exaustão e da água de arrefecimento, i.e.,  $R_{EH} \leq R_{EH}^*$ , somente a quantidade necessária para satisfazer a demanda é usada.

Das equações (3.64) e (3.79) obtém-se:

$$ECR(R_{EH} \leq R_{EH}^*) = \frac{\dot{E}_{dem} + \dot{Q}_{dem}}{\dot{H}_{f,EG}} = \frac{1 + \frac{\dot{Q}_{dem}}{\dot{E}_{dem}}}{\frac{\dot{H}_{f,EG}}{\dot{E}_{dem}}} = \frac{1 + R_{EH}}{\frac{\dot{H}_{f,EG}}{\dot{H}_{f,EG} \alpha_{eixo} \eta_{GE}}}$$

$$ECR(R_{EH} \leq R_{EH}^*) = (1 + R_{EH}) \alpha_{eixo} \eta_{GE} = (1 + R_{EH}) \Gamma_{eixoGE} \quad (3.88)$$

### 3.1.3.2.

#### Razão de Conversão de Energia – Trigerção

Para o caso do sistema encontrar-se operando em modo de trigerção, a equação (3.64) da taxa de conversão de energia,  $ECR$ , passa a incluir no numerador o termo referente ao efeito refrigerante,  $\dot{Q}_{EV}$ :

$$ECR = \frac{\dot{Q}_{EV} + \dot{Q}_{dem} + \dot{E}_{dem}}{\dot{H}_f} \quad (3.89)$$

Outras duas razões adimensionais,  $R_{CH}$  e  $R_{CE}$ , são introduzidas, comparando as magnitudes das demandas de frio, calor e energia elétrica:

$$R_{CH} = \frac{\dot{Q}_{dem}}{\dot{Q}_{EV}} \quad (3.90)$$

$$R_{CE} = \frac{\dot{E}_{dem}}{\dot{Q}_{EV}} \quad (3.91)$$

Note-se que a demanda de frio da instalação é igual à capacidade frigorífica da bomba de calor por compressão de vapor, e que essa é a única possibilidade de se produzir frio no sistema (i.e., água gelada).

Por um procedimento similar ao usado no caso da cogeração, obtém-se a seguinte expressão para  $ECR$ :

$$ECR = \frac{1 + R_{CH} + R_{CE}}{\frac{\dot{H}_{f,EG} + \dot{H}_{f,CA}}{\dot{Q}_{EV}}} \quad (3.92)$$

De modo análogo à análise do sistema de cogeração, chega-se a:

$$ECR = \frac{1 + R_{CH} + R_{CE}}{\frac{\dot{H}_{f,EG}}{\dot{Q}_{EV}} + \frac{\dot{Q}_{dem}\eta_{CA}^{-1}}{\dot{Q}_{EV}} - \frac{\dot{Q}_{rec}\eta_{CA}^{-1}}{\dot{Q}_{EV}}} \quad (3.93)$$

Na bomba de calor, o compressor consome eletricidade e calor e frio são obtidos do condensador e evaporador, respectivamente. Os coeficientes de

desempenho para refrigeração e aquecimento descrevem, sucintamente, o balanço de energia do ciclo da bomba de calor por compressão de vapor:

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{W}_{CP}} \quad (3.94)$$

$$COP_{aqc} = \frac{\dot{Q}_{CD}}{\dot{W}_{CP}} \quad (3.95)$$

Considerando a fração de energia do combustível que se transforma em trabalho no eixo do motor, o consumo de energia elétrica do compressor da bomba de calor pode ser calculado segundo a equação (3.96):

$$\dot{E}_{dem} + \dot{W}_{CP} = \alpha_{eixo} \eta_{GE} \dot{H}_{f,EG} \quad (3.96)$$

Das equações (3.94), (3.95) e (3.96), a capacidade frigorífica e o calor de condensação do chiller são calculados, respectivamente, de acordo com as equações (3.97) e (3.98):

$$\dot{Q}_{EV} = COP_{ref} \dot{W}_{CP} = COP_{EV} \left[ \alpha_{eixo} \eta_{GE} \dot{H}_{f,EG} - \dot{E}_{dem} \right] \quad (3.97)$$

$$\dot{Q}_{CD} = COP_{aqc} \dot{W}_{CP} = COP_{aqc} \left[ \alpha_{eixo} \eta_{GE} \dot{H}_{f,EG} - \dot{E}_{dem} \right] \quad (3.98)$$

Substituindo as equações (3.74), (3.75) e (3.98) em (3.72):

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{H}_{f,EG} \left( COP_{aqc} \alpha_{eixo} \eta_{GE} + \alpha_{EG} \varepsilon_{EG} + \alpha_{EC} \varepsilon_{EC} \right) - COP_{aqc} \dot{E}_{dem} \quad (3.99)$$

e, então, substituindo (3.99) em (3.93), obtém-se:

$$ECR = \frac{1 + R_{CH} + R_{CE}}{\frac{\dot{H}_{f,EG} + \frac{\dot{Q}_{dem}}{\dot{Q}_{EV}\eta_{CA}} - \frac{\dot{H}_{f,EG} (COP_{aqc} \alpha_{eixo} \eta_{GE} + \alpha_{EG} \varepsilon_{EG} + \alpha_{EC} \varepsilon_{EC}) - COP_{aqc} \dot{E}_{dem}}{\dot{Q}_{EV}\eta_{CA}}}{\dot{Q}_{EV}}} \quad (3.100)$$

De (3.97) obtém-se:

$$\dot{H}_{f,EG} = \frac{\frac{\dot{Q}_{EV}}{COP_{ref}} + \dot{E}_{dem}}{\alpha_{eixo} \eta_{GE}} \quad (3.101)$$

Decompondo (3.101) segundo a seqüência embaixo:

$$\frac{\dot{H}_{f,EG}}{\dot{Q}_{EV}} = \left[ \left[ \frac{\dot{Q}_{EV}}{COP_{ref}} + \dot{E}_{dem} \right] \frac{1}{\alpha_{eixo} \eta_{GE}} \right] \frac{1}{\dot{Q}_{EV}}$$

$$\frac{\dot{H}_{f,EG}}{\dot{Q}_{EV}} = \frac{\dot{Q}_{EV}}{COP_{ref} \alpha_{eixo} \eta_{GE} \dot{Q}_{EV}} + \frac{\dot{E}_{dem}}{\alpha_{eixo} \eta_{GE} \dot{Q}_{EV}}$$

e usando (3.82) e (3.91), obtém-se:

$$\frac{\dot{H}_{f,EG}}{\dot{Q}_{EV}} = \frac{1}{COP_{ref} \Gamma_{eixoGE}} + \frac{R_{CE}}{\Gamma_{eixoGE}} \quad (3.102)$$

Substituindo-se (3.81), (3.90) e (3.102) em (3.100) fica, então, *ECR* expressa como:

$$ECR = \frac{(1 + R_{CH} + R_{CE})(\Gamma_{eixoGE} \eta_{CA})}{\frac{1}{COP_{ref}} \left[ \eta_{CA} - (COP_{aqc} \Gamma_{eixoGE} + \Gamma_{EG}) \right] + R_{CE} [\eta_{CA} - \Gamma_{EG}] + R_{CH} \Gamma_{eixoGE}} \quad (3.103)$$

Uma restrição de  $R_{CE}$  resulta do fato de que, para acionar o chiller e produzir o frio,  $\dot{Q}_{EV}$ , calor vai ser produzido no motor e no condensador do chiller,  $\dot{Q}_{rec}$ . Assim, pode-se estabelecer que:

$$\dot{Q}_{dem} \geq \dot{Q}_{rec} \quad (3.104)$$

Substituindo as equações (3.99) e (3.101) em (3.104) e dividindo por  $\dot{Q}_{EV}$ :

$$R_{CH} \geq \frac{\left( \frac{1}{COP_{ref}} + R_{CE} \right)}{\alpha_{eixo} \eta_{GE}} (COP_{aqc} \Gamma_{eixoGE} + \Gamma_{EG}) - COP_{aqc} R_{CE} \quad (3.105)$$

A equação (3.105), acima, define o domínio da equação para  $ECR$ , (3.103).

Da mesma forma que no caso do sistema operando em modo de cogeração, se a demanda de calor for menor que o calor recuperável do sistema de arrefecimento e dos gases de exaustão do motor e do condensador do chiller, somente a quantidade equivalente à demanda de calor,  $\dot{Q}_{dem}$ , será aproveitada. A caldeira auxiliar não entrará em operação e, obviamente, o seu consumo de combustível será nulo.

Da equação (3.93) se obtém:

$$ECR = \frac{1 + R_{CH} + R_{CE}}{\frac{\dot{H}_{f,EG}}{\dot{Q}_{EV}}} \quad (3.106)$$

e das equações (3.82) e (3.101):

$$ECR = \frac{1 + R_{CH} + R_{CE}}{\left( \frac{\dot{Q}_{EV}}{COP_{ref}} + \dot{E}_{dem} \right) \alpha_{eixo} \eta_{GE} \dot{Q}_{EV}} = \frac{(1 + R_{CH} + R_{CE}) \alpha_{eixo} \eta_{GE}}{\frac{1}{COP_{ref}} + R_{CE}} = \frac{(1 + R_{CH} + R_{CE}) \Gamma_{eixoGE}}{\frac{1}{COP_{ref}} + R_{CE}} \quad (3.107)$$

para  $R_{CH} \leq \frac{\left( \frac{1}{COP_{ref}} + R_{CE} \right)}{\alpha_{eixo} \eta_{GE}} \left( COP_{aqc} \Gamma_{eixoGE} + \Gamma_{EG} \right) - COP_{aqc} R_{CE}$  da equação (3.105).

### 3.2. Análise exergética – 2ª lei

A termodinâmica estuda as leis que regem as transformações energéticas, as quais se encontram em quase todas as atividades humanas. Através dos seus princípios pode-se julgar a eficiência técnica dos processos produtivos, do ponto de vista das transformações da energia, tanto no que diz respeito às quantidades de energia implicadas no processo (*conservação da energia*) quanto ao relacionado com a qualidade das diferentes formas de energia e sua inevitável degradação.

A 2ª lei da termodinâmica trata especificamente da qualidade das diferentes formas de energia e estuda as causas que provocam sua degradação. Kotas (1985) define a qualidade da energia como a sua capacidade de provocar mudanças.

A exergia é definida, então, como o máximo trabalho que pode se obter de uma dada forma de energia, usando os parâmetros ambientais como o estado de referência. Estabelece-se, desta forma, a exergia como o padrão mais natural e conveniente para a avaliação da variação da qualidade da energia na análise de plantas térmicas e químicas, de acordo com Kotas (1985).

Quando se realiza uma análise exergética, pode-se achar os pontos ou processos onde se produzem as maiores imperfeições, i.e., os processos ou

mecanismos que provocam a maior destruição de exergia. A destruição de exergia é causada pelas irreversibilidades do próprio processo ou pela degradação da qualidade dos recursos energéticos.

Os processos reversíveis (ideais) constituem um limite teórico que permitem estabelecer o grau de perfeição dos outros processos: quaisquer que forem as transformações reais, o resultado será sempre uma quantidade de trabalho menor da que seria obtida de uma sucessão de processos reversíveis.

À definição de exergia está associada a definição de estado morto: aquele estado a partir do qual não ocorrem transformações no sistema por se encontrar (o sistema) em equilíbrio termodinâmico (térmico, mecânico e químico) com sua vizinhança. É por esta razão que a exergia de um sistema, num mesmo estado, apresentará valores diferentes na medida em que mudarem as condições do ambiente em que se encontra.

Quando da contabilidade da exergia, as quantidades que entram no sistema ou dispositivo devem transformar-se, na medida do possível, em exergia das correntes de saída. Estas correntes de saída são as que constituem o fim para o qual o referido sistema ou dispositivo foi concebido.

A discrepância entre os valores de exergia de entrada e saída está dada pelas perdas e irreversibilidades do processo. A parte dessa diferença devido a causas internas do sistema é chamada de exergia destruída e a que sai em correntes que não constituem produto para o qual o sistema foi concebido se conhece como perdas de exergia (Kotas, 1985).

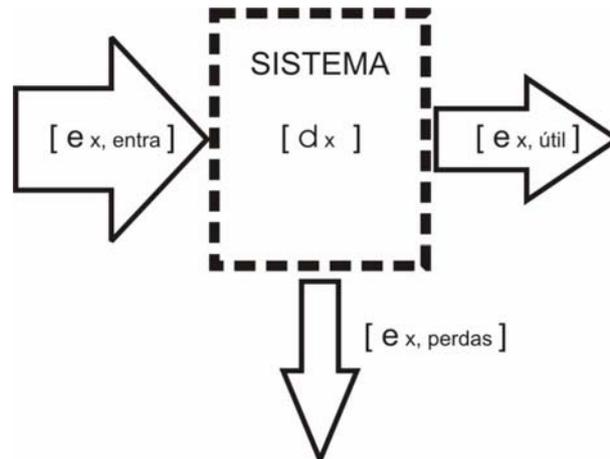


Figura 30 – Fluxo de exergia em um sistema

A equação (3.108) descreve o fluxo de exergia, representado na figura 30, para um sistema estacionário.

$$e_{x,entra} - e_{x,util} - e_{x,perdas} = d_x > 0 \quad (3.108)$$

A exergia de um sistema estacionário pode ser calculada conforme se segue:

$$e_{x,NFS} = (u - u_o) - T_o (s - s_o) + p_o (v - v_o) + e_{x,quim} \quad (3.109)$$

onde  $e_{x,NFS}$  e  $e_{x,quim}$  são, respectivamente, a exergia específica do sistema e a exergia química específica das substâncias que o compõem.  $u$ ,  $s$  e  $v$  são a energia interna específica, a entropia específica e o volume específico do sistema avaliados para o estado considerado. Os termos  $u_o$ ,  $s_o$  e  $v_o$  são, respectivamente, a energia interna específica, a entropia específica e o volume específico do sistema (não do ambiente) avaliadas para o estado morto.

Para uma corrente de massa, a exergia específica,  $e_{x,C}$ , inclui, ainda, a energia cinética, a energia potencial, o trabalho de fluxo. Não se inclui o termo de expansão por se considerarem fixas as fronteiras do sistema. Expressa-se o anterior através da equação (3.110).

$$e_{x,C} = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + e_k + e_p + e_{x,quim} \quad (3.110)$$

onde  $h$  é a entalpia específica da corrente avaliada para o estado considerado e  $h_o$  a entalpia específica da corrente avaliada para o estado morto. A exergia do calor transferido, de acordo com Kotas (1985), se determina pela equação que segue:

$$e_{x,Calor} = \dot{Q} \frac{(T - T_o)}{T} = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_o}{T} \right) \quad (3.111)$$

A componente química da exergia é relativamente difícil de se avaliar, dependendo da composição da substância que conforma o sistema e, portanto, de sua capacidade de reagir até uma composição de equilíbrio com o ambiente.

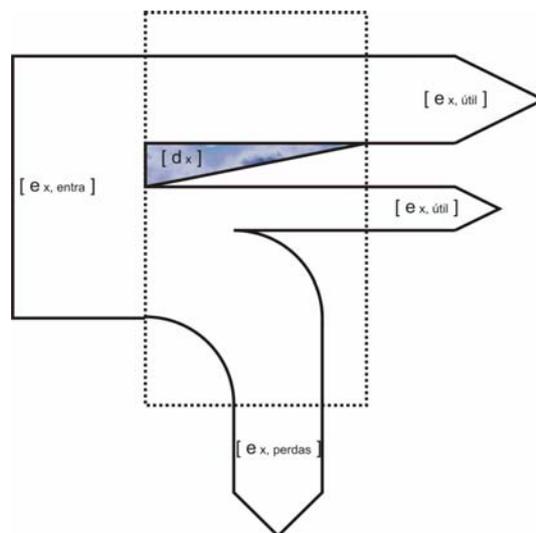


Figura 31 – Exemplo de Diagrama de Sankey

A exergia química dos combustíveis (Bejan, 1997) depende das reações de combustão até produtos quimicamente inertes com relação ao ambiente (i.e.,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ , etc.). Entre os fatores que influenciam seu valor encontram-se a composição química da substância e a estrutura física das moléculas, dentre outros. No presente trabalho adotou-se, no lugar da exergia química, o valor dos poderes caloríficos inferiores do óleo Diesel e do gás natural.

Os *Diagramas de Sankey* são usados para representar graficamente a contabilização da exergia. Nesses diagramas (Figura 31) as quantidades de exergia são representadas pela largura das setas.

### 3.2.1. Sistema Motor – Gerador

Uma análise exergetica do subsistema motor – gerador permite detectar quais são os pontos ou processos mais críticos quanto à destruição de exergia. Através dessa análise podemos avaliar as diferentes condições de operação do conjunto, visando estabelecer um regime ótimo de operação.

#### 3.2.1.1. Grupo moto – gerador

O grupo moto – gerador apresenta uma grande quantidade de perdas. Dentre as principais causas contam-se, entre outras: a) queima incompleta do combustível; b) perdas de calor para o ambiente; c) atrito dos componentes mecânicos do motor e do gerador; d) ineficiência da transmissão mecânica; e) perdas nos gases de exaustão quentes; f) necessidade de resfriamento do motor (a água) e do gerador (a ar).

Devem ser consideradas, com maior atenção, as perdas devido à combustão incompleta do combustível, quando o motor se encontra operando no modo de Diesel – gás.

Uma análise exergetica global do referido sistema leva à determinação da quantidade de exergia destruída no processo de geração de eletricidade e indica caminhos para a obtenção de maiores graus de eficiência do sistema. Isto é calculado como se segue:

$$\dot{m}_f e_{x,f} = P_{GE} + d_{x,EG} \quad (3.112)$$

No caso do sistema operando com Diesel – gás, a exergia do combustível há de ser computada como a soma das exergias do *GNV* e do óleo Diesel, conforme a equação (3.113).

$$E_{x,f} = \dot{m}_{Diesel} e_{x,Diesel} + \dot{m}_{GNV} e_{x,GNV} \quad (3.113)$$

Pode-se definir, então, o rendimento exergético do conjunto, segundo a expressão:

$$\eta_{II,EGE} = \frac{P_{GE}}{E_{x,f}} \quad (3.114)$$

### 3.2.1.2. Arrefecimento do Motor

Quando analisado o conjunto motor – gerador no contexto de um sistema de cogeração ou, eventualmente, de trigeriação, uma parte das perdas do conjunto vai passar a se considerar produto energético do sistema. Isto se explica pelo aproveitamento do calor contido na água de arrefecimento e nos gases de exaustão do motor quando a produção de calor se faz necessária,

Assim, o conteúdo exergético adquirido pela água de arrefecimento do motor no referido processo pode ser computado através da expressão:

$$\Delta e_{x,arref} = \dot{m}_{wm} (e_{x,w4} - e_{x,w3}) \quad (3.115)$$

e, portanto:

$$\Delta e_{x,arref} = \dot{m}_{wm} [(h_4 - h_3) - T_o (s_4 - s_3)] \quad (3.116)$$

### 3.2.1.3. Recuperação do calor dos Gases de exaustão

Da mesma forma que o processo de arrefecimento do motor, o processo de recuperação do calor dos gases de exaustão pode ser analisado no contexto da cogeração e da trigerção.

O potencial exergético ou a exergia dos gases produto da combustão pode ser avaliado através da seguinte expressão:

$$\dot{m}_g e_{x,g5} + \dot{m}_{wEC} e_{x,w7} = \dot{m}_g e_{x,g6} + \dot{m}_{wEC} e_{x,w8} + d_{x,EC} \quad (3.117)$$

A exergia adquirida pela água no processo de troca de calor com os gases de exaustão pode ser computada através da expressão (3.118):

$$\Delta e_{x,wEC} = e_{x,w8} - e_{x,w7} \quad (3.118)$$

$$\Delta e_{x,EC} = (h_8 - h_7) - T_o (s_8 - s_7) \quad (3.119)$$

Chega-se, finalmente, a uma expressão que considera o desempenho global do subsistema motor – gerador, quando operando como núcleo de um sistema de cogeração ou trigerção:

$$\dot{m}_f e_{x,f} + \dot{m}_{wm} e_{x,w3} + \dot{m}_{wEC} e_{x,w8} = P_{GE} + \dot{m}_{wm} e_{x,w4} + \dot{m}_{wEC} e_{x,w7} + d_{x,EG} \quad (3.120)$$

### 3.2.2. Bomba de Calor

A bomba de calor entra a funcionar quando o sistema estudado se encontra operando no modo de trigerção. Uma análise de 2ª lei do sistema demonstrou que este dispositivo deve ser analisado cuidadosamente, pelo potencial de destruição de exergia que apresenta.

Dado que o acionamento do compressor da bomba de calor em análise é elétrico e que a potência elétrica por ele consumida é produzida pelo próprio

sistema, numa análise global, a ineficiência dos diferentes processos que têm lugar na bomba de calor vai passar a formar parte das perdas ou destruição interna de exergia do sistema como um todo. Com base no exposto, realizou-se uma análise exérgica dos processos mais importantes que acontecem na bomba de calor por compressão de vapor, a saber: a) compressão; b) condensação; c) expansão e d) evaporação.

### 3.2.2.1. Compressor

A taxa de trabalho adiabático de compressão, como expresso anteriormente, pode ser calculada segundo:

$$\dot{W}_{CP} = \dot{m}_{ref} (h_{13} - h_{12}) \quad (3.121)$$

Já a potência elétrica consumida pelo compressor,  $P_{CP}$ , é dada em função da eficiência do mesmo,  $\eta_{comp}$ :

$$P_{CP} = \frac{\dot{m}_{ref} (h_{13} - h_{12})}{\eta_{comp}} \quad (3.122)$$

$$\eta_{CP} = \frac{\dot{m}_{ref} (h_{13} - h_{12})}{P_{CP}} \quad (3.123)$$

A quantificação ou contabilidade de exergia nesse componente da bomba de calor se ajusta à equação (3.124):

$$\dot{m}_{ref} e_{x,12} + P_{CP} = \dot{m}_{ref} e_{x,13} + \dot{m}_{ref} d_{x,CP} \quad (3.124)$$

A mesma se desenvolve, através das equações (3.125) a (3.130), para se obter a quantidade de exergia destruída no processo de compressão do vapor refrigerante,  $d_{x,CP}$ :

$$\dot{m}_{ref} e_{x,12} - \dot{m}_{ref} e_{x,13} + P_{CP} = \dot{m}_{ref} d_{x,CP} \quad (3.125)$$

$$\dot{m}_{ref} \left( e_{x,12} - e_{x,13} + \frac{(h_{13} - h_{12})}{\eta_{CP}} \right) = d_{x,CP} \quad (3.126)$$

$$\dot{m}_{ref} \left( e_{x,12} - e_{x,13} + \frac{(h_{13} - h_{12})}{\eta_{CP}} \right) = d_{x,CP} \quad (3.127)$$

$$\Delta e_{x,CP} = (h_{12} - h_{13}) - T_o (s_{12} - s_{13}) \quad (3.128)$$

$$\dot{m}_{ref} \left[ (h_{12} - h_{13}) - T_o (s_{12} - s_{13}) - \frac{(h_{12} - h_{13})}{\eta_{CP}} \right] = d_{x,CP} \quad (3.129)$$

$$d_{x,CP} = \dot{m}_{ref} \left[ \left( 1 - \frac{1}{\eta_{CP}} \right) (h_{12} - h_{13}) - T_o (s_{12} - s_{13}) \right] \quad (3.130)$$

### 3.2.2.2. Condensador

O calor por unidade de massa cedido pelo refrigerante no condensador,  $q_{cond}$ , pode ser calculado, no lado do refrigerante, como a diferença de entalpia do refrigerante no condensador:

$$q_{cond} = (h_2 - h_3) \quad (3.131)$$

Através da relação de Gouy-Stodola para o condensador de uma bomba de calor de compressor de vapor (Kotas, 1985), pode-se calcular a destruição de exergia,  $d_{x,CD}$ , nesse componente:

$$d_{x,CD} = \dot{m}_{ref} \left[ \dot{q}_{cond} - T_o (s_2 - s_3) \right] \quad (3.132)$$

Então:

$$d_{x,CD} = \dot{m}_{ref} (e_{x,3} - e_{x,2}) \quad (3.133)$$

$$d_{x,CD} = \dot{m}_{ref} [(h_2 - h_3) - T_o (s_2 - s_3)] \quad (3.134)$$

Fazendo a contabilidade de exergia no condensador, considerando tanto a corrente de água quanto a corrente de refrigerante que atravessam o volume de controle, chega-se à seguinte expressão para a destruição de exergia no condensador:

$$\dot{m}_{ref} (e_{x,13} - e_{x,14}) + \dot{m}_{wCD} (e_{x,wIN} - e_{x,wOUT}) = d_{x,CD} \quad (3.135)$$

### 3.2.2.3. Válvula de Expansão

O dispositivo de expansão é um exemplo de destruição de exergia necessário para a conclusão do ciclo. O equacionamento para a determinação da exergia destruída no processo de expansão é mostrado a seguir, em termos da exergia da corrente que entra e sai do volume de controle:

$$\dot{m}_{ref} e_{x,14} = \dot{m}_{ref} e_{x,11} + \dot{m}_{ref} d_{x,DEx} \quad (3.136)$$

$$d_{x,DEx} = \dot{m}_{ref} (e_{x,14} - e_{x,11}) \quad (3.137)$$

$$d_{x,DEx} = \dot{m}_{ref} [(h_{14} - h_{11}) - T_o (s_{14} - s_{11})] \quad (3.138)$$

Como a expansão é isentálpica:

$$h_{14} = h_{11} \quad (3.139)$$

a exergia destruída no processo de expansão é expressa pela seguinte equação:

$$d_{x,DEx} = -\dot{m}_{ref} [T_o (s_{14} - s_{11})] \quad (3.140)$$

### 3.2.2.4. Evaporador

No processo de troca de calor no evaporador, o equacionamento segue a mesma linha de análise utilizada na caracterização do condensador:

$$q_{EV} = (h_{12} - h_{11}) \quad (3.141)$$

e pela relação de Gouy-Stodola para o evaporador de uma bomba de calor de compressor de vapor (Kotas, 1985), obtém-se a seguinte expressão para quantificar a exergia destruída:

$$d_{x,EV} = \dot{m}_{ref} (T_o (s_{12} - s_{11}) - q_{EV}) \quad (3.142)$$

$$d_{x,EV} = \dot{m}_{ref} [-(h_{12} - h_{11}) + T_o (s_{12} - s_{11})] \quad (3.143)$$

chegando-se em:

$$d_{x,EV} = \dot{m}_{ref} (e_{x,11} - e_{x,12}) \quad (3.144)$$

Fazendo a contabilidade de exergia, da mesma forma que no condensador, considerando tanto a corrente de água quanto a corrente de refrigerante que atravessam o volume de controle, chega-se à seguinte expressão para a destruição de exergia no evaporador:

$$\dot{m}_{ref} (e_{x,11} - e_{x,12}) + \dot{m}_{wEV} (e_{x,wIN} - e_{x,wOUT}) = d_{x,EV} \quad (3.145)$$

### 3.2.2.5. Eficiência exergética de refrigeração e de aquecimento

Adotaram-se três critérios diferentes para avaliar o desempenho exergético da bomba de calor. O primeiro deles é baseado no somatório das exergias destruídas na bomba de calor, como expresso na seguinte equação:

$$\eta_{II}^* = 1 - \frac{\sum_k d_{x,k}}{P_{CP}} \quad (3.146)$$

O segundo critério de desempenho utilizado foi o apresentado por Kotas (1985), que é expresso através da seguinte equação:

$$\eta_{II}^{**} = 1 - \frac{i}{w_{CP}} \quad (3.147)$$

onde  $w_{CP}$  é o trabalho específico de compressão, calculado como:

$$w_{comp} = h_{13} - h_{12} \quad (3.148)$$

e  $i$  são as irreversibilidades do sistema, calculadas, para bombas de calor, através da expressão:

$$i = T_o \left[ \frac{q_h}{T_h} - \frac{q_l}{T_l} \right] \quad (3.149)$$

onde o calor específico de evaporação,  $q_l$ , é calculado segundo a equação (3.141) e o calor específico de condensação,  $q_h$ , segundo a (3.131):

O terceiro critério de desempenho baseia-se numa relação exergética entre os produtos energéticos da bomba de calor (i.e., calor de evaporação ou potência frigorífica) medidos no lado da água, e o consumo de eletricidade do compressor da bomba.

Esta relação é expressa através da seguinte equação:

$$\eta_{II}^{***} = \frac{\dot{m}_{w,ev} \Delta e_{x,w,ev}}{\dot{W}_{ele,cp}} \quad (3.150)$$

onde a variação de exergia específica da água,  $\Delta e_{x,w,ev}$ , no evaporador é calculada segundo a expressão seguinte:

$$\Delta e_{x,w,ev} = (h_{w,e,ev} - h_{w,s,ev}) - T_o (s_{w,e,ev} - s_{w,s,ev}) \quad (3.151)$$

e a potência elétrica consumida pelo compressor é obtida através da equação seguinte:

$$\dot{W}_{ele,cp} = V_{cp} I_{cp} \cos(\varphi) \quad (3.152)$$

Fazendo uso do mesmo critério, soma-se aos produtos da bomba de calor o calor de rejeito do processo de condensação, sendo que esta energia pode ser usada, dada a diferença de temperatura com o meio ambiente. Fica então a expressão da eficiência exergética expressa como segue:

$$\eta_{II}^{****} = \frac{\dot{m}_{w,ev} \Delta e_{x,w,ev} + \dot{m}_{w,cd} \Delta e_{x,w,cd}}{\dot{W}_{ele,cp}} \quad (3.153)$$

$$\Delta e_{x,w,cd} = (h_{w,s,cd} - h_{w,e,cd}) - T_o (s_{w,s,cd} - s_{w,e,cd}) \quad (3.154)$$

### 3.2.3. Análise de Eficiência do sistema

Como discutido em epígrafes anteriores, o sistema objeto de estudo no presente trabalho pode-se apresentar operando em dos modos principais: a) modo de cogeração; e b) modo de trigeração.

Cada um desses modos é susceptível de uma análise do ponto de vista da 2ª lei da termodinâmica. Esta análise permite determinar as condições ótimas de operação. Assim mesmo, pode-se encontrar os parâmetros que mais profundo impacto causam sobre a eficiência exergética.

### 3.2.3.1. Eficiência exergética – Cogeração

No caso em que o sistema se encontra operando em modo de cogeração, uma análise global do sistema pode ser realizada:

$$\dot{m}_f e_{x,f} + \dot{m}_{wm} e_{x,wm.in} = P_{GE} + \dot{m}_{wm} e_{x,wm.out} + d_{x,cogen} \quad (3.155)$$

de onde se pode calcular a exergia destruída no processo e, daí, o rendimento exergético da planta:

$$\eta_{II,cogen} = 1 - \frac{d_{x,cogen}}{e_{x,f}} \quad (3.156)$$

O termo  $d_{x,cogen}$  inclui, junto com a exergia destruída, as perdas de exergia do sistema.

### 3.2.3.2. Eficiência exergética – Trigeração

Da mesma forma, quando o sistema se encontra operando em modo de trigeração, a contabilidade de exergia se efetua de acordo com a expressão:

$$\dot{m}_f e_{x,f} + \dot{m}_{wCD} e_{x,wCD.in} + \dot{m}_{wEV} e_{x,wEV.in} = P_{GE} + \dot{m}_{wm} e_{x,wm.out} + \dot{m}_{wEV} e_{x,wEV.out} + d_{x,trigen} \quad (3.157)$$

podendo-se expressar o rendimento exergético da trigeração como:

$$\eta_{II,trigen} = 1 - \frac{d_{x,trigen}}{e_{x,f}} \quad (3.158)$$

O termo  $d_{x, \text{trigen}}$  na equação (3.158), da mesma forma que o termo  $d_{x, \text{cogen}}$  da equação (3.156), inclui, junto com a exergia destruída, as perdas de exergia do sistema.