



CATÓLICA
UNIVERSIDADE CATÓLICA PORTUGUESA
ESCOLA SUPERIOR DE BIOTECNOLOGIA

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UM PROCESSO
DE VALORIZAÇÃO DE BIOGÁS

por
Cristina Guedes Carolino

Março 2011



CATÓLICA
UNIVERSIDADE CATÓLICA PORTUGUESA
ESCOLA SUPERIOR DE BIOTECNOLOGIA

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UM PROCESSO
DE VALORIZAÇÃO DE BIOGÁS

Tese apresentada à Escola Superior de Biotecnologia da Universidade Católica Portuguesa
para obtenção do grau de Mestre em Engenharia do Ambiente

por
Cristina Guedes Carolino

Orientação: João Paulo M. Ferreira

Março 2011

*...nothing in life is certain except
death, taxes and the second law of
thermodynamics...*

Seth Lloyd

Resumo

A gestão dos recursos energéticos é um desafio que a sociedade moderna enfrenta. Se a solução a longo prazo não está ainda equacionada, a curto e médio prazos poderá passar por fontes alternativas de energia e por um aumento da eficiência na sua utilização. A quantificação da qualidade da energia, isto é, do seu potencial para realizar trabalho, à luz da Segunda Lei da Termodinâmica, resultou na introdução da propriedade exergia. A análise exergética é aceite como uma ferramenta útil de design, avaliação, optimização e melhoria dos sistemas de energia, permitindo complementar a análise energética.

Nesta tese, um sistema de cogeração para valorização energética do biogás produzido num aterro sanitário é avaliado com base na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. A cogeração é uma tecnologia que permite uma maior eficiência energética, pelo seu potencial de poupança de energia primária e, conseqüentemente, de redução das emissões de dióxido de carbono. A utilização do biogás como combustível tem um efeito benéfico duplo de produção de energia e de protecção ambiental.

Os objectivos específicos deste estudo foram: compreender o processo de conversão do biogás em energia eléctrica; realizar análises de Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica; identificar os locais e as magnitudes das irreversibilidades, bem como avaliar o desempenho do processo global e das suas unidades.

Verificou-se que o processo está longe de ser termodinamicamente ideal, apresentando uma eficiência exergética de 36,2%. Os componentes mais ineficientes, avaliados pelo grau de perfeição termodinâmico e pelo quociente de destruição de exergia, são o motor (MCI), seguido de uma das unidades do radiador (PC3a). De acordo com a eficiência racional, as unidades mais ineficientes são a segunda unidade do permutador de calor 1 (PC1b) e o MCI. O potencial aumento da eficiência no motor é limitado, devido ao processo de combustão ser de natureza altamente irreversível. A principal melhoria proposta é o aproveitamento energético dos gases de escape. Um aproveitamento energético do calor retirado pelo circuito de refrigeração de baixa temperatura parece não se justificar.

Este estudo pode, no futuro, ser complementado com uma análise económica, utilizando as técnicas da exergoeconomia.

Abstract

Modern societies face multiple energy-related problems and challenges. In this regard, exploitation of renewable energy sources and increases in the efficiency of energy utilization provide mitigating solutions. The quantification of the quality of different energy forms, that is, their “work potential”, has resulted in the definition of the property exergy. Exergy analysis is a useful method for the design, evaluation, and improvement of energy systems, that uses the conservation of mass and conservation of energy principles, together with the Second Law of Thermodynamics.

In this dissertation, a cogeneration system run with the biogas produced in a landfill is studied by First and Second-law analyses. Combined heat and power systems are a technology for power generation with high energetic efficiency, that leads to savings in primary energy sources, and to lower environmental emissions. The harnessing of landfill gas (biogas) as a fuel produces useful energy, while protects the environment from greenhouse emissions.

The objectives of this study were the following: to understand the conversion of the chemical energy in the biogas into electrical energy; to perform a First and a Second Law analyses of the cogeneration plant; to identify locations where irreversibilities occur and to evaluate their magnitudes; and to assess the energy and exergy efficiencies of the system and of its constituent units.

The results show that the overall-plant exergy efficiency is 36,5%, which is far from the thermodynamic ideal limit. The internal combustion engine (MCI) and one of the radiators (PC3a), are the most inefficient units, as judged by the parameters degree of thermodynamic perfection and exergy destruction quotient. Based on the rational efficiency parameter, the most inefficient devices are a subunit of a heat exchanger (PC1b) and the internal combustion chambers (MCI). This unit has a limited potential for improvement, due to the fact that combustion is a highly irreversible process. The main potential for improvement in the plant is the recovery of the energy in the exhaust gases. The recovery of the heat removed by the low-temperature refrigeration circuit seems not justified.

Future work can comprehend an economic analysis using the tools of exergoeconomics.

Agradecimentos

Agradeço ao Prof. Dr. João Paulo M. Ferreira, orientador desta tese, pela sua inestimável disponibilidade e amizade.

Agradeço aos meus amigos, sempre presentes, pelo apoio e paciência.

Agradeço aos meus pais e irmãos pela dedicação.

Agradeço à *Suldouro*, nomeadamente ao Director de Produção, Eng. Manuel Silva, e ao Encarregado de Produção, Paulo Pereira, pelo material fornecido e ajuda prestada.

Índice

Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas.....	xiii
Lista de Símbolos e Abreviaturas.....	xv
1 Introdução	1
1.1 Formas de energia e sua utilidade.....	1
1.2 Cogeração	4
1.3 Objectivos.....	5
2 Descrição do Caso em Estudo.....	7
2.1 O Sistema Multimunicipal do Sul do Douro	7
2.2 Central de Valorização Energética do Biogás - Caso de Estudo.....	7
3 Metodologia.....	13
3.1 Balanços Termodinâmicos	13
3.2 Eficiência.....	18
3.3 Diagramas.....	20
4 Análise Termodinâmica do Sistema	21
4.1 Representação do processo.....	21
4.2 Hipóteses consideradas.....	23
4.3 Variáveis de projecto obtidos <i>in-situ</i>	26
4.4 Variáveis de projecto presentes em documentação própria.....	26
4.5 Caracterização termodinâmica do sistema	27
4.6 Eficiência.....	44
4.7 Diagramas.....	46

5	Resultados e Discussão	49
5.1	Análise Termodinâmica.....	49
5.2	Diagramas	58
6	Conclusões e Trabalho Futuro	63
	Apêndice A - Valores intermédios de propriedades de correntes e de componentes	65
	Apêndice B - Exemplos de Cálculo	68
	B.1 – Entalpia e entropia da corrente 14	68
	B.2 – Processo de condensação da corrente 11 - balanços mássicos	69
	B.3 – Entalpia e entropia de referência da corrente 11.....	71
	B.4 – Exergia da corrente 11	72
	B.5 – Cálculos com a eficiência isentrópica da turbina.....	73
	Apêndice C - Simulação de Cálculo	75
	Bibliografia.....	79

Lista de Figuras

Figura 2.1 - Representação de sistema de aproveitamento energético do biogás	9
Figura 2.2 - Representação do ciclo do motor a quatro tempos	11
Figura 3.1 - Representação dos balanços de massa, de energia, de entropia e de exergia..	13
Figura 4.1 - Representação do sistema de aproveitamento energético do biogás com identificação das correntes.....	22
Figura 4.2 - Representação do volume de controlo associado ao misturador (MT)	35
Figura 4.3 - Representação dos volumes de controlo associados a NMT, NPC1 e VAL ..	36
Figura 4.4 - Representação do volume de controlo associado ao turbocompressor (TC) ..	37
Figura 4.5 - Representação das entradas e saídas do compressor (CP) e da turbina (TB), nomeadamente correntes, perdas de calor e potência	37
Figura 4.6 - Representação das entradas e saídas das correntes de dois volumes de controlo adjacentes, nomeadamente PC1a e PC1b, que constituem, respectivamente, o primeiro e segundo permutador de calor do permutador de calor mistura/água.....	38
Figura 4.7 - Representação de todas as transferências de energia entre o volume de controlo MCI que delimita as unidades do motor e do permutador de calor óleo/água.....	40
Figura 4.8 - Representação das transferências de energia por calor e massa do subsistema PC3 que fixa os limites do radiador.....	40
Figura 4.9 - Representação das transferências de energia por calor e massa dos subsistemas PC3a e PC3b que correspondem respectivamente a dois permutadores de calor que compõe radiador.....	41
Figura 4.10 - Representação do gerador e das transferências de calor e trabalho realizadas.....	42
Figura 4.11 - Representação do sistema global (GL) quanto às entradas e saídas de calor, trabalho e fluxos de matéria.....	42

Figura 5.1 - Balanço energético do processo (Diagrama de Sankey).....	61
Figura 5.2 - Balanço exerético do processo (Diagrama de Grassmann).....	62
Figura C.1 - Representação das entradas e saídas das correntes de um permutador de calor fictício, designado por PC4.....	75

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 - Composição molar das correntes gasosas de ar de entrada, biogás, mistura ar/biogás e gases de escape.....	21
Tabela 4.2 - Descrição, temperatura, pressão e caudal das correntes representadas na Figura 4.1.....	25
Tabela 5.1 - Composição molares das correntes gasosas.....	49
Tabela 5.2 - Caracterização das correntes do processo.....	50
Tabela 5.3 - Taxas de perdas de energia associadas a algumas unidades do sistema.....	51
Tabela 5.4 - Taxas de entrada, de saída e de geração de entropia associadas às unidades do sistema.....	53
Tabela 5.5 - Taxas de entrada, de saída, de perdas e de destruição de exergia associadas às unidades do sistema.....	54
Tabela 5.6 - Eficiências energética e exergéticas associadas aos subsistemas e sistema global.....	55
Tabela 5.7 - Contabilização do conteúdo energético \dot{E}_i^* das correntes representadas no diagrama de Sankey.....	59
Tabela A.1 - Entalpias molares parciais do metano (CH ₄), dióxido de carbono (CO ₂), azoto (N ₂), oxigénio (O ₂) e vapor de água (H ₂ O) nas correntes gasosas i.....	65
Tabela A.2 – Entropias molares parciais do metano (CH ₄), dióxido de carbono (CO ₂), azoto (N ₂), oxigénio (O ₂) e água gasosa (H ₂ O) nas condições das diferentes correntes gasosas i.....	66
Tabela A.3 - Entalpia e entropia molares das condições de referência (T ₀ = 25°C e P ₀ = 1 bar).....	66
Tabela A.4 - Entalpias molares nas condições de referência (T ₀ = 25°C e P _{0,j;i} = P ₀ × y _{j;i}) do metano (CH ₄), dióxido de carbono (CO ₂), azoto (N ₂), oxigénio (O ₂) água líquida (H ₂ O(l)) e água gasosa (H ₂ O(g)), nas diferentes correntes gasosas i	67

Tabela A.5 - Entropias molares, a $T_0 = 25^\circ\text{C}$ e $P_{0j;i} = P_0 \times y_{j;i}$, do metano (CH_4), dióxido de carbono (CO_2), azoto (N_2), oxigénio (O_2) água líquida ($\text{H}_2\text{O}(\text{l})$) e água gasosa ($\text{H}_2\text{O}(\text{g})$), nas diferentes correntes gasosas i.....	67
Tabela A.6 - Valores tabelados de exergia química padrão para várias substâncias a $T_0 = 298,15 \text{ K}$ e $P_0 = 1 \text{ bar}$)	67
Tabela C.1 - Caracterização das correntes fictícias 19 a 21.....	77
Tabela C.2 - Taxas globais de entrada e de saída de entropia e exergia, de destruição de exergia e geração de entropia, com o permutador PC4 incluído	77
Tabela C.3 - Eficiências energética e exergéticas do sistema global com o permutador PC4 incluído.....	77

Lista de Símbolos e Abreviaturas

Ar	Árgon
C	Carbono
CH_4	Metano
CO_2	Dióxido de Carbono
\dot{E}	Taxa de Energia [$\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$] ou [kW]
\dot{E}^*	Taxa de Energia [$\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$] ou [kW] aplicada apenas ao diagrama de Sankey
g	Estado gasoso ou aceleração gravítica [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
h	Entalpia específica [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
\bar{h}	Entalpia molar [$\text{kJ}\cdot\text{kmol}^{-1}$]
\bar{h}^\square	Entalpia molar [$\text{kJ}\cdot\text{kmol}^{-1}$] aplicada apenas ao diagrama de Sankey
H	Hidrogénio
\bar{h}_f°	Entalpia molar de formação [$\text{kJ}\cdot\text{kmol}^{-1}$]
H_2O	Água
\dot{I}	Taxa de Irreversibilidade [$\text{kJ}\cdot\text{s}^{-1}$] ou [kW]
l	Estado líquido
\dot{m}	Caudal mássico [$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$] ou [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] ou caudal volumétrico [$\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$]
m	Massa [kg]
\dot{n}	Caudal molar [$\text{kmol}\cdot\text{s}^{-1}$] ou [$\text{mol}\cdot\text{s}^{-1}$]
n	Número de moles [mol] ou [kmol]
N	Azoto (átomo)
N_2	Azoto (molécula)
NO_x	Óxidos de azoto
O	Oxigénio (átomo)
O_2	Oxigénio (molécula)
P	Pressão [kPa] ou [bar] ou [atm]

$P_{sat@25^{\circ}C}$	Pressão de saturação a 25°C [kPa] ou [bar] ou [atm]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor [kJ·s ⁻¹] ou [kW]
S	Entropia específica [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
\bar{s}	Entropia molar [kJ·kmol ⁻¹ ·K ⁻¹]
\bar{s}°	Entropia absoluta molar [kJ·kmol ⁻¹ ·K ⁻¹]
\dot{S}	Taxa de entropia [kJ·s ⁻¹ ·K ⁻¹]
\dot{S}_{ger}	Taxa de geração de entropia [kJ·s ⁻¹ ·K ⁻¹]
T	Temperatura [°C] ou [K]
V	Velocidade [m·s ⁻¹]
\dot{W}	Potência [kJ·s ⁻¹] ou [kW]
x	Exergia específica [kJ·kg ⁻¹]
\bar{x}	Exergia molar [kJ·kmol ⁻¹]
\dot{X}	Taxa de exergia [kJ·s ⁻¹] ou [kW]
\dot{X}_{dest}	Taxa de destruição de exergia [kJ·s ⁻¹] ou [kW]
y	Fracção molar
z	Altura [m]
η	Eficiência energética/ eficiência da Primeira Lei
η^*	Eficiência isentrópica
ε_1	Eficiência racional
ε_2	Grau de perfeição termodinâmico
$\bar{\lambda}$	Razão de caudais molares biogás/ar
γ_{dest}	Quociente de destruição de exergia
Δ	Varição

Índices

<i>e</i>	Referente a entrada
<i>f</i>	Referente ao estado de líquido saturado ou formação
<i>i</i>	Referente ao número da corrente
<i>j</i>	Referente à fórmula química dos compostos gasosos
<i>p</i>	Referente a produto
<i>r</i>	Referente a real
<i>s</i>	Referente a saída
<i>dest</i>	Referente a destruído
<i>ger</i>	Referente a geração
<i>ref</i>	Referente a condições de referência
<i>v.c.</i>	Referente a volume de controlo
<i>0</i>	Referente às condições de referência de temperatura e pressão

Expoentes

<i>f</i>	Referente a físico
<i>q</i>	Referente a químico
<i>0</i>	Referente a condições de referência da entalpia e entropia
•	Referente à análise energética aplicada apenas ao diagrama de Sankey
*	Referente a um processo isentrópico ou às propriedades dos fluxos que sofrem condensação no estado de referência
⊕	Referente a dados obtidos de tabelas de vapor
*	Referente a um processo isentrópico ou a dados obtidos de tabelas de vapor
°	Referente à entalpia de formação ou entropia absoluta

Acrónimos e Abreviaturas

<i>AT</i>	Sistema de refrigeração de alta temperatura
<i>BE</i>	Balanço energético

<i>BM</i>	Balanço mássico
<i>BS</i>	Balanço entrópico
<i>BT</i>	Sistema de refrigeração de baixa temperatura
<i>BX</i>	Balanço exergético
<i>CAR</i>	Cárter do motor
<i>CP</i>	Compressor
<i>DON</i>	Depósito de óleo novo
<i>DOU</i>	Depósito de óleo usado
<i>EES</i>	<i>Engineering Equation Solver</i>
<i>GER</i>	Gerador
<i>IPCC</i>	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>
<i>MCI</i>	Motor de combustão interna
<i>MT</i>	Misturador ar/biogás
<i>NMT</i>	Reunião da mistura de entrada e da corrente de recirculação
<i>NPCI</i>	Bifurcação da mistura de combustão
<i>PC1</i>	Permutador de calor mistura/água ou permutador de calor 1
<i>PC1a</i>	1ª unidade do permutador de calor mistura/água
<i>PC1b</i>	2ª unidade ou estágio do permutador de calor mistura/água
<i>PC2</i>	Permutador de calor óleo/água ou permutador de calor 2
<i>PC3</i>	Radiador ou permutador de calor 3
<i>PC3a</i>	1ª unidade do radiador
<i>PC3b</i>	2ª unidade do radiador
<i>PCI</i>	Poder calorífico inferior [kJ/kmol]
<i>PCS</i>	Poder calorífico superior [kJ/kmol]
<i>RSU</i>	Resíduos Sólidos Urbanos
<i>TC</i>	Turbocompressor
<i>TB</i>	Turbina
<i>VAL</i>	Válvula

1 Introdução

“The developed industrial society is built on a non-sustainable resource use” (Wall, 2002).

1.1 Formas de energia e sua utilidade

A par do importante papel que a energia desempenha no bem-estar e na qualidade de vida humana (Balli et al., 2010) e, em última análise, na sobrevivência das sociedades (Odum, 1971), verifica-se que a sua produção, transformação e consumo global estão associados a graves problemas ambientais (Dincer, 2002; Rosen, 2002a). Podem ser salientadas as alterações climáticas globais¹, as chuvas ácidas, a redução da camada de ozono, a emissão de um leque variado de poluentes, incluindo substâncias radioactivas e tóxicas, bem como a desflorestação e diminuição dos terrenos aráveis (Dincer, 2002; Rosen, 2002b; Dincer et al. 2004; Dincer e Rosen, 2005). Estas alterações podem pôr em risco a sustentabilidade a longo prazo dos ecossistemas. As crescentes preocupações com a defesa do ambiente tornam necessário um maior estreitamento das políticas ambientais e energéticas, de forma a viabilizar o cumprimento dos compromissos assumidos internacionalmente, em particular quanto à limitação das emissões dos gases com efeito de estufa, descritos no Protocolo de Quioto e mais recentemente no Acordo de Copenhaga (Decreto-lei n.º 23/2010).

Do ponto de vista social e económico, é notória a utilização desigual da energia, onde as economias ricas e industrializadas, equivalendo a 25% da população mundial, consomem cerca de 75% da energia útil (Dincer e Rosen, 2005). Outras preocupações relacionam-se com a limitação das reservas de combustíveis fósseis e com o agravamento dos custos de

¹ A temperatura da superfície terrestre aumentou 0,6 °C durante o século XX (IPCC, 2001)

prospecção e exploração, à medida que aquelas se forem esgotando (Tonon et al., 2006). Além disso, com o crescimento da população mundial e a aspiração a melhores padrões de vida, a procura de energia aumentará ainda mais (Tonon et al., 2006). Estima-se que, em 2050, a procura global dos serviços dependentes de energia será 10 vezes superior ao actual (Dincer e Rosen, 2005).

A gestão dos recursos de energia é, pois, um dos desafios que a sociedade moderna enfrenta. Estudam-se novos cenários e alternativas ao modelo de desenvolvimento actual, para permitir manter os padrões de vida das sociedades desenvolvidas e as justas aspirações dos países em desenvolvimento, sem comprometer o futuro das gerações vindouras (Hammond, 2004). Este conceito traduz o designado desenvolvimento sustentável, definido em 1987 no Relatório “O Nosso Futuro Comum”, mais comumente designado pelo Relatório de Brundtland (Brundtland, 1987).

Se a solução a longo prazo está longe de ser conhecida, a curto e médio prazos poderá passar por fontes alternativas de energia², com ênfase para as energias renováveis (Hepbasli, 2008b) e por um aumento da eficiência na utilização das energias disponíveis (Rivero, 2002; Rosen et al., 2005). Em sistemas mais eficientes, os requisitos necessários de energia são menores e a emissão de poluentes é conseqüentemente inferior (Balli et al., 2010).

Na análise da eficiência dos sistemas energéticos, diversos métodos e modelos termodinâmicos têm sido frequentemente utilizados (Hammond, 2004). Os valores obtidos no cálculo da eficiência permitem comparar as diferentes tecnologias de conversão de energia e são indicativos de alguns ajustamentos e modificações necessários à optimização de um sistema térmico (Rosen e Dincer, 2004; Balli et al. 2010).

A Termodinâmica, ciência da energia, assenta em duas leis fundamentais, conhecidas como a Primeira e a Segunda Lei da Termodinâmica³. A Primeira Lei é uma expressão do princípio da conservação da energia, que não sendo criada nem destruída em nenhum processo físico ou químico, apenas se transforma. A Segunda Lei afirma que a energia, além de ter quantidade, também tem qualidade, e que os processos reais ocorrem no sentido da diminuição da qualidade da energia. A quantificação da qualidade da energia, ou do potencial para realizar trabalho, à luz da Segunda Lei, resultou na definição das propriedades exergia e entropia (Dincer e Çengel, 2001). Ao contrário da energia, a exergia é consumida em todos os

² Estima-se que 90% do fornecimento da energia mundial provém de combustíveis fósseis (Kaygusuz e Bilgen, 2009)

³ A Primeira e Segunda Lei surgiram na década de 1850 (Dincer e Çengel, 2001)

processos reais, à medida que entropia é produzida (Bösch et al., 2007). A entropia nunca é destruída, sendo sempre criada em processos reais (Dincer e Çengel, 2001).

Segundo Gaggioli (1983), a exergia é o que em linguagem comum se considera energia, ou seja, a capacidade de produzir um efeito útil. Numa outra perspectiva, Çengel (2002) referiu que a exergia pode ser vista como as oportunidades que se têm, e a destruição de exergia como as oportunidades desperdiçadas.

Os conceitos de exergia, energia disponível e disponibilidade são idênticos. Da mesma forma, consumo de exergia, destruição de exergia, irreversibilidade e trabalho perdido são também sinónimos (Hepbasli 2008b).

A exergia, sendo uma propriedade dependente do sistema e do ambiente, tem de ser avaliada relativamente a um ambiente de referência (Bösch et al., 2007), que é arbitrário. Quando um sistema está em equilíbrio com o ambiente, o estado do sistema é denominado de estado morto, e a sua exergia é nula. Verifica-se uma condição de equilíbrio mecânico, térmico, químico, cinético e potencial entre o sistema e o ambiente, não ocorrendo nenhuma alteração espontânea no sistema ou ambiente, ou qualquer interacção entre eles. Existe um outro tipo de equilíbrio mais restrito, estado morto restrito, onde apenas se verificam as condições de equilíbrio termo-mecânicas. Neste estado, imagina-se que uma quantidade fixa da substância em análise está selada num envelope impermeável à transferência de massa, à temperatura e pressão ambientes, e onde a velocidade e elevação relativa às coordenadas no ambiente são também nulas (Bejan et al., 1996).

A análise exérgica é aceite como uma ferramenta útil de *design*, avaliação, optimização e melhoria dos sistemas de energia (Bejan et al., 1996; Rosen e Dincer, 2004), permitindo complementar a análise energética. Esta, de acordo com Dincer e Çengel (2001), coloca algumas limitações, como a impossibilidade de avaliar a qualidade da energia. Sucintamente, o balanço energético permite uma interpretação apenas quantitativa das energias envolvidas, enquanto o balanço exérgico associa uma informação qualitativa dessas energias, descrevendo o sistema nos seus pontos críticos pelas irreversibilidades e perdas ocorridas (Balli et al., 2010).

A eficiência exérgica é normalmente mais baixa que a energética, devido à presença de irreversibilidades do processo, que destroem alguma da exergia inicial (Hepbasli, 2008b). Dincer e Çengel (2001) e Balli e Aras (2007) sublinham a importância da eficiência exérgica ao proporcionar um entendimento mais preciso do desempenho do sistema. Por outro lado, a eficiência baseada na Primeira Lei centra a sua atenção na redução das perdas, tratando todas as formas de energia da mesma forma, seja ela mecânica ou térmica.

1.2 Cogeração

A cogeração tem sido apontada como uma tecnologia que permite uma maior eficiência energética, pelo seu potencial de poupança de energia primária e, conseqüentemente, de redução das emissões de dióxido de carbono (Decreto-Lei n.º 23/2010). Consiste num processo de geração simultânea de energia eléctrica e térmica a partir do consumo de uma única fonte de combustível. Este tipo de sistema requer cerca de 65% da energia primária necessária num sistema tradicional, composto por um sistema gerador eléctrico e por uma caldeira, para obtenção do mesmo débito de electricidade e calor (Sá, 2010).

Os sistemas de cogeração classificam-se de acordo com o equipamento responsável pela produção da energia eléctrica. Actualmente, os sistemas disponíveis englobam turbinas a gás, turbinas a vapor, ciclos combinados e motores alternativos ou de combustão interna. Outras tecnologias mais recentes incluem os motores Stirling, as células de combustível e micro-turbinas (Colpann e Yes-inz, 2006). Estes sistemas envolvem combustíveis e gamas de potências diferentes (Kema, 2006).

O biogás é uma mistura constituída principalmente por metano (CH_4) e dióxido de carbono (CO_2), que resulta da degradação da matéria orgânica em condições anaeróbias (Akinbami et al., 2001). Ele torna-se perigoso para o ambiente se não forem tomadas medidas que previnam emissões não controladas para a atmosfera. Em primeiro lugar, essas emissões causariam danos à vegetação e um odor desagradável a baixas concentrações. Em segundo lugar, quando a concentração de metano no ar fosse 5 - 15%, formar-se-iam misturas explosivas, que poderiam colocar em risco a segurança pública. Além disso, tem sido cada vez mais apontada a responsabilidade do biogás nas alterações climáticas. De facto, o metano tem um potencial de efeito de estufa 25 vezes maior que o dióxido de carbono (U.S. Energy Information Administration, 2009).

O biogás resultante da deposição de Resíduos Sólidos Urbanos (RSU), isto é, produzido em aterros sanitários, contribui com uma proporção significativa de emissões globais anuais de metano. As emissões de metano dos RSU são responsáveis por 5 - 20% do total das fontes antropogénicas de emissões de metano (IPCC, 1996). No entanto, este composto pode ser utilizado como um combustível de alto valor energético. Assumindo que o valor do biogás em metano é 50%, o valor energético do biogás é cerca de 17 MJ/m^3 (o conteúdo energético do metano puro é $33,8 \text{ MJ/m}^3$). Como os resíduos são continuamente produzidos em meios industriais, comerciais, ou domésticos, o biogás pode ser considerado também como uma espécie de energia renovável (Bove e Lunghi, 2006). Nesta perspectiva, o uso do biogás como

combustível tem um efeito benéfico duplo de produção de energia e de protecção ambiental (Hao et al., 2008).

1.3 Objectivos

1.3.1 Objectivo geral

Este trabalho analisa, com base na Primeira e na Segunda Lei da Termodinâmica, um processo de valorização energética do biogás produzido num aterro sanitário.

1.3.2 Objectivos específicos

- Compreender o processo de conversão do biogás em energia eléctrica;
- Realizar uma análise de Primeira Lei da Termodinâmica;
- Realizar uma análise de Segunda Lei da Termodinâmica (análise entrópica e exergética);
- Identificar os locais e magnitudes das irreversibilidades dentro do processo;
- Determinar desempenhos das unidades do sistema;

2 Descrição do Caso em Estudo

2.1 O Sistema Multimunicipal do Sul do Douro

O Sistema Multimunicipal do Sul do Douro de triagem, recolha selectiva, valorização e tratamento de resíduos sólidos urbanos foi criado pelo Decreto-Lei nº 89/96, de 3 de Julho, e integra os municípios de Vila Nova de Gaia e Santa Maria da Feira. O mesmo diploma constituiu a sociedade SULDOURO - Valorização e Tratamento de Resíduos Sólidos Urbanos S.A., adjudicando-lhe, em regime de concessão, a exploração e gestão do sistema multimunicipal de RSU do Sul do Douro.

A gestão e valorização dos resíduos sólidos urbanos da SULDOURO, localizada em Sermonde, Vila Nova de Gaia, engloba várias infra-estruturas e equipamentos, incluindo:

- Aterro sanitário para deposição final de RSU⁴;
- Estação de triagem;
- Unidade complementar de tratamento – Central de valorização orgânica (em construção);
- Central de Valorização Energética do Biogás;
- Sistema de recolha selectiva: 1514 Ecopontos (1043 em V. N. Gaia e 471 em S. M. Feira); 4 Ecocentros (2 em V. N. Gaia e 2 em S. M. Feira);

2.2 Central de Valorização Energética do Biogás - Caso de Estudo

A Central de Valorização Energética do Biogás produz energia eléctrica a partir do biogás proveniente do aterro, efectuando ainda aproveitamento do calor para climatização de

⁴ A exploração do Aterro Sanitário iniciou-se em Março de 1999.

edifícios e aquecimento de águas sanitárias para toda a instalação da SULDOURO. A Central iniciou a actividade em 2004. A sua dimensão tem vindo a aumentar gradualmente, com a aquisição de novos equipamentos. Neste momento, dispõe de três equipamentos idênticos activos, com uma potência total de 3175 kW.

Os equipamentos de conversão da energia do biogás em energia eléctrica são motores de combustão interna do fabricante GE Jenbacher, modelo JGC 320 GS-L.L (Áustria). Funcionam de acordo com o processo *Leanox*, que se baseia no funcionamento do motor com mistura pobre. Desta forma, os motores são alimentados com excesso de ar para minimizar emissões nocivas de gases de escape. Segundo Cho e He (2007), os motores com mistura pobre aumentam a eficiência do combustível e reduzem as emissões de óxidos de azoto (NO_x).

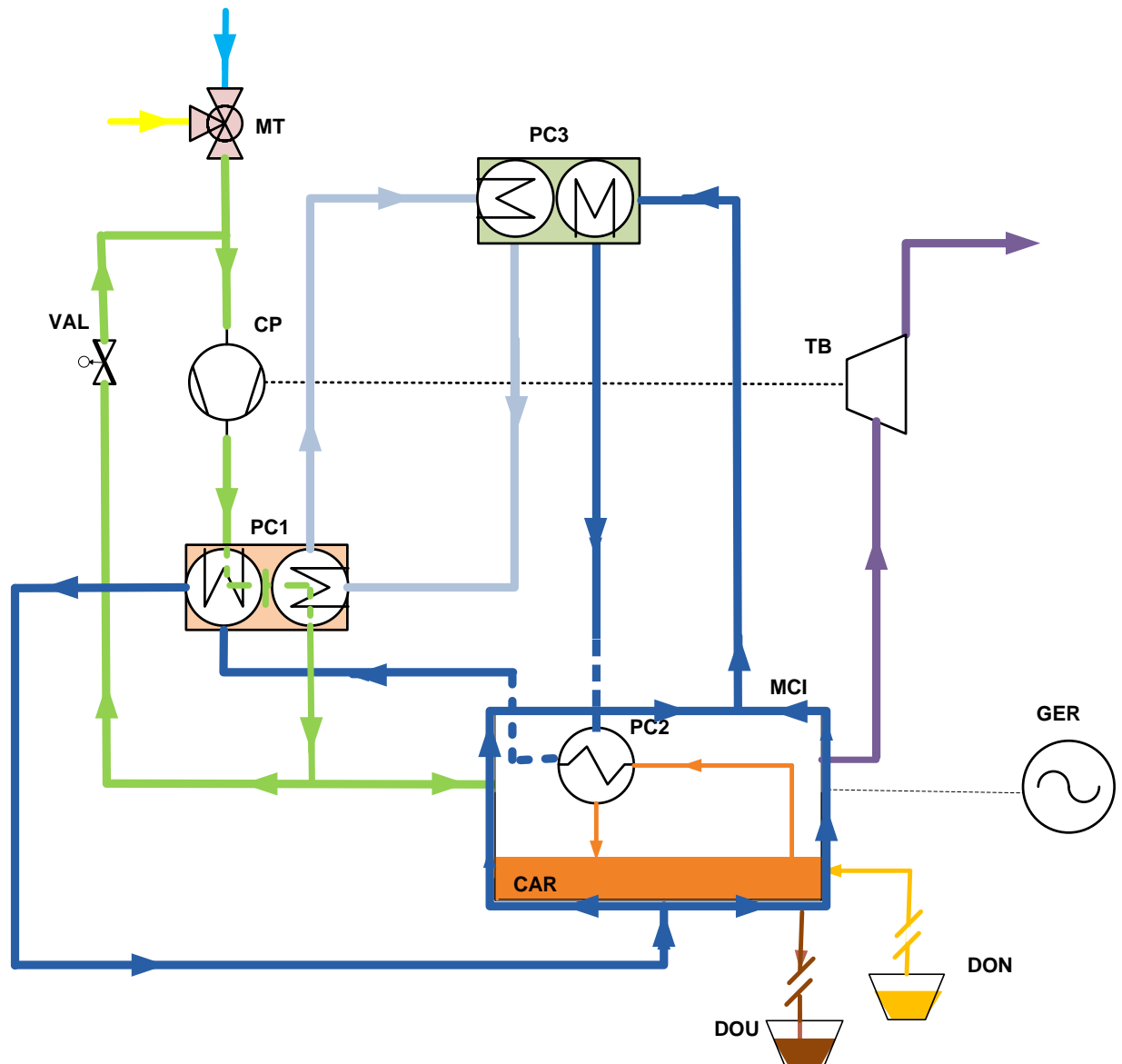
O processo de valorização de biogás, representado na Figura 2.1, pode ser dividido em várias operações, nomeadamente:

- Entrada de ar e combustível;
- Combustão;
- Exaustão de gases;
- Refrigeração de alta temperatura;
- Refrigeração de baixa temperatura;
- Lubrificação;
- Geração de energia eléctrica.

2.2.1 Entrada de ar e biogás

Este sistema inclui um conjunto de mecanismos que tem como função fornecer ao motor quantidades adequadas de ar e combustível, de acordo com as condições que lhe são impostas.

O combustível (biogás) e o comburente (ar), depois de pré-tratados devidamente, são doseados e misturados num dispositivo chamado misturador de gás. Este faz parte do sistema do regulador *Leanox*. A mistura ar/biogás é depois encaminhada através de uma tubagem para o compressor (CP) do turbocompressor, que consiste num recurso para aumentar o desempenho do motor, através da sua sobrealimentação, isto é, do aumento da massa de ar/combustível admitido.



Legenda das unidades do sistema:

CAR - cárter do motor; CP - compressor; DON - depósito de óleo novo; DOU - depósito de óleo usado; GER - gerador; MCI - motor de combustão interna; MT - misturador ar/biogás; PC1 - permutador de calor mistura/água; PC2 - permutador de calor óleo/água; PC3 - radiador; TB - turbina; VAL - válvula;

Legenda das correntes do sistema:

— água de refrigeração de alta temperatura; — água de refrigeração de baixa temperatura; — ar; — biogás; — gases de escape; — mistura ar/biogás; — óleo de lubrificação; — purga do óleo de lubrificação; — reabastecimento do óleo de lubrificação;

Figura 2.1 – Representação de sistema de aproveitamento energético do biogás.

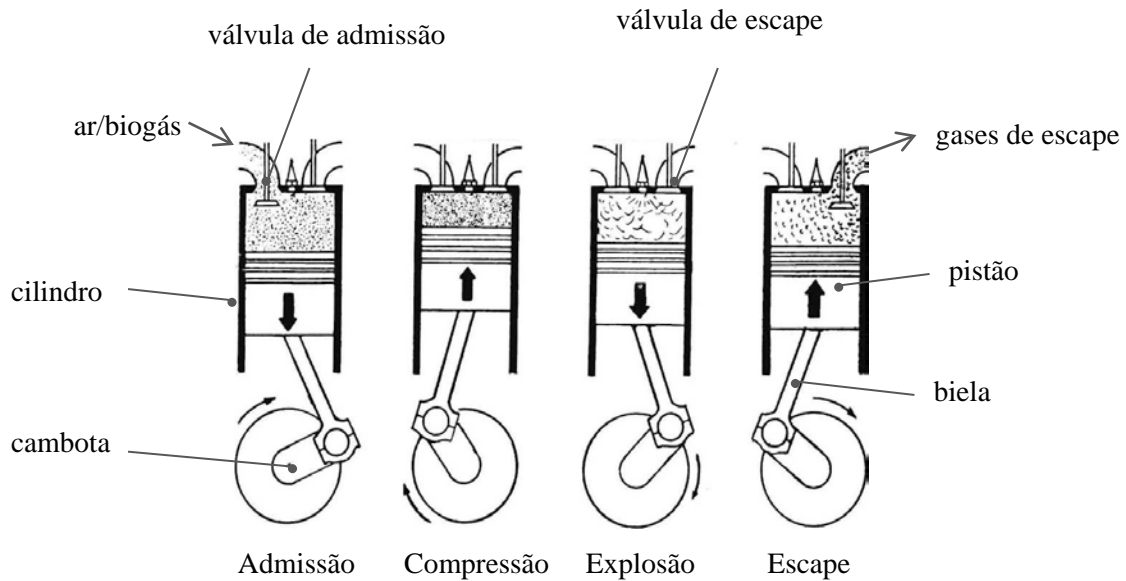
O turbocompressor é constituído por uma turbina (TB) e um compressor unidos num veio comum. A roda do compressor aspira a mistura ar/biogás procedente do misturador e conduz posteriormente essa mistura para o permutador de calor mistura/água, designado por PC1 na Figura 2.1. Existe um desvio no processo, designado por desvio do turbocompressor, que tem como objectivo a regulação do desempenho durante o funcionamento. Parte da mistura ar/biogás, depois de arrefecida no PC1 (que pertence aos sistemas de refrigeração descritos em 2.2.4 e 2.2.5), é desviada e aspirada novamente para o compressor.

2.2.2 Combustão

Após arrefecimento, efectuado em duas camadas no PC1, a mistura de ar/biogás é encaminhada para o motor. A mistura de combustão é aspirada e distribuída pelos cilindros individuais onde vai ocorrer a combustão. O motor (MCI) é constituído por 20 cilindros, dentro dos quais deslizam pistões que movimentam uma cambota, através das bielas. Este motor trabalha a quatro tempos, nomeadamente, admissão, compressão, expansão e escape (Figura 2.2). No 1º tempo, a admissão, o pistão encontra-se na parte superior do cilindro. A válvula de admissão abre e o pistão baixa, permitindo a entrada da mistura. Quando o pistão atinge o ponto inferior, a válvula de admissão fecha. No segundo tempo, a mistura é comprimida à medida que o pistão se eleva e, antes que este chegue à parte superior, a vela provoca uma faísca. No terceiro tempo, a mistura incendeia-se e explode; os gases quentes formados na explosão expandem e produzem uma força que empurra o pistão para baixo. No último tempo, a válvula de escape abre e os gases são empurrados para fora do cilindro pelo pistão que se eleva.

2.2.3 Exaustão de gases

Os gases de escape libertados pelo motor entram na turbina do turbocompressor, accionam a roda da turbina (e roda de compressor, que assenta no mesmo veio), e são enviados para a atmosfera, sem recuperação de calor.



Adaptado: www.facavocemesmo.net/o-motor-do-carocha-fusca (acedido em Agosto de 2010)

Figura 2.2 – Representação do ciclo do motor a quatro tempos.

2.2.4 Refrigeração de Alta Temperatura

Este sistema compreende a refrigeração da camisa do motor, da mistura ar/biogás e do óleo lubrificante do motor. A água de refrigeração circula pela unidade, em circuito fechado.

A água proveniente do PC1 é transportada através de duas tubagens exteriores (lado esquerdo e direito do motor) para a camisa de refrigeração do bloco e da cabeça do motor. A energia absorvida no motor é transportada para os radiadores, designados na Figura 2.1 por PC3, que o dissipam para a atmosfera. A água arrefecida pelo ar atmosférico vai, por sua vez, arrefecer o óleo de lubrificação do motor no permutador de calor óleo/água, denominado por PC2 na Figura 2.1. O ciclo termina no PC1, onde a água arrefece a mistura ar/biogás que sai do turbocompressor e que está a alta temperatura.

O sistema de refrigeração de alta temperatura tem ainda um ramal que vai arrefecer o turbocompressor. No entanto, não se dispõe de dados para quantificar caudais e energias dessas correntes. Assim, essa parcela não foi considerada na Figura 4.1.

2.2.5 Refrigeração de Baixa Temperatura

A mistura ar/biogás, arrefecida no primeiro estágio do permutador de calor mistura/água (PC1), passa por outro permutador adjacente para sofrer um arrefecimento adicional. Este

arrefecimento é efectuado pelo circuito fechado de refrigeração de baixa temperatura, que após absorver a energia térmica da mistura, dirige-se para uma das unidades do radiador (PC3), voltando posteriormente ao PC1.

2.2.6 Lubrificação

O óleo do motor tem como função não só a lubrificação dos rolamentos e peças móveis, como também o arrefecimento, vedação e limpeza do motor. Ele é aspirado do cárter⁵ (CAR) e empurrado através de uma tubagem até ao permutador de calor óleo/água (PC2), onde a energia térmica do óleo é transferida para a água do sistema de refrigeração a alta temperatura. Após o arrefecimento, o óleo do motor é filtrado e conduzido até aos pontos de lubrificação.

O lubrificante é repostado automaticamente no cárter sempre que o nível do óleo no motor baixa para além de um determinado valor.

2.2.7 Geração de energia eléctrica

A energia mecânica associada ao movimento rotativo do eixo de manivelas (cambota), obtida no decorrer do processo de combustão, é transferida para o gerador (GER) acoplado ao motor, que a converte em energia eléctrica.

O modelo do gerador é PE 734 C2 do fabricante Stamford, Cummins (EUA).

⁵ Reservatório do óleo lubrificante

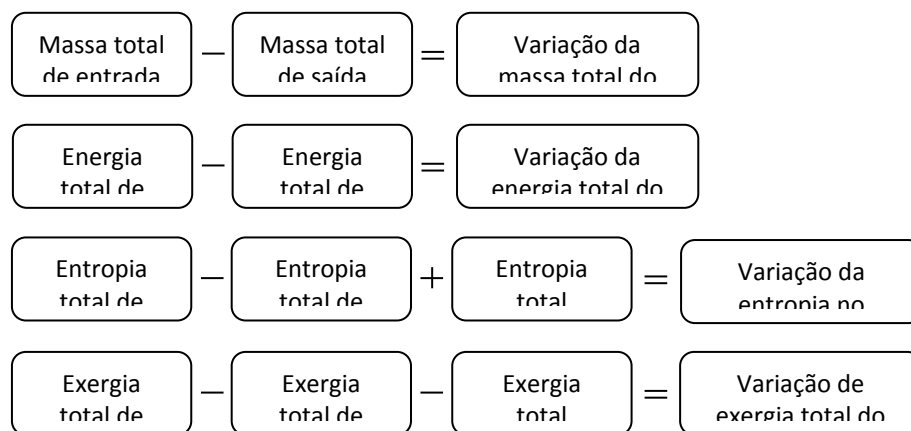
3 Metodologia

A análise termodinâmica do sistema de aproveitamento energético de biogás compreenderá os seguintes procedimentos:

- Aplicação de **balanços termodinâmicos** a cada uma das unidades e ao sistema global;
- Avaliação da **eficiência** do processo global e do desempenho individual dos componentes do sistema;
- Elaboração de **diagramas** de fluxos de energia e de exergia para visualização dos resultados;

3.1 Balanços Termodinâmicos

Os balanços termodinâmicos de massa, energia, entropia e exergia, conceptualmente representados na Figura 3.1, são aplicados para avaliar interações de trabalho e calor, a taxa de diminuição de exergia e as eficiências energéticas e exergéticas (Hepbasli, 2008b).



Fonte: Moran e Shapiro (2003)

Figura 3.1 - Representação dos balanços de massa, de energia, de entropia e de exergia.

Estas relações evidenciam que, durante um processo, a massa e a energia são conservadas, a entropia é gerada e a exergia é destruída (Çengel e Boles, 2006).

Um grande número de dispositivos de engenharia funciona durante longos períodos de tempo em condições aproximadamente constantes, sendo designados como *processos de escoamento em regime permanente* (Çengel e Boles, 2006). Em termos práticos, as propriedades do fluido, num dado ponto, mantêm-se constantes no tempo e, portanto, os termos do lado direito das equações na Figura 3.1 anulam-se neste tipo de processos.

3.1.1 Balanço mássico

No caso de um sistema em regime permanente, a massa contida no interior do volume de controlo não varia ao longo do tempo e, portanto, o fluxo de massa de entrada (\dot{m}_e) tem de ser igual ao fluxo de massa de saída (\dot{m}_s). O princípio de conservação de massa pode ser expresso, sob a forma de taxa, da seguinte forma (Hepbasli, 2008b):

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (3.1.1)$$

em que os somatórios se aplicam às diversas correntes de entrada e de saída.

3.1.2 Balanço energético

Num processo em regime permanente, a energia total de um volume de controlo permanece constante, isto é, o total de energia (\dot{E}) que entra por unidade de tempo, é igual ao total de energia que sai (Hepbasli, 2008b):

$$\sum \dot{E}_e = \sum \dot{E}_s \quad (3.1.2)$$

Desta forma, o balanço de energia, desprezando as variações de energia cinética e potencial das correntes, estabelece que a taxa de transferência de calor para o sistema aberto ou volume de controlo, $\dot{Q}_{v.c.}$, menos a potência produzida por este, $\dot{W}_{v.c.}$, é igual à variação de entalpia entre as entradas e as saídas. Assim, o balanço de energia pode ser escrito como (Çengel e Boles, 2006):

$$\dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s = 0 \quad (3.1.3)$$

Na equação 3.1.3 as variáveis h_e e h_s significam, respectivamente, a entalpia específica de uma corrente de entrada e de saída. Nesta convenção, o trabalho (por unidade de tempo) $\dot{W}_{v.c.}$ é considerado positivo quando produzido pelo sistema, ou seja, quando corresponde a uma transferência de energia deste para a vizinhança.

3.1.3 Balanço de entropia

As irreversibilidades provocam sempre um aumento de entropia e são quantificadas através do termo correspondente à taxa de geração de entropia, designado por \dot{S}_{ger} . O balanço de entropia num processo de escoamento em regime permanente, em que a variação de entropia dentro do volume de controlo é nula, toma a forma (Çengel e Boles, 2006):

$$\dot{S}_{ger} + \underbrace{\sum \frac{\dot{Q}_{v.c.}}{T_{v.c.}}}_{\dot{S}_{calor}} + \underbrace{\sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s}_{\dot{S}_{massa}} = 0 \quad (3.1.4)$$

$T_{v.c.}$ é a temperatura da fronteira do volume de controlo, considerada uniforme, através do qual passa o calor $\dot{Q}_{v.c.}$.

Da equação 3.1.4, conclui-se que a transferência de entropia de e para o sistema pode ser realizada através do escoamento de massa, \dot{S}_{massa} , e do calor transferido, \dot{S}_{calor} . Saliente-se que a entropia transferida através do trabalho é nula (Çengel e Boles, 2006; Hepbasli, 2008b).

3.1.4 Balanço exerético

A combinação entre a Primeira e a Segunda Lei da Termodinâmica permite que se estabeleça o balanço de exergia. A exergia é definida como sendo o máximo trabalho útil (trabalho eléctrico ou de veio) que pode ser obtido quando dois sistemas, em estados diferentes, são colocados em interacção contacto e posteriormente alcançam o equilíbrio (Bejan et al., 1996). Em geral, assume-se que um desses sistemas é o ambiente de referência.

O número de publicações de análises exeréticas aumentou exponencialmente nos últimos anos e os símbolos utilizados para exergia nesses documentos são diversos, resultando uma necessidade de consenso na sua utilização. De entre as sugestões apresentadas por Tsatsaronis (2007), optou-se por X (segunda letra da palavra exergia), pelo facto de ser apenas uma letra (uma alternativa possível seria Ex) e por se distinguir claramente do símbolo

de energia (E). Como desvantagem, é uma letra também utilizada para identificar as fracções molares. Este ponto foi resolvido adoptando a letra y para este efeito.

O balanço geral de exergia num processo de escoamento em regime permanente pode ser expresso da seguinte forma (Bejan et al., 1996):

$$\overbrace{\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_{v.c.}}\right) \dot{Q}_{v.c.}}^{\dot{X}_{calor}} - \overbrace{\dot{W}}^{\dot{X}_{trabalho}} + \overbrace{\sum \dot{m}_e x_e - \sum \dot{m}_s x_s}^{\dot{X}_{massa}} - \dot{X}_{dest} = 0 \quad (3.1.5)$$

O termo \dot{X}_{dest} contabiliza a exergia destruída devido às irreversibilidades, tais como atrito ou reacções químicas irreversíveis, entre outros. Relaciona-se com a entropia gerada pela equação de Gouy–Stodola (Hepbasli, 2008b):

$$\dot{X}_{dest} = \dot{I} = T_0 \dot{S}_{ger} \geq 0 \quad (3.1.6)$$

\dot{I} é designado por taxa de irreversibilidade do processo e é equivalente a \dot{X}_{dest} . T_0 é a temperatura no ambiente de referência. Da equação 3.1.5, observa-se que a exergia, tal como a energia, pode ser transferida para, ou de um sistema, através de trabalho, calor ou massa.

A exergia transferida através do trabalho, $\dot{X}_{trabalho}$, é equivalente ao próprio trabalho (ou potência) produzida, \dot{W} (Utlu e Hepbasli, 2007):

$$\dot{X}_{trabalho} = \dot{W} \quad (3.1.7)$$

Como o calor é uma forma desorganizada de energia, apenas uma parte desta pode ser convertida em trabalho. A quantidade de exergia térmica transferida, \dot{X}_{calor} , associada à transferência de calor $\dot{Q}_{v.c.}$ através da fronteira, considerada à temperatura uniforme $T_{v.c.}$, é quantificada por (Utlu e Hepbasli, 2007):

$$\dot{X}_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{v.c.}}\right) \dot{Q}_{v.c.} \quad (3.1.8)$$

A massa contém exergia e, como tal, o seu escoamento é um mecanismo de transporte de exergia, proporcional ao caudal mássico (Çengel e Boles, 2006):

$$\dot{X}_{massa} = \dot{m} \cdot x \quad (3.1.9)$$

A exergia específica associada à matéria, x , presente na equação 3.1.9, pode ser dividida em quatro componentes (Hepbasli, 2008b):

$$x = x_{cinética} + x_{potencial} + x_{física} + x_{química} \quad (3.1.10)$$

- A exergia cinética específica, $x_{cinética}$, está associada ao movimento e é equivalente à energia cinética específica:

$$x_{cinética} = \frac{V^2}{2} \quad (3.1.11)$$

V é a velocidade da corrente relativamente ao ambiente.

- A exergia potencial específica, $x_{potencial}$, está associada ao posicionamento nos campos gravitacional, electromagnéticos, ou outros. Para o campo gravitacional, a exergia potencial é equivalente à energia potencial gravítica específica:

$$x_{potencial} = gz \quad (3.1.12)$$

onde g é a aceleração gravítica e z a cota.

- A exergia física específica, $x_{física}$, está associada aos diferenciais de pressão ou temperatura e consiste no máximo trabalho obtido quando um determinado fluxo de matéria é convertido, através de um processo reversível, do seu estado inicial à temperatura T e pressão P , para um estado de referência restrito, à temperatura e pressão ambiente, T_0 e P_0 , respectivamente. Neste estado verifica-se um equilíbrio térmico e mecânico com o meio (Kotas, 1995; Doldersum, 1998). A exergia física é calculada através da seguinte equação (Bejan et al., 1996; Hepbasli, 2008b):

$$x_{física} = (h - h_0) + T_0 (s - s_0) \quad (3.1.13)$$

- A exergia química específica, $x_{química}$, está relacionada com as diferenças de composição química e consiste na máxima quantidade de trabalho obtido quando o fluxo de matéria em análise é trazido do estado de referência restrito, definido pelos parâmetros T_0 e P_0 , para o estado morto, caracterizado por uma identidade total, incluindo composição, com o ambiente de referência. Tal é conceptualmente

efectuado por processos químicos e físicos reversíveis, que envolvem transferências de calor e trocas de substâncias apenas com o ambiente (Kotas, 1995).

A exergia química de uma mistura pode ser calculada da seguinte forma (Bejan et al., 1996):

$$x_{química} = \sum_j y_j x_{química;j} + \bar{R}T_0 \sum_j (y_j \ln y_j) \quad (3.1.14)$$

O primeiro termo representa a soma das exergias químicas dos componentes j isolados ponderados pela sua fracção molar. Os valores das exergias químicas dos componentes puros podem ser consultados em tabelas, como, por exemplo, as apresentadas em Bejan et al. (1996). O segundo termo de (3.1.14) resulta da geração de entropia associada ao processo de mistura dos componentes.

3.2 Eficiência

Eficiência, em geral, pode ser definida como a relação entre um resultado desejado e a respectiva entrada. Apesar de esta definição dar um entendimento geral e simples de eficiência, um grande número de eficiências particulares têm sido propostas para diferentes sistemas de engenharia e de operações (Kanoglu et al., 2007). Alguns investigadores, como Rosen et al. (2005) e Kanoglu et al. (2007), reconheceram a dificuldade das definições de eficiências de sistemas energéticos.

Em análises termodinâmicas, o conceito de eficiência foi primeiramente definido com base na Primeira Lei. Nas últimas décadas, associada à maior utilização da análise exérgica, a eficiência exérgica surgiu como indicador primordial (Bejan et al., 2006; Kotas, 1995; Szargut et al., 1988).

3.2.1 Eficiência da Primeira Lei da Termodinâmica

A eficiência da Primeira Lei, muitas vezes chamada eficiência energética, consiste na razão entre a energia das saídas de interesse do processo, dividida pelas energias que entram no sistema. É definida por (Khaliq e Choudhary, 2007; Utlu e Hepbasli, 2007; Al-Ghandoor et al., 2009):

$$\eta = \frac{\dot{E}_{saída}}{\dot{E}_{entrada}} \quad (3.2.1)$$

3.2.2 Eficiência da Segunda Lei da Termodinâmica

Diferentes formas de definir a eficiência da Segunda Lei ou exergética foram propostas na literatura (Cornelissen, 1997). Ela representa sempre uma razão da exergia contida nos produtos do processo e a exergia dos fluxos de entrada (Dincer et al., 2004; DiPippo, 2004; Al-Ghandoor et al., 2009; Hepbasli, 2008b; Utlu e Hepbasli, 2007).

Eficiência Racional

A eficiência racional foi definida por Kotas (1995) como a razão entre a exergia dos produtos desejados, $\dot{X}_{desejada,saída}$, e a exergia necessária para o processo ser realizado, $\dot{X}_{utilizada}$:

$$\varepsilon_1 = \frac{\dot{X}_{desejada,saída}}{\dot{X}_{utilizada}} \quad (3.2.2)$$

Grau de perfeição termodinâmico

O grau de perfeição termodinâmico (Szargut et al., 1988) é definido como a razão entre as somas dos fluxos de exergia de saída e de entrada.

$$\varepsilon_2 = \frac{\dot{X}_{saída}}{\dot{X}_{entrada}} \quad (3.2.3)$$

Quociente de destruição de exergia

Os valores da taxa de destruição de exergia das diferentes unidades do processo podem proporcionar informações relevantes sobre as ineficiências termodinâmicas desse processo.

A taxa de destruição de exergia num componente do sistema, \dot{X}_{dest} , pode ser comparada com a destruição total de exergia do processo, $\dot{X}_{dest,total}$, e é definida da seguinte maneira (Bilgen e Kaygusuz, 2008):

$$\gamma_{dest} = \frac{\dot{X}_{dest}}{\dot{X}_{dest,total}} \quad (3.2.4)$$

3.3 Diagramas

As análises gráficas ao sistema de cogeração serão realizadas de acordo com os seguintes diagramas:

3.3.1 Diagrama de Sankey

O diagrama de Sankey é uma ferramenta gráfica adequada para expressar o fluxo de energia. É igualmente denominado como diagrama de fluxo de entalpia. A quantidade de energia pode ser traduzida pela largura do ramo de cada fluxo de entrada ou de saída do gráfico (Zheng et al., 2004; Badami e Mura, 2010).

3.3.2 Diagrama de Grassman

O diagrama de Grassmann é uma ferramenta que representa graficamente as entradas e saídas dos balanços de exergia. É também designado como diagrama de fluxo de exergia e ilustra as quantidades e direcções de fluxos de exergia (Zheng e tal., 2004; Badami e Mura, 2010).

4 Análise Termodinâmica do Sistema

4.1 Representação do processo

Na Figura 4.1 encontra-se o esquema simplificado do motor. Em relação à Figura 2.1, este esquema inclui a numeração das correntes.

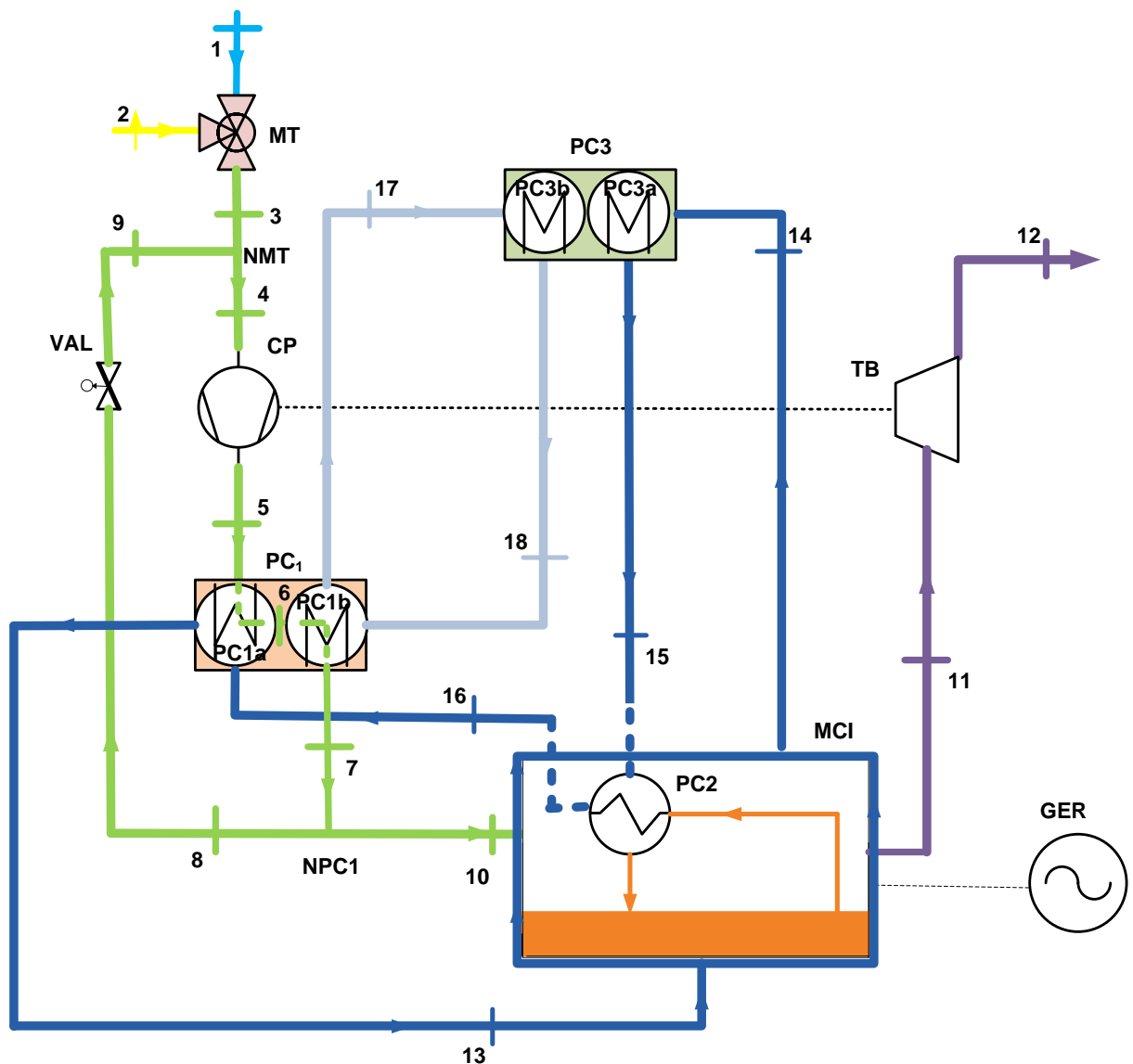
A Tabela 4.1 resume os valores conhecidos das composições molares das correntes do ar, biogás, mistura biogás/ar e gases de escape, bem como os valores que serão determinados por cálculos.

Explicações mais detalhadas sobre as hipóteses assumidas estão nas secções seguintes, nomeadamente 4.2, 4.3 e 4.4.

Tabela 4.1 – Composição molar das correntes gasosas de ar de entrada, biogás, mistura ar/biogás e gases de escape

Corrente	Fracção molar				
	y_{O_2}	y_{N_2}	y_{H_2O}	y_{CH_4}	y_{CO_2}
1 (Ar de entrada)	<u>0,2054</u>	<u>0,77253</u>	<u>0,0217</u>	-	<u>0,000337</u>
2 (Biogás)	0,009	0,073	-	0,556	0,362
3-10 (Ar+ Biogás)	?	?	?	?	?
11-12 (Gases de escape)	0,081	?	?	-	?

Legenda: ?: incógnita; x: grandeza assumida



Legenda das unidades do sistema:

CP - compressor; GER - gerador; MCI - motor de combustão interna; MT - Misturador de gás; NMT - reunião da mistura de entrada e da corrente de recirculação; NPC1 - bifurcação da mistura de combustão; PC1 - permutador de calor mistura/água; PC1a - 1ª unidade de permutador de calor PC1; PC1b - 2ª unidade de permutador de calor PC1; PC2 - permutador de calor óleo/água; PC3 - radiador; PC3a - 1ª unidade de permutador de calor PC3; PC3b - 2ª unidade de permutador de calor PC3; TB - turbina; VAL - válvula;

Legenda das correntes do sistema:

— água de refrigeração de alta temperatura; — água de refrigeração de baixa temperatura; — ar; — biogás; — gases de escape; — mistura ar/biogás; — óleo de lubrificação; — purga do óleo de lubrificação; — reabastecimento do óleo de lubrificação;

Figura 4.1 - Representação de sistema de aproveitamento energético do biogás com identificação das correntes.

4.2 Hipóteses consideradas

A análise termodinâmica do sistema de valorização energética do biogás admitiu os seguintes pressupostos:

- A central de cogeração em estudo foi analisada como uma unidade de produção de electricidade e não de electricidade e calor combinados. O calor efectivamente recuperado pela central de cogeração para aquecimento dos edifícios e de água sanitária (AQS) não foi considerado, por não se dispor de dados para a sua quantificação.
- Apenas foram considerados os componentes principais do sistema, por não existirem dados sobre os restantes componentes e não exercerem uma influência significativa nos balanços energéticos e exergéticos;
- As condições físicas do ambiente de referência (estado morto) são temperatura $T_0 = 298,15$ K e $P_0 = 101,325$ kPa. A composição molar do ar atmosférico é considerada a seguinte: $y_{O_2;ar} = 0,2054$; $y_{H_2O;ar} = 0,0217$; $y_{N_2;ar} = 0,77253$; $y_{CO_2;ar} = 0,000337$. Esta composição resulta da apresentada por Rivero e Garfias (2006)⁶, tratando a pequena fracção de Ar (árgon) como sendo N_2 .
- O sistema opera em regime permanente, visto funcionar durante longos períodos de tempo nas mesmas condições;
- Os fluxos gasosos do sistema, nomeadamente, o ar atmosférico, o biogás e os produtos de combustão, foram considerados misturas de gases ideais. Esta hipótese é aceitável considerando as pressões e temperaturas dessas correntes.
- As componentes cinética e potencial de energia e de exergia das correntes foram tidas como desprezáveis;
- As perdas de calor dos equipamentos, com excepção do bloco do motor e turbocompressor, são desprezáveis;
- N_2 é considerado um gás inerte na reacção de combustão.
- O líquido de refrigeração do sistema tem propriedades iguais às da água líquida, desprezando-se a influência do anticongelante;
- A pressão de entrada do biogás é a pressão ambiente;

⁶ A composição do ar no artigo é a seguinte: x_{O_2} : 0.2054; x_{H_2O} : 0.0217; x_{N_2} : 0.7634; x_{Ar} : 0.00913; x_{CO_2} : 0.000337.

- A eficiência eléctrica do gerador foi assumida em 98% (Bejan et al., 1996);
- Assumiu-se que o motor trabalhava com uma carga de 100%;
- A exergia química dos diferentes compostos são valores tabelados referentes a condições de referência, isto é, temperatura $T_0 = 298,15$ K e pressão $P_0 = 1$ atm (Modelo 2 de Bejan et al. (1996)).
- Considerou-se que a pressão da mistura ar/biogás a meio do permutador de calor 1 (PC1) corresponde à média da pressão de entrada e de saída;
- Os dois permutadores que constituem o permutador de calor PC1, operam em contra-corrente.
- A temperatura de saída da água na segunda secção do permutador de calor mistura/água (PC1b) é $T_{17} = 41$ °C;
- O arrefecimento da água de refrigeração ocorrida no radiador PC3 representa necessariamente uma perda de calor para o ambiente;
- O turbocompressor foi analisado como sendo um compressor e a uma turbina unidos por um eixo comum;
- O sistema de refrigeração de alta temperatura tem um ramal que passa pelo turbocompressor, para arrefecimento deste. Contudo, não se dispõe de dados para quantificar caudais e energias dessas correntes. Assim, nos cálculos e no diagrama da Figura 4.1, esse ramal foi ignorado;
- As eficiências isentrópicas do compressor e da turbina do turbocompressor foram ambas consideradas 86% (Bejan et al., 1996);
- A diferença entre as pressões de 1 bar e de 1 atm foi desprezada (Bejan et al., 1996);
- As correntes de água de refrigeração operam todas à mesma pressão.

A Tabela 4.2 descreve cada uma das correntes e indica os valores das propriedades temperatura, pressão e caudal, efectivamente conhecidos ou que foram arbitrados (sublinhados). Os valores a serem calculados através dos balanços termodinâmicos estão indicados com uma interrogação.

Tabela 4.2 – Descrição, temperatura, pressão e caudal das correntes representadas na Figura 4.1

Corrente	Descrição	T [°C]	P [kPa]	\dot{n} [kmol·s ⁻¹]
1	Ar de entrada	<u>25</u>	<u>101,3</u>	?
2	Biogás de entrada	<u>25</u>	<u>101,3</u>	?
3	Mistura do ar e biogás de entrada	?	<u>101,3</u>	?
4	Mistura de combustão proveniente do misturador e corrente de recirculação	?	<u>101,3</u>	?
5	Mistura de combustão comprimida	?	<u>385</u>	?
6	Mistura de combustão parcialmente arrefecida	?	<u>345</u>	?
7	Mistura de combustão arrefecida	48,8	305	?
8	Recirculação de parte da mistura de combustão arrefecida	48,8	305	?
9	Expansão da mistura de combustão recirculada	?	<u>101,3</u>	?
10	Mistura de combustão arrefecida antes de entrar no motor	48,8	305	?
11	Gases de escape resultantes do processo de combustão	609	?	?
12	Gases de escape enviados para a atmosfera	444	101,3	0,06502
13	Água do sistema de refrigeração de alta temperatura	?	<u>90</u>	<u>0,4425</u>
14	Água do sistema de refrigeração de alta temperatura	88	90	<u>0,4425</u>
15	Água do sistema de refrigeração de alta temperatura arrefecida pelo ar atmosférico	?	<u>90</u>	<u>0,4425</u>
16	Água do sistema de refrigeração de alta temperatura	?	<u>90</u>	<u>0,4425</u>
17	Água do sistema de refrigeração de baixa temperatura	<u>41</u>	<u>90</u>	<u>0,3855</u>
18	Água do sistema de refrigeração de baixa temperatura arrefecida pelo ar atmosférico	?	<u>90</u>	<u>0,3855</u>

Legenda: ? - incógnita; x - grandeza assumida

4.3 Variáveis de projecto obtidos *in-situ*

Os dados facultados pelo sistema de controlo do motor da GE Jenbacher, DIA.NE XT, e pelo técnico responsável pela operação da Central de Cogeração foram os seguintes:

- Composição molar do biogás:
 $y_{O_2;2} = 0,009$; $y_{N_2;2} = 0,073$; $y_{CO_2;2} = 0,362$; $y_{CH_4;2} = 0,556$;
- Temperatura e pressão da mistura combustível (ar+biogás) à entrada do bloco do motor: $T_{10} = 48,8$ °C; $P_{10} = 305$ kPa;
- Temperatura dos gases de escape à saída do motor: $T_{11} = 609$ °C;
- Temperatura dos gases de escape libertados para a atmosfera: $T_{12} = 444$ °C;
- Temperatura e pressão da água de arrefecimento à saída do motor: $T_{14} = 88$ °C; $P_{14} = 90$ kPa;
- Potência produzida pelo motor-gerador: $\dot{W}_{MCI} = 1048$ kW;
- Valor da queda de pressão para a mistura ar/biogás no permutador PC1: $\Delta P = 80$ mbar;
- Caudal volumétrico dos gases de escape à saída: $\dot{m}_{11} = 14013$ m³·h⁻¹;
- Composição molar dos gases de escape: $y_{O_2;12} = 0,081$ (na realidade também se conhecem $y_{N_2;12} = 0,721$; $y_{CO_2;12} = 0,073$ e $y_{H_2O;12} = 0,125$, mas estas composições são consideradas nos balanços como incógnitas).

4.4 Variáveis de projecto presentes em documentação própria

Os dados obtidos da documentação disponibilizada pela Jenbacher referente ao conjunto dos motor-geradores em funcionamento na Central de Cogeração de Biogás foram os seguintes:

- A taxa de transferência de calor proveniente do arrefecimento da carcaça do motor ($\dot{Q}_{\text{arrefecimentoMCI}}$) isto é, diferença de energia entre as correntes 14 e 13, tem o valor médio de 313 kW;
- O calor transferido do óleo de lubrificação do motor para a água de refrigeração de alta temperatura no interior do permutador óleo/água (PC2) tem o valor médio de 133 kW.

- O calor transferido no primeiro nível do permutador de calor PC1 (\dot{Q}_{PC1a}) tem o valor médio de 176 kW, enquanto no segundo nível, \dot{Q}_{PC1b} apresenta o valor de 77 kW.
- Os caudais mássicos de água dos sistemas de refrigeração de alta e baixa temperatura são, respectivamente, $\dot{m}_{13} = 25000 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ e $\dot{m}_{17} = 28700 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$;

4.5 Caracterização termodinâmica do sistema

As secções seguintes descrevem sinteticamente os principais aspectos dos cálculos efectuados, com referência a exemplos considerados pertinentes.

A primeira etapa consistiu na determinação das composições (fracções molares) das correntes do biogás, ar de entrada, mistura ar/biogás e gases de escape.

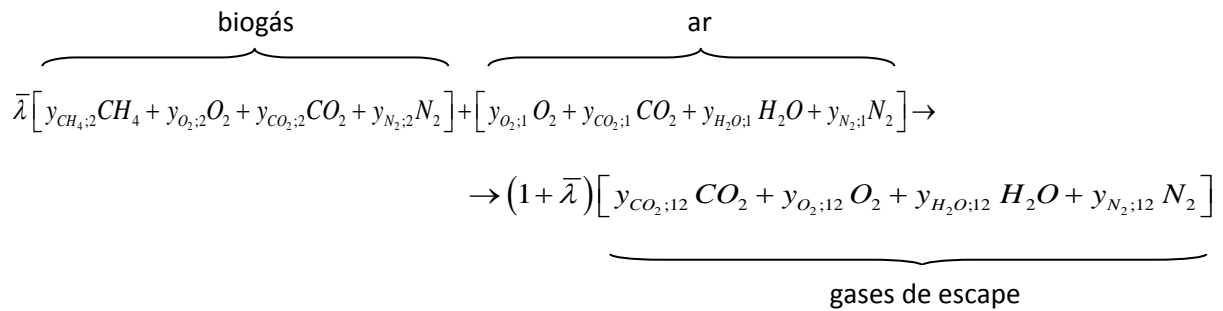
Numa segunda etapa, determinaram-se as temperaturas, pressões, entalpias, entropias e caudais das correntes do sistema (1 a 18). Esta fase consistiu na realização conjunta de balanços mássicos, energéticos e entrópicos, de acordo com o apresentado nas secções 4.5.1 a 4.5.10. Para o turbocompressor, tiveram-se em conta os valores das eficiências isentrópicas da turbina e do compressor. É de referir que os balanços mássicos e energéticos em determinadas unidades não foram realizados separadamente, dado o número de incógnitas ser superior ao número de equações. De uma forma sucinta e com base nos balanços mássicos e energéticos ao misturador (MT) começou-se por calcular a temperatura T_3 . De seguida determinaram-se sequencialmente T_{13} , T_{16} , T_{18} e T_{15} , avaliando-se as unidades MCI, PC1a, PC1b e MCI (novamente) respectivamente. A pressão P_{11} foi calculada com base nas eficiências isentrópicas do turbocompressor. Posteriormente, calcularam-se as taxas de energia de várias correntes, nomeadamente, \dot{E}_4 e \dot{E}_5 (determinadas em conjunto através de balanços ao CP e TC), \dot{E}_9 (balanço a NMT), \dot{E}_8 (balanço a NMT) e \dot{E}_7 (balanço a PC1). A partir destas variáveis foi possível determinar os caudais molares \dot{n}_8 , \dot{n}_9 , \dot{n}_4 , \dot{n}_5 , \dot{n}_6 , com conseqüente cálculo de T_4 , T_5 e T_9 . Por último, calcularam-se T_6 e \dot{n}_6 recorrendo a balanços efectuados na unidade PC1. Depois de se conhecerem as temperaturas, procedeu-se ao cálculo das pressões desconhecidas com base nos balanços entrópicos.

Posteriormente, o cálculo da exergia implicou um conjunto de etapas preliminares, nomeadamente o cálculo de entropias e entalpias de referência que, por sua vez, implicaram a

determinação das fracções molares gasosas das correntes que condensam no estado de referência. Por último, realizaram-se os balanços exergeticos.

4.5.1 Processo de combustão

A reacção completa de combustão do biogás obedece à seguinte equação:



Onde:

$y_{j;i}$ - fracção molar do componente j presente na corrente i

$\bar{\lambda}$ - razão de caudais molares biogás/ar

As fracções molares $y_{CO_2;12}$, $y_{H_2O;12}$, $y_{N_2;12}$ dos gases de escape e o parâmetro razão biogás/ar ($\bar{\lambda}$) podem ser determinados através da aplicação de balanços materiais aos elementos presentes na equação de combustão, nomeadamente, hidrogénio (H), azoto (N), carbono (C) e oxigénio (O), obtendo-se o seguinte sistema de equações:

$$\text{H: } \bar{\lambda} \times 4 \times y_{CH_4;2} + 2 \times y_{H_2O;1} = (1 + \bar{\lambda}) \times 2 \times y_{H_2O;12} \quad (4.5.1)$$

$$\text{N: } \bar{\lambda} \times 2 \times y_{N_2;2} + 2 \times y_{N_2;1} = (1 + \bar{\lambda}) \times 2 \times y_{N_2;12} \quad (4.5.2)$$

$$\text{C: } \bar{\lambda} (y_{CH_4;2} + y_{CO_2;2}) + y_{CO_2;1} = (1 + \bar{\lambda}) \times y_{CO_2;12} \quad (4.5.3)$$

$$\text{O: } \bar{\lambda} (2y_{O_2;2} + 2y_{CO_2;2}) + 2y_{O_2;1} + y_{H_2O;1} + 2y_{CO_2;1} =$$

$$= (1 + \bar{\lambda}) (2y_{CO_2;12} + y_{H_2O;12} + 2y_{O_2;12}) \quad (4.5.4)$$

O parâmetro $\bar{\lambda}$ é traduzido pelas seguintes equações:

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_2}{\dot{n}_1} \quad (4.5.5)$$

$$1 + \bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_{12}}{\dot{n}_1} \quad (4.5.6)$$

em que \dot{n} representa o caudal molar. A equação 4.5.6 resulta do facto da combustão do metano não fazer variar o número total de moles de espécies gasosas.

Para calcular a fracção molar dos componentes gasosos na mistura ar/biogás de alimentação, denominada por “mistura”, efectuou-se a soma do caudal molar de cada um dos componentes presentes no biogás e no ar, dividindo-se pelo caudal da mistura, de acordo com:

$$y_{j;3} = \frac{(y_{j;1} \times \dot{n}_1) + (y_{j;2} \times \dot{n}_2)}{\dot{n}_2 + \dot{n}_1} \quad (4.5.7)$$

4.5.2 Entalpia e entropia das correntes gasosas

As correntes gasosas do sistema, nomeadamente a mistura de combustão e de escape, são consideradas misturas gasosas perfeitas. O cálculo da entalpia e entropia molares desses fluxos gasosos, \bar{h}_i e \bar{s}_i , obtém-se pela adição dos contributos de cada componente da mistura, de acordo com as equações seguintes (Wall, 1988):

$$\bar{h}_i(T_i) = \sum_j y_j \times \bar{h}_j(T_i) \quad i = 1 \text{ a } 12 \quad (4.5.8)$$

$$\bar{s}_i(T_i, P_i) = \sum_j y_j \times \bar{s}_j(T_i, P_{j;i}) \quad i = 1 \text{ a } 12 \quad (4.5.9)$$

em que o índice i se refere ao número da corrente e j aos componentes das misturas.

A entalpia de um gás ideal depende só da temperatura e, como tal, os termos \bar{h}_j de cada componente são avaliados à temperatura da mistura, T_i . Por outro lado, as entropias \bar{s}_j são função da temperatura da mistura e da pressão parcial do componente, $P_{j;i}$ (Bilgen e Kaygusuz, 2008).

Os valores \bar{h}_j e \bar{s}_j foram calculados directamente pelo *software Engineering Equation Solver* (EES) e estão apresentados em Anexo na Tabela A.1 e Tabela A.2, respectivamente. Alternativamente, esses mesmos valores poderiam ter sido obtidos pelas equações seguintes (o índice j é omitido para simplificação):

$$\bar{h}(T, P) = h_f^\circ + [\bar{h}(T, P) - \bar{h}(T_{ref}, P_{ref})] = h_f^\circ + \Delta\bar{h} \quad (4.5.10)$$

$$\bar{s}(T, P) = \bar{s}^\circ(T) - \bar{R} \ln \frac{P}{P_{ref}} \quad (4.5.11)$$

Onde:

- h_f° é a entalpia de formação, definida como a energia libertada ou absorvida quando um composto é formado a partir dos seus elementos, à temperatura e pressão de referência ($T_{ref} = 25^\circ\text{C}$ e $P_{ref} = 1 \text{ bar}$). A entalpia de um composto no estado de referência (T_{ref}, P_{ref}) corresponde à entalpia de formação.
- $\Delta\bar{h}$ corresponde à variação de entalpia entre o estado de referência e o estado físico de interesse, isto é, a temperatura e pressão da corrente.
- \bar{s}° é a entropia absoluta à temperatura T e pressão P_{ref} .

Estes valores podem ser consultados em tabelas termodinâmicas de gases ideais, por exemplo, em Çengel e Boles (2006).

4.5.3 Entalpia e entropia das correntes líquidas

Se um processo não envolve mudanças na sua composição química, o estado de referência escolhido para o cálculo da entalpia e entropia não tem influência no resultado. Assim, as entalpias e entropias das correntes de água (que não sofrem reacção química), \bar{h}_i e \bar{s}_i , respectivamente, poderiam ter sido calculadas utilizando simplesmente os valores de tabelas de vapor (onde os estados de referência são diferentes dos atrás indicados). No entanto, para manter homogeneidade com as correntes gasosas, em que é necessário calcular a entalpia e entropia com base na entalpia de formação e na entropia absoluta, optou-se por calcular as propriedades das correntes líquidas pelo mesmo método.

Para relacionar os valores de entalpia e de entropia das correntes líquidas obtidas pelos dois métodos anteriores, utilizaram-se as equações (o índice i é omitido para simplificação) (Bejan et al.,1996):

$$\bar{h}(T, P) - \bar{h}(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) = \bar{h}^\oplus(T, P) - \bar{h}^\oplus(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) \quad (4.5.12)$$

$$\bar{s}(T, P) - \bar{s}(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) = \bar{s}^\oplus(T, P) - \bar{s}^\oplus(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) \quad (4.5.13)$$

Onde:

- $\bar{h}(25^\circ\text{C}, 1\text{bar})$ e $\bar{s}(25^\circ\text{C}, 1\text{bar})$ são os valores de referência para a água líquida, à temperatura e pressão identificadas dentro dos parênteses, baseados nos valores de entalpia de formação e entropia absoluta da água líquida, tabelados em Bejan et al. (1996).

- $\bar{h}^\oplus(T, P)$, $\bar{h}^\oplus(25^\circ\text{C}, 1\text{bar})$, $\bar{s}^\oplus(T, P)$ e $\bar{s}^\oplus(25^\circ\text{C}, 1\text{bar})$ são valores obtidos nas tabelas de vapor para água saturada, lidas, por exemplo, em Çengel e Boles (2006).

Um exemplo de cálculo encontra-se em anexo – Apêndice B.1.

4.5.4 Processo de condensação

Para determinar a exergia de cada uma das correntes é necessário compará-las com o estado morto restrito (P_0 , T_0). No entanto, o abaixamento da temperatura até T_0 de uma corrente gasosa que contenha vapor de água pode levar a condensação. Nesse caso, a quantidade de vapor nos gases arrefecidos, $n_{H_2O(g)}$, é menor que a quantidade total de água, n_{H_2O} , pois haverá uma parte na forma de água líquida, $n_{H_2O(l)}$:

$$n_{H_2O} = n_{H_2O(l)} + n_{H_2O(g)} \quad (4.5.14)$$

O primeiro passo é verificar quais as correntes que condensariam se a sua temperatura fosse diminuída até T_0 . Calculou-se a pressão de vapor das correntes gasosas, $P_{H_2O;i}$, à pressão de referência P_0 :

$$P_{H_2O;i} = y_{H_2O;i} \times P_0 \quad (4.5.15)$$

Estes valores são comparados com a pressão de saturação⁷ à temperatura de referência T_0 ($P_{sat @ 25^\circ\text{C}} = 3,169\text{ kPa}$).

À temperatura e pressão de referência, os únicos gases em que se verificaria condensação são os gases de combustão, pois verifica-se que $P_{H_2O;i} > P_{sat @ 25^\circ\text{C}}$, com $i = 11$ ou 12 .

O segundo passo consiste no cálculo da nova composição da mistura dos gases de combustão nas condições de referência, para posterior utilização na avaliação da exergia química e física dessas correntes.

⁷ Pressão à qual se verifica um equilíbrio de fases a uma determinada temperatura.

Os produtos de combustão a 25° C ($n_{p,25^{\circ}C}$) serão constituídos pelos produtos gasosos secos (n_{N_2} , n_{O_2} e n_{CO_2}), por uma certa quantidade de vapor de água ($n_{H_2O(g)}$), e por água líquida ($n_{H_2O(l)}$):

$$n_{p,25^{\circ}C} = \underbrace{n_{N_2} + n_{O_2} + n_{CO_2} + n_{H_2O(g)}}_{\text{fase gasosa}} + \underbrace{n_{H_2O(l)}}_{\text{fase líquida}} \quad (4.5.16)$$

Se se considerar que $n_{p,25^{\circ}C} = 1$ mol, as quantidades molares dos componentes dos gases de escape terão um valor numérico igual às suas fracções molares:

$$y_j = n_j \quad j = CO_2; N_2; O_2; H_2O(l); H_2O(g) \quad (4.5.17)$$

A composição da fase gasosa, expressa pelas fracções molares nessa fase, y_j^* , é calculável por:

$$y_j^* = \frac{n_j}{n_{CO_2} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{H_2O(g)}} \quad j = CO_2; N_2; O_2; H_2O(g) \quad (4.5.18)$$

A fracção gasosa e líquida dos produtos de combustão a 25°C pode ser avaliada pelas equações:

$$y_{\text{fase_gasosa}} = \frac{n_{CO_2} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{H_2O(g)}}{n_{CO_2} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{H_2O(g)} + n_{H_2O(l)}} \quad (4.5.19)$$

$$y_{\text{fase_líquida}} = \frac{n_{H_2O(l)}}{n_{CO_2} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{H_2O(g)} + n_{H_2O(l)}} \quad (4.5.20)$$

A pressão parcial de vapor de água (P_{H_2O}) nas correntes dos produtos de combustão à pressão de referência P_0 é dada por:

$$P_{H_2O} = y_{H_2O(g)}^* \times P_0 \quad (4.5.21)$$

e é a pressão parcial de vapor será numericamente igual à pressão de saturação a 25°C, $P_{sat @ 25^{\circ}C}$.

Um exemplo de cálculo encontra-se em anexo – Apêndice B.2.

4.5.5 Entalpia e entropia de referência

A entalpia e entropia de referência para as correntes 1 a 10 são calculadas com base nas condições de referência, nomeadamente T_0 e P_0 , de acordo com as equações (4.5.23) e (4.5.24) abaixo. A pressão parcial dos componentes é calculada pela equação 4.5.25.

Para $i = 1$ a 10:

$$\bar{h}_i^0(T_0) = \sum_j y_{j;i} \times \bar{h}_j(T_0) \quad (4.5.23)$$

$$\bar{s}_i^0(T_0, P_0) = \sum_j y_{j;i} \times \bar{s}_j(T_0, P_{0;j}) \quad (4.5.24)$$

$$P_{0;j} = P_0 \times y_{j;i} \quad (4.5.25)$$

As propriedades entalpia e entropia dos gases de escape no estado de referência são calculadas de forma diferente, de acordo com as equações (4.5.26) e (4.5.27), pois as fracções molares têm de ser modificadas de forma a incluir a fracção de água líquida resultante da condensação verificada.

Para $i = 11$ a 12 e $j = \text{CO}_2; \text{N}_2; \text{O}_2; \text{H}_2\text{O}(\text{g}); \text{H}_2\text{O}(\text{l})$:

$$\bar{h}_i^0(T_0) = \sum_j y_{j;i} \times \bar{h}_j(T_0) \quad (4.5.26)$$

Para $i = 11$ a 12 e $j = \text{CO}_2; \text{N}_2; \text{O}_2; \text{H}_2\text{O}(\text{g})$:

$$\bar{s}_i^0(T_0, P_0) = \sum_j y_{j;i} \times \bar{s}_j(T_0, P_{0;j}) + y_{\text{H}_2\text{O}(\text{l});i} \times \bar{s}_{\text{H}_2\text{O}(\text{l})}(T_0, P_0) \quad (4.5.27)$$

Nos fluxos de gases de combustão a pressão parcial dos componentes é calculada segundo a equação 4.5.28:

Para $i = 11$ a 12 e $j = \text{CO}_2; \text{N}_2; \text{O}_2; \text{H}_2\text{O}(\text{g})$:

$$P_{0;j} = P_0 \times y_{j;i}^* \quad (4.5.28)$$

Os resultados da entalpia e entropia de referência das correntes, \bar{h}_i^0 e \bar{s}_i^0 , encontram-se em na Tabela A.3 do Anexo. O cálculo da entalpia e entropia de referência dos vários componentes, $\bar{h}_{j;i}$ e $\bar{s}_{j;i}$ estão tabelados em Anexo, nas Tabelas A.4 e A.5, respectivamente.

Um exemplo de cálculo encontra-se em anexo – Apêndice B.3.

4.5.6 Exergia física e química

A exergia molar física \bar{x}_i^f e a exergia molar \bar{x}_i das correntes são determinadas de acordo com as equações (4.5.29) e (4.5.30).

$$\bar{x}_i^f = (\bar{h}_i - \bar{h}_i^0) - T_0(\bar{s}_i - \bar{s}_i^0) \quad i = 1 \text{ a } 18 \quad (4.5.29)$$

$$\bar{x}_i = \bar{x}_i^f + \bar{x}_i^q \quad i = 1 \text{ a } 18 \quad (4.5.30)$$

A exergia molar química para as correntes gasosas do sistema, para as correntes gasosas com condensação à temperatura de referência e para as correntes líquidas são calculadas segundo as equações (4.5.31), (4.5.32) e (4.5.33), respectivamente (Bejan et al.,1996).

Para $i = 1$ a 10 e $j = \text{CO}_2; \text{N}_2; \text{O}_2; \text{H}_2\text{O}(\text{g})$:

$$\bar{x}_i^q = \sum_j y_{j;i} \bar{x}_j^q + T_0 \bar{R} \sum_j y_{j;i} \ln(y_{j;i}) \quad (4.5.31)$$

Para $i = 11$ a 12 e $j = \text{CO}_2; \text{N}_2; \text{O}_2; \text{H}_2\text{O}(\text{g})$:

$$\bar{x}_i^q = y_{\text{fase_gasosa}} \left[\sum_j y_{j;i}^* \bar{x}_j^q + T_0 \bar{R} \sum_j y_{j;i}^* \ln(y_{j;i}^*) \right] + y_{\text{fase_líquida}} \bar{x}_{\text{H}_2\text{O}(\text{l})}^q \quad (4.5.32)$$

Para $i = 13$ a 18

$$\bar{x}_i^q = \bar{x}_{\text{H}_2\text{O}(\text{l})}^q \quad (4.5.33)$$

\bar{x}_j^q representa o valor de exergia molar química das substâncias j à temperatura $T_0 = 25$ °C e pressão $P_0 = 1$ atm. Note-se que para o cálculo da exergia química não interessam as condições reais de pressão e temperatura da corrente. Os valores de \bar{x}_j^q são obtidos de tabelas para aquelas temperatura e pressão (Modelo 2 em Bejan et al. (1996)) e estão presentes na Tabela A.6 em Anexo.

A taxa de irreversibilidade \dot{I}_k foi avaliada para o sistema global e para cada componente por:

$$\dot{I} = T_0 \times \dot{S}_{gen} \quad (4.5.34)$$

Um exemplo de cálculo encontra-se em anexo – Apêndice B.4.

4.5.7 Taxas de energia, entropia e exergia

Os fluxos de energia (\dot{E}), entropia (\dot{S}) e exergia (\dot{X}) para cada corrente (i) são avaliados de acordo com as equações seguintes:

$$\dot{E}_i = \dot{n}_i \times \bar{h}_i \quad (4.5.35)$$

$$\dot{S}_i = \dot{n}_i \times \bar{s}_i \quad (4.5.36)$$

$$\dot{X}_i = \dot{n}_i \times \bar{x}_i \quad (4.5.37)$$

4.5.8 Balanços termodinâmicos

Realizaram-se balanços materiais (BM), energéticos (BE), entrópicos (BS) e exergéticos (BX) aos vários processos ou unidades do sistema.

A Tabela 4.1 ou a Figura 4.1 caracterizam as correntes do sistema que estão presentes nos esquemas explicativos dos balanços a cada volume de controlo (Figuras 4.2 a 4.11) seguidamente apresentados.

a) Misturador (MT)

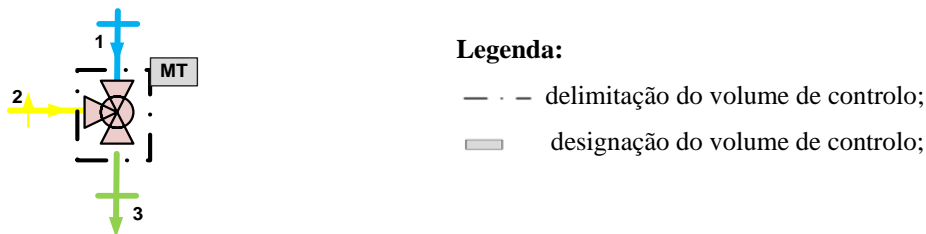


Figura 4.2 - Representação do volume de controlo associado ao misturador (MT).

$$BM_{MT}: \quad \dot{n}_1 + \dot{n}_2 = \dot{n}_3 \quad (4.5.38)$$

$$BE_{MT}: \quad \dot{E}_1 + \dot{E}_2 = \dot{E}_3 \quad (4.5.39)$$

$$BS_{MT}: \quad \dot{S}_{ger:MT} + \dot{S}_1 + \dot{S}_2 = \dot{S}_3 \quad (4.5.40)$$

$$BX_{MT}: \quad \dot{X}_1 + \dot{X}_2 - \dot{X}_{dest:MT} = \dot{X}_3 \quad (4.5.41)$$

b) Válvula (VAL), reunião da mistura de entrada com a corrente de recirculação (NMT) e bifurcação da mistura de combustão (NPC1)

Foram realizados balanços termodinâmicos aos três volumes de controlo, nomeadamente VAL, NMT e NPC1, representados e delimitados a tracejado na Figura 4.3. Em cada unidade apenas ocorrem entrada e saídas de correntes materiais, não existindo nem transferências de calor nem de trabalho.

c) Turbocompressor (TC)

A Figura 4.4 apresenta as correntes de entrada e saída, bem como a perda de calor para o ambiente no turbocompressor (\dot{Q}_{TC}) considerado como uma unidade única. A Figura 4.5 analisa o compressor (CP) e a turbina (TB) separadamente. Assim, o compressor é examinado como uma unidade independente da turbina, que recebe trabalho (\dot{W}_{CP}) e perde calor para a atmosfera (\dot{Q}_{CP}). Da mesma forma a turbina é vista como um sistema que produz trabalho \dot{W}_{TB} e transfere calor para o meio (\dot{Q}_{TB}).

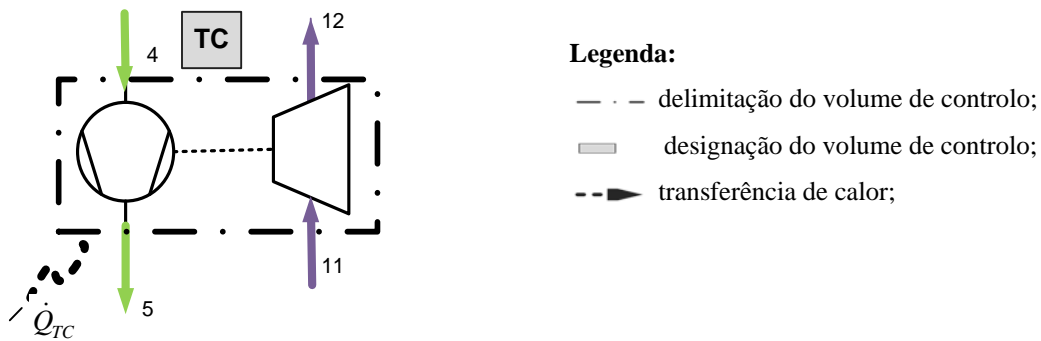


Figura 4.4 - Representação do volume de controle associado ao turbocompressor (TC).

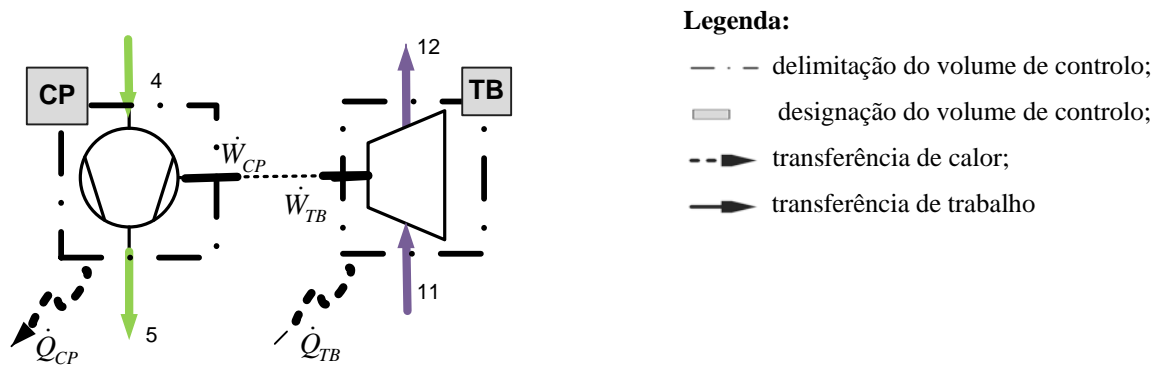


Figura 4.5 - Representação das entradas e saídas do compressor (CP) e da turbina (TB).

$$\text{BM}_{\text{TC}}: \quad \dot{n}_{11} = \dot{n}_{12} \quad (4.5.55)$$

$$\dot{n}_4 = \dot{n}_5 \quad (4.5.56)$$

$$\text{BE}_{\text{TC}}: \quad \dot{E}_4 + \dot{E}_{11} = \dot{E}_5 + \dot{E}_{12} + \dot{Q}_{TC} \quad (4.5.57)$$

$$\dot{Q}_{TC} = \dot{Q}_{CP} + \dot{Q}_{TB} \quad (4.5.58)$$

$$\dot{E}_4 + \dot{W}_{CP} = \dot{E}_5 + \dot{Q}_{CP} \quad (4.5.59)$$

$$\dot{E}_{11} = \dot{E}_{12} + \dot{Q}_{TB} + \dot{W}_{TB} \quad (4.5.60)$$

$$\dot{W}_{CP} = \dot{W}_{TB} \quad (4.5.61)$$

$$\text{BS}_{TC}: \quad \dot{S}_{ger;TC} + \dot{S}_4 + \dot{S}_{11} = \dot{S}_5 + \dot{S}_{12} + \frac{\dot{Q}_{TC}}{T_0} \quad (4.5.62)$$

$$\dot{S}_{ger;CP} + \dot{S}_4 = \dot{S}_5 + \frac{\dot{Q}_{CP}}{T_0} \quad (4.5.63)$$

$$\dot{S}_{ger;TB} + \dot{S}_{11} = \dot{S}_{12} + \frac{\dot{Q}_{TB}}{T_0} \quad (4.5.64)$$

$$\text{BX}_{TC}: \quad \dot{X}_4 + \dot{X}_{11} - \dot{X}_{dest;TC} = \dot{X}_5 + \dot{X}_{12} \quad (4.5.65)$$

$$\dot{X}_4 + \dot{W}_{CP} - \dot{X}_{dest;CP} = \dot{X}_5 \quad (4.5.66)$$

$$\dot{X}_{11} - \dot{X}_{dest;TB} = \dot{X}_{12} + \dot{W}_{TB} \quad (4.5.67)$$

d) Permutador de calor mistura/água (PC1)

O permutador de calor mistura combustível/água, PC1, constituído por dois permutadores de calor adjacentes, nomeadamente PC1a e PC1b, esquematizados na Figura 4.6.

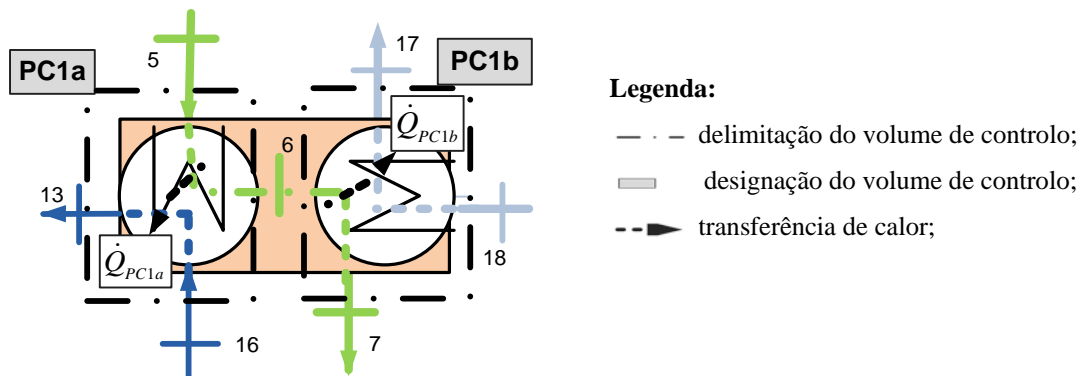


Figura 4.6 - Representação das entradas e saídas das correntes de dois volumes de controlo adjacentes, nomeadamente PC1a e PC1b, que constituem, respectivamente, o primeiro e segundo permutador de calor do permutador de calor mistura/água.

As transferências de calor que ocorrem no interior dos permutadores estão identificadas por \dot{Q}_{PC1a} quando a troca de calor entre a mistura e o circuito de água se efectua no primeiro permutador de calor (PC1a) e por \dot{Q}_{PC1b} quando a troca se verifica no segundo (PC1b). A diferença entre os dois permutadores reside no circuito de refrigeração de água como se pode analisar na Figura 4.6.

$$\text{BM}_{PC1}: \quad \dot{n}_{17} = \dot{n}_{18} \quad (4.5.68)$$

$$\dot{n}_{16} = \dot{n}_{13} \quad (4.5.69)$$

$$\dot{n}_5 = \dot{n}_6 = \dot{n}_7 \quad (4.5.70)$$

$$\text{BE}_{\text{PC1}}: \quad \dot{E}_5 + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{18} = \dot{E}_7 + \dot{E}_{13} + \dot{E}_{17} \quad (4.5.71)$$

$$\dot{E}_5 + \dot{E}_{16} = \dot{E}_6 + \dot{E}_{13} \quad (4.5.72)$$

$$\dot{E}_6 + \dot{E}_{18} = \dot{E}_7 + \dot{E}_{17} \quad (4.5.73)$$

$$\dot{Q}_{\text{PC1b}} + \dot{E}_{18} = \dot{E}_{17} \quad (4.5.74)$$

$$\dot{Q}_{\text{PC1a}} + \dot{E}_{16} = \dot{E}_{13} \quad (4.5.75)$$

$$\dot{Q}_{\text{PC1}} = \dot{Q}_{\text{PC1b}} + \dot{Q}_{\text{PC1a}} \quad (4.5.76)$$

$$\text{BS}_{\text{PC1}}: \quad \dot{S}_{\text{ger;PC1}} + \dot{S}_5 + \dot{S}_{16} + \dot{S}_{18} = \dot{S}_7 + \dot{S}_{13} + \dot{S}_{17} \quad (4.5.77)$$

$$\dot{S}_{\text{ger;PC1a}} + \dot{S}_5 + \dot{S}_{16} = \dot{S}_6 + \dot{S}_{13} \quad (4.5.78)$$

$$\dot{S}_{\text{ger;PC1b}} + \dot{S}_6 + \dot{S}_{18} = \dot{S}_7 + \dot{S}_{17} \quad (4.5.79)$$

$$\text{BX}_{\text{PC1}}: \quad \dot{X}_5 + \dot{X}_{16} + \dot{X}_{18} - \dot{X}_{\text{dest;PC1}} = \dot{X}_7 + \dot{X}_{13} + \dot{X}_{17} \quad (4.5.80)$$

$$\dot{X}_5 + \dot{X}_{16} - \dot{X}_{\text{dest;PC1a}} = \dot{X}_6 + \dot{X}_{13} \quad (4.5.81)$$

$$\dot{X}_6 + \dot{X}_{18} - \dot{X}_{\text{dest;PC1b}} = \dot{X}_7 + \dot{X}_{17} \quad (4.5.82)$$

e) Motor (MCI) + Permutador de calor óleo/água (PC2)

A Figura 4.7 apresenta o volume de controlo *MCI* que incluiu duas unidades, o motor (MCI) e o permutador de calor óleo/água (PC2). A figura representa um esquema do motor que compreende o processo de combustão e produção de potência de eixo (\dot{W}_{MCI}), bem como a perda de calor para a atmosfera (\dot{Q}_{MCI}) e o arrefecimento do motor pelo circuito de refrigeração de alta temperatura ($\dot{Q}_{\text{arrefecimentoMCI}}$). O permutador PC2 está integrado no motor e nele ocorre transferência de calor entre o óleo de lubrificação e a água do sistema de refrigeração de alta temperatura (\dot{Q}_{PC2}). Esta unidade não pode ser avaliada independentemente, devido à falta de dados das correntes do óleo de lubrificação.

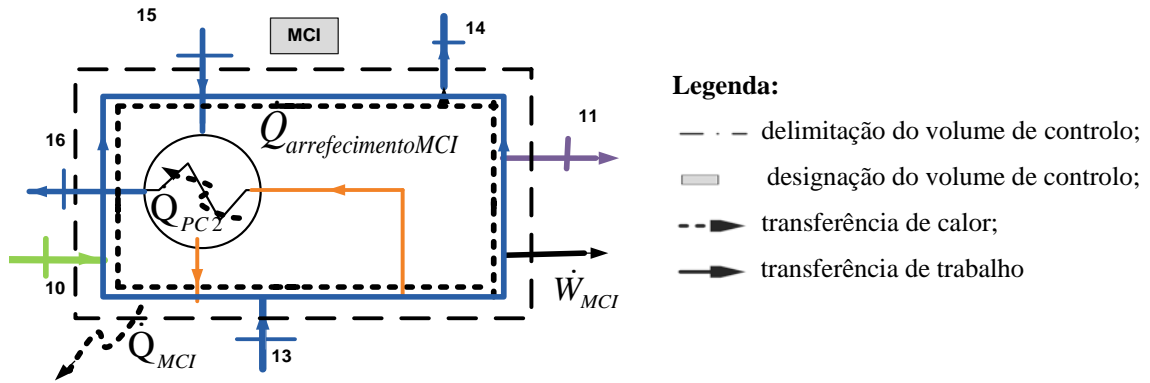


Figura 4.7 – Representação de todas as transferências de energia entre o volume de controle MCI que delimita as unidades do motor e do permutador de calor óleo/água.

$$BM_{MCI}: \quad \dot{n}_{14} = \dot{n}_{13} \quad (4.5.83)$$

$$\dot{n}_{16} = \dot{n}_{15} \quad (4.5.84)$$

$$\dot{n}_{11} = \dot{n}_{10} \quad (4.5.85)$$

$$BE_{MCI}: \quad \dot{Q}_{arrefecimentoMCI} + \dot{E}_{13} = \dot{E}_{14} \quad (4.5.86)$$

$$\dot{Q}_{PC2} + \dot{E}_{15} = \dot{E}_{16} \quad (4.5.87)$$

$$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{13} + \dot{E}_{15} = \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{16} + \dot{W}_{MCI} + \dot{Q}_{MCI} \quad (4.5.88)$$

$$BS_{MCI}: \quad \dot{S}_{ger,MCI} + \dot{S}_{10} + \dot{S}_{13} + \dot{S}_{15} = \dot{S}_{11} + \dot{S}_{14} + \dot{S}_{16} + \frac{\dot{Q}_{MCI}}{T_0} \quad (4.5.89)$$

$$BX_{MCI}: \quad \dot{X}_{10} + \dot{X}_{13} + \dot{X}_{15} - \dot{X}_{dest,MCI} = \dot{X}_{11} + \dot{X}_{14} + \dot{X}_{16} + \dot{W}_{MCI} \quad (4.5.90)$$

f) Radiador (PC3)

As correntes que entram e saem do radiador (PC3), bem como o calor dissipado para a atmosfera \dot{Q}_{PC3} estão retratados na Figura 4.8.

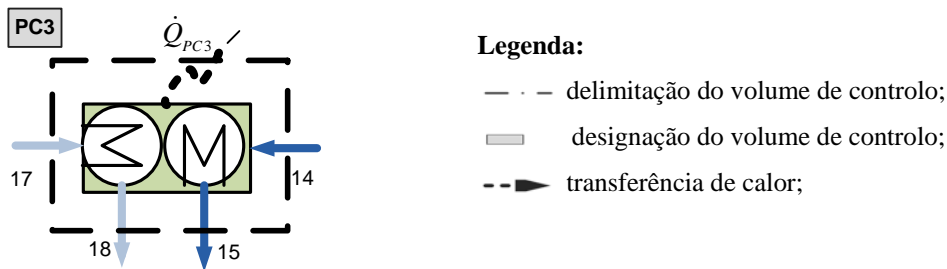


Figura 4.8 - Representação das transferências de energia por calor e massa do subsistema PC3 que fixa os limites do radiador.

Os dois permutadores de calor contíguos, que compõe o PC3, designados por PC3a e PC3b, estão representados independentemente na Figura 4.9. As perdas de calor que ocorrem no primeiro (PC3a) e segundo estágio (PC3b) do radiador são identificadas respectivamente por \dot{Q}_{PC3a} e \dot{Q}_{PC3b} .



Figura 4.9 - Representação das transferências de energia por calor e massa dos subsistemas PC3a e PC3b que correspondem respectivamente a dois permutadores de calor que compõe o radiador.

$$\text{BM}_{PC3}: \quad \dot{n}_{14} = \dot{n}_{15} \quad (4.5.91)$$

$$\dot{n}_{18} = \dot{n}_{17} \quad (4.5.92)$$

$$\text{BE}_{PC3}: \quad \dot{E}_{14} + \dot{E}_{17} = \dot{E}_{15} + \dot{E}_{18} + \dot{Q}_{PC3} \quad (4.5.93)$$

$$\dot{E}_{17} = \dot{Q}_{PC3b} + \dot{E}_{18} \quad (4.5.94)$$

$$\dot{E}_{14} = \dot{Q}_{PC3a} + \dot{E}_{15} \quad (4.5.95)$$

$$\dot{Q}_{PC3} = \dot{Q}_{PC3a} + \dot{Q}_{PC3b} \quad (4.5.96)$$

$$\text{BS}_{PC3}: \quad \dot{S}_{ger;PC3} + \dot{S}_{17} + \dot{S}_{14} = \dot{S}_{18} + \dot{S}_{15} + \frac{\dot{Q}_{PC3}}{T_0} \quad (4.5.97)$$

$$\dot{S}_{ger;PC3a} + \dot{S}_{14} = \dot{S}_{15} + \frac{\dot{Q}_{PC3a}}{T_0} \quad (4.5.98)$$

$$\dot{S}_{ger;PC3b} + \dot{S}_{17} = \dot{S}_{18} + \frac{\dot{Q}_{PC3b}}{T_0} \quad (4.5.99)$$

$$\text{BX}_{PC3}: \quad \dot{X}_{17} + \dot{X}_{14} - \dot{X}_{dest;PC3} = \dot{X}_{18} + \dot{X}_{15} \quad (4.5.100)$$

$$\dot{X}_{17} - \dot{X}_{dest;PC3b} = \dot{X}_{18} \quad (4.5.101)$$

$$\dot{X}_{14} - \dot{X}_{dest;PC3a} = \dot{X}_{15} \quad (4.5.102)$$

g) Gerador (GER)

A Figura 4.10 apresenta um esquema do gerador que compreende o processo de conversão da energia mecânica ou trabalho de eixo (\dot{W}_{MCI}) em energia eléctrica (\dot{W}_{GER}) e calor (\dot{Q}_{GER}).

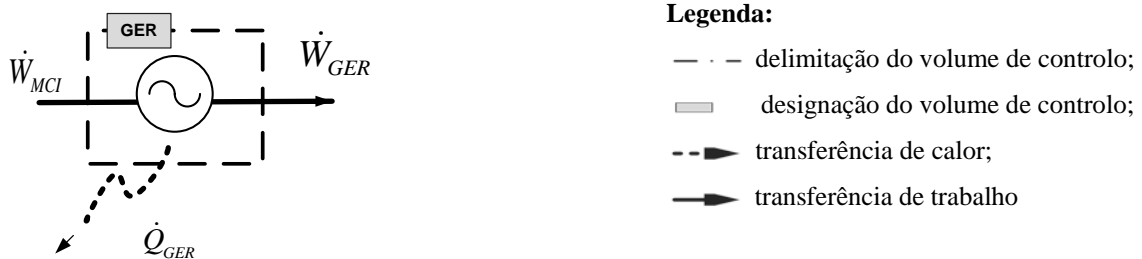


Figura 4.10 – Representação do gerador e das transferências de calor e trabalho realizadas.

$$BE_{GER}: \quad \dot{W}_{MCI} = \dot{W}_{GER} + \dot{Q}_{GER} \quad (4.5.103)$$

$$BS_{GER}: \quad \dot{S}_{ger;GER} = \frac{\dot{Q}_{GER}}{T_0} \quad (4.5.104)$$

$$BX_{GER}: \quad -\dot{X}_{dest;GER} + \dot{W}_{MCI} = \dot{W}_{GER} \quad (4.5.105)$$

h) Processo global (GL)

O esquema do processo global compreende a visualização de todas as transferências de massa, calor e trabalho que atravessam a fronteira a tracejado na Figura 4.11 e que inclui todas as unidades do sistema acima analisadas independentemente.

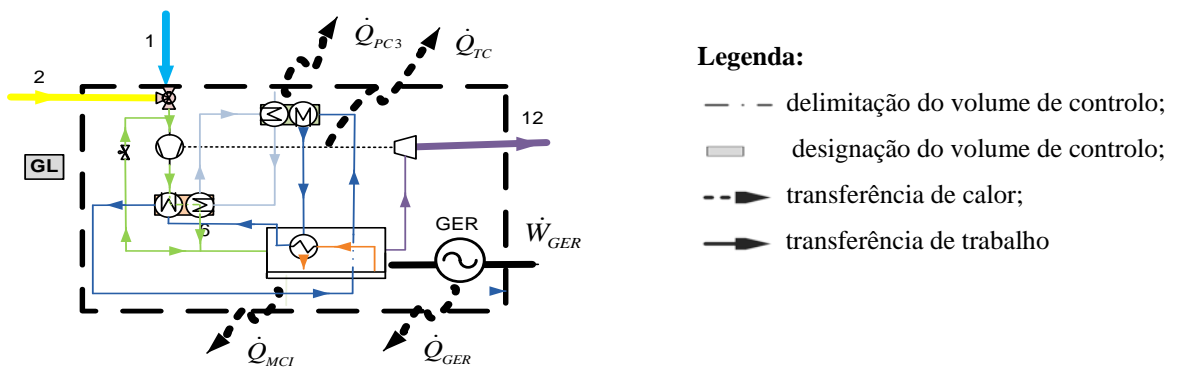


Figura 4.11 – Representação do sistema global (GL) quanto às entradas e saídas de calor, trabalho e fluxos de matéria.

$$BM_{GL}: \quad \dot{n}_2 + \dot{n}_1 = \dot{n}_{12} \quad (4.5.106)$$

$$\text{BE}_{\text{GL}}: \quad \dot{E}_1 + \dot{E}_2 = \dot{E}_{12} + \dot{W}_{\text{GER}} + \dot{Q}_{\text{PC}_3} + \dot{Q}_{\text{TC}} + \dot{Q}_{\text{MCI}} + \dot{Q}_{\text{GER}} \quad (4.5.107)$$

$$\text{BS}_{\text{GL}}: \quad \dot{S}_{\text{ger:GL}} + \dot{S}_1 + \dot{S}_2 = \dot{S}_{12} + \frac{\dot{Q}_{\text{PC}_3}}{T_0} + \frac{\dot{Q}_{\text{TC}}}{T_0} + \frac{\dot{Q}_{\text{MCI}}}{T_0} + \frac{\dot{Q}_{\text{GER}}}{T_0} \quad (4.5.108)$$

$$\text{BX}_{\text{GL}}: \quad \dot{X}_1 + \dot{X}_2 - \dot{X}_{\text{dest:GL}} = \dot{X}_{12} + \dot{W}_{\text{GER}} \quad (4.5.109)$$

4.5.9 Eficiência isentrópica da turbina e compressor

O desempenho ideal de turbinas e compressores é muitas vezes associado a processos isentrópicos, isto é, sem criação de entropia (Potter, 2009). A eficiência isentrópica envolve uma comparação entre o desempenho real de um determinado dispositivo e o desempenho que este atingiria idealmente, para as mesmas condições de entrada e uma mesma pressão de saída, sem interações de calor entre o dispositivo e o meio (Bejan et al., 1996). As eficiências isentrópicas η^* do compressor e da turbina foram calculadas de acordo com as equações (4.5.110) e (4.5.111), em que \dot{W}_r representa a potência real produzido pelo dispositivo, e \dot{W}^* a potência máxima que poderia ser produzida, i.e., o trabalho (por unidade de tempo) associado a um processo isentrópico (Moran e Shapiro 2003; Abusoglu e Kanoglu, 2009).

$$\eta_{CP}^* = \frac{\dot{W}^*}{\dot{W}_r} = \frac{\bar{h}_5^* - \bar{h}_4}{\bar{h}_5 - \bar{h}_4} \quad (4.5.110)$$

$$\eta_{TB}^* = \frac{\dot{W}_r}{\dot{W}^*} = \frac{\bar{h}_{11} - \bar{h}_{12}}{\bar{h}_{11} - \bar{h}_{12}^*} \quad (4.5.111)$$

Foram utilizados cálculos intermédios para calcular a entalpia molar de um processo isentrópico \bar{h}_i^* de acordo com as equações (4.5.114) e (4.5.115). Para isso, foi necessário calcular primeiro a respectiva temperatura T_i^* , através das equações (4.5.109) e (4.5.110).

$$\bar{s}_5^*(T_5^*, P_5) = \bar{s}_4 = \sum_j x_j \times \bar{s}_j(T_5^*, P_{j;5}) \quad (4.5.112)$$

$$\bar{s}_{12}^*(T_{12}^*, P_{12}) = \bar{s}_{11} = \sum_j x_j \times \bar{s}_j(T_{12}^*, P_{j;12}) \quad (4.5.113)$$

$$\bar{h}_5^* = \sum_j x_j \times \bar{h}_j(T_5^*) \quad (4.5.114)$$

$$\bar{h}_{12}^* = \sum_j x_j \times \bar{h}_j(T_{12}^*) \quad (4.5.115)$$

Um exemplo de cálculo encontra-se em anexo – Apêndice B.5.

4.5.10 Cálculo da geração de entropia e da exergia destruída total

A taxa de geração de entropia total, $\dot{S}_{dest;total}$, e a taxa de destruição de exergia total, $\dot{X}_{dest;total}$, foram calculadas de acordo com as equação 4.5.116 e 4.5.117 respectivamente, adicionando os termos individuais de taxa de geração de entropia, \dot{S}_{ger} , e de destruição de exergia, \dot{X}_{dest} , de cada unidade.

$$\begin{aligned} \dot{S}_{ger;total} = & \dot{S}_{ger;MT} + \dot{S}_{ger;NMT} + \dot{S}_{ger;NPC1} + \dot{S}_{ger;VAL} + \dot{S}_{ger;TC} + \dot{S}_{ger;PC1} + \\ & + \dot{S}_{ger;PC3} + \dot{S}_{ger;MCI} + \dot{S}_{ger;GER} \end{aligned} \quad (4.5.116)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{dest;total} = & \dot{X}_{dest;MT} + \dot{X}_{dest;NMT} + \dot{X}_{dest;NPC1} + \dot{X}_{dest;VAL} + \dot{X}_{dest;TC} + \\ & + \dot{X}_{dest;PC1} + \dot{X}_{dest;PC3} + \dot{X}_{dest;MCI} + \dot{X}_{dest;GER} \end{aligned} \quad (4.5.117)$$

4.6 Eficiência

4.6.1 Unidades do sistema

O quociente de destruição de exergia, γ_{dest} , foi calculado para todas as unidades do sistema utilizando a equação 3.2.4. Da mesma forma, o grau de perfeição termodinâmico foi calculado com base na equação 3.2.3, contabilizando as saídas e as entradas de exergia identificadas nas Figura 4.2 a Figura 4.11.

A eficiência racional foi calculada para os vários componentes do sistema utilizando a equação 3.2.2:

$$\mathcal{E}_{1_PC1} = \frac{(\dot{X}_{saída} - \dot{X}_{entrada})_{fria}}{(\dot{X}_{entrada} - \dot{X}_{saída})_{quente}} = \frac{(\dot{X}_{13} - \dot{X}_{16}) + (\dot{X}_{17} - \dot{X}_{18})}{\dot{X}_5 - \dot{X}_7} \quad (4.6.1)$$

$$\mathcal{E}_{1_PC1a} = \frac{(\dot{X}_{saída} - \dot{X}_{entrada})_{fria}}{(\dot{X}_{entrada} - \dot{X}_{saída})_{quente}} = \frac{(\dot{X}_{13} - \dot{X}_{16})}{\dot{X}_5 - \dot{X}_6} \quad (4.6.2)$$

$$\mathcal{E}_{1_PC1b} = \frac{(\dot{X}_{saída} - \dot{X}_{entrada})_{fria}}{(\dot{X}_{entrada} - \dot{X}_{saída})_{quente}} = \frac{(\dot{X}_{17} - \dot{X}_{18})}{\dot{X}_6 - \dot{X}_7} \quad (4.6.3)$$

$$\mathcal{E}_{1_MCI} = \frac{\dot{W}_{MCI}}{\dot{X}_{10}} \quad (4.6.4)$$

$$\varepsilon_{1_TB} = \frac{\dot{W}_{TB}}{\dot{X}_{11} - \dot{X}_{12}} \quad (4.6.5)$$

$$\varepsilon_{1_CP} = \frac{\dot{X}_5 - \dot{X}_4}{\dot{W}_{CP}} \quad (4.6.6)$$

$$\varepsilon_{1_GER} = \frac{\dot{W}_{GER}}{\dot{W}_{MCI}} \quad (4.6.7)$$

$$\varepsilon_{1_MCI} = \frac{\dot{X}_9}{\dot{X}_8} \quad (4.6.8)$$

4.6.2 Sistema global

O quociente de destruição de exergia, γ_{dest} , foi calculado para o processo global de acordo com a equação 3.2.4.

A eficiência energética foi determinada da seguinte forma:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{GER}}{\dot{n}_3 \times PCI_{CH_4} \times y_{CH_4;3}} \quad (4.6.9)$$

PCI_{CH_4} refere-se ao poder calorífico de um combustível, no caso presente, o metano. Este termo, frequentemente utilizado nos processos de combustão, é definido como a quantidade de calor libertado quando um combustível é queimado num processo em regime permanente (Çengel e Boles, 2006). O poder calorífico depende da fase em que a água se encontra nos produtos de combustão. Assim, quando esta se encontra na fase gasosa, é designado por poder calorífico inferior (PCI) e, quando se encontra na fase líquida, por poder calorífico superior (PCS). De acordo com Baumeister e Avallone (1978), o poder calorífico inferior e superior do metano é $PCI_{metano} = 21\,518 \text{ Btu/lb} \approx 802\,852 \text{ kJ/kmol}$ e $PCS_{metano} = 23\,890 \text{ Btu/lb} \approx 891\,369 \text{ kJ/kmol}$. Como o biogás não contém 100% de metano, o seu poder calorífico inferior (pois a água presente nos produtos de combustão está na fase gasosa) será determinado de acordo com a fracção molar de metano ($y_{CH_4;i}$) presente em cada corrente i .

A eficiência racional e o grau de perfeição termodinâmico do processo global são definidos por:

$$\varepsilon_{1_GL} = \frac{\dot{W}_{GER}}{\dot{X}_1 + \dot{X}_2} \quad (4.6.10)$$

$$\varepsilon_{2_GL} = \frac{\dot{X}_{12} + \dot{W}_{GER}}{\dot{X}_1 + \dot{X}_2} \quad (4.6.11)$$

4.7 Diagramas

4.7.1 Diagrama de Energia

Na construção do diagrama de energia não foram utilizados os valores de entalpia baseados nos calores de formação dos componentes, pelo facto de algumas correntes apresentarem valores negativos. Como tal, foi necessário recorrer a um método alternativo.

a) Correntes gasosas

O “novo” conteúdo energético de cada corrente, denominado por \dot{E}_i^* (para diferenciar de \dot{E}) foi determinado com base no poder calorífico inferior do metano (PCI_{CH_4}), somado à variação de entalpia sensível ($\Delta\bar{h}_i^*$) desde a referência $T = 25^\circ\text{C}$ (equação 4.7.1):

$$\dot{E}_i^* = \dot{n}_i \times (PCI_{CH_4} \times y_{CH_4,i} + \Delta\bar{h}_i^*) \quad i = 1 \text{ a } 12 \quad (4.7.1)$$

A entalpia sensível das correntes gasosas foi calculada através da equação 4.7.2, utilizando como referência a temperatura de 25°C :

$$\Delta\bar{h}_i^* = \sum_j y_{j,i} (\bar{h}_j(T_i) - \bar{h}_j(25^\circ\text{C})) \quad i = 1 \text{ a } 12 \quad (4.7.2)$$

Os valores de $\bar{h}_j(25^\circ\text{C})$ e $\bar{h}_j(T_i)$ são obtidos em tabelas de propriedades de gases perfeitos, disponibilizadas, por exemplo, em Çengel e Boles (2006).

b) Correntes líquidas

As energias das correntes líquidas dos circuitos de refrigeração foram determinadas pela variação de entalpia da água líquida, baseada em dois estados de referência distintos (um aplicado ao circuito de refrigeração de alta temperatura e o outro ao de baixa temperatura). Desta forma, a entalpia de uma corrente representa a diferença de energia sensível dessa corrente e a corrente de menor temperatura do circuito.

Assim, o conteúdo energético (\dot{E}_i^*) das correntes do circuito de refrigeração de alta temperatura (correntes 13 a 16), foram calculados de acordo com a equação 4.7.3, utilizando

como referência $\bar{h}_{15}(T_{15})$, enquanto a energia das correntes do circuito de refrigeração de baixa temperatura (correntes 17 e 18), foram calculadas através da equação 4.7.4, utilizando como referência $\bar{h}_{18}(T_{18})$.

$$\dot{E}_i^*(T_i) = \dot{n}_i \times (\bar{h}_i(T_i) - \bar{h}_i(T_{15})) \quad i = 13 \text{ a } 16 \quad (4.7.3)$$

$$\dot{E}_i^*(T_i) = \dot{n}_i \times (\bar{h}_i(T_i) - \bar{h}_i(T_{18})) \quad i = 17 \text{ a } 18 \quad (4.7.4)$$

Os valores de $\bar{h}_i(T_i)$, $\bar{h}_i(T_{15})$ e $\bar{h}_i(T_{18})$ podem ser extraídos de tabelas para água saturada, disponíveis, por exemplo, em Çengel e Boles (2006).

4.7.2 Diagrama de Exergia

Na construção do diagrama de exergia foram utilizados os valores de exergia calculados pela equação 4.5.30 e apresentadas na Tabela 5.2.

5 Resultados e Discussão

5.1 Análise Termodinâmica

Na Tabela 5.1 estão indicadas as composições molares das correntes gasosas do sistema em estudo. Algumas destas composições são dados de projecto (ver Tabela 4.2), enquanto as restantes são resultados dos balanços materiais.

Tabela 5.1 - Composições molares das correntes gasosas

Corrente <i>i</i>	Fracção molar				
	y_{O_2}	y_{N_2}	y_{H_2O}	y_{CH_4}	y_{CO_2}
1 (Ar de entrada)	0,2054	0,77253	0,0217	-	0,000337
2 (Biogás)	0,009	0,073	-	0,556	0,362
3-10 (Ar+ Biogás)	0,186	0,706	0,020	0,053	0,035
11-12 (Gases de escape)	0,081	0,706	0,125	-	0,087

Na Tabela 5.2 estão os valores das propriedades temperatura, pressão, caudal, entalpia, entropia e exergia das correntes representadas na Figura 4.1.

Dada a sua complexidade, o sistema em estudo foi dividido em subsistemas para se realizar a análise termodinâmica. Os resultados dos balanços energéticos, entrópicos e exergéticos associados às unidades estão descritos nas Tabelas 5.3 a 5.5.

Tabela 5.2 - Caracterização das correntes do processo

Corrente	Descrição	T [°C]	P [kPa]	\dot{n} [mol·s ⁻¹]	\bar{h} [kJ·kmol ⁻¹]	\dot{E} [kW]	\bar{s} [kJ·kmol ⁻¹ ·K ⁻¹]	\dot{S} [kW·K ⁻¹]	\bar{x} [kJ·kmol ⁻¹]	\dot{X} [kW]
1	Ar	25	101,3	0,0588	-5380	-316,6	199,2	11,72	71,68	4,2
2	Biogás	25	101,3	0,0062	-184082	-1138	204,3	1,263	467379	2889
3	Ar + Biogás	25	101,3	0,0650	-22371	-1455	201,9	13,13	43838	2851
4	Ar + Biogás	30,7	101,3	0,0854	-22200	-1897	202,5	17,30	43840	3745
5	Ar + Biogás	146,5	385	0,0854	-18695	-1597	201,1	17,18	47742	4078
6	Ar + Biogás	78,7	345	0,0854	-20755	-1773	196,7	16,80	47006	4016
7	Ar + Biogás	48,8	305	0,0854	-21657	-1850	195	16,66	46597	3981
8	Ar + Biogás	48,8	305	0,0204	-21657	-441,9	195	3,98	46597	950,8
9	Ar + Biogás	48,8	101,3	0,0204	-21657	-441,9	204,2	4,167	43865	895
10	Ar + Biogás	48,8	305	0,0650	-21657	-1408	195	12,68	46597	3030
11	Gases de escape	609	279,1	0,0650	-45761	-2976	228,2	14,84	12616	820,3
12	Gases de escape	444	101,3	0,0650	-51431	-3344	229,5	14,92	6555	426,2
13	Água (AT)	78,6	90	0,4425	-281787	-124698	82,4	36,47	1224	541,8
14	Água (AT)	88	90	0,4425	-281079	-124385	84,4	37,35	1341	593,3
15	Água (AT)	69,4	90	0,4425	-282485	-125007	80,4	35,58	1126	498,3
16	Água (AT)	73,4	90	0,4425	-282184	-124874	81,3	35,97	1166	516,1
17	Água (BT)	41	90	0,3855	-284624	-109716	73,8	28,46	945,9	364,6
18	Água (BT)	38,3	90	0,3855	-284824	-109793	73,2	28,21	938,1	361,6

Legenda: T - temperatura; P - pressão; \dot{n} - caudal molar; \bar{h} - entalpia; \dot{E} - taxa de energia; \bar{s} - entropia; \dot{S} - taxa de entropia; \bar{x} - exergia; \dot{X} - taxa de exergia;
 AT - sistema de refrigeração de alta temperatura; BT - sistema de refrigeração de baixa temperatura.

Alguns elementos utilizados na elaboração da Tabela 5.2, tal como propriedades termodinâmicas retiradas da literatura ou resultados de cálculos intermédios, estão presentes nas Tabelas A.1 a A.6 do Anexo.

Na Tabela 5.3 estão indicados os valores de energia perdida (calor transferido) para o ambiente em diversas unidades do sistema. As restantes unidades foram consideradas adiabáticas.

Tabela 5.3 - Taxas de calor transferido para o ambiente em algumas unidades do sistema

Unidade	Descrição	\dot{Q} [kW]
MCI	Motor	51,99
PC3	Radiador	699
PC3a	1ª camada	622
PC3b	2ª camada	77
GER	Gerador	21,39
GL	GLOBAL	841,6

Legenda: \dot{Q} - Taxa de calor transferido para o ambiente.

As perdas de calor para o ambiente ocorrem no radiador (PC3), motor (MCI) e gerador (GER). Dos 699 kW de energia perdida pelo radiador, 77 kW correspondem ao calor perdido pelo sistema de refrigeração de baixa temperatura e os restantes 622 kW pelo sistema de refrigeração de alta temperatura. As perdas de energia ocorridas no turbocompressor (69,23 kW) equivalem ao somatório das perdas do compressor e da turbina. Note-se que os valores dos calores radiados pelo turbocompressor (\dot{Q}_{TC}) e pelo motor (\dot{Q}_{MCI}) afastam-se da realidade. O TC é efectivamente arrefecido pelo circuito de refrigeração de alta temperatura. O ramo do circuito de refrigeração que passa pelo TC não foi considerado, nem no diagrama da Fig. 4.1, nem nos cálculos, por falta de dados. Caso ele tivesse sido incluído, a consequência nos cálculos seria uma diminuição do calor radiado pelo TC (\dot{Q}_{TC}) e um aumento do calor radiado pelo motor (\dot{Q}_{MCI}), mantendo-se contudo a sua soma.

Os fluxos de entrada (e saída) de energia de cada unidade contabilizam, além da entalpia associada aos fluxos de matéria, outras formas de transferência de energia, nomeadamente calor e trabalho. No permutador de calor 1, realiza-se a transferência faseada de 253 kW de energia térmica da mistura ar/biogás para os sistemas de refrigeração de alta temperatura (176

kW) e de baixa temperatura (77 kW). A turbina produz potência de veio no valor de 366 kW, utilizado na sua totalidade pelo compressor. O motor produz potência de veio no valor de 1069 kW, que é transformado em electricidade pelo gerador (1048 kW), assumindo uma eficiência de 98%.

As taxas de entrada e saída de energia são negativas devido aos valores negativos das entalpias dos gases de entrada e produtos de combustão. Tal deriva da adopção de estados de referência baseados nas entalpias de formação dos componentes.

Na Tabela 5.4 estão representados os valores de taxas de entrada e de saída de entropia de cada volume de controlo, bem como a respectiva taxa de geração de entropia nesse subsistema. Nos valores de saída estão incluídas as transferências de entropia associadas às perdas de calor.

O desempenho dos sistemas é influenciado pela presença de irreversibilidades e a geração de entropia é directamente proporcional à magnitude dessas irreversibilidades. O termo geração de entropia adquire significado quando se compara a sua magnitude entre os componentes do sistema. O maior grau de geração de entropia e, portanto, de irreversibilidade, ocorre no MCI, seguido do PC3a, VAL e MT.

Quando o termo de geração de entropia é positivo, existem irreversibilidades dentro do sistema e quando é nulo, o processo é reversível. Todas as unidades, com a excepção do NPC1, apresentam irreversibilidades.

Por questões de simplificação, os volumes de controlo dos equipamentos incluem também as suas imediações e, assim, a temperatura da fronteira de cada sistema corresponde à temperatura do ambiente, facilitando o cálculo do termo de transferência de entropia associado ao calor (Çengel e Boles, 2006). Assim, os termos de geração de entropia englobam os efeitos das irreversibilidades internas aos dispositivos e as irreversibilidades nas imediações, associadas aos gradientes de temperatura. As irreversibilidades internas são o resultado de factores tão diversos como diferenças finitas de temperatura nas trocas de calor, processos de mistura, atritos, etc.

Tabela 5.4 - Taxas de entrada, de saída e de geração de entropia nas unidades do sistema

Unidade	Descrição	$\dot{S}_{entrada}$	$\dot{S}_{saída}$	\dot{S}_{ger}
		[kW.K ⁻¹]	[kW.K ⁻¹]	[kW.K ⁻¹]
MT	Misturador	12,98	13,13	0,1
NMT	Reunião de correntes depois do misturador	17,30	17,30	0,001
NPC1	Bifurcação da mistura de combustão	16,66	16,66	0
VAL	Válvula	3,98	4,17	0,19
MCI	Motor	49,15	52,36	3,60
PC1	Permutador de calor mistura/água	81,36	81,60	0,23
PC1a	1ª camada	53,15	53,28	0,12
PC1b	2ª camada	45,02	45,12	0,11
PC3	Radiador	65,81	66,14	0,33
PC3a	1ª camada	37,35	37,67	0,32
PC3b	2ª camada	28,46	28,47	0,01
TC	Turbocompressor	32,14	32,34	0,20
CP	Compressor	17,30	17,41	0,11
TB	Turbina	14,84	14,93	0,09
GER	Gerador	0	0,072	0,07
GL	GLOBAL	12,98	17,75	4,76

Legenda: $\dot{S}_{entrada}$ - Taxa de entrada de entropia; $\dot{S}_{saída}$ - Taxa de saída de entropia;
 \dot{S}_{ger} - Taxa de geração de entropia;

As taxas de entrada e saída de exergia e as taxas de destruição de exergia nas várias unidades do sistema estão contabilizadas na Tabela 5.5.

A análise exérgica e entrópica estão relacionadas, pois ambas emergem da Segunda Lei da Termodinâmica (Rosen e Scott, 2003a). A perda de exergia num sistema com menor geração de entropia é maior do que a perda de exergia num sistema que gera mais entropia (Rosen, 1999).

A irreversibilidade ou destruição de exergia representa energia que poderia ter sido, mas que não foi convertida em trabalho. Num processo real (irreversível), a irreversibilidade é uma quantidade sempre positiva e será nula em processos ideais, totalmente reversíveis.

Tabela 5.5 - Taxas de entrada, de saída, de perdas e de destruição de exergia associadas às unidades do sistema

Unidade	Descrição	$\dot{X}_{entrada}$	$\dot{X}_{saída}$	\dot{X}_{dest}
		[kW]	[kW]	[kW]
MT	Misturador	2894	2851	43,19
NMT	Reunião de correntes depois do misturador	3746	3745	0,41
NPC1	Bifurcação da mistura de combustão	3981	3981	0
VAL	Válvula	950,8	895	55,74
MCI	Motor	4070	2999	1071
PC1	Permutador de calor mistura/água	4956	4887	69,03
PC1a	1ª camada	4595	4557	37,14
PC1b	2ª camada	4377	4345	31,89
PC3	Radiador	957,9	859,9	98
PC3a	1ª camada	593,3	498,3	94,98
PC3b	2ª camada	364,6	361,6	3,03
TC	Turbocompressor	4565	4505	60,78
CP	Compressor	4111	4078	32,67
TB	Turbina	820,3	792,2	28,12
GER	Gerador	1069	1048	21,39
GL	GLOBAL	2894	1474	1420

Legenda: $\dot{X}_{entrada}$ - Taxa de entrada de exergia; $\dot{X}_{saída}$ - Taxa de saída de exergia;
 \dot{X}_{dest} - Taxa de destruição de exergia;

O maior grau de destruição de exergia e, portanto, de irreversibilidade, ocorre no motor (MCI), seguido do radiador (PC3a), e da válvula (VAL).

Quando as fronteiras para a análise da unidade são desenhadas à temperatura ambiente, a perda de exergia associada à transferência de calor é nula e a ineficiência termodinâmica consiste unicamente na destruição de exergia no interior do volume de controle (Tsatsaronis e Park, 2002).

A Tabela 5.6 apresenta parâmetros do desempenho dos diversos componentes do sistema, nomeadamente valores de eficiências energéticas e exergéticas.

Tabela 5.6 - Eficiências energética e exergéticas associadas aos subsistemas e sistema global

Volume de controlo	Energia	Exergia		
	η [%]	ε_1 [%]	ε_2 [%]	γ_{dest} [%]
MT	-	-	98,51	3,04
NMT	-	-	99,97	0,029
NPC1	-	-	100	0
VAL	-	94,14	94,14	3,93
MCI	-	35,29	73,69	75,45
PC1	-	29,42	98,61	4,86
PC1a	-	40,93	99,19	2,62
PC1b	-	8,67	99,27	2,25
PC3	-	-	89,77	6,90
PC3a	-	-	83,99	6,69
PC3b	-	-	99,17	0,21
TC	-	-	98,67	4,28
CP	-	91,07	99,21	2,30
TB	-	92,87	96,57	1,98
GER	-	98	98	1,51
GL	37,22	36,22	50,95	-

Legenda: η - Eficiência Energética; ε_2 - Grau de Perfeição Termodinâmico; ε_1 - Eficiência Racional; γ_{dest} - Quociente de Destruição de Exergia;

A eficiência energética, η , consiste na razão entre a energia de saída da unidade com interesse e a energia que entra (Utlu e Hepbasli, 2007). A eficiência racional, ε_1 , traduz a razão entre a exergia dos produtos desejados e a exergia necessária para o processo ser realizado (Kotas, 1995). O grau de perfeição termodinâmico, ε_2 , é definido como a razão entre as somas dos fluxos de saída e de entrada de exergia (Szargut et al., 1988).

Analisando os parâmetros exergéticos, constata-se que o grau de perfeição termodinâmico, ε_2 , é mais facilmente aplicado do que a eficiência racional, ε_1 , pois para esta é necessário ter conhecimento do objectivo do volume de controlo em questão. No entanto, a

eficiência racional fornece mais informação que o grau de perfeição termodinâmico, pois permite a comparação da exergia desejada com a exergia utilizada, apesar de não poder ser definida para sistemas dissipativos. Nestes sistemas, não há nenhum produto útil que possa ser expresso em termos exergéticos (Kotas, 1995). Por isso, a eficiência racional não foi avaliada nos componentes MT (Badami e Mura, 2010), NMT, NPC1 e PC3, porque são considerados equipamentos dissipativos. O grau de perfeição termodinâmico, por outro lado, é aplicável a qualquer sistema físico-químico e apresenta valores mais altos ou, no limite, iguais aos da eficiência racional. Para os equipamentos VAL e GER os dois parâmetros são numericamente iguais porque estas duas unidades apresentam uma única corrente de entrada e de saída (Figura 4.1). Verifica-se que, com base neste parâmetro (grau de perfeição termodinâmico), os componentes mais ineficientes são o MCI, seguido do PC3a e VAL. Com base na eficiência racional, o equipamento mais ineficiente é o PC1b, seguido de MCI e PC1a.

Uma análise exérgica detalhada de um sistema inclui o cálculo da destruição de exergia em cada componente e sua comparação com a destruição total do sistema. Este quociente de destruição de exergia, γ_{dest} , presente na Tabela 5.6, é útil na comparação da exergia destruída nas várias unidades do sistema. Consta-se que o maior quociente de destruição de exergia ocorre no MCI, seguido do PC3a e VAL, tal como sugerido na Tabela 5.5. As irreversibilidades do motor contabilizam 75% das irreversibilidades totais da central. Este facto é suportado por várias outras análises na literatura, nomeadamente de Sue e Chuang (2004) e Kanoglu et al. (2005), que referem que o principal processo de destruição de exergia numa central térmica de geração de energia eléctrica é a combustão. De facto, a generalidade das reacções químicas, com particular relevo para as combustões, são processos altamente irreversíveis, logo com grande geração de entropia e perda de exergia (Caton, 2000). As perdas de calor e os atritos são outras causas de irreversibilidade.

A destruição de exergia nos permutadores de calor resulta principalmente da transferência de calor entre fluidos com diferenças de temperatura elevadas (Kanoglu et al., 2005).

Relativamente ao grau de perfeição termodinâmico, os permutadores apresentam valores altos, muito próximos dos 100%, com excepção do PC3a. As eficiências racionais do PC1a e do PC1b são bastante diferentes, apesar de apresentarem quocientes de destruição de exergia similares. A eficiência racional do permutador PC1b aumentaria se, à saída deste, a corrente de refrigeração tivesse uma temperatura mais elevada e, conseqüentemente, a sua exergia e potencial de valorização energética fossem maiores. A primeira unidade do radiador (PC3a)

apresenta um quociente de destruição de exergia maior que as unidades do PC1. O radiador dissipa para a atmosfera o potencial exergético adquirido no arrefecimento do motor, não havendo lugar para o cálculo da eficiência racional, visto ser um equipamento puramente dissipativo.

A turbina e o compressor e, conseqüentemente, o turbocompressor, apresentam eficiências exergéticas altas. As diferenças entre os dois equipamentos, quer a nível das eficiências exergéticas, quer ao nível do quociente de destruição de exergia, são pouco significativas. As perdas de exergia no turbocompressor são principalmente fruto dos processos de compressão e de expansão irreversíveis dos fluidos (Rakopoulos e Giakoumis, 2006).

O processo NPC1 não apresenta destruição de exergia, pois apenas acarreta a bifurcação de uma mesma corrente. O nó NMT e misturador MT apresentam irreversibilidades, resultantes dos processos de mistura de correntes com exergias distintas que neles ocorrem, tendo quocientes de destruição de exergia de 0,03% e 3%, respectivamente. A expansão na válvula (VAL) representa 3,9% da exergia total destruída.

A eficiência exergética global do sistema, determinada pelo grau de perfeição termodinâmico (ε_2) e pela eficiência racional (ε_1), apresenta valores de 50,9% e 36,2%, respectivamente. A diferença entre estes dois valores reside na inclusão da exergia dos gases de escape em ε_2 . No entanto, esta energia é descartada para a atmosfera, sem aproveitamento. Neste trabalho, considerou-se que o único produto útil da central é a electricidade produzida. No entanto, se o aquecimento da água sanitária (cogeração) fosse tido em conta, a eficiência aumentaria, pois essa parcela energética seria integrada nos produtos úteis.

A eficiência energética (*vide* Secção 3.2.1) foi calculada apenas para o processo global e, como realçaram Utlu e Hepbasli (2007), apresenta um valor superior ao da eficiência racional. Isto deve-se ao facto da eficiência exergética entrar em linha de conta com perdas de energia/exergia libertada para o ambiente e com irreversibilidades (destruição de exergia), enquanto que a análise energética tem em conta apenas as perdas.

Um dos objectivos primários da análise exergética é a localização e quantificação das irreversibilidades. Os componentes que têm as maiores perdas de exergia podem ter as maiores margens de melhoria (Kotas, 1995). No entanto, essas margens de melhoria, alcançadas através de modificações do *design*, tanto do equipamento, como do processo, podem ser limitadas por critérios físicos, tecnológicos, ou económicos, entre outros.

De acordo com a Tabela 5.5, os equipamentos com maior irreversibilidade são o motor e o radiador (PC3a). Uma melhoria significativa que poderia ser aplicada seria o aproveitamento da energia sensível contida nos gases de escape, através da utilização de um recuperador de calor. Este ponto é importante, pois esta perda acarreta simultaneamente um dano para o ambiente (Rosen, 1999; Rosen e Scott, 2003a; Balocco et al., 2004). Efectuou-se uma simulação em que um permutador de calor utiliza a energia dos gases de escape para aquecer água de 50°C a 120°C. Nesta situação, a eficiência energética e a eficiência racional do sistema global aumentariam para cerca de 65% e 40% respectivamente (ver Apêndice C). As irreversibilidades associadas ao processo altamente irreversível de transformação da energia química do combustível em energia mecânica no motor não podem ser eliminadas, devido a limitações de ordem tecnológica e termodinâmica. Relativamente ao radiador, a medida a implementar seria o aproveitamento da energia térmica das correntes de entrada. Na realidade, alguma desta energia é aproveitada para aquecimento de águas sanitárias e ar interior de edifícios da empresa, mas essa parcela não foi contabilizada por falta de dados.

5.2 Diagramas

Os fluxos de energia e de exergia ao longo do processo podem ser representados por diagramas específicos, denominados diagrama de Sankey (Figura 5.1) e diagrama de Grassmann (Figura 5.2), respectivamente.

Na Figura 5.1 estão representados os fluxos de energia, tendo sido incluídos apenas os componentes que afectam a eficiência do sistema.

Na Tabela 5.7 estão representados os resultados provenientes da determinação da energia das correntes gasosas e líquidas, \dot{E}_i^* , de acordo com as equações (4.7.1), (4.7.3) e (4.7.4), que se baseiam no poder calorífico inferior do metano PCI_{CH_4} e na entalpia sensível em relação à temperatura de referência ($\Delta\bar{h}_i^*$). A energia das correntes líquidas do sistema, correntes 13 a 18, traduz a entalpia sensível de cada corrente em relação à corrente de menor temperatura do seu circuito de refrigeração. Ou seja, para as correntes 13 a 16, a temperatura de referência é T_{15} , enquanto que para as correntes 17 a 18 é T_{18} . Este método alternativo para o cálculo das energias das correntes foi necessário, dado os valores calculados pela equação 4.5.35 resultarem em números negativos (Tabela 4.2), não sendo possível ilustrar a representação dessa energia em diagramas.

A maior perda de energia ocorre no PC3, como já se tinha concluído anteriormente da análise da Tabela 5.3. A segunda maior perda verifica-se no MCI. Conclui-se que, da energia que entra, apenas cerca de um terço é transformada num produto aproveitado - a electricidade. Por conseguinte, para melhorar a eficiência do processo, é necessário valorizar outros produtos, tal como a energia sensível dos gases de escape (note-se a largura das bandas no diagrama de Sankey).

Tabela 5.7 - Contabilização do conteúdo energético \dot{E}_i^* das correntes representadas no diagrama de Sankey

Corrente, i	$PCI_{CH_4} \times \dot{n}_{CH_4,i}$ [kW]	$\Delta \bar{h}_i^* \times \dot{n}_i$ [kW]	\dot{E}_i^* [kW]
3	2760	0	2760
5	3626	312,4	3938
8	866	14,5	880,5
9	866	14,5	880,5
10	2760	46,09	2806
11	0	1235	1235
12	0	867,6	867,6
13	-	1789	309
14	-	2102	622
15	-	1480	0
16	-	1613	133
17	-	464,5	77
18	-	387,5	0

Legenda: PCI_{CH_4} - Poder calorífico inferior do metano; \dot{n} - caudal molar;
 $\Delta \bar{h}_i^*$ - Variação de entalpia; \dot{E}_i^* - Taxa de Energia;

O diagrama do balanço exergético do sistema está representado na Figura 5.2. Os triângulos em tom carregado correspondem à destruição de exergia, devido aos fenómenos irreversíveis que ocorrem dentro das unidades, enquanto as bandas mais claras representam fluxos de exergia. As correntes que apresentam exergia nula não foram representadas no diagrama. Ao contrário da energia, a exergia não está sujeita à lei da conservação, sendo destruída durante o processo. Para a elaboração do Diagrama de Grassman não foi necessário

recorrer a cálculos auxiliares, tendo sido utilizados os valores presentes na Tabela 5.2. Como já referido, o motor é a unidade que apresenta maior taxa de destruição de exergia. As perdas de energia por transferência de calor para o ambiente representadas na Figura 5.1 não se traduzem em perdas de exergia na Figura 5.2, devido a terem-se considerado fronteiras para as unidades à temperatura ambiente. Assim, as perdas de exergia por transferência de calor são nulas e essas irreversibilidades estão contabilizadas na destruição de exergia (triângulos pretos). A corrente dos gases de escape representa uma perda de exergia, conforme ilustra a seta na figura.

Os valores de energia e de exergia dos gases combustíveis nas duas figuras são similares, pois a exergia química e o poder calorífico inferior do combustível são também próximos (Brzustowski e Brena, 1986; Torres e Gallo, 1998).

A exergia dos gases de escape lançados na atmosfera é menor que a energia dos mesmos, pois esta corrente comporta apenas energia térmica. Recorde-se que a energia térmica é uma forma de energia com qualidade inferior a outras formas de energia, como as energias mecânica ou eléctrica.

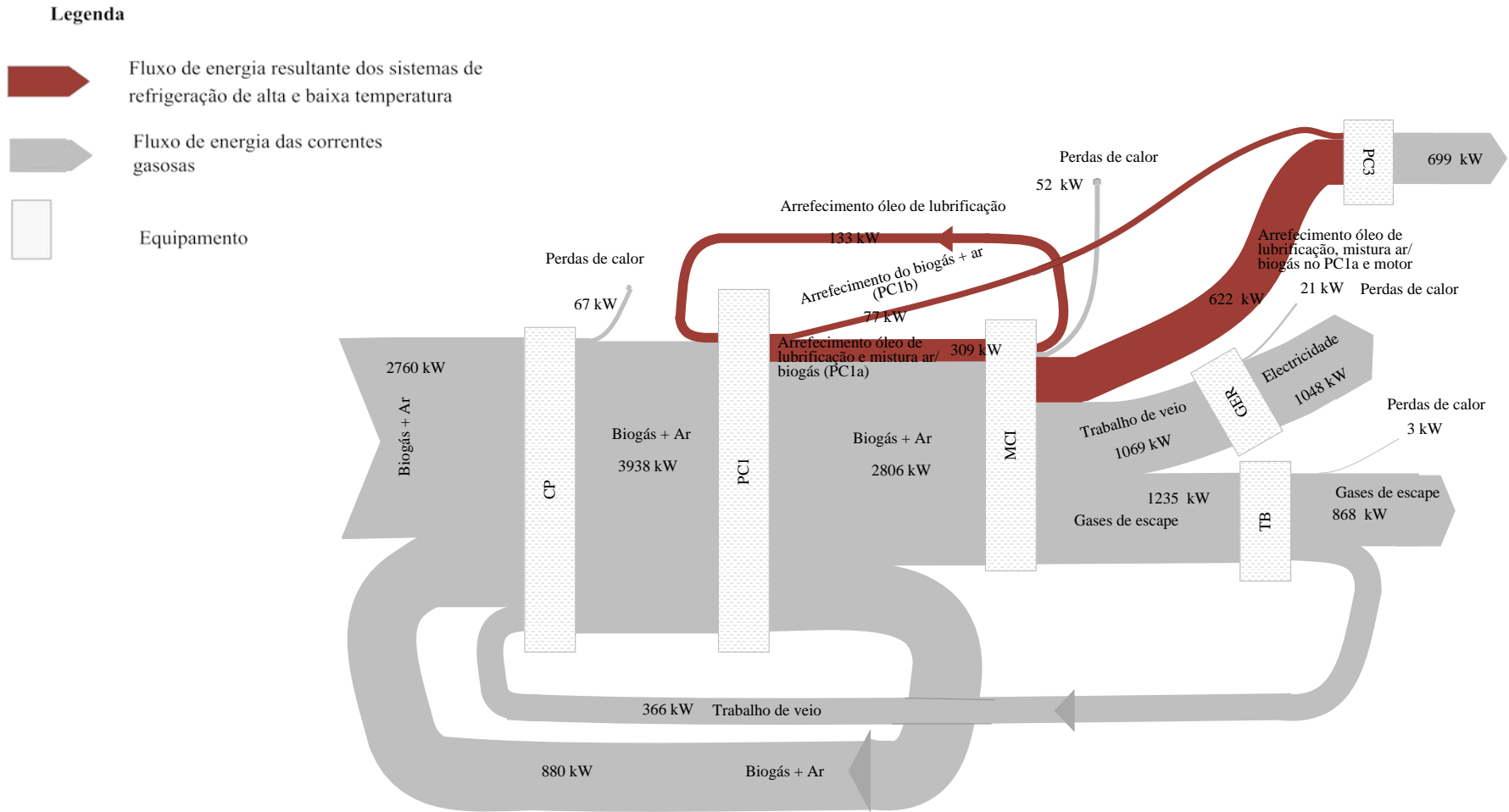


Figura 5.1 - Balanço energético do processo (Diagrama de Sankey).

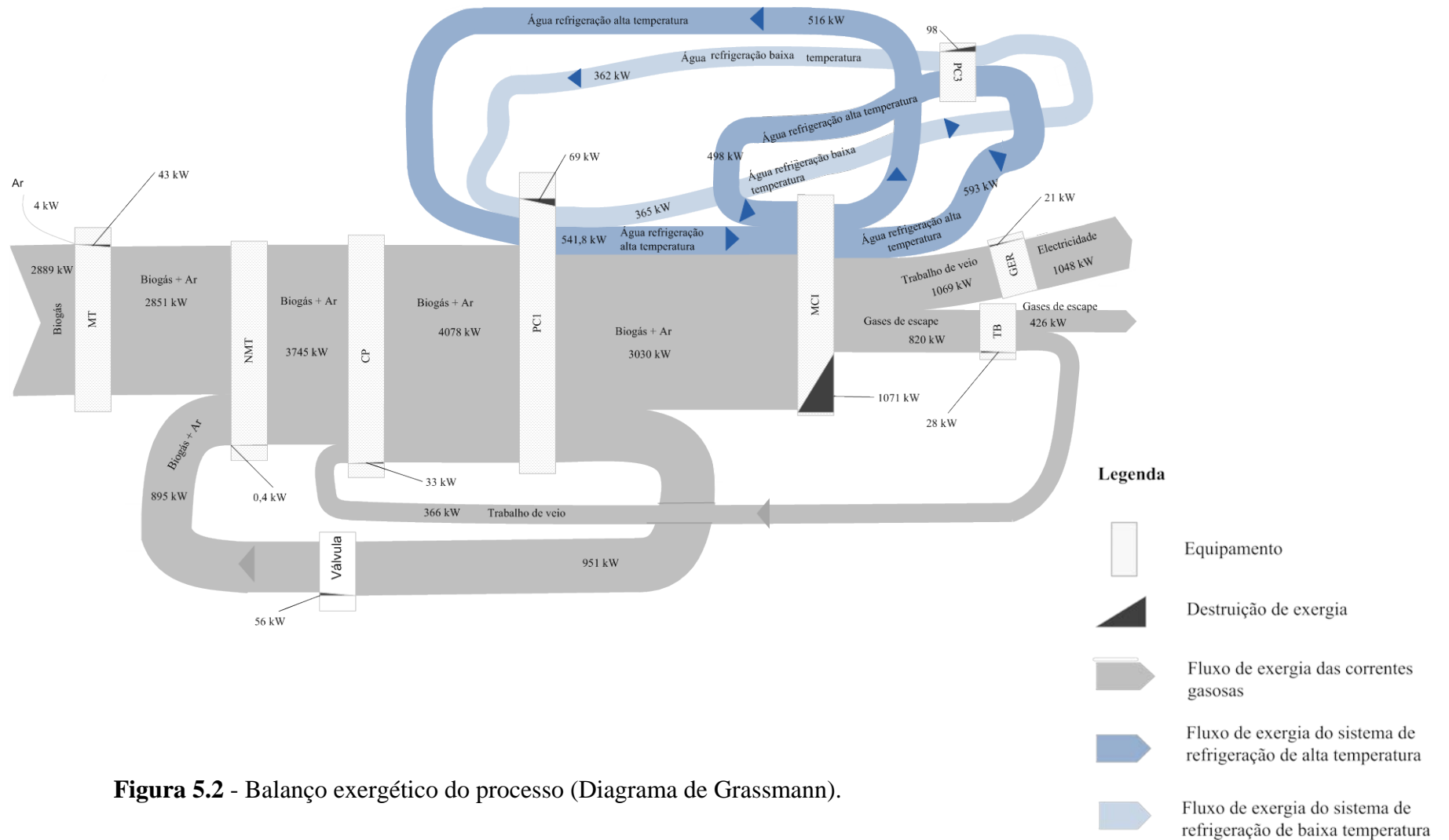


Figura 5.2 - Balanço exergético do processo (Diagrama de Grassmann).

6 Conclusões e Trabalho Futuro

Neste trabalho, a realização de uma análise termodinâmica ao sistema de valorização de biogás instalado no Aterro da Suldouro (Sermonde) permitiu calcular a temperatura, pressão e caudal para várias correntes, bem como efectuar uma posterior análise energética e exergetica da unidade. Adoptando-se o método exergetico, contabilizaram-se as irreversibilidades que acompanham a valorização do biogás.

Com os dados obtidos, determinaram-se os desempenhos, em termos exergeticos, do sistema global e das suas unidades, recorrendo a três parâmetros. Os componentes mais ineficientes, avaliados pelo seu grau de perfeição termodinâmico e quociente de destruição de exergia, são o motor (MCI), seguido de uma das unidades do radiador (PC3a) e válvula (VAL); de acordo com a eficiência racional, as unidades mais ineficientes são a segunda unidade do permutador de calor 1 (PC1b), seguido de MCI e da primeira unidade do permutador de calor 1 (PC1a). As perdas de calor para o ambiente, de acordo com a análise energética, ocorrem no radiador (PC3), motor (MCI) e turbocompressor (TC).

A elaboração dos diagramas de Sankey e de Grassman permitiu uma visualização geral e resumida das análises energética e exergetica.

Constatou-se que o motor, responsável pelo processo de combustão (altamente irreversível), é o equipamento que apresenta maior taxa de destruição de exergia (75%) e também uma relativamente baixa eficiência racional (35,3%). No entanto, face à tecnologia actual dos motores de combustão interna, o aumento da eficiência do motor é bastante condicionado. Verifica-se que o processo global está longe de ser termodinamicamente ideal apresentando uma eficiência exergetica de 36,2%, principalmente pela razão acabada de apresentar.

São detectadas as seguintes oportunidades de melhoria energética:

- Aproveitamento da energia térmica dos gases de escape, para produzir ar ou água quente, para utilização directa em processos de secagem, ou para gerar vapor sobreaquecido que, passando por uma turbina, produz electricidade adicional. Um exemplo desse aproveitamento, sumariamente descrito no Apêndice C, comprova o aumento da eficiência do sistema.

- Poder-se-ia considerar alterações no permutador PC1b, de modo a aumentar a sua eficiência racional. Tal passaria por elevar a temperatura de saída da água de refrigeração (T_{17}), o que, por sua vez, implicaria um permutador diferente. Assim, poder-se-iam realizar simulações de projecto técnico e económico para uma unidade alternativa. Obviamente, isto só faria sentido se a energia da corrente 17 fosse depois aproveitada, e não radiada para o ambiente. Contudo, note-se que a taxa de transferência de calor no permutador em causa (e no PC3b) é só de 77 kW. Este valor pode ser comparado com 622 kW do permutador PC3a. Assim, à partida, aquela alteração no equipamento, e posterior aproveitamento energético, parecem não ter grande justificação.

O método exergético confirmou a sua utilidade na análise de sistemas energéticos. Obtiveram-se resultados que geram sugestões para uma melhoria efectiva do sistema, ou, pelo menos, que constituem o primeiro passo para outras análises mais aprofundadas e complementares. Em particular, sugere-se que este trabalho seja complementado através de um estudo económico de diferentes intervenções, tendo em vista um aumento das eficiências energética e exergética. Pode-se mesmo combinar as análises exergética e económica, o que é feito pela exergoeconomia. Em síntese, esta abordagem atribui valores monetários às correntes e traduz em custos as ineficiências. Este ramo da engenharia é hoje uma ferramenta poderosa para estudar e otimizar sistemas de energia (Aras e Balli, 2008; Utlu e Hepbasli, 2008).

Apêndice A

Valores intermédios de propriedades de correntes e de componentes

Tabela A.1 - Entalpias molares parciais do metano (CH₄), dióxido de carbono (CO₂), azoto (N₂), oxigénio (O₂) e vapor de água (H₂O) nas correntes gasosas *i*.

Corrente <i>i</i>	Entalpia molar $\bar{h}_{j,i}$ [kJ·kmol ⁻¹]				
	\bar{h}_{CH_4}	\bar{h}_{CO_2}	\bar{h}_{H_2O}	\bar{h}_{N_2}	\bar{h}_{O_2}
1	-	-393520	-241820	0	0
2	-74870	-393520	-	0	0
3	-74870	-393520	-241820	0	0
4	-74664	-393309	-241628	166,1	167,8
5	-70177	-388705	-237693	3547	3616
6 a 10	-72880	-391467	-240005	1568	1586
11	-	-366464	-220588	17677	18635
12	-	-374928	-226995	12472	13077

Fonte: Software Engineering Equation Solver (EES)

Tabela A.2 - Entropias molares parciais do metano (CH₄), dióxido de carbono (CO₂), azoto (N₂), oxigénio (O₂) e água gasosa (H₂O) nas condições das diferentes correntes gasosas *i*.

Corrente <i>i</i>	Entropia molar $\bar{s}_{j,i}$ [kJ·kmol ⁻¹ ·K ⁻¹]				
	\bar{s}_{CH_4}	\bar{s}_{CO_2}	\bar{s}_{H_2O}	\bar{s}_{N_2}	\bar{s}_{O_2}
1	-	280,1	220,5	193,5	218,1
2	191	222	-	213,2	244,1
3	210,6	241,5	221,3	194,3	218,9
4	211,3	242,2	221,9	194,8	219,4
5	212,6	243,9	221,8	193,2	217,9
6	206,5	237,7	216,7	188,9	213,6
7 a 8	204,2	235,2	214,7	187,4	212
9	213,4	244,4	223,9	196,5	221,1
10	204,2	235,2	214,7	187,4	212
11	-	274,1	236,3	218,4	251,5
12	-	271,9	236,7	220,3	253

Fonte: Software Engineering Equation Solver (EES)

Tabela A.3 - Entalpia e entropia molares das correntes nas condições de referência ($T_0 = 25^\circ\text{C}$ e $P_0 = 1$ bar)

Corrente <i>i</i>	Entalpia [kJ·kmol ⁻¹]	Entropia [kJ·kmol ⁻¹ ·K ⁻¹]
	\bar{h}^0	\bar{s}^0
1	-5380	199,2
2	-184082	204,3
3 a 10	-22371	201,9
11 a 12	-69059	188,1
13 a 18	-285829	69,95

Fonte: Software Engineering Equation Solver (EES) – correntes 1 a 12; Bejan et al (1996), Tabela C.1 – correntes 12 a 18.

Tabela A.4 - Entalpias molares nas condições de referência ($T_0 = 25^\circ\text{C}$ e $P_{0j;i} = P_0 \times y_{j;i}$) do metano (CH_4), dióxido de carbono (CO_2), azoto (N_2), oxigênio (O_2) água líquida ($\text{H}_2\text{O}(\text{l})$) e água gasosa ($\text{H}_2\text{O}(\text{g})$), nas diferentes correntes gasosas i .

Corrente i	Entalpia molar $\bar{h}_{j;i}$ [$\text{kJ}\cdot\text{kmol}^{-1}$]					
	\bar{h}_{CH_4}	\bar{h}_{CO_2}	\bar{h}_{N_2}	\bar{h}_{O_2}	$\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})}$	$\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}(\text{l})}$
1 a 12	-74870	-393520	0	0	-241820	-285829

Fonte: Software Engineering Equation Solver (EES)

Tabela A.5 - Entropias molares, a $T_0 = 25^\circ\text{C}$ e $P_{0j;i} = P_0 \times y_{j;i}$ do metano (CH_4), dióxido de carbono (CO_2), azoto (N_2), oxigênio (O_2) água líquida ($\text{H}_2\text{O}(\text{l})$) e água gasosa ($\text{H}_2\text{O}(\text{g})$), nas diferentes correntes gasosas i

Corrente i	Entropia molar $\bar{s}_{j;i}$ [$\text{kJ}\cdot\text{kmol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]					
	\bar{s}_{CH_4}	\bar{s}_{CO_2}	\bar{s}_{N_2}	\bar{s}_{O_2}	$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})}$	$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}(\text{l})}$
1	-	280,1	193,5	218,1	220,5	-
2	191	222	213,2	244,1	-	-
3 a 10	210,6	241,5	194,3	218,9	221,3	-
11 a 12	-	233	193,4	225	217,4	69,95

Fonte: Software Engineering Equation Solver (EES)

Tabela A.6 - Valores tabelados de exergia química padrão para várias substâncias a $T_0 = 298,15 \text{ K}$ e $P_0 = 1 \text{ bar}$

Componente j	Exergia química padrão \bar{x}_j^q
	[$\text{kJ}\cdot\text{kmol}^{-1}$]
$\text{N}_2 (\text{g})$	720
$\text{O}_2 (\text{g})$	3970
$\text{CO}_2 (\text{g})$	19870
$\text{H}_2\text{O} (\text{g})$	9500
$\text{H}_2\text{O} (\text{l})$	900
$\text{CH}_4 (\text{g})$	831650

Fonte: Bejan et al. (1996), Tabela C.2, Modelo 2.

Apêndice B - Exemplos de Cálculo

Seguidamente apresentam-se exemplos dos cálculos que se afiguram como mais elaborados.

B.1 – Entalpia e entropia da corrente 14

Utilizando a equação 4.5.12, calcula-se $\bar{h}_{14}(T_{14}, P_{14})$

$$\begin{aligned}\bar{h}_{14}(T_{14}, P_{14}) - \bar{h}(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) &= \bar{h}_{14}^\oplus(T_{14}, P_{14}) - \bar{h}^\oplus(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \bar{h}_{14}(T_{14}, P_{14}) &= \bar{h}_{14}^\oplus(T_{14}, P_{14}) - \bar{h}^\oplus(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) + \bar{h}(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \bar{h}_{14}(T_{14}, P_{14}) &\approx 6639 - 1890 - 285829 \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \bar{h}_{14}(T_{14}, P_{14}) &\approx -281080 \text{ kJ / kmol}\end{aligned}$$

Valores obtidos nas tabelas de vapor para água saturada em Çengel e Boles (2006):

$$\bar{h}_{14}^\oplus(88^\circ\text{C}, 90 \text{ kPa}) \approx 368,5 \text{ kJ/kg} \approx 6639 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}^\oplus(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) \approx 104,9 \text{ kJ/kg} \approx 1890 \text{ kJ/kmol}$$

Valor de referência para a água líquida tabelado em Bejan et al. (1996):

$$\bar{h}(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) = -285829 \text{ kJ/kmol}$$

Utilizando a equação 4.5.13, calcula-se $\bar{s}_{14}(T_{14}, P_{14})$

$$\begin{aligned}\bar{s}_{14}(T_{14}, P_{14}) - \bar{s}(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) &= \bar{s}_{14}^\oplus(T_{14}, P_{14}) - \bar{s}^\oplus(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \bar{s}_{14}(T_{14}, P_{14}) &= \bar{s}_{14}^\oplus(T_{14}, P_{14}) - \bar{s}^\oplus(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) + \bar{s}(25^\circ\text{C}, 1 \text{ bar}) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \bar{s}_{14}(T_{14}, P_{14}) &\approx 21,06 - 6,619 + 69,948 \Leftrightarrow\end{aligned}$$

$$\Leftrightarrow \bar{s}_{14}(T_{14}, P_{14}) \approx 84,389 \text{ kJ / kmol.K}$$

Valores obtidos nas tabelas de vapor para água saturada em Çengel e Boles (2006):

$$\bar{s}_{14}^{\oplus}(88^{\circ}\text{C}, 90 \text{ kPa}) \approx 1,169 \text{ kJ/kg.K} \approx 21,06 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$\bar{s}^{\oplus}(25^{\circ}\text{C}, 1 \text{ bar}) \approx 0,3674 \text{ kJ/kg.K} \approx 6,619 \text{ kJ/kmol.K}$$

Valor de referência para a água líquida tabelado em Bejan et al. (1996):

$$\bar{s}(25^{\circ}\text{C}, 1 \text{ bar}) = 69,948 \text{ kJ/kmol.K}$$

B.2 – Processo de condensação da corrente 11 - balanços mássicos

A corrente 11 condensa quando considerada no estado de referência, dado que:

$$P_{H_2O;11} = 12,70 \text{ kPa} > P_{\text{sat}@25^{\circ}\text{C}} = 3,169 \text{ kPa}$$

$$P_{H_2O;11} = y_{H_2O;11} \times P_0 \Leftrightarrow P_{H_2O;11} = 0,1254 \times 101,3 \Leftrightarrow P_{H_2O;11} = 12,70 \text{ kPa}$$

Utilizando a equação 4.5.21, calcula-se $y_{H_2O(g)}^*$.

$$P_{H_2O} = y_{H_2O(g)}^* \times P_0 \Leftrightarrow P_{\text{sat}@25^{\circ}\text{C}} = y_{H_2O(g)}^* \times P_0 \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow y_{H_2O(g)}^* = \frac{P_{\text{sat}@25^{\circ}\text{C}}}{P_0} \Leftrightarrow y_{H_2O(g)}^* = \frac{3,169}{101,3} \Leftrightarrow y_{H_2O(g)}^* = 0,031$$

Utilizando a equação 4.5.17, calcula-se n_j .

$$n_{CO_2} = y_{CO_2} = 0,08759$$

$$n_{O_2} = y_{O_2} = 0,081$$

$$n_{N_2} = y_{N_2} = 0,706$$

Utilizando a equação 4.5.18, calcula-se $n_{H_2O(g)}$.

$$y_{H_2O(g)}^* = \frac{n_{H_2O(g)}}{n_{CO_2} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{H_2O(g)}} \Leftrightarrow n_{H_2O(g)} = \frac{y_{H_2O(g)}^* (n_{CO_2} + n_{O_2} + n_{N_2})}{1 - y_{H_2O(g)}^*} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow n_{H_2O(g)} = \frac{0,031(0,08759 + 0,081 + 0,706)}{1 - 0,031} \Leftrightarrow n_{H_2O(g)} = 0,028$$

Utilizando a equação 4.5.18 calcula-se $y_{CO_2}^*$, $y_{O_2}^*$ e $y_{N_2}^*$.

$$y_{CO_2}^* = \frac{n_{CO_2}}{n_{CO_2} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{H_2O(g)}} \Leftrightarrow y_{CO_2}^* = \frac{0,08759}{0,08759 + 0,081 + 0,706 + 0,028} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow y_{CO_2}^* = 0,097$$

$$y_{O_2}^* = \frac{n_{O_2}}{n_{CO_2} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{H_2O(g)}} \Leftrightarrow y_{O_2}^* = \frac{0,081}{0,08759 + 0,081 + 0,706 + 0,028} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow y_{O_2}^* = 0,090$$

$$y_{N_2}^* = \frac{n_{N_2}}{n_{CO_2} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{H_2O(g)}} \Leftrightarrow y_{N_2}^* = \frac{0,706}{0,08759 + 0,081 + 0,706 + 0,028} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow y_{N_2}^* = 0,782$$

Utilizando a equação 4.5.14, calcula-se $n_{H_2O(l)}$.

$$n_{H_2O} = n_{H_2O(l)} + n_{H_2O(g)} \Leftrightarrow n_{H_2O(l)} = n_{H_2O} - n_{H_2O(g)} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow n_{H_2O(l)} = 0,1254 - 0,028 \Leftrightarrow n_{H_2O(l)} = 0,0974$$

Assim, a corrente 11, à pressão de referência, apresenta a seguinte composição:

$$y_{CO_2} = n_{CO_2} = 0,08759$$

$$y_{H_2O(g)} = n_{H_2O(g)} = 0,028$$

$$y_{O_2} = n_{O_2} = 0,081$$

$$y_{N_2} = n_{N_2} = 0,706$$

$$y_{H_2O(l)} = n_{H_2O(l)} = 0,0974$$

Utilizando a equação 4.5.19 e 4.5.20, calcula-se y_{fase_gasosa} e $y_{fase_liquida}$.

$$y_{\text{fase_gasosa}} = \frac{n_{\text{CO}_2} + n_{\text{O}_2} + n_{\text{N}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}(g)}}{n_{\text{CO}_2} + n_{\text{O}_2} + n_{\text{N}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}(g)} + n_{\text{H}_2\text{O}(l)}} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow y_{\text{fase_gasosa}} = \frac{0,08759 + 0,081 + 0,706 + 0,028}{0,08759 + 0,081 + 0,706 + 0,028 + 0,0974} \Leftrightarrow y_{\text{fase_gasosa}} = 0,903$$

$$y_{\text{fase_liquida}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}(l)}}{n_{\text{CO}_2} + n_{\text{O}_2} + n_{\text{N}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}(g)} + n_{\text{H}_2\text{O}(l)}} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow y_{\text{fase_liquida}} = \frac{0,0974}{0,08759 + 0,081 + 0,706 + 0,028 + 0,0974} \Leftrightarrow y_{\text{fase_liquida}} = 0,097$$

B.3 – Entalpia e entropia de referência da corrente 11

Utilizando a equação 4.5.26, calcula-se $\bar{h}_{11}^0(T_0)$.

$$\bar{h}_{11}^0(T_0) = \sum_j y_{j;11} \times \bar{h}_j(T_0) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \bar{h}_{11}^0 = y_{\text{CO}_2;11} \times \bar{h}_{\text{CO}_2}(25^\circ\text{C}) + y_{\text{O}_2;11} \times \bar{h}_{\text{O}_2}(25^\circ\text{C}) + y_{\text{N}_2;11} \times \bar{h}_{\text{N}_2}(25^\circ\text{C}) +$$

$$+ y_{\text{H}_2\text{O}(l);11} \times \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}(l)}(25^\circ\text{C}) + y_{\text{H}_2\text{O}(g);11} \times \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}(g)}(25^\circ\text{C}) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \bar{h}_{11}^0 = 0,08759 \times -393520 + 0,081 \times 0 + 0,706 \times 0 +$$

$$+ 0,0973 \times -285829 + 0,028 \times -285829 \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \bar{h}_{11}^0 = -69059 \text{ kJ/kmol}$$

Utilizando a equação 4.5.28, calcula-se $P_{0j;11}$.

$$P_{0\text{CO}_2;11} = P_0 \times y_{\text{CO}_2;11}^* \Leftrightarrow P_{0\text{CO}_2;11} = 101,3 \times 0,097 \Leftrightarrow P_{0\text{CO}_2;11} = 9,83 \text{ kPa}$$

$$P_{0\text{O}_2;11} = P_0 \times y_{\text{O}_2;11}^* \Leftrightarrow P_{0\text{O}_2;11} = 101,3 \times 0,090 \Leftrightarrow P_{0\text{O}_2;11} = 9,901 \text{ kPa}$$

$$P_{0\text{N}_2;11} = P_0 \times y_{\text{N}_2;11}^* \Leftrightarrow P_{0\text{N}_2;11} = 101,3 \times 0,782 \Leftrightarrow P_{0\text{N}_2;11} = 79,24 \text{ kPa}$$

$$P_{0\text{H}_2\text{O}(g);11} = P_0 \times y_{\text{H}_2\text{O}(g);11}^* \Leftrightarrow P_{0\text{H}_2\text{O}(g);11} = 101,3 \times 0,031 \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow P_{0\text{H}_2\text{O}(g);11} = 3,169 \text{ kPa}$$

Utilizando a equação 4.5.27, calcula-se \bar{s}_{11}^0 .

$$\begin{aligned}
\bar{s}_{11}^0 &= y_{CO_2;11} \times \bar{s}_{CO_2;11}(T_0, P_{0_{CO_2;11}}) + y_{O_2;11} \times \bar{s}_{O_2;11}(T_0, P_{0_{O_2;11}}) + y_{N_2;11} \times \bar{s}_{N_2;11}(T_0, P_{0_{N_2;11}}) + \\
&\quad + y_{H_2O(g);11} \times \bar{s}_{H_2O(g);11}(T_0, P_{0_{H_2O(g);11}}) + y_{H_2O(l);11} \times \bar{s}_{H_2O(l);11}(T_0, P_0) \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{s}_{11}^0 &= 0,08759 \times \bar{s}_{CO_2;11}(25^\circ\text{C}, 9.83 \text{ kPa}) + 0,081 \times \bar{s}_{O_2;11}(25^\circ\text{C}, 9.901 \text{ kPa}) + \\
&\quad + 0,706 \times \bar{s}_{N_2;11}(25^\circ\text{C}, 79.24 \text{ kPa}) + 0,028 \times \bar{s}_{H_2O(g);11}(25^\circ\text{C}, 3.169 \text{ kPa}) + \\
&\quad + 0,0973 \times \bar{s}_{H_2O(l);11}(25^\circ\text{C}, 101.3 \text{ kPa}) \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{s}_{11}^0 &= 0,08759 \times 233 + 0,081 \times 225 + 0,706 \times 193,4 + 0,028 \times 217,4 + 0,0973 \times 69,95 \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{s}_{11}^0 &= 188,1 \text{ kJ / kmol.K}
\end{aligned}$$

B.4 – Exergia da corrente 11

Utilizando a equação 4.5.29, calcula-se \bar{x}_{11}^f .

$$\begin{aligned}
\bar{x}_{11}^f &= (\bar{h}_{11} - \bar{h}_{11}^0) - T_0(\bar{s}_{11} - \bar{s}_{11}^0) \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{x}_{11}^f &= (-45761 + 69059) - 298,15(228,2 - 188,1) \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{x}_{11}^f &= 11353 \text{ kJ / kmol}
\end{aligned}$$

Utilizando a equação 4.5.32, calcula-se \bar{x}_{11}^q .

$$\begin{aligned}
\bar{x}_{11}^q &= y_{fase_gasosa} \left[\sum_j y_{j;11}^* \bar{x}_j^q + T_0 \bar{R} \sum_j y_{j;11}^* \ln(y_{j;11}^*) \right] + y_{fase_líquida} \bar{x}_{H_2O(l)}^q \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{x}_{11}^q &= y_{fase_gasosa} \left[y_{CO_2;11}^* \bar{x}_{CO_2}^q + y_{O_2;11}^* \bar{x}_{O_2}^q + y_{N_2;11}^* \bar{x}_{N_2}^q + y_{H_2O(g);11}^* \bar{x}_{H_2O(g)}^q + \right. \\
&\quad \left. + T_0 \bar{R} \left[y_{CO_2;11}^* \ln(y_{CO_2;11}^*) + y_{O_2;11}^* \ln(y_{O_2;11}^*) + \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + y_{N_2;11}^* \ln(y_{N_2;11}^*) + y_{H_2O(g);11}^* \ln(y_{H_2O(g);11}^*) \right] \right] + \\
&\quad + y_{fase_líquida} \bar{x}_{H_2O(l)}^q \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{x}_{11}^q &= 0,903 \left[0,097 \times 19870 + 0,090 \times 3970 + 0,782 \times 720 + 0,031 \times 9500 + \right. \\
&\quad \left. + 298,15 \times 8,314 \times \left[0,097 \ln(0,097) + 0,090 \ln(0,090) + \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + 0,782 \ln(0,782) + 0,031 \ln(0,031) \right] \right] + \\
&\quad + 0,097 \times 900 \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{x}_{11}^q &= 0,903 \left[1927 + 357 + 563 + 294,5 + 2478,8 \times [-0,23 - 0,22 - 0,19 - 0,11] \right] + \\
&\quad + 87,3 \Leftrightarrow
\end{aligned}$$

$$\Leftrightarrow \bar{x}_{11}^q = 1262 \text{ kJ / kmol}$$

Utilizando a equação 4.5.30, calcula-se \bar{x}_{11} .

$$\bar{x}_{11} = \bar{x}_{11}^f + \bar{x}_{11}^q \Leftrightarrow \bar{x}_{11} = 11353 + 1262 \Leftrightarrow \bar{x}_{11} = 12615 \text{ kJ / kmol}$$

B.5 – Cálculos com a eficiência isentrópica da turbina

Utilizando a equação 4.5.111, calcula-se \bar{h}_{12}^* .

$$\begin{aligned} \eta_{TB}^* &= \frac{\bar{h}_{11} - \bar{h}_{12}}{\bar{h}_{11} - \bar{h}_{12}^*} \Leftrightarrow \bar{h}_{12}^* = -\frac{\bar{h}_{11} - \bar{h}_{12}}{\eta_{TB}^*} + \bar{h}_{11} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \bar{h}_{12}^* &= -\frac{-45761 - (-51431)}{0,86} - 45761 \Leftrightarrow \bar{h}_{12}^* = -52354 \text{ kJ / kmol} \end{aligned}$$

Pela equação 4.5.115, calcula-se T_{12}^* .

$$\begin{aligned} \bar{h}_{12}^* &= \sum_j x_j \times \bar{h}_j(T_{12}^*) \Leftrightarrow \bar{h}_{12}^* = x_{CO_2} \times \bar{h}_{CO_2}(T_{12}^*) + x_{O_2} \times \bar{h}_{O_2}(T_{12}^*) + x_{N_2} \times \bar{h}_{N_2}(T_{12}^*) + x_{H_2O} \times \bar{h}_{H_2O}(T_{12}^*) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow -52354 &= 0,087 \times \bar{h}_{CO_2}(T_{12}^*) + 0,081 \times \bar{h}_{O_2}(T_{12}^*) + 0,706 \times \bar{h}_{N_2}(T_{12}^*) + 0,125 \times \bar{h}_{H_2O}(T_{12}^*) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \text{Calculo EES} &\Leftrightarrow \\ T_{12}^* &= 416,5 \text{ }^\circ\text{C} \\ \bar{h}_{CO_2}(T_{12}^*) &= -376292 \text{ kJ / kmol} \\ \bar{h}_{O_2}(T_{12}^*) &= 12169 \text{ kJ / kmol} \\ \bar{h}_{N_2}(T_{12}^*) &= 11621 \text{ kJ / kmol} \\ \bar{h}_{H_2O}(T_{12}^*) &= -228029 \text{ kJ / kmol} \end{aligned}$$

Calculam-se as pressões parciais dos componentes, $P_{j;12}$:

$$\begin{aligned} P_{CO_2;12} &= 0,087 \times 101,3 \Leftrightarrow P_{CO_2;12} = 24,44 \text{ kPa} \\ P_{O_2;12} &= 0,081 \times 101,3 \Leftrightarrow P_{O_2;12} = 22,6 \text{ kPa} \\ P_{N_2;12} &= 0,706 \times 101,3 \Leftrightarrow P_{N_2;12} = 197 \text{ kPa} \\ P_{H_2O;12} &= 0,125 \times 101,3 \Leftrightarrow P_{H_2O;12} = 34,98 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Utilizando a equação 4.5.113, calcula-se \bar{s}_{12}^* .

$$\begin{aligned}
\bar{s}_{12}^*(T_{12}^*, P_{12}) &= \sum_j x_j \times \bar{s}_j(T_{12}^*, P_{j;12}) \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{s}_{12}^*(T_{12}^*, P_{12}) &= x_{CO_2} \times \bar{s}_{CO_2}(T_{12}^*, P_{CO_2;12}) + x_{O_2} \times \bar{s}_{O_2}(T_{12}^*, P_{O_2;12}) + \\
&\quad + x_{N_2} \times \bar{s}_{N_2}(T_{12}^*, P_{N_2;12}) + x_{H_2O} \times \bar{s}_{H_2O}(T_{12}^*, P_{H_2O;12}) \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{s}_{12}^*(416,5 \text{ }^\circ\text{C}; 101,3 \text{ kPa}) &= 0,087 \times \bar{s}(416,5 \text{ }^\circ\text{C}; 24,44 \text{ kPa}) + 0,081 \times \bar{s}(416,5 \text{ }^\circ\text{C}; 22,6 \text{ kPa}) + \\
&\quad + 0,706 \times \bar{s}(416,5 \text{ }^\circ\text{C}; 197 \text{ kPa}) + 0,125 \times \bar{s}(416,5 \text{ }^\circ\text{C}; 34,98 \text{ kPa}) \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{s}_{12}^*(416,5 \text{ }^\circ\text{C}; 101,3 \text{ kPa}) &= 0,087 \times 270 + 0,081 \times 251,7 + 0,706 \times 219,1 + 0,125 \times 235,2 \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{s}_{12}^*(416,5 \text{ }^\circ\text{C}; 101,3 \text{ kPa}) &= 228,2 \text{ kJ / kmol.K}
\end{aligned}$$

Utilizando a equação 4.5.113, calcula-se P_{11} .

$$\begin{aligned}
\bar{s}_{12}^*(T_{12}^*, P_{12}) &= \bar{s}_{11} \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \bar{s}_{12}^*(T_{12}^*, P_{12}) &= x_{CO_2} \times \bar{s}_{CO_2}(T_{11}, P_{CO_2;11}) + x_{O_2} \times \bar{s}_{O_2}(T_{11}, P_{O_2;11}) + \\
&\quad + x_{N_2} \times \bar{s}_{N_2}(T_{11}, P_{N_2;11}) + x_{H_2O} \times \bar{s}_{H_2O}(T_{11}, P_{H_2O;11}) \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow 228,2 &= 0,087 \times \bar{s}_{CO_2}(609, P_{11}x_{CO_2}) + 0,081 \times \bar{s}_{O_2}(609, P_{11}x_{O_2}) + \\
&\quad + 0,706 \times \bar{s}_{N_2}(609, P_{11}x_{N_2}) + 0,125 \times \bar{s}_{H_2O}(609, P_{11}x_{H_2O}) \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow 228,2 &= 0,087 \times \bar{s}_{CO_2}(609 \text{ }^\circ\text{C}; 0,087P_{11}) + 0,081 \times \bar{s}_{O_2}(609 \text{ }^\circ\text{C}; 0,081P_{11}) + \\
&\quad + 0,706 \times \bar{s}_{N_2}(609 \text{ }^\circ\text{C}; 0,706P_{11}) + 0,125 \times \bar{s}_{H_2O}(609 \text{ }^\circ\text{C}; 0,125P_{11}) \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \text{Calculo EES} &\Leftrightarrow \\
P_{11} &= 279,1 \text{ kPa} \\
\bar{s}_{CO_2}(T_{11}, P_{CO_2;11}) &= 274,1 \text{ kJ / kmol.K} \\
\bar{s}_{O_2}(T_{11}, P_{O_2;11}) &= 251,5 \text{ kJ / kmol.K} \\
\bar{s}_{N_2}(T_{11}, P_{N_2;11}) &= 218,4 \text{ kJ / kmol.K} \\
\bar{s}_{H_2O}(T_{11}, P_{H_2O;11}) &= 236,3 \text{ kJ / kmol.K}
\end{aligned}$$

Apêndice C

Simulação de Cálculo

A figura seguinte representa um permutador fictício que poderia ser adicionado ao sistema de valorização do biogás. A transferência de calor entre as correntes dos gases de escape (correntes 12 e 19) e as correntes de água líquida (correntes 20 e 21) que ocorre no interior do permutador está identificada por \dot{Q}_{PC4} . Os valores de temperaturas e pressões adoptados são meramente exemplificativos.

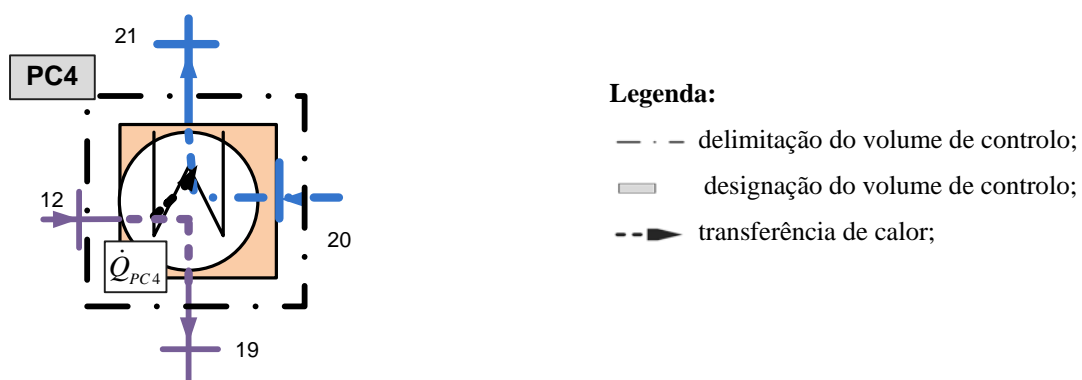


Figura C.1 - Representação das entradas e saídas das correntes de um permutador de calor fictício, designado por PC4.

Os balanços de massa, energia, entropia e de exergia são os seguintes:

$$\text{BM}_{\text{PC4}}: \dot{n}_{12} = \dot{n}_{19} \quad (\text{C.1})$$

$$\dot{n}_{20} = \dot{n}_{21} \quad (\text{C.2})$$

$$\text{BE}_{\text{PC4}}: \dot{E}_{12} + \dot{E}_{20} = \dot{E}_{19} + \dot{E}_{21} \quad (\text{C.3})$$

$$\dot{Q}_{\text{PC4}} + \dot{E}_{20} = \dot{E}_{21} \quad (\text{C.4})$$

$$\text{BS}_{\text{PC4}}: \dot{S}_{\text{ger;PC4}} + \dot{S}_{12} + \dot{S}_{20} = \dot{S}_{19} + \dot{S}_{21} \quad (\text{C.5})$$

$$\text{BX}_{\text{PC4}}: \dot{X}_{12} + \dot{X}_{20} - \dot{X}_{\text{dest;PC4}} = \dot{X}_{19} + \dot{X}_{21} \quad (\text{C.6})$$

O cálculo da eficiência do sistema global, se fosse introduzido este novo componente, passaria a ser:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{GER}} + (\dot{E}_{21} - \dot{E}_{20})}{\dot{n}_3 \times \text{PCI}_{\text{CH}_4} \times y_{\text{CH}_4;3}} \quad (\text{C.7})$$

$$\varepsilon_{1_GL} = \frac{\dot{W}_{\text{GER}} + (\dot{X}_{21} - \dot{X}_{20})}{\dot{X}_1 + \dot{X}_2} \quad (\text{C.8})$$

$$\varepsilon_{2_GL} = \frac{\dot{X}_{19} + \dot{W}_{\text{GER}} + \dot{X}_{21}}{\dot{X}_1 + \dot{X}_2 + \dot{X}_{20}} \quad (\text{C.9})$$

Os resultados dos cálculos associados ao permutador de calor fictício estão presentes nas Tabelas C.1, C.2 e C.3.

Tabela C.1 - Caracterização das correntes fictícias 19 a 21

Corrente	Descrição	T [°C]	P [kPa]	\dot{n} [mol·s ⁻¹]	\bar{h} [kJ·kmol ⁻¹]	\dot{E} [kW]	\bar{s} [kJ·kmol ⁻¹ ·K ⁻¹]	\dot{S} [kW·K ⁻¹]	\bar{x} [kJ·kmol ⁻¹]	\dot{X} [kW]
19	Gases de escape	90	101,3	0,06502	-62793	-4083	207,8	13,51	1669	108,6
20	Água (líquida)	50	800	0,1397	-283947	-39661	76,02	10,62	972,5	135,8
21	Água (líquida)	120	800	0,1397	-278658	-38922	91,11	12,73	1761	246

Tabela C.2 - Taxas globais de entrada e de saída de entropia e de exergia, de destruição de exergia e de geração de entropia, com o permutador PC4 incluído

	$\dot{S}_{entrada}$ [kW·K ⁻¹]	$\dot{S}_{saída}$ [kW·K ⁻¹]	\dot{S}_{ger} [kW·K ⁻¹]	$\dot{X}_{entrada}$ [kW]	$\dot{X}_{saída}$ [kW]	\dot{X}_{dest} [kW]
GL	23,6	29,06	6,871	3030	1403	1627

Tabela C.3 - Eficiências energética e exergéticas do sistema global com o permutador PC4 incluído

η [%]	ε_1 [%]	ε_2 [%]
64,75	39,55	46,3

Bibliografia

Abusoglu, A. e Kanoglu, M. 2009. Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 2-Application. *Applied Thermal Engineering*. **29** (2-3): 242-249.

Akinbami, J., Ilori, M., Oyebisi, T., Akinwumi, I. and Adeoti, O. 2001. Biogas energy use in Nigeria: current status, future prospects and policy implications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. **5** (1): 97-112.

Al-Ghandoor, A., Jaber, J. e Al-Hinti, I. 2009. Assessment of Energy and Exergy Efficiencies of Power Generation Sub-Sector in Jordan. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering* **3** (1): 1-8

Aras, H. e Balli, O. 2008. Exergoeconomic analysis of a combined heat and power system with the micro gas turbine (MGTCHP). *Energy Exploration & Exploitation*. **26** (1): 53-70.

Badami, M. e Mura, M. 2010. Exergetic analysis of an innovative small scale combined cycle cogeneration system. *Energy*. **35**: 2535-2543.

Balli, O. e Aras, H. 2007. Energetic and exergetic performance evaluation of a combined heat and power system with the micro gas turbine (MGTCHP). *International Journal of Energy Research*. **31** (14): 1425-1440.

Balli, O., H. Aras, e A. Hepbasli. 2010. Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a trigeneration (TRIGEN) system with a gas-diesel engine: Part I-Methodology. *Energy Conversion and Management*. **51** (11): 2252-2259.

Balocco, C., Papeschi, S., Grazzini, G. e R., Basosi, 2004. Using exergy to analyze the sustainability of an urban area. *Ecological Economics*. **48** (2): 231-244.

Baumeister, T. e Avallone, E. 1978. Marks' standard handbook for mechanical engineers, 8th edition. McGraw-Hill, New York, pp 1950.

Bejan, A., Tsatsaronis, G. e Moran, M. 1996. Thermal design and optimization. John Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 39-163.

Bilgen, S. e Kaygusuz, K. 2008. Second law (exergy) analysis of cogeneration system. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. **30** (13): 1267-1280.

Bisio, G. 1998. A second-law analysis of the hot blast stove/gas turbine combination by applying the parameter usable exergy. *Energy Conversion and Management*. **39** (3): 217-228.

Bösch, M. E., Hellweg, S., Huijbregts, M. A. J. e Frischknecht, R. 2007. Applying cumulative exergy demand (CExD) indicators to the ecoinvent database. *The International Journal of Life Cycle Assessment*. **12** (3): 181-190.

Bove, R. e Lunghi, P. 2006. Electric power generation from landfill gas using traditional and innovative technologies. *Energy Conversion and Management* **47** (11-12): 1391-1401.

Bruntland, G. 1987. Our common future: Report of the World Commission on environment and development. Oxford University Press, Oxford.

Brzustowski, T.A. e Brena, A. 1986. Second-law analysis of energy processes. IV- The exergy of hydrocarbon fuels. *Canadian Society for Mechanical Engineering, Transactions*. **10** (3): 121–128.

Çamdali, Ü., A. Eren, e F. Çelen. 2004. Energy and exergy analyses in a rotary burner with pre-calcinations in cement production. *Energy Conversion and Management*. **45** (18-19): 3017-3031.

Caton, J. 2000. On the destruction of availability (exergy) due to combustion processes with specific application to internal-combustion engines. *Energy* **25**: 1097–1117.

Çengel, Y. 2002. Examining the merging and splitting processes in daily life in the light of exergy. *Exergy: An International Journal*. **2** (3): 128-134.

Çengel, Y. e Boles, M. 2006. Thermodynamics, an Engineering Approach, 5th edition. The McGraw-Hill Companies, Inc., New York, pp. 998.

Cho, H. e He, B. 2007. Spark ignition natural gas engines-A review. *Energy Conversion and Management*. **48** (2): 608-618.

Colpan, C. e Yes-inz, T. 2006. Energetic, exergetic and thermoeconomic analysis of Bilkent combined cycle cogeneration plant. *International Journal Energy Research*. **30**: 875-894.

Cornelissen, R. L. 1997. Thermodynamics and sustainable development; the use of exergy analysis and the reduction of irreversibility [Ph.D.Thesis]. Laboratory of Thermal Engineering, University of Twente, Enschede, The Netherlands. 170 pp. Disponível em: <http://doc.utwente.nl/32030/1/t0000003.pdf> [data de consulta: 28/09/2010]

Decreto-Lei nº 89/96 de 3 de Julho, Diário da República nº152, Série I–A de 1996-07-03

Decreto-Lei nº 23/2010 de 25 de Março, Diário da República nº59, Série I de 2010-03-25

Dincer, I. 2002. The role of exergy in energy policy making. *Energy Policy*. **30** (2): 137-149.

Dincer, I. e Çengel, Y. 2001. Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering. *Entropy*. **3** (3): 116-149.

Dincer, I. e Rosen, M. 2005. Thermodynamic aspects of renewables and sustainable development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. **9** (2): 169-189.

Dincer, I., Hussain, M., e Al-Zaharnah, I. 2004. Energy and exergy use in public and private sector of Saudi Arabia. *Energy Policy* **32** (14): 1615-1624.

DiPippo, R. 2004. Second law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. *Geothermics*. **33** (5): 565-586.

Doldersum, A. 1998. Exergy analysis proves viability of process modifications. *Energy Conversion and Management*. **39** (16-18): 1781-1789.

Gaggioli, R. 1983. Efficiency and costing: second law analysis of processes. American Chemical Society, Washington D. C., pp. 462.

Hammond, G. 2004. Engineering sustainability: thermodynamics, energy systems, and the environment. *International Journal of Energy Research*. **28** (7): 613-639.

Hao, X., Yang, H. e Zhang, G. 2008. Trigeneration: A new way for landfill gas utilization and its feasibility in Hong Kong. *Energy Policy*. **36** (10): 3662-3673.

Hepbasli, A., 2005. Thermodynamic analysis of a ground-source heat pump system for district heating. *International Journal of Energy Research*. **29** (7): 671-687.

Hepbasli, A. 2008a. A study on estimating the energetic and exergetic prices of various residential energy sources. *Energy and buildings* **40** (3): 308-315.

Hepbasli, A. 2008b. A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **12** (3): 593-661.

IPCC, 1996. In: J H., Houghton, J. T., L. G. M. Filho, B. A. Callander, N. Harris, A. Kattenberg, e K. Maskell, Climate Change 1995—Science of Climate Change: Contribution of WGI to the Second Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Cambridge University Press, New York, 1996.

IPCC, 2001. In: Watson, R. and the Core Writing Teams (Eds.), Climate Change 2001: Synthesis Report. A Contribution of Working Groups I, II and III to the Third Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge University Press, Cambridge.

Kanoglu, M., Dincer, I. e Rosen, M. 2007. Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants. *Energy Policy*. **35** (7): 3967-3978.

Kanoglu, M., Isik, S. e Abusoglu, A. 2005. Performance characteristics of a diesel engine power plant. *Energy Conversion and Management*. **46** (11-12): 1692-1702.

Kaygusuz, K. e Bilgen, S. 2009. Thermodynamic Aspects of Renewable and Sustainable Development. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* **31** (4): 287-298

Kema, R.S. 2006. Power Quality Application Guide: Cogeneration. *Leonardo Power Quality Initiative*. pp.17.

Khaliq, A. e Choudhary, K. 2007. Combined First and Second-Law Analysis of Gas Turbine Cogeneration System With Inlet Air Cooling and Evaporative Aftercooling of the Compressor Discharge. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. **129**: 1004

Kotas, T. 1995. The exergy method of thermal plant analysis, 2nd edition. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, pp. 317

Moran, M. e Shapiro, H. 2006. Fundamentals of engineering thermodynamics, 5th edition. John Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 821

O Motor do Carocha Fusca. Disponível em: <http://www.facavocemesmo.net/o-motor-do-carocha-fusca> [28/08/2010]

Odum, H. 1971. Environment, power & society. John Wiley & Sons, New York, pp. 338.

Potter, M. 2009. Thermodynamics demystified: a self-teaching guide. The McGraw-Hill Companies, New York, pp. 338

Rakopoulos, C. e Giakoumis, E. 2006. Second-law analyses applied to internal combustion engines operation. *Progress in Energy and Combustion Science*. **32** (1): 2-47

Rivero, R. 2002. Application of the exergy concept in the petroleum refining and petrochemical industry. *Energy Conversion and Management*. **43** (9-12): 1199-1220.

Rivero, R. e Garfias, M. 2006. Standard chemical exergy of elements updated. *Energy*. **31** (15): 3310-3326.

Rosen, M. 1999. Second-law analysis: approaches and implications. *International Journal of Energy Research*. **23** (5): 415-429.

Rosen, M. 2002a. Assessing energy technologies and environmental impacts with the principles of thermodynamics. *Applied Energy*. **72** (1): 427-441.

Rosen, M. 2002b. Can exergy help us understand and address environmental concerns? *Exergy*, 2002. **2** (4): 214-217.

Rosen, M. e Dincer, I. 2004. Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems. *International Journal of Thermal Sciences*. **43** (2): 121-133.

Rosen, M. e Scott, D. 2003a. Entropy production and exergy destruction: Part I--hierarchy of Earth's major constituencies. *International Journal of Hydrogen Energy*. **28** (12): 1307-1313.

Rosen, M. e Scott, D. 2003b. Entropy production and exergy destruction: Part II--illustrative technologies. *International Journal of Hydrogen Energy* **28** (12): 1315-1323.

Rosen, M., Le, M., and Dincer, I. 2005. Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system. *Applied Thermal Engineering*, **25** (1): 147-159.

Sá, A. R. 2010. Guia de aplicações de gestão de energia e eficiência energética, 2ª edição. Publindústria, Porto, pp. 461.

Sue, D. e Chuang, C. 2004. Engineering design and exergy analyses for combustion gas turbine based power generation system. *Energy*. **29** (8): 1183-1205.

Szargut, J., Morris, D. e Steward, F. 1988. Energy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes. Hemisphere Publishing Corporation, New York, pp. 332.

Tonon, S., Brownb, M. T., Luchic, F., Mirandolaa, A., Stoppatoa, A. and Ulgiatic, S. 2006. An integrated assessment of energy conversion processes by means of thermodynamic, economic and environmental parameters. *Energy*. **31** (1): 149-163.

Torres, E. e Gallo, W. 1998. Exergetic evaluation of a cogeneration system in a petrochemical complex. *Energy Conversion and Management*. **39**: 1845-1852.

Tsatsaronis, G. e Park, M. 2002. On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems. *Energy Conversion and Management*. **43** (9-12): 259-1270.

Tsatsaronis, G., 2007. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. *Energy*. **32** (4): 249-253.

U.S. Energy Information Administration, 2009. Emissions of Greenhouse Gases in the United States 2008 (DOE/EIA-0573), Disponível em <ftp://ftp.eia.doe.gov/pub/oiaf/1605/cdrom/pdf/ggrpt/057308.pdf>.

Utlu, Z. e Hepbasli, A. 2007. A review on analyzing and evaluating the energy utilization efficiency of countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. **11** (1): 1-29.

Utlu, Z. e Hepbasli, A. 2008. Thermoeconomic analysis of energy utilization in the residential–commercial sector: An application. *Building and Environment*. **43**: 896-904.

Wall, G. 1988. Exergy flows in industrial processes. *Energy*. **13** (2): 197-208.

Wall, G. 2002. Conditions and tools in the design of energy conversion and management systems of a sustainable society. *Energy Conversion and Management* **43** (9-12): 1235-1248.

Zheng, D., Yao, R. e Jin, H. 2004. Thermodynamic methodology of energy-flow framework diagram for technical energy systems. *Energy*. **29** (12-15): 2473-2486.