



CENTRO UNIVERSITÁRIO SENAI CIMATEC

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO STRICTO SENSU

GESTÃO E TECNOLOGIA INDUSTRIAL

RAFAEL MAGALHÃES DE MELO FREIRE

AVALIAÇÃO TERMOECONÔMICA DE PROPOSTAS DE  
UNIDADES DE COGERAÇÃO DE ENERGIA: UM ESTUDO DE  
CASO COM GÁS DE SÍNTESE, GÁS NATURAL E BIOGÁS

Salvador

2018

RAFAEL MAGALHÃES DE MELO FREIRE

AVALIAÇÃO TERMOECONÔMICA DE PROPOSTAS DE  
UNIDADES DE COGERAÇÃO DE ENERGIA: UM ESTUDO DE  
CASO COM GÁS DE SÍNTESE, GÁS NATURAL E BIOGÁS

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu do Centro Universitário SENAI CIMATEC como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Gestão e Tecnologia Industrial

Orientador: Prof. Dr. Alex Alisson Bandeira Santos

Salvador

2018

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca do Centro Universitário SENAI CIMATEC

F866a Freire, Rafael Magalhães de Melo

Avaliação termoeconômica de propostas de unidades de cogeração de energia: um estudo de caso com gás de síntese, gás natural e biogás / Rafael Magalhães de Melo Freire. – Salvador, 2018.

110 f. : il. color.

Orientador: Prof. Dr. Alex Álisson Bandeira Santos.

Dissertação (Mestrado em Gestão e Tecnologia Industrial - GETEC) – Programa de Pós-Graduação, Centro Universitário SENAI CIMATEC, Salvador, 2016.

Inclui referências.

1. Gás de síntese. 2. Biogás. 3. Análise exergética. 4. Análise termoeconômica. 5. Cogeração de energia I. Centro Universitário SENAI CIMATEC. II. Santos, Alex Álisson Bandeira. III. Título.

CDD: 621.31

RAFAEL MAGALHÃES DE MELO FREIRE

AVALIAÇÃO TERMOECONÔMICA DE PROPOSTAS DE UNIDADES  
DE COGERAÇÃO DE ENERGIA: UM ESTUDO DE CASO COM GÁS  
DE SÍNTESE, GÁS NATURAL E BIOGÁS

Dissertação apresentada como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em  
Gestão e Tecnologia Industrial, Centro Universitário SENAI Cimatec

Aprovada em 16 de Fevereiro de 2018.

Banca Examinadora

Orientador Alex Álisson Bandeira Santos, Doutor em Energia e Ambiente pela Universidade  
Federal da Bahia, Salvador, Brasil.

Centro Universitário SENAI CIMATEC

Membro interno da Banca, Dr. Renelson Ribeiro Sampaio, Doutor em Science Policy  
Research Unit. pela Universidade de Sussex, Falmer, Reino Unido.

Centro Universitário SENAI CIMATEC

Membro externo da Banca, Dr. Antonio Gabriel Souza Almeida, Doutor em Energia e  
Ambiente pela Universidade Federal da Bahia, Salvador, Brasil.

Instituto Federal da Bahia, IFBA

Dedico este trabalho a Deus que, em todos os momentos dessa jornada, fortaleceu-me e ajudou-me a superar os desafios que encontrei.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus por estar presente em minha carreira acadêmica e profissional. Aos meus pais e familiares pelo apoio e atenção desde minha infância.

Aos meus professores e orientador pelos ensinamentos em sala de aula e pelo interesse em transmitir as informações de forma mais clara. A minha irmã pela sua presença alegre e positiva.

## RESUMO

As políticas de emissões e a busca pela independência da matriz energética dos combustíveis fósseis reforçam o emprego de fontes alternativas de energia. Nesse cenário, a geração de energia através da biomassa tende a crescer, sendo aplicada de diferentes formas. A transformação da biomassa em um combustível gasoso pode ser realizada por processos termoquímicos ou bioquímicos. A gaseificação da biomassa, processo termoquímico, é uma técnica que produz um combustível gasoso conhecido como gás de síntese, o qual possui baixo poder calorífico, capaz de gerar energia elétrica por meio de motores de combustão interna e de turbinas a gás. Já o biogás é produzido pelo processo bioquímico, auxiliado pela decomposição da matéria orgânica. Esse trabalho trata de um estudo de propostas de unidades de cogeração de energia em um centro de pesquisa autoprodutor de energia elétrica e que necessita, também, de demanda térmica para refrigeração. Por meio da termoeconomia, são avaliadas três tipos de unidades de cogeração com motores de combustão interna que operem com o gás natural, biogás ou o gás de síntese. As análises energéticas, exergéticas e termoeconômicas das três propostas foram obtidas através do *software Engineering Equation Solver (EES)* e a comparação delas mostrou que o gás natural e o biogás são mais competitivos para geração de potência. O gás de síntese, embora não esteja na maturidade da tecnologia, poderá ser, no futuro, economicamente vantajoso nos projetos de cogeração de energia.

Palavras chave: gás de síntese, biogás, análise exergética, análise termoeconômica, cogeração de energia.

## ABSTRACT

Policies to reduce greenhouse gas emissions and the desire for the independence of fossil fuels energy matrix encourage the use of alternative energy sources. In this scenario, the energy generation using biomass tends to grow and be applied in different ways. The biomass transformation into a gaseous fuel can be carried out through thermochemical or biochemical processes. Biomass gasification, thermochemical process, is a technique that produces a gaseous fuel known as syngas that has low calorific power capable of generating electric energy by means of internal combustion engines and gas turbines. Biogas is produced by biochemical process aided by the decomposition of organic matter. This thesis deals with a study of energy cogeneration units proposals in a self-produced electricity research center and that also requires thermal demand for refrigeration. Three types of cogeneration units with internal combustion engines that operate with natural gas, biogas or syngas are evaluated by thermoeconomics. The energy, exergetic and thermoeconomic analyzes of the three proposals were obtained through the Engineering Equation Solver (EES) software and the comparison of them showed that natural gas and biogas are more competitive for power generation. The synthesis gas, although it is not in the technology maturity, will be able to be, in the future, economically advantageous in energy cogeneration projects.

Keywords: syngas, biogás, thermoeconomics, exergetic analysis, energy cogeneration

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Mapa dos fluxos de exergia em um sistema .....	28
Figura 2 - Composição dos custos nivelados.....	36
Figura 3 - Distribuição do calor fornecido pelo combustível.....	44
Figura 4 - Comparação de custos totais de chiller de absorção e compressão .....	45
Figura 5 - Fluxograma do sistema absorção.....	47
Figura 6 - Custo anual do ciclo de vida (R\$/kWh) em função das horas de operação .....	49
Figura 7 – Distribuição do consumo de energia ao longo do tempo .....	50
Figura 8 – Possibilidades para as instalações das unidades de cogeração .....	53
Figura 9 – Tabela dos parâmetros operacionais do chiller a gases de exaustão ( <i>Lookup Table</i> ) .....	57
Figura 10 – Fluxograma e volume de controle para análise dos chiller de absorção .....	59
Figura 11 - Fluxograma simplificado de um motorizador .....	64
Figura 12 - Balanço termodinâmico da unidade de geração de potência.....	73
Figura 13 - Desvios dos fluxos de água de resfriamento e dos gases de exaustão antes da entrada do Chiller de Absorção .....	76
Figura 14 - Fluxograma básico das Unidades de Cogeração a gás natural e a gás de síntese .....	78
Figura 15 - Fluxograma básico da Unidade de Cogeração a Biogás .....	80
Figura 16 – Fluxograma e volume de controle da unidade de cogeração .....	84
Figura 17 - Mapa energético da unidade de cogeração a gás natural .....	85
Figura 18 - Mapa energético da unidade de cogeração a biogás .....	85
Figura 19 - Mapa energético da unidade de cogeração a gás de síntese.....	86
Figura 20 - Mapa exergético da unidade de cogeração a gás natural .....	87
Figura 21 – Mapa exergético da unidade de cogeração a biogás .....	88
Figura 22 – Mapa exergético da unidade de cogeração a gás de síntese .....	89
Figura 23 – Fluxograma e volume de controle na unidade de potência com reaproveitamento da energia ....	91
Figura 24 – Exemplo de fluxo de caixa simples para as unidades de cogeração de energia .....	99
Figura 25 – Fluxo de caixa acumulado das unidades de cogeração simuladas no EES.....	102

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação das unidades de geração de energia elétrica utilizando gaseificação de biomassa .....	42
Tabela 2 - Quantidade de energia a ser fornecida .....	52
Tabela 3 - Motor Caterpillar CG170-12 .....	54
Tabela 4 - Dados da unidade a gás de síntese .....	55
Tabela 5 - Parâmetros de referência para seleção do tipo do chiller .....	56
Tabela 6 - Faixa de parâmetros dos Chillers de Absorção Thermax (Cogenie, ProChill e 5G XX C) .....	56
Tabela 7 - Propriedades dos combustíveis .....	61
Tabela 8 - Exergias específicas dos principais componentes do biogás considerados para simulação .....	62
Tabela 9 - Custos para as unidades de geração de potência .....	70
Tabela 10 - Estimativa de valor de investimento para unidade de motores a gás de síntese 500 kW .....	71
Tabela 11 – 1ª Lei da Termodinâmica para as unidades de geração de potência .....	74
Tabela 12 – 2ª Lei da Termodinâmica para as unidades de geração de potência .....	75
Tabela 13 – Fluxo energético de gases de exaustão aproveitado e não aproveitado devido ao desvio na entrada dos chillers .....	77
Tabela 14 – Resultados da análise energética dos chillers de gases de exaustão .....	81
Tabela 15 – Resultados da análise energética dos chillers de água quente .....	82
Tabela 16 – Resultados das análises exérgicas dos chillers .....	83
Tabela 17 - Eficiências de primeira lei das unidades hipotéticas .....	86
Tabela 18 - Eficiências de segunda lei das unidades hipotéticas.....	89
Tabela 19 - Resultados da análise energética e exérgica das unidades de geração de potência com reaproveitamento do calor.....	91
Tabela 20 – Resultados das despesas e dos custos exérgicos específicos de cada unidade de cogeração de energia .....	93
Tabela 21 – Custos nivelados de eletricidade das unidades de potências.....	95
Tabela 22 – Custos nivelados de cogeração de energia considerando a eletricidade economizada como saída .....	96
Tabela 23 – Custos nivelados de cogeração de energia considerando a refrigeração como produção das unidades.....	97
Tabela 24 – Resultado das análises econômicas das unidades de cogeração no período fora de ponta .....	99
Tabela 25 - Resultado das análises econômicas das unidades de cogeração no período total de operação (fora e na hora de ponta) .....	100
Tabela 26 – Resultado das análises econômicas das unidades de cogeração no período de ponta .....	101
Tabela 27 – Valor presente líquido e retorno do investimento de cada proposta de cogeração de energia ..	102

## LISTA DE SÍMBOLOS

$C$	Custo
$COP$	Coefficiente de performance
$C_p$	Calor específico
$dE$	Derivada de energia
$\frac{dE_{vc}}{dt}$	Taxa de energia que permanece no volume de controle
$Ex$	Exergia
$ex$	Exergia específica
$\dot{E}$	Taxa de transferência de energia
$F$	Custo com combustível
$g$	Aceleração da gravidade
$h$	Entalpia específica do fluxo
$I$	Custos ou despesa de investimento
$L$	Lucro
$\dot{m}$	Fluxo de massa
$M$	Custos com manutenção
$M_i$	Massa molar
$PCI$	Poder calorífico inferior
$Pot$	Potência
$Q$	Transferência de calor
$R$	Constante dos gases
$s$	Entropia específica
$S$	Entropia
$T$	Temperatura
$V$	Velocidade da massa
$W$	Energia do trabalho no volume de controle
$x$	Concentração ou fração molar
$Z$	Altura do fluxo de massa no sistema
$\dot{Z}$	Custo dos investimentos

### Letras Gregas:

$\delta Q$	Derivada inexata do calor
$\delta W$	Derivada inexata do trabalho
$\varepsilon$	Eficiência exergética
$\eta$	eficiência ou rendimento
$\beta$	Exergia a partir do poder calorífico inferior e da composição do combustível
$\Delta$	Delta diferença entre variável (saída e entrada ou final e inicial)

### Subscritos:

$A$	Absorvedor do chiller
$ag$	Água gelada do chiller

<i>amb</i>	Ambiente
<i>aq</i>	Água quente do chiller
<i>arref</i>	Arrefecimento
<i>bs</i>	Bomba de solução do chiller de absorção
<i>C</i>	Condensador do chiller
<i>comb</i>	Combustível
<i>d</i>	Destruída
<i>disp</i>	Disponível
<i>e</i>	Que entra no sistema
<i>E</i>	Evaporador do chiller
<i>elet</i>	Eletricidade
<i>Ex</i>	De origem dos gases de exaustão
<i>g</i>	gases
<i>G</i>	Gerador do chiller
<i>HT</i>	De origem do sistema de arrefecimento de alta temperatura do motor
<i>i</i>	Estado inicial
<i>ig</i>	Ignição
<i>invest</i>	Investimento
<i>irrev</i>	Irreversibilidade
<i>liq</i>	Líquido, livre de perdas
<i>LT</i>	De origem do sistema de arrefecimento de baixa temperatura do motor
<i>misc</i>	Mistura não queimada
<i>p</i>	Perdas
<i>resf</i>	Resfriamento
<i>s</i>	Que sai do sistema
<i>T</i>	Total
<i>t</i>	Ao longo do período de tempo t
<i>vc</i>	Volume de controle
<i>0</i>	Referente ao estado morto
<i>~ch</i>	Propriedade química do combustível

**Superescritos:**

<i>ex</i>	De origem da exergia
<i>h</i>	De origem da entalpia
<i>·</i>	Derivada da variável ao longo do tempo (transforma a variável em taxa)

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EES	<i>Engineering Equation Solver (software)</i>
HT	Sistema de arrefecimento de alta temperatura do motor
LT	Sistema de arrefecimento de baixa temperatura do motor
LCOE	Custos nivelados de eletricidade
O&M	Área da Operação e Manutenção
ROI	Retorno sobre o Investimento
VPL	Valor Presente Líquido

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>16</b>
1.1	Definições do problema .....	18
1.2	Objetivo.....	19
1.3	Importância da pesquisa .....	19
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA ESPECIFICADA – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA DAS BASES TERMODINÂMICAS .....</b>	<b>21</b>
2.1	Fundamentação nas leis da termodinâmica .....	21
2.1.1	Revisão da aplicação das leis da termodinâmica em ciclos de absorção.....	28
2.2	Fundamentação da Termoeconomia .....	31
2.2.1	Custos exergéticos .....	31
2.2.2	Análise funcional.....	33
2.2.3	Custos específicos .....	34
2.2.4	Custos nivelados de produção .....	35
2.3	Fundamentação equipamentos e aplicação dos combustíveis.....	37
2.3.1	Gaseificação da biomassa e o gás de síntese .....	37
2.3.2	Biogás .....	40
2.3.3	Equipamentos para unidades de cogeração de energia.....	41
<b>3</b>	<b>MÉTODOS E TÉCNICAS DA PESQUISA.....</b>	<b>50</b>
3.1	Método aplicado ao estudo de caso .....	50
3.1.1	Seleção dos motogeradores .....	53
3.1.2	Seleção dos Chillers de Absorção .....	55
3.2	Considerações e dados para as unidades de geração de potência .....	60
3.2.1	Considerações específicas para as unidades a gás de síntese e a biogás .....	66
3.3	Métodos e considerações para as análises termoeconômicas.....	68
<b>4</b>	<b>ANÁLISE E RESULTADOS DA PESQUISA.....</b>	<b>73</b>
4.1	Análise das unidades de geração de potência .....	73

<b>4.2</b>	<b>Análises termodinâmicas das unidades de cogeração .....</b>	<b>76</b>
4.2.1	Análises termodinâmicas dos chillers de absorção.....	81
4.2.2	Análise energética e exergética: volume de controle da unidade de cogeração .	83
4.2.3	Análise energética e exergética: volume de controle da unidade de potência....	90
<b>4.3</b>	<b>Análises termoeconômicas das unidades de cogeração .....</b>	<b>92</b>
4.3.1	Comparativo dos custos exergéticos específico .....	92
4.3.2	Comparativo dos custos nivelados de geração de energia.....	95
4.3.3	Avaliação econômica das unidades .....	97
<b>5</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>104</b>
<b>5.1</b>	<b>Conclusões da análise termoeconômica das propostas.....</b>	<b>104</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>107</b>

# 1 INTRODUÇÃO

O cenário de geração de energia elétrica do Brasil é composto, em sua grande parte, por centrais hidroelétricas, as quais têm as cargas de operação influenciadas pela disponibilidade de água do reservatório. Em determinadas épocas, é possível aproveitar o melhor dessa energia, enquanto que em outras é preciso racionalizá-la e explorar outras fontes para atender o consumo. Em grande maioria, as fontes hídricas sofreram com o crescimento da população, sendo atingidas pela poluição e pelas ações da sociedade. O histórico energético brasileiro mostra uma queda do potencial hidrelétrico no parque gerador. Conforme Empresa de Pesquisa Energética (2016), a participação das hidrelétricas na geração de energia reduziu de 83% em 2005 para 63% em 2014. Para compensar essa queda, outras fontes de energia passaram a ter uma maior participação, como é o caso das termelétricas e das eólicas. A energia solar e a eólica são fontes renováveis promissoras do futuro, as quais fazem parte dos métodos de geração menos agressivos ao meio ambiente. No entanto, a sua menor garantia energética e sua alta influência do tempo e do clima implicam na necessidade de investir, também, em instalações termelétricas, fontes que contribuem com mais segurança na matriz energética do Brasil.

Dentre as termelétricas, é importante ressaltar a participação da energia renovável através da biomassa. Em Chaves (2012), é explicado que ela contribui para a redução de emissões de poluentes na atmosfera e para a geração descentralizada de energia. Além disso, a ampliação da geração por biomassa diminui a dependência energética brasileira dos combustíveis fósseis. A biomassa é uma matéria orgânica com alto poder energético, que pode ser considerada uma fonte renovável de energia por fazer parte do ciclo do carbono. A geração de eletricidade a partir da biomassa cresceu de uma forma geral nos principais países e continentes. Como mostra Empresa de Pesquisa Energética (2016), houve um avanço nos últimos anos, em 2000 o aproveitamento da biomassa era menor de 100 TWh para os países da América e em 2012 isso passou para mais de 140 TWh. O Brasil possui grande disponibilidade de biomassa e é um explorador em potencial dessa fonte. Além disso, espera-se um aumento da disponibilidade da biomassa para os próximos anos, conforme Empresa de Pesquisa Energética (2016).

A biomassa pode ser utilizada na queima direta, como é o exemplo de usinas que aproveitam o bagaço de cana em fornos e caldeiras para produção de calor e geração de potência por meio de uma turbina. É possível, também, aproveitá-la através de conversões bioquímicas ou termoquímicas para produção de um combustível ambientalmente vantajoso. De uma forma básica, a conversão bioquímica permite obter o biogás, o qual é um combustível renovável atrativo sendo aplicado, principalmente, em motores alternativos de combustão interna para geração de energia elétrica. Como tratado por Qian et al. (2017), os principais componentes do biogás são:  $H_2$ ,  $CH_4$ ,  $CO$ ,  $N_2$ ,  $H_2O$  e  $CO_2$ , sendo que os componentes  $CO$ ,  $CH_4$  e  $H_2$  são os responsáveis pela combustão do gás. No processo de conversão termoquímico denominado como gaseificação de biomassa, obtém-se um combustível conhecido como gás de síntese, o qual pode ser queimado em turbinas a gás e motores alternativos de combustão interna. Conforme Basu (2013), a aplicação da biomassa em queima direta produz uma maior quantidade dos principais poluentes atmosféricos se comparado ao processo de gaseificação de biomassa. Em Lora (2012), é exposto que a gaseificação consiste em um processo termoquímico que converte a biomassa em um gás através de uma oxidação parcial por meio de agentes que podem ser o ar, vapor ou oxigênio. Em Rajvanshi (1986), é dito que o gás é composto, basicamente, por hidrogênio, monóxido de carbono e uma pequena concentração de metano. Devido ao menor poder calorífico desse gás, a energia liberada na queima é baixa se comparado aos combustíveis fósseis gasosos. Enquanto o gás natural tem o poder calorífico de  $39,25 \text{ MJ/Nm}^3$ , segundo Bahiagás (2005), o gás de síntese tem apenas  $4 - 6 \text{ MJ/Nm}^3$ , segundo Martínez et al. (2012).

Uma das barreiras para utilização do gás de síntese e do biogás é o alto investimento de capital para implantar unidades de geração de energia. Antes de se fazer esse investimento, é necessário checar se o projeto é economicamente viável. Para conhecer melhor o potencial das unidades de geração de energia elétrica, pode-se utilizar uma ferramenta com base técnica que possibilite formular custos para uma análise econômica do processo. Isso é possível através da análise termoeconômica ou exergoeconômica. Ela se baseia na exergia, que é o máximo de trabalho que o processo pode fornecer em forma de energia, e no retorno de capital do investimento realizado. Uma análise termoeconômica pode ajudar a avaliar qual é

instalação mais eficiente segundo as leis da termodinâmica e identificar qual oferece melhor desempenho técnico e financeiro. Essa ferramenta de avaliação é composta pelas análises exergética e econômica. A análise exergética é bastante usada em avaliações de unidades de geração de potência, pois através dela é possível obter as informações necessárias para reduzir a perda de calor e melhorar a recuperação de calor. Alves (2007) expõe que a aplicação da exergoeconomia possibilita identificar, localizar e quantificar perdas envolvidas no sistema. Do ponto de vista técnico, isso ajuda determinar as potenciais melhorias para otimização do processo que, posteriormente, podem ser avaliadas financeiramente com o uso da análise econômica prevista no método.

Como metodologia desse trabalho, serão feitas análises termoeconômicas comparativas de propostas de unidades de cogeração que usam motores alternativos de combustão interna operando a gás natural, biogás ou gás de síntese com a finalidade de geração de energia elétrica para um centro de pesquisa. O objetivo é analisar e comparar o uso desses combustíveis por meio de ferramentas da termodinâmica, tomando como base estudos de outros autores e as tecnologias existentes na atualidade para geração de potência através de cada combustível. Não serão quantificados os impactos ambientais que essas instalações hipotéticas poderiam provocar. Mas serão pontuadas as vantagens e desvantagens de se aplicar unidades de potência que façam uso do biogás e do gás de síntese.

## **1.1 Definições do problema**

As unidades de cogeração de energia elétrica descentralizadas são mais eficientes quando comparamos aos processos diretos de geração de energia elétrica. Como mostrados em diversos estudos, por exemplo, Baratieri et al. (2009) e Rosen et al. (2005), os ciclos simples de geração de energia elétrica por meio de equipamentos de combustão têm o trabalho útil, na maioria dos casos, limitado ao valor de potência fornecido pelos motores ou pelas turbinas, mas, quando é possível reaproveitar o calor gerado nesses processos, a unidade de geração tem um ganho de eficiência representativo. No entanto, os custos de instalação e de operação

dessas unidades são bastante elevados sendo necessária a garantia do retorno do investimento.

Como é mostrada pelos programas do governo brasileiro, a baixa eficiência energética é um problema de uso consciente da energia que precisa ser sanado. Indo um pouco mais além, pode-se presumir que gerar energia de forma ineficiente é, também, problema ambiental, pois a mesma quantidade de combustível pode ser melhor aproveitada através de unidades de cogeração e trigeração. A fim de contribuir com informações mais detalhadas sobre a eficiência energética e os ganhos ambientais proporcionados pela aplicação da cogeração de energia, faz-se um estudo termodinâmico e econômico de instalações hipotéticas que usam combustíveis do tipo fóssil (gás natural) e renováveis provenientes da biomassa.

## **1.2 Objetivo**

O trabalho tem como meta avaliar as propostas de unidades de geração de potência e cogeração de energia segundo as leis da termodinâmica de modo a identificar as eficiências de cada sistema e as perdas aceitáveis em cada instalação. Após isso, o objetivo específico será analisar economicamente, através de um estudo de caso, as propostas a fim de pontuar aquelas que oferecem retorno rápido e positivo ao investidor. Pretende-se, também, comparar a aplicação dos combustíveis renováveis (biogás e gás de síntese) e fóssil (gás natural) em centros de cogeração de energia de forma a expor os pontos fortes e fracos dessas instalações.

## **1.3 Importância da pesquisa**

A pesquisa expõe as avaliações das unidades de cogeração a combustíveis fósseis e a renováveis, tratando das particularidades de cada tecnologia utilizada e de cada combustível. Por meio disso, o trabalho apresenta a importância de se

aplicar as análises termoeconômicas para se conhecer melhor o processo e as instalações propostas em um empreendimento de geração de energia elétrica.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA ESPECIFICADA – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA DAS BASES TERMODINÂMICAS

### 2.1 Fundamentação nas leis da termodinâmica

Na termodinâmica é comum se utilizar leis e postulados como referências para análises de sistemas. Nessas leis, são definidas variáveis que podem ser mensuráveis para representar o estado de um corpo, um equipamento ou um processo. Uma dessas variáveis é a energia interna a qual é uma função de estado expressa por uma equação que consiste na declaração formal da conservação de energia. A partir disso, é enunciado o tema da primeira lei da termodinâmica. Por meio dela, define-se que a energia pode ser mudada de forma, por exemplo, energia cinética se transforma em potencial, mas não pode ser criada nem destruída. Ao se fazer uma análise de primeira lei em um sistema é importante que seja definido a sua região de controle para, posteriormente, aplicar-se a equação (1) que é explicada em praticamente todos os livros de termodinâmica, Moran et al. (2013), Kotas (2013) e Rosen et al. (2005) por exemplo:

$$\delta Q = dE + \delta W \quad (1)$$

Onde  $\delta Q$  se refere às transferências em forma de calor e  $\delta W$  a quantidade de trabalho. Na literatura, a energia pode ser expressa como variável  $dE$  ou  $dU$ . A primeira lei da termodinâmica não é suficiente para se analisar os fenômenos reais com boa precisão, pois nela são consideradas condições ideais que tratam apenas de conversões de uma forma de energia em outra(s) sem levar em conta a direção ou qualidade da energia. É inadequado usar apenas a teoria de conservação de energia, explicam Moran et al. (2013). A equação (2) é bastante útil para uma análise energética de processos e sistemas térmicos, no entanto ela chega a ser um pouco superficial quando o assunto é capacidade de gerar trabalho.

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) = \frac{dE_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) + \dot{W}_{vc} \quad (2)$$

A equação (2) trata basicamente de balanceamento de taxas de energia: fluxo da energia gerada no processo somado ao que entra no sistema igualando a

taxa de variação de energia no volume de controle somada aos fluxos de energia que sai do sistema e ao fluxo de trabalho gerado no volume de controle.

A partir da segunda lei da termodinâmica, serão consideradas a qualidade, as irreversibilidades e a direção, as quais são fundamentais para uma análise mais real através do parâmetro de exergia. A exergia representa o trabalho disponível para execução de um processo, por exemplo, levantar um peso. Kotas (2013) explica que a exergia é definida como o trabalho máximo possível que se pode obter por dado sistema usando os parâmetros ambientais como estado de referência. No intuito de deixar claro o que é a energia e a exergia, Rosen et al. (2005) fazem uma tabela comparativa pontuando as principais diferenças entre esses dois conceitos. Pode-se fazer menção de alguns detalhes que são necessários para se avaliar unidades de geração de energia de forma correta.

- Energia:
  - Conservada em todos os processos baseando na primeira lei da termodinâmica.
  - Depende apenas do fluxo de matéria ou de energia e independente das propriedades do ambiente.
  - Uma medida de quantidade apenas.
- Exergia:
  - Conservada em processos reversíveis, mas não se conserva em processos reais podendo ser parcialmente ou completamente destruída.
  - Depende do fluxo de matéria ou de energia e das propriedades do ambiente.
  - Uma medida de quantidade e qualidade.

Como forma de explicar a diferença entre energia e exergia, Abusoglu e Kanoglu (2009) expõe equações simples, (3) e (4), para mostrar que a energia se conserva, enquanto que a exergia é consumida por irreversibilidades.

Para energia:

$$E_{Entrada} - E_{Saída} = E_{Acumulada} \quad (3)$$

Para exergia:

$$Ex_{Entrada} - Ex_{Saída} - Ex_{consumida} = Ex_{Acumulada} \quad (4)$$

Conforme explicado por Rosen et al. (2012), um processo pode atender aos requisitos da primeira lei, mas violar a segunda lei, o exemplo disso é transferência de calor de um corpo de menor temperatura para um de maior temperatura sem qualquer adição de energia externa. As regras e os conceitos estabelecidos após a primeira lei são de fundamental importância para as avaliações exergéticas das propostas de unidades de potência para um centro de pesquisa, visto que os seus sistemas e subsistemas não serão tratados como ideais e precisarão de uma análise mais criteriosa.

Em um estudo que leva em conta a energia e a destruição de exergia, Santo e Gallo (2017) faz comparações da produção descentralizada de energia de sistemas de cogeração/trigeração e centrais térmicas utilizando motogerador de 1060 kWe com eficiência elétrica em torno de 39% em produção total de 1028,2 kWe (onde os 3% restante seria a energia fornecida aos equipamentos auxiliares e as perdas elétricas). Para a análise de energia baseada na primeira lei, Santo e Gallo (2017) faz uso do fator de utilização de energia o qual pode ser usado em avaliações de unidades de cogeração e trigeração de energia. Além do trabalho líquido produzido, esse fator de utilização leva em conta os fluxos de energia que são aproveitados no processo para refrigeração e produção de vapor ou água quente. Abaixo, é mostrada a equação (5) do fator de utilização de energia:

$$F.U.E = \frac{\dot{W}_{liq} + \dot{E}_{vapor} + \dot{E}_{ag quente} + \dot{E}_{ag gelada}}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (5)$$

Pode-se, também, resumir a equação (5) para o fator de utilização do combustível, como mostrado por Abusoglu e Kanoglu (2009) na equação (6):

$$\eta = \frac{\dot{W}_{liq} + \dot{Q}_{processo}}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (6)$$

Como se pode observar, a trigeração ou cogeração faz elevar o fator de utilização de energia e, segundo Santo e Gallo (2017), além de ajudar no aproveitamento da energia, isso contribui para redução de emissão de CO<sub>2</sub>. Mas vale ressaltar que essa é ainda uma análise energética, a qual consiste, basicamente, em um balanço energético. Rosen et al. (2005) explicam que isso não fornece nenhuma informação sobre a degradação de energia ou recursos durante um processo e, também, não quantifica a utilidade ou qualidade dos fluxos de

energia e de matérias que atravessam o sistema. Na avaliação da primeira lei, o calor aproveitado e o trabalho são considerados com um mesmo peso. Porém, o trabalho é mais valioso do que a energia a ser aproveitada pelo calor. Assim como explicado por Abusoglu e Kanoglu (2009), isso é um ponto fraco da teoria da eficiência de utilização do combustível e deve ser acrescida a análise de eficiência de segunda lei da termodinâmica, a qual define o potencial de trabalho de calor e do combustível.

Na maioria dos casos, os processos são aproximados para reversíveis por uma questão de simplificação dos problemas reais. Kotas (2013) expõe que os processos reversíveis são uma idealização que nunca será atingida completamente, mas que é bastante proveitosa por permitir descrever o sistema por meio de equações de forma mais simples se comparado aos processos reais. Sendo assim, tratar os processos como reversíveis pode fornecer um resultado impreciso sobre a sua capacidade. É importante entender que as irreversibilidades presentes no processo tendem a diminuir o trabalho disponível que é realizado por um sistema. A entropia ( $S$ ) é um parâmetro que pode expressar a irreversibilidade e o seu valor sempre deve ser maior ou igual a zero quando se trata de um sistema fechado, assim como a equação (7) citada por Kotas (2013):

$$\Delta S \geq 0 \quad (7)$$

No processo reversível, o valor da variação da entropia é zero. Mas quando essa variação deixa de ser zero significa que existem irreversibilidades presentes no sistema. Conforme Kotas (2013) citou, em ponto de vista microscópico, a entropia é uma medida de indisponibilidade de energia interna. Desse modo, é necessário levar em conta esse parâmetro para a avaliação da capacidade de um processo térmico. Existem equações que podem expressar quantitativamente o valor da irreversibilidade no processo, elas são tratadas pelo teorema de Gouy-Stodola o qual define a irreversibilidade como dependente da temperatura do estado morto ( $T_0$ ) e da entropia gerada no processo ( $\sigma$ ). Com base no que foi mostrado em Alves (2007) e em Kotas (2013), cita-se a equação (8) como exemplo de uma forma de se calcular a irreversibilidade:

$$I = T_0 \sigma \quad (8)$$

Ao considerar as irreversibilidades presentes nos processos, é admitida uma queda na disponibilidade de energia para geração de trabalho útil. O emprego da exergia envolvida no processo permite obter o seu potencial o qual não é conservado e pode ser reduzido pela destruição e perdas de exergia. Para as situações reais, é necessário levar em conta as perdas e destruições a fim de analisar o que um sistema pode fornecer em forma de trabalho. Por meio do balanço de exergia na região de controle do sistema em estado permanente, também é possível obter uma expressão para o cálculo da irreversibilidade. É mostrada a equação (9) do balanço de exergia e as equações auxiliares de cálculo das partes envolvidas, conforme explicado por Kotas (2013):

$$\dot{E}_e + \dot{E}_{E-S}^Q = \dot{E}_s + \dot{W}_{liq} + I \quad (9)$$

As variáveis  $\dot{E}_e$  e  $\dot{E}_s$  se referem aos fluxos exergéticos que entram e saem do volume de controle e podem ser expressas pelas equações (10) e (11), as quais são os respectivos fluxos de massa multiplicados pela sua exergia específica.

$$\dot{E}_e = \sum \dot{m}_e ex \quad (10)$$

$$\dot{E}_s = \sum \dot{m}_s ex \quad (11)$$

A variável  $\dot{W}_{liq}$  é o trabalho líquido realizado no sistema e  $\dot{E}_{E-S}^Q$  representa o fluxo da exergia que entra no sistema em forma de calor podendo ser expressa pela equação (12) a qual será explicada mais adiante:

$$\dot{E}_{E-S}^Q = \sum_i \dot{Q}_i \frac{T_i - T_0}{T_0} \quad (12)$$

Por meio da equação do balanço de exergia é possível quantificar quanto de irreversibilidade é gerado no sistema. Caso dois sistemas de proporções similares sejam comparados e um deles possua o valor da irreversibilidade muito maior, isso é um indicativo que aquele sistema é ineficiente. Para uma análise mais criteriosa dos sistemas térmicos, é importante conhecer a aplicação das análises exergéticas. Segundo Rosen et al. (2012), a análise exergética permite avaliar o modo no qual a energia é utilizada numa operação que envolve processos físicos ou químicos de materiais. Por meio desse método, podem-se determinar, também, as perdas de exergia na forma de dissipação de calor, o que possibilita reduzir ou recuperar resíduos de calor envolvidos no sistema de geração de potência.

O método exergético se baseia na primeira e segunda lei da termodinâmica ultrapassando as limitações da primeira lei como explicado em Rosen et al. (2012). De uma forma básica, Moran et al. (2013) explicam que a análise de exergia leva em conta as transferências de exergia associadas ao calor e ao trabalho considerando, também, as irreversibilidades presentes no sistema que são as fontes da destruição de exergia. Geralmente, a temperatura e a pressão do estado final são tratadas como em estado morto,  $T_0$  e  $P_0$ .

$$\Delta E_x = E_q - E_w - E_d \quad (13)$$

Na equação (13),  $E_d$  representa as irreversibilidades, podendo ser obtida como  $T_0\sigma$ . A transferência de exergia associada ao calor ( $E_q$ ) é definida como o máximo de trabalho que se pode gerar através do fluxo de calor. Como citado em Alves (2009), a expressão de  $E_q$  é dada pelo fluxo de calor multiplicado pela eficiência do ciclo de Carnot levando em conta o ambiente como reservatório térmico a uma temperatura  $T_0$ , conforme equação (14):

$$E_q = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T_r} \right) \quad (14)$$

Kotas (2013) explica que para um sistema que usa a reação química ou combustão, a eficiência exergética do processo ( $\varepsilon$ ) é igual ao trabalho realizado ( $W$ ) dividido pela soma da exergia do combustível ( $Ex_{comb}$ ) e da exergia para ignição ( $Ex_{ig}$ ). Em grande parte dos casos nos quais a mistura ar/combustível é englobada pelo o volume de controle, a exergia de ignição não é contabilizada e é considerada nula ( $Ex_{ig}=0$ ). Assim, a equação (15) seria, apenas, o trabalho dividido pela exergia do combustível.

$$\varepsilon = \frac{W}{Ex_{comb} + Ex_{ig}} \quad (15)$$

Por meio das eficiências exergéticas é possível identificar quais componentes do sistema estão oferecendo menor rendimento e quantificar as verdadeiras magnitudes de perdas de exergia. Nos cálculos da eficiência energética, podem-se considerar apenas as energias não aproveitadas no processo e a energia de entrada. Analogamente, o cálculo da eficiência exergética pode ser estendido levando em conta os desperdícios de exergia ( $Ex_p$ ) e a destruição de exergia ( $Ex_d$ ), como mostrado por Rosen et al. (2012) na equação (16):

$$\varepsilon = 1 - \frac{Ex_p + Ex_d}{Ex_{entra}} \quad (16)$$

Pode-se inferir através da equação (16), que as perdas e a destruição de exergia influenciam no valor da eficiência exergética de um processo. Quanto maiores as perdas e as destruições, menor será a eficiência exergética e, conseqüentemente, menor será a disponibilidade para o trabalho útil.

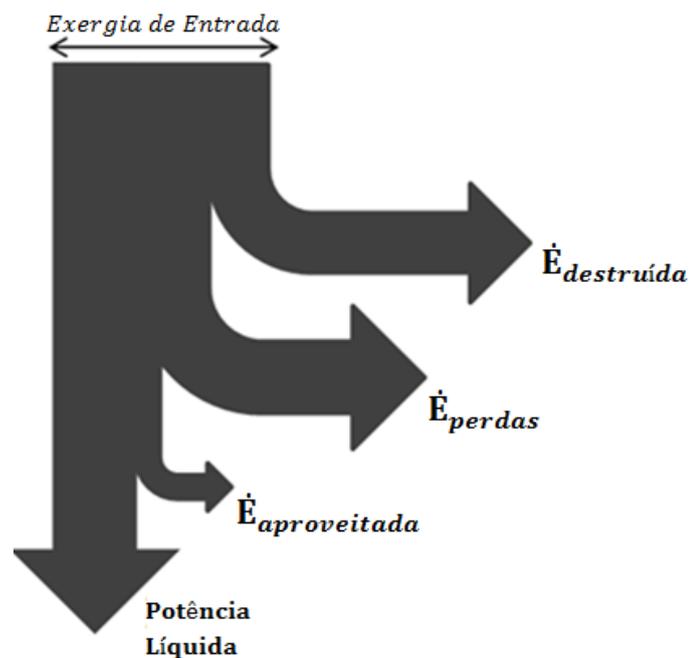
Para um motor de combustão interna, Abusoglu e Kanoglu (2009) explica que se pode utilizar a aproximação abaixo para se obter a eficiência exergética. Na equação (17), é considerada apenas a divisão da potência líquida dividida pela exergia de entrada do combustível, a qual, de certa forma, expressa mais precisamente o objetivo de aplicação do equipamento e o ponto de vista da engenharia:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{m}_{comb} \dot{\beta}_{comb}} \quad (17)$$

A exergia que flui para fora do sistema sem que seja aproveitada é considerada como um desperdício de exergia. Em alguns casos, ela é passível de fácil reaproveitamento através de adição de instalações que façam o uso ou a transformação dessa exergia. Um simples exemplo é o calor que deixa os processos e podem ser usados no aquecimento de fluidos ou até mesmo na geração de vapor a fim de produzir potência. Em ciclo combinado de produção de potência, pode-se usar um combustível para produção de energia elétrica em uma turbina a gás que retira do sistema um fluxo de gases da combustão passível de reaproveitamento. Para combater esse desperdício, uma caldeira de recuperação de calor pode ajudar no aproveitamento da energia térmica, de modo a produzir vapor que pode ser utilizado para geração de potência elétrica ou mecânica por meio de uma turbina a vapor. Caso semelhante é visto no estudo feito por Baratieri et al. (2009), no qual o ciclo IGCC (ciclo combinado integrado à gaseificação de biomassa) é simulado com adição de um queimador do excesso de gases combustíveis produzidos na unidade de gaseificação, a fim de aumentar a produção de vapor na caldeira de recuperação. A turbina a vapor desse sistema é usada para maximizar a produção de energia elétrica contribuindo, assim, em maior eficiência elétrica, se comparada à unidade de geração de potência elétrica apenas através de motores a combustão interna.

No intuito de descrever de forma mais clara os fluxos da análise energética e exergetica em um motor diesel instalado em um container para geração de potência, Sala et al. (2006) fizeram um mapa de energia e exergia para detalhar os trabalhos utilizados, as energias disponíveis, o calor perdido e as destruições de exergia que, em alguns casos, estão inerentes ao processo. Por meio disso, é mais simples de se obter os possíveis pontos de reaproveitamento da energia e propor soluções para otimizar o processo. Para exemplificar como se esboçar os fluxos de exergia e energia, a figura 1 é uma adaptação dos mapas mostrados em Sala et al. (2006) e tratados em Kotas (2013) como diagrama de Grassmann.

Figura 1 - Mapa dos fluxos de exergia em um sistema



### 2.1.1 Revisão da aplicação das leis da termodinâmica em ciclos de absorção

Na análise da primeira lei da termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção, pode-se basear em Şencan et al. (2005) e utilizar o balanço de energia, equação (18), que leva em conta as transferências de calor no evaporador,  $Q_E$ , gerador,  $Q_G$ , absorvedor,  $Q_A$ , e condensador,  $Q_C$ . A eficiência desse sistema é medida pelo coeficiente de performance de refrigeração, conforme equação (19).

$$Q_E + Q_G = Q_A + Q_C \quad (18)$$

$$COP_{refrigeração} = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (19)$$

Quando o sistema utiliza uma bomba de solução para transferência do fluido internamente ao chiller, calcula-se o coeficiente de performance levando em conta potência elétrica consumida, assim como mostrado por Shukla et al. (2015) na equação (20):

$$COP_{refrigeração} = \frac{Q_E}{Q_G + W_{bs}} \quad (20)$$

Já em uma análise de segunda lei, Şencan et al. (2005) mostram que se podem utilizar os fluxos de exergias da água resfriada no evaporador e do fluido de aquecimento no gerador para a medida de eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção. Para isso, a exergia específica pode ser calculada de acordo com a equação explicada por Kotas (2013), a qual faz uso das entalpias e das entropias nas condições do processo e na condição de estado morto. Através dessas exergias específicas e dos fluxos mássicos do fluido refrigerado e do fluido de aquecimento que entram e saem do equipamento, pode-se obter a eficiência exergética conforme mostrado por Şencan et al. (2005) por meio da equação (21):

$$\varepsilon_{refrigeração} = \frac{\dot{m}_{ag}(e_{xi} - e_{xs})}{\dot{m}_{aq}(e_{xi} - e_{xs})} \quad (21)$$

Levando em conta a bomba de solução na equação (22):

$$\varepsilon_{refrigeração} = \frac{\dot{m}_{ag}(e_{xi} - e_{xs})}{\dot{m}_{aq}(e_{xi} - e_{xs}) + W_{bs}} \quad (22)$$

Sendo  $\dot{m}_{ag}(e_{xi} - e_{xs})$  o fluxo de exergia da água gelada para refrigeração produzida no evaporador (exergias de entrada subtraída pela de saída) e  $\dot{m}_{aq}(e_{xi} - e_{xs})$  o fluxo de exergia do fluido utilizado para aquecimento no gerador (exergias de entrada subtraída pela de saída). Talbi e Agnew (2000) explicam que, para cálculo das exergias específicas da solução LiBr e água, será necessário utilizar a entalpia e a entropia como função da temperatura e concentração das misturas, conforme equação (23). Isso será necessário para se obter os fluxos de exergia do sistema interno do refrigerador nos subsistemas do absorvedor e gerador.

$$e_x = [h(T, x) - h_0] - T_0[s(T, x) - s_0] \quad (23)$$

Analogamente a outros processos, as perdas e as irreversibilidades tendem a diminuir as energias disponíveis influenciando nas eficiências energética e exergética. Şencan et al. (2005) explicam que no caso de um sistema de absorção, o coeficiente de performance e a eficiência exergética são influenciados por três principais fatores: as irreversibilidades nas transferências de calor e de massa nas unidades do sistema, as perdas de mistura do processo e as perdas presentes nos escoamentos dos fluidos. Şencan et al. (2005) argumentam que as perdas de mistura estão associadas à evaporação da água (refrigerante) no gerador a partir da solução concentrada de brometo de lítio, a qual necessita de uma maior quantidade de calor para evaporar quando está no estado puro. Sendo assim, o vapor deixa o gerador no estado superaquecido para ser resfriado no condensador.

Tanto Talbi e Agnew (2000) quanto Şencan et al. (2005) mostram que o valor da entrada de exergia subtraída pela soma da exergia que sai do sistema, da exergia proveniente do calor transferido e do trabalho realizado será o valor das irreversibilidades e perdas presentes no subsistemas. Isso deve ser realizado para cada sistema individualmente e, no final, a soma dos resultados de cada componente do refrigerador será o valor total das perdas e irreversibilidades, como mostra a equação (24):

$$\dot{E}_{irrev+perdas} = \sum \dot{m}_i e_{xi} - \sum \dot{m}_s e_{xs} - Q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) - W \quad (24)$$

Talbi e Agnew (2000) fazem uma análise exergética de um refrigerador por absorção de brometo de lítio que utiliza o calor dos gases de saída de um motor diesel, 500°C, como fonte de aquecimento no gerador para produção de água gelada de 10°C e cita que apenas os balanços de matéria, de energia e as relações de equilíbrio não são adequados para mostrar como o sistema faz o uso efetivo das fontes de energia. O equipamento selecionado por Talbi e Agnew (2000) utiliza a troca térmica com o ar para refrigerar o condensador e o absorvedor, não necessitando de sistema de torre de resfriamento.

## 2.2 Fundamentação da Termoeconomia

As análises energéticas e exergéticas das unidades de geração de potência indicam o desempenho técnico do sistema, mas também podem sinalizar se o empreendimento é viável economicamente. Para se checar esse ponto é preciso, após a análise termodinâmica, aplicar as ferramentas econômicas para se obter maior conhecimento sobre o processo. Isso torna mais claro os pontos que devem ser otimizados para obter ganhos energéticos. Na termoeconomia, são feitos estudos dos valores de exergia de forma a atribuir um custo ao que foi gasto em exergia no processo para obter o resultado desejado pelo sistema (Alves, 2007). Ao utilizar os resultados obtidos de exergia em conjunto com uma avaliação dos custos e retorno das possíveis melhorias, pode-se verificar a viabilidade técnica e econômica do sistema. Por meio disso, essa ferramenta pode auxiliar na tomada de decisão quanto à implementação da melhoria ou do projeto. Abusoglu e Kanoglu (2009) explicam que as análises de custo com base energética e exergética têm importância significativa para obter o preço ótimo de comercialização do produto dos sistemas térmicos, para maximizar o retorno do investimento e, até mesmo, possibilitar na minimização dos custos.

Os métodos de análises termoeconômicas foram evoluindo conforme o tempo e, com isso, mecanismos foram criados para deixar essa técnica mais completa e operacional. A avaliação termoeconômica desse trabalho tem como objetivo expor as vantagens econômicas, os pontos de melhorias para as unidades selecionadas e formar o custo da energia gerada as quais são consideradas informações para a gestão de operação do projeto. Com base nisso, entre os diversos métodos de se fazer uma análise termoeconômica ou exergoeconômica, apenas os mais simples são apresentados nessa fundamentação.

### 2.2.1 Custos exergéticos

Como explicado por Rosen et al. (2012), a energia pode ter valores econômicos diferentes, a depender do grau e da qualidade. A energia elétrica é uma

forma de energia de alto valor agregado, enquanto que o calor é menos valioso e dependendo da temperatura pode não ter valor comercial. Quando se tem um fluxo em que a diferença de temperatura em relação ao ambiente é pequena, a quantidade de energia possível para se extrair, provavelmente, será baixa e não compensará tal esforço. Desse modo, Rosen et al. (2005) explicam que não é adequado comparar a energia contida em um fluxo de vapor ou em uma fonte geotérmica com a energia armazenada em um combustível fóssil ou uma reação nuclear. Para isso, é importante utilizar ferramentas que possam quantificar o valor real da energia. As análises exergéticas irão ajudar a quantificar os valores das energias que pode ser convertida em trabalho, podendo então atribuir os custos atrelados a elas a fim de se fazer uma análise econômica do sistema. Basicamente, os investimentos na instalação das unidades de geração, os custos com manutenção de equipamentos e os custos com os insumos compõem a entrada de capital no sistema. Esses valores somados ou separados podem ser expressos de acordo com a produção de exergia da unidade (R\$/kW ou R\$/kWh), formando assim os custos para geração de potência. Como mostrado em Cerqueira (1999), os custos podem ser expressos em base energética ou exergética, diferenciando a variável que divide o custo do fluxo a ser mensurado. Os custos energéticos levam em conta a entalpia, enquanto que os custos exergéticos, que são mais apropriados para análises econômicas de sistemas térmicos, utilizam o fluxo de exergia. Essa diferença pode ser vista pelas equações (25) e (26):

$$c^h = \frac{\dot{C}}{\dot{H}} \quad (25)$$

$$c^{ex} = \frac{\dot{C}}{\dot{E}_x} \quad (26)$$

Vale ressaltar que durante a operação de motores de combustão interna, o dividendo e o divisor dos custos acima variam de modo instantâneo, visto que o consumo de combustível e a carga fornecida não são constantes. No entanto, os custos energéticos e exergéticos podem ser obtidos como uma média no intervalo de tempo de operação confiável.

### 2.2.2 Análise funcional

O custo exergoeconômico unitário médio é a razão entre custo total dos produtos e a soma das suas exergias, contabilizados os custos dos insumos, da amortização do capital e os custos de manutenção e operação da unidade. As equações (27) e (28) resumem a forma de cálculo dos custos exergoeconômicos unitário médio:

$$c = \frac{Ct}{\sum \dot{E}_o} \quad (27)$$

$$c = \frac{\sum c_{ei} \dot{E}_{xi} + \sum \dot{Z}_n}{\sum \dot{E}_o} \quad (28)$$

Pela análise funcional, podem-se desenvolver melhor as expressões em busca da otimização, ou seja, minimização dos custos totais, conforme equação (29):

$$\min \dot{C}_T = \sum \dot{Z} + \sum \dot{C}_o \quad (29)$$

Onde  $\dot{C}_T$  é o custo de aquisição e operação do sistema em \$/s,  $\dot{Z}$  é o custo de amortização, incluindo custos fixos e manutenção,  $\dot{C}_o$  é o preço dos produtos ou insumos comprados.

Cerqueira (1999) explica que se podem aplicar diversas metodologias para avaliar economicamente um processo de modo a considerar diferentes propósitos. Como mostrado em Cerqueira (1999), pode-se adotar o método da extração, das igualdades ou do trabalho como subproduto. Essas alternativas irão ajudar a obter os custos unitários dos produtos ou subprodutos do sistema. Pode-se citar o método do trabalho como subproduto para o auxílio em avaliações das oportunidades de cogeração, o qual envolve, também, a eficiência exérgica de um equipamento em particular ou do processo, a exergia de saída, os investimentos incluindo amortização e impostos e os custos dos insumos utilizados:

$$c = \frac{c_i \dot{E}_e}{\dot{E}_s} + \frac{\dot{Z}}{\dot{E}_s} \quad (30)$$

Na equação (30),  $\frac{\dot{E}_e}{\dot{E}_s}$  corresponde à eficiência exérgica,  $\dot{E}_s$  à exergia de saída,  $\dot{Z}$  aos investimentos e  $c_i$  ao custo dos insumos. Cerqueira (1999) explica que

esse método não é adequado quando se formula um preço para uso do produto, exemplo dado do valor cobrado pelos usuários do vapor em uma indústria.

Uma forma conhecida de se formular custos dos processos é por meio do custo exergético o qual foi proposto por Lozano e Valero (1993). Essa teoria é contemplada de equações lineares organizadas em matrizes que determinam os custos dos fluxos do processo. Como base desses fluxos, têm-se os produtos, os insumos e as perdas. Conforme citado em Cerqueira (1999), o custo exergético é basicamente a quantidade de exergia necessária para produção de um fluxo de exergia, enquanto que, o custo exergoeconômico leva em conta a soma dos custos da exergia e dos custos de investimentos, operação e manutenção.

A teoria do custo exergético proposta por Lozano e Valero (1993) é tratada por uma equação matricial (31):

$$MC = Y \quad (31)$$

Onde M é o conjunto de quatro submatrizes conhecido como matriz de custos, Y é o vetor de valorização externa, que varia seu valor de acordo com o que for calculado. Como citado por Cerqueira (1999), para obter os custos exergéticos, um subvetor de Y é um vetor nulo, enquanto que para os custos exergoeconômicos, um subvetor de Y é igual a um vetor com os custos negativos da unidade (-Z).

### 2.2.3 Custos específicos

Um ponto importante a ser levado em consideração ao se equacionar a relação dos custos de um processo é o método para utilização dos custos específicos com base exergética. Eles relacionam a exergia do produto ou insumo e o custo da quantidade de produto ou insumo que forneceu aquela exergia. A equação (32) indica a obtenção do custo específico exergético conforme mostrado em Cerqueira (1999):

$$c_{p\ ou\ i}^{ex} = \frac{C_{p\ ou\ i}}{Ex_{p\ ou\ i}} \quad (32)$$

A utilização dos custos específicos facilita obter o custo total por meio dos fluxos exergéticos dos produtos. Quando se têm custos exergéticos específicos

elevados, pode-se inferir que o capital empregado na obtenção do produto é mais significativo que o trabalho máximo disponível naquele fluxo.

#### 2.2.4 Custos nivelados de produção

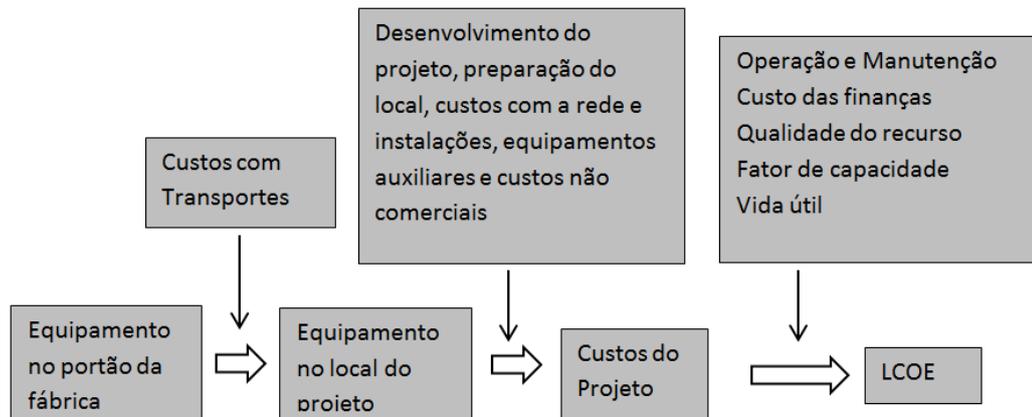
Em Irena (2012) é explicado que os custos nivelados da eletricidade englobam os custos associados à unidade de geração de energia levando em conta o tempo de vida dos equipamentos. Expresso por uma equação, o custo nivelado é o custo total descontado durante o tempo de vida dividido pela geração total descontada durante esse tempo. Como citado em Irena (2012), desenvolvedores de projetos de energia renovável usam os custos nivelados da eletricidade para avaliar a rentabilidade na aplicação real da proposta. Na literatura, os custos nivelados de produção são tratados pela sigla LCOE (levelised cost of electricity). O valor do LCOE se refere ao preço da eletricidade para uma instalação que gera uma quantidade de energia durante o ano ( $E_t$ ) e possui um investimento total ( $I_t + M_t + F_t$ ), descontados a uma taxa em um período  $n$  de tempo de vida, conforme equação (33):

$$LCOE = \frac{\sum_t^n \frac{I_t + M_t + F_t}{(1+r)^t}}{\sum_t^n \frac{E_t}{(1+r)^t}} \quad (33)$$

Onde  $r$  é taxa de juros,  $I_t$  é a despesa com os investimentos no ano  $t$ ,  $M_t$  se referem aos custos com manutenção e operação no ano  $t$  e  $F_t$  é o gasto com combustível no ano  $t$ .

Em uma empresa que comercializa energia elétrica, o preço deve estar acima do valor do LCOE. Caso esteja abaixo, o resultado será de prejuízo para o investimento. Em uma simples avaliação de um empreendimento de geração de energia para próprio consumo, o valor de LCOE deve estar abaixo do preço de energia elétrica fornecido pela rede. Caso contrário, comprar energia da rede é mais barato do que gerar energia pela unidade do projeto. Para entender o método de cálculo do LCOE, pode-se observar a figura 2 sobre a composição dos custos mostrada em Irena (2012):

Figura 2 - Composição dos custos nivelados



Fonte: Adaptado de IRENA 2012

Brown et al. (2009) fizeram uma análise termoeconômica de unidades de geração de energia elétrica através de um gaseificador acoplado a motores alternativos de combustão interna ou a turbinas a gás. Brown et al. (2009) obtiveram que o menor custo específico do investimento fornecido pelo sistema de gaseificação de biomassa, que usa o vapor como oxidante ou acoplado a um motor alternativo de combustão interna ou a uma turbina a gás, foi de 2,7 euros/We e 2,1 euros/We, respectivamente. Já no sistema que usa o ar como oxidante, o menor custo específico foi de 2,5 euros/We para turbina a gás e 3,1 euros/We para motor alternativo de combustão interna. Para calcular o custo de produção em euros/MWh, Brown et al. (2009) utilizam os custos nivelados de geração de energia elétrica considerando o tempo de vida da unidade igual a 15 anos, a disponibilidade de 90% e a taxa de juros de 6%. Assim, obteve um valor otimizado de 109 euros/MWh para o sistema de turbina a gás com o ar como oxidante e valor entre 110 e 120 euros/MWh para o sistema de motor alternativo de combustão interna com o vapor como oxidante. Nesse estudo é mostrado que, na unidade de motor alternativo, o vapor torna o custo nivelado da geração de energia elétrica um pouco menor se comparado ao ar como oxidante. Já no caso da turbina a gás, a diferença de custo foi pequena, mas tendo a unidade que usa ar como oxidante o menor custo nivelado. Brown et al. (2009) salientam que a diferença entre os custos nivelados de geração de energia elétrica dos motores alternativos de combustão interna e da turbina foi menor se comparado a diferença entre os custos específicos do investimento. A

unidade com turbina a gás foi penalizada devido aos maiores custos com combustível e operação provocados pela sua menor eficiência.

## **2.3 Fundamentação equipamentos e aplicação dos combustíveis**

### *2.3.1 Gaseificação da biomassa e o gás de síntese*

O combustível denominado como gás de síntese tem como fonte primária de produção o gás natural, no entanto pode ser produzido através da biomassa, de combustíveis fósseis sólidos e combustíveis líquidos (exemplo dos resíduos de refinaria), explica Basu (2013). Conforme mencionado por Boloy et al. (2011), a gaseificação consiste em um processo termoquímico que converte a biomassa em um combustível gasoso através da oxidação parcial do ar, do oxigênio ou do vapor d'água a altas temperaturas. Basu (2013) explica que os preços baixos do gás natural tornam mais atrativa a produção do gás de síntese, em contrapartida enfatiza que a gaseificação da biomassa ou do carvão é o caminho preferencial para se obter o gás de síntese e irá ganhar foco com um futuro aumento de preço do gás natural. Utilizar a biomassa para geração de energia já não é algo tão complicado quanto antes. A difusão do conhecimento e a formação do mercado permite que seja possível reaproveitar a biomassa para gerar energia elétrica e/ou potência para um processo. No entanto, a elaboração de um projeto de conversão de energia da biomassa não é tão simples quanto parece. Brown et al. (2009) explicam que um projeto de um sistema de conversão de energia da biomassa é um exemplo típico de um problema de projeto conceitual de processos químicos com inúmeras alternativas de reações, separações, conversões de energia e aproveitamento de calor. Para transformar a biomassa em gás, podem-se usar diferentes tipos de gaseificadores, os mais comumente estudados são de leito fixo contracorrente e cocorrente. O presente trabalho não irá se aprofundar nos tipos de gaseificador e nos detalhes de cada equipamento para produção do gás de síntese.

O gás proveniente da gaseificação da biomassa pode ser aplicado em vários processos. A literatura contém muitos estudos de utilização de células de

combustível que são capazes de gerar energia elétrica de forma mais eficiente do que os equipamentos convencionais. Como justificativa de aplicação do gás de síntese em motores alternativos de combustão e ciclo combinado de turbina a gás, Baratieri et al. (2009) expõem que essas tecnologias são sistemas adequados para promover uma maior difusão do uso da biomassa pois o mercado já domina o seu funcionamento e esses equipamentos são de pronta comercialização. Por meio disso, contribui-se, também, para a redução do impacto ambiental.

Operacionalizar um sistema de gaseificação de biomassa acoplado com equipamentos de produção de potência pode envolver muito mais do que o conhecimento sobre geração de energia elétrica e operação dos equipamentos. É necessário entender que o combustível produzido contém impurezas em sua composição que são capazes de prejudicar a integridade dos ativos. Para fugir dessa limitação, Hagos et al. (2014) fazem um estudo experimental da combustão, desempenho e emissões do gás de síntese pré-misturado (50% H<sub>2</sub>/50% CO<sub>2</sub>) em motores a quatro tempos de injeção direta e de ignição por centelha. A pré-mistura para simulação do gás de síntese adotou apenas suas duas principais substâncias responsáveis pela combustão, as quais possibilitaram realizar os testes desconsiderando consequências negativas desse combustível ao sistema. No entanto, esse tipo de alternativa, adotada por Hagos et al. (2014) e outros autores, foge do problema de operacionalização da gaseificação da biomassa que precisa ser resolvido. Na prática, podem-se acrescentar sistemas de tratamento do combustível para atenuar os possíveis danos causados nos equipamentos pela gaseificação da biomassa. A presença do alcatrão é mostrada, em vários estudos, como um grande problema técnico presente nas unidades de geração de potência através da gaseificação da biomassa. A respeito da aplicação do gás proveniente da gaseificação da biomassa para produção de eletricidade em motores Diesel e Otto, Martínez et al. (2012) explicam que é necessário assegurar uma alta qualidade do combustível. Isto é, baixo teor de alcatrão e concentração de particulados, no intuito de manter uma operação confiável e fornecer uma boa durabilidade dos componentes do motor (pistão, câmara de combustão, válvulas, etc). A extração do alcatrão do processo pode ser feita de diversas formas sendo que todas elas terão vantagens e desvantagens. Brown et al. (2009) expõem que processos de separação física tendem a reduzir a eficiência de conversão de energia e os

sistemas de filtragem por depuradores úmidos e os precipitadores eletrostáticos úmidos implicam em uma redução brusca de temperatura do gás produzido.

Conforme explicado por Bhaduri et al. (2017), a geração de potência através do gás de síntese com motor a centelha requer resfriamento do gás para evitar trincas. Durante o resfriamento ocorre condensação de impurezas em forma de líquido pegajoso, a exemplo do alcatrão o qual causa incrustação e obstrução de componentes críticos da instalação. No geral, isso significa aumento dos custos de manutenção. A otimização do processo de gaseificação e os sistemas de purificação de alcatrão são formas de tratamento para os problemas com o alcatrão que acabam elevando os custos de investimento e de manutenção. Baratieri et al. (2009) afirmam que a condensação do alcatrão no sistema causa incrustações em tubulações e nos trocadores de calor e, caso passe por um compressor para ser comprimido, causará problemas se depositando nele. O problema não é tão grande quando a aplicação do gás se dá em uma turbina, pois o gás necessita ser resfriado e é admitido em alta temperatura no estágio em que o alcatrão está em fase gasosa evitando a condensação dessa impureza. Baratieri et al. (2009) citam que é possível produzir um gás de síntese para admissão no motor a combustão com 50 - 100 mg/Nm<sup>-3</sup> em concentração de alcatrão. Martínez et al. (2012) exemplificam que o gás de síntese com menor proporção de alcatrão pode ser produzido em um gaseificador cocorrente com duplo estágio de entrada de ar o qual tem a primeira admissão mais próxima do topo e a segunda no meio da altura do gaseificador. Martínez et al. (2012) buscam pela menor concentração de alcatrão produzida que é dada pela aplicação dos gaseificadores cocorrente. O emprego dos melhores gaseificadores não garante que o gás saia em condições ideais para aplicá-los em motores de combustão interna na geração de potência. Para atender os requisitos de qualidade do combustível, deve-se ainda reduzir a quantidade de alcatrão antes de enviar o gás de síntese para os motores e isso pode ser feito por meio de depuradores de água ou condensadores especiais, explicam Martínez et al. (2012).

A grande parte dos estudos focados no uso do gás de síntese leva em consideração o combustível resfriado, purificado e seco, mas Bhaduri et al. (2017) fizeram um estudo experimental de queima de gás de síntese não tratado em um motor de combustão interna com temperatura de admissão a 250 °C. Em razão da alta temperatura de entrada do combustível no motor, não é possível aplicar motor

do ciclo Otto para essa condição, fazendo-se necessário um motor de ignição por compressão. Bhaduri et al. (2017) explicam que normalmente o gás impuro e quente sai do gaseificador entre 500 e 600 °C e, assim, é feito um esforço para manter o gás de síntese em temperatura acima do ponto de condensação do alcatrão. Esse ponto depende da concentração dos constituintes do alcatrão, mas, para uma simulação experimental, Bhaduri et al. (2017) fizeram uma estimativa conservadora considerando a condensação logo abaixo de 250 °C. Nesse estudo, Bhaduri et al. (2017) mostram que não foram encontradas deposições de alcatrão significativas em determinados componentes do motor e que foi possível se ter uma eficiência em torno de 33% a 39% a qual teve uma variação em razão do consumo, da geração de energia e da variação da composição do gás durante a operação.

### 2.3.2 *Biogás*

O biogás é mais facilmente empregado em motores de Ciclo Otto comparado aos motores ciclo Diesel. Conforme Qian et al. (2017) citam, a ignição por compressão para obter a combustão é dificultada pelo baixo valor de cetano do biogás.

Para operacionalizar o motor de ciclo diesel com biogás, ele deve ser adaptado para utilizar dois combustíveis durante a queima. Para isso, é adicionado um equipamento para mistura de ar com o biogás na etapa de admissão. Essa mistura é comprimida e, posteriormente, é feita a ignição com injeção de diesel, iniciando assim a combustão do diesel e do biogás. Conforme explicado por Ray et al. (2013) e por Reddy et al. (2014), o motor diesel passa a consumir 10 a 20% da quantidade de diesel que era utilizada anteriormente na operação com apenas um combustível. Qian et al. (2017) mostram que em estudos feitos por outros autores a aplicação biogás/diesel pode inibir emissões perigosas e melhorar a eficiência da combustão. Comparativamente, Qian et al. (2017) explicam que as emissões de hidrocarbonetos e monóxido de carbono foram maiores comparadas a operação apenas com diesel, em contra partida explica que emissões de NO<sub>x</sub> e fuligem foram muito menores. Para entender melhor o que isso significa, pode-se utilizar a explicação simplificada feita por Boloy et al. (2011) que citam o CO<sub>2</sub> como o principal

agente do efeito estufa, o  $\text{SO}_2$  como o principal causador das chuvas ácidas, o  $\text{NO}_x$  sendo o maior responsável pela acidificação dos ecossistemas e os materiais particulados que podem causar prejuízos a garganta e pulmões.

Muitos estudos são feitos com os biogases provenientes de diferentes tipos de matérias primas, pois a composição do biogás é alterada de acordo com a matéria, o que acarreta mudanças nas características de sua combustão. Qian et al. (2017) explicam que a influência dos tipos de matérias prima e dos processos de produção são os principais desafios para aplicar esse combustível em larga escala, por isso, pesquisadores precisam analisar diferentes matérias com diferentes taxas e estabelecer o modelo das transformações químicas para poder ter operações mais controladas de acordo com a composição do gás.

Reddy et al. (2014) fazem um estudo energético e exerético, através da primeira e segunda lei da termodinâmica, de um motor operando a dois combustíveis sendo o biogás o principal e o diesel o ignitor ou piloto e compara os resultados a um motor operando apenas com diesel. Reddy et al. (2014) expõem que o consumo de energia de combustível foi maior para o motor operando com biogás devido à sua má combustão da mistura ar-combustível e o menor teor de energia do combustível. O motor que utilizava apenas diesel teve uma eficiência exerética um pouco maior ao longo de toda variação de carga, sendo sua máxima entre 35 e 40% comparada ao motor a biogás com máxima eficiência exerética um pouco menor que 35%. Na simulação feita por Reddy et al. (2014), houve crescimento das temperaturas de exaustão e das eficiências dos motores com a elevação da carga, enquanto que a destruição de exergia foi decrescente tendo 60% a 70% da exergia de entrada de combustível como o menor percentual de destruição.

### *2.3.3 Equipamentos para unidades de cogeração de energia*

Existem diversos tipos de equipamentos para geração de energia elétrica em pequena escala, por exemplo, placas solares, aero geradores, motores alternativos de combustão interna, turbinas e células de combustível. Para unidades de cogeração de energia em locais onde se necessita confiabilidade da potência gerada,

as placas solares e os aero geradores não são as opções mais adequadas, visto que não garantem a quantidade de geração de energia instalada. Esses sistemas têm uma produção flutuante de acordo com o tempo e clima local. Como as turbinas e os motores são tecnologias mais maduras e oferecem uma geração mais estável, é preferível utilizá-los em instalações de cogeração e geração de energia elétrica que necessitem de segurança da disponibilidade de energia. Para uma revisão mais clara e direta sobre os equipamentos essenciais para esse trabalho, esta seção foi dividida nas subseções.

### 2.3.3.1 Motores alternativos de combustão interna

Abusoglu e Kanoglu (2009) afirmam que os motores alternativos de combustão interna fornecem às centrais de cogeração de energia elétrica boa rentabilidade, mobilidade e alta eficiência, sendo assim, uma das opções de geração de energia de ciclo simples mais eficientes no mercado. Energy Nexus Group (2002) afirma que motores de combustão interna tipo diesel de menor porte possuem níveis de eficiência em torno de 30%, enquanto que os de maior porte estão em uma faixa de 42 a 48%.

Em estudo comparativo entre turbina a gás e motor alternativo de combustão interna acoplado a um gaseificador de biomassa, Brown et al. (2009) obtiveram que a turbina ofereceu o menor custo específico do investimento e o menor custo nivelado de eletricidade. Mas as diferenças entre os custos eram relativamente pequenas, como se pode observar na tabela 1:

Tabela 1 - Comparação das unidades de geração de energia elétrica utilizando gaseificação de biomassa

	<b>Custo específico do Investimento</b>	<b>Custos nivelados da eletricidade</b>	
Motor Alternativo	2,7 euros/We	110 - 120 euros/MWh	414,7 - 452 R\$/MWh
Turbina a gás	2,1 euros/We	109 euros/MWh	410,93 R\$/MWh

Tempo de vida de 15 anos, a disponibilidade de 90% e a taxa de juros de 6%.  
Para conversão considera-se 1 euro = 3,77 reais.

Fonte: Adaptado de Brown et al. (2009)

Ainda que a unidade com turbina a gás tenha apresentado menores custos, Brown et al. (2009) afirmam que ela foi penalizada pelos maiores gastos com combustível devido a uma operação menos eficiente. Embora o motor alternativo de combustão interna tenha ficado atrás da turbina a gás, o seu potencial de aproveitamento energético para cogeração de energia é maior podendo ser mais vantajoso para o caso a ser estudado.

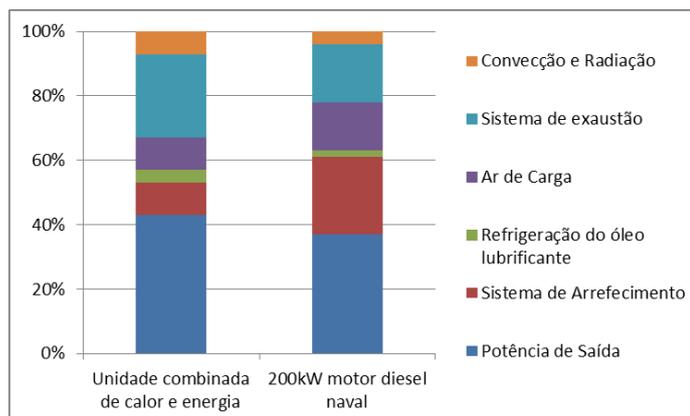
As leis da termodinâmica vistas anteriormente podem ser aplicadas a um sistema de motor alternativo de combustão interna. Conforme equação (34), Brunetti (2012) faz o balanço energético desse equipamento considerando as principais entradas e saídas do sistema:

$$\dot{m}_{\text{comb}}h_{\text{comb}} + \dot{m}_{\text{ar}}h_{\text{ar}} = \text{Pot}_{\text{efetiva}} + \dot{Q}_{\text{arref}} + \dot{Q}_{\text{misc}} + (\dot{m}_{\text{comb}} + \dot{m}_{\text{ar}})h_{\text{ex}} \quad (34)$$

A energia de entrada do ar é considerada por Brunetti (2012), mas ela será nula ( $\dot{m}_{\text{ar}}h_{\text{ar}} = 0$ ) caso a admissão ocorra nas mesmas condições do ambiente. Como saídas do sistema são consideradas a potência efetiva ( $\text{Pot}_{\text{efetiva}}$ ) do motor, o fluxo de calor cedido para o sistema de arrefecimento  $\dot{Q}_{\text{arref}}$ , o fluxo de calor residual da mistura não queimada  $\dot{Q}_{\text{misc}}$  e o fluxo de calor dos gases de exaustão  $(\dot{m}_{\text{comb}} + \dot{m}_{\text{ar}})h_{\text{ex}}$ .

Através das leis da termodinâmica, pode-se, também, separar os fluxos de saída de energia provenientes da energia fornecida pelo queima do combustível. Martyr e Plint (2011) exemplificam os valores típicos de um balanço energético em um gráfico, detalhando cada saída de energia em proporção ao calor fornecido pelo combustível:

Figura 3 - Distribuição do calor fornecido pelo combustível



Fonte: Adaptado de Martyr e Plint (2011)

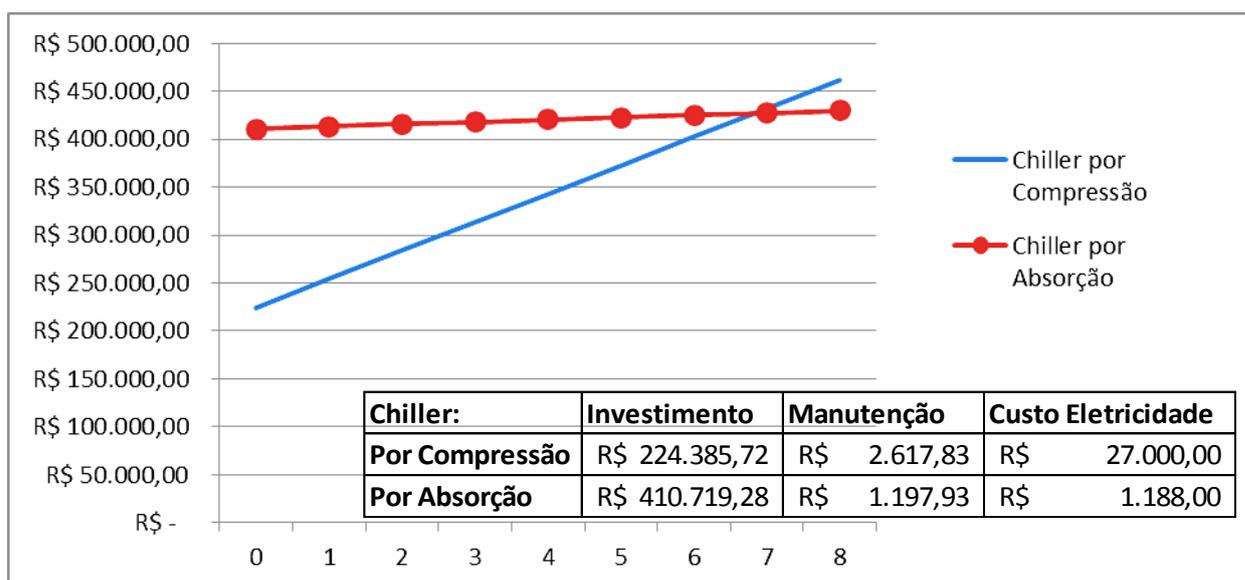
### 2.3.3.2 Chiller de absorção

Por meio de ciclo simples refrigeração por absorção, é possível produzir frio através de um par adequado composto por um refrigerante e uma solução capaz de absorver o refrigerante, evitando assim a necessidade do trabalho de compressão, explicam Şencan et al. (2005). Esse método é bastante vantajoso para aplicações em unidades de geração de energia elétrica, onde ocorre um grande volume de desperdício de calor e há necessidade de refrigeração do ambiente. De uma forma prática, os sistemas de cogeração de energia elétrica e frio podem ser instalados em grandes centros empresariais, hospitais, escolas, centros de pesquisa e shoppings, no intuito propiciar um retorno adequado do investimento em longo prazo e contribuir para aumento da eficiência energética de pequenas unidades de geração de energia.

Para aplicar a refrigeração por absorção, pode-se utilizar chillers com alimentação por calor proveniente da queima direta de combustível, do vapor de água, da água quente ou dos gases de exaustão. Conforme explicado por Menna (2008), chiller por compressão necessita de uma quantidade menor de energia para operar, quando comparado a um chiller de absorção do mesmo porte. Isso porque o coeficiente de performance dos chiller por compressão é maior, ou seja, precisa de uma menor entrada de energia para uma mesma produção de frio. Entretanto, os sistemas de absorção permitem o aproveitamento de uma energia menos valiosa que, geralmente, é desperdiçada. Menna (2008) afirma que os chillers de absorção têm a operação mais econômica, pois o custo com o calor de processo necessário é

menor que o custo com a eletricidade necessária para gerar a mesma carga térmica. Para se certificar da viabilidade de utilização dos chillers de absorção, faz-se uma análise simplificada através dos custos totais como mostrado por Almeida (2013). Comparam-se dois sistemas de refrigeração hipotéticos, um por absorção e outro por compressão de capacidade de refrigeração de 500 kW. Os custos de investimentos e manutenção são estimados com base em Abbaspour e Saraei (2014) e Gebhardt et al (2002), citados e detalhados mais adiante. O custo com a energia elétrica para o chiller de compressão é obtido considerando o coeficiente de performance igual a 4 e um preço de eletricidade 0,20 R\$/kWh, enquanto que para chiller de absorção é estimado o consumo elétrico de uma bomba de solução com potência de 5,5 kW. Considerando que o fluxo de calor utilizado no sistema de absorção seja um rejeito de processo, por exemplo, gases de exaustão do motorizador, admite-se custo nulo para essa energia de entrada.

Figura 4 - Comparação de custos totais de chiller de absorção e compressão



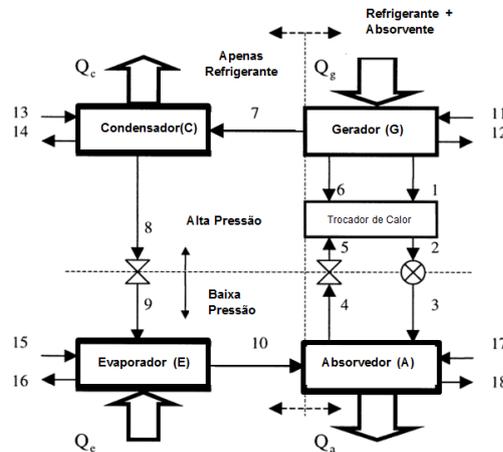
A figura 4 mostra o gráfico do fluxo acumulado em função do tempo, em meses. Percebe-se que o chiller de absorção apresenta maior custo de investimento, porém com um menor custo operacional que viabiliza a instalação ao decorrer do tempo.

Os chillers mais divulgados nas literaturas são os que usam misturas de água com amônia e de água com brometo de lítio. No primeiro caso, a água é o

absorvedor e a amônia é o refrigerante, enquanto que, no segundo caso, a água é refrigerante e o brometo de lítio é o absorvedor. Para os dois tipos, o calor é adicionado na solução para aumento de temperatura até separar o refrigerante do líquido absorvedor, e a partir daí, o refrigerante entra nas fases de condensação e evaporação as quais são comuns aos ciclos de compressão e absorção. Como a pressão de operação nesses equipamentos é próxima do vácuo, a água se vaporiza a baixa temperatura, podendo ser condensada e utilizada no evaporador para refrigeração. Após passar pelo evaporador, o refrigerante vaporizado é absorvido pelo brometo de lítio devido à sua afinidade com a água. Além de utilizar uma energia de qualidade mais baixa, o chiller de absorção permite uma operação mais segura e silenciosa por não necessitar de compressores e grandes motores como auxiliar. No caso de um equipamento operando com amônia e água, são necessários cuidados especiais quanto à operação, pois a amônia é tóxica e é considerada inflamável na presença de ar. Horuz (1998) concluiu que os equipamentos, operando com brometo de lítio, possuem um desempenho maior quando comparados ao chiller de amônia e água. Em contrapartida, Horuz (1998) explica que a aplicação da água como refrigerante remete aos possíveis problemas de cristalização e de impossibilidade de operar em temperaturas muito baixas. Şencan et al. (2005) mostram que um sistema de refrigeração por absorção de brometo de lítio é dividido em duas partes, alta e baixa pressão, as quais necessitam da aplicação de equipamentos, bombas e válvulas de expansão, para coordenar os fluxos. O chiller de absorção pode ser utilizado tanto no fornecimento de água fria para refrigeração quanto para água quente de aquecimento. Şencan et al. (2005) explicam que a diferença na produção de água fria e de água quente são as saídas de energia, os níveis de temperatura e pressão de operação. Em Talbi e Agnew (2000) é mostrado que o refrigerador por absorção consiste de dois sistemas diferentes, um interno e outro externo, sendo que o externo é o intermediário entre o sistema interno e o ambiente. A parte interna é composta pelos subsistemas (gerador, evaporador, absorvedor e condensador) e pelos equipamentos (válvulas de expansão, bomba e trocador de calor da solução). Na figura 5 do fluxograma utilizado por Talbi e Agnew (2000), percebe-se que existe uma linha de separação que especifica o gerador e o absorvedor como subsistemas onde a solução absorvedora (brometo de lítio) e o refrigerante (água) estão trabalhando em conjunto,

enquanto que no condensador e no evaporador existe a presença apenas do refrigerante (vapor ou água líquida).

Figura 5 - Fluxograma do sistema absorção



Fonte: Adaptado de Talbi e Agnew (2000)

Şencan et al. (2005) argumentam que devido ao calor de mistura na solução, que não está presente em fluidos puros, as perdas de calor e de exergia no condensador e evaporador são menores quando comparadas aos valores apresentados pelo gerador e pelo absorvedor. Assim como explicado por Şencan et al. (2005), os sistemas por absorção e a bomba de calor fornecem oportunidades de economia de energia através do aproveitamento do calor para refrigeração ao invés de sistemas de compressão que utilizam a eletricidade.

Em um estado estacionário e de fluxo constante, Şencan et al. (2005) expõem que a equação (35) resume o balanço de massa, enquanto que a equação (36) considera as concentrações das substâncias.

$$\sum \dot{m}_i + \sum \dot{m}_o = 0 \quad (35)$$

$$\sum \dot{m}_i x_i + \sum \dot{m}_o x_o = 0 \quad (36)$$

Onde  $\dot{m}$  se refere aos fluxos de massa e  $x$  às concentrações de brometo de lítio na solução.

### 2.3.3.3 Cogeração – motor alternativo de combustão interna e chiller integrados

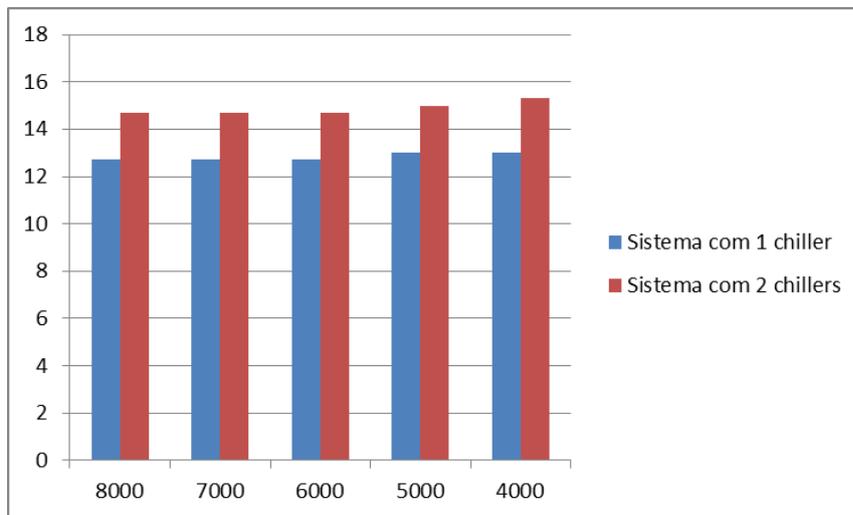
Conforme exemplificado por Abusoglu e Kanoglu (2009), podem-se combinar a eletricidade ao calor através de equipamentos e processos utilizando geradores de vapor para recuperação de calor, turbinas a gás com geradores de vapor para recuperação de calor e motores alternativos de combustão interna. Ainda no campo da cogeração, é possível aproveitar a perda energética, em uma unidade de geração de energia elétrica, para refrigeração de pavimentos e produtos. Por exemplo, o calor deixado pelos gases de exaustão ao passar por um chiller de absorção pode gerar água gelada a fim de trocar calor com ar do ambiente.

Entre os estudos das unidades de cogeração utilizando o gás de síntese, podem-se citar Prestipino et al. (2016) que faz uma simulação de cogeração de energia utilizando um gaseificador de biomassa (matéria: madeira) acoplado a motores atingindo uma eficiência elétrica de 37,2%. Para as demandas de aquecimento e de refrigeração, Prestipino et al. (2016) propõem a utilização dos gases de exaustão do gás de síntese, a temperatura de 445°C, para produção de vapor, e a água de refrigeração do motor para produzir água quente, enquanto que o sistema de refrigeração foi suprido pelo chiller elétrico. Em adição, Prestipino et al. (2016) fizeram outra simulação com um sistema de gerador solar e outro de gaseificador e motor, tendo este como melhor resultado para redução de emissão de CO<sub>2</sub>.

Shelar et al. (2016) fazem uma análise energética e exergética de um sistema de trigerção com motor diesel integrado a um chiller de absorção. Como a quantidade dos gases de exaustão e a sua temperatura de saída se alteram com a variação de carga no motor diesel, o chiller de absorção apresentará energias de saída diferentes de acordo com a potência gerada. A fim de contemplar as diferentes situações, Shelar et al. (2016) fazem uma investigação de energia, exergia e econômica dos sistemas de trigerção em cargas totais e parciais (75% e 50% do motogerador). O sistema estudado por Shelar et al. (2016) contemplam dois chillers do tipo brometo de lítio que aproveitam a energia de baixo grau, água de refrigeração da jaqueta, e a energia de alto grau, saída dos gases de exaustão. Como conclusão, Shelar et al. (2016) mostram que o sistema de trigerção com dois

chillers aproveitando o calor dos gases de exaustão e da água de jaqueta é mais vantajoso técnico e economicamente. Ao utilizar apenas um equipamento na refrigeração, o custo de investimento é obviamente menor, mas como o desempenho do sistema com dois chillers a é maior, a atratividade econômica em longo prazo pode acabar superando a visão do capital de investimento, conforme Shelar et al. (2016). A figura 6 mostra a diferença entre os custos de operação (R\$/kWh) para faixas de tempo de trabalho (4000 a 8000 horas).

Figura 6 - Custo anual do ciclo de vida (R\$/kWh) em função das horas de operação



Fonte: Adaptado de Shelar et al. (2016)

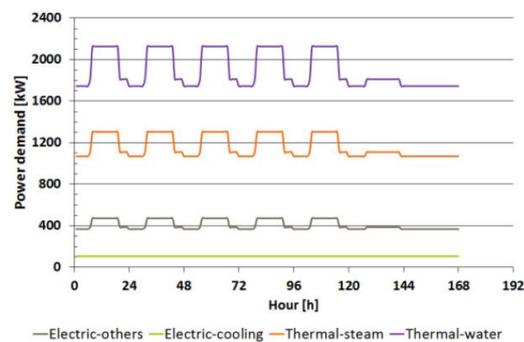
Em resumo, no estudo feito por Shelar et al. (2016), a eficiência a refrigeração é maior para apenas um chiller, visto que o uso de dois chillers faz com que um trabalhe com a temperatura menor que é a da água da jaqueta. Segundo os resultados de Shelar et al. (2016), a maior eficiência de segunda lei foi registrada em carga total em torno de 75%, enquanto que para uma operação a 50% de carga, a eficiência reduziu para 65%.

### 3. MÉTODOS E TÉCNICAS DA PESQUISA

#### 3.1 Método aplicado ao estudo de caso

As unidades de cogeração de energia hipotéticas são estimadas com base nas necessidades de um centro de pesquisa localizado em Salvador, Bahia. Esse empreendimento apresenta um consumo de energia considerável e uma demanda de refrigeração relativamente alta. A fim de propor alternativas de redução das despesas do centro de pesquisa, podem-se simular termoeconomicamente unidades de cogeração de energia elétrica que aproveitem o calor dissipado no processo para gerar água gelada através de chillers de absorção. Durante o dimensionamento das instalações hipotéticas, é importante conhecer o consumo de energia (eletricidade, calor e refrigeração) do local ao longo do tempo. A partir do perfil de consumo, pode-se determinar a potência necessária para a unidade, semelhante ao que foi feito por Prestipino et al. (2016) mostrado na figura 7:

Figura 7 – Distribuição do consumo de energia ao longo do tempo



Fonte: Prestipino et al. (2016)

Em decisões estratégicas, pode-se escolher um patamar de consumo mediano ou o consumo máximo para determinar a potência a ser produzida. Por meio disso é possível dimensionar, de forma simplificada, as instalações e selecionar os equipamentos a serem utilizados.

Para o caso do centro de pesquisa, as variações dos consumos de energia elétrica e de refrigeração ao longo do tempo não foram utilizadas, pois esses dados e esses tipos de medição não estavam acessíveis para esse trabalho. Para determinar a demanda de eletricidade do centro de pesquisa, utilizaram-se as

faturas de energia elétrica, enquanto que para a demanda de refrigeração, utilizou-se a capacidade dos equipamentos de produção de água gelada já instalados no local. Dentre as informações contidas nas faturas de energia do empreendimento, constam os totais dos consumos ativos dentro e fora do horário de ponta e a demanda ativa considerada pela distribuidora. Fazer uma estimativa utilizando uma média do consumo ativo dentro do mês não é válido, pois a unidade de geração de energia elétrica seria dimensionada com um potencial abaixo do necessário. Isso é explicado pela diferença entre os consumos em período de maior e menor necessidade de carga. Todavia, a demanda ativa é uma informação importante contida nas faturas de energia elétrica que pode ser utilizada para estimar a potência da unidade geradora para o Centro de Pesquisa. A demanda ativa ou demanda contratada de potência ativa é obtida pelo consumo de energia, em kWh, dividido pelo intervalo da medição correspondente àquele consumo. Para faturamento pela concessionária de energia elétrica, o período utilizado é de 15 minutos, sendo o valor da demanda contratada o máximo entre todas as demandas calculadas. A demanda ativa pode ser reduzida ou dividida por um fator de 1,1 a fim de otimizar o montante pago durante um longo período.

$$Demanda\ Ativa = \frac{Consumo\ (kWh)}{0,25\ h} \quad (37)$$

É necessário que a demanda contratada de um estabelecimento esteja próximo da máxima demanda ativa que ocorre na prática. Quando um estabelecimento ultrapassa esse parâmetro, é cobrado um valor adicional de ultrapassagem o qual é superior à tarifa aplicada para a situação pré-determinada.

Como a unidade de cogeração deve suprir a demanda de energia elétrica, a demanda ativa é considerada como a potência líquida a ser produzida pela unidade de cogeração. Tendo em vista que uma empresa pode ser declarada como um autoprodutor de energia, onde o excedente da energia gerada poder ser comercializado, o perfil de geração é considerado como constante e igual à demanda ativa presente nas faturas disponibilizadas. É correto afirmar que a simulação da operação das unidades hipotéticas é a simplificação em um estado permanente que não considera variação de carga dos equipamentos, bem como a diminuição da demanda.

A partir dessa estimativa, é necessário ainda adicionar as perdas e o consumo de equipamentos auxiliares caracterizados assim como a energia utilizada internamente na própria instalação. Conforme Santo e Gallo (2017), admitiu-se que os motores de combustão interna acoplados a geradores e seus respectivos auxiliares necessitariam de 3% do valor da potência ativa total. A tabela 2 mostra a quantidade energética estimada necessária:

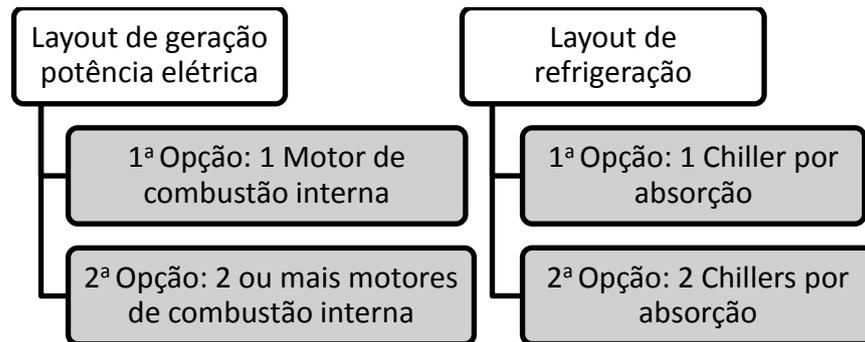
Tabela 2 - Quantidade de energia a ser fornecida

Demanda Contratada	Equipamentos auxiliares e Perdas	Demanda Energética
2100,0 kW	64,9 kW	2164,9 kW

Para a demanda de refrigeração, foi considerada a energia instalada atualmente para produção de água gelada. Para refrigerar as áreas de salas e laboratórios, o centro de pesquisa dispõe de cinco chillers por compressão com capacidade de 200 TR, os quais somam um total de 1000 TR. Esse valor é considerado como um patamar máximo a produzir pelo chiller de absorção. Em primeira análise, é suposto que não será possível produzir 1000 TR através do chiller absorção, pois para atingir esse valor é necessário que a unidade de geração de energia possua uma alta taxa de calor disponível para aproveitamento. Em caso de produção de frio abaixo do patamar máximo, considera-se a utilização dos chillers por compressão para completar essa demanda. Como o objetivo do trabalho engloba apenas a unidade de cogeração para produzir frio e energia elétrica, os chillers por compressão adicionais ao sistema não serão analisados.

Com o valor da demanda energética e o máximo de refrigeração a ser produzido, fez-se um levantamento das possíveis alternativas de unidades de cogeração conforme figura 8. A escolha do layout para as instalações é base para listar e selecionar os equipamentos a serem utilizados na simulação.

Figura 8 – Possibilidades para as instalações das unidades de cogeração



A utilização de apenas um motor para produzir eletricidade, primeira opção, tornaria o sistema menos flexível quanto à manutenção e menos confiável quanto à disponibilidade para geração de potência. Desse modo, a segunda opção é mais adequada e pode ser resumida pelo emprego de dois motores alternativos de combustão interna de mesma potência acoplados a geradores.

Para o layout de refrigeração em questão, as fontes de calor a serem consideradas têm influência direta na disposição dos equipamentos. Considerando os gases de exaustão e a água de refrigeração como as principais dissipações de calor nos motores de combustão interna, pode-se aplicar um chiller por absorção para cada um desses sistemas ou adotar um chiller único que aproveite as duas dissipações de energia. Um chiller para o calor da exaustão e outro para o sistema de arrefecimento podem tornar mais simples o controle da operação e possibilitar maior produção de água gelada. No entanto, para confirmar qual opção do layout de refrigeração é tecnicamente mais viável, será necessário obter os valores das energias disponíveis para cogeração.

### 3.1.1 Seleção dos motogeradores

Para selecionar os equipamentos de produção de potência, buscaram-se as fichas técnicas de motogeradores disponíveis no mercado, compatíveis com a potência esperada e operados com gás natural e/ou com biogás. A soma de suas potências deve ser maior ou igual à demanda energética de 2164,9 kW. No caso dos motogeradores a gás de síntese, consideraram-se os dados de eficiência e

temperatura de exaustão presentes na literatura. Para as temperaturas do sistema de arrefecimento, consideraram-se valores comumente obtidos nas fichas técnicas dos motores operados com outros combustíveis. Nas análises, não foram considerados os sistemas de produção, transporte e armazenagem dos combustíveis para os equipamentos. Admitiu-se que eles já seriam entregues ao centro de pesquisa em pressão, temperatura e vazão adequadas para utilização direta nos motores. Os dados dos motores a gás natural e a biogás estão dispostos na tabela 3, enquanto que os dados principais utilizados na simulação da unidade a gás de síntese são mostrados na tabela 4.

Tabela 3 - Motor Caterpillar CG170-12

<b>Dados</b>	<b>Biogás</b>	<b>Gás Natural</b>
	<b>Valores</b>	<b>Valores</b>
Potência	1200 kW	1200 kW
Fluxo de combustível 100% de carga	477 Nm <sup>3</sup> /h	251 Nm <sup>3</sup> /h
Fluxo de Água LT	35 m <sup>3</sup> /h	35 m <sup>3</sup> /h
Fluxo de Água HT	43 m <sup>3</sup> /h	47 m <sup>3</sup> /h
Temperatura dos gases de exaustão	459 °C	414 °C
Temperatura de Saída HT	93 °C	90 °C
Temperatura de entrada HT	80 °C	78 °C
Temperatura de Entrada LT	50 °C	39 °C
Temperatura de Saída LT	53 °C	42 °C

Percebe-se que o fluxo de combustível a 100% de carga para o gás natural é menor do que para o biogás. No entanto, não é possível afirmar ainda que o motor apresenta menor consumo operando com gás natural visto que o fluxo de combustível apresentado é volumétrico. Para isso, faz-se necessário conhecer, também, as densidades dos combustíveis. Outra diferença clara no comportamento entre a operação dos motores está nos dados do sistema de arrefecimento os quais têm influência direta na dissipação de calor.

Na tabela 4, estão os principais dados da literatura que farão parte da simulação do motor a gás de síntese.

Tabela 4 - Dados da unidade a gás de síntese

<b>Dados</b>	<b>Valor</b>	<b>Referência</b>
Temperatura de exaustão	360 - 430 °C	Martínez et al (2012)
Rendimento do motogerador operando a gás de síntese	35%	Baratieri et al. (2009)

A eficiência elétrica mostrada na tabela 4 é a potência elétrica, com descontos das perdas e do consumo interno, dividida pela entrada de energia no sistema ou o fluxo de entrada de energia do combustível. A partir disso, é possível obter o fluxo mássico do combustível consumido no motor o qual será essencial para o restante dos cálculos da simulação. A equação (39) é utilizada para cálculo do fluxo mássico do gás de síntese.

$$n_{elétrica} = \frac{0,97 \dot{W}_{elétrica}}{\dot{m} PCI} \quad (38)$$

$$\dot{m} = \frac{0,97 \dot{W}_{elétrica}}{PCI n_{elétrica}} \quad (39)$$

A temperatura de exaustão é tratada em um intervalo por Martínez et al (2012), mas para as simulações da unidade operando com o gás de síntese será adotada a média, 395°C, como a temperatura dos gases de exaustão que saem dos motores. A produção de potência pelo motogerador a gás de síntese foi considerada igual às operações do gás natural e biogás, sem preocupar-se com perda de potência ou variação de torque devido a irregularidades com o combustível.

### 3.1.2 Seleção dos Chillers de Absorção

Após conhecer quantitativamente e qualitativamente as energias liberadas pela unidade de geração de potência, podem-se adotar simples soluções a fim de aumentar a eficiência através de chillers para produção de água gelada a ser utilizada na refrigeração. Foram selecionados modelos de chillers de diversos fabricantes que operem com água ou gases de exaustão. Posteriormente, fizeram-

se triagens das fichas técnicas quanto aos parâmetros de operação da unidade de geração de potência. Para que fosse feita a seleção do chiller de água quente, as temperaturas da água quente do equipamento deveriam estar dentro da faixa da operação do conjunto dos motogeradores conforme mostrado na tabela 5. Desconsideraram-se as perdas térmicas até a entrada do chiller.

Tabela 5 - Parâmetros de referência para seleção do tipo do chiller

Unidade	Chiller de Água Quente		Chiller de Exaustão
	Vazão da água	Faixa de Temperatura	Temperatura de entrada
Gás Natural	47 m <sup>3</sup> /h	78 - 90 °C	414 °C
Biogás	43 m <sup>3</sup> /h	80 - 93 °C	459 °C
Gás de Síntese	-	78 - 90 °C	395 °C

Para recuperar a energia dos gases de combustão, a faixa de temperatura dos gases quentes admitidos pelo chiller deve contemplar as temperaturas de saída dos gases de exaustão dos motores. Desconsiderando perdas para o ambiente, a temperatura de saída dos gases de combustão foi considerada igual à temperatura de entrada no chiller.

A tabela 6 mostra faixa de potência dos chillers triados para serem selecionados durante a simulação das unidades de potência. Vale ressaltar que a seleção dos chillers de absorção será baseada nos parâmetros de energia, ao invés da exergia.

Tabela 6 - Faixa de parâmetros dos Chillers de Absorção Thermax (Cogenie, ProChill e 5G XX C)

Parâmetros	Chiller dos Gases de Exaustão		Chiller da Água da Jaqueta	
Capacidade	49 - 557 TR	172 - 1959 kW	20 - 527 TR	70 - 1853 kW
Temperatura de Entrada	275 - 600 °C		90 °C	
Temperatura de Saída	170 - 200 °C		80 - 85 °C	

Foram introduzidas no EES as tabelas com os parâmetros de desempenho de cada chiller. De acordo com os valores obtidos durante a simulação, os chillers seriam selecionados para compor a unidade de cogeração.

Figura 9 – Tabela dos parâmetros operacionais do chiller a gases de exaustão (Lookup Table)

Paste Special	1 $\dot{Q}_{\text{MáxEntrada}}$ [kW]	2 CapacidadeChiller [TR]	3 $\dot{m}_{\text{ag}}$ [m <sup>3</sup> /h]	4 $\delta p_{\text{,ag}}$ [kPa]	5 $\dot{m}_{\text{refrig}}$ [m <sup>3</sup> /h]	6 $\delta p_{\text{,refrig}}$ [kPa]	7 $T_{\text{ent,refrig}}$ [C]	8 $T_{\text{sai,refrig}}$ [C]
Row 1	137	49	29,6	28,4	49	37,3	29,4	34,9
Row 2	209	75	45,2	46,1	75	56,9	29,4	34,9
Row 3	290	104	62,7	49	104	67,7	29,4	34,9
Row 4	334	132	79,6	16,7	132	24,5	29,4	34,6
Row 5	400	158	95,3	20,6	158	26,5	29,4	34,6
Row 6	506	200	120,6	49	200	67,7	29,4	34,6
Row 7	602	238	143,6	58,8	235	68,6	29,4	34,7
Row 8	749	296	178,6	53	296	63,7	29,4	34,6
Row 9	850	336	202,7	58,8	336	65,7	29,4	34,6
Row 10	999	395	238,3	92,2	395	45,1	29,4	34,6
Row 11	1113	440	265,4	80,4	440	37,3	29,4	34,6
Row 12	1268	501	302,2	83,4	501	39,2	29,4	34,6
Row 13	1409	557	336	90,2	557	41,2	29,4	34,6
Row 14								

Para um chiller que utilize água quente como sua fonte de calor, a soma dos fluxos de água de refrigeração é o parâmetro para selecionar o porte do equipamento. Caso o fluxo total disponível seja maior ou igual que o fluxo necessário pelo equipamento, o chiller de absorção atende quanto aos dados da fonte quente. Uma função elaborada no software EES busca o chiller de maior potência que se enquadre na vazão de água do sistema de arrefecimento, atendendo aos requisitos da fonte quente. O fluxo de água que entrará no chiller será menor ou igual ao fluxo total do sistema de arrefecimento da jaqueta. As temperaturas de entrada e saída da água quente no chiller já estão dentro da faixa de operação motor e, também, são determinadas pelo modelo do equipamento de refrigeração. Para ajustar a temperatura da água quente após chiller, são utilizados radiadores para resfriar o fluido até faixa de temperatura de entrada no motogerador.

Para o chiller de gases de exaustão, o calor disponível pelos gases deve ser suficiente para atender a máxima energia de entrada no chiller. Assim como para o chiller de água quente, foi elaborada uma função que seleciona o chiller de maior potência que tenha uma máxima entrada de energia menor ou igual ao calor disponível. O calor disponível utilizado nessa etapa não é igual ao calor liberado pelos gases de exaustão, pois deve ser considerada, para esse momento, a temperatura mínima de saída dos gases de exaustão do chiller. A equação (40)

representa o calor de exaustão disponível para reaproveitamento a fim de produzir água gelada.

$$\dot{Q}_{disp,exaust} = \dot{m}_{exaustão} C_p (T_g - T_{saídaChiller}) \quad (40)$$

Dentre os equipamentos pré-selecionados, a temperatura de saída dos gases de exaustão foi de 170°C. Ou seja, por meio dos chillers disponíveis, não é possível aproveitamento do calor até a temperatura de estado morto ou até temperatura ambiente. Mesmo tendo um esforço para o reaproveitamento dessa energia, ainda existirá um fluxo energético não aproveitado. Entretanto, reaproveitar esse residual pode não compensar devido ao seu baixo potencial térmico.

No aproveitamento do calor da água de refrigeração, também, existirá uma parcela perdida. Isso é devido ao excesso de fluxo que é desviado do chiller de absorção. Poder-se-iam selecionar chillers de maior capacidade para que todos os fluxos de água e de gases de exaustão passassem pelos equipamentos, mas por falta de dados de operação em cargas parciais, optou-se em adequar o sistema aos equipamentos e aos dados disponibilizados pelos fabricantes. Desse modo, toda a unidade de cogeração é simulada em regime permanente operando com carga total.

Na etapa de análise energética dos chillers de absorção selecionados durante a simulação, o calor trocado pode ser estimado com base nos parâmetros mostrados pelo manual do fabricante. É considerado que as variáveis da água gelada e da fonte quente (água quente ou gases de exaustão) tenham valores iguais aos dados do equipamento. As temperaturas de entrada e saída da água de resfriamento do chiller também são consideradas iguais aos dados do manual. Enquanto que o fluxo dessa água foi considerado variável em função do balanço térmico do equipamento, ou seja, desconsiderou-se dissipação de calor. Sendo assim, o calor transmitido pela fonte quente somado ao calor retirado da água gelada deve ser igual ao calor liberado no resfriamento da água que circula pelo absorvedor e condensador:

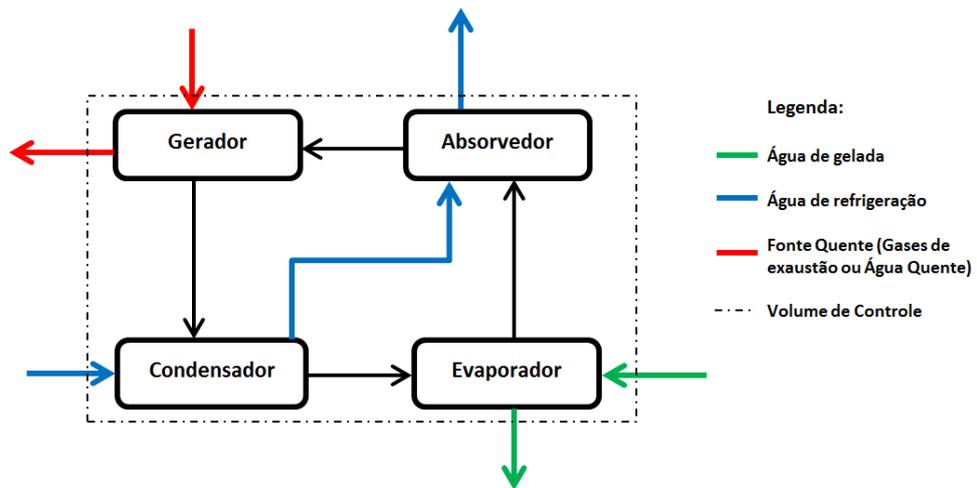
$$\dot{Q}_{água\ gelada} + \dot{Q}_{fonte\ quente} = \dot{Q}_{resfriamento} \quad (41)$$

$$\dot{m}_{resf} = \frac{\dot{Q}_{resfriamento}}{\Delta T} \quad (42)$$

A análise energética e exérgica dos chillers de absorção é tratada pelos fluxos mássicos que entram e saem do equipamento, entre eles estão a água quente

ou os gases de exaustão, a água gelada e a água de resfriamento. A equação (42) mostra como será calculado o fluxo mássico de água de resfriamento do chiller de absorção. A figura 10 simplifica o fluxograma dos chillers de absorção utilizado para a simulação:

Figura 10 – Fluxograma e volume de controle para análise dos chiller de absorção



Além dos fluxos exergéticos já citados, a exergia destruída para chillers pode ser estimada pelo cálculo alternativo, equação (44), mostrado em Kaushik e Arora (2009). A energia elétrica e a taxa de exergia da fonte quente são as entradas de exergia, enquanto que o fluxo exergético produzido pelo equipamento pode ser resumido ao total do fluxo de entrada subtraído pela taxa de exergia destruída:

$$\dot{E}x_{entrada} = \dot{W}_{elétrico} + \dot{Q}_{fonte quente} \quad (43)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\dot{E}x_{destruída}}{\dot{E}x_{entrada}} \quad (44)$$

Para esse trabalho, o calor da fonte quente é a energia deixada pelos gases de exaustão ou pela água quente ao passar pelo gerador do chiller. Já obtidos os valores da exergia de entrada e da eficiência exergética, pode-se calcular a exergia destruída para o equipamento.

### 3.2 Considerações e dados para as unidades de geração de potência

Os motores de combustão interna podem ter desempenhos totalmente diferentes a depender da composição e do tipo do combustível. Dentre os combustíveis estudados, o gás natural está mais difundido comercialmente e muitas distribuidoras já deixam clara a composição média do gás comercializado. Assumindo que o gás natural seria fornecido pela distribuidora local da região, adotaram-se as informações disponíveis em Bahiagás (2005) como dados do combustível para as simulações. As propriedades do biogás e do gás de síntese estão fortemente ligadas às matérias primas utilizadas para sua produção. No caso do biogás, admitiu-se que seria utilizado um gás proveniente de resíduos residenciais ou aterros sanitários com informações contidas nos sites de referência para esse combustível. Para o gás de síntese, a maioria dos estudos trata de fontes do carvão ou madeira e, por isso, considerou-se que seria adotado o combustível produzido através de restos de madeiras conforme tratado em Montesino et al (2016). O poder calorífico e exergia do gás de síntese são divulgados em base molar diferentemente dos outros combustíveis. No entanto ao converter os seus valores para base mássica ou volumétrica, percebe-se que o poder calorífico em base mássica do gás de síntese selecionado corresponde a, aproximadamente  $4,1 \text{ MJ/Nm}^3$  o qual está dentro da faixa geral,  $3,25 - 7,2 \text{ MJ/Nm}^3$ , mostrada por Rajvanshi (1986). Como a massa específica do gás de síntese não é mostrada em Montesino et al (2016), uma média das densidades presentes nas literaturas estudadas foi adotada como o valor adequado para a simulação. A tabela 7 expõe os dados dos combustíveis utilizados na simulação das unidades de geração de potência.

Tabela 7 - Propriedades dos combustíveis

Dados	Gás Natural <sup>a</sup>	Biogás <sup>b</sup>	Gás de síntese <sup>c</sup>
Composição	88,85% CH <sub>4</sub>	60% CH <sub>4</sub>	46,9% CO
	8,99% C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>		26,02% H <sub>2</sub>
	0,51% C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0% O <sub>2</sub>	0,52% Ar
	0,86% CO <sub>2</sub>	33% CO <sub>2</sub>	18,45% CO <sub>2</sub>
	0,79% N <sub>2</sub>	1% N <sub>2</sub>	8,09% N <sub>2</sub>
		6% H <sub>2</sub> O	0,02% H <sub>2</sub> O
PCI	39,25 MJ/Nm <sup>3</sup>	6 kWh/m <sup>3</sup>	195,64 kJ/mol
Exergia	40,82 MJ/Nm <sup>3</sup>		200,7 kJ/mol
Massa Específica	0,72 kg/m <sup>3</sup>	1,21 kg/m <sup>3</sup>	0,514 kg/m <sup>3</sup>

Fonte: a – Bahiagas (2005); b – [http://www.biogas-renewable-energy.info/biogas\\_composition.html](http://www.biogas-renewable-energy.info/biogas_composition.html); c – Montesino, Álvaro et al (2016).

A exergia do gás natural mostrada na tabela acima foi calculada através do poder calorífico informado pela distribuidora e pelo valor  $\phi$  igual a 1,04 conforme exposto em Kotas (2013). Para o biogás, aplicou-se a equação (45) mostrada em Ptasiński (2016) para o cálculo da exergia química específica utilizando a sua composição:

$$e_M^{\sim ch} = \sum_i x_i e_i^{\sim ch} + RT_0 \sum_i x_i \ln y_i x_i \quad (45)$$

Onde  $e_M^{\sim ch}$  corresponde à exergia química (kJ/mol) do combustível gasoso utilizado,  $x_i$  à fração molar do constituinte,  $e_i^{\sim ch}$  à exergia específica do constituinte e  $y_i$  ao coeficiente de atividade. Considerando que o biogás é formado por uma mistura de gases ideais, pode-se igualar  $y_i$  a 1. O valor de exergia química do combustível será sempre menor que o somatório das proporções dos constituintes multiplicadas pelas suas exergias química devido ao valor negativo do segundo termo. De acordo com Kotas (2013), esse termo representa o mínimo de trabalho necessário para separar os componentes da mistura e entregá-los à pressão e

temperatura ambiente. Para os valores de exergia dos constituintes da mistura do biogás, utilizaram-se os dados da tabela 8 extraídos de Ptasiński (2016):

Tabela 8 - Exergias específicas dos principais componentes do biogás considerados para simulação

<b>Componente</b>	<b>Exergia Específica</b>
CH <sub>4</sub>	51,840 MJ/kg
CO <sub>2</sub>	0,451 MJ/kg
N <sub>2</sub>	0,026 MJ/kg
H <sub>2</sub> O (g)	0,527 MJ/kg

No intuito de manter o objetivo do trabalho na análise termoeconômica das propostas de cogeração de energia, foi necessário adotar as seguintes hipóteses:

- ✓ O combustível é entregue no local pela distribuidora.
- ✓ A combustão ocorre de forma ideal – combustão completa com 5% de excesso de ar.
- ✓ O combustível possui composição química e qualidade estável.
- X Os efeitos nocivos do combustível não são levados em conta durante os cálculos e as simulações.
- X Desconsidera-se a necessidade do pré-tratamento dos combustíveis (gás de síntese e biogás), pois eles serão entregues na qualidade adequada pela distribuidora.
- X O controle das emissões atmosféricas não é considerado durante as simulações.
- X Uma possível queda de potência provocada ao motogerador não é levada em conta.

Tendo todas as propriedades necessárias dos combustíveis, elaboraram-se as equações de combustão considerando que todo ar admitido na câmara de combustão reage completamente na queima. Através da equação balanceada, obtêm-se as relações de ar-combustível, equação (46), e a proporção dos gases de exaustão. Por meio disso, é possível estimar a quantidade de ar que entra e a

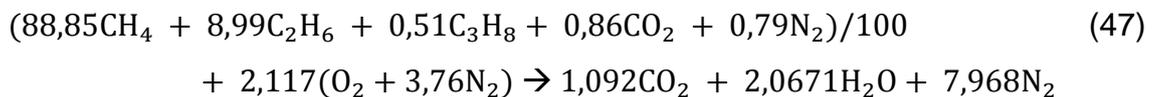
quantidade de gases que deixam o sistema conforme o procedimento mostrado a diante.

$$\alpha_{comb} = \frac{\dot{m}_{ar-estequiométrico}}{\dot{m}_{comb}} \quad (46)$$

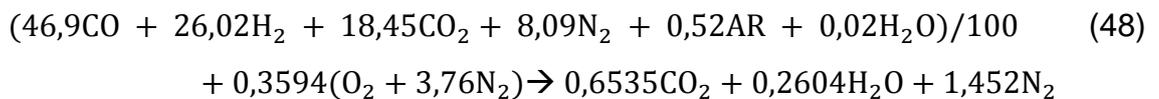
Para obter a equação do fluxo de gases de exaustão, aplica-se a lei de conservação da massa que considera que a quantidade em massa de ar que entra no sistema é igual à quantidade em massa saindo.

As equações químicas balanceadas (47), (48) e (49) representam a combustão dos três combustíveis.

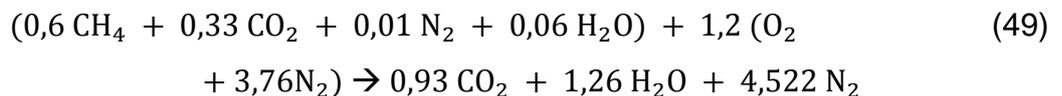
Equação química de combustão do gás natural:



Equação química de combustão do gás de síntese:



Equação química de combustão do biogás:



Depois do balanceamento e de se ter obtida a relação ar/combustível, é possível calcular o fluxo de massa do ar de entrada e determinar o fluxo de gases de combustão. Mas nesses fluxos, é acrescentado um percentual com 5% de excesso de ar ao que seria a taxa de admissão de ar pelo motogerador, conforme equação (50).

$$\dot{m}_{ar} = 1,05 \dot{m}_{ar-estequiométrico} \quad (50)$$

$$\dot{m}_{exaustão} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} \quad (51)$$

Ainda utilizando as equações químicas balanceadas, o calor específico dos gases de exaustão pode ser obtido simplificando a uma situação de mistura de substâncias gasosas a uma temperatura igual à temperatura de saída dos gases de exaustão de cada motor e combustível. A equação (52) representa a aproximação mostrada por Kotas (2013):

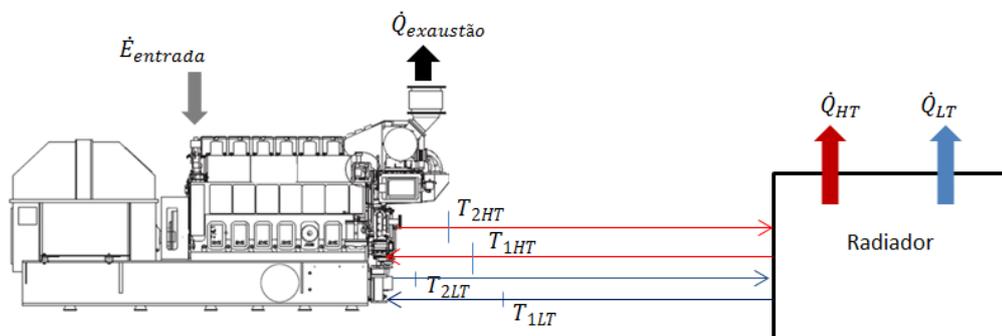
$$C_p = \sum_i^n \frac{X_i \cdot M_i}{\tilde{m}} C_{p_i} \quad (52)$$

A equação (52) estabelece que o calor específico total da mistura,  $C_p$ , é influenciado pelas proporções mássicas dos componentes,  $(X_i \cdot M_i)/\tilde{m}$ , e pelos seus respectivos valores de calor específico na temperatura de saída dos gases de exaustão,  $C_{p_i}$ . Por meio dessa variável, do fluxo dos gases exaustão e da diferença temperatura de exaustão e temperatura ambiente será possível estimar o calor dos gases de exaustão que seria perdido na saída dos motores de combustão interna. Essa estimativa é obtida ao aplicar a equação (53).

$$\dot{Q}_{\text{exaustão}} = \dot{m}_{\text{exaustão}} C_p (T_g - T_{\text{amb}}) \quad (53)$$

Dentre os fluxos energéticos existentes durante a operação do motogerador, foram destacados a saída dos gases de exaustão, os sistemas de arrefecimento de alta (HT) e baixa temperatura (LT) e a entrada de combustível. Elas podem ser entendidas através de um fluxograma simplificado de um motor e representadas pelas equações (54) e (55):

Figura 11 - Fluxograma simplificado de um motogerador



$$\dot{Q}_{HT} = \dot{m}_{HT} C_{p_{\text{água}}} (T_{2HT} - T_{1HT}) \quad (54)$$

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{m}_{LT} C_{p_{\text{água}}} (T_{2LT} - T_{1LT}) \quad (55)$$

Após os cálculos das energias, é possível obter os fluxos exergéticos para os mesmos pontos. Eles representam o valor de energia que pode ser convertido em trabalho através daquele fluxo. Para o sistema de arrefecimento, a temperatura da fonte quente contida na fórmula de exergia através do calor pode ser aproximada para a média entre as temperaturas de entrada e saída do motor, conforme equações (58) e (59).

$$\dot{E}x_{HT} = \dot{Q}_{HT} \left(1 - \frac{T_0}{T_{HT}}\right) \quad (56)$$

$$\dot{E}x_{LT} = \dot{Q}_{LT} \left(1 - \frac{T_0}{T_{LT}}\right) \quad (57)$$

Sendo:

$$T_{HT} = \frac{(T_{1HT} + T_{2HT})}{2} \quad (58)$$

$$T_{LT} = \frac{(T_{1LT} + T_{2LT})}{2} \quad (59)$$

Podem-se, também, utilizar as equações (60), (61), (62) e (63) para se obter os fluxos energéticos e exergéticos. Para esse caso, será necessário considerar as condições de estado da água (pressão e temperatura) nos dois pontos analisados.

$$\dot{Q}_{HT} = \dot{m}_{HT} (h_{2HT} - h_{1HT}) \quad (60)$$

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{m}_{LT} (h_{2LT} - h_{1LT}) \quad (61)$$

$$\dot{E}x_{HT} = \dot{m}_{HT} ((h_{2HT} - h_{1HT}) - T_0(s_{2HT} - s_{1HT})) \quad (62)$$

$$\dot{E}x_{LT} = \dot{m}_{LT} ((h_{2LT} - h_{1LT}) - T_0(s_{2LT} - s_{1LT})) \quad (63)$$

Por meio das fichas técnicas do fabricante, é possível ter uma faixa da pressão de operação dos sistemas de arrefecimento do motor, em torno de 4 bar, e, assim, aplicar a segunda forma de cálculo dessas exergias. Nesse caso, admite-se uma perda de carga de 1 bar entre entrada e saída do motor. Os valores obtidos por cada método devem ser muito próximos.

Para a exergia dos gases de exaustão, resta aplicar o primeiro método de cálculo, equação (64), considerando as temperaturas de exaustão,  $T_g$ , e do estado morto,  $T_0$ .

$$\dot{E}x_{exaustão} = \dot{Q}_{exaustão} \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \quad (64)$$

Como já explicado anteriormente, as energias e exergias de entrada nos motores a combustão podem ser resumidas à energia e exergia química do fluxo de combustível:

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{m}_{comb} PCI \quad (65)$$

$$\dot{E}x_{entrada} = \dot{m}_{comb} \hat{\beta}_{comb} \quad (66)$$

Na equação (66),  $\dot{\beta}_{comb}$  é a exergia química específica do combustível que pode ser calculada através da equação (67):

$$\dot{\beta}_{comb} = \varphi PCI \quad (67)$$

Sabe-se que através da energia de entrada é produzido um trabalho que é igual à potência líquida fornecida, ou seja, a potência elétrica descontada das perdas. Em um caso em que as perdas elétricas e consumo dos equipamentos auxiliares não estão extraídos da potência elétrica do motor, pode-se considerar um valor de 3% como referência, assim como Santo e Gallo (2017):

$$\dot{W}_{liq} = 0,97 Pot_{Motor} \quad (68)$$

Em uma análise de primeira lei da unidade de geração de energia elétrica, a eficiência energética, equação (69), é dada por essa potência dividida pela entrada de energia no sistema.

$$\varepsilon_{1lei} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (69)$$

Para o caso da segunda lei da termodinâmica, o  $PCI$  é substituído pela exergia química específica concretizando a equação (70) de eficiência exérgica:

$$\varepsilon_{exergética} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{m}_{comb} \dot{\beta}_{comb}} \quad (70)$$

Obviamente, a eficiência de primeira lei será maior do que a eficiência exérgica. Isso é explicado pelas irreversibilidades do processo que passam ser computadas com a aplicação da segunda lei.

### 3.2.1 Considerações específicas para as unidades a gás de síntese e a biogás

Como os dados dos motores a gás de síntese são retirados da literatura e as informações não contemplam as dissipações de calor para os outros sistemas, foi necessário utilizar-se de aproximações para calcular os potenciais de reaproveitamento. As energias e exergias dos gases de exaustão são obtidas através dos parâmetros já disponíveis (eficiência, potência dos motogeradores e reação química de combustão balanceada). Ao contrário disso, os dados para o

sistema de arrefecimento não estão completos, restando os fluxos dos fluidos e das temperaturas de entrada e saída. As temperaturas dos sistemas de HT e LT foram consideradas iguais a dos motores a gás natural, enquanto que os fluxos mássicos e volumétricos foram incógnitas a serem calculadas. Tomando como base a distribuição de energia fornecida pelo combustível mostrada por Martyr e Plint (2011), o calor dissipado para a água de refrigeração do motor será aproximado a um percentual do fluxo de energia do combustível. As energias e exergias liberadas e os fluxos dos fluidos, nesses processos, são calculados pelos percentuais de dissipação de calor para os sistemas de arrefecimento, HT e LT, conforme equações (71) e (72).

$$\dot{Q}_{arref} = \dot{E}_{entrada}(\%Q) \quad (71)$$

$$\dot{E}x_{arref} = \dot{Q}_{arref} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{arref}} \right) \quad (72)$$

$$\dot{m}_{arref} = \frac{\dot{Q}_{arref}}{(h_{2arref} - h_{1arref})} \quad (73)$$

As equações (71), (72) e (73) são aplicadas separadamente nos sistemas de refrigeração do motor, HT e LT. Na unidade de geração de potência a gás de síntese, os percentuais de calor dissipado para o sistema de arrefecimento são estimados como a média dos percentuais dissipados nas unidades a gás natural e a biogás.

Diferentemente do fluxo do fluido de refrigeração do motor de alta temperatura (HT), o fluxo do fluido para o sistema de baixa temperatura (LT) é um dado meramente informativo. Assim como para as outras unidades, o fluxo  $\dot{m}_{arref}$  para o sistema de arrefecimento HT é um dado necessário para seleção do chiller de absorção de água quente.

Nas fichas técnicas dos motores a biogás, consta o valor líquido de potência descontado as perdas elétricas e o consumo dos equipamentos auxiliares. Essa redução é de 4% ao invés dos 3% considerado pela literatura. Esse percentual é utilizado para simulação da unidade a biogás.

### 3.3 Métodos e considerações para as análises termoeconômicas

Após analisar tecnicamente os modelos de unidades e obter o desempenho termodinâmico dos equipamentos, faz-se necessário atribuir valores para os fluxos de entrada na unidade a fim de se calcular os custos das saídas de energia do sistema. Dentre as formas de se comparar economicamente as unidades hipotéticas de cogeração energia, será adotado o método dos custos exergéticos levando em conta os valores de investimento, manutenção e operação em base exergética no período de um ano.

Os custos de investimento computam os gastos com equipamentos e montagens do sistema, enquanto que os custos de manutenção são divididos em duas categorias: custos fixos e variáveis de O&M. Os custos fixos de O&M consideram todos os custos com manutenções que independem da geração de potência. Os custos variáveis de O&M não consideram os gastos com combustíveis sendo compostos pelas despesas com mão-de-obra, peças e materiais para manutenções preventivas e corretivas, água, lubrificantes e outros produtos químicos necessários para a unidade.

Para uma precificação da geração de energia elétrica, será utilizado o método do custo nivelado de eletricidade (LCOE) o qual possibilitará obter o custo em R\$/kWh considerando um tempo de vida de quinze anos para o projeto e uma taxa de juros ou de retorno (9% ao ano) compatível com a situação atual do mercado. Como as unidades a serem avaliadas geram eletricidade e retiram a energia do fluxo de água gelada para refrigeração, apenas o custo de nivelado da eletricidade não será suficiente para a análise econômica completa do sistema. Os custos nivelados da cogeração podem ser estimados, considerando a eletricidade total produzida igual à soma da potência líquida gerada com a potência elétrica líquida economizada por meio da aplicação de chillers de absorção em vez de chillers de compressão. Sendo assim, além de obter o custo da eletricidade produzida, esse método será utilizado para calcular o custo da água gelada para refrigeração e o custo de cogeração de energia adotando a potência elétrica líquida gerada pelo motor gerador e a potência elétrica líquida economizada como produção

energética total do sistema. A equação (74) representa o LCOE para o tempo  $t$ , em anos.

$$\text{Custo Eletricidade} = \frac{\sum_t^n \frac{I_t + M_t + F_t}{(1+r)^t}}{\sum_t^n \frac{E_t}{(1+r)^t}} \quad (74)$$

Como já explicado, o numerador no primeiro somatório,  $(I_t + M_t + F_t)$ , são investimentos e despesas com manutenção e combustível para o grupo dos motogeradores, enquanto que o total da energia produzida,  $(E_t)$  em kWh, leva em conta a potência elétrica.

$$\text{Custo Cogeração} = \frac{\sum_t^n \frac{I_{ct} + M_{ct} + F_{ct}}{(1+r)^t}}{\sum_t^n \frac{E_{ct}}{(1+r)^t}} \quad (75)$$

Para a cogeração,  $(I_{ct} + M_{ct} + F_{ct})$  é o total dos investimentos e das despesas com manutenção e combustível para unidade com motogeradores e chillers de absorção. Para calcular a energia gerada,  $E_{ct}$ , a potência elétrica produzida, em kWh, será somada a potência elétrica economizada pelos chillers de absorção, também em kWh. Para isso, utilizar-se-á o coeficiente de performance dos chillers de compressão, equação (76), instalados no centro de pesquisa para se obter a quantidade da energia elétrica economizada por ano através da utilização do sistema de absorção.

$$COP_{\text{compressão}} = \frac{\dot{Q}_{ag}}{\dot{E}_{\text{elétrica}}} \quad (76)$$

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{Q}_{ag}^{\text{exaustão}} + \dot{Q}_{ag}^{\text{jaqueta}} \quad (77)$$

O coeficiente de performance é retirado do manual do fabricante dos chillers e o fluxo de calor retirado da água gelada,  $\dot{Q}_{ag}$ , é a soma das potências de refrigeração obtidas nos sistemas dos gases de exaustão e da água da jaqueta correspondente a cada unidade de geração de potência, conforme equação (77).

Outras considerações importantes a serem tratadas anterior a simulação são os custos e as despesas envolvidas para cada unidade. Os custos de investimento dos chillers foram considerados de acordo com a potência ou capacidade de refrigeração. Abbaspour e Saraei (2014), Schöpfer (2015) e Lian et al (2010)

expõem equações para estimar o custo de investimento em chillers, baseando-se na capacidade de refrigeração. As equações (78) e (79) tratadas por Abbaspour e Saraei (2014) obtêm os valores mais condizentes com as pesquisas de mercado realizadas e, assim, são utilizadas para estimar os custos de investimento para chillers de absorção e por compressão:

$$C_{Invest,absorção} = Pot_{refrigeração}(4253,7 Pot_{refrigeração}^{-0,4662}) \quad (78)$$

$$C_{Invest,compressão} = Pot_{refrigeração}(1052,2 Pot_{refrigeração}^{-0,3387}) \quad (79)$$

Em Schöpfer (2015), é mostrado que os custos de manutenção para os chillers podem variar de acordo com o investimento. Segundo Gebhardt et al (2002), conforme citado por Schöpfer (2015), os sistemas a absorção possuem esses custos em torno de 1% do investimento do equipamento, enquanto que os sistemas por compressão o valor chega a 4%.

Além do sistema de refrigeração, é necessário estimar os custos relacionados à unidade de potência: investimento, combustível e manutenção. A tabela 9 resume o que foi adotado para se obter os custos com os sistemas dos motogeradores:

Tabela 9 - Custos para as unidades de geração de potência

<b>Unidades</b>	<b>Custo do Combustível</b>	<b>Ref.</b>	<b>Custo do Investimento</b>	<b>Ref.</b>	<b>Custo com manutenção</b>	<b>Ref.</b>
<b>Gás Natural</b>	1,43 R\$/m <sup>3</sup>	a	4254 R\$/kW	c	0,0052 R\$/MW	c
<b>Biogás</b>	1,36 R\$/m <sup>3</sup>	e	4467 R\$/kW	b	0,0085 R\$/MW	b
<b>Gás de Síntese</b>	0,25 R\$/m <sup>3</sup>	d	4758 R\$/kW	c	0,0154 R\$/MW	b

Fonte: a - <http://www.bahiagas.com.br/gas-natural/tabela-tarifaria/> ; b – Wickwire (2007) ; c – Energy Information Administration (2016); d – Villalba et al. ( 2014); e – Krich et al.(2005)

Na literatura foram obtidos diferentes valores para o custo de produção do gás de síntese. Essa diferença não se deve apenas a matéria prima considerada, mas principalmente a quantidade produzida. Em Villalba et al. (2014), é mostrado que o custo de gás obtido pela gaseificação de biossólidos varia de acordo com a capacidade da planta, ou seja, quanto maior a planta menor o custo de produção.

Villalba et al. (2014) obtêm que o custo do gás de síntese pode variar entre 0,15  $\$/m^3$  para pequenas produções e aproximadamente 0,078  $\$/m^3$  para uma produção maior. Em oposição, os dois modelos de plantas de gaseificação do carvão utilizado por Zuldian et al. (2017) fornecem preços de venda superiores, em torno de 0,38  $\$/m^3$  e 0,512  $\$/m^3$  de gás de síntese. Já em Dingler (1983), é exposto que o custo em larga produção do gás de síntese através do carvão pode cair até 0,099  $\$/m^3$ . Para a unidade de geração de potência a gás de síntese, foi adotado o cenário mais otimista de produção em larga escala que corresponde a um preço de 0,078  $\$/m^3$ . Vale ressaltar que foi considerado que um dólar é igual a 3,17 reais e que o euro é igual a 3,72 reais – taxas de câmbio compatíveis com a data de simulação.

Krich et al. (2005) mostram o preço do biogás em algumas plantas em diferentes condições de produção variando entre \$ 8,44 a 15,24 a cada 1000 pés<sup>3</sup> para o melhor e o pior caso, respectivamente. Assim como para o gás de síntese, o custo do biogás foi adotado com base na situação mais otimista, ou seja, o menor preço apresentado por Krich et al. (2005). Para o gás natural, foi considerado o preço atual de fornecimento da Bahiagás para unidades de cogeração comercial.

Através do detalhamento dos custos de investimento para uma unidade a gás natural feito por Energy Information Administration (2016), foi possível aproximar que os motogeradores representam em média 44% do valor do investimento da unidade de geração de potência. Fazendo uso desse percentual e de uma cotação de preço de um fornecedor motores a gás de síntese, estimou-se a taxa de investimento para a unidade a gás de síntese. A tabela 10 detalha a estimativa para o custo total de projeto de uma unidade a gás de síntese de 500 kW.

Tabela 10 - Estimativa de valor de investimento para unidade de motores a gás de síntese 500 kW

<b>Custo de uma Projeto 500kW a Gás de Síntese</b>	
Preço do Motor a gás de síntese	\$ 184.125,00
Imposto Alfandegário	\$ 110.475,00
ICMS	\$ 32.406,00
Custo do Motor a gás de síntese (500kW)	\$ 327.006,00
Percentual de custo (Motor/Projeto total)	44%
Custo Total do Projeto	\$ 750.510,21
	R\$ 2.379.117,37

Para os custos de investimento, operação e manutenção (O&M) associados à unidade a biogás, utiliza-se a comparação feita por Wickwire (2007) de unidades com motogeradores a gás natural e a biogás. Wickwire (2007) cita que o custo de O&M para os equipamentos a biogás está entre 60 a 70% maior ao que é gasto com os motogeradores a gás natural e que o custo de investimento chega ser em torno de 5% maior para uma unidade a biogás. Além dessas considerações, foi admitido que todas unidades possuíam o custo fixo de manutenção (6,9 \$/kW a cada ano) iguais ao valor exposto em Energy Information Administration (2016) para as unidades a gás natural.

É importante ressaltar que, para as simulações das unidades, foi considerado um intervalo de tempo determinado para a operação que iniciaria seis horas da manhã encerrando à meia noite, ou seja, o sistema passaria dezoito horas operando e seis horas desligado por dia. Como as tarifas de energia elétrica da distribuidora local são diferenciadas para o horário de ponta e fora de ponta, foi necessário separar as despesas de O&M, gasto com combustível e as energias produzidas e economizadas.

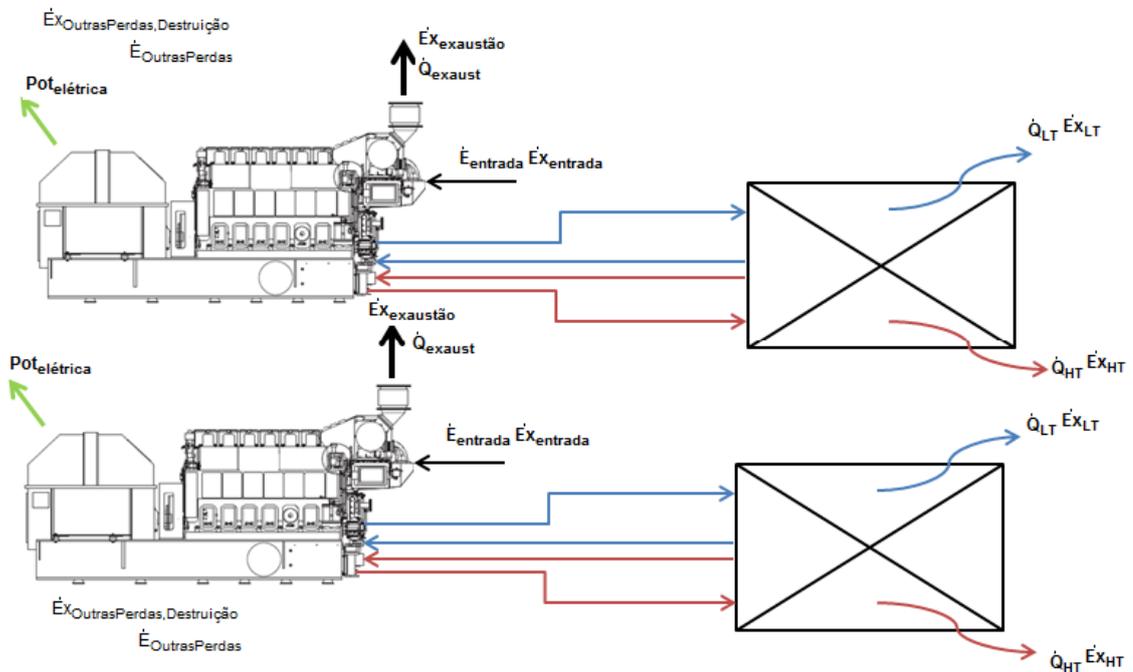
Após se ter obtido os custos de produção para cada unidade de cogeração, fez-se uma avaliação econômica dos empreendimentos considerando três indicadores econômicos: valor presente líquido, tempo de retorno do investimento (tempo de *payback*) e retorno sobre o investimento (ROI). Como pode ocorrer da tarifa do horário fora de ponta ser menor do que o custo de cogeração própria, os indicadores econômicos foram calculados para uma operação nos horários de ponta, fora de ponta e para o período total.

## 4 ANÁLISE E RESULTADOS DA PESQUISA

### 4.1 Análise das unidades de geração de potência

O conjunto dos motores utilizados para geração de energia elétrica compõe a unidade de geração de potência. Como o objetivo do trabalho é a análise termoeconômica da unidade de cogeração, fez-se, primeiramente, uma análise técnica das unidades de potência a fim de conhecer o seu potencial com base na primeira e na segunda lei da termodinâmica. Como já explicado, os sistemas de arrefecimento HT/LT e os gases de exaustão liberam energias que são passíveis de reaproveitamento. Nessa etapa serão quantificadas as energias e exergias liberadas ao ambiente desconsiderando o reaproveitamento energético por meio dos chillers de absorção. A figura 12 mostra o layout comum às três unidades considerando as principais energias e exergias envolvidas no processo.

Figura 12 - Balanço termodinâmico da unidade de geração de potência



Após obtenção dos resultados, percebeu-se que a unidade de gás de síntese possuía maior entrada de energia e, conseqüentemente, quantidade

considerável de energia passível de reaproveitamento. A menor eficiência elétrica para os motogeradores e o menor poder calorífico inferior desse combustível implicaram em um elevado fluxo de combustível para geração de potência igual às outras unidades. Enquanto que os consumos específicos de combustíveis para o biogás e o gás natural eram, respectivamente, por volta de 0,414 m<sup>3</sup>/kWh e 0,216 m<sup>3</sup>/kWh, o gás de síntese necessitava de 2,532 m<sup>3</sup>/kWh.

Foi considerado, na simulação, que o calor liberado nos sistemas de arrefecimento da unidade a gás de síntese seria dado por uma média da dissipação percentual das outras duas unidades em relação à energia de entrada. Sendo assim, é razoável que o calor total dissipado no resfriamento dos motores a gás de síntese ultrapasse as outras unidades em razão da elevada entrada de energia nesse sistema. Com relação às taxas de liberação de energia pelos gases de exaustão, o gás de síntese é beneficiado pelo alto fluxo de saída, na medida em que o biogás é dotado pela maior temperatura dos gases de exaustão.

As outras dissipações de energias foram tratadas na simulação pela variável  $\dot{E}_{OutrasPerdas}$  a qual é definida como mais difícil de ser aproveitada e é apenas quantificada no intuito de se conhecer o seu valor. Essa variável pode ser um indicativo de deficiência para a proposta da unidade de cogeração, pois quanto maior a parcela da energia não aproveitável, menor será a disponibilidade de energia para a cogeração e menor será o fator de utilização da energia. A tabela 11 mostra os resultados da primeira lei da termodinâmica na simulação dos três tipos de motogeradores selecionados.

Tabela 11 – 1ª Lei da Termodinâmica para as unidades de geração de potência

Parâmetros	Biogás	Gás Natural	Gás de Síntese
$Pot_{elétrica}$	1152,0 kW	1164,0 kW	1164,0 kW
$\dot{E}_{entrada}$	2862,0 kW	2737,0 kW	3326,0 kW
$\dot{Q}_{exaustão}$	641,0 kW	432,6 kW	559,2 kW
$\dot{Q}_{HT}$	630,3 kW	634,3 kW	751,6 kW
$\dot{Q}_{LT}$	119,6 kW	117,7 kW	141,0 kW
$\dot{E}_{OutrasPerdas}$	223,1 kW	316,0 kW	637,9 kW
$\eta_{elétrica}$	40,25 %	42,53 %	35,00 %

Na tabela 12, verifica-se que as exergias do calor (exaustão, HT e LT) foram reduzidas de acordo com o nível de temperatura. As exergias dos gases de exaustão correspondem a cerca de 40 a 45% da energia liberada, enquanto que as exergias do sistema de arrefecimento HT e LT correspondem a cerca de 16 a 19% e 5 a 9%, respectivamente. A drástica redução da disponibilidade de energia para o sistema de arrefecimento LT é explicada pela menor diferença de temperatura do fluxo e a temperatura do estado morto.

Em oposição aos outros fluxos exergéticos, as taxas de exergias das outras fontes somada às destruições,  $\dot{E}x_{\text{perdas} + \text{destruição}}$ , cresceram em comparação a  $\dot{E}x_{\text{OutrasPerdas}}$ . Isso é causado pela presença de irreversibilidades no processo que tende a diminuir as energias disponíveis para geração de trabalho útil.

Como já explicado anteriormente, a taxa de exergia proveniente do trabalho ( $\dot{E}x_{\text{saída}}$ ) é igual à potência útil do motor. Já o fluxo de exergia de entrada é baseado na exergia química do combustível e tem seu valor maior que a taxa de energia de entrada devido à diferença entre a exergia química específica e o poder calorífico. Como os fluxos da saída de exergia são mantidos iguais e os fluxos da entrada são tornados, levemente, superiores, as eficiências exergéticas das unidades de potência serão reduzidas em comparação as eficiências elétricas de primeira lei. A razão para isso é a destruição da energia disponível no combustível através da combustão.

Tabela 12 – 2ª Lei da Termodinâmica para as unidades de geração de potência

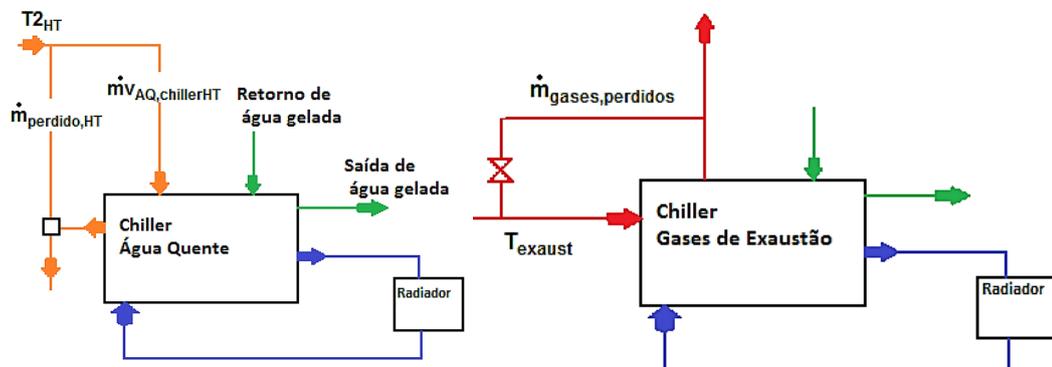
Parâmetros	Biogás	Gás Natural	Gás de Síntese
$\dot{E}x_{\text{saída}}$	1152,0 kW	1164,0 kW	1164,0 kW
$\dot{E}x_{\text{entrada}}$	3167,0 kW	2846,0 kW	3412,0 kW
$\dot{E}x_{\text{exaustão}}$	380,0 kW	245,0 kW	309,7 kW
$\dot{E}x_{\text{HT}}$	117,1 kW	113,6 kW	124,2 kW
$\dot{E}x_{\text{LT}}$	10,3 kW	6,4 kW	7,0 kW
$\dot{E}x_{\text{perdas} + \text{destruição}}$	1496,0 kW	1317,0 kW	1807,0 kW
$\varepsilon_{\text{exergética}}$	36,37 %	40,90 %	34,12 %

## 4.2 Análises termodinâmicas das unidades de cogeração

Após conhecer as dissipações de calor e o seu potencial para reaproveitamento, verificou-se que a utilização do fluxo térmico do sistema de arrefecimento de baixa temperatura forneceria um ganho de eficiência muito pequeno ao sistema. Ao contrario disso, foi confirmada a relevância das energias dos gases de exaustão e da água da jaqueta já que a sua soma representa em torno de 38 a 45% da energia de entrada do combustível e o seu reaproveitamento pode trazer ganhos consideráveis às unidades de geração de potência.

Para início das análises termodinâmicas das unidades de cogeração, foi importante entender que a energia dissipada pelos gases de exaustão e pelo resfriamento da água da jaqueta não pode ser totalmente aproveitada. Isso porque os chillers de absorção para a unidade são selecionados pelos modelos disponíveis no mercado operando em carga total. Como nenhum dos equipamentos listados na “*Lookup Table*” do programa do EES possui potência de refrigeração exatamente igual ao calor disponível, será selecionado um chiller com a potência de refrigeração menor que as taxas de calor dissipadas no sistema. Dessa maneira, foi necessário considerar, nos fluxogramas das unidades de cogeração, divisões de fluxo antes das entradas dos gases de exaustão e da água da jaqueta nos chillers de absorção, como mostrado na figura 13.

Figura 13 - Desvios dos fluxos de água de resfriamento e dos gases de exaustão antes da entrada do Chiller de Absorção



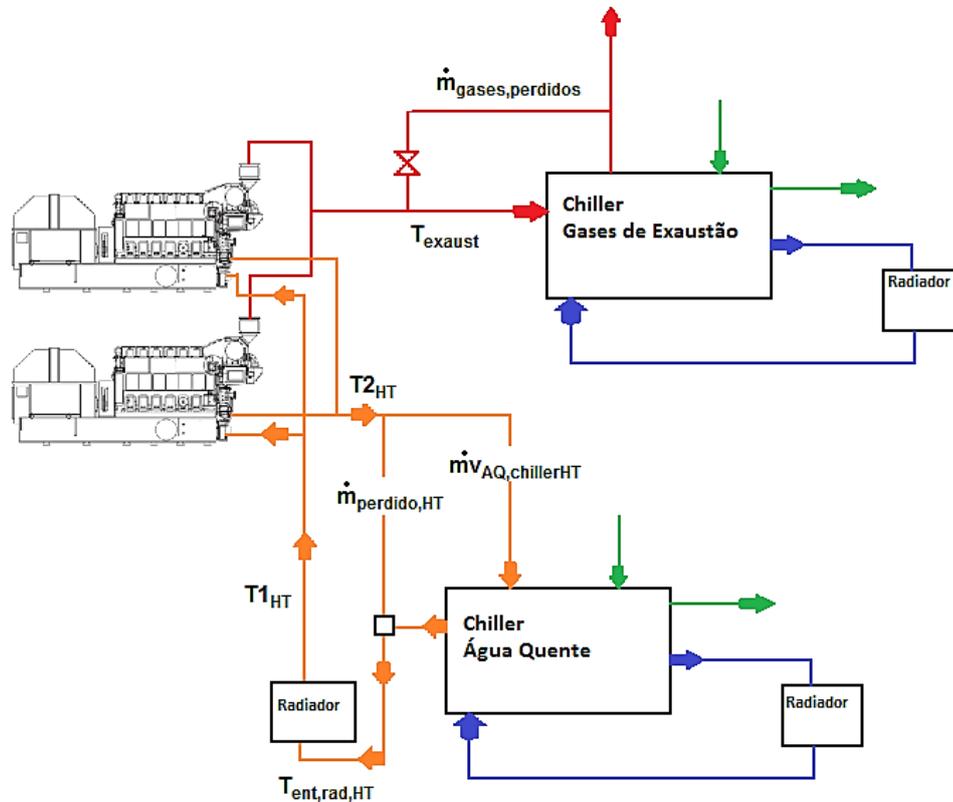
Subtraindo do fluxo que sai dos motores (gases de exaustão ou água da jaqueta) pelo fluxo de entrada da fonte quente no chiller (manual do fabricante) obtém a parcela do fluxo desviado para fora do sistema de refrigeração. Essa parcela representará parte da energia e da exergia perdidas no processo de cogeração. Poder-se-ia selecionar um chiller de maior porte a fim de passagem completa do fluxo pelo equipamento, no entanto as informações fornecidas pelos manuais dos chillers selecionados se referem apenas à operação em carga total. Sendo que para não existir desvio do fluxo, seria necessário conhecer os dados de operação em cargas parciais. Sendo assim, o aproveitamento térmico parcial devido ao desvio do fluxo é inevitável para o processo adotado como metodologia. Na tabela 13, são mostradas as energias perdidas pelo aproveitamento incompleto do calor dos gases de exaustão:

Tabela 13 – Fluxo energético de gases de exaustão aproveitado e não aproveitado devido ao desvio na entrada dos chillers

<b>Taxas de Calor</b>	<b>Unidades de Cogeração</b>		
	<b>Biogás</b>	<b>Gás natural</b>	<b>Gás de síntese</b>
$\dot{Q}_{\text{gases,perdidos}}$	3,62 kW	36,70 kW	78,12 kW
$\dot{Q}_{\text{gases,chillers}}$	850 kW	506 kW	602 kW

Após adotar as hipóteses necessárias, conhecer os dados dos equipamentos e definir os desvios de fluxos necessários, simplificaram-se os sistemas de cogeração pelo gás de síntese e pelo gás natural ao fluxograma conforme figura 14:

Figura 14 - Fluxograma básico das Unidades de Cogeração a gás natural e a gás de síntese



Após passar pelo chiller de água quente, a água de arrefecimento dos motores encontra a parcela de fluido desviado que não foi reaproveitado para refrigeração. Esse encontro é caracterizado pela mistura de dois fluxos diferentes de água a temperaturas de 80°C (a depender da saída do chiller) e 90°C, admitindo que não existem perdas de calor nos trechos de transporte do fluido. Para se obter a condição de entrada no radiador, é necessário calcular a temperatura após o encontro dos fluxos de água e admitir que não existem dissipações até o radiador. Para isso, fez o uso da primeira lei da termodinâmica por considerar que a energia é conservada durante a mistura até uma condição de equilíbrio. As equações (80) e (81) são o resultado da aplicação da primeira lei no ponto de encontro dos fluxos de água de arrefecimento, HT.

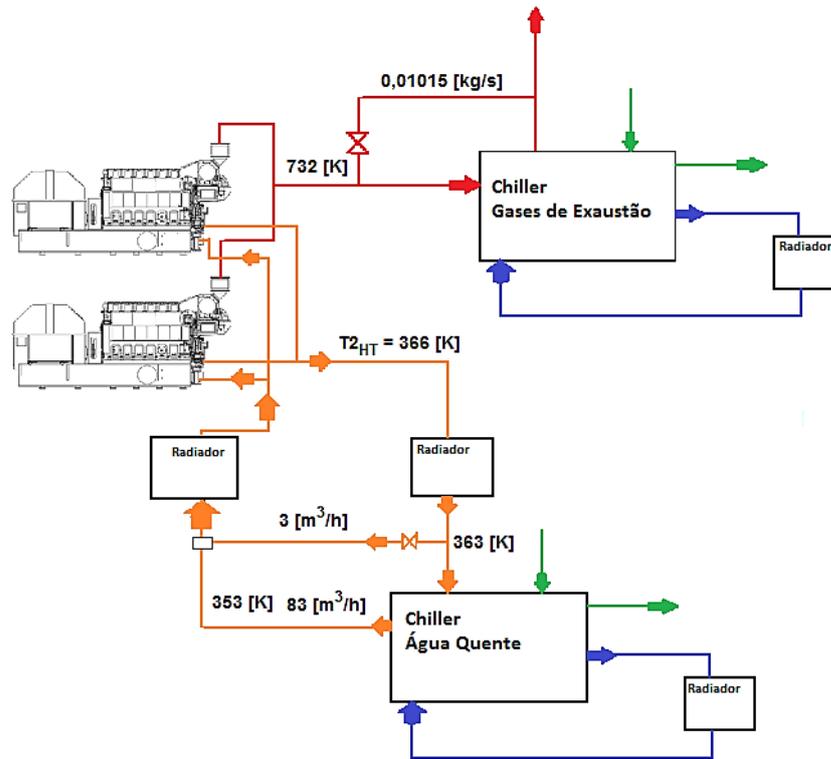
$$\dot{Q}_{encontro} = \dot{m}_{perdido,ht} h_{90C} + \dot{m}_{AQ,ChillerHT} h_{80C} \quad (80)$$

$$h_{encontro} = \frac{\dot{Q}_{encontro}}{\dot{m}_{total,ht}} \quad (81)$$

Através da entalpia da mistura final ( $h_{encontro}$ ) e da condição de pressão já estimada para o sistema de arrefecimento do motor, obtém-se a temperatura final do encontro dos fluxos ou de entrada do radiador. Não foi necessário fazer o mesmo para o sistema de gases de exaustão, pois tanto o fluxo após desvio quanto o fluxo da saída do chiller são despejados depois da chaminé sem considerar outro reaproveitamento de calor. Ou seja, as perdas de energia e de exergia dos gases de exaustão inerentes às unidades de cogeração são a soma da energia ou exergia do fluxo desviado com a energia ou exergia do fluxo que deixa o chiller de absorção.

Como as temperaturas da água da jaqueta das unidades a gás natural e a gás de síntese atendiam aos parâmetros da água quente do chiller, não foi necessário um radiador para resfriamento prévio do fluido. Na definição de um layout básico do sistema a biogás, percebeu-se que o sistema de arrefecimento de alta temperatura dos motogeradores a biogás possuía temperaturas de entrada e saída da água (80 - 93°C) diferentes dos sistemas a gás natural e a gás de síntese (78 - 90°C). Como os sistemas de absorção de água quente selecionados operam com as temperaturas de entrada e saída entre 80 e 90 °C, foi necessário incluir, no fluxograma da unidade biogás, um radiador a fim de resfriar a água da jaqueta de 93°C (366 K) para 90°C (363 K) antes de entrar pelo sistema de chiller. Essa particularidade é mostrada na figura 15.

Figura 15 - Fluxograma básico da Unidade de Cogeração a Biogás



Percebe-se, no fluxograma da unidade a biogás, que foi necessário desviar apenas  $3 \text{ m}^3/\text{h}$  do fluxo total do sistema de arrefecimento HT ( $86 \text{ m}^3/\text{h}$ ). Após o fluxo de água quente passar pelo chiller, a sua temperatura é de  $80^\circ\text{C}$  encontrando o fluxo desviado ainda a  $90^\circ\text{C}$ . Como a temperatura pós mistura dos fluxos de água é levemente acima da temperatura de entrada no motor, faz-se necessário acrescentar um pequeno radiador para arrefecer o fluido até a condição de entrada no motor,  $80^\circ\text{C}$ . É possível observar que a parte não aproveitada dos gases de exaustão é, também, relativamente pequena, de  $2,382 \text{ kg/s}$  apenas  $0,01 \text{ kg/s}$  é desviado. Através desses dados, pode-se subentender que a unidade a biogás apresentou o melhor aproveitamento do calor liberado pela água de jaqueta e gases de exaustão.

Vale ressaltar que, na “Lookup Table” dos chillers de água quente, existem alguns modelos de menor porte com saída do fluido da fonte quente de  $85^\circ\text{C}$ , mas, em todas unidades simuladas, a disponibilidade de energia foi suficiente para seleção de um chiller com saída de água quente a  $80^\circ\text{C}$ .

#### 4.2.1 Análises termodinâmicas dos chillers de absorção

Os chillers de absorção de gases quentes para as unidades de cogeração foram selecionados por meio da quantidade do calor dissipado pelos gases de exaustão disponível comparando com a máxima entrada de calor permitida pelo chiller. Dentre os principais dados desse chiller, foram utilizados o calor máximo admitido, os fluxos de água gelada e as temperaturas de saída para os gases quentes, de entrada e saída dos fluxos de água quente e de resfriamento. Como foram desconsideradas as perdas de calor no transporte dos fluidos nas tubulações, a temperatura dos gases exaustão, na entrada do chiller, é igual a da saída do motogerador da própria unidade. Com a consideração do balanço térmico no equipamento de refrigeração, calcularam-se o calor para o sistema de resfriamento e o seu fluxo de água necessário. Admitindo que os motogeradores e os chillers operem a condições constantes, obtiveram-se as análises energéticas e exergéticas para os chillers que utilizam os gases da combustão do motor:

Tabela 14 – Resultados da análise energética dos chillers de gases de exaustão

Variáveis	Gás Natural	Biogás	Gás de Síntese
<b>Capacidade</b> <i>Refrigeração</i>	200 TR	336 TR	238 TR
$\dot{Q}_{\text{exaust, disponível}}$	542,7 kW	853,6 kW	680,1 kW
$\dot{Q}_{\text{ent, chiller, exaust}}$	506,0 kW	850,0 kW	602,0 kW
$\dot{Q}_{\text{água gelada}}$	703,0 kW	1182,2 kW	837,5 kW
$\dot{Q}_{\text{resfr}}$	1209,0 kW	2032,2 kW	1439,5 kW
<b>COP</b>	1,39	1,39	1,39
<b>Consumo Elétrico</b>	6,46 kW	7,74 kW	6,46 kW

Do calor liberado pelos gases de exaustão, existe uma parcela que é denominada como calor disponível. O valor desse calor disponível, mostrado na tabela (14), refere-se ao fluxo total da unidade, ou seja, dos dois motores. Essa energia é menor em comparação ao calor dos gases de exaustão da unidade de potência, pois a dissipação ocorre até a temperatura da saída do chiller (170 °C). A partir do valor dessa variável, utilizou-se uma função nas linhas do programa no EES para buscar o calor máximo de entrada que estivesse logo abaixo do calor

disponível. O calor de entrada do chiller de exaustão representa o chiller selecionado para a unidade de cogeração e, por meio disso, buscaram-se a capacidade de refrigeração correspondente a esse equipamento e os seus dados de operação dispostos na “*Lookup Table*” do programa.

Após calculadas as energias trocadas no processo, observou-se que os chillers de gases de exaustão possuem COP iguais e maiores do que 1. Na tabela 15, pode-se observar que, dentre as três propostas, a unidade a biogás fornece a maior capacidade de refrigeração por meio dos gases de exaustão.

Tabela 15 – Resultados da análise energética dos chillers de água quente

<b>Variáveis</b>	<b>Gás Natural</b>	<b>Biogás</b>	<b>Gás de Síntese</b>
<b><i>Capacidade</i><sub>Refrigeração</sub></b>	207 TR	207 TR	248 TR
<b><math>\dot{Q}_{ent,chiller,HT}</math></b>	937,9 kW	937,9 kW	1130,1 kW
<b><math>\dot{Q}_{\text{água gelada}}</math></b>	727,2 kW	727,2 kW	871,5 kW
<b><math>\dot{Q}_{resfr}</math></b>	1665,1 kW	1665,1 kW	2001,6 kW
<b><i>COP</i></b>	0,78	0,78	0,77
<b><i>Consumo Elétrico</i></b>	5,9 kW	5,9 kW	5,9 kW

Diferentemente do reaproveitamento de calor que foi baseado na energia dos gases de exaustão, a seleção do chiller de água quente foi baseada no fluxo de água de arrefecimento de alta temperatura (HT) de cada unidade. A partir desse procedimento, foi possível encontrar o chiller de absorção que tivesse maior valor de fluxo de água quente logo abaixo do fluxo de água da jaqueta dos dois motores.

Após calcular as trocas de calor para o chiller de água quente, obteve-se que os equipamentos simulados para cada unidade apresentam coeficiente de performance similares e menores que 1. Ou seja, o calor que é dissipado pela água da jaqueta é maior do que o calor retirado da água gelada para refrigeração. A unidade de cogeração a gás de síntese forneceu chiller de água quente de maior capacidade, o que pode ser explicado pela elevada energia de entrada na unidade e a maior dissipação de calor pelo sistema de arrefecimento dos motores.

Finalizada a análise energética, calcularam-se as taxas de exergias que entram e deixam os chiller de cada unidade. Anterior a isso, já se sabia que a

exergia produzida para a água gelada seria pequena em razão das temperaturas baixas de entrada e saída. A tabela 16 expõe a análise exérgica para os dois chillers da unidade de cogeração:

Tabela 16 – Resultados das análises exérgicas dos chillers

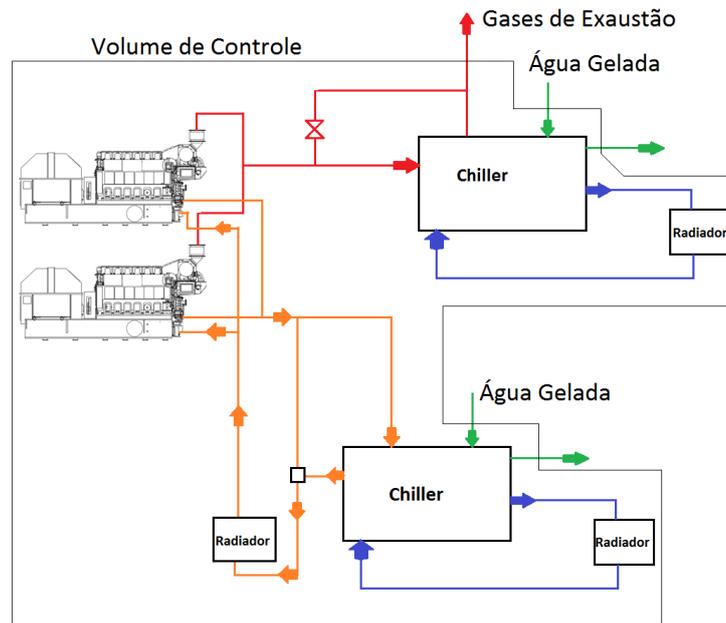
Unidades a: Chillers:	Gás de Síntese		Gás Natural		Biogás	
	Água Quente	Gases de Exaustão	Água Quente	Gases de Exaustão	Água Quente	Gases de Exaustão
$\dot{E}x_{\text{água gelada}}$	46,30 kW	43,50 kW	39,13 kW	36,86 kW	39,13 kW	61,41 kW
$\dot{E}x_{\text{entrada}}$	189,50 kW	279,10 kW	157,20 kW	239,10 kW	157,20 kW	418,90 kW
$\dot{E}x_{\text{resfr}}$	46,61 kW	28,85 kW	40,25 kW	24,01 kW	40,25 kW	40,55 kW
$\dot{W}_{\text{eletricidade}}$	5,87 kW	6,46 kW	5,87 kW	6,46 kW	5,87 kW	7,74 kW
$\varepsilon_{ex}$	23,7%	15,2%	24,0%	15,0%	24,0%	14,4%
$\dot{E}x_{\text{destruída}}$	144,59 kW	236,58 kW	119,48 kW	203,21 kW	119,48 kW	358,60 kW

Percebe-se que a eficiência exérgica de todos os chillers é muito baixa, pois a capacidade de gerar trabalho com a água gelada é realmente muito baixa. Pode-se enfatizar a menor eficiência para os chillers de gases de exaustão que possui uma taxa maior de entrada de exergia devido à temperatura mais alta da fonte quente. Como os chillers de água quente apresentam menor entrada de exergia, explicado pela operação da fonte quente entre 90 °C e 80°C, e, além disso, fluxos exérgicos de água gelada semelhante ao dos gases de exaustão, é adequado que sua eficiência exérgica seja maior e a taxa de exergia destruída seja menor.

#### 4.2.2 Análise energética e exérgica: volume de controle da unidade de cogeração

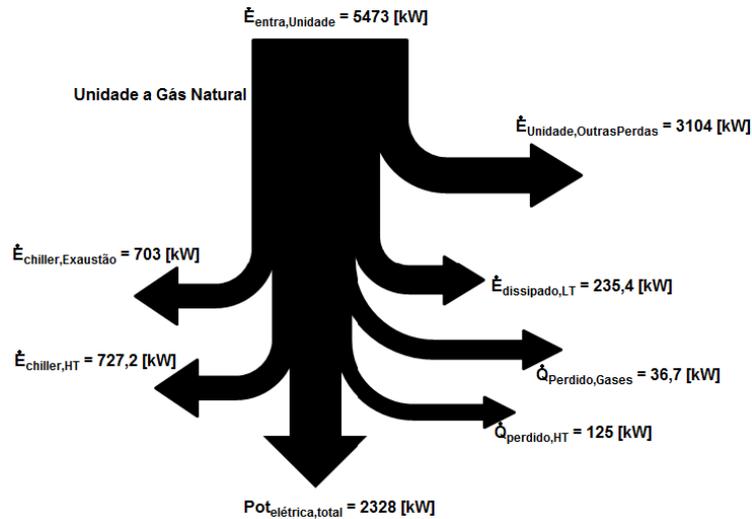
Nas análises termodinâmicas, é necessário que seja definido o volume de controle do sistema analisado e, seguindo isso, determinou-se o volume de controle conforme o exemplo da figura 16:

Figura 16 – Fluxograma e volume de controle da unidade de cogeração



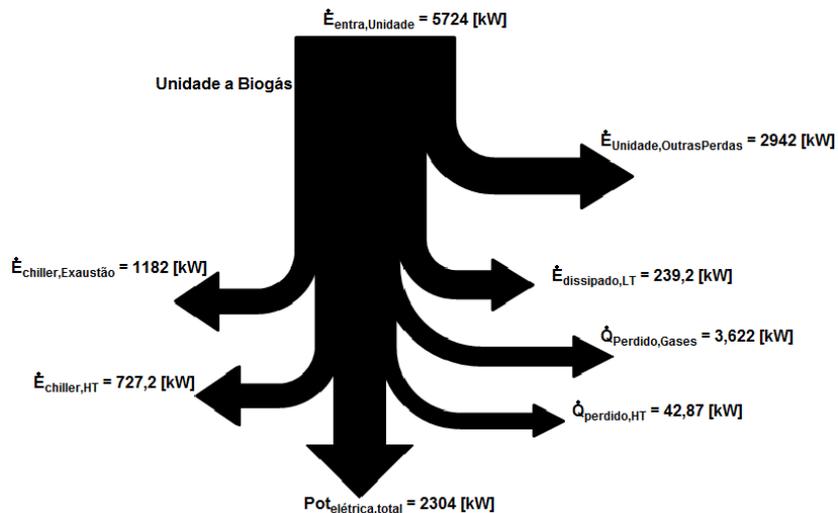
Para análises das hipóteses das unidades de cogeração, utilizou-se do diagrama de Sankey mostrado, também, por Sala et al. (2006). Nos diagramas, figuras 17, 18, 19, 20, 21 e 22, são mostradas as produções líquidas do sistema (refrigeração e eletricidade) e as perdas e destruições de exergia. Como já explicado anteriormente, existe um parcela de fluxo energético desviado da entrada dos chillers de absorção e eles são quantificados e mostrados no diagrama. Com a finalidade de segregar as dissipações de energias, os fluxos energéticos e exergéticos do sistema de arrefecimento do motor de baixa temperatura (LT) possuem sua saída individual, assim como para as outras perdas. Mantiveram-se as outras perdas somadas com as destruições de exergia a fim de mostrar o volume total da indisponibilidade de energia e a outra quantidade que seria mais dificilmente reaproveitada. Para entender o que cada unidade está fornecendo em energia líquida, foram utilizadas saídas individualizadas por cada chiller da energia líquida retirada da água gelada.

Figura 17 - Mapa energético da unidade de cogeração a gás natural



Os chillers de exaustão e de água de jaqueta selecionados na simulação da unidade de cogeração a gás natural possuem dimensões semelhantes e totalizam 407 TR. Embora o fluxo de calor da água da jaqueta não aproveitada no chiller de água quente seja maior que o dos gases perdidos, observa-se que a perda não é grande suficiente para direcionar esforços para seu aproveitamento térmico.

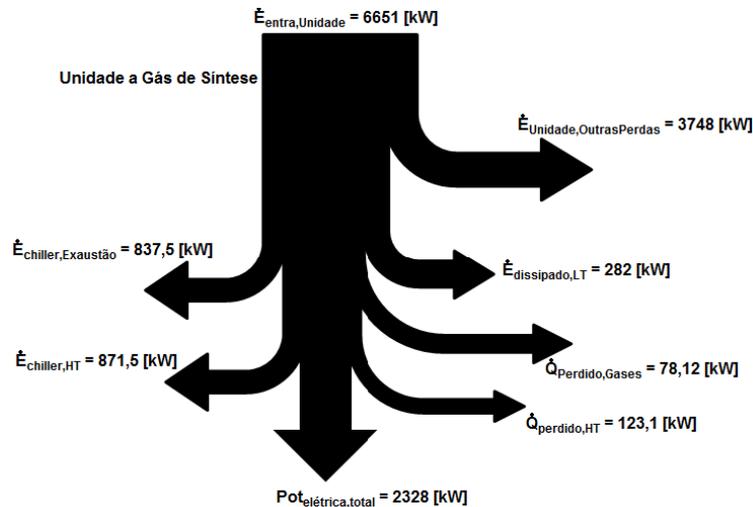
Figura 18 - Mapa energético da unidade de cogeração a biogás



Percebe-se que a unidade a biogás possui um aproveitamento relevante de energia e menores perdas dos fluxos energéticos desviados. Somado isso à elevada dissipação de calor pelos gases de exaustão dos motores a biogás, essa unidade

apresenta o chiller com a maior capacidade de refrigeração. Adotando um sistema de cogeração para a unidade a biogás, foi possível obter 543 TR para refrigeração.

Figura 19 - Mapa energético da unidade de cogeração a gás de síntese



Pelo aproveitamento do calor dissipado dos gases de exaustão e da água da jaqueta da unidade a gás de síntese, foi possível obter um total de 486 TR para refrigeração. Percebe-se que os chillers de absorção selecionados nessa simulação possuem capacidades de refrigeração relativamente próximas e que o calor perdido pelo desvio dos gases de exaustão foi maior para a unidade a gás de síntese.

Em uma análise de primeira lei da termodinâmica das unidades de cogeração, foi possível obter a eficiência para cada hipótese levando em consideração as produções líquidas de energia. A tabela 17 resume as eficiências do sistema analisados:

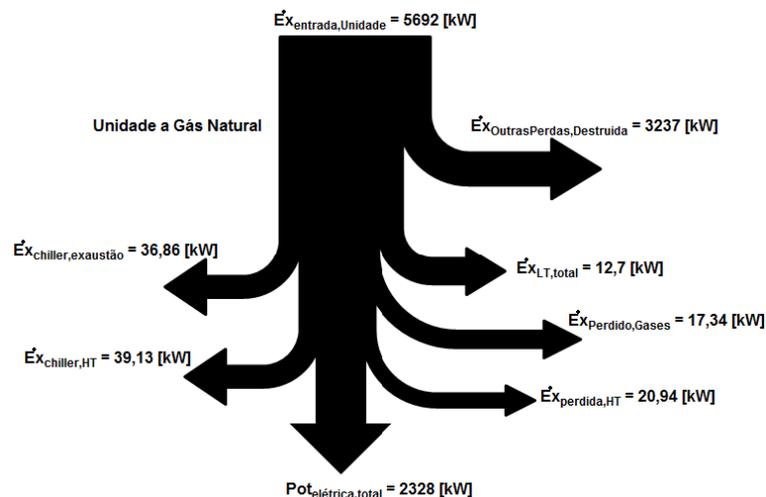
Tabela 17 - Eficiências de primeira lei das unidades hipotéticas

Variáveis	Unidades		
	Gás Natural	Biogás	Gás de Síntese
$\dot{E}_{entrada,Unidade}$	5473 kW	5724 kW	6651 kW
$Pot_{elétrica}$	2328 kW	2304 kW	2328 kW
$\dot{E}_{refrigeração}$	1430 kW	1909 kW	1709 kW
$\eta_{elétrica}$	43%	40%	35%
$\eta_{cogeração}$	69%	74%	61%

Com a cogeração para produzir água gelada, tem-se o acréscimo da energia de retirada desse fluxo como produção energética líquida do sistema. Percebe-se que houve uma melhora na eficiência de todas unidades e com destaque para a unidade a biogás beneficiada pela maior capacidade de refrigeração do chiller de gases de exaustão. Mesmo com a baixa eficiência elétrica da unidade a gás de síntese, foi possível observar um acréscimo de 26% na eficiência ao considerar a cogeração de energia, praticamente o mesmo valor adicional obtido na unidade a gás natural.

Na análise de segunda lei, foram consideradas a presença de irreversibilidades e a disponibilidade de energia para gerar trabalho líquido (exergia), o que remete a ideia de que as saídas líquidas dos sistemas irão diminuir. Ou seja, é esperado um volume maior de perdas e destruição de exergia. Considerando ainda os fluxos de água gelada produzidos pelos chillers e a potência líquida como produção das unidades de cogeração, fizeram-se os diagramas de Sankey mostrados nas figuras 20, 21 e 22, expressando os fluxos das exergias para cada hipótese:

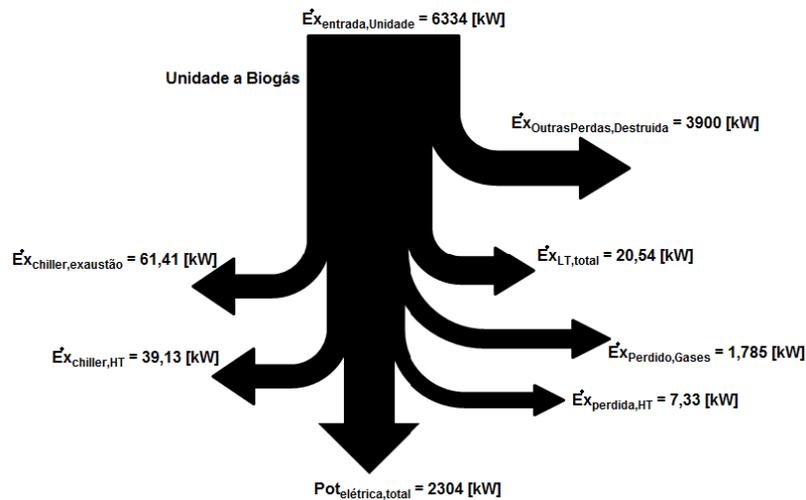
Figura 20 - Mapa exergético da unidade de cogeração a gás natural



É facilmente observado que houve reduções significativas em alguns fluxos exergéticos comparados aos fluxos energéticos das mesmas unidades. Isso se deve ao fato dessas exergias serem provenientes do calor e possuírem menor a disponibilidade de energia em função da diferença de temperatura com o estado morto. As exergias da água gelada produzida são reduzidas, significativamente, para

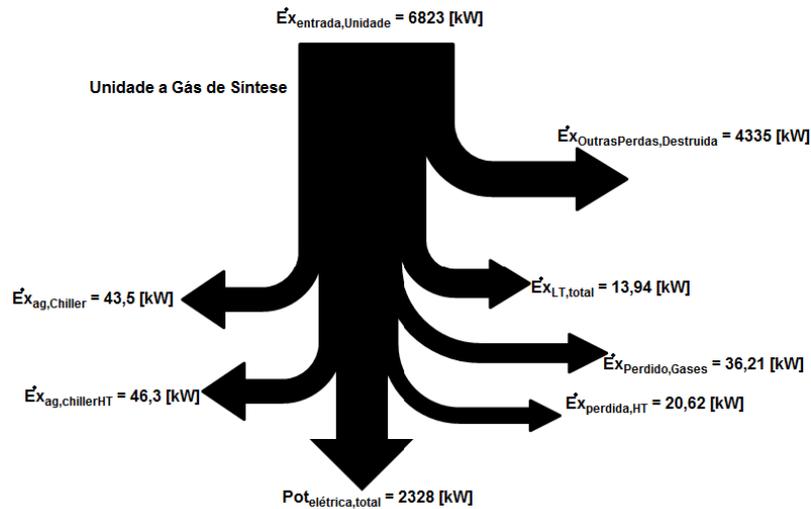
todas as unidades visto que é representada por uma pequena diferença de temperatura com o estado morto. Vale ressaltar que foi considerado o valor absoluto do fluxo de exergia da água gelada, pois como a temperatura é abaixo da temperatura de estado morto o seu valor real é negativo.

Figura 21 – Mapa exergético da unidade de cogeração a biogás



Em todas as unidades, a quantidade de perdas e destruição de exergia equivale a mais da metade da exergia de entrada. Como consequência, a unidade terá uma redução de eficiência significativa em comparação à primeira lei. As exergias perdidas pelo desvio dos fluxos podem ser consideradas insignificantes para a unidade de cogeração a biogás. Para as outras unidades, essas exergias assumem, também, valores pequenos, mas que podem ser comparados às taxas de exergia liberada pelo sistema de arrefecimento de baixa temperatura(LT).

Figura 22 – Mapa exergetico da unidade de cogeraçao a gás de síntese



Como todos os equipamentos da unidade fazem parte do volume de controle do sistema analisado nessas situaçoes, o calor aproveitado nos chillers (gases de exaustão e da água da jaqueta) não simboliza uma produçao do sistema. O restante da energia, liberada pelos gases de exaustão ao sair pela chaminé, está contida no valor das outras perdas e destruiçao de exergia.

Para resumir o valor das eficiências de segunda lei desse volume de controle das unidades hipotéticas, tem-se a tabela 18, que é o mesmo comparativo realizado na análise energética.

Tabela 18 - Eficiências de segunda lei das unidades hipotéticas

Variáveis	Unidades		
	Gás Natural	Biogás	Gás de Síntese
$\dot{E}x_{entrada,Unidade}$	5692 kW	6334 kW	6823 kW
$Pot_{elétrica}$	2328 kW	2304 kW	2328 kW
$\dot{E}x_{refrigeração}$	76 kW	101 kW	90 kW
$\epsilon_{elétrica}$	41%	36%	34%
$\epsilon_{cogeração}$	42%	38%	35%

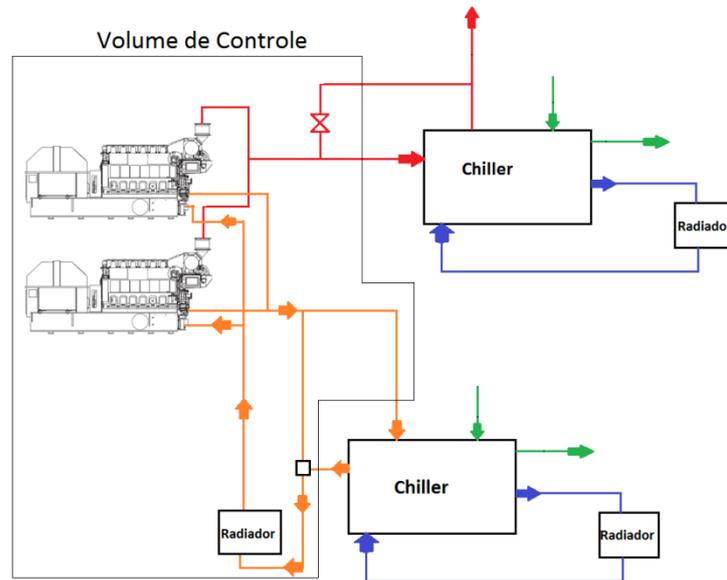
Como a produção de água gelada pela unidade a biogás é maior, o sistema apresentou um melhor ganho de eficiência exergética à proposta. Embora o sistema de refrigeração da unidade a gás de síntese possua maior capacidade, a entrada de exergia, também, é maior e isso faz com que as suas eficiências de segunda lei sejam praticamente iguais.

Observa-se que as unidades de cogeração apresentam um pequeno ganho de eficiência exergética, mas que não necessariamente representaria um ganho econômico ao investimento. Para esse caso, potência de refrigeração obtida na simulação é bastante importante para uma análise macro do sistema, mas é válido entender que a água gelada, produzida pela unidade, fornece um baixo potencial de realização trabalho líquido.

#### *4.2.3 Análise energética e exergética: volume de controle da unidade de potência*

A mudança do volume de controle da unidade altera os valores das perdas e das energias de saída do sistema, já que a operação do chiller está fora da região analisada. Ao invés do calor retirado da água gelada, o calor que é transmitido pela fonte quente passa ser uma saída de energia. Essa modificação pode ser observada na figura 23.

Figura 23 – Fluxograma e volume de controle na unidade de potência com reaproveitamento da energia



Ao adotar a unidade de potência como volume de controle para análise termodinâmica, o calor liberado pelos gases quentes e pela água de jaqueta ao chiller passa a ser contabilizado como produção do sistema no lugar do taxa de energia retirada da água gelada. Dessa forma, os valores das eficiências de primeira e segunda lei dos sistemas analisados podem mudar em função do desempenho dos chillers e das condições de temperatura e pressão do fluxo energético de saída.

Tabela 19 - Resultados da análise energética e exergética das unidades de geração de potência com reaproveitamento do calor

Variáveis	Unidades		
	Gás Natural	Biogás	Gás de Síntese
$\dot{E}_{entrada, Unidade}$	5473 kW	5724 kW	6651 kW
$Pot_{elétrica}$	2328 kW	2304 kW	2328 kW
$\dot{E}x_{entrada, Unidade}$	5692 kW	6334 kW	6823 kW
$\dot{Q}_{chiller\ gases}$	506 kW	850 kW	602 kW
$\dot{Q}_{chiller\ agua\ quente}$	938 kW	938 kW	1130 kW
$\dot{E}x_{chiller\ gases}$	279 kW	419 kW	279 kW
$\dot{E}x_{chiller\ agua\ quente}$	157 kW	157 kW	190 kW
$\eta_{elétrica}$	43%	40%	35%
$\eta_{cogeração}$	69%	71%	61%
$\varepsilon_{cogeração}$	49%	45%	41%

No intuito de verificar as diferenças básicas entre as análises em cada volume de controle, podem-se comparar os resultados da análise energética das unidades de potência (considerando reaproveitamento do calor) com as unidades de cogeração. Pelas tabelas 17, 18 e 19, percebe-se que as eficiências de primeira lei para as unidades a gás natural e a gás de síntese se mantiveram. Isso porque a capacidade de refrigeração da unidade de cogeração é praticamente igual ao valor da taxa do calor liberado aos chillers pela unidade de potência. Houve uma redução da eficiência de primeira lei para a unidade a biogás, a qual é explicada pelo coeficiente de performance do chiller dos gases de exaustão dessa unidade. Como o COP desse chiller é maior que um, o calor retirado da água gelada é maior que o calor absorvido pelos gases quentes.

Quanto às eficiências exergéticas, percebe-se que houve um aumento ao considerar calor liberado pelos gases quentes e pela água da jaqueta como saídas do sistema. Isso se deve as maiores temperaturas dos fluxos exergéticos de saída, as quais, para o fluxo de água gelada, são em torno de 7 a 12 °C, enquanto que para os gases exaustão e para a água quente variam, respectivamente, de 395 a 459 °C e de 90 a 93 °C.

### **4.3 Análises termoeconômicas das unidades de cogeração**

#### *4.3.1 Comparativo dos custos exergéticos específico*

Através dos custos exergéticos específicos é obtido o valor que expressa as despesas por cada watt de exergia produzido pela unidade. Para chegar a esse resultado, calcularam-se as variáveis que representam esse parâmetro. Entre elas estão o investimento, os gastos de manutenção, operação e de combustível e a exergia produzida no primeiro ano. Em cada unidade, são calculados os custos exergéticos específicos do trabalho (eletricidade), do calor (produção de água gelada) e da produção total unidade de cogeração (exergias do trabalho e do calor). Os principais custos envolvidos em cada unidade foram listados na tabela 20:

Tabela 20 – Resultados das despesas e dos custos exergeticos específicos de cada unidade de cogeração de energia

<b>Variáveis</b>	<b>Gás de Síntese</b>	<b>Biogás</b>	<b>Gás Natural</b>
$C_{invest\_chillerEx}$	\$ 154.497,00	\$ 185.722,00	\$ 140.797,00
$C_{invest\_chillerHT}$	\$ 157.929,00	\$ 143.407,00	\$ 143.407,00
$C_{invest\_chillerTotal}$	R\$ 990.392,00	R\$ 1.043.000,00	R\$ 900.926,00
$C_{invest\_motor}$	R\$ 11.420.000,00	R\$ 10.720.000,00	R\$ 10.210.000,00
$C_{invest\_total}$	R\$ 12.410.000,00	R\$ 11.760.000,00	R\$ 11.110.000,00
$C_{O\&M\_chillerEx}$	\$ 1.545,00	\$ 1.857,00	\$ 1.408,00
$C_{O\&M\_chillerHT}$	\$ 1.579,00	\$ 1.434,00	\$ 1.434,00
$C_{O\&M\_chillerTotal}$	R\$ 9.904,00	R\$ 10.433,00	R\$ 9.009,00
$C_{O\&M\_fixo}$	R\$ 16.063,00	R\$ 15.898,00	R\$ 16.063,00
$C_{O\&M\_Variável}$	R\$ 689.429,00	R\$ 386.403,00	R\$ 241.863,00
$C_{O\&M\_Total}$	R\$ 705.492,00	R\$ 402.301,00	R\$ 257.926,00
$C_{comb}$	R\$ 7.555.960,00	R\$ 4.673.625,00	R\$ 3.726.269,00
$C_{EspecíficoEx chillers}$	7,407 R\$/W	6,984 R\$/W	8,051 R\$/W
$C_{EspecíficoEx Cogeração}$	5,924 R\$/W	4,851 R\$/W	4,353 R\$/W
$C_{EspecíficoEx Motor}$	5,864 R\$/W	4,754 R\$/W	4,228 R\$/W

Como se pode observar o custo de investimento dos chillers de absorção foi maior para a unidade a biogás e menor para a unidade a gás natural. Isso é explicado pela equação que estima o preço do equipamento conforme a sua capacidade de refrigeração. Ou seja, como a unidade de cogeração a biogás forneceu maior capacidade total de refrigeração, o seu investimento necessariamente deve ser maior. Os custos de operação e manutenção dos chillers foram determinados por uma porcentagem do investimento e, desse modo, eles seguem a variação do preço do equipamento.

Observa-se que o custo de investimento com a unidade de potência a gás natural é o menor, enquanto que o maior custo é da unidade de potência a gás de síntese. A diferença para esses custos é explicada pela maturidade das tecnologias voltada ao gás natural e pelas modificações necessárias nos equipamentos para se utilizar o biogás ou o gás de síntese. Como já explicado, a utilização do gás de síntese nos motores de combustão interna traz alguns inconvenientes para operação e manutenção, o que causa um aumento dos custos variáveis de manutenção dos

equipamentos. Dessa maneira, o maior custo variável de manutenção e operação com a unidade de potência a gás de síntese é justificada. Ao comparar os custos de O&M com os gastos de combustíveis, percebe-se que a maior despesa das propostas de cogeração está voltada ao consumo e ao preço do combustível. Durante um ano de operação das unidades de cogeração, os gastos com combustíveis da unidade a gás de síntese se aproximam do custo de investimento total. Isso mostra que uma menor eficiência de produção de energia para os motores, poderá tornar um investimento menos atrativo. Vale ressaltar que as despesas com combustíveis para a unidade de cogeração a gás natural é praticamente a metade em relação à unidade a gás de síntese.

Os resultados dos custos exergéticos são divididos em três partes: chillers (produção de água gelada), motor e unidade de cogeração. Esses custos levam em conta apenas as despesas relacionadas à sua produção exergia, ou seja, no caso da refrigeração são considerados o volume exergético de água gelada e os gastos com os chillers. Ao comparar os resultados das três partes, percebe-se que os custos exergéticos específicos são maiores para os chillers em razão da sua menor produção exergética. Em função do maior fluxo exergético de água gelada e do preço dos chillers, a unidade a biogás forneceu menor custo exergético específico para o sistema de refrigeração. Em contrapartida, a menor produção de água gelada e o preço dos chillers de absorção fizeram com que a unidade a gás natural apresentasse maior custo exergético específico para refrigeração. Quando se tratam dos custos com eletricidade fornecidos pelos motores, a unidade a gás natural se destaca como menor custo exergético específico de potência elétrica. O que é explicado pelos menores custos com investimentos, operação, manutenção e combustível e pela maior eficiência elétrica entre as propostas. Como a unidade a biogás possui despesas pouco maiores que das unidades a gás natural e sua eficiência elétrica é razoável, o seu custo exergético específico de produção de eletricidade é relativamente próximo da unidade a gás natural.

Ao tratar das unidades de cogeração, os custos exergéticos específicos entre as unidades a gás natural e a biogás se aproximam, mas ainda com menor valor para a produção utilizando o gás natural. Percebe-se que todos os custos exergéticos específicos das unidades de cogeração são, levemente, superiores em relação aos custos fornecidos pelas unidades de geração de potência. Ao se

calcular os custos para unidade de cogeração, são adicionados os custos com o sistema de refrigeração e os seus fluxos exergéticos de produção de água gelada. Devido ao aumento das despesas e a baixa exergia da água gelada, o custo exergético específico da unidade de cogeração se eleva em relação à produção de eletricidade.

#### 4.3.2 Comparativo dos custos nivelados de geração de energia

Como se sabe, a comparação feita anteriormente não revela o custo de produção da energia. E para isso, utilizam-se os custos nivelados de energia calculados por meio da eletricidade gerada e da eletricidade economizada com a cogeração. Para esses cálculos, foram adotados 15 anos como o tempo de vida para a unidade e 9% ao ano como taxa de juros aproximada. Nessa etapa, precisou-se definir que a produção líquida do sistema e os custos seriam anuais com a eletricidade acumulada expressa em kWh.

Como já explicado na metodologia, os custos nivelados da eletricidade são compostos pela energia líquida gerada pelos motores e pelas despesas atreladas aos custos das unidades de potência. Enquanto que os custos de nivelados para as unidades de cogeração são compostos pelos custos totais da unidade (unidade de potência e chillers) e pela eletricidade gerada e economizada devido ao reaproveitamento do calor para refrigeração. A tabela 21 resume os custos nivelados de eletricidade de cada unidade.

Tabela 21 – Custos nivelados de eletricidade das unidades de potências

	<b>Gás Natural</b>	<b>Biogás</b>	<b>Gás de Síntese</b>
<b><i>Eletricidade</i><sub>ano</sub></b>	12,07.10 <sup>6</sup> kWh	11,94.10 <sup>6</sup> kWh	12,07.10 <sup>6</sup> kWh
<b><i>C</i><sub>eletricidade</sub></b>	0,4335 R\$/kWh	0,5345 R\$/kWh	0,8002 R\$/kWh

A eletricidade produzida em cada ano é igual devido à consideração do regime de operação e os valores para cada unidade que são relativamente próximos

pelo fato das potências elétricas líquidas serem semelhantes. Ao observar os resultados, percebe-se que o custo de eletricidade fornecido pela unidade a gás natural é o mais vantajoso, seguido pela unidade a biogás que apresentou um custo de eletricidade consideravelmente menor que a proposta a gás de síntese.

Tabela 22 – Custos nivelados de cogeração de energia considerando a eletricidade economizada como saída

	<b>Gás Natural</b>	<b>Biogás</b>	<b>Gás de Síntese</b>
<b><i>Eletricidade</i></b> <sub>ano</sub>	12,07.10 <sup>6</sup> kWh	11,94.10 <sup>6</sup> kWh	12,07.10 <sup>6</sup> kWh
<b><i>Elet</i></b> <sub>economizada</sub>	3,118.10 <sup>6</sup> kWh	4,160.10 <sup>6</sup> kWh	3,722.10 <sup>6</sup> kWh
<b><i>C</i></b> <sub>elet_cogeração</sub>	0,3525 R\$/kWh	0,4051 R\$/kWh	0,6199 R\$/kWh

A tabela 22 compara os custos nivelados de eletricidade das três propostas de unidades de cogeração no tempo total de operação, considerando a economia propiciada pelos chillers de absorção. No cálculo dos custos nivelados de eletricidade das unidades de cogeração, a eletricidade total é a soma da geração com o volume economizado durante o ano. A eletricidade economizada foi baseada no coeficiente de performance dos chillers de compressão, atualmente, instalados no centro de pesquisa. Como a despesa total com os chillers de absorção é pequena em comparação ao volume de energia elétrica economizada, os custos nivelados da unidade de cogeração são menores em relação aos custos da unidade de potência. É notável que os custos de cogeração das unidades a biogás e a gás de síntese se tornaram menores em razão da maior potência de refrigeração fornecida por essas hipóteses durante simulação. Mesmo com a redução considerável dos custos para essas duas unidades, a proposta a gás natural é mais atrativa financeiramente tanto para cogeração quanto para simples geração de potência elétrica.

Tabela 23 – Custos nivelados de cogeração de energia considerando a refrigeração como produção das unidades

	<b>Gás Natural</b>	<b>Biogás</b>	<b>Gás de Síntese</b>
$\dot{Q}_{ag\_acumulada}$	7.415.553,30 kWh	9.899.916,90 kWh	8.861.282,60 kWh
$C_{ag\_chillers}$	0,01629 R\$/kWh	0,01413 R\$/kWh	0,01498 R\$/kWh
$C_{energiaCogeração}$	0,2747 R\$/kWh	0,2987 R\$/kWh	0,4678 R\$/kWh

A tabela 23 mostra os resultados dos custos nivelados obtidos para a energia retirada da água gelada e para a energia produzida e reaproveitada na unidade de cogeração. Os valores do calor retirado da água gelada pelos chillers de absorção são obtidos em kWh/ano e variam de acordo com a capacidade dos chillers obtida em cada simulação. Como a unidade a biogás possui maior capacidade de refrigeração, o calor retirado pelo sistema de absorção é o maior e possui menor custo de operação. Enquanto que na unidade a gás natural, possui menor capacidade e maior custo de operação devido à relação de menor calor retirado da água gelada com as despesas dos equipamentos de refrigeração. É possível observar a diferença entre o custo da energia na cogeração e o custo nivelado de eletricidade e de cogeração mostrados anteriormente. Como existe um acréscimo da energia retirada da água gelada e o custo dessa troca de calor é baixo, o gasto com a energia produzida na cogeração (potência elétrica + calor) é menor em comparação ao custo de produzir apenas eletricidade. Pode-se ressaltar, também, que a energia retirada da água gelada é maior que a energia elétrica que seria gasta para refrigeração por um sistema por compressão, o que acarreta em menor custo nivelado de produção energia de cogeração.

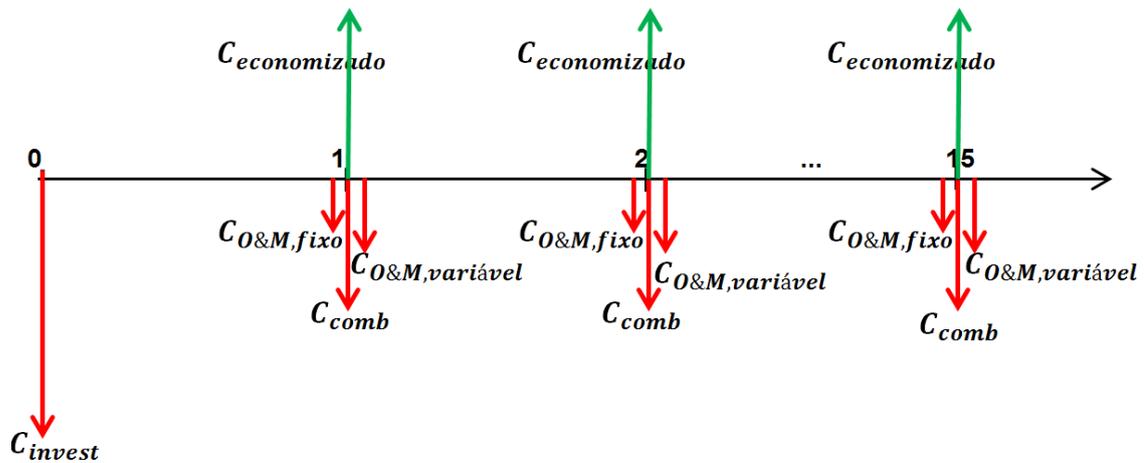
#### 4.3.3 Avaliação econômica das unidades

Após a obtenção dos custos de produção de energia considerando os resultados termodinâmicos de cada unidade, fez-se a avaliação econômica das propostas no intuito de se quantificar o potencial dos investimentos. O retorno de

capital que a implantação da unidade pode fornecer ao centro de pesquisa é a economia nas faturas de energia elétrica. Sendo assim, o lucro bruto específico de cada proposta é calculado pela subtração do preço da energia vendida pela distribuidora com o custo nivelado da unidade de cogeração. Como a tarifa cobrada na fatura de energia elétrica é variável, dividiu-se o período de cálculo do lucro bruto e dos custos em função da geração no horário de ponta e fora de ponta.

Conforme já discutido, os custos variáveis de O&M dos motogeradores, R\$/MW, dependem da quantidade da energia gerada, ou seja, foi necessário separá-los para os períodos de ponta e fora de ponta de acordo com geração. Considerou-se que a unidade de cogeração operasse de acordo com o horário de funcionamento do centro de pesquisa. De segunda a sexta-feira, a unidade de cogeração hipotética operaria das 7h às 22:30h e, no sábado, das 7h às 18h, enquanto que no domingo ficaria desligada. Desconsideraram-se a possível termoacumulação e demanda necessária para refrigeração de máquinas fora do horário de funcionamento. O sistema de ar condicionado destinado a máquinas e equipamento seria suprido por chillers de compressão, que não são levados em conta nesse estudo. O tempo de horário de ponta corresponde a três horas de cada dia útil (segunda a sexta-feira), enquanto que o horário fora de ponta é composto pelas horas restantes do horário de funcionamento. Para contabilização do tempo de operação por ano em horário de ponta e fora de ponta, estimou-se que o ano é composto por 260 dias úteis e por 105 dias de feriados e finais de semana. Após essas considerações, obtiveram-se os intervalos de operação (fora e hora de ponta) por ano, em segundos, que seria utilizado para calcular a energia elétrica acumulada durante o ano. Para cada período, foram calculados os custos e o valor economizado com base nas tarifas da distribuidora e no valor de energia gerada. Como mostrado na figura 24, os fluxos de capital, entrada e saída para cada proposta e período, são iguais desde o primeiro até décimo quinto ano visto que foram admitidos regimes de operação com preços não ajustáveis ao longo dos quinze anos.

Figura 24 – Exemplo de fluxo de caixa simples para as unidades de cogeração de energia



Seguindo essa metodologia, obtiveram-se os resultados econômicos através da simulação no *EES* das unidades de cogeração, em horário de ponta e fora de ponta. Com isso, seria calculado o tempo de retorno do investimento (*payback*), caso a proposta fosse lucrativa. A tabela 24 mostra os resultados para operação no período fora de ponta.

Tabela 24 – Resultado das análises econômicas das unidades de cogeração no período fora de ponta

Período Fora de Ponta			
Variáveis	Gás Natural	Biogás	Gás de Síntese
$C_{comb}$	R\$ 3,166. 10 <sup>6</sup>	R\$ 3,971. 10 <sup>6</sup>	R\$ 6,419. 10 <sup>6</sup>
$C_{O\&M\_variavel}$	R\$ 199.180,00	R\$ 320.980,00	R\$ 578.791,00
$\dot{E}_{ChillerComp}$	2,649.10 <sup>6</sup> kW	3,534.10 <sup>6</sup> kW	3,163.10 <sup>6</sup> kW
$\dot{E}_{eletrAcumulada}$	12,74.10 <sup>6</sup> kW	13,33.10 <sup>6</sup> kW	13,12.10 <sup>6</sup> kW
$\dot{E}_{Acum\&Economizada}$	12,90.10 <sup>6</sup> kW	13,68.10 <sup>6</sup> kW	13,41.10 <sup>6</sup> kW
$C_{economizado}$	-0,0007 R\$/kWh	-0,053 R\$/kWh	-0,268 R\$/kWh
$L_{cogeração}$	-	-	-
$Payback_{cogeração}$	-	-	-

A tarifa de energia no horário fora de ponta é baixa e menor do que os custos de cogeração de todas as unidades. Assim, não faz sentido analisar,

economicamente, a operação desses equipamentos no horário fora de ponta, visto que se tem prejuízo econômico durante a simulação. Embora, a unidade a gás natural tenha fornecido menor custo de cogeração (R\$/kWh), seu valor é levemente superior ao preço praticado pela distribuidora nesse período. Após obtido que nenhuma das propostas oferece um valor economizado (R\$/kWh), não cabe calcular o lucro anual e o *payback*. Ao multiplicar o custo economizado, em R\$/kWh, pela energia elétrica produzida em um ano, kWh, e somar com as despesas (combustíveis, O&M fixo e variável total), o resultado foi um valor negativo de entrada de capital, ou seja, prejuízo econômico.

Mesmo que as propostas não tenham apresentado entrada de capital positiva no horário fora de ponta, é importante ressaltar que se pode ter *payback* para um ciclo de operação contínuo nos dois períodos (hora e fora da ponta). O lucro obtido na hora de ponta compensaria o prejuízo causado no período fora de ponta. Por isso, estendeu-se a análise para tempo total de operação (hora e fora da ponta). A tabela 25 mostra o resultado das análises para o período completo de operação, considerando o horário de funcionamento pré-estabelecido. Por meio desses resultados, foi concluído que lucro obtido na hora de ponta não superaria o prejuízo durante a geração de potência no período fora de ponta. Sendo assim, nenhuma das propostas é viável para uma operação contínua.

Tabela 25 - Resultado das análises econômicas das unidades de cogeração no período total de operação (fora e na hora de ponta)

<b>Variáveis</b>	<b>Gás Natural</b>	<b>Biogás</b>	<b>Gás de Síntese</b>
<i>C<sub>comb</sub></i>	R\$ 3.726.269,00	R\$ 4.673.625,00	R\$ 7.555.960,00
<i>C<sub>O&amp;M_variavel</sub></i>	R\$ 241.863,00	R\$ 386.403,00	R\$ 689.429,00
<i>L<sub>anual,ForaPonta</sub></i>	-R\$ 3.390.824,00	-R\$ 5.038.244,00	-R\$ 10.613.152,00
<i>L<sub>anual,HoraPonta</sub></i>	R\$ 2.299.499,00	R\$ 2.185.325,00	R\$ 1.046.091,00
<i>L<sub>anual,total</sub></i>	-R\$ 1,091. 10 <sup>6</sup>	-R\$ 2,853. 10 <sup>6</sup>	-R\$ 9,567. 10 <sup>6</sup>
<i>Payback</i>	-	-	-

Como nenhuma das alternativas anteriores de operação apresentou resultados positivos, foi necessário recalcular os custos nivelados da cogeração de energia para cada proposta, restringindo a cogeração apenas para o horário de ponta. A partir disso, segue o procedimento de reavaliação da viabilidade econômica do investimento, exclusivamente, para o período de hora ponta. Os custos foram

distribuídos para a produção de eletricidade do período de ponta, assim como a energia elétrica acumulada, que foi reduzida em função do tempo de operação de 3 horas por dia útil. Ou seja, os investimentos foram concentrados nesse intervalo de operação elevando, assim, o custo nivelado de eletricidade. A tabela 26 compara os resultados econômicos para operação no período de ponta.

Tabela 26 – Resultado das análises econômicas das unidades de cogeração no período de ponta

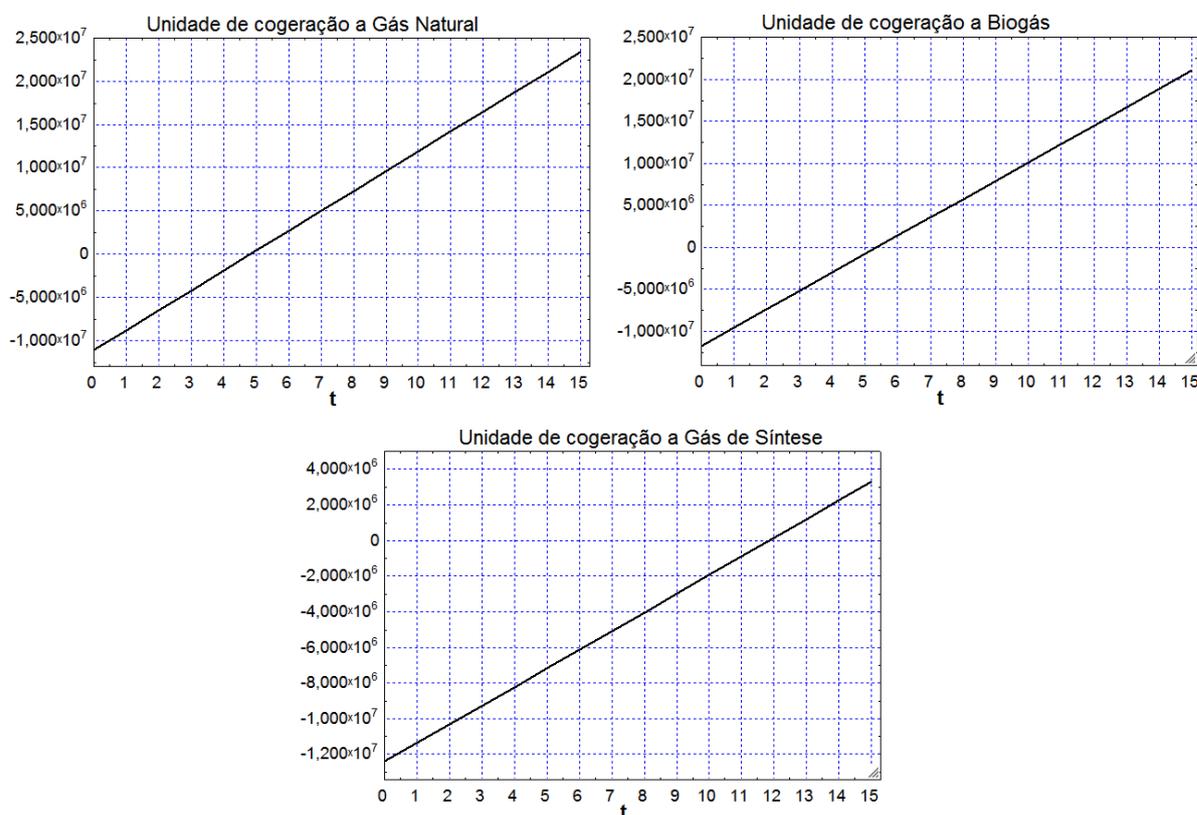
Período Hora de Ponta			
Variáveis	Gás Natural	Biogás	Gás de Síntese
$C_{comb}$	R\$ 560.557,00	R\$ 703.072,00	R\$ 1.137.000,00
$C_{O\&M\_variavel}$	R\$ 42.683,00	R\$ 65.422,00	R\$ 110.638,00
$\dot{E}_{ChillerComp}$	469101,00 kW	625852,00 kW	560155,00 kW
$\dot{E}_{eletrAcumulada}$	1,816 .10 <sup>6</sup> kW	1,797 .10 <sup>6</sup> kW	1,816 .10 <sup>6</sup> kW
$\dot{E}_{Acum\&Economizada}$	2,285 .10 <sup>6</sup> kW	2,423 .10 <sup>6</sup> kW	2,376 .10 <sup>6</sup> kW
$C_{elet\_cogeração}$	0,8743 R\$/kWh	0,926 R\$/kWh	1,1797 R\$/kWh
$C_{economizado}$	1,2774 R\$/kWh	1,2257 R\$/kWh	0,9720 R\$/kWh
$Payback_{cogeração}$	4,832 anos	5,383 anos	11,86 anos

Na simulação para o horário de ponta, a economia específica com a cogeração,  $C_{economizado}$ , é considerável visto que a tarifa cobrada pela distribuidora é bastante elevada para esse período. Embora os custos nivelados tenham sido alterados, a sequência continuou a mesma com a unidade a gás natural e a biogás como as propostas com menor custo de eletricidade. Entre os resultados do *payback*, a unidade a gás natural tem menor tempo de retorno seguida da unidade a biogás. Em ambas as propostas, o investimento é pago entre 4,5 a 5,5 anos sem considerar influência de taxa de juros. Como o custo de cogeração pela unidade a gás de síntese é maior em comparação as outras unidades, a economia específica e a entrada de capital são menores e, conseqüentemente, o tempo de *payback* é maior.

Os gráficos dos fluxos de caixa acumulados das três unidades simuladas são mostrados na figura 25 para a condição de operação apenas em horário de ponta. É possível visualizar os pontos do retorno do investimento e constatar que existe uma proximidade entre os valores dos fluxos de caixa das unidades a gás natural e a biogás. Percebe-se que na simulação da unidade a gás de síntese, o

investimento é pago em um pouco mais de cinco anos e com o valor final do fluxo de caixa inferior às outras duas unidades.

Figura 25 – Fluxo de caixa acumulado das unidades de cogeração simuladas no EES



Constatado que o investimento pode ser vantajoso, calcularam-se o valor presente líquido e o retorno sobre o investimento baseado no tempo de vida de 15 anos para a operação em hora de ponta. A tabela 27 mostra o comparativo dos resultados do VPL e ROI para as três unidades hipotéticas.

Tabela 27 – Valor presente líquido e retorno do investimento de cada proposta de cogeração de energia

Variáveis	Gás Natural	Biogás	Gás de Síntese
VPL	R\$ 7.424.682,96	R\$ 5.851.450,36	R\$ - 3.977.944,20
ROI	66,82%	49,74%	-

O valor presente líquido para a unidade a gás de síntese é negativo, indicando que o investimento nesse projeto não seria economicamente vantajoso.

No entanto, o potencial energético brasileiro através da biomassa é grande e a tecnologia de produção e de utilização do gás de síntese precisa ser aprimorada para que se tenham melhores desempenhos técnicos e econômicos. As unidades a biogás e a gás natural forneceram resultados econômicos otimistas, com VPL e ROI atrativos e condizentes com o *payback* do projeto. Assim como nas análises técnicas, as propostas a gás natural e a biogás são competitivas nos resultados econômicos. Essas tecnologias estão mais maduras e já estão concretizadas no cenário energético brasileiro. A unidade a gás natural fornece parâmetros econômicos superiores ao da unidade a biogás. Mas isso não afasta a proposta a biogás do destaque visto que ela é uma fonte renovável e contribui em amenizar os problemas com o lixo urbano e o despejo de metano na atmosfera.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Como já explicado, as unidades para geração de potência requerem elevado investimento e precisam ser previamente analisadas técnica economicamente. Foi possível observar que as três propostas de cogeração de energia possuíam custos de investimento elevados, variando de onze a doze milhões para fornecer dois megawatts de energia. Os custos de manutenção e, principalmente, as despesas com combustíveis podem tornar um projeto economicamente desvantajoso, exemplo da unidade a gás de síntese. Em razão dessas particularidades, a primeira e a segunda lei foram essenciais para analisar, tecnicamente, as propostas e fornecer os resultados de desempenho. Além disso, a aplicação da termodinâmica contribuiu para a formulação dos custos e cálculo das perdas em cada sistema.

Os custos exergéticos foram utilizados na simulação como o indicativo econômico em função do potencial de trabalho disponível em cada unidade. Como as três propostas possuíam produções totais semelhantes, os custos exergéticos sofreram maiores influências dos custos e das despesas envolvidos nos processos. A principal avaliação econômica da unidade foi baseada nos custos nivelados de eletricidade, os quais proveram os preços de eletricidade produzida e economizada de cada instalação. Isso permitiu se calcular o tempo de retorno dos investimentos, o valor presente líquido e o retorno sobre o investimento.

### 5.1 Conclusões da análise termoeconômica das propostas

As análises termodinâmicas das três propostas mostraram que a cogeração acarreta em ganhos de eficiência ao sistema, exemplo da melhoria no fator de utilização de energia. A mesma energia de entrada passa a produzir potência elétrica e água gelada para o sistema de refrigeração do Centro de Pesquisa. Como mostradas, através das análises energéticas e exergéticas, as energias dissipadas pelo sistema de arrefecimento do motor e pelos gases de exaustão não foram totalmente reaproveitadas. Isso ocorreu em função dos parâmetros de operação da fonte quente dos chillers, os quais acarretaram nos desvios de pequenas parcelas

dos fluxos fluidos, impedindo, assim, o reaproveitamento energético total. Dentre as propostas de cogeração, a unidade a biogás apresentou menor percentual de perdas com os desvios de fluxo e, conseqüentemente, melhor reaproveitamento de energia tendo a maior eficiência de primeira lei. Já para a eficiência de segunda lei, a unidade a biogás deixa a melhor posição para a unidade a gás natural, a qual é beneficiada pela melhor eficiência elétrica. A razão para isso é que a exergia da potência elétrica é mais representativa do que a exergia do calor reaproveitado nos chillers de absorção. Embora a unidade a gás de síntese tenha sido penalizada pela menor eficiência elétrica, a cogeração faz com que a unidade melhore sua eficiência energética e exergetica.

Os custos exergeticos das unidades de cogeração foram utilizados para fim de comparação das três propostas. O menor custo exergetico da unidade a gás natural pode ser explicado pela maior eficiência exergetica, pelo menor investimento e pelo custo com combustíveis e com O&M. A comparação dos custos exergeticos específicos da produção de água gelada reflete que o ganho de exergia pelo aumento da capacidade do chiller de absorção é mais representativo que o aumento dos custos de manutenção e investimento. Os maiores custos específicos dos chillers em relação à produção de potência elétrica são explicados pela baixa disponibilidade de energia da água gelada em gerar trabalho. Embora seja retirado um valor considerável de calor da água gelada, a exergia é bastante reduzida devido à baixa temperatura do fluxo.

Nos cálculos dos custos nivelados de eletricidade das unidades de cogeração, foi considerada a eletricidade que seria gasta com chiller de compressão (energia economizada) somada à potência elétrica produzida pelos motogeradores. Esse procedimento define a eletricidade economizada como uma produção de energia do sistema devido ao reaproveitamento do calor. A energia dissipada aos chillers de absorção pelos gases de exaustão e pela água da jaqueta é útil para o cálculo de eficiência, mas não para avaliar economicamente e compor o custo nivelado de eletricidade da unidade de cogeração. Ao comparar o custo nivelado obtido pela economia de eletricidade com o custo nivelado obtido pela energia aproveitada, percebe-se que existe uma diferença entre o calor aproveitado e o consumo de energia elétrica previsto para os chillers por compressão. Como o coeficiente de performance para o equipamento por compressão é,

consideravelmente, maior que os coeficientes do chiller de absorção, a energia elétrica necessária para refrigerar a água é menor que a energia do calor reaproveitado. Sendo assim, o custo nivelado obtido pela energia aproveitada não representa um valor adequado de produção da unidade de cogeração e, por isso, não foi utilizado para as demais análises econômicas do investimento. Como foi possível observar, o custo nivelado de eletricidade, apenas para potência elétrica produzida, forneceria um *payback* menor e indicaria menos atratividade ao investimento. Mas ele seria mais adequado para avaliar o investimento da unidade de potência, pois não leva em conta a economia gerada pela utilização dos chillers de absorção.

Dentre as análises econômicas das propostas para cogeração, destacam-se as unidades a gás natural e a biogás que apresentaram os parâmetros econômicos atrativos. Embora a unidade a gás de síntese tenha aumentado seu desempenho termodinâmico com a cogeração, não foi possível obter resultados econômicos positivos para essa proposta. Diante da baixa difusão da tecnologia para geração de energia elétrica através desse gás, o custo nivelado de eletricidade desse projeto foi o maior na medida em que os custos e os investimentos foram maiores em relação às alternativas com os outros combustíveis. A alta demanda de combustível e o maior valor de manutenção dos seus motogeradores fizeram com que as despesas da unidade tornassem o lucro menor. Consequentemente, foi obtido um *payback* entre onze e doze anos e um valor presente líquido negativo para uma taxa de juros de 9% ao ano. Embora o projeto a gás de síntese não tenha se mostrado economicamente viável, o Brasil possui grande disponibilidade de geração de energia através dessa fonte. Pela questão ambiental, política e social, é importante viabilizar tecnologias mais eficientes para produção e geração de energia por meio desse combustível. Isso trará benefícios para matriz energética, como a independência dos combustíveis fósseis.

## REFERÊNCIAS

- ABBASPOUR, M.; SARAEI, S. R. An innovative design and cost optimization of a trigeneration (combined cooling, heating and power) system. *International Journal of Environmental Research*, v. 8, n. 4, p. 971-978, 2014.
- ABUSOGLU, Aysegul; KANOGLU, Mehmet. Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1–Formulations. *Applied Thermal Engineering*, v. 29, n. 2, p. 234-241, 2009.
- ALMEIDA, Francisco Souza. Análise técnico-econômica do uso de gás natural para aplicações de climatização no setor comercial brasileiro. 130 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de pós-graduação, mestrado em energia, Universidade Salvador (UNIFACS), 2013.
- ALVES, L. G. Análise Exergoeconômica e Otimização de Diferentes Processos de Produção de Hidrogênio a Partir de Gás Metano. 2007. 245 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas. 2007.
- BAHIAGÁS, Gás natural: benefícios ambientais no Estado da Bahia, Salvador: Solisluna Design e Editora, 2005.
- BARATIERI, M.; BOSIO, B.; GRIGIANTE, M.; Longo, G.A. The use of biomass syngas in IC engines and CCGT plants: a comparative analysis. *Applied Thermal Engineering*, v. 29, n. 16, p. 3309-3318, 2009.
- BASU, P. Biomass Gasification, Pyrolysis and Torrefaction - Practical Design and Theory – Second Edition, Elsevier, 2013).
- BHADURI, Subir; BERGERA, Benjamin; POCHETA, Maxime; JEANMARTA, Hervé. CONTINO, Francesco. HCCI engine operated with unscrubbed biomass syngas. *Fuel Processing Technology*, v. 157, p. 52-58, 2017.
- BOLOY, R. A. M.; SILVEIRA, J. L.; TUNA, C. E.; CORONADOA, C. R.; ANTUNES, J. S. Ecological impacts from syngas burning in internal combustion engine: Technical and economic aspects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 15, n. 9, p. 5194-5201, 2011.
- BROWN, D.; GASSNER, M.; FUCHINO, T.; MARECHAL, F.; Thermo-economic analysis for the optimal conceptual design of biomass gasification energy conversion systems. *Applied Thermal Engineering*, v. 29, n. 11, p. 2137-2152, 2009.
- BRUNETTI, Franco. Motores de combustão interna: volume 2. 1ed. São Paulo: Blucher, 2012.
- CERQUEIRA, S.A.A.G.; Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas; Tese de Doutorado, Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP; 137 p.; Campinas, 1999.
- CHAVES, L. I. Microgeração de energia elétrica com gás de síntese. 2012. Dissertação (Mestrado em Energia na Agricultura) – Universidade Estadual do Oeste do Paraná. Cascável, 2012.

DINGLER, JANET E. Costs of synthesis gases and methanol, Part II. 1983.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, Energia Renovável: Hidráulica, Biomassa, Eólica, Solar, Oceânica. EPE, 2016. 452p.

Energy Information Administration, Capital Cost Estimates for Utility Scale Electricity Generating Plants, November 2016, US Department Energy, p. 1-201. <Disponível em: [https://www.eia.gov/analysis/studies/powerplants/capitalcost/pdf/capcost\\_assumption.pdf](https://www.eia.gov/analysis/studies/powerplants/capitalcost/pdf/capcost_assumption.pdf)>. Acesso em: 17 Abril 2017.

ENERGY NEXUS GROUP. Technology Characterization: Reciprocating Engines. Environmental Protection Agency Climate Protection Partnership Division, Washington, DC, 2002.

GEBHARDT, M.; KOHL, H.; STEINRÖTTER, Th. Preisatlas, Ableitung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung. Institut für Energie und Umwelttechnik eV (IUTA), p. 1-356, 2002.

HAGOS, Ftwi Yohaness; AZIZ, A. Rashid A.; SULAIMAN, Shaharin A. Syngas (H<sub>2</sub>/CO) in a spark-ignition direct-injection engine. Part 1: Combustion, performance and emissions comparison with CNG. International Journal of Hydrogen Energy, v. 39, n. 31, p. 17884-17895, 2014.

HORUZ, I. A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. International communications in heat and mass transfer, v. 25, n. 5, p. 711-721, 1998.

IRENA, "Renewable energy technologies: cost analysis series", Volume 1: Power Sector, Issue 1/5, June 2012.

KAUSHIK, S. C.; ARORA, A. Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water–lithium bromide absorption refrigeration systems. International journal of Refrigeration, v. 32, n. 6, p. 1247-1258, 2009.

KOTAS, Tadeusz Jozef. The exergy method of thermal plant analysis. Elsevier, 2013.

KRICH, K.; AUGENSTEIN, D.; BATMALE, JP.; BENEMANN, J.; RUTLEDGE, B.; SALOUR, D. Biomethane from dairy waste: a sourcebook for the production and use of renewable natural gas in California. Western United Dairyman, 2005.

LIAN, Z. T.; CHUA, K. J.; CHOU, S. K. A thermoeconomic analysis of biomass energy for trigeneration. Applied Energy, v. 87, n. 1, p. 84-95, 2010.

LORA E. E. S.; Venturini O. J. Biocombustíveis, Editora Interciência, 2012.

LOZANO, M.A. and VALERO, A.; Theory of the Exergetic Cost, Energy, v. 18, No. 9, pp. 939-960, 1993.

MARTÍNEZ, Juan Danie; MAHKAMOV, Khamid. Andrade, Rubenildo V.; LORA, Electo E. Silva. Syngas production in downdraft biomass gasifiers and its application using internal combustion engines. Renewable Energy, v. 38, n. 1, p. 1-9, 2012.

MARTYR, A. J.; PLINT, Michael Alexander. Engine testing: theory and practice. Elsevier, 2011.

- MENNA, Marcio Renato Mirapalheta. Modelagem e análise de custo de sistemas de refrigeração por absorção. 139 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de pós-graduação em engenharia química, Universidade estadual do oeste do Paraná (UNIOESTE), 2008.
- MONTESINO, Álvaro U.; ÁLVARO, A. J.; MARTÍN, J. R.; CARLIER, R. N. Exergy Analysis of a Syngas-Fueled Combined Cycle with Chemical-Looping Combustion and CO<sub>2</sub> Sequestration. *Entropy*, v. 18, n. 9, p. 314, 2016.
- MORAN, MICHAEL J.; SHAPIRO, HOWARD N.; BOETTNER, DAISIE D.; BAILEY, MARGARET B. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 7ª ed., Ed. LTC, 2013.
- PRESTIPINO, M.; PALOMBA, V.; VASTA, S.; FRENI, A.; GALVAGNO, A. A Simulation Tool to Evaluate the Feasibility of a gasification-ICE System to Produce Heat and Power for Industrial Applications. *Energy Procedia*, v. 101, p. 1256-1263, 2016.
- PTASINSKI, Krzysztof J. *Efficiency of Biomass Energy: An Exergy Approach to Biofuels, Power, and Biorefineries*. John Wiley & Sons, 2016.
- QIAN, Y.; SUN, S.; JU, D.; SHAN, X.; LU, X. Review of the state-of-the-art of biogas combustion mechanisms and applications in internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 69, p. 50-58, 2017.
- RAJVANSHI, Anil K. Biomass gasification. *Alternative energy in agriculture*, v. 2, n. 4, p. 82-102, 1986.
- RAY, N. H. S.; MOHANTY, M. K.; MOHANTY, R. C. Biogas as alternate fuel in diesel engines: A literature review. *Journal of Mechanical and Civil Engineering*, v. 9, n. 1, p. 23-28, 2013.
- REDDY, A. V.; KUMAR, T. S.; KUMAR, D. K. T.; DINESH, B.; SANTOSH, Y. Energy and exergy analysis of IC engines. *The International Journal of Engineering and Science*, v. 3, n. 5, p. 7-26, 2014.
- ROSEN, Marc A.; LE, Minh N.; DINCER, Ibrahim. Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system. *Applied thermal engineering*, v. 25, n. 1, p. 147-159, 2005.
- SALA, J. M.; LÓPEZ-GONZÁLEZ, L.M.; ADANA, M. R.; MÍGUEZ, J.L.; EGUÍA, J.; FLORES I. Exergetic analysis and thermoeconomic study for a container-housed engine. *Applied thermal engineering* 26.16 (2006): 1840-1850.
- SANTO, Denilson Boschiero do Espirito; GALLO, Waldyr Luiz Ribeiro. Utilizing primary energy savings and exergy destruction to compare centralized thermal plants and cogeneration/trigeneration systems. *Energy*, v. 120, p. 785-795, 2017.
- SCHÖPFER, Martin. Absorption chillers: their feasibility in district heating networks and comparison to alternative technologies. 2015. Dissertação (Mestrado em Energy Engineering and Management) –Instituto Superior Técnico. Lisboa, 2015.
- ŞENCAN, Arzu; YAKUT, Kemal A.; KALOGIROU, Soteris A. Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. *Renewable energy*, v. 30, n. 5, p. 645-657, 2005.
- SHELAR, Mahesh N.; BAGADE, S. D.; KULKARNI, G. N. Energy and Exergy Analysis of Diesel Engine Powered Trigeneration Systems. *Energy Procedia*, v. 90, p. 27-37, 2016.

SHUKLA, A.; MISHRA A.; SHUKLA, D.; CHAUHAN, K. COP derivation and thermodynamic calculation of ammonia-water vapor absorption refrigeration system. *Journal Impact Factor*, v. 6, n. 5, p. 72-81, 2015.

TALBI, M. M.; AGNEW, B. Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids. *Applied Thermal Engineering*, v. 20, n. 7, p. 619-630, 2000.

VILLALBA, Luis Carlos Olmos. Technical and economical assessment of power generation technologies firing syngas obtained from biosolid gasification. *Producción+ Limpia*, v. 9, n. 1, p. 31-43, 2014.

WICKWIRE, S. Biomass Combined Heat and Power catalog of technologies. Washington, DC, 2007. <Disponível em: : [https://www.epa.gov/sites/production/files/2015-07/documents/biomass\\_combined\\_heat\\_and\\_power\\_catalog\\_of\\_technologies\\_v.1.1.pdf](https://www.epa.gov/sites/production/files/2015-07/documents/biomass_combined_heat_and_power_catalog_of_technologies_v.1.1.pdf)>. Acesso em: 19 Abril 2017.

ZULDIAN, Prima; FUKUDA, Suneerat; BUSTAN, M. Djoni. Economic Analysis of Coal Gasification Plant for Electricity and Thermal Energy Supplies in Indonesia. *Journal of Clean Energy Technologies*, v. 5, n. 3, 2017.