FAACZ - FACULDADES INTEGRADAS DE ARACRUZ
ENGENHARIA MECÂNICA

DIEGO RANGEL DOS SANTOS
JEAN RIBEIRO DE SOUZA FERNANDES
LUCA NAHUEL BAHAMONDEZ ZUCOLOTO

ESTUDO DO RENDIMENTO ENERGÉTICO DE MÁQUINAS TÉRMICAS ALIMENTADAS POR BIOGÁS GERADO POR UMA ESTAÇÃO DE TRATAMENTO ESGOTO

ARACRUZ
2019

DIEGO RANGEL DOS SANTOS
JEAN RIBEIRO DE SOUZA FERNANDES
LUCA NAHUEL BAHAMONDEZ ZUCOLOTO

ESTUDO DO RENDIMENTO ENERGÉTICO DE MÁQUINAS TÉRMICAS ALIMENTADAS POR BIOGÁS GERADO POR UMA ESTAÇÃO DE TRATAMENTO ESGOTO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da FAACZ - Faculdades Integradas de Aracruz, como requisito parcial para obtenção do título de graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Me. Vital Pereira Batista Junior.

ARACRUZ - ES
2019

DIEGO RANGEL DOS SANTOS
JEAN RIBEIRO DE SOUZA FERNANDES
LUCA NAHUEL BAHAMONDEZ ZUCOLOTO

ESTUDO DO RENDIMENTO ENERGÉTICO DE MÁQUINAS TÉRMICAS ALIMENTADAS POR BIOGÁS GERADO POR UMA ESTAÇÃO DE TRATAMENTO DE ESGOTO

Trabalho de conclusão de curso apresentado à coordenadoria do curso de Engenharia Mecânica das Faculdades Integradas de Aracruz, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 08 de agosto de 2019

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Me. Vital Pereira Baptista Junior
Faculdades Integradas de Aracruz
Orientador

Prof. Me. João Paulo Calixto da Silva
Faculdades Integradas de Aracruz
Examinador interno

Prof. Dr. Harerton Oliveira Dourado
Faculdades Integradas de Aracruz
Examinador interno

Dedicamos este trabalho a todas as pessoas que acreditam em nosso sucesso, nosso orientador, familiares, amigos e colegas de trabalho, que de alguma forma contribuíram diretamente ou indiretamente neste trabalho.

AGRADECIMENTOS

“Agradecemos a Deus, que até aqui nos concedeu força e sabedoria para seguir nossa jornada acadêmica. Ao nosso orientador Prof. Me. Vital Pereira Batista Junior, pelo direcionamento com a sua experiência profissional. Aos nossos familiares, pelo apoio incondicional em todos os momentos. Aos amigos e colegas de trabalho que nos apoiaram e também nos orientaram em alguns momentos”.

RESUMO

O presente trabalho foi desenvolvido para verificar o rendimento energético de três máquinas térmicas teóricas, sendo uma microturbina, um grupo motor gerador e um ciclo Rankine Orgânico (ORC), todas alimentadas por biogás oriundo de uma estação de tratamento de esgoto. O biogás, sendo um portador de alto potencial energético, pode ser utilizado como fonte de energia térmica ou elétrica, evitando a emissão do gás para a atmosfera, e trazendo vantagens econômicas. A metodologia adotada para este trabalho constitui-se em três passos, que são avaliar a quantidade de biogás que é produzido com a vazão diária de esgoto, analisar as máquinas térmicas que se encaixam no projeto através da sua vazão, e por último calcular o rendimento energético e exergético de cada máquina térmica com o auxílio de balanços de massa, balanços de energia e balanços de exergia. Dando procedência aos passos da metodologia, obteve-se a vazão de biogás produzido com o esgoto da estação de 122,26 m^3/dia de biogás, tendo uma concentração de 65% de metano na composição de biogás, no segundo passo foi encontrado os rendimentos de cada máquina sendo que no ciclo ORC encontrou-se 15,4% de rendimento energético e de exergético encontrou-se 8,3%, já no Grupo Gerador encontrou o rendimento energético de 31,8% e exergético de 50,1%, já nas microturbinas encontrou 23,6% de rendimento energético e exergético encontrou 44,3%. Para uma maior confiabilidade do resultado de qual máquina é mais eficaz, se fez presente um estudo preliminar da viabilidade econômica, no qual avaliou a microturbina e o grupo moto gerador, devido ao fato de terem grandes rendimentos energéticos quando comparadas com a do ciclo ORC.

Palavras-chave: Microturbina. ORC. Motor Gerador. Biogás.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fluxograma de tratamento de esgoto convencional 15
Figura 2 - Representação esquemática do RAFA 16
Figura 3 - Fluxograma do processo de digestão anaeróbia 17
Figura 4 - Fluxograma de conversão do biogás em energia elétrica.....19
Figura 5 - Esquema de funcionamento da microturbina.....21
Figura 6 - Componentes do sistema da microturbina.....22
Figura 7 - Eixo da microturbina de 30 kW 22
Figura 8 - Grupo motor gerador.....23
Figura 9 - Grupo motor gerador da STEMAC.....24
Figura 10 - Diagrama do ciclo Rankine ideal e seus processos termodinâmicos.....26
Figura 11 - Representação do ciclo ORC.....26
Figura 12 - Gráfico de potência x eficiência para diferentes máquinas térmicas 28
Figura 13 - Fluxograma de trabalho da microturbina.....35
Figura 14 - Diagrama do ciclo Otto.....37
Figura 15 - Diagrama do Ciclo Rankine Orgânico 39
Figura 16 - Gráfico Comparativo de Rendimentos 51
Figura 17 - Comparação de custos entre as máquinas térmicas 53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Intervalo de composição de mistura gasosa de combustíveis 18
Tabela 2 - Comparativo do poder calorífico do biogás com outros gases.....20
Tabela 3 - Equivalência de 1m^3 de biogás aos combustíveis mais comuns.....20
Tabela 4 - Equações das microturbinas 36
Tabela 5 - Equações do grupo motor gerador.....38
Tabela 6 - Equações do Ciclo ORC 40
Tabela 7 - Dados da Produção de Biogás da ETE.....41
Tabela 8 - Microturbina - Eficiência energética do compressor.....42
Tabela 9 - Microturbina - Eficiência exergética do compressor.....42
Tabela 10 - Microturbina - Eficiência energética da câmara de combustão.....43
Tabela 11 - Microturbina - Eficiência exergética da câmara de combustão 43
Tabela 12 - Microturbina - Eficiência energética da turbina 44
Tabela 13 - Microturbina - Eficiência exergética da turbina.....44
Tabela 14 - Grupo motor gerador - Eficiência energética na compressão 45
Tabela 15 - Grupo motor gerador - Eficiência exergética na compressão 45
Tabela 16 - Eficiência energética e exergética na entrada de calor 46
Tabela 17 - Eficiência energética e exergética na expansão 47
Tabela 18 - Grupo motor gerador - Rendimentos finais 47
Tabela 19 - ORC - Eficiência energética da bomba 48
Tabela 20 - ORC - Eficiência exergética da bomba 48
Tabela 21 - ORC - Eficiência energética da caldeira.....49
Tabela 22 - ORC - Eficiência energética e exergética da turbina.....49
Tabela 23 - ORC - Rendimentos finais.....50
Tabela 24 - Analise econômica da microturbina.....52
Tabela 25 - Analise econômica grupo motor gerador.....53

LISTA DE SIMBOLOS

PB = Produção de biogás;

V_{ef} = Vazão através da biodigestão anaeróbica;

DQO_e = Valor médio da demanda química de oxigênio (DQO);

Y = Produção de metano por kg de DQO;

C_{CH4} = Concentração de metano no biogás;

$\dot{m}e$ = Vazão mássica de entrada do volume de controle;

$\dot{m}s$ = Vazão mássica de saída do volume de controle;

Q = Taxa de transferência de calor de um volume de controle;

W = Taxa de realização de trabalho no volume de controle;

he = Entalpia de entrada;

hs = Entalpia de saída;

Δh = Variação de entalpia;

Δs = Variação de entropia;

Tj = Temperatura em um volume de controle;

To = Temperatura inicial;

T = Temperatura final;

Cp = Calor específico a pressão constante;

Po = Pressão inicial;

$\frac{dVv.c.}{dt}$ = Derivada do volume de controle;

efe = Exergia de fluxo na entrada;

efs = Exergia de fluxo na saída;

$eflu$ = Exergia de fluxo do gás;

Ed = Exergia destruída durante um processo termodinâmico;

$\dot{m}$ = Vazão mássica;

s = Entropia de entrada;

so = Entropia inicial;

η = Rendimento energético;

$Wliq$ = Trabalho líquido;

$Qabs$ = Calor adicionado;

ηex = Rendimento exergético;

Ɛ = Eficiência exergética;

Ve^2 = Velocidade de entrada;

g = Gravidade;

z_s= Altura de entrada;

Vs^2 = Velocidade de saída;

z_s = Altura de saída;

Wt = Trabalho da turbina;

$Wexp$ =Trabalho do expansor;

$Qgas$ =Exergia do gás;

$Rcom$ = Constante do gás combustível;

$Wcomp$ = Trabalho de compressão;

Wc = Trabalho do compressor;

PCI = Poder calorífico inferior;

PCS = Poder calorífico superior;

Qe = Calor transferido da fonte quente para o fluido de trabalho;

Nm^3 = Normal metro cúbico.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 13
1.1 OBJETIVO GERAL 14
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....14
2 REFERENCIAL TEÓRICO 15
2.1 TRATAMENTO DO ESGOTO 15
2.1.1 Reator Anaeróbio de Fluxo Ascendente (RAFA) 16
2.2 BIOGÁS 17
2.2.1 Formação do Biogás 17
2.2.2 Aplicação do Biogás.....19
2.3 MICROTURBINA A GÁS 21
2.4 GRUPO GERADOR.....23
2.5 CICLO RANKINE ORGANICO (ORC) 25
3 METODOLOGIA.....29
3.1 BALANÇO DE MASSA 30
3.2 BALANÇO DE ENERGIA.....30
3.3 BALANÇO DE EXERGIA.....32
3.4 RENDIMENTO ENERGÉTICO 33
3.5 RENDIMENTO EXÉRGÉTICO 34
3.6 ANALISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA - MICROTURBINA 34
3.7 ANALISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA - GRUPO MOTOR GERADOR .37
3.8 ANALISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA - CICLO ORC 39
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO 41
4.1 ANALISE DE DADOS E RESULTADOS DA MICROTURBINA.....41
4.1.1 Análise energética e exergética do compressor.....42
4.1.2 Análise energética e exergética da câmara de combustão.....43
4.1.3 Análise energética e exergética da turbina 43
4.2 ANALISE DE DADOS E RESULTADOS DO GRUPO MOTOR GERADOR.45
4.2.1 Análise energética e exergética na compressão 45
4.2.2 Análise energética e exergética na entrada de calor.....46
4.2.3 Análise energética e exergética na expansão.....46
4.2.4 Análise energética e exergética na saída de calor 47

4.3 ANALISE DE DADOS E RESULTADOS DO GRUPO ORC 48
4.3.1 Análise energética e exergética da bomba.....48
4.3.2 Análise energética e exergética da caldeira.....49
4.3.3 Análise energética e exergética da turbina 49
4.3.4 Análise energética e exergética do evaporador.....50
4.4 COMPARATIVO DAS MÁQUINAS TÉRMICAS 50
4.5 ESTUDOS PRELIMINARES DE VIABILIDADE ECONÔMICA.....52
5 CONCLUSÃO.....54
5.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS 54
REFERÊNCIAS 55
ANEXO A - Propriedades do ar como gás ideal 60
ANEXO B - Refrigerante 134a (líquido e vapor saturado) 62
ANEXO C - Refrigerante 134a (vapor superaquecido) 63
ANEXO D - Folha de dados da microturbina 64
ANEXO E - Folha de dados do ORC 66
ANEXO F - Folha de dados do grupo motor gerador.....67

1 INTRODUÇÃO

No Brasil 56,8% das fontes de energias são oriundas de combustíveis fósseis, por isso, avaliar novas fontes de energia minimiza a dependência e promove a sustentabilidade, de forma a reutilizar algo que antes era liberado para a atmosfera, reduzindo efeitos colaterais causados ao meio ambiente pelo uso de combustíveis fósseis (EPE, 2018).

O aproveitamento energético do biogás oriundo das ETEs é uma prática adotada por vários países do mundo, uma vez que o biogás pode ser destinado à queima direta de forma a gerar energia térmica, ou ainda, pode ser usado como combustível para alimentar uma máquina térmica e ser convertido em energia elétrica (LIMA & PASSAMANI, 2012). Segundo Salomon e Lora (2005), as principais vantagens para à utilização do biogás em ETEs são: redução na quantidade de eletricidade comprada da concessionária, possibilidade de processos de cogeração, redução das emissões de metano para a atmosfera e créditos de carbono.

O relatório do Sistema Nacional de Informações Sobre Saneamento (SNIS, 2018) aponta que 74,9% do esgoto produzido no país é recolhido, e 44,9% recebe algum tipo de tratamento, sendo destaque as Estações de Tratamento de Esgoto (ETE's), onde acontece também a liberação do biogás em meio ao processo.

O município de Aracruz, localizado na região norte do estado do Espírito Santo, possui pouco mais de 98 mil habitantes, sendo que 75% de seu território está coberto por rede coletora de esgoto, entretanto apenas 13% recebe tratamento. Em relação à água, 98,5% de todo o município tem cobertura de água tratada e 82% de todo o esgoto vai para os rios e praias (PREFEITURA DE ARACRUZ, 2018).

O presente trabalho visa verificar a hipótese de instalação de uma máquina térmica alimentada com o biogás gerado pela própria ETE, verificando o rendimento energético e exergético através do ciclo termodinâmico de uma microturbina, um grupo motor gerador e uma máquina do ciclo Rankine orgânico. A ETE selecionada para este estudo está localizada no município de Aracruz-ES, essa ETE possui um reator anaeróbio de fluxo ascendente (RAFA), onde o biogás oriundo do processo não possui nenhum aproveitamento energético, assim todo biogás gerado é direcionado para uma câmara acoplada a um queimador, onde ocorre a queima e o

lançamento na atmosfera (COUTINHO et al., 2014). Os objetivos estão apresentados na seção seguinte.

1.1 OBJETIVO GERAL

- Avaliar o rendimento energético de microturbinas, grupos geradores e ciclo ORC, utilizando biogás gerado por uma ETE.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

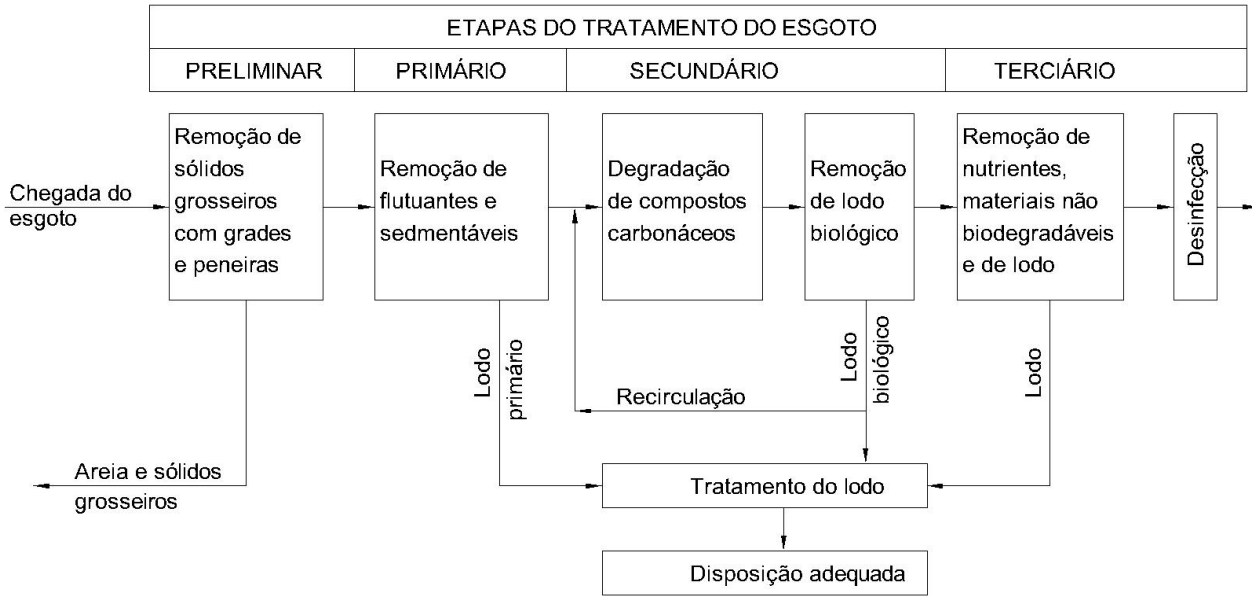
- Calcular a produção de biogás a partir de uma composição padrão do esgoto;
- Avaliar a melhor máquina térmica para a produção de energia;
- Selecionar a máquina térmica de maior rendimento energético e exergético.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 TRATAMENTO DO ESGOTO

O tratamento de esgoto de um sistema é proporcional a população e indústria local. O objetivo é minimizar o número de doenças causadas pelo contato direto; reduzir a população de animais como moscas, ratos e baratas; e ainda evitar a poluição de rios e fontes de água (FRANÇA JR, 2008). Na Figura 1, segue o detalhamento das quatro etapas comuns de tratamento (INFRA-ESTRUTURA, 1997).

Figura 1 - Fluxograma de tratamento de esgoto convencional



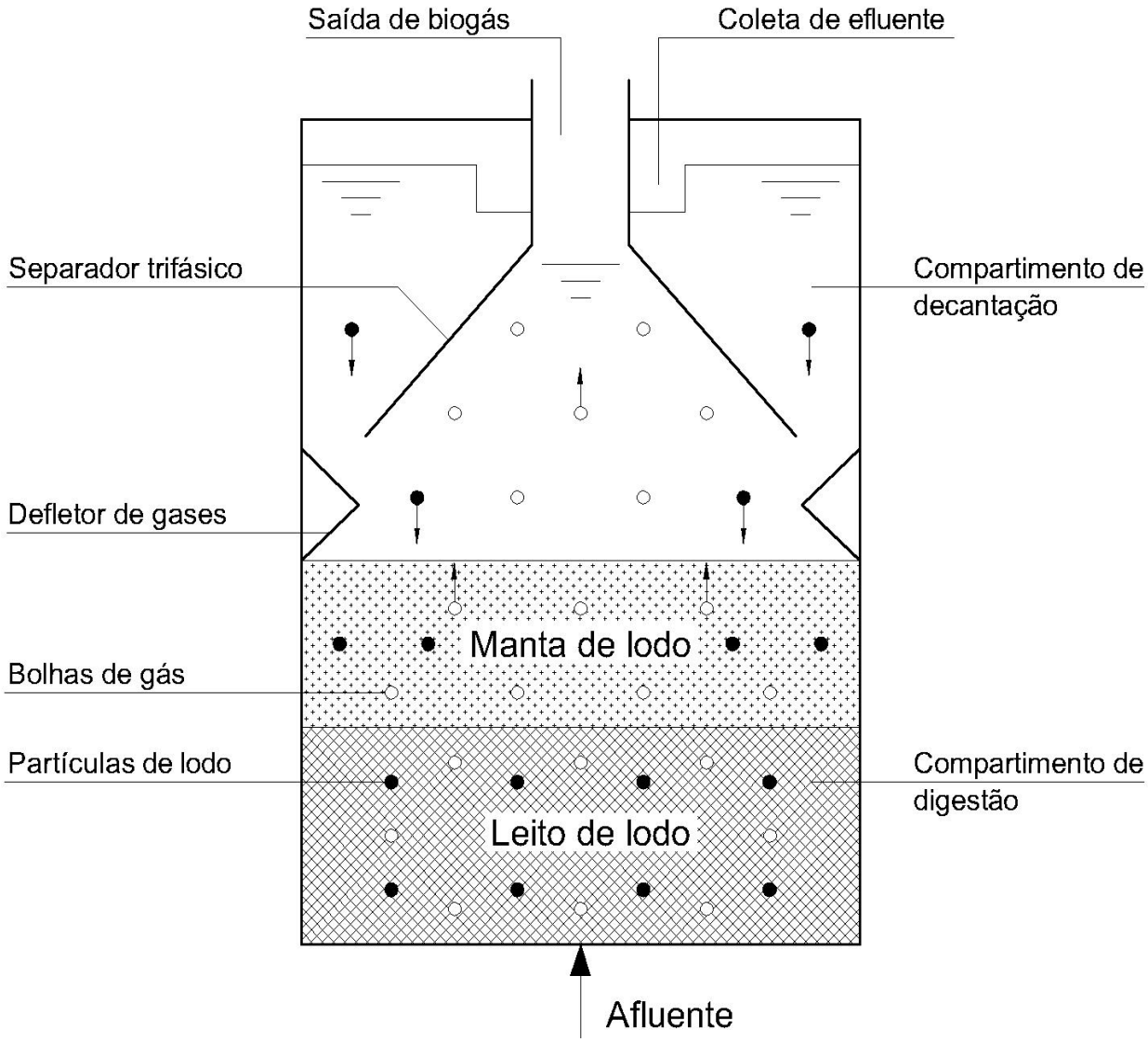
Fonte: Adaptado de Campos (1999).

Primeiro ocorre o tratamento preliminar ou pré-tratamento, onde ocorre a remoção de grandes sólidos e areia, para proteção das outras unidades de tratamento, bem como os dispositivos de transporte como as bombas e tubulações. No tratamento primário a remoção é feita por unidades de sedimentação, pois o esgoto ainda contém sólidos em suspensão, assim é reduzida a quantidade de matéria orgânica com o efluente fluindo de forma lenta pelos decantadores. Depois ocorre o tratamento secundário, onde ocorre a remoção de sólidos e materiais orgânicos não sedimentáveis e, nutrientes com nitrogênio e fósforo. Por fim no tratamento terciário ocorre a remoção de substâncias tóxicas ou não biodegradáveis, ou a eliminação adicional de poluentes não retidos na etapa secundária.

2.1.1 Reator Anaeróbio de Fluxo Ascendente (RAFA)

Conforme Jordão & Pessoa (2009), o Reator Anaeróbio de Fluxo Ascendente (RAFA) ou Upflow Anaerobic Sludge Blanket Reactor (UASB), surgiu em 1970 na universidade holandesa de Wageningen como modelo de reator anaeróbio, onde o efluente entra pelo fundo do reator em fluxo ascendente, e por apresentar na parte superior um sistema de separação de fases líquida, sólida e gasosa, com lodo suspenso e formando flocos e grânulos. Na Figura 2 são apresentadas todas as partes que formam o RAFA, que é a etapa primária do tratamento de esgoto convencional.

Figura 2 - Representação esquemática do RAFA



Fonte: Versiani (2005).

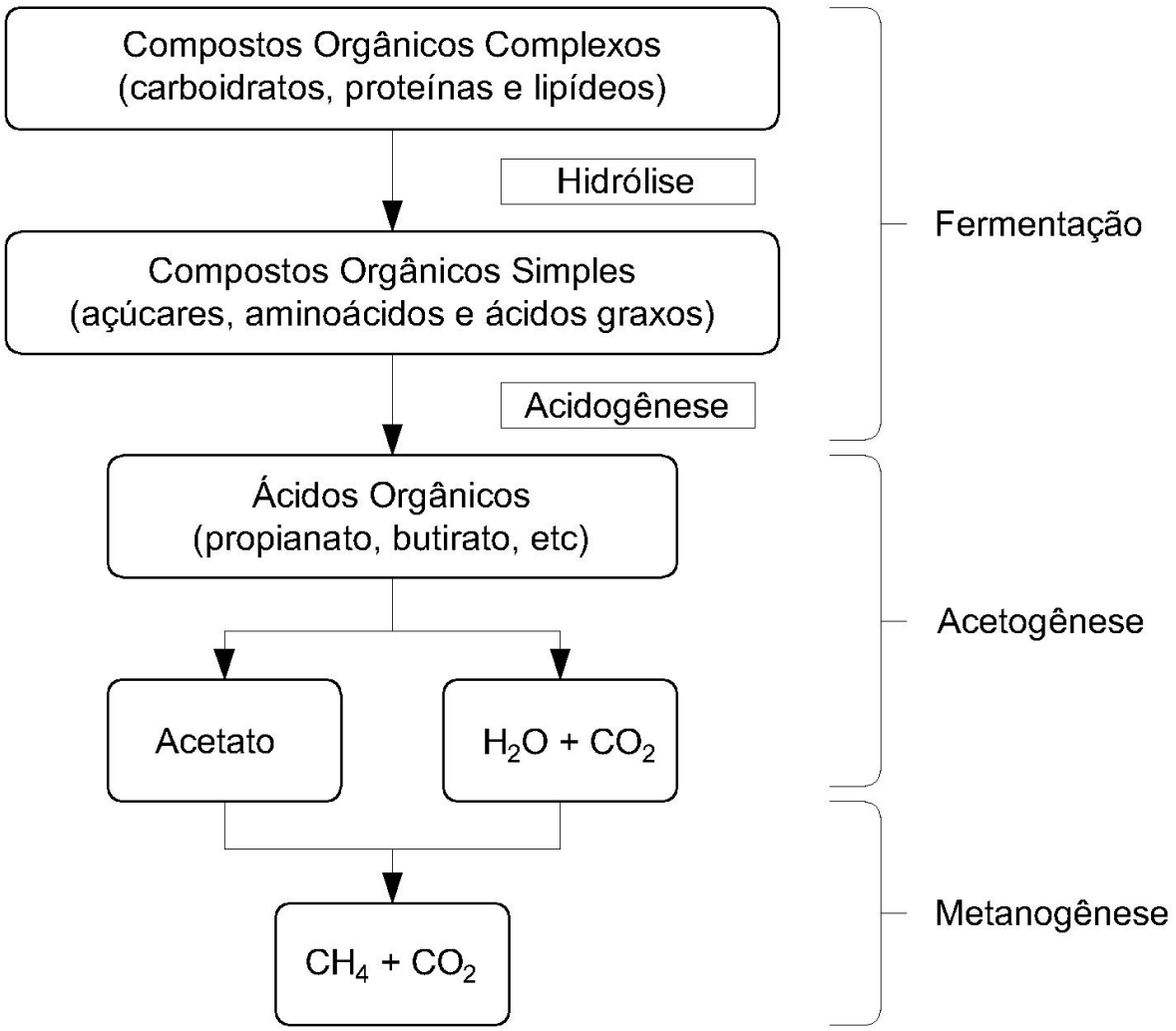
2.2 BIOGÁS

O biogás é uma mistura gasosa combustível, sendo sua maioria composta de metano (CH_4) e gás carbônico (CO_2), derivada da atividade biológica durante a decomposição de resíduos orgânicos em meio anaeróbio, ou seja, sem a presença de oxigênio (GARCILASSO et al., 2018), possuindo variações conforme o substrato a ser degradado e conforme as condições físicas e químicas.

2.2.1 Formação do Biogás

Na Figura 3 é exibido o fluxograma de formação do biogás com suas três etapas, fermentação, acetogênese e metanogênese (VAN HAANDEL & LETTINGA, 1994).

Figura 3 - Fluxograma do processo de digestão anaeróbia



Fonte: Adaptado de Chernicharo (1997).

A fermentação ainda é dividida em outras duas fases, a hidrólise e a acidogênese. Na primeira, as bactérias hidrolíticas convertem o material orgânico em moléculas menores, transformando proteínas em peptídeos e aminoácidos, polissacarídeos em monossacarídeos, gorduras em ácidos graxos. Depois, durante a acidogênese, as bactérias convertem os produtos da fase anterior em ácidos solúveis, álcoois e outros compostos (CHERNICHARO, 1997).

Na etapa de acetogênese, os produtos obtidos na fermentação são transformados em ácido acético (CH_3COOH), hidrogênio (H_2) e dióxido de carbono (CO_2), que são os substratos para as bactérias da fase seguinte (CHERNICHARO, 1997). Na fase da metanogênese é formado o metano, decorrente da ação das bactérias metanogênicas, que são obrigatoriamente anaeróbias e extremamente sensíveis a mudanças na temperatura e no pH. Por fim, as bactérias metanogênicas convertem o hidrogênio (H_2), o dióxido de carbono (CO_2) e o ácido acético (CH_3COOH), da etapa anterior, em metano (CH_4) e dióxido de carbono (CO_2) (VAN HAANDEL & LETTINGA, 1994).

A Tabela 1 apresenta a faixa de composição do biogás normalmente encontrada, em relação a outras duas misturas gasosas semelhantes, o Gás Natural e Gás de Síntese (SynGas), gerado pelo processo de gaseificação de biomassa.

Tabela 1 - Intervalo de composição de mistura gasosa de combustíveis

Compostos	**Unidade**	**Concentração (%)**		
		Biogás	**Gás Natural**	**SynGas**
Metano (CH_4)	Vol. %	55-70	91	0-15
Etano (C_2H_6)	Vol. %	0	5,1	0
Propano (C_3H_8)	Vol. %	0	1,8	0
Butano (C_4H_{10})	Vol. %	0	0,9	0
Pentano (C_5H_{12})	Vol. %	0	0,3	0
Gás Carbônico (CO_2)	Vol. %	25-40	0,61	25-35
Hidrogênio (H_2)	Vol. %	0	0	20-40
Gás Sulfídrico (H_2S)	Vol. %	0,5-1	<0,001	0
Nitrogênio (N_2)	Vol. %	<0,001	0,32	2-5
Amônia (NH_3)	Vol. %	<0,01	<0,001	<0,001
Monóxido de Carbono (CO)	Vol. %	<0,01	0	35-40

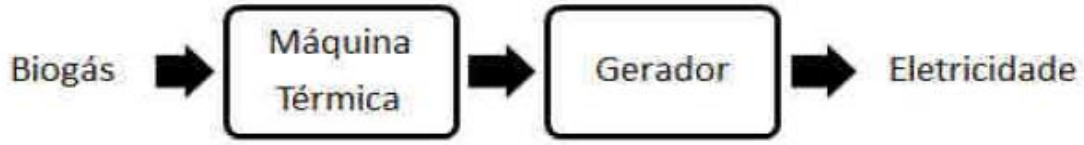
Fonte: Garcilasso et al. (2018).

A composição do biogás indicada na Tabela 1 apresenta um percentual de elementos conforme Wereko-Brobby e Hagen (2000), em que a composição volumétrica típica do biogás é cerca de 60% CH_4, 35% CO_2 e 5% de outros gases como nitrogênio, amônia, gás sulfídrico, monóxido de carbono e oxigênio. Entretanto é importante destacar que existem parâmetros da digestão anaeróbia que influenciam na produção de biogás como a composição do substrato, o teor de água, a temperatura, o pH e a impermeabilidade ao ar (LIMA & PASSAMANI, 2012).

2.2.2 Aplicação do Biogás

Existem diversas tecnologias para efetuar a conversão energética do biogás, uma dessas, mostrada na Figura 4, é a conversão do biogás em energia elétrica.

Figura 4 - Fluxograma de conversão do biogás em energia elétrica



Fonte: Lima e Passamani (2012).

A energia química contida em suas moléculas é convertida em energia mecânica por um processo de combustão controlada e essa energia mecânica ativa um gerador, que a converte em energia elétrica (COELHO e PECORA, 2006).

Para Kunz, (2013, p. 67 apud Braz e Araújo 2013, p. 69) os suprimentos de energia elétrica também possuem aplicações e características especiais, como fornecimento de energia em virtude de consumidores instalados em áreas isoladas. Braz e Araújo (2013) afirmam que utilizando o biogás de maneira sustentável, outro aspecto é a comercialização de créditos de carbono possível através da redução da emissão de gases de efeito estufa causados pela falta de tratamento dos dejetos de animais e do lixo orgânico provenientes dos restos de alimentos. Arapongas (2010) ainda completa que é possível obter financiamentos através do Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL), criado através do Protocolo de Kyoto, e apoiado pelo Banco Mundial.

O poder calorífico do biogás está diretamente relacionado com a concentração de metano existente na mistura gasosa, portanto, o biogás é mais energético quando sua quantidade de metano for maior (LIMA & PASSAMANI, 2012).

Justificando a utilização do biogás como fonte de energia, a Tabela 2 apresenta um quadro comparativo entre o poder calorífico do biogás perante outros gases, onde o biogás tem um poder calorífico próximo à gases que são fontes comuns de energia.

Tabela 2 - Comparativo do poder calorífico do biogás com outros gases

Gás	**Poder calorífico (Kcal/Nm^3)**
Biogás	5500
Gás de cozinha (GLP)	25775
Gás natural	7600
Metano	8500
Propano	22000

Fonte: Adaptado de Cribari (2004).

Outro argumento para utilização do biogás como fonte de energia é mostrado na Tabela 3, onde é observado uma comparação entre o biogás e outros combustíveis conhecidos, verificando a quantidade de insumos de diferentes combustíveis para a produção da mesma quantidade de energia.

Tabela 3 - Equivalência de 1m^3 de biogás aos combustíveis mais comuns

Gasolina	**Gasóleo**	**Biodiesel**	**GLP**	**Eletricidade**	**Lenha**
0,61 litros	0,7 litros	0,55 litros	0,45 kg	6,9 kWh	1,538 kg

Fonte: Silva (2009).

Segundo Costa (2006), através de uma vazão de esgoto de 7500 L/s obtêm-se uma vazão de biogás de 24000 m^3/dia, que quando utilizada em uma microturbina com potência de 30 kW, produz cerca de 170820 kWh/ano de energia elétrica com a microturbina trabalhando em regime de operação 24 horas. Costa fez uma comparação com um grupo gerador de 30 kW, utilizando os mesmos parâmetros da microturbina e encontrou 219000 kWh/ano de energia elétrica.

Em contrapartida Littig (2011), com uma vazão de esgoto de 1,0 L/s obteve uma vazão de 6,627 m^3/dia de biogás, sendo utilizado um motor de combustão interna

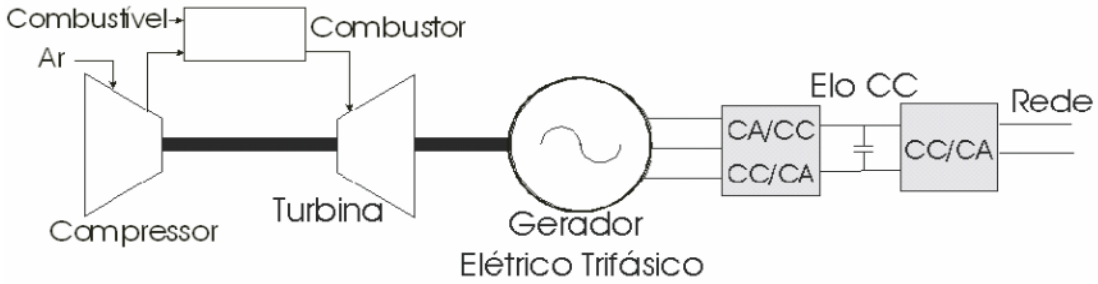
(Ciclo Otto) de potência 3,6 kW, onde obteve uma geração de energia elétrica de 2358,72 kWh/ano com o motor trabalhando 3 horas por dia.

Comparando ainda Littig e Costa, o autor Garcia (2015), analisou que a relação de esgoto afluente para biogás efluente é de 1 litro para $6{,}8 \times 10^{-3}$ Nm^3 de biogás, ou seja, com uma vazão de 1000 L/s é possível gerar 289311,349 kWh/mês.

2.3 MICROTURBINA A GÁS

Microturbinas são máquinas térmicas que operam segundo o ciclo Brayton aberto, Figura 5, onde o ar é direcionado e comprimido pelo compressor, passando pela câmara de combustão para receber energia térmica do combustível, aumentando sua temperatura e chegando à turbina, onde ocorrerá a expansão, fornecendo energia para o compressor e para o gerador elétrico (NASCIMENTO et al., 2014).

Figura 5 - Esquema de funcionamento da microturbina

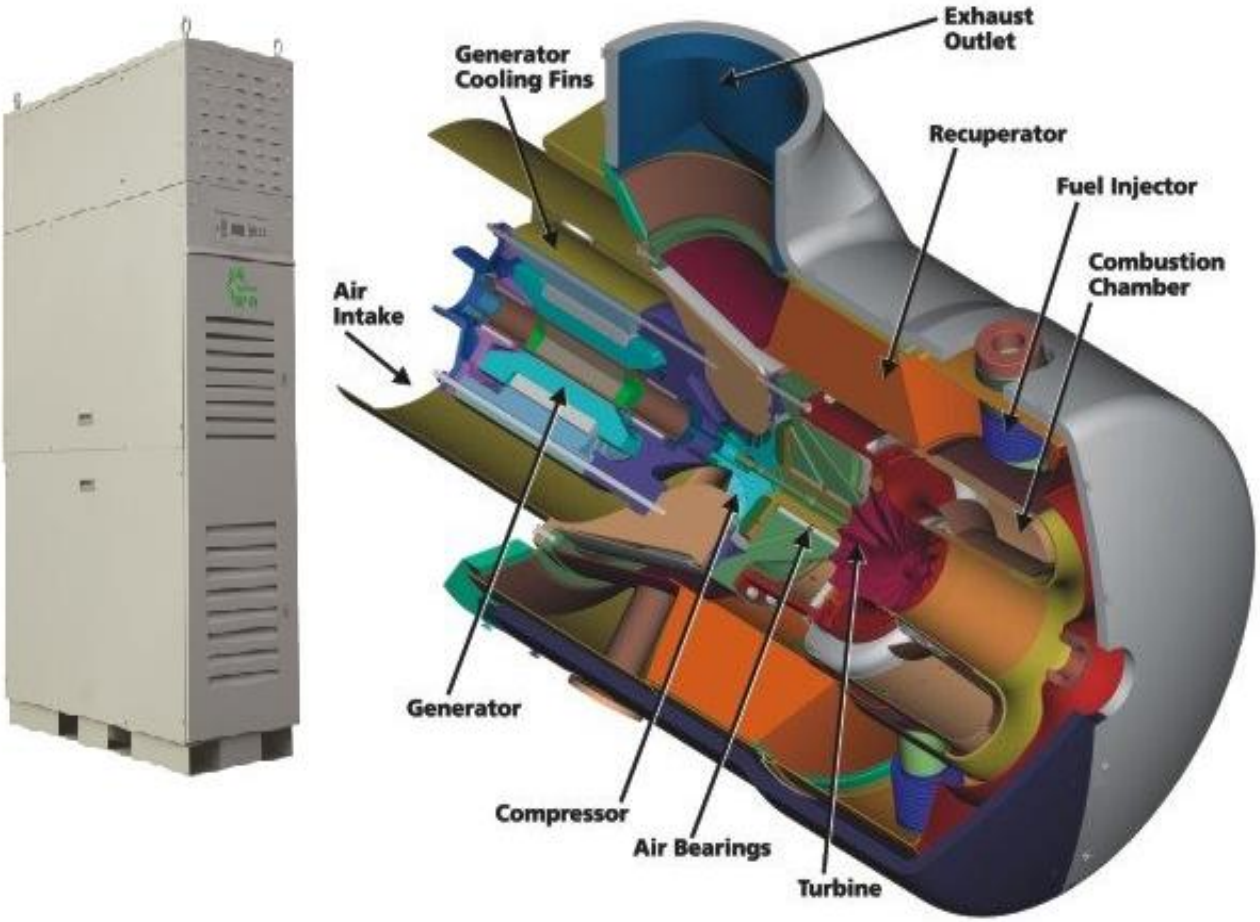


Fonte: Adaptado de Çengel e Boles (2013).

Diferentemente de turbinas a gás convencionais que operam em elevadas potências, as microturbinas operam na faixa de 20 kW a 1 MW. Estes equipamentos evoluíram das aplicações das turbinas, principalmente na indústria automotiva, e operam com elevada velocidade de rotação e diversos tipos de combustíveis como gás natural, biogás, GLP, gás poços de petróleo e plataforma offshore, diesel/gas oil e querosene. Além disso, é possível acontecer o funcionamento em cogeração utilizando equipamento adicional, permitindo reduzir o consumo de energia primária, em comparação à geração típica de calor e eletricidade (FRANÇA JR., 2008).

Na Figura 6 é possível observar o conjunto de elementos de uma microturbina, compostas por compressor, câmara de combustão, turbina e gerador. O ar aspirado pelo compressor tem sua pressão elevada e é comprimido, seguindo para a câmara de combustão onde o combustível é injetado e misturado ao ar.

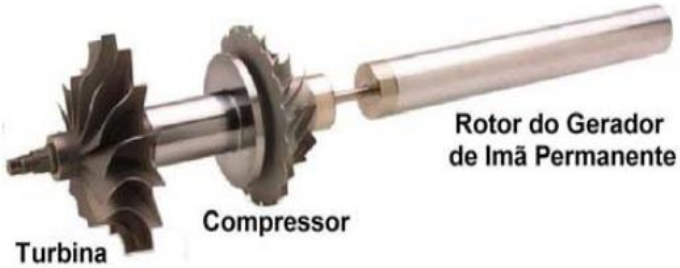
Figura 6 - Componentes do sistema da microturbina



Fonte: Capstone (2018).

Os gases aquecidos em alta pressão são forçados para o interior da turbina a alta velocidade, sofrendo expansão nas palhetas da turbina fazendo com que essa gire em alta velocidade e produza trabalho. Os gases não aproveitados são exauridos para a atmosfera. No mesmo eixo do compressor (Figura 7) são montadas a turbina de expansão e o gerador elétrico.

Figura 7 - Eixo da microturbina de 30 kW



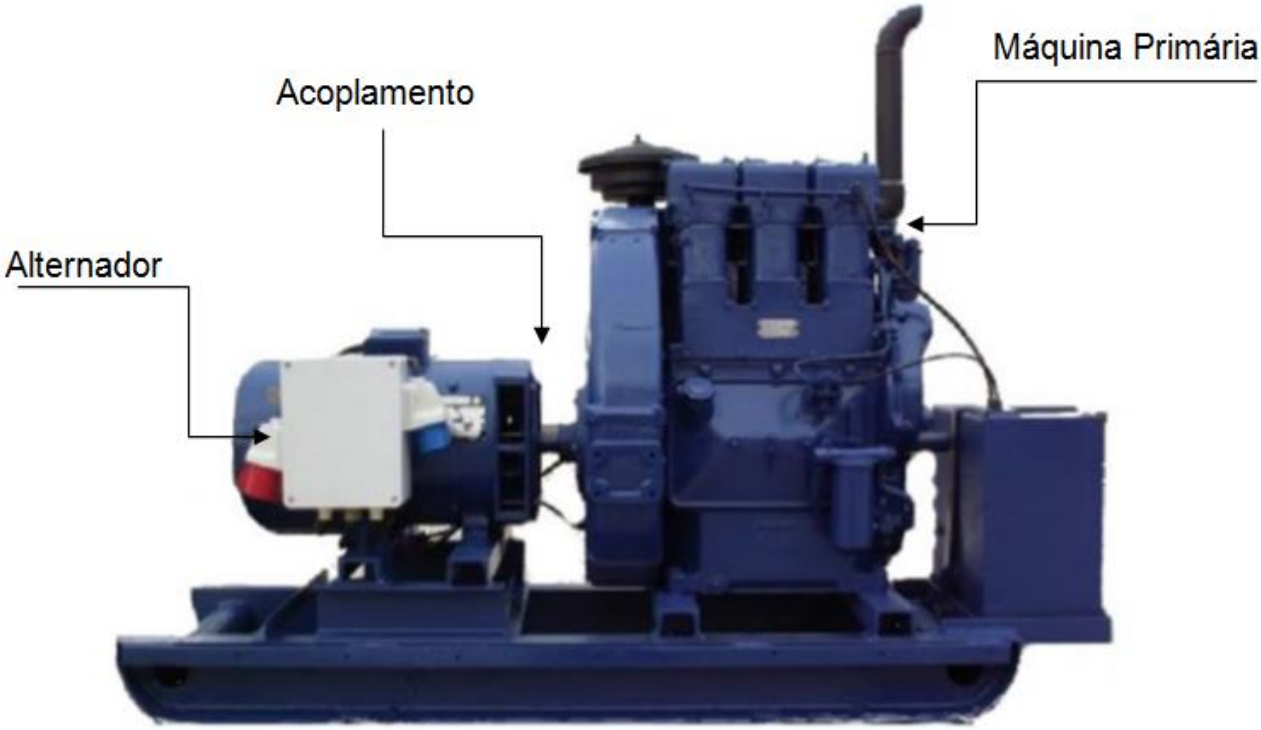
Fonte: Capstone (2018).

França Jr. (2008), destaca as vantagens da utilização de um sistema com microturbinas para geração de energia, sendo fácil instalação, arranque rápido, grande confiabilidade, sistema compacto, sem grandes vibrações (menos despesas estruturais, fundações e isolamentos acústicos), disponibilidade de energia térmica e temperaturas elevadas, redução significativa da emissão de poluentes e particularmente de NOx. Com relação às desvantagens, quando operada com biogás, necessita de um rígido sistema de limpeza do gás para remoção de umidade e H_2S. Caso o biogás seja oriundo de aterro ou ETE, há ainda a necessidade da retirada dos siloxanos (compostos derivados de produtos cosméticos e detergentes).

2.4 GRUPO GERADOR

É explicado por Kunz (2013) e citado por Braz e Araújo (2013), que o grupo motor gerador é um conjunto formado por um motor (máquina primária) e um gerador de corrente alternada (alternador) que se encontram acoplados. A Figura 8 ilustra um grupo motor gerador e evidencia os principais componentes: máquina primária, acoplamento e gerador síncrono.

Figura 8 - Grupo motor gerador



Fonte: Adaptado Kunz (2013).

De acordo com a Grupel (2018), esse dispositivo possui elementos complementares como as baterias, tanque de combustível, chassi, canópia, painel de controle, quadro de transferências de cargas e silenciador. Podem-se observar com a Figura 9 os componentes que complementam o dispositivo.

Figura 9 - Grupo motor gerador da STEMAC

Fonte: Stemac (2018).

Para Coldebella (2006), a eficiência da conversão em energia elétrica dos grupos motores geradores é relativamente reduzida, podendo variar entre 25% e 38%. Motores diesel em geral apresentam rendimentos de 3% a 5% a mais que motores ciclo Otto quando operados a gás. O que sobra da energia contida no biogás deste percentual que foi convertido em energia elétrica (60% a 75%), é convertido em energia térmica, que se encontra presente nos gases do escape (25% a 35%), na água de arrefecimento do motor (12% a 18%), no óleo do motor (5% a 10%) e uma parte é perdida por radiação (10% a 25%).

Coldebella (2006) ainda confirma que o motor de combustão interna do grupo motor gerador pode ser adaptado para o biogás, e Nishimura (2009) evidencia que os motores de combustão interna de ciclo Otto, como também os motores de ciclo diesel, requerem pequenas alterações para a utilização do biogás como combustível.

Kunz (2013) comentado por Braz e Araújo (2013), diz que o motor de ciclo diesel pode proporcionar uma redução dos custos, e Nishimura (2009) destaca que comparados os dois ciclos, o motor a ciclo diesel é mais apropriado que o motor a ciclo Otto devido a sua maior robustez e menor custo para uma mesma potência, porém para tal finalidade, são necessárias grandes modificações no motor diesel.

Segundo Brunetti (2012), o ciclo Otto possui vantagens referentes a motores de quatro tempos, como baixa relação peso-potência e baixa relação volume-potência para uma potência máxima de 400 kW devido à suavidade de funcionamento em toda faixa, baixo custo inicial e sistemas de controle simples e baratos.

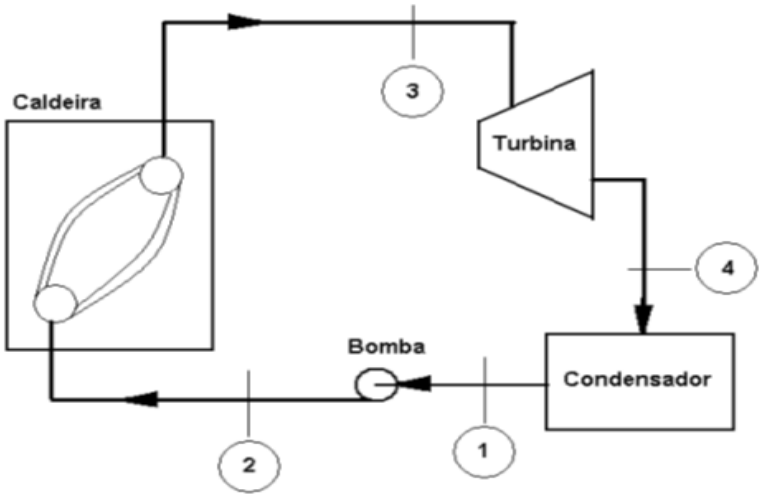
Segundo Almeidda (2015) a utilização de grupos geradores de energia é bastante frequente em indústrias, hotéis, hospitais, grandes eventos e até mesmo residências possuem este equipamento para suprir possíveis quedas de energia, vários modelos e potências são disponibilizados aos consumidores para diversos fins.

2.5 CICLO RANKINE ORGANICO (ORC)

O ciclo Rankine orgânico se trata de uma adaptação do ciclo Rankine à vapor, sendo que a principal diferença entre eles é o fluido de trabalho, onde no ORC o fluido de trabalho é o fluido orgânico (refrigerante e hidrocarbonetos), diferente do ciclo Rankine à vapor onde o fluido de trabalho é o vapor d’água.

O calor latente de vaporização e a temperatura de ebulição dos fluidos de trabalho em um ciclo ORC são muito inferiores ao da água, permitindo a circulação de uma maior vazão do fluido no circuito, o que provoca um melhor aproveitamento da fonte térmica. O ciclo Rankine orgânico apresenta a mesma configuração estrutural de um ciclo Rankine à vapor (ÇENGEL & BOLES, 2013).

Figura 10 - Diagrama do ciclo Rankine ideal e seus processos termodinâmicos

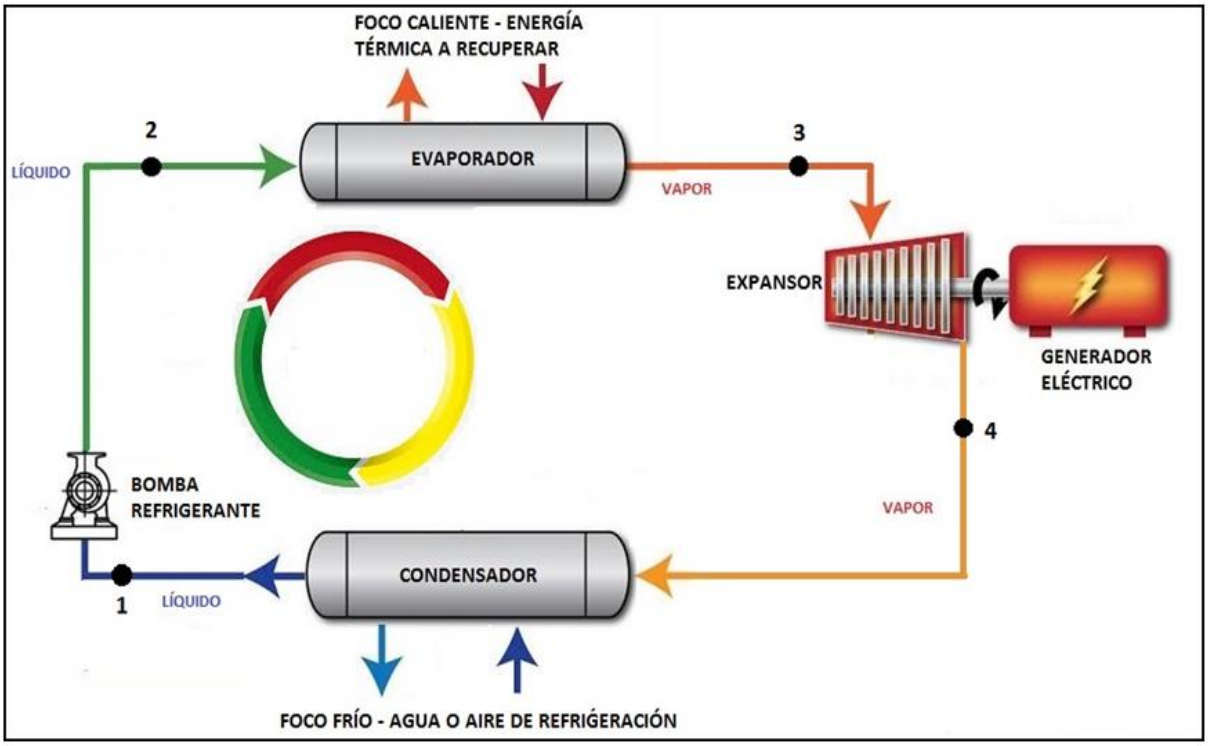


Fonte: Lachi (2014).

A Figura 10 apresenta o comportamento termodinâmico do ciclo Rankine ideal e seus componentes, sendo que Çengel e Boles (2013), descrevem detalhadamente os processos neste ciclo termodinâmico.

Em contrapartida, a Figura 11 mostra o ciclo de funcionamento do ciclo ORC.

Figura 11 - Representação do ciclo ORC



Fonte: Enerbasque (2018).

Onde no ciclo ORC, os processos se dão da seguinte forma:

- O fluido de arrefecimento estando no ponto 1, a bomba o levará a baixa pressão em um estado líquido proveniente do condensador;
- No ponto 2, o fluido abandona a bomba em estado líquido e a alta pressão;
- Seguindo para o ponto 3, o fluido abandona o evaporador a alta pressão e depois de aquecido, muda para a fase de vapor, graças à energia fornecida pela fonte quente. Desta forma, é possível transferir a energia residual do processo para o fluido de refrigeração, que será introduzido no expansor de parafuso;
- No ponto 4, a medida que o fluido se expande para alta pressão e temperatura, geramos trabalho mecânico no eixo, acoplado ao gerador elétrico. O fluido de resfriamento libera pressão e temperatura durante a expansão, mas continua como vapor, o que significa que temos que o inseris no condensador para poder transformá-lo em líquido e iniciar o processo novamente.

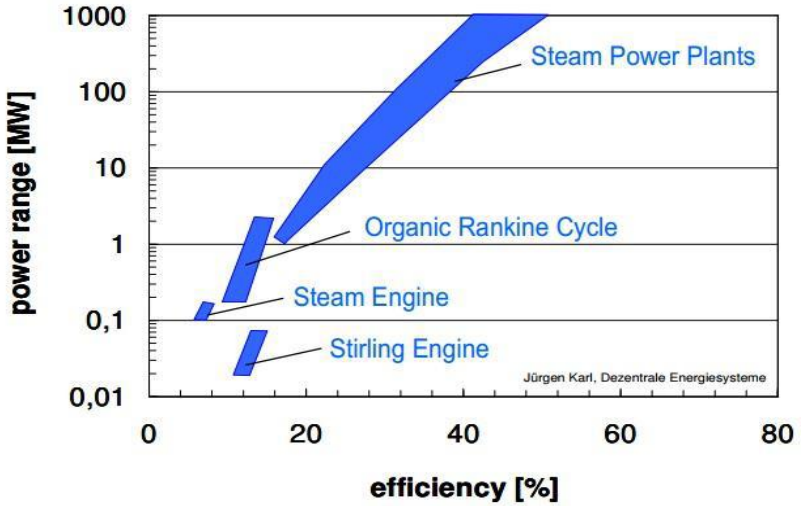
Segundo Meibak (2017), com uma vazão mássica de 1852 kg/h de biomassa conseguiu-se produzir 10 GWh por ano, onde o fluido escolhido influenciou diretamente no resultado. O fluido R245fa pode ser trabalhado em temperaturas que trazem fatores positivos, como um alto rendimento para o processo e também pela capacidade de trabalho com recuperação de calor industrial. Ribeiro (2018) analisou que com uma vazão mássica de 3,768 kg/s e com uma energia do gás de escape de 10035 kW, obteve-se uma potência produzida de 2,30 MW.

Carrasco et al. (2015) analisou um estudo de recuperação de calor em industrias de cimento e cal através da utilização do ciclo ORC, comparou com Vicentini (2011), e conclui que com uma temperatura de 90ºC foi possível gerar um trabalho na turbina de 265 kW, com fluxo térmico de 4350 kW, esse fato é devido ao fluido que foi adotado, o n-pentano. Já Carlão (2010) trabalhou com o fluido R245fa, obteve um maior rendimento com o fluido no estado de vapor úmido, na iminência de saturar, antes de sofrer uma expansão nas turbinas e sobreaquecer.

O ciclo Rankine orgânico tem um papel de destaque em meio às outras tecnologias e ciclos, uma vez que possibilita o aproveitamento térmico do calor cedido/rejeitado ou proveniente de uma fonte de baixa-média temperatura, convertendo em energia elétrica. Logo, pode funcionar como ciclo de fundo numa instalação de ciclo combinado, ou ainda como instalação principal, fazendo o aproveitamento térmico

diretamente de uma fonte quente. Na Figura 12 é visto como o ciclo ORC tem um destaque em meio as outras tecnologias devido sua faixa de potência.

Figura 12 - Gráfico de potência x eficiência para diferentes máquinas térmicas



Fonte: Spliethoff e Shuster (2006).

A adoção de um fluido orgânico em detrimento da água num ciclo termodinâmico permite atingir um ou mais objetivos listados em baixo (Angelino et al., 1984):

- Configurações do ciclo termodinâmico que são inacessíveis no diagrama de estado da água podem ser obtidas com fluidos com diferentes parâmetros críticos (por exemplo, ciclos supercríticos podem ser concebidos, mesmo a baixa temperatura);
- Mesmo com grandes diferenças de temperatura entre fonte quente e fonte fria, podem ser obtidos ciclos termodinâmicos com desenhos simples e um só andar de expansão, devido a não haver a necessidade de utilizar um regenerador e de sobreaquecer os fluidos orgânicos;
- São evitadas baixas velocidades periféricas geralmente requeridas para a turbina, assim como a condensação do fluido durante a expansão;
- A seleção de fluidos dando origem a fluxos de volume adequados permite tamanhos de turbina ideais para qualquer nível de potência;
- Podem, em certa medida, ser selecionados os níveis de pressão do fluido dentro dos vários componentes independentemente das temperaturas da fonte quente e da fonte fria (por exemplo, baixas temperaturas podem estar associadas a altas pressões e altas temperaturas associadas a baixas pressões).

3 METODOLOGIA

A fonte de biogás escolhida para análise foi a Estação de Tratamento de Esgoto de Aracruz sendo os dados coletados de Coutinho et al., (2014). Segundo Matos (2010) a ETE atende 88% da população e ainda descreve todas as etapas do tratamento do efluente (apud COUTINHO et al., 2014).

Primeiramente é necessário verificar a quantidade de biogás que é obtido no esgoto, para isso foi utilizada a equação 1 baseada nos estudos de Pecora (2006):

$$PB = \frac{V_{ef} \times DQO_e \times Y}{C_{CH4}} \quad (1)$$

Onde:

PB = Produção de biogás (m^3/dia);

V_{ef} = Vazão de biomassa através da biodigestão anaeróbica (m^3/dia);

DQO_e = Valor médio da demanda química de oxigênio (DQO);

Y = Produção de metano por kg de DQO;

C_{CH4}= Concentração de metano no biogás.

Com a produção de biogás é possível indicar os tipos de máquinas térmicas para a geração de energia, sendo inicialmente adotadas: microturbina, grupo motor-gerador, ciclo ORC e turbina a gás. Na avaliação das máquinas, é destacada a vazão necessária para a máquina gerar trabalho, o tamanho da máquina e a potência. Assim, a turbina a gás torna-se inviável devido ao seu tamanho e por ser necessária uma grande vazão mássica para suprir sua demanda. Sendo relevante o devido fato de que as maquinas são hipotéticas e não instaladas na ETE.

Por fim, é necessário calcular o rendimento energético e exergético causado pelo biogás em cada máquina térmica. Para isto, será utilizado um balanço de massa, para determinar o fluxo mássico em todos os componentes do sistema, um balanço de energia para saber o trabalho e calor gerado ou consumido em cada volume de controle, um balanço de exergia para avaliar as irreversibilidades geradas em cada volume de controle e no sistema como um todo e finalmente calcular o rendimento energético com apoio dessas equações abaixo,sendo que as equações de regime

permanente,devido ao fato de não ter variação de tempo do fluido. (VAN WYLEN et al, 2003).

3.1 BALANÇO DE MASSA

Para um determinado volume de controle, a taxa de variação da massa é igual à somatória de todos os fluxos de massa que entram no volume de controle, menos a somatória de todos os fluxos de massa que saem do mesmo volume. (VAN WYLEN et al., 2003).

$$\frac{dm}{dt}v.c = \sum \dot{m}e - \sum \dot{m}s \qquad (2)$$

Onde:

$\frac{dm}{dt}v.c$ = Taxa de variação da massa (kg/s);

$\dot{m}e$ = Vazão mássica de entrada (kg/s);

$\dot{m}s$ = Vazão mássica de saída (kg/s).

O lado esquerdo da equação 2 representa a taxa de variação da massa contida dentro do volume de controle, $\dot{m}e$ denota a taxa de fluxo de massa em uma entrada, e $\dot{m}s$ é a taxa de fluxo de massa em uma saída (KREITH,1999).

Quando aplicada a um volume de controle, o princípio da conservação de energia indica que a taxa de acumulação de energia no tempo, dentro do volume de controle, é igual a diferença entre a taxa de entrada total de transferência de energia e a taxa de saída total de transferência de energia (KREITH,1999).

3.2 BALANÇO DE ENERGIA

O balanço da taxa de energia é representado pela Equação 3, verificando a energia específica dos fluxos de entrada e saída do volume de controle.

$$\frac{dEv.c}{dt} = Qv.c - Wv.c + \sum \dot{m}e\left(he + \frac{Ve^2}{2} + gz_e\right) - \sum \dot{m}s\left(hs + \frac{Vs^2}{2} + gz_s\right) \qquad (3)$$

Onde:

$\frac{dEv.c}{dt}$ = Taxa de variação de energia de um volume de controle (kW);

$Qv.c$ = Taxa de transferência de calor para um volume de controle (kW);

$Wv.c$ = Taxa de realização de trabalho sobre um volume de controle (kW);

$\dot{m}e$ = Vazão mássica de entrada (kg/s);

$\dot{m}s$ = Vazão mássica de saída (kg/s);

he = Entalpia de entrada (kJ/kg);

hs = Entalpia de saída (kJ/kg).

Ve^2 = Velocidade de entrada;

g = Gravidade;

z_s= Altura de entrada;

Vs^2 = Velocidade de saída;

z_s = Altura de saída.

Com a Equação 3 é possível calcular grandezas como energia térmica adicionada e retirada ao fluido de trabalho, trabalho adicionado ou realizado no sistema, taxa de massa que flui pelo sistema e entalpias de entrada e de saída em cada volume de controle (PAZ, 2002).

Ressaltando que segundo SMITH et al. (2007), o cálculo para as variações de entalpia e entropia são mostrados nas equações 4 e 5.

$$\Delta h = \int_{To}^{T} Cp.Tdt \tag{4}$$

$$\Delta s = \int_{To}^{T} \frac{Cp}{T} dt \tag{5}$$

Onde:

To = Temperatura inicial (K);

T = Temperatura final (K);

Cp = Calor específico a pressão constante.

As equações 4 e 5, se fez presente para o calculo da exergia de fluxo do biogás, sendo que, o biogás não foi encontrado nas tabelas termodinâmicas. Já o ar, foi utilizado com auxílio do ANEXO A.

Definindo o balanço energético, o próximo passo é realizar o balanço exergético do volume de controle.

3.3 BALANÇO DE EXERGIA

As eficiências exergéticas determinam as perdas e rejeitos em termo do seu tipo e valores, para com isso maximizar o uso eficiente da energia fornecida. Podendo identificar possíveis pontos de melhorias e analisando a eficácia das medidas de engenharia adotadas como melhoria, comparando os valores antes e depois das modificações (MORAN; SHAPIRO, 2009).

O balanço de exergia sob a forma de taxa para um volume de controle é definido pela Equação 6 (VAN WYLEN et al., 2003):

$$\frac{dEv.c}{dt} = \sum\left(1 - \frac{To}{Tj}\right)Qj - \left(Wv.c. - Po\frac{dVv.c.}{dt}\right) + \sum \dot{m}e.efe - \sum \dot{m}s\,.\dot{efs} - Ed \qquad (6)$$

Onde:

Tj = Temperatura em um volume de controle (°C);

$\dot{Q}j$ = Taxa de calor em um volume de controle (kW);

Po = Pressão inicial (bar);

$\frac{dVv.c.}{dt}$ = Derivada do volume de controle (m^3);

efe = Exergia de fluxo na entrada;

efs = Exergia de fluxo na saída;

Ed = Exergia destruída durante um processo termodinâmico.

A exergia destruída é proporcional à entropia gerada, sendo sempre positiva para processos reais, igual a zero para processos reversíveis e impossível para quantidade negativa, conforme o teorema de Gouy-Stodola. Assim, a exergia destruída representa o potencial de trabalho perdido. A Equação 7 expressa a destruição de exergia em função da geração de entropia (MORAN; SHAPIRO, 2009).

$$Ed = To.\Delta s \quad (7)$$

Onde:
Δs= Variação da entropia (kJ/kg.K).

A partir da equação 7 é possível concluir que a destruição de exergia ou o trabalho perdido depende da escolha do reservatório de referência, nesse fato a equação tem como fonte o estado morto, que é o estado alcançado quando ele está em equilíbrio termodinâmico com o ambiente ou seja no estado morto a exergia é zero.Portanto, de acordo com Bejan (1982) é possível definir um referencial baseado em uma temperatura para todos os sistemas, considerada como a temperatura atmosférica padrão de 25°C (298,15 K). Desta forma, a única maneira de reduzir a exergia destruída do sistema é minimizando sua geração de entropia.
Já a exergia de fluxo está diretamente relacionada à transferência de exergia associada ao calor, transferência de trabalho, ao escoamento de massa e ao trabalho de fluxo na entrada e saída do volume de controle (CAO e SILVA, 2007). A Equação 8 apresenta o cálculo para exergia de fluxo (VAN WYLEN et al., 2003).

$$ef = h - ho - To(s - so) \quad (8)$$

A análise exergética de um sistema termodinâmico consiste, fundamentalmente, na identificação e quantificação das irreversibilidades do sistema com aplicação das suas exergias de entrada (insumos) e de saída (produto e rejeitos), e no cálculo da sua eficiência exergética (SCHMITZ e AXT, 2009).

3.4 RENDIMENTO ENERGÉTICO

O rendimento energético de um processo pode ser medida em termos da primeira lei da termodinâmica, que diz que a eficiência é a razão entre produto e o insumo ou recurso do processo (MORAN; SHAPIRO, 2009).

$$\eta = \frac{Wliq}{Qabs} \quad (9)$$

Onde:
η = rendimento energético;
$Wliq$ = Taxa de trabalho líquido do ciclo;
$Qabs$ = Calor Adicionado.

Com a equação de rendimento é possível ter conhecimento do desempenho de equipamentos, onde simulações de ciclos de potência a vapor podem ser feitas a fim de encontrar uma melhor combinação dos elementos dos ciclos e descobrir um arranjo que proporcione o melhor desempenho.

3.5 RENDIMENTO EXÉRGÉTICO

O rendimento exergético determina as perdas e rejeitos em termos de sua localidade, tipo e valores, para com isso maximizar o uso eficiente da energia fornecida. Podendo identificar possíveis pontos de melhorias e analisando a eficácia das medidas de engenharia adotadas como melhoria, comparando os valores antes e depois das modificações (MORAN; SHAPIRO, 2009).
De acordo com Fonseca (2003), a rendimento exergético (ηex) é a razão entre o produto e o combustível, e pode ser escrita conforme a Equação 10.

$$\eta ex = \frac{Produto}{Insumo} \tag{10}$$

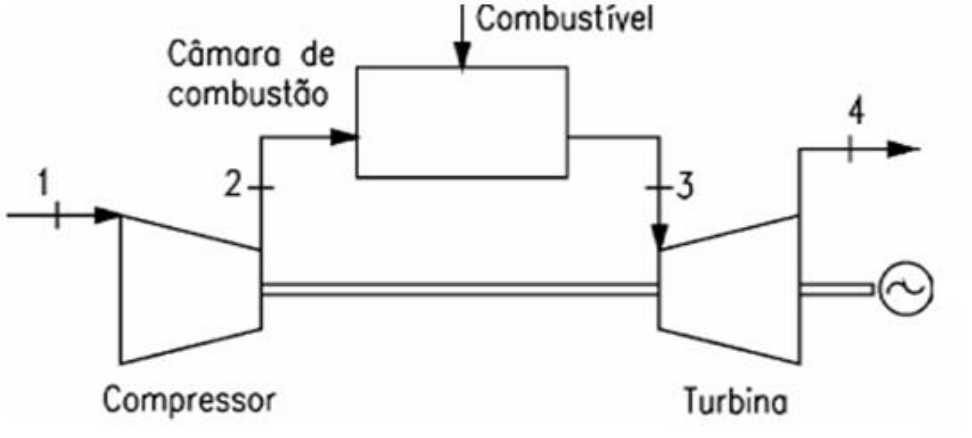
Este rendimento mostra a porcentagem de exergia de combustível adicionada ao sistema que é transformada em exergia de produto.
A partir dessas informações, é possível realizar um estudo detalhado da microturbina, do grupo motor gerador e do ciclo ORC, bem como seus respectivos componentes para verificar os resultados e alcançar os objetivos propostos nesse estudo.

3.6 ANALISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA - MICROTURBINA

As microturbinas são compostas de três partes principais, que são turbina, compressor e câmara de combustão. O princípio de funcionamento é o ciclo Brayton

aberto. As três partes e o ciclo estão representados esquematicamente na Figura 13 abaixo.

Figura 13 - Fluxograma de trabalho da microturbina



Fonte: Adaptado Çengel e Boles (2013).

A Figura 13 mostra que entre os pontos 1 e 2 existe o compressor, onde ocorre a compressão do gás e consequentemente o aumento da pressão, sendo essa compressão isentrópica. Já na câmara de combustão, entre pontos 2 e 3, ocorre a injeção de combustível ou melhor dizendo a adição de calor no sistema, sendo proposto neste trabalho o biogás. E finalmente a turbina, entre os pontos 3 e 4, onde ocorre a geração trabalho e também ocorre a expansão isentrópica, conectando-a em um gerador elétrico onde acontece o trabalho mecânico e a transformação em energia elétrica.

Na Tabela 4, estão listadas as principais equações que foram essenciais para alcançar os objetivos propostos neste estudo.

Tabela 4 - Equações das microturbinas

Turbina	$\mathrm{Wt} = \dot{\mathrm{m}}3 \times (\mathrm{h}3 - \mathrm{h}4)$	Trabalho da turbina
	$\mathrm{ef}3 = \dot{\mathrm{m}}3 \times (\mathrm{h}3 - \mathrm{h}0)$	Exergia de fluxo
	$\mathrm{Ed} = \left(\mathrm{To} \times (\Delta s)\right) \times \dot{\mathrm{m}}3$	Exergia destruída
	$\varepsilon = \frac{\mathrm{Wt}}{\mathrm{ef}3 - \mathrm{ef}4}$	Eficiência da turbina
Compressor	$\mathrm{Wc} = \dot{\mathrm{m}}1 \times (\mathrm{h}2 - \mathrm{h}1)$	Trabalho do compressor
	$\mathrm{ef}1 = \dot{\mathrm{m}}1 \times (\mathrm{h}1 - \mathrm{h}0)$	Exergia de fluxo
	$\mathrm{Ed} = \left(\mathrm{To} \times (\Delta s)\right) \times \dot{\mathrm{m}}1$	Exergia destruída
	$\varepsilon = \frac{\mathrm{ef}2 - \mathrm{ef}1}{\mathrm{Wc}}$	Eficiência do compressor
	$\mathrm{Wliq} = \mathrm{Wt} - \mathrm{Wc}$	Trabalho líquido
Caldeira	$\mathrm{Qcal} = \dot{\mathrm{m}}3 \times (\mathrm{h}3 - \mathrm{h}2)$	Calor na entrada
	$\mathrm{ef}2 = \dot{\mathrm{m}}3 \times ((\mathrm{h}3 - \mathrm{h}0) - \mathrm{To} \times (\mathrm{s}2 - \mathrm{s}1))$	Exergia de fluxo
	$\mathrm{Ed} = \left(\mathrm{To} \times (\Delta s)\right) \times \dot{\mathrm{m}}3$	Exergia destruída
	$\varepsilon = \dot{\mathrm{m}}3 \times ((\mathrm{ef}3 - \mathrm{ef}2)/(\mathrm{eflu} - \mathrm{ef}2))$	Eficiência da caldeira
Ciclo Total	$\eta = \frac{\mathrm{Wliq}}{\mathrm{Qcal}}$	Rendimento energético
	$\eta\mathrm{ex} = \frac{\mathrm{Wv.c}}{\mathrm{Qgas}}$	Rendimento exergético
	$Qgas = \varphi \times PCI + Rcom \times To \times ln\left(\frac{Pcom}{Po}\right)$	Exergia do gás

Fonte: Van Wylen et al. (2003); Moran e Shapiro (2009); Guerra (2017).

A Tabela 4 tem como função orientar os cálculos necessários alcançar o objetivo proposto, que foi o cálculo do rendimento energético (η), rendimento exergético (ηex), e do trabalho da turbina (Wt).

A primeira parte da Tabela 4 tem a intenção de mostrar os principais componentes do ciclo, sendo necessário 4 equações para cada parte do sistema. A primeira equação utilizada é a de trabalho da turbina, sendo esse importante na conversão de energia mecânica para energia elétrica. Na segunda equação têm-se a exergia de fluxo (ef), necessária para cálculos da eficiência exergética da turbina. Já a terceira equação é a exergia destruída (Ed), o cálculo da tal se fez importante pelo fato da importância em saber a quantidade de exergia que se é destruída na turbina.

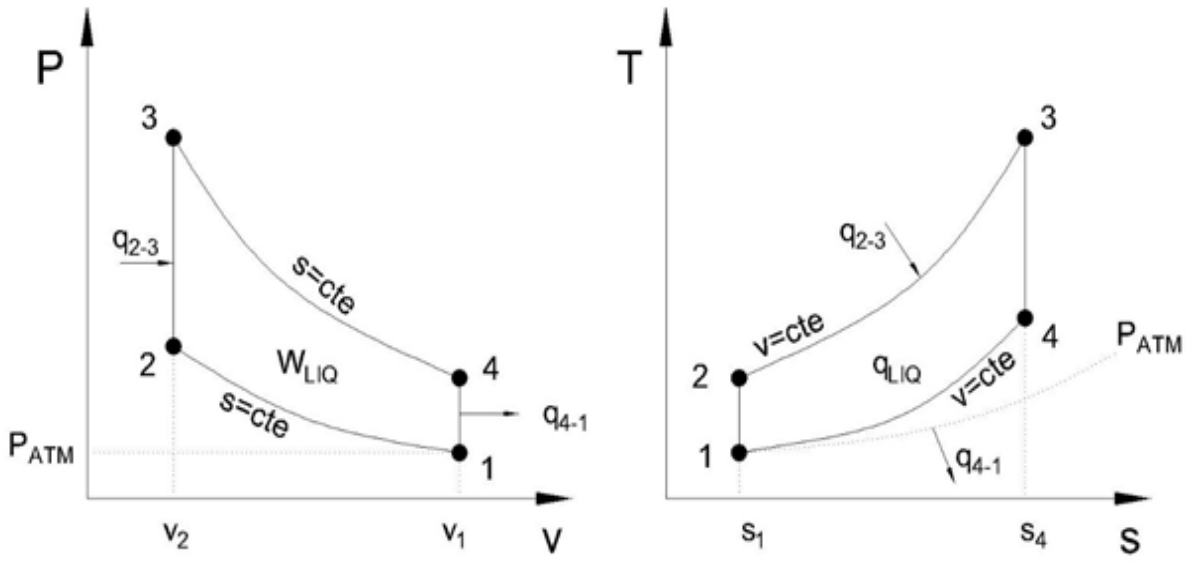
Por fim, a quarta equação foi à eficiência (ε), essa equação se fez necessária para se souber qual a eficiência do componente no sistema.

A segunda parte da Tabela 4 é referente ao ciclo onde o foco é o rendimento energético (η), o rendimento exergético (ηex) e a exergia do gás (Qgas). Essas equações são primordiais, pois o trabalho consiste em avaliar o rendimento de cada máquina térmica, e ainda vale ressaltar a exergia do gás que é necessária para obter-se o rendimento exergético.

3.7 ANALISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA - GRUPO MOTOR GERADOR

No grupo motor gerador o princípio de funcionamento é o ciclo Otto, em que o fluido depois de admitido passa pelos processos compressão, adição de calor, expansão e rejeição de calor, conforme ilustrado na Figura 14 em um diagrama T-s e P-v.

Figura 14 - Diagrama do ciclo Otto



Fonte: Moran e Shapiro (2009).

A Figura 14 mostra dois diagramas, do lado esquerdo têm-se o diagrama P-v indicando a variação da pressão e de volume no sistema, já no lado direito têm-se o diagrama T-s utilizado para analisar mudanças de temperaturas e de entropias no sistema. O diagrama abordado é o T-s, em que os pontos 1-2 e 3-4 possuem trabalho, porém não ocorre transferência de calor, já nos pontos 2-3 e 4-1, tem transferência de calor, mas com ausência de trabalho. Tendo em vista que no ponto

1-2 tem uma compressão isentrópica, no ponto 2-3 uma transferência de calor em volume constante, no ponto 3-4 uma expansão isentrópica, e no ponto 4-1 uma rejeição de calor pelo pistão na parte inferior.

Baseado nesse diagrama tem-se uma Tabela 5, com as equações necessárias para alcançar o objetivo proposto nesse projeto.

Tabela 5 - Equações do grupo motor gerador

Expansão	$Wexp = \dot{m}3 \times (h3 - h4)$	Trabalho na expansão
	$ef3 = \dot{m}3 \times ((h3 - h0) - To \times (s3 - s0))$	Exergia de fluxo
	$Ed = \left(To \times (\partial s)\right) \times \dot{m}3$	Exergia destruída
	$\varepsilon = 1 - \frac{Ed}{ef3}$	Eficiência na expansão
Compressão	$Wcomp = \dot{m}1 \times (h2 - h1)$	Trabalho compressão
	$ef1 = \dot{m}1 \times ((h1 - h0) - To \times (s1 - s0))$	Exergia de fluxo
	$Ed = \left(To \times (\Delta s)\right) \times \dot{m}1$	Exergia destruída
	$\varepsilon = \frac{ef2 - ef1}{Wc}$	Eficiência compressão
	$Wliq = Wt - Wc$	Trabalho líquido
Calor de Entrada	$Qent = \dot{m}3 \times (h3 - h2)$	Calor na entrada
	$ef2 = \dot{m}3 \times ((h3 - h0) - To \times (s2 - s0))$	Exergia de fluxo
	$Ed = \left(To \times (\Delta s)\right) \times \dot{m}3$	Exergia destruída
	$\varepsilon = \dot{m}3 \times ((ef3 - ef2)/(eflu - ef2))$	Eficiência entrada calor
Calor na Saída	$Qsai = \dot{m}3 \times (h3 - h2)$	Calor na entrada
	$ef4 = \dot{m}3 \times ((h4 - h0) - To \times (s4 - s0))$	Exergia de fluxo
	$Ed = \left(To \times (\Delta s)\right) \times \dot{m}3$	Exergia destruída
	$\varepsilon = \dot{m}3 \times ((ef4 - ef1)/(eflu - ef1))$	Eficiência saída de calor
Ciclo Total	$\eta = \frac{Wliq}{Qcal}$	Rendimento energético
	$\eta ex = \frac{Wv.c}{Qgas}$	Rendimento exergético
	$Qgas = \varphi \times PCI + Rcom \times To \times ln\left(\frac{Pcom}{Po}\right)$	Exergia do gás

Fonte: Van Wylen et al. (2003); Moran e Shapiro (2009); Guerra (2017).

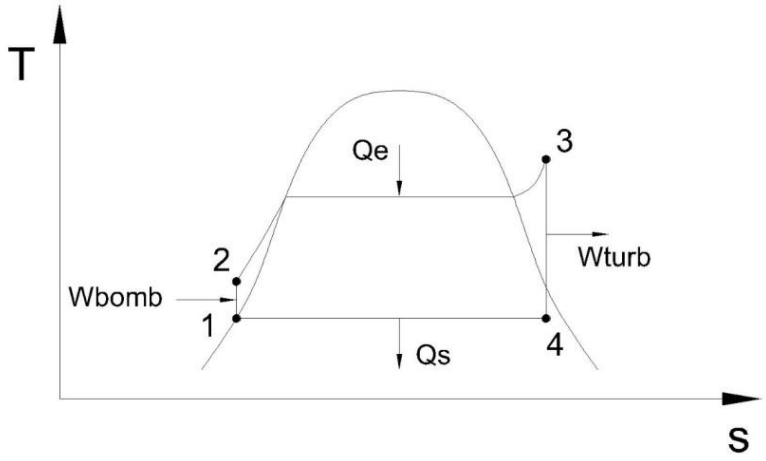
A Tabela 5 tem o intuito de facilitar os cálculos para alcançar os objetivos propostos, nesse contexto ela será analisada em duas partes para maior clareza. A primeira parte da Tabela 5 refere-se às etapas do ciclo Otto, em cada fase do ciclo são analisadas quatro equações principais, sendo o trabalho ou o calor tanto de entrada e saída, a exergia de fluxo essencial para encontrar as eficiências em cada parte do sistema, a exergia destruída que mostra os pontos termicamente vulneráveis do sistema, e a eficiência utilizada para encontrar a parte da máquina com melhor desempenho térmico.

A segunda parte da Tabela 5 mostra uma visão geral do sistema, avaliando o rendimento energético e exergético do ciclo e a exergia do gás, que são os objetivos desse estudo.

3.8 ANALISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA - CICLO ORC

O ciclo ORC é trabalhado com fluído orgânico, no presente trabalho é o R134a, devido a sua compatibilidade com o biogás (MOREIRA, 2018). A Figura 15 apresenta um diagrama esquemático do ciclo ORC.

Figura 15 - Diagrama do Ciclo Rankine Orgânico



Fonte: Moran e Shapiro (2009).

Na Figura 15, observa-se o esquema do ciclo Rankine orgânico. Entre os pontos 1 e 2 ocorre a compressão isentrópica pela bomba, entre os pontos 2 e 3 entra calor na caldeira, já entre os pontos 3 e 4 têm-se a turbina produzindo o trabalho necessário para a produção de energia, e finalizando o ciclo entre os pontos 4 e 1 têm-se o evaporador onde o calor sai do sistema.O diagrama T-s visa fornecer a transferência

de calor para processos internamente reversíveis, ou seja, abaixo da curva dentro do domo está a transferência de calor dos processos.

A Tabela 6 apresenta uma lista de equações necessárias para alcançar o objetivo proposto de avaliar o rendimento energético e exergético dessa máquina térmica.

Tabela 6 - Equações do Ciclo ORC

Turbina	$Wt = \dot{m}3 \times (h3 - h4)$	Trabalho da turbina
	$ef3 = \dot{m}3 \times ((h3 - h0) - To \times (s3 - s0))$	Exergia de fluxo
	$Ed = \left(To \times (\Delta s)\right) \times \dot{m}3$	Exergia destruída
	$\varepsilon = \dfrac{Wt}{\left(\frac{Ed}{m}\right) + \left(\frac{Wt}{m}\right)}$	Eficiência da turbina
Bomba	$Wb = \dot{m}1 \times (h2 - h1)$	Trabalho da bomba
	$ef1 = \dot{m}1 \times ((h1 - h0) - To \times (s1 - s0))$	Exergia de fluxo
	$Ed = \left(To \times (\Delta s)\right) \times \dot{m}1$	Exergia destruída
	$\varepsilon = \dfrac{ef2 - ef1}{Wb}$	Eficiência da bomba
	$Wliq = Wt - Wb$	Trabalho líquido
Caldeira	$Qent = \dot{m}3 \times (h3 - h2)$	Calor na entrada
	$ef2 = \dot{m}3 \times ((h3 - h0) - To \times (s2 - s0))$	Exergia de fluxo
	$Ed = \left(To \times (\Delta s)\right) \times \dot{m}3$	Exergia destruída
	$\varepsilon = \dot{m}3 \times ((ef3 - ef2)/(eflu - ef2))$	Eficiência entrada calor
Evaporador	$Qsai = \dot{m}3 \times (h3 - h2)$	Calor na entrada
	$ef4 = \dot{m}3 \times ((h4 - h0) - To \times (s4 - s0))$	Exergia de fluxo
	$Ed = \left(To \times (\Delta s)\right) \times \dot{m}3$	Exergia destruída
	$\varepsilon = \dot{m}3 \times ((ef4 - ef1)/(eflu - ef1))$	Eficiência saída calor
Ciclo Total	$n = \dfrac{Wliq}{Qcal}$	Rendimento energético
	$nex = \dfrac{Wv.c}{Qgas}$	Rendimento exergético
	$Qgas = \varphi \times PCI + Rcom \times To \times ln\left(\dfrac{Pcom}{Po}\right)$	Exergia do gás

Fonte: Van Wylen et al. (2003); Moran e Shapiro (2009); Guerra (2017).

A primeira parte da Tabela 6 é referente aos componentes do ciclo tendo 4 equações principais, o trabalho ou calor de entrada e saída, a exergia de fluxo, a exergia destruída e eficiência de calor. A segunda parte da Tabela 6 está buscando avaliar a exergia do gás no ciclo pois com essa exergia é possível obter-se o rendimento exergético do ciclo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os dados da Tabela 7 foram coletados no trabalho de Coutinho et al., (2014), fornecendo praticamente todos os dados, exceto o valor da produção de metano (Y), fornecido pela IPCC - Intergovernmental Panel on Climate Change.

Tabela 7 - Dados da Produção de Biogás da ETE.

Vazão de biomassa	V_{ef}	978,05 m^3. d^{-1}
Demanda química de oxigênio	DQO_e	0,325 kg DQO. m^{-3}
Produção de metano	Y	0,25 $m^3.CH_4.kg^{-1}$ DQO
Concentração de metano	C_{CH4}	65%
Produção de biogás	**PB**	**122,26 $m^3.d^{-1}$**

Fonte: Autores (2019); Coutinho et al. (2014).

A Tabela 7 mostra que uma vazão de biomassa de 978,05 m^3/dia, com uma DQO de 0,325 kg DQO/m^3, e com uma concentração de 65% de metano, obteve-se uma produção de biogás de 122,26 m^3/dia, Já Pecora (2006), encontrou uma produção de biogás de 5,27 m^3/dia, pelo fato de que sua vazão de biomassa foi de 71,7 m^3/dia, essa diferença significativa foi devido ao fato de que Pecora analisou uma ETE com baixa vazão de biomassa.

4.1 ANALISE DE DADOS E RESULTADOS DA MICROTURBINA

Na microturbina o fluido analisado foi o ar padrão, sendo adicionado o biogás como combustível de queima na entrada da caldeira, considerando suas respectivas vazões mássicas. O modelo de microturbina considerado para este trabalho é C30 da Capstone conforme ANEXO D, mesmo modelo utilizado por Guerra (2017), pois o biogás também foi usado como fonte de combustível.

4.1.1 Análise energética e exergética do compressor

Conforme o princípio de funcionamento através do ciclo Brayton aberto, o primeiro passo é analisar o compressor a fim de identificar as mudanças termodinâmicas que ocorrem com o fluido usando os valores de temperatura e pressão fornecidos, conforme aponta a Tabela 8.

Tabela 8 - Microturbina - Eficiência energética do compressor

Temperatura na entrada	*T1*	288 K
Temperatura na saída	*T2*	476,3 K
Pressão na entrada	*P1*	1,01 bar
Pressão na saída	*P2*	4,81 bar
Entropia na entrada	*s1*	5,69 kJ/kg.K
Entropia na saída	*s2*	6,20 kJ/kg.K
Vazão mássica de ar	$\dot{m}$	0,307 kg/s
Trabalho do compressor	Wc	58,7 kW

Fonte: Autores (2019); Capstone (2018).

Na Tabela 8 tem-se os dados envolvendo a passagem do fluido pelo compressor. As temperaturas foram obtidas através de catalogo técnico do fabricante da microturbina e a entropia foi obtida através da equação 5. O trabalho realizado pelo compressor tem o valor de 58,7 kW.

Seguindo no balanço exergético do compressor, na Tabela 9 tem-se os resultados referentes a exergia de fluxo, eficiência exergética e exergia destruída. A exergia destruída no compressor é de 46,7 kW e a eficiência exergética é de 8%. Tendo em vista esses resultados a exergia teve um valor alto sendo que quando comparado com o trabalho que o compressor realizou, nesse fato observa-se que o compressor também obteve uma eficiência baixíssima.

Tabela 9 - Microturbina - Eficiência exergética do compressor

Exergia de fluxo na entrada	$ef1$	3,1 kW
Exergia de fluxo na saída	$ef2$	12,4 kW
Eficiência exergética	ε	8%
Exergia destruída	Ed	46,7 kW

Fonte: Autores (2019).

4.1.2 Análise energética e exergética da câmara de combustão

Na sequência dos componentes, têm-se a câmara de combustão, o objetivo é saber a quantidade de calor que está entrando no sistema, conforme mostra a Tabela 10.

Tabela 10 - Microturbina - Eficiência energética da câmara de combustão

Temperatura na saída	*T3*	1200 K
Entropia na saída	*s3*	7,13 kJ/kg.K
Calor de entrada no sistema	$Qent$	247,7 kW

Fonte: Autores (2019).

Na Tabela 10, a temperatura está conforme Guerra (2017) que utilizou o mesmo modelo de microturbina, a entropia foi obtida através da equação 5, e o calor que entra no sistema tem um valor de 247,7 kW.

Na Tabela 11 tem-se os resultados referentes a exergia de fluxo, eficiência exergética e exergia destruída. A exergia destruída na câmara de combustão é de 85,8 kW e a eficiência exergética é de 38%.

Tabela 11 - Microturbina - Eficiência exergética da câmara de combustão

Exergia de fluxo na saída	$ef3$	303,7 kW
Eficiência exergética	ε	38%
Exergia destruída	Ed	85,8 kW

Fonte: Autores (2019).

O maior valor de exergia destruída ocorre na câmara de combustão. Guerra (2017) analisou uma microturbina operada com biogás e Mai et al. (2016) analisou o ciclo termodinâmico de uma fábrica, verificou-se nessas duas situações que dentro de todo o ciclo, na câmara de combustão encontrou-se o maior valor de exergia destruída, justificado pelo aumento da razão de pressão entre os componentes do processo.

4.1.3 Análise energética e exergética da turbina

O passo seguinte é a análise da turbina, ela é responsável por mostrar o quanto o sistema pode produzir de energia elétrica, isso devido à turbina estar ligada a um gerador elétrico.

Tabela 12 - Microturbina - Eficiência energética da turbina

Temperatura na saída	*T4*	870,3 K
Entropia na saída	*s4*	6,80 kJ/kg.K
Trabalho da turbina	W_t	117,2 kW
Eficiência energética global	η	23,6%

Fonte: Autores (2019).

Na Tabela 12, a entropia foi obtida através da equação 5. O trabalho realizado pela turbina tem um valor de 117,2 kW. A eficiência energética do ciclo tem um valor de 23,6%.

Nascimento (2014) e Guerra (2017) dizem que a eficiência energética média de uma microturbina é de 17% e que pode chegar à 30% com aplicação de um regenerador ao processo, o valor encontrado de 23,6% encontra-se dentro desse intervalo, visto que a eficiência isentrópica considerada do compressor e da turbina de 85%.

Tabela 13 - Microturbina - Eficiência exergética da turbina

Exergia de fluxo na saída	$ef4$	87,0 kW
Exergia de fluxo do gás	$eflu$	66,6 kW
Eficiência exergética	ε	54%
Exergia destruída	Ed	29,8 kW
Exergia dos gases de exaustão	$Qgas$	83,8 kW
Rendimento exergético global	ηex	44,3%

Fonte: Autores (2019).

Seguindo na análise exergética da turbina, na Tabela 12 tem-se os resultados referentes a exergia de fluxo, eficiência exergética, exergia destruída, exergia dos gases de combustão e exergia global do ciclo. A exergia destruída na turbina de 29,8 kW e a eficiência exergética de 54%.

Mai et al. (2016) diz que a maior eficiência exergética é encontrada na turbina, em conformidade com o caso proposto neste trabalho. Já Guerra (2017) menciona que a eficiência global do ciclo está compreendida entre 43 e 45%. O rendimento exergético global deste trabalho foi de 44,3%.

4.2 ANALISE DE DADOS E RESULTADOS DO GRUPO MOTOR GERADOR

No grupo motor gerador o fluido analisado foi o ar padrão misturado com o biogás como combustível para funcionamento do motor. O modelo adotado para este estudo é o G229-4 da Stemac, conforme ANEXO F.

4.2.1 Análise energética e exergética na compressão

O ponto de partida para estudo neste ciclo ocorre quando o fluido, após ser admitido, passa pelo processo de compressão, de maneira que ocorre um aumento de temperatura e pressão. A intenção é identificar as mudanças termodinâmicas que ocorrem com o fluido usando os valores de temperatura e pressão fornecidos, conforme aponta a Tabela 14.

Tabela 14 - Grupo motor gerador - Eficiência energética na compressão

Temperatura na entrada	*T1*	288 K
Temperatura na saída	*T2*	640 K
Entropia na entrada	*s1*	5,69 kJ/kg.K
Entropia na saída	*s2*	6,49 kJ/kg.K
Vazão mássica de ar	$\dot{m}$	0,307 kg/s
Trabalho na compressão	$Wcomp$	198,5 kW

Fonte: Autores (2019); Stemac (2018).

Na Tabela 14 tem-se os dados envolvendo o fluido quando comprimido. As temperaturas foram obtidas através de catalogo técnico do fabricante do grupo motor gerador e a entropia foi obtida através da equação 5. O trabalho realizado na compressão tem o valor de 198,5 kW.

Tabela 15 - Grupo motor gerador - Eficiência exergética na compressão

Exergia de fluxo na entrada	$ef1$	60 W
Exergia de fluxo na saída	$ef2$	37,7 kW
Eficiência exergética	ε	6%
Exergia destruída	Ed	239,2 kW

Fonte: Autores (2019).

No balanço exergético da compressão, têm-se na Tabela 15 os resultados referentes a exergia de fluxo, eficiência exergética e exergia destruída. A exergia destruída nessa etapa é de 239,2 kW e a eficiência exergética é de 6%.

4.2.2 Análise energética e exergética na entrada de calor

Na sequência do ciclo, têm-se a entrada de calor, o objetivo é quantificar esse calor que está sendo adicionado ao sistema, conforme mostra a Tabela 16, sendo que a entropia foi obtida através da equação 5, e o calor que entra no sistema tem um valor de 419,8 kW.

Tabela 16 - Eficiência energética e exergética na entrada de calor

Temperatura na saída	*T3*	1800 K
Entropia na saída	*s3*	7,53 kJ/kg.K
Calor de entrada no sistema	$Qent$	419,8 kW
Exergia de fluxo na saída	$ef3$	361,6 kW
Eficiência exergética	ε	34%
Exergia destruída	Ed	309,7 kW

Fonte: Autores (2019); Moran e Shapiro (2009).

Na Tabela 16 tem-se ainda os resultados referentes a exergia de fluxo, eficiência exergética e exergia destruída na entrada de calor no sistema. A exergia destruída é de 309,7 kW e a eficiência exergética é de 34%. Com isso, nota-se que na entrada de calor é o local no sistema onde se destrói maior quantidade de exergia.

4.2.3 Análise energética e exergética na expansão

A próxima etapa analisada é a expansão. Nesse processo é calculada a potência fornecida ao sistema. Na Tabela 17, a entropia foi obtida através da equação 5. O trabalho realizado nesta etapa tem um valor de 331,8 kW. Têm-se ainda os resultados referentes a exergia de fluxo, eficiência exergética e exergia destruída. A exergia destruída no processo de expansão é de 207,6 kW e a eficiência exergética é de 43%. A eficiência exergética da turbina é sempre a maior devido ao fato dela apresentar uma maior produção de trabalho e uma menor destruição de exergia no sistema.

Tabela 17 - Eficiência energética e exergética na expansão

Temperatura na saída	*T4*	900 K
Entropia na saída	*s4*	6,84 kJ/kg.K
Trabalho do Expansor	$Wexp$	331,8 kW
Exergia de fluxo na saída	$ef4$	94,2 kW
Eficiência exergética	ε	43%
Exergia destruída	Ed	207,6 kW

Fonte: Autores (2019).

4.2.4 Análise energética e exergética na saída de calor

Esta é a última etapa do ciclo termodinâmico onde todo o calor presente no sistema é descartado, é possível saber também os rendimentos apresentados pelo ciclo.

Tabela 18 - Grupo motor gerador - Rendimentos finais

Trabalho líquido	$Wliq$	133,3 kW
Eficiência exergética	ε	17%
Rendimento energético global	η	31,8%
Rendimento exergético global	ηex	50,1%

Fonte: Autores (2019).

Na Tabela 18 têm os dados do trabalho líquido realizado por todo o sistema de 133,3 kW, a eficiência exergética na saída de calor de 17%. Nos resultados finais o rendimento energético é de 31,8% e o rendimento exergético é de 50,1%.

Coldebella (2006) afirma que o rendimento energético de conversão em energia elétrica dos grupos motores geradores pode variar entre 25% e 38% em relação à energia inicial presente no biogás, como o rendimento energético encontrado é 31,8%, logo se encontra dentro do intervalo citado por Coldebella.Quando analisando o seu rendimento exergético é notável já que Coldebella (2006) afirma que o rendimento exergético está entre 48% a 52,4%, e nesse fato o valor encontrado foi de 50,1% que está dentro do intervalo.

4.3 ANALISE DE DADOS E RESULTADOS DO GRUPO ORC

No ciclo ORC o fluido analisado foi o R134a, sua escolha deve-se a sua facilidade de trabalho e por ser um fluido úmido com uma otimização maior com o biogás. O modelo adotado para este estudo é o TD 3 CHP da Turboden, conforme ANEXO E.

4.3.1 Análise energética e exergética da bomba

Conforme o princípio de funcionamento semelhante ao ciclo Rankine, o primeiro passo é analisar a bomba a fim de identificar as mudanças termodinâmicas que ocorrem com o fluido, conforme apresenta a Tabela 19.

Tabela 19 - ORC - Eficiência energética da bomba

Temperatura na entrada	*T1*	15ºC
Temperatura na saída	*T2*	40ºC
Entropia na entrada	*s1*	0,27 kJ/kg.K
Entropia na saída	*s2*	0,39 kJ/kg.K
Vazão mássica de combustível	$\dot{m}$	0,307 kg/s
Trabalho da bomba	Wb	11,0 kW

Fonte: Autores (2019); Turboden (2018).

Na Tabela 19 têm-se os dados envolvendo a passagem do fluido pela bomba. As temperaturas foram obtidas através de catalogo técnico do fabricante do ORC e as entropias foram obtidas pelas tabelas termodinâmicas no ANEXO B. O trabalho realizado pela bomba tem o valor de 11,0 kW.

Tabela 20 - ORC - Eficiência exergética da bomba

Exergia de fluxo na entrada	$ef1$	30 W
Exergia de fluxo na saída	$ef2$	26 W
Eficiência exergética	ε	1%
Exergia destruída	Ed	35,1 kW

Fonte: Autores (2019).

Seguindo no balanço exergético da bomba, na Tabela 20 tem-se os resultados referentes a exergia de fluxo, eficiência exergética e exergia destruída. A exergia destruída na bomba é de 35,1 kW e a eficiência exergética é de 1%. Nesse fato

nota-se que a bomba tem uma eficiência baixíssima devido ao fato de ter uma grande destruição de exergia.

4.3.2 Análise energética e exergética da caldeira

Na sequência dos componentes, têm-se a caldeira, o objetivo é saber a quantidade de calor que está entrando no sistema, conforme mostra a Tabela 21.

Tabela 21 - ORC - Eficiência energética da caldeira

Temperatura na saída	*T3*	101ºC
Entropia na saída	*s3*	1,11 kJ/kg.K
Calor de entrada no sistema	$Qent$	71,6 kW
Exergia de fluxo na saída	$ef3$	4,63 kW
Eficiência exergética	Ɛ	29%
Exergia destruída	Ed	216,7 kW

Fonte: Autores (2019).

Na Tabela 21, a entropia foi obtida através da tabela termodinâmica no ANEXO C, e o calor que entra no sistema tem um valor de 71,6 kW. Têm-se ainda os resultados referentes a exergia de fluxo, eficiência exergética e exergia destruída. A exergia destruída na caldeira é de 216,7 kW e a eficiência exergética é de 29%. A eficiência da caldeira tem um valor bom quando comparado com a bomba devido ao fato da sua quantidade de calor que está sendo aproveitado no sistema.

4.3.3 Análise energética e exergética da turbina

O passo seguinte é a análise da turbina, ela é responsável por mostrar o quanto de trabalho está sendo fornecido ao sistema.

Tabela 22 - ORC - Eficiência energética e exergética da turbina

Temperatura na saída	*T4*	35ºC
Entropia na saída	*s4*	0,91 kJ/kg.K
Trabalho da turbina	Wt	22,0 kW
Exergia de fluxo na saída	$ef4$	1,8 kW
Eficiência exergética	Ɛ	53%
Exergia destruída	Ed	62,0 kW

Fonte: Autores (2019).

Na Tabela 12, a entropia foi obtida através da tabela termodinâmica no ANEXO C. O trabalho realizado pela turbina tem um valor de 22,0 kW. Seguindo na análise exergética da turbina, tem-se os resultados referentes a exergia de fluxo, eficiência exergética, exergia destruída, exergia dos gases de combustão e exergia global do ciclo. A exergia destruída na turbina de 62,0 kW e a eficiência exergética de 53%. A turbina se mostrou com a maior eficiência devido ao fato de destruir menos exergia no sistema.

4.3.4 Análise energética e exergética do evaporador

Esta é a última etapa do ciclo termodinâmico onde todo o calor presente no sistema é descartado, é possível saber também os rendimentos apresentados pelo ciclo.

Tabela 23 - ORC - Rendimentos finais

Trabalho líquido	$Wliq$	11,0 kW
Calor no Evaporador	Qsai	60,64kW
Eficiência exergética	ε	17%
Rendimento energético global	η	15,4%
Rendimento exergético global	ηex	8,3%

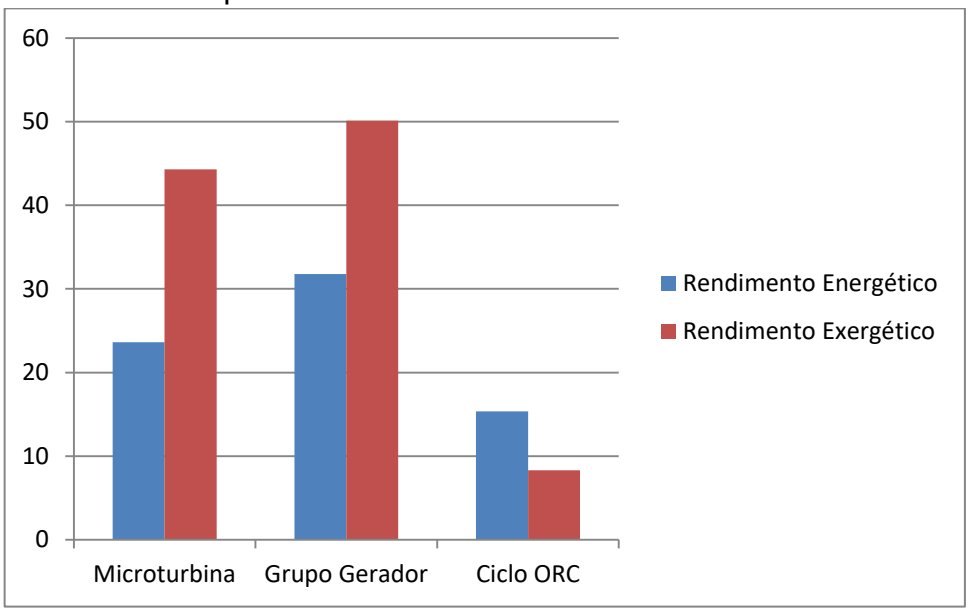
Fonte: Autores (2019).

Na Tabela 23 têm os dados do trabalho líquido realizado na parte final do sistema de 11,0 kW, a eficiência exergética na saída de calor de 17%. Nos resultados finais o rendimento energético é de 31,8% e o rendimento exergético é de 8,3%.
Vale ressaltar que a eficiência energética do ciclo ORC segundo Carlão (2006) e Turboden (2018) está na faixa de 12 a 19%, sendo o valor encontrado é 15,4% de eficiência. No ANEXO E é possível observar a eficiência da máquina escolhida que foi 15,3% semelhante ao valor obtido no cálculo.

4.4 COMPARATIVO DAS MÁQUINAS TÉRMICAS

Para fazer a comparação, é de suma importância uma análise energética para verificar a máquina que apresenta o maior rendimento energético, juntamente com uma analise exergética, para saber a máquina que tem maior eficiência exergética. Assim, a Figura 16 traz os resultados desses rendimentos.

Figura 16 - Gráfico Comparativo de Rendimentos



Fonte: Autores (2019).

A primeira máquina analisada é a microturbina onde foi encontrado um rendimento energético de 23,8%, e um rendimento exergético de 44,3%, com uma produção 117,2 kW de energia. A segunda máquina foi o grupo motor gerador, com um rendimento energético de 31,8% e uma rendimento exergético de 50,1%, destacando a produção de 331,8 kW, equivalente a sustentação de duas casas que consomem 150 kWH por mês. Por fim o ciclo ORC, com rendimento energético de 15,4% e um rendimento exergético de 8,3% e produzindo 22,0 kW. Comparando as três máquinas, a microturbina e o grupo motor gerador tem um destaque maior que o ciclo ORC, pois os rendimentos e o trabalho do ORC são muito baixos.O rendimento energético tem como objetivo analisar a relação entre a quantidade de energia útil e a energia fornecida. Se uma máquina apresenta um elevado rendimento, isso significa que desperdiça pouca energia, enquanto uma máquina com um baixo rendimento desperdiça grande parte da energia. Já o rendimento exergético visa estabelecer a razão entre a perda da capacidade de transformação da quantidade de energia utilizada para obtenção do efeito desejado e a perda da capacidade de transformação da quantidade de energia necessária para realizá-lo.

4.5 ESTUDOS PRELIMINARES DE VIABILIDADE ECONÔMICA

O estudo preliminar de viabilidade econômica tem como função mostrar qual das máquinas tem maior viabilidade de compra e instalação, nessa seção a ideia principal é analisar economicamente a microturbina como mostra na Tabela 24 e analisar o Grupo gerador como está apresentado na Tabela 25. O ciclo ORC, não será analisado no momento, pois a sua eficiência se mostrou muito baixa, descartando ele na análise de rendimento x custo.

Tabela 24 - Analise econômica da microturbina

Equipamentos	**Modelo**	**Quant**	**Valor**
Microturbina de 30 kW a biogás	C30	1	R$ 125.125,00
Tubulação	Aço inox	10m	R$ 1.513,10
Conexões	Aço inox	4	R$ 134,50
Tubulação de exaustão com isolamento	Aço carb.	3m	R$ 3.026,20
Obra Civil	Concreto	$10m^2$	R$ 2.802,04
Total			**R$ 132.600,84**

Fonte: Autores (2019).

A Tabela 24 mostra uma breve analise de custos para a instalação de uma microturbina, adotando o modelo de estudo a C30 da Capstone. Estão inclusos o quantitativo de cada item, os custos com a tubulação e as conexões que fazem a interligação até a máquina térmica, juntamente com os custos da obra civil, onde haverá a construção do espaço para alocação e instalação da microturbina.

A Tabela 23 descreve a análise econômica do grupo motor gerador, sendo o modelo adotado o da STEMAC G229-4, mostrando os componentes principais para a instalação do motor gerador.

Para Pecora (2006), os itens que são relevantes para calcular o custo de instalação deste tipo de máquina são: o grupo gerador, o gasômetro, o medidor de pressão e de vazão, as tubulações e o alongamento da saída do biogás.

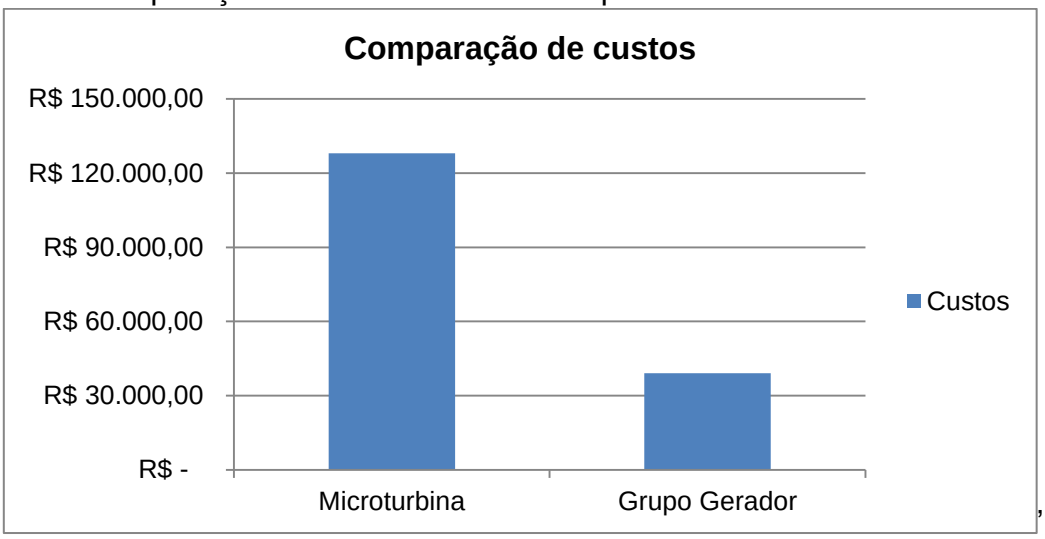
Tabela 25 - Analise econômica grupo motor gerador

	Descrição	Quant	Valor (R$)
Medidor de Vazão	Medidor de vazão mod. KFG-1009	1	R$ 6.270,26
Alongamento da saída do biogás	Peça que proporcionou o alongamento da captação do biogás	1	R$ 773,35
Medidor de Pressão	Medidor de pressão	1	R$ 84,05
Gasômetro	Armazenador do biogás	1	R$ 6.850,38
Grupo Gerador	Grupo motor- gerador com painel de testes de comando	1	R$ 25.218,31
Tubulação	Tubos e conexões	2	R$ 488,00
TOTAL			**R$ 39.684,35**

Fonte: Autores (2019) - Valores baseados com o dólar no valor de R$ 3,85.

A Figura 17 apresenta um comparativo entre o custo da microturbina e do grupo motor gerador, todos instalados e prontos para uso.

Figura 17 - Comparação de custos entre as máquinas térmicas



Fonte: Autores (2019).

No final é percebido que o grupo gerador foi mais eficiente energeticamente que a microturbina, sendo sua eficiência de 31,8% e a da microturbina de 23,8%. Assim a microturbina apresentou um custo 3 vezes superior ao grupo motor gerador e um rendimento energético e exergético inferior, dessa forma o grupo motor gerador é o mais viável para o projeto.

5 CONCLUSÃO

Este trabalho procurou avaliar o comportamento de uma microturbina, um grupo motor gerador e um ciclo ORC trabalhando com o biogás, visando verificar a máquina térmica que apresenta o melhor rendimento energético e exergético. Para isso, foi realizado um estudo mais criterioso em cada componente dessas três máquinas.

Ao analisar o resultado das três máquinas térmicas percebe-se que a caldeira ou câmara de combustão apresenta o maior valor de destruição de exergia. Acrescentando também, o fato das turbinas nos três processos apresentarem as maiores eficiências exergéticas.

A vazão de biogás gerada pela estação de tratamento de esgoto é de 122,26 m^3/dia, contendo 65% de metano em sua composição. Encontrou-se no ciclo ORC o valor de 15,4% de rendimento energético, 8,3% de rendimento exergético e 22,0 kW de trabalho na turbina. No grupo motor gerador encontrou-se o rendimento energético de 31,8%, rendimento exergético de 50,2% e trabalho na expansão de 331,8 kW. Finalmente, na microturbina, encontrou-se 23,6% de rendimento energético, 44,3% de rendimento exergético e 117,2 kW de trabalho na turbina.

Para obter a máquina mais eficaz, fez-se necessário a relação preço x rendimento, descartando o ciclo ORC devido aos baixos rendimentos em relação às outras máquinas térmicas. Objetivou-se ainda, avaliar os custos de instalação e compra das máquinas, e verificou-se que a microturbina tem um custo total de R$ 132.600,00, enquanto o grupo motor gerador tem um custo de R$ 39.684,00. Assim, conclui-se que o grupo gerador é mais eficaz, devido ao fato de ter rendimentos maiores, maior trabalho na expansão e ter um custo três vezes menor que o da microturbina.

5.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Ao final desse estudo se apresentaram novas possibilidades de continuação do projeto, como uma análise econômica detalhada com os custos de logística, mão de obra e manutenção do grupo motor gerador. E ainda um estudo do ciclo Rankine orgânico aplicando outros fluidos orgânicos de trabalho.

REFERÊNCIAS

ALMEIDDA, T. **Como funciona um grupo gerador de energia**. Indústria Hoje, 2 out. 2015**.** Disponível em: <https://industriahoje.com.br/como-funciona-um-grupo-gerador-de-energia>. Acesso em: 10 nov. 2018.

ANGELINO, G.; GAIA, M.; MACCHI, E. **ORC-HP -Technology**: Working fluids problems, Review of Italian activity in the field of Organic Rankine Cycles. 1984.

ARAPONGAS. Arapongas: **Tecnologia Mecânica**. 2010. Disponível em: <http://www.arapongas.org>. Acesso em: 17 out. 2018.

BEJAN, A. **Second-law analysis in heat transfer and thermal design**. Advances Heat Transfer, v. 15, 1982.

BRAZ, O. S.; ARAÚJO, R. A. **Grupo motor gerador de energia elétrica movido a biogás**. 2013. 143 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Elétrica) - Universidade de Franca, Franca. 2013.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. 1. ed. São Paulo: Blucher v.1, 554 p. 2012.

CAMPOS, J. R. (coordenador). **Tratamento de esgotos sanitários por processo anaeróbio e disposição controlada no solo**. 1. ed. Rio de Janeiro: PROSAB/FINEP, 464 p. 1999.

CÁO, E. R.; SILVA, J. P. C. **Análise termodinâmica aplicada à central termoelétrica da CBF indústria de ferro gusa**. 2007. 58 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade Integradas de Aracruz, Aracruz, 2007.

CAPSTONE TURBINE CORPORATION. **C30 microturbine**. 2018. Disponível em: <https://www.capstoneturbine.com/products/c30>. Acesso em :12 mar. 2019.

CARLÃO, R., **Projeto de um ciclo de Rankine Orgânico para produção de 200 kWe**. 2010. 68 f. Dissertação (Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2010.

CARRASCO, R. C. et al. **Análise teórica da recuperação de calor para geração de energia em indústrias de cimento e cal utilizando o ciclo de Rankine orgânico**. 2015. 13 p. Iniciação científica (Engenharia Eletrica) - Instituto Federal de Minas Gerais, Formiga, 2015.

CHERNICHARO, C. A. L. **Reatores anaeróbios** - Princípios do tratamento biológico de águas residuárias. 2. ed. Belo Horizonte: DESA/UFMG, v. 5, 380 p.1997.

COELHO, S. T; PECORA, V**. Geração de energia elétrica a partir do biogás proveniente do tratamento de esgoto**. São Paulo, 2006.

COLDEBELLA, A. **Viabilidade do uso do biogás da bovinocultura e suinocultura para geração de energia elétrica e irrigação em propriedades rurais**. 2006. 58 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Cascavel, 2006.

COSTA, D. F. **Geração de energia elétrica a partir do biogás de tratamento de esgoto**. 2006. 194 f. Dissertação (Mestrado em Curso de Energia) - Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006. Disponível em: <http://www.iee.usp.br/producao/2006/Teses/Dissertacao_David.pdf>. Acesso em: 16 set. 2018.

COUTINHO, G. L.; BENTO, P. S. N.; CAMPAGNARO, R. S. **Sistema de aproveitamento de biogás para geração de energia elétrica**. 2014. 59 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Curso de Engenharia Mecânica) - Faculdades Integradas de Aracruz, Aracruz. 2014

CRIBARI, B. S. **Secagem térmica do lodo de esgoto gerado em uma estação de tratamento do tipo UASB + Biofiltro Aerados Submersos**. 2004 121 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Ambiental) - Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2004.

ÇENGEL, Y. A; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto alegre: Bookman, 987 p. 2013.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA - EPE (Brasil). Ministério de Minas e Energia (Ed.). **Balanço Energético Nacional 2018**: Relatório Síntese. 2018. Disponível em: <http://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2018>. Acesso em: 16 set. 2018.

E, ENERBASQUE. **ORC technology**: Funcionamento. 2018. Disponível em: <http://enerbasque.com/en/tecnologia-orc/how-does-it-work/>. Acesso em: 09 nov. 2018.

FRANÇA JUNIOR, A. T. **Análise do aproveitamento energético do biogás produzido numa estação de tratamento de esgoto**. 2008. 151 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Ilha Solteira, 2008. Disponível em: <https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/88894/francajunior_at_me_ilha.pdf?sequence=1>. Acesso em: 15 set. 2018.

Fonseca, J. G. S. **Análise Energética de um Ciclo Rankine com Aquecimento Distrital: Estudo de uma Planta Termelétrica**. 2003. 120 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade do Rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2003.

GARCIA, I. **Análise da viabilidade técnica e econômica de geração de energia elétrica a partir do biogás produzido na estação de tratamento de esgoto Serraria**. 2015. 30 f. Pós-graduação (Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2015.

GARCILASSO, V. P.; et al. **Tecnologias de uso de biogás e biometano**. São Paulo: Synergia, 2018. Disponível em: <http://www.iee.usp.br/gbio/sites/default/files/TECNONOLIAS%20DE%20PRODU%C3%87%C3%83O%20E%20USO%20-%20BIOGAS%20E%20BIOMETANO.pdf>. Acesso em: 19 nov. 2018.

GRUPEL S.A. (Portugal). **O que é um grupo gerador?** 2018. Disponível em: <https://grupel.eu/grupel/grupo-gerador/>. Acesso em: 12 nov. 2018.

GUERRA, F. C. **Análise de uma microturbina operada com biogás**. 2017. 49 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2017.

INFORME INFRA-ESTRUTURA. **Tratamento de esgoto:** Tecnologias Acessíveis. Área de Projetos de Infraestrutura, n° 16. Novembro, 1997.

JORDÃO, E. P.; PESSÔA, C. A. **Tratamento de Esgoto Doméstico**. 5. ed. Rio de Janeiro, 2009.

KUNZ, A.; PAULILLO, G. **Curso de Atualização em energias do biogás**. Módulo II - Linhas de base para a produção e conversão de energia do biogás. 89 p. 2013.

LACHI, A. **O ciclo Rankine**. 2014. Disponível em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAC1EAA/ciclo-rankine#>. Acesso em: 19 nov. 2018.

LIMA, A. C. G.; PASSAMANI, F. C. **Avaliação do potencial energético do biogás produzido no reator UASB da ETE-UFES**. 2012. 106 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Ambiental) - Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2012.

LITTIG, V. S. **Geração de energia elétrica a partir do biogás produzido em estações de tratamento de esgoto.** 2011. 98 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2011.

MAI, H. R. et al. **Análise do desempenho termodinâmico da termoelétrica da CBF**. 2016. 96 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdades Integradas de Aracruz - FAACZ, Aracruz. 2016.

MEIBAK, T. T. P. **Análise de um ciclo Rankine orgânico empregando pentano como fluido de trabalho e resíduos agrícolas como insumo energético**. 2017. 103 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2017. Disponível em: <http://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10023629.pdf>. Acesso em: 29 nov. 2018.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

NASCIMENTO, M. A. R.; RODRIGUES, L. O.; DOS SANTOS, E. C. **Micro Gas Turbine**: A Review. 2014.

NISHIMURA, R. **Análise de balanço energético de sistema de produção de biogás em granja de suínos:** Implementação de aplicativo computacional. 2009. 84 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal do Mato Grosso do Sul, Campo Grande, 2009.

PAZ, A. E. C. **Simulação de sistemas térmicos de potência para a geração de energia elétrica**. 2002. 194 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2002.

PECORA, V. **Implantação de uma unidade demonstrativa de geração de energia elétrica a partir do biogás de tratamento do esgoto residencial da USP** - Estudo de caso. 2006. 152 f. Dissertação (Mestrado em Energia) - Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

PREFEITURA DE ARACRUZ. **Saneamento básico:** saiba mais do que se trata. 2016. Disponível em: <http://aracruz.es.gov.br/noticia/6841/>. Acesso em: 25 mar. 2019.

REIS, M. M. L**. Recuperação de energia e redução de emissões de CO_2 usando o ciclo Rankine orgânico (ORC) em plataformas FPSO**. 2018. 189 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2018.

RIBEIRO, J. F. **Estudo do potencial de implementação de ciclos ORC**. 2018. 14 f. Iniciação Científica (Engenharia Mecânica) - Faculdades Integradas de Aracruz, Aracruz, 2018.

SALOMON, K. R.; LORA, E. E. S. **Estimativa do potencial de geração de energia elétrica para diferentes fontes de biogás no Brasil**. Biomassa & Energia, v.2, n.1, p. 57-67, 2005.

SCHMITZ, F.; AXT, K. C. **Exergia e ciclos combinados**. Joinville: Energia, v. 28, p. 640-657, 2009.

SILVA, C. A. B. V. **Limpeza e purificação de biogás**. 2009. 91f. Dissertação (Metrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro, Vila Real, 2009.

SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C.; ABBOTT, M. M. **Introdução à termodinâmica da engenharia química**. Rio de Janeiro: LTC, 2007.

SPLIETHOFF, H., SCHUSTER, A. **The Organic Rankine Cycle** - Power production from low temperature heat, Institute for Energy Systems, Techniche Universitat Munchen. 2006.

STEMAC - GRUPOS GERADORES (Ed.). **O que são grupos geradores?** 2018. Disponível em: <http://www.blogstemac.com.br/artigos-tecnicos/o-que-sao-grupos-geradores/>. Acesso em: 12 nov. 2018.

TURBODEN. **Plantas de ORC para aplicação de biomassa**. [S. l.], 2018. Disponível em: <https://www.turboden.com/upload/blocchi/X11935allegato1-7925X_Datasheet-standard-units.pdf>. Acesso em: 8 fev. 2019.

VAN WYLEN, G. J.; BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E**. Fundamentos da Termodinâmica**. Tradução 6.ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2003.

VAN HAANDEL, A. C.; LETTINGA, G. **Tratamento anaeróbio de esgotos** - Um manual para regiões de clima quente. Campina Grande: Epgraf, 240 p. 1994.

VERSIANI, B. M. **Desempenho de um reator UASB submetido a diferentes condições operacionais tratando esgotos sanitários do campus da UFRJ**. 2005. 88 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) -Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2005.

VICENTINI, M. C. **Aplicação do ciclo Rankine orgânico alimentado termicamente pela queima da casca do arroz e resíduos de madeira**. 2011. 63 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

WEREKO-BROBBY, C. Y.; HAGEN, E. B. **Biomass conversion and technology**. New York: John Wiley & Sons, 2000.

ANEXO A - Propriedades do ar como gás ideal

TABLE A-22 Ideal Gas Properties of Air

T(K), h and u(kJ/kg), s^o (kJ/kg · K)											
				when $\Delta s = 0$[1]						when $\Delta s = 0$	
T	h	u	s^o	p_r	v_r	T	h	u	s^o	p_r	v_r
200	199.97	142.56	1.29559	0.3363	1707.	450	451.80	322.62	2.11161	5.775	223.6
210	209.97	149.69	1.34444	0.3987	1512.	460	462.02	329.97	2.13407	6.245	211.4
220	219.97	156.82	1.39105	0.4690	1346.	470	472.24	337.32	2.15604	6.742	200.1
230	230.02	164.00	1.43557	0.5477	1205.	480	482.49	344.70	2.17760	7.268	189.5
240	240.02	171.13	1.47824	0.6355	1084.	490	492.74	352.08	2.19876	7.824	179.7
250	250.05	178.28	1.51917	0.7329	979.	500	503.02	359.49	2.21952	8.411	170.6
260	260.09	185.45	1.55848	0.8405	887.8	510	513.32	366.92	2.23993	9.031	162.1
270	270.11	192.60	1.59634	0.9590	808.0	520	523.63	374.36	2.25997	9.684	154.1
280	280.13	199.75	1.63279	1.0889	738.0	530	533.98	381.84	2.27967	10.37	146.7
285	285.14	203.33	1.65055	1.1584	706.1	540	544.35	389.34	2.29906	11.10	139.7
290	290.16	206.91	1.66802	1.2311	676.1	550	554.74	396.86	2.31809	11.86	133.1
295	295.17	210.49	1.68515	1.3068	647.9	560	565.17	404.42	2.33685	12.66	127.0
300	300.19	214.07	1.70203	1.3860	621.2	570	575.59	411.97	2.35531	13.50	121.2
305	305.22	217.67	1.71865	1.4686	596.0	580	586.04	419.55	2.37348	14.38	115.7
310	310.24	221.25	1.73498	1.5546	572.3	590	596.52	427.15	2.39140	15.31	110.6
315	315.27	224.85	1.75106	1.6442	549.8	600	607.02	434.78	2.40902	16.28	105.8
320	320.29	228.42	1.76690	1.7375	528.6	610	617.53	442.42	2.42644	17.30	101.2
325	325.31	232.02	1.78249	1.8345	508.4	620	628.07	450.09	2.44356	18.36	96.92
330	330.34	235.61	1.79783	1.9352	489.4	630	638.63	457.78	2.46048	19.84	92.84
340	340.42	242.82	1.82790	2.149	454.1	640	649.22	465.50	2.47716	20.64	88.99
350	350.49	250.02	1.85708	2.379	422.2	650	659.84	473.25	2.49364	21.86	85.34
360	360.58	257.24	1.88543	2.626	393.4	660	670.47	481.01	2.50985	23.13	81.89
370	370.67	264.46	1.91313	2.892	367.2	670	681.14	488.81	2.52589	24.46	78.61
380	380.77	271.69	1.94001	3.176	343.4	680	691.82	496.62	2.54175	25.85	75.50
390	390.88	278.93	1.96633	3.481	321.5	690	702.52	504.45	2.55731	27.29	72.56
400	400.98	286.16	1.99194	3.806	301.6	700	713.27	512.33	2.57277	28.80	69.76
410	411.12	293.43	2.01699	4.153	283.3	710	724.04	520.23	2.58810	30.38	67.07
420	421.26	300.69	2.04142	4.522	266.6	720	734.82	528.14	2.60319	32.02	64.53
430	431.43	307.99	2.06533	4.915	251.1	730	745.62	536.07	2.61803	33.72	62.13
440	441.61	315.30	2.08870	5.332	236.8	740	756.44	544.02	2.63280	35.50	59.82

1. p_r and v_r data for use with Eqs. 6.43 and 6.44, respectively.

TABLE A-22 *(Continued)*

T(K), h and u(kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
				when $\Delta s = 0$[1]						when $\Delta s = 0$	
T	h	u	s°	p_r	v_r	T	h	u	s°	p_r	v_r
750	767.29	551.99	2.64737	37.35	57.63	1300	1395.97	1022.82	3.27345	330.9	11.275
760	778.18	560.01	2.66176	39.27	55.54	1320	1419.76	1040.88	3.29160	352.5	10.747
770	789.11	568.07	2.67595	41.31	53.39	1340	1443.60	1058.94	3.30959	375.3	10.247
780	800.03	576.12	2.69013	43.35	51.64	1360	1467.49	1077.10	3.32724	399.1	9.780
790	810.99	584.21	2.70400	45.55	49.86	1380	1491.44	1095.26	3.34474	424.2	9.337
800	821.95	592.30	2.71787	47.75	48.08	1400	1515.42	1113.52	3.36200	450.5	8.919
820	843.98	608.59	2.74504	52.59	44.84	1420	1539.44	1131.77	3.37901	478.0	8.526
840	866.08	624.95	2.77170	57.60	41.85	1440	1563.51	1150.13	3.39586	506.9	8.153
860	888.27	641.40	2.79783	63.09	39.12	1460	1587.63	1168.49	3.41247	537.1	7.801
880	910.56	657.95	2.82344	68.98	36.61	1480	1611.79	1186.95	3.42892	568.8	7.468
900	932.93	674.58	2.84856	75.29	34.31	1500	1635.97	1205.41	3.44516	601.9	7.152
920	955.38	691.28	2.87324	82.05	32.18	1520	1660.23	1223.87	3.46120	636.5	6.854
940	977.92	708.08	2.89748	89.28	30.22	1540	1684.51	1242.43	3.47712	672.8	6.569
960	1000.55	725.02	2.92128	97.00	28.40	1560	1708.82	1260.99	3.49276	710.5	6.301
980	1023.25	741.98	2.94468	105.2	26.73	1580	1733.17	1279.65	3.50829	750.0	6.046
1000	1046.04	758.94	2.96770	114.0	25.17	1600	1757.57	1298.30	3.52364	791.2	5.804
1020	1068.89	776.10	2.99034	123.4	23.72	1620	1782.00	1316.96	3.53879	834.1	5.574
1040	1091.85	793.36	3.01260	133.3	22.39	1640	1806.46	1335.72	3.55381	878.9	5.355
1060	1114.86	810.62	3.03449	143.9	21.14	1660	1830.96	1354.48	3.56867	925.6	5.147
1080	1137.89	827.88	3.05608	155.2	19.98	1680	1855.50	1373.24	3.58335	974.2	4.949
1100	1161.07	845.33	3.07732	167.1	18.896	1700	1880.1	1392.7	3.5979	1025	4.761
1120	1184.28	862.79	3.09825	179.7	17.886	1750	1941.6	1439.8	3.6336	1161	4.328
1140	1207.57	880.35	3.11883	193.1	16.946	1800	2003.3	1487.2	3.6684	1310	3.944
1160	1230.92	897.91	3.13916	207.2	16.064	1850	2065.3	1534.9	3.7023	1475	3.601
1180	1254.34	915.57	3.15916	222.2	15.241	1900	2127.4	1582.6	3.7354	1655	3.295
1200	1277.79	933.33	3.17888	238.0	14.470	1950	2189.7	1630.6	3.7677	1852	3.022
1220	1301.31	951.09	3.19834	254.7	13.747	2000	2252.1	1678.7	3.7994	2068	2.776
1240	1324.93	968.95	3.21751	272.3	13.069	2050	2314.6	1726.8	3.8303	2303	2.555
1260	1348.55	986.90	3.23638	290.8	12.435	2100	2377.4	1775.3	3.8605	2559	2.356
1280	1372.24	1004.76	3.25510	310.4	11.835	2150	2440.3	1823.8	3.8901	2837	2.175
						2200	2503.2	1872.4	3.9191	3138	2.012
						2250	2566.4	1921.3	3.9474	3464	1.864

Source: Tables A-22 are based on J. H. Keenan and J. Kaye, *Gas Tables*, Wiley, New York, 1945.

ANEXO B - Refrigerante 134a (líquido e vapor saturado)

TABLE A-10 Properties of Saturated Refrigerant 134a (Liquid–Vapor): Temperature Table

		Specific Volume m³/kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		
Temp. °C	Press. bar	Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	Temp. °C
−40	0.5164	0.7055	0.3569	−0.04	204.45	0.00	222.88	222.88	0.0000	0.9560	−40
−36	0.6332	0.7113	0.2947	4.68	206.73	4.73	220.67	225.40	0.0201	0.9506	−36
−32	0.7704	0.7172	0.2451	9.47	209.01	9.52	218.37	227.90	0.0401	0.9456	−32
−28	0.9305	0.7233	0.2052	14.31	211.29	14.37	216.01	230.38	0.0600	0.9411	−28
−26	1.0199	0.7265	0.1882	16.75	212.43	16.82	214.80	231.62	0.0699	0.9390	−26
−24	1.1160	0.7296	0.1728	19.21	213.57	19.29	213.57	232.85	0.0798	0.9370	−24
−22	1.2192	0.7328	0.1590	21.68	214.70	21.77	212.32	234.08	0.0897	0.9351	−22
−20	1.3299	0.7361	0.1464	24.17	215.84	24.26	211.05	235.31	0.0996	0.9332	−20
−18	1.4483	0.7395	0.1350	26.67	216.97	26.77	209.76	236.53	0.1094	0.9315	−18
−16	1.5748	0.7428	0.1247	29.18	218.10	29.30	208.45	237.74	0.1192	0.9298	−16
−12	1.8540	0.7498	0.1068	34.25	220.36	34.39	205.77	240.15	0.1388	0.9267	−12
−8	2.1704	0.7569	0.0919	39.38	222.60	39.54	203.00	242.54	0.1583	0.9239	−8
−4	2.5274	0.7644	0.0794	44.56	224.84	44.75	200.15	244.90	0.1777	0.9213	−4
0	2.9282	0.7721	0.0689	49.79	227.06	50.02	197.21	247.23	0.1970	0.9190	0
4	3.3765	0.7801	0.0600	55.08	229.27	55.35	194.19	249.53	0.2162	0.9169	4
8	3.8756	0.7884	0.0525	60.43	231.46	60.73	191.07	251.80	0.2354	0.9150	8
12	4.4294	0.7971	0.0460	65.83	233.63	66.18	187.85	254.03	0.2545	0.9132	12
16	5.0416	0.8062	0.0405	71.29	235.78	71.69	184.52	256.22	0.2735	0.9116	16
20	5.7160	0.8157	0.0358	76.80	237.91	77.26	181.09	258.36	0.2924	0.9102	20
24	6.4566	0.8257	0.0317	82.37	240.01	82.90	177.55	260.45	0.3113	0.9089	24
26	6.8530	0.8309	0.0298	85.18	241.05	85.75	175.73	261.48	0.3208	0.9082	26
28	7.2675	0.8362	0.0281	88.00	242.08	88.61	173.89	262.50	0.3302	0.9076	28
30	7.7006	0.8417	0.0265	90.84	243.10	91.49	172.00	263.50	0.3396	0.9070	30
32	8.1528	0.8473	0.0250	93.70	244.12	94.39	170.09	264.48	0.3490	0.9064	32
34	8.6247	0.8530	0.0236	96.58	245.12	97.31	168.14	265.45	0.3584	0.9058	34
36	9.1168	0.8590	0.0223	99.47	246.11	100.25	166.15	266.40	0.3678	0.9053	36
38	9.6298	0.8651	0.0210	102.38	247.09	103.21	164.12	267.33	0.3772	0.9047	38
40	10.164	0.8714	0.0199	105.30	248.06	106.19	162.05	268.24	0.3866	0.9041	40
42	10.720	0.8780	0.0188	108.25	249.02	109.19	159.94	269.14	0.3960	0.9035	42
44	11.299	0.8847	0.0177	111.22	249.96	112.22	157.79	270.01	0.4054	0.9030	44
48	12.526	0.8989	0.0159	117.22	251.79	118.35	153.33	271.68	0.4243	0.9017	48
52	13.851	0.9142	0.0142	123.31	253.55	124.58	148.66	273.24	0.4432	0.9004	52
56	15.278	0.9308	0.0127	129.51	255.23	130.93	143.75	274.68	0.4622	0.8990	56
60	16.813	0.9488	0.0114	135.82	256.81	137.42	138.57	275.99	0.4814	0.8973	60
70	21.162	1.0027	0.0086	152.22	260.15	154.34	124.08	278.43	0.5302	0.8918	70
80	26.324	1.0766	0.0064	169.88	262.14	172.71	106.41	279.12	0.5814	0.8827	80
90	32.435	1.1949	0.0046	189.82	261.34	193.69	82.63	276.32	0.6380	0.8655	90
100	39.742	1.5443	0.0027	218.60	248.49	224.74	34.40	259.13	0.7196	0.8117	100

Source: Tables A-10 through A-12 are calculated based on equations from D. P. Wilson and R. S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid—Refrigerant 134a," *ASHRAE Trans.*, Vol. 94, Pt. 2, 1988, pp. 2095–2118.

ANEXO C - Refrigerante 134a (vapor superaquecido)

TABLE A-12 *(Continued)*

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	p = 8.0 bar = 0.80 MPa (T_{sat} = 31.33°C)				p = 9.0 bar = 0.90 MPa (T_{sat} = 35.53°C)			
Sat.	0.02547	243.78	264.15	0.9066	0.02255	245.88	266.18	0.9054
40	0.02691	252.13	273.66	0.9374	0.02325	250.32	271.25	0.9217
50	0.02846	261.62	284.39	0.9711	0.02472	260.09	282.34	0.9566
60	0.02992	271.04	294.98	1.0034	0.02609	269.72	293.21	0.9897
70	0.03131	280.45	305.50	1.0345	0.02738	279.30	303.94	1.0214
80	0.03264	289.89	316.00	1.0647	0.02861	288.87	314.62	1.0521
90	0.03393	299.37	326.52	1.0940	0.02980	298.46	325.28	1.0819
100	0.03519	308.93	337.08	1.1227	0.03095	308.11	335.96	1.1109
110	0.03642	318.57	347.71	1.1508	0.03207	317.82	346.68	1.1392
120	0.03762	328.31	358.40	1.1784	0.03316	327.62	357.47	1.1670
130	0.03881	338.14	369.19	1.2055	0.03423	337.52	368.33	1.1943
140	0.03997	348.09	380.07	1.2321	0.03529	347.51	379.27	1.2211
150	0.04113	358.15	391.05	1.2584	0.03633	357.61	390.31	1.2475
160	0.04227	368.32	402.14	1.2843	0.03736	367.82	401.44	1.2735
170	0.04340	378.61	413.33	1.3098	0.03838	378.14	412.68	1.2992
180	0.04452	389.02	424.63	1.3351	0.03939	388.57	424.02	1.3245
	p = 10.0 bar = 1.00 MPa (T_{sat} = 39.39°C)				p = 12.0 bar = 1.20 MPa (T_{sat} = 46.32°C)			
Sat.	0.02020	247.77	267.97	0.9043	0.01663	251.03	270.99	0.9023
40	0.02029	248.39	268.68	0.9066				
50	0.02171	258.48	280.19	0.9428	0.01712	254.98	275.52	0.9164
60	0.02301	268.35	291.36	0.9768	0.01835	265.42	287.44	0.9527
70	0.02423	278.11	302.34	1.0093	0.01947	275.59	298.96	0.9868
80	0.02538	287.82	313.20	1.0405	0.02051	285.62	310.24	1.0192
90	0.02649	297.53	324.01	1.0707	0.02150	295.59	321.39	1.0503
100	0.02755	307.27	334.82	1.1000	0.02244	305.54	332.47	1.0804
110	0.02858	317.06	345.65	1.1286	0.02335	315.50	343.52	1.1096
120	0.02959	326.93	356.52	1.1567	0.02423	325.51	354.58	1.1381
130	0.03058	336.88	367.46	1.1841	0.02508	335.58	365.68	1.1660
140	0.03154	346.92	378.46	1.2111	0.02592	345.73	376.83	1.1933
150	0.03250	357.06	389.56	1.2376	0.02674	355.95	388.04	1.2201
160	0.03344	367.31	400.74	1.2638	0.02754	366.27	399.33	1.2465
170	0.03436	377.66	412.02	1.2895	0.02834	376.69	410.70	1.2724
180	0.03528	388.12	423.40	1.3149	0.02912	387.21	422.16	1.2980

ANEXO D - Folha de dados da microturbina

Achieve ultra-low emissions and reliable electrical generation from natural gas.

- Ultra-low emissions
- One moving part – minimal maintenance and downtime
- Patented air bearings – no lubricating oil or coolant
- Integrated utility synchronization – no external switchgear[1]
- Compact modular design allows for easy, low-cost installation
- Multiple units easily combined – act as single generating source
- Remote monitoring and diagnostic capabilities
- Proven technology with tens of millions of operating hours
- Various Factory Protection Plans available

C30 Microturbine

Electrical Performance[2]

Electrical Power Output	30kW
Voltage	400/480 VAC
Electrical Service	3-Phase, 4 Wire Wye
Frequency	50/60 Hz
Electrical Efficiency LHV	26%

Fuel/Engine Characteristics[2]

Natural Gas HHV	30.7–47.5 MJ/m³ (825 –1,275 BTU/scf)
Inlet Pressure	379–414 kPa gauge (55–60 psig)
Fuel Flow HHV	457 MJ/hr (433,000 BTU/hr)
Net Heat Rate LHV	13.8 MJ/kWh (13,100 BTU/kWh)

Exhaust Characteristics[2]

NOx Emissions @ 15% O_2	< 9 ppmvd (18 mg/m³)
Exhaust Mass Flow	0.31 kg/s (0.69 lbm/s)
Exhaust Gas Temperature	275°C (530°F)

Dimensions & Weight[3]

Width x Depth x Height[8]	0.76 x 1.52 x 1.79 m (30 x 60 x 71 in)
Weight - Grid Connect Model	405 kg (891 lb)
Weight - Dual Mode Model	578 kg (1,271 lb)

Minimum Clearance Requirements[5]

Horizontal Clearance	
Left & Right	0.76 m (30 in)
Front	0.93 m (37 in)
Rear	0.90 m (35 in)

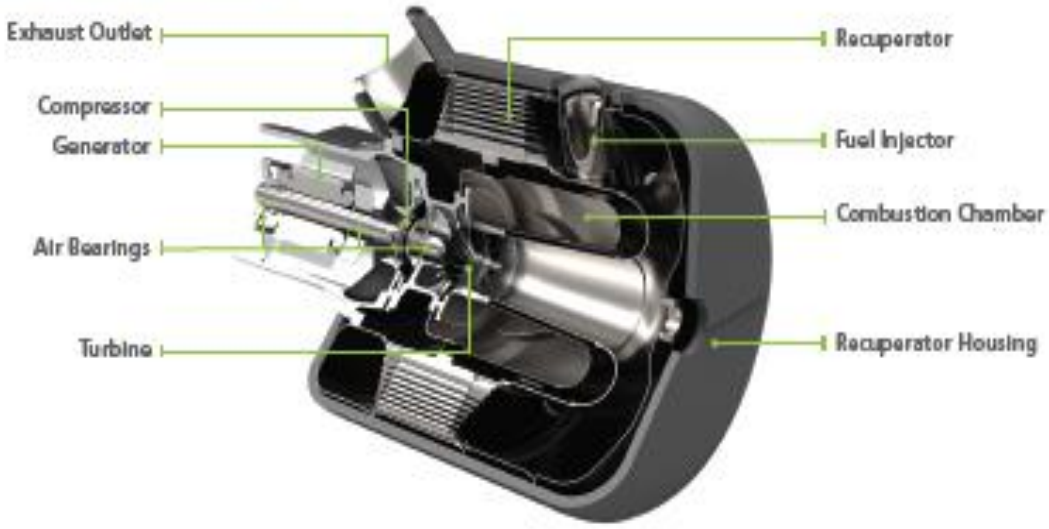
Acoustic Emissions

Nominal at Full Power at 10 m (33 ft)	65 dBA

Certifications

- UL 2200 Listed
- CE Certified

C30 Engine Components



(1) Some utilities may require additional equipment for grid interconnectivity
(2) Nominal full power performance at ISO conditions: 15°C (59°F), 14.696 psia, 60% RH
(3) Approximate dimensions and weights
(4) Height dimensions are to the rooftop. Exhaust stack extends at least 178 mm (7 in) above the rooftop
(5) Clearance requirements may increase due to local code considerations
Specifications are not warranted and are subject to change without notice

21211 Nordhoff Street | Chatsworth, CA 91311 | 866.422.7786 818.734.5300
©2017 Capstone Turbine Corporation. P0417 C30 HP Natural Gas Data Sheet CAP135 | Capstone P/N 331140A
www.capstoneturbine.com

ANEXO E - Folha de dados do ORC

ORC UNIT		TD 3 CHP
Operation mode		CHP
Gross power output (a)	MW	0.35
Auxiliary power consumption (b)	MW	0.02
Net power output (c)	MW	0.33
Gross efficiency	%	16.5%
Net efficiency	%	15.3%
Thermal oil inlet / outlet temperature (d)	°C	310 / 250
Thermal power input	MW	2.15
Cooling water inlet / outlet temperature (e)	°C	60 / 80
Thermal power to cooling water	MW	1.75
Ambient air temperature (f)	°C	15.0
Estimated yearly biomass consumption (g)	ton/year	8,094

ANEXO F - Folha de dados do grupo motor gerador

	Potência Elétrica						Motor				
	Standby		Prime		Base						
	kVA	kWe	kVA	kWe	kVA	kWe	Marca	Modelo	CV	Nº Cil.	*Cons. Nm3/h
SINGELOS	50	40	40	32	32	26	MWM/INTERNATIONAL	G229-4	60	4	13
	80	64	70	56	58	46	MWM/INTERNATIONAL	G4.12T	97	4	30
	120	96	104	83	87	70	MWM/INTERNATIONAL	G6.12T	146	6	49
	250	200	228	182	182	146	SCANIA	OC9A	303	6	57
	400	320	364	291	291	233	SCANIA	OC13A	487	6	91
	525	420	477	382	383	306	SCANIA	OC16A	637	8V	102
PARALELOS	800	640	728	582	582	466	2X SCANIA	OC13A	-	-	182
	1050	840	954	764	766	612	2X SCANIA	OC16A	-	-	204
	1200	960	1092	873	873	699	3X SCANIA	OC13A	-	-	273
	1575	1260	1431	1146	1149	918	3X SCANIA	OC16A	-	-	306
	1600	1280	1456	1164	1164	932	4X SCANIA	OC13A	-	-	364
	2100	1680	1908	1528	1532	1224	4X SCANIA	OC16A	-	-	408

* Consumo a 100% de carga – Prime.