

CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI  
ARTHUR GABRIEL TORRES  
CIRO JUNICHI YAMAUCHI  
FELIPE DE MELLO CAETANO DA SILVA  
FERNANDO DOMINGUES DOLCE  
FERNANDO TENORIO HALIM DARSONO  
JONATAS DOS ANJOS OLIVEIRA  
WILLIAM TRINDADE MEBS  
WITHOR FARIAS DE CARVALHO MENEZES

**MICRO TURBINA A GÁS**

São Bernardo do Campo

2022

ARTHUR GABRIEL TORRES  
CIRO JUNICHI YAMAUCHI  
FELIPE DE MELLO CAETANO DA SILVA  
FERNANDO DOMINGUES DOLCE  
FERNANDO TENORIO HALIM DARSONO  
JONATAS DOS ANJOS OLIVEIRA  
WILLIAM TRINDADE MEBS  
WITHOR FARIAS DE CARVALHO MENEZES

## **MICRO TURBINA A GÁS**

Dissertação de trabalho de conclusão de curso,  
apresentada ao Centro Universitário da FEI para  
obtenção do título de bacharel em Engenharia  
Mecânica. Orientado pelo Prof. Dr. Bruno  
Chieregatti

São Bernardo do Campo

2022

Aos nossos pais, familiares, amigos, professores  
e ao Centro Universitário FEI

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente gostaríamos de agradecer a Deus por ter nos dado saúde em momentos de pandemia que nós vivemos nos últimos anos e determinação para não desanimar durante a realização deste trabalho. Gostaríamos de agradecer a todos os nosso familiares e amigos que nos incentivaram durante os momentos difíceis da faculdade, tiveram toda a paciência conosco durante os períodos de provas e que compreenderam a nossa ausência enquanto nos dedicávamos à graduação e a realização deste trabalho. Ao professor Bruno Chieregatti, que aceitou ser nosso orientador e desde então vem cumprindo a sua função com maestria, amizade e dedicação. À todos os professores do Centro Universitário FEI que nos lapidaram, nos deram a oportunidade de aprender e passaram os ensinamentos que tornou a realização deste trabalho possível. Às pessoas com quem convivemos a longo desses anos e ao projeto FEI AeroDesign que nos incentivaram e que certamente tiveram impacto na formação acadêmica e na realização desse trabalho. Por último gostaríamos de agradecer ao Centro Universitário FEI por nos acolher durante toda a graduação, pela excelência no ensino e por toda a sua infraestrutura que corroboraram para a elaboração e desenvolvimento dos membros desse projeto.

“Não importa quanto a vida possa ser ruim, sempre existe algo que você pode fazer, e triunfar. Enquanto há vida, há esperança”

Stephen Hawking

## RESUMO

Embora venha se transformando ao longo dos anos, a matriz energética brasileira vem enfrentando diversos desafios de abastecimento, em especial pela elevada dependência das fontes hídricas, que hoje representam quase 65% da geração de energia do país. Assim, a busca pela diversificação no setor e a distribuição de novas usinas ao longo do território torna-se uma questão cada vez mais importante. Em especial, a agropecuária nacional vem buscando se tornar autônoma em relação a demanda energética e, com isso, o uso do biogás vem ganhando destaque nas discussões sobre o assunto. O biogás é hoje, no Brasil, uma das fontes de energias renováveis que mais cresce, influenciado fortemente pelos incentivos governamentais ao uso de biodigestores e pela necessidade de se dar um destino mais adequado aos resíduos orgânicos gerados pelo agronegócio. Entretanto, embora haja o potencial de geração elétrica, muitas das pequenas e médias propriedades rurais acabam não utilizando o biogás como fonte de energia, principalmente pela falta de produtos específicos no mercado direcionados à essa atividade. Assim, o projeto BioTurbo tem como objetivo desenvolver uma microturbina a gás especialmente dedicada à produção de energia a partir do biogás produzido por biodigestores em pequenas e médias propriedades rurais. Dessa forma, o produto visa entrar no mercado como uma solução mais eficiente e economicamente viável para as propriedades rurais que buscam a sustentabilidade, segurança energética e principalmente a economia, uma vez que muitos desses locais possuem o potencial de geração de energia que não está sendo aproveitado. O trabalho se concentra no desenvolvimento dos aspectos relacionados a microturbina de rotor radial, selecionada a partir da matriz de decisão, interligada ao sistema do biodigestor, tomando como base o ciclo termodinâmico a gás denominado como Ciclo Brayton e as definições de projeto dos componentes da turbina, como geometria e sistemas de compressão e expansão, além da câmara de combustão e o sistema de recuperação de energia, objetivando a maximização da eficiência do conjunto.

**Palavras-chave:** Micro turbina. Ciclo Brayton. Bio gás. Energia elétrica. Matriz energética. Energias renováveis. Biodigestores.

## ABSTRACT

Although it has been changing over the years, the Brazilian energy matrix has been facing various supply challenges, in particular due to the high dependence of the water sources, which today represent almost 65% of the country's energy generation. Thus, the search for diversification in the sector and the distribution of new plants throughout the territory becomes an increasingly important issue. In particular, national agriculture comes seeking to become autonomous in relation to energy demand and, hence, the use of biogas has been gaining prominence in discussions on this matter. Biogas is today, in Brazil, one of the fastest growing renewable energy sources, strongly influenced by government incentives to use biodigesters and by the necessity to give a more adequate destination to organic waste generated by the agribusiness. However, though there is potential for electricity generation, many of the small and medium-sized rural properties end up not using biogas as an energy source, mainly due to the lack of specific products on the market aimed at this activity. Thus, the BioTurbo project aims to develop a gas microturbine specially dedicated to the production of energy from biogas produced by biodigesters in small and medium rural properties. In this way, the product aims to enter the market as a more efficient and economically viable solution for rural properties that seek sustainability, energy security and especially the economy, since many of these places have the potential to generate energy that is not being leveraged. The present study is concentrated on the development of aspects related to radial rotor microturbine, selected from the decision matrix, interconnected to the biodigester system, based on the thermodynamic gas cycle called as the Brayton Cycle and the design definitions of the turbine components, such as geometry and compression and expansion systems, in addition to the combustion chamber and the energy recovery system, aiming to maximize the efficiency of the set.

Keywords: Micro turbine. Brayton Cycle. Bio gas. Electricity. Energy matrix. Renewable energy.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1	– Gráfico de matriz elétrica . . . . .	14
Figura 2	– Gráfico de matriz energética . . . . .	14
Figura 3	– Turbinas Capstone . . . . .	17
Figura 4	– Turbina Siemens . . . . .	18
Figura 5	– Turbina GE . . . . .	19
Figura 6	– Gerador de energia Enermac . . . . .	20
Figura 7	– Exemplo de aplicação de uma turbina em uma hidrelétrica . . . . .	26
Figura 8	– Exemplo e esquematização de uma bomba b) Ilustração de um ventilador .	27
Figura 9	– Esquema de uma instalação com turbina a gás em circuito aberto, estacionária, sem recuperação. I – Turbocompressor; II – Câmara de combustão; III – Turbina a gás; IV – Alternador; V – Motor de arranque e excitatriz . . . . .	27
Figura 10	– Compressor centrífugo para turbina a gás. G – rotor, D - difusor e A - entrada de ar . . . . .	28
Figura 11	– Compressor axial simples para turbinas a gás. G – rotor, D – difusor . . . . .	28
Figura 12	– Compressor axial de 6 saltos para turbinas a gás . . . . .	29
Figura 13	– Esquema de câmara de combustão anular . . . . .	30
Figura 14	– Câmara de combustão tubular, de construção horizontal, para turbina a gás	30
Figura 15	– Câmara de combustão tubular, de construção horizontal, para turbina a gás	31
Figura 16	– Turbina axial elementar para turbinas a gás. G – rotor, D - difusor . . . . .	32
Figura 17	– Esquema do trocador de calor com placas de desvio do fluxo . . . . .	32
Figura 18	– Triângulo de Velocidades Aplicado a um Rotor Radial . . . . .	35
Figura 19	– Triângulo de Velocidades Genérico . . . . .	35
Figura 20	– Campo de Pressões em uma Pá de Rotor Radial . . . . .	37
Figura 21	– Triângulo de Velocidades Corrigidas para um Rotor de Pás Finitas . . . . .	37
Figura 22	– Um motor a turbina a gás ciclo aberto . . . . .	39
Figura 23	– Um motor de turbina a gás de ciclo fechado . . . . .	40
Figura 24	– Um motor de turbina a gás de ciclo fechado . . . . .	40
Figura 25	– Ciclo real vs ideal . . . . .	41
Figura 26	– Um motor à turbina a gás com regenerador . . . . .	42
Figura 27	– Curva de Fanno . . . . .	45

Figura 28 – Volume de Controle . . . . .	45
Figura 29 – Biodigestor - Modelo Indiano . . . . .	49
Figura 30 – Biodigestor - Modelo Chinês . . . . .	49
Figura 31 – Biodigestor - Modelo Canadense . . . . .	50
Figura 32 – Detalhamento químico das quatro fases da biodegradação . . . . .	51
Figura 33 – Rendimento x Razão de pressão . . . . .	57
Figura 34 – Perfil Meridional em Rotor Radial . . . . .	58
Figura 35 – Perfil Meridional do Rotor do Compressor . . . . .	59
Figura 36 – Modelo 3D do Compressor Desenvolvido . . . . .	60
Figura 37 – Modelo 3D da Turbina Desenvolvida . . . . .	60
Figura 38 – Eixo Principal . . . . .	61
Figura 39 – Exemplo de um circuito simples de acionamento da vela . . . . .	63
Figura 40 – Exemplo de uma vela da Magneti Marelli . . . . .	64
Figura 41 – Bico de injeção utilizado no projeto . . . . .	65
Figura 42 – Modelo da câmara de combustão com entradas e saídas indicadas . . . . .	66
Figura 43 – Resultados de temperatura de combustão . . . . .	67
Figura 44 – Isosuperfície de 1800 K . . . . .	67
Figura 45 – Resultados de temperatura na câmara de combustão . . . . .	68
Figura 46 – Modelo do recuperador utilizada na simulação . . . . .	69
Figura 47 – Resultado simulação recuperador . . . . .	70
Figura 48 – Propriedades de compostos . . . . .	73
Figura 49 – Tabela de diâmetros normalizados de dutos de aço . . . . .	74
Figura 50 – Diagrama de Moody-Rouse . . . . .	75
Figura 51 – Resultados de cálculos . . . . .	76
Figura 52 – Diagrama para seleção de alternadores . . . . .	77
Figura 53 – Número de filetes . . . . .	79
Figura 54 – Cálculos coroa e sem-fim . . . . .	81
Figura 55 – Gráfico Rendimento X $\gamma$ . . . . .	82
Figura 56 – Tensão admissível à flexão . . . . .	82
Figura 57 – Fator de serviço $X_s$ . . . . .	82
Figura 58 – Fator de serviço $X_L$ . . . . .	83
Figura 59 – Fatores de concentração $K_{ff}$ . . . . .	83

Figura 60 – 3 vistas do redutor . . . . .	84
Figura 61 – Corte do redutor . . . . .	85
Figura 62 – Diâmetro ponta do eixo do redutor . . . . .	85

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1	–	Volumetria por tipo de rebanho . . . . .	16
Tabela 2	–	Tipo de rebanho por região . . . . .	17
Tabela 3	–	Composição média do biogás . . . . .	20
Tabela 4	–	Composição média do biogás . . . . .	22
Tabela 5	–	Matriz de Decisão - Critérios. . . . .	52
Tabela 6	–	Matriz de Decisão - Critérios. . . . .	53
Tabela 7	–	Matriz de Decisão - Custo/Soluções. . . . .	53
Tabela 8	–	Matriz de Decisão - Custo/Soluções. . . . .	53
Tabela 9	–	Matriz de Decisão - Manutenção/Soluções. . . . .	54
Tabela 10	–	Matriz de Decisão - Manutenção/Soluções. . . . .	54
Tabela 11	–	Matriz de Decisão - Eficiência/Soluções. . . . .	55
Tabela 12	–	Matriz de Decisão - Eficiência/Soluções. . . . .	55
Tabela 13	–	Matriz de Decisão - Resultados. . . . .	55
Tabela 14	–	Ciclo para razão de pressão = 9,83. . . . .	56
Tabela 15	–	Ciclo para razão de pressão = 5. . . . .	57
Tabela 16	–	Vista CCD - Propriedades Geométricas do Compressor/Entrada. . . . .	59
Tabela 17	–	Vista CCD - Propriedades Geométricas do Compressor/Saída. . . . .	59
Tabela 18	–	Características técnicas alternador . . . . .	76
Tabela 19	–	<i>Input</i> para pré calculo . . . . .	78

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	13
1.1	Energia no Brasil	13
1.2	Pecuária no Brasil	14
1.3	Estudo comparativo	17
1.4	Biogás	20
1.5	Motivação para o uso de microturbinas para geração de energia	22
<b>1.5.1</b>	<b>Motivação energética</b>	22
<b>1.5.2</b>	<b>Motivação na pecuária</b>	23
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS</b>	25
<b>3</b>	<b>REFERÊNCIAL TEÓRICO</b>	26
3.1	Componentes de uma Turbina a Gás	28
<b>3.1.1</b>	<b>Compressor</b>	28
<b>3.1.2</b>	<b>Câmara de combustão</b>	30
<b>3.1.3</b>	<b>Turbina</b>	31
<b>3.1.4</b>	<b>Regenerador ou recuperador de calor</b>	31
3.2	Funcionamento	33
3.3	Teoria das Máquinas de Fluxo	34
<b>3.3.1</b>	<b>Rotor de Pás Infinitas</b>	34
<b>3.3.2</b>	<b>Triângulo de Velocidades</b>	34
<b>3.3.3</b>	<b>Equação Fundamental das Máquinas de Fluxo</b>	36
<b>3.3.4</b>	<b>Influência do Número Finito de Pás</b>	36
3.4	Ciclo Brayton	38
<b>3.4.1</b>	<b>Ciclo Aberto</b>	38
3.5	Ciclo Fechado	39
<b>3.5.1</b>	<b>Recuperação de Calor</b>	42
<b>3.5.2</b>	<b>Escoamento de Fanno</b>	42
3.6	Biocombustível e sua obtenção	46
<b>3.6.1</b>	<b>História do Biogás no Brasil</b>	46
<b>3.6.2</b>	<b>Biodigestores</b>	47
<b>3.6.3</b>	<b>Biodigestão</b>	51

<b>4</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>52</b>
4.1	Matriz de Decisão	52
4.2	Modelagem do ciclo	56
<b>4.2.1</b>	<b>Otimização da razão de pressão</b>	<b>56</b>
<b>4.2.2</b>	<b>Estudo do ciclo de operação</b>	<b>56</b>
4.3	Geometria dos Rotores	58
<b>4.3.1</b>	<b>Rotor do Compressor</b>	<b>58</b>
<b>4.3.2</b>	<b>Rotor da Turbina</b>	<b>59</b>
4.4	Eixo Principal	60
4.5	Câmara de combustão	61
<b>4.5.1</b>	<b>Ignição e injeção</b>	<b>62</b>
<b>4.5.2</b>	<b>Simulação câmara de combustão</b>	<b>63</b>
4.6	Recuperador	69
<b>4.6.1</b>	<b>Simulação recuperador</b>	<b>69</b>
4.7	DFMEA	70
4.8	Estimativas norteadoras	71
<b>4.8.1</b>	<b>Vazão de gás</b>	<b>71</b>
<b>4.8.2</b>	<b>Dimensionamento do duto de biogás</b>	<b>72</b>
4.9	Alternador	76
4.10	Seleção do alternador	76
4.11	Redutor	77
<b>4.11.1</b>	<b>Projeto da planetária</b>	<b>77</b>
<b>4.11.2</b>	<b>Modelo comercial</b>	<b>78</b>
<b>4.11.3</b>	<b>Projeto coroa e sem-fim</b>	<b>78</b>
<b>4.11.4</b>	<b>Dimensionamento dos componentes principais</b>	<b>78</b>
<b>4.11.5</b>	<b>Pré calculo</b>	<b>78</b>
<b>4.11.6</b>	<b>Dimensionamento de engrenagens</b>	<b>80</b>
<b>4.11.7</b>	<b>Dimensionamento do eixo</b>	<b>83</b>
<b>4.11.8</b>	<b>Desenhos</b>	<b>84</b>
<b>5</b>	<b>ANÁLISE FINANCEIRA</b>	<b>86</b>
5.1	Payback Simples	86
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>88</b>
	<b>APÊNDICE A – DESENHOS TÉCNICOS</b>	<b>92</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 ENERGIA NO BRASIL

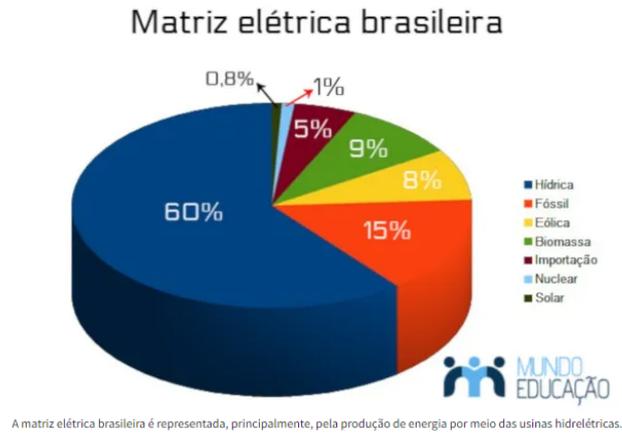
Na atualidade o Brasil vive uma grande crise econômica devido a pandemia causada pelo COVID-19, usando como exemplo os preços de combustíveis e alimentos somam muitas altas nos últimos meses. Preços estes que sobem devido aos custos de processo e aumento do dólar. Além dos problemas econômicos que o país vivencia, um dos custos envolvidos nos processos de pasto é de energia elétrica. Devido as mudanças climáticas que assombram o mundo inteiro, cada vez as épocas de grandes secas se tornam mais frequentes. Há alguns anos a principal fonte de energia utilizada para a produção de eletricidade são as hidroelétricas que hoje representam 90% da energia elétrica consumida no país e com os grandes períodos de seca, as hidroelétricas ficam mais ameaçadas e podem ocorrer apagões nas cidades devido à falta de energia, como no ano de 2001. A matriz energética brasileira é bem diversificada (Figura 1), porém ainda há uma grande dependência hídrica que representa 60% de toda a energia gerada nacionalmente. Quando comparado com outros países o Brasil é a que possui uma das matrizes energéticas mais renováveis do mundo, já que a matriz mundial é grande dependente de combustíveis fósseis (Figura 2). Entretanto, 15% da energia gerada no país ainda é fóssil e sendo grandes poluentes e responsáveis pelo efeito estufa.

Quando falamos em energia renovável as principais fontes que temos, após as hidroelétricas são:

- Eólica, que depende de locais com grandes movimentações de ar
- Biomassa que depende dejetos de animais e/ou itens já processados como o bagaço de cana de açúcar
- Solar que produz energia apenas durante o período diurno e com locais de grande insolação

Esses três meios de geração de energia são consideradas as energias do futuro, onde são fontes limpas que não comprometem o meio ambiente.

Figura 1 – Gráfico de matriz elétrica



Fonte: IBGE

Figura 2 – Gráfico de matriz energética



Fonte: IBGE

## 1.2 PECUÁRIA NO BRASIL

A pecuária, palavra originada do latim "Pecus", significa "cabeça de gado" originada da palavra "Pecúnia", traduzida por "moeda, dinheiro". É uma atividade econômica praticada no cenário rural e de extrema importância para o consumo e desenvolvimento da sociedade humana. É destinada diretamente para a criação de animais com fins econômicos e de consumo.

No Brasil, esta prática começou a ser desenvolvida no século XVI, após o processo de colonização. Desde então, esta atividade desenvolve forte influência econômica, com destaque na exportação onde a nação é considerada uma das mais produtivas mundialmente, tendo o maior rebanho bovino do mundo em 2020, com 217 milhões de cabeças, e representando cerca de 14%

do rebanho mundial nas categorias somadas de bovinos, suínos e aviários. A prática também é fundamental para a produção de alimentos, principalmente como fonte de proteínas, no consumo interno.

Dentre as modalidades desta atividade, podemos citar os três principais tipos:

- Pecuária de Corte – criação de animais focada na produção e fornecimento de carne.
- Pecuária Leiteira – criação de animais focada na produção e fornecimento de leite.
- Pecuária de Lã – criação de caprinos e ovinos focada na produção e fornecimento de lã.

Mas podemos citar algumas outras modalidades praticadas em espécies específicas como:

- Avicultura
- Apicultura
- Ranicultura
- Piscicultura
- Cunicultura
- Suinocultura
- Ovinocultura
- Bovinocultura
- Equinocultura
- Caprinocultura

Após a segunda metade do século XX, a pecuária passou por um processo de modernização e industrialização intensa, derivada da urbanização e desenvolvimento acelerado da sociedade. Por conta desse evento, o meio rural passou a ser subordinado da civilização, contrário do que vinha ocorrendo historicamente, resultando em profundas transformações no meio produtivo. A partir daí, podemos observar um grande salto evolutivo, amplificando a participação nas riquezas do país, entretanto, a expansão tecnológica teve impacto negativo no número de empregos e causando fenômenos como êxodo rural e concentração fundiária no setor.

Com essa modernização na pecuária surgiram duas principais modalidades de atuação, sendo elas:

- Pecuária Extensiva, a mais antiga e portanto mais simples. Utiliza técnicas e recursos comuns e tem menor taxa de produtividade. Nesse caso o gado é criado de forma livre em

grandes terrenos e pastos. A alimentação é baseada na pastagem e não possui assistência técnica especializada.

- Pecuária Intensiva, chamada de pecuária moderna, é uma prática com foco na produtividade. Esta modalidade se sobressai por utilizar de técnicas avançadas e recursos tecnologicamente avançados. Os rebanhos são criados em forma de cativeiro, favorecendo o ganho de peso e têm alimentação específica e hormonização. Também é possível contar com métodos científicos de reprodução como inseminação artificial e clonagem.

Atualmente, a pecuária no Brasil ainda apresenta grande volume de oportunidades de implementos tecnológicos. De acordo com o Instituto Brasileiro de geografia e estatística (IBGE, 2017), no censo de agropecuária realizado em 2017, o efetivo da pecuária em nível nacional foi o seguinte (Tabela 1):

Tabela 1 – Volumetria por tipo de rebanho

Tipo	Estabelecimentos Agropecuários	Cabeças
Galinhas, galos, frangas, frangos e pintos	2847570	1362253509
Bovinos	2522487	172719164
Suínos	1445901	39346192
Equinos	1167066	4236062
Ovinos	512093	13789345
Caprinos	326317	8260607
Muare	281491	615498
Patos, gansos, marrecos, perdizes e faisões	250356	3779132
Asininos	237575	376874
Perus	82608	15636988
Codornas	17632	15281681
Coelhos	16095	200345
Bubalinos	14735	950173
Avestruzes	1013	13791
<b>Total</b>	<b>4006656</b>	<b>1637459361</b>

Fonte: IBGE

E dentre os três primeiros tipos com maior quantidade de estabelecimentos agropecuários com efetivo da pecuária, as principais regiões de atuação são (Tabela 2):

Tabela 2 – Tipo de rebanho por região

Tipo	Principais regiões
Galinhas, galos, frangas, frangos e pintos	Nordeste, Sul, Sudeste
Bovino	Nordeste, Sul, Sudeste
Suíno	Sul, Sudeste e Norte

Fonte: IBGE

### 1.3 ESTUDO COMPARATIVO

Para fins de compreensão do mercado atual e faixa de atuação comercial realizada, efetuamos uma busca pelo mercado de turbinas e semelhantes utilizados para geração de energia e foram encontradas as seguintes empresas:

#### 1. Capstone

Encontramos nessa empresa uma turbina (Figura 3) com faixa de atuação compatível com nosso objeto de estudo, no entanto com uma eficiência energética e produção menor, outro fator desfavorável é o fato da importação da turbina, que não é produzida no Brasil.

Figura 3 – Turbinas Capstone

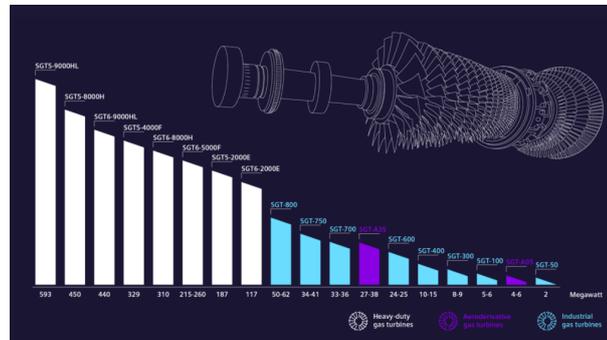


Fonte: IBGE

## 2. Siemens

As turbinas da Siemens (Figura 4) são de ótima eficiência e possuem produção no Brasil, no entanto a menor turbina disponível é de 2 MW que para nosso propósito não se faz compatível.

Figura 4 – Turbina Siemens



Fonte: <https://bityli.com/lyq6N1>

### 3. GE

Com essa empresa encontramos o cenário similar ao da Siemens, turbinas de excelente qualidade (Figura 5), mas com a turbina de menor potência de 33MW.

Figura 5 – Turbina GE

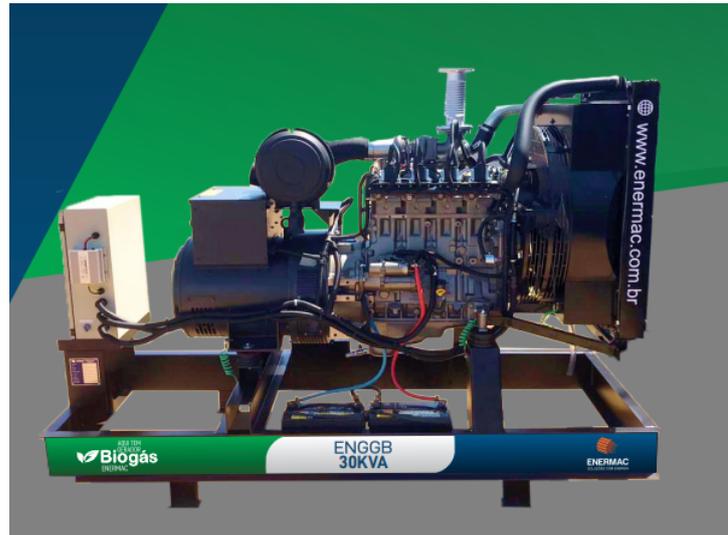


Fonte: <https://www.ge.com/gas-power>

### 4. Enermac

Essa empresa é especializada na produção de energia através de biogás no entanto fazem o uso de uma tecnologia diferente, os mesmos usam um motor a diesel modificado para trabalhar com gás (Figura 6), no entanto através dos estudos sobre as especificações do produto, constatamos que tal modificação prejudica a vida útil do motor e sua eficiência. Sendo esta nossa principal concorrente, não achamos um motor com a mesma faixa de atuação que nosso projeto.

Figura 6 – Gerador de energia Enermac



Fonte: <https://enermac.com.br/grupo-gerador-biogás>

#### 1.4 BIOGÁS

O biogás é um tipo de biocombustível proveniente da decomposição anaeróbica de matéria orgânica, de origem vegetal ou animal. Este gás é uma mistura de diversos gases, predominantemente metano ( $CH_4$ ) e gás carbônico ( $CO_2$ ) e geralmente é incolor, inodoro e insípido. Entretanto, como a composição do biogás depende de fatores como o tipo de matéria orgânica utilizada e das condições climáticas do local, outros gases podem estar presentes, como o gás sulfídrico, que confere à mistura coloração e cheiro mais forte e desagradável. A tabela 3, como demonstra Castanón e Jesús (2002) mostra a composição média desse biogás.

Tabela 3 – Composição média do biogás

Gases	Porcentagem (%)
Metano ( $CH_4$ )	40 a 75
Dióxido de carbono ( $CO_2$ )	25 a 40
Hidrogênio ( $H_2$ )	1 a 3
Nitrogênio ( $N_2$ )	0,5 a 2,5
Oxigênio ( $O_2$ )	0,1 a 1
Gás Sulfídrico ( $H_2S$ )	0,1 a 0,5
Amônia ( $NH_3$ )	0,1 a 0,5
Monóxido de carbono ( $CO$ )	0 a 0,1

Fonte: Castanón e Jesús (2002)

O biogás, não tóxico, possui massa específica inferior à do ar, e por isso em caso de vazamentos nas tubulações ou no armazenamento, se dispersa rapidamente para a atmosfera,

tornando sua utilização mais segura. Além disso, possui um alto ponto de ignição, de aproximadamente 537°C, e baixo poder de inflamabilidade. Essas são características importantes que tornam sua utilização para geração de tarefa mais segura em geral.

Além disso, a combustão do biogás evita também a liberação do gás metano diretamente para a atmosfera, contribuindo para a diminuição do efeito estufa, já que a molécula de metano retém cerca de 21 vezes mais radiação solar do que a molécula de gás carbônico, como mostra o EPA (2022). Por ser um combustível provindo de uma fonte renovável, o uso do biogás se ajusta ao Protocolo de Kyoto e ao Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL), já que o carbono resultante da queima do biogás provém de um ciclo fechado. Ou seja, o carbono emitido na combustão é absorvido pelas plantas durante seu desenvolvimento e posteriormente utilizado como biomassa ou mesmo como alimento para animais, que irão digerir e gerar dejetos utilizados para a produção de biogás.

Como mostra Barrera (1983), os dejetos de animais se tornam um dos melhores alimentos para a produção de biogás, uma vez que já saem dos intestinos carregados de bactérias anaeróbicas, acelerando e facilitando o processo. Assim, a grande presença de gás metano em sua composição permite que o biogás seja utilizada como substituto do gás natural, ajudando a reduzir o uso de combustíveis fósseis.

Como mostram os dados da AGEITEC (2014) e da COPEL (2014), a queima de 1  $Nm^3$  de biogás gera entre 5.000 e 7.000 kcal de energia, sendo esta variação decorrente de um maior ou menor nível de pureza. Ainda, de acordo com TECPAR (2022), o poder calorífico inferior (PCI) do biogás altamente purificado pode chegar a até 12.000 kcal/ $Nm^3$ , posicionando o biogás como uma importante fonte energética, principalmente em propriedades rurais mais afastadas de centros urbanos ou de redes elétricas, como é o foco deste trabalho. Nessas condições, o biogás pode ser utilizado de diversas formas, como para o abastecimento elétrico de casas completos, sistemas de aquecimento de ambientes e de água, motores de combustão interna, geladeiras de absorção de propriedades rurais, resfriadores de leite, cozimento de alimentos, secadores de grãos etc. A tabela 4 mostra alguns exemplos do consumo de biogás para algumas atividades rotineiras.

Por fim, de acordo com o CENBIO (2001), a produção de energia elétrica a partir do biogás tem como principais vantagens:

- a) Geração descentralizada e próxima do local de seu uso.
- b) Colaboração para a viabilidade econômica do saneamento básico.

Tabela 4 – Composição média do biogás

Utilização	Consumo
Cozinhar	0,33 Nm <sup>3</sup> /Dia
Iluminação por lâmpião	0,12 Nm <sup>3</sup> /h
Chuveiro a gás	0,8 Nm <sup>3</sup> /banho
Incubador	0,71 Nm <sup>3</sup> /m <sup>2</sup>
Motor de combustão interna	0,45Nm <sup>3</sup> /HP.hora
Aquecedor de água a 100°C	0,08 Nm <sup>3</sup> /litro
Geração de energia elétrica (1 kWh)	0,62 Nm <sup>3</sup>

Fonte: CETEC, 1982, 2002

- c) Redução da quantidade de energia elétrica comprada da concessionária.
- d) Possibilidade de eventual venda de energia elétrica excedente à rede.
- e) Possibilidade de uso de processos de cogeração
- f) Redução do consumo de combustíveis fósseis.

## 1.5 MOTIVAÇÃO PARA O USO DE MICROTURBINAS PARA GERAÇÃO DE ENERGIA

### 1.5.1 Motivação energética

Nos últimos anos houve um aumento gradual na demanda de novas tecnologias voltadas para a produção de energia limpa e sustentável. Tal fato se faz em maior necessidade para as fontes de energia que utilizam combustíveis fósseis, resultando num grande papel para geração de gases do efeito estufa. Desta forma, uma melhora de métodos e conceitos para a produção de biocombustíveis se faz de grande valia, tendo em vista que tal matéria prima orgânica encontra-se em demasiada abundância e possui um grande potencial para geração de energia. Usando um biodigestor podemos fazer a retirada do biogás, este que é obtido através da fermentação da matéria orgânica traz em sua composição o gás metano que é bastante utilizado como combustível.

O Brasil encontra se em uma crescente demanda de fontes energéticas, de acordo com o Boletim Mensal de Energia do Ministério de Minas e Energia (MME (2021)), essa necessidade subiu em 7,5% de janeiro a maio de 2021 em comparação com a mesma data em 2020. Em relação ao consumo de energia elétrica, está também sofreu um aumento em seus indicadores de 6,9%.

A procura pelo gás natural apresentou um acréscimo ainda mais significativo, de 16,3%, decorrente de um aumento no uso para produção de energia, acréscimo esse quem corresponde a 46%. Uma escassez hídrica a qual estamos enfrentando gera impactos na produção de energia por

parte das hidrelétricas, conseqüentemente uma procura pela geração de energia das termoelétricas movidas a combustíveis fósseis se faz presente.

Segundo a associação brasileira de biogás o Brasil mobilizou um valor superior a 42 milhões de toneladas de resíduos sólidos para aterros sanitários em 2018. A ABiogás e a ABRELPE fazem uma previsão de que o Brasil recolheu 4,2 bilhões de m<sup>3</sup> de biogás. Entretanto, uma porção de somente 9% de todo um potencial foi usado para geração de eletricidade, que corresponde a 751 GWh e uma porção menor ainda produziu biometano, 2% que correspondem a 35 milhões de Nm<sup>3</sup>.

Levando em conta tais problemáticas vemos que a utilização de uma microturbina que utiliza o biogás gerado pelo biodigestor se faz um grande atrativo para o produtor rural, o qual por muitas vezes acaba desperdiçando o poder energético dos resíduos da sua propriedade por não possuir uma forma simples de produzir energia. Muitos dos produtores que geram energia com o biogás fazem por vezes de forma não eficiente por falta de produtos apropriados no mercado.

Com isso nosso grupo tem a proposta de facilitar e aproveitar esse potencial energético perdido, visando a diminuição de produção dos gases do efeito estufa assim como auxiliar a produção energética que se encontra defasada.

### **1.5.2 Motivação na pecuária**

Com tamanha necessidade energética e com grande potencial para um crescimento no uso de resíduos sólidos provenientes da pecuária, enxergamos uma grande oportunidade, onde possuíamos uma demanda por energia, uma fonte de energia que por muitas vezes era desperdiçado, assim precisávamos de uma forma eficiente para a produção dela.

Observamos também que a pecuária no Brasil possui uma grande representatividade, haja vista que o Brasil detém o maior rebanho comercial do mundo e este vem se modernizando

Modernização essa a qual nos beneficia de grandes formas onde a principal delas é o aumento da pecuária intensiva, que em comparação com a extensiva requer muito mais uso de tecnologia e conhecimento, e para nós a pecuária intensiva se faz mais eficiente pelo fato dos resíduos se concentrarem em um único local, aumentando a produtividade do biodigestor e gerando mais energia.

Outra forma eficiente para nós é o gado leiteiro que embora não seja criado confinado, permanece um período recluso assim produzindo resíduos cabíveis de geração de energia.

Outro benéfico encontrado é que não há o descarte do resíduo sólido, após a produção do biogás o substrato remanescente no biodigestor se torna uma matéria orgânica de excelente qualidade para se tornar adubo para muitas aplicações. Há um aproveitamento da matéria em todo o processo de produção de energia que por muitas vezes seria desperdiçada.

## 2 OBJETIVOS

Por fim, considerando os levantamentos previamente mencionados, o objetivo principal deste item de estudo é desenvolver um dispositivo que soluciona tanto os problemas energéticos aliados com a alta demanda da pecuária através da geração de energia por meio de uma microturbina a gás dedicada à produção de energia a partir do biogás e acoplada a biodigestores de pequenas e médias propriedades rurais. Para a realização deste projeto, podemos destacar os seguintes objetivos específicos:

- Definição dos ciclos de operação
- Design do compressor e da turbina
- Desenvolvimento da câmara de combustão e do recuperador
- Seleção de componentes mecânicos

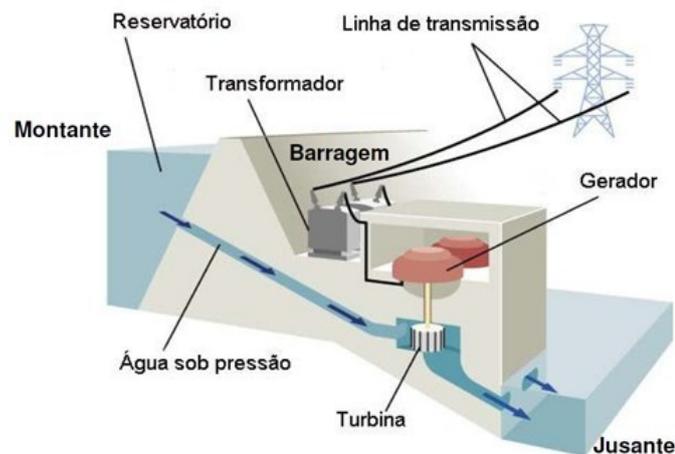
Tais objetivos específicos abordaremos detalhadamente nos próximos tópicos.

### 3 REFERÊNCIAL TEÓRICO

De acordo com Gorla e Khan, turbo máquina é definido como um mecanismo onde a transferência de energia se dá por meio da ação dinâmica entre um elemento rotativo em contato a um fluido em fluxo, resultando na mudança do momento do fluido bem como em sua pressão. Essa transferência de energia mecânica pode ocorrer interna ou externamente ao dispositivo. Assim, podem ser categorizadas da seguinte forma:

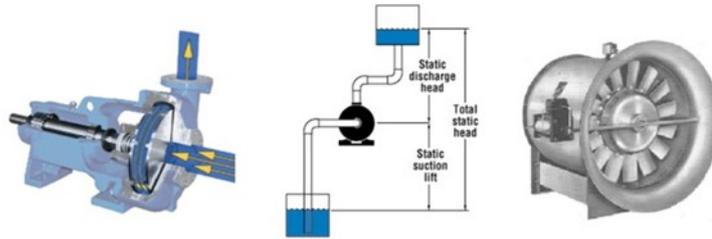
- Turbinas: máquinas que produzem energia pela expansão de um fluido de fluxo contínuo para uma pressão mais baixa (figura 7).
- Bombas: Máquinas que aumentam a pressão ou altura de fluxo do fluido (figura 8).
- Ventiladores: máquinas que transmitem apenas um pequeno aumento de pressão a um gás de fluxo contínuo (normalmente o gás pode ser considerado incompressível) (figura 8).

Figura 7 – Exemplo de aplicação de uma turbina em uma hidrelétrica



Fonte: MÁQUINAS DE FLUXO Conceitos Gerais Prof. Benedito Cláudio da Silva - slide 5

Figura 8 – Exemplo e esquematização de uma bomba b)  
Ilustração de um ventilador

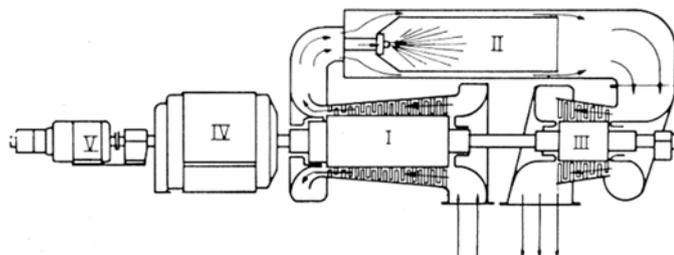


Fonte: MÁQUINAS DE FLUXO Conceitos Gerais Prof.  
Benedito Cláudio da Silva - slide 6

Neste trabalho será abordado apenas um tipo de turbina, as turbinas a gás. Segundo o trabalho da UNESP são máquinas térmicas que se utilizam da energia armazenada nos gases produzidos que se expandem quando liberados na combustão.

O foco será nas microturbinas a gás, assim caracterizadas por Marcio Y. Hirano, turbinas de combustão de pequeno porte (fornecendo potências de 10 a 500 kW) que podem operar com diversos tipos de combustíveis. Trabalham com pressão de combustível variando de 3,5 a 8,5 bar além de alcançar altas velocidades de rotação (podendo atingir 120.000 rpm). Ainda segundo Hirano as microturbinas são constituídas por compressor, câmara de combustão, turbina, regenerador ou recuperador de calor (figura 9).

Figura 9 – Esquema de uma instalação com turbina a gás em circuito aberto, estacionária, sem recuperação. I – Turbocompressor; II – Câmara de combustão; III – Turbina a gás; IV – Alternador; V – Motor de arranque e excitatriz



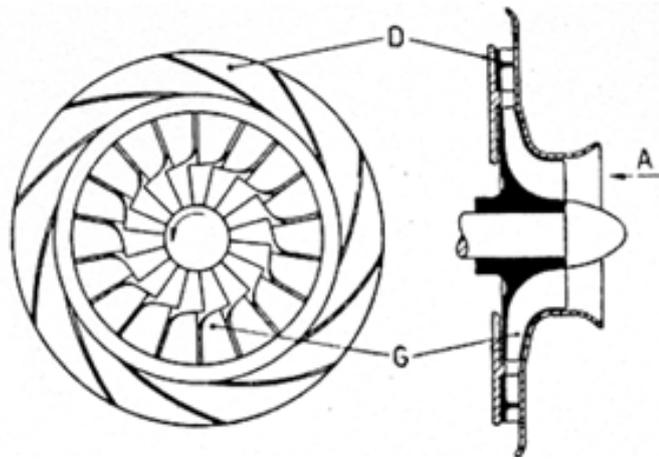
Fonte: UNESP

### 3.1 COMPONENTES DE UMA TURBINA A GÁS

#### 3.1.1 Compressor

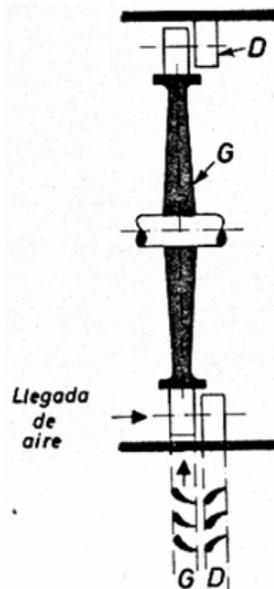
Dispositivo responsável pelo aumento da quantidade de ar injetado na câmara de combustão bem como no aumento da pressão do ar. Pode ser centrífugo ou axial (vide figuras a seguir), ambos estão constituídos por um rotor e um difusor, o que constitui um salto (estágio).

Figura 10 – Compressor centrífugo para turbina a gás. G – rotor, D - difusor e A - entrada de ar



Fonte: UNESP

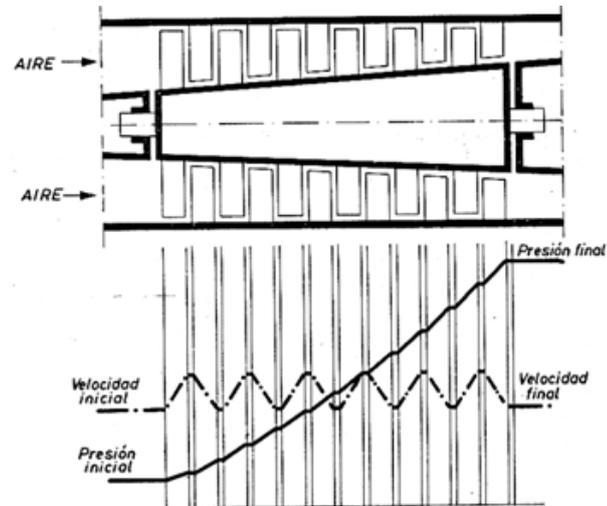
Figura 11 – Compressor axial simples para turbinas a gás. G – rotor, D – difusor



Fonte: UNESP

Normalmente, são projetados apresentando vários saltos (estágios) -figura 12, isso possibilita a instalação de resfriadores intermediários, fazendo com que se reduza a temperatura do ar entre uma compressão e melhorando assim o rendimento da instalação.

Figura 12 – Compressor axial de 6 saltos para turbinas a gás

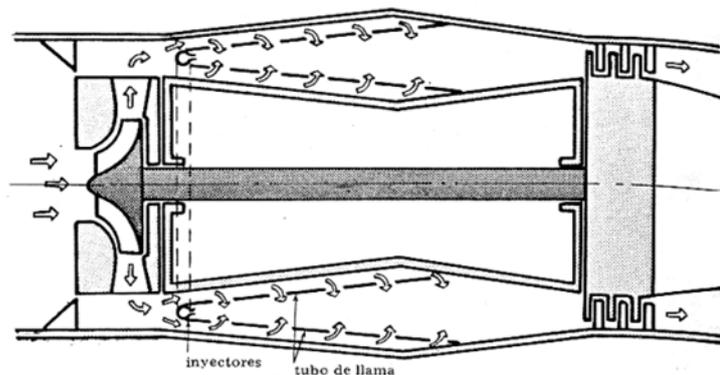


Fonte: UNESP

### 3.1.2 Câmara de combustão

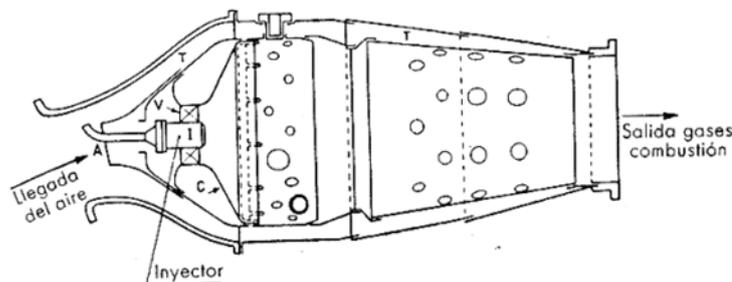
É o local no qual ocorre a mistura do combustível com o ar a alta pressão, e posterior reação química de oxidação exotérmica (combustão). A câmara de combustão pode ser simples ou múltipla. As múltiplas são sempre tubulares e as simples podem ser tubulares e anulares (figura 13). Por sua vez todos estes tipos podem ser de construção horizontal ou vertical (figuras 14 e 15).

Figura 13 – Esquema de câmara de combustão anular



Fonte:UNESP

Figura 14 – Câmara de combustão tubular, de construção horizontal, para turbina a gás

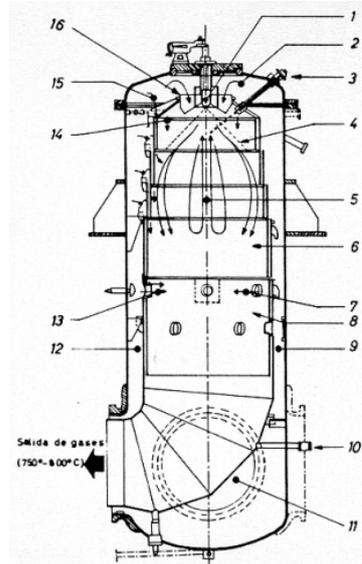


Fonte: UNESP

As de construção horizontal são montadas em cima ou ao redor da turbina a gás; as de construção vertical são montadas ao lado da turbina a gás. A câmara de combustão realiza as seguintes operações:

- pulverização do combustível;
- vaporização do combustível;
- faz a mistura ar-combustível;
- inflamação e combustão da mistura;

Figura 15 – Câmara de combustão tubular, de construção horizontal, para turbina a gás



Fonte: UNESP

- diluição dos produtos de combustão.

As câmaras de combustão tubulares se adaptam melhor aos compressores centrífugos e as câmaras de combustão anulares aos compressores axiais.

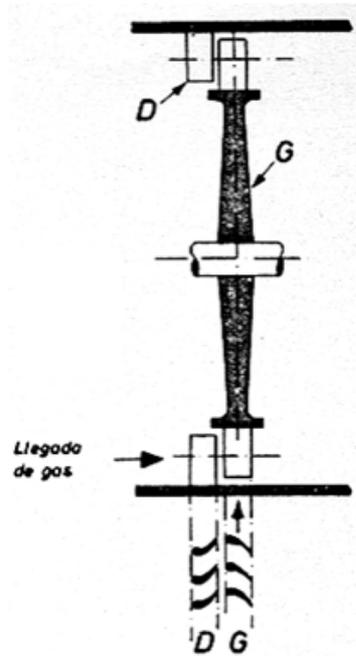
### 3.1.3 Turbina

Local no qual ocorre a expansão dos gases resultantes da combustão e a realização de trabalho mecânico útil. Podem ser axiais (mais utilizadas) ou radiais. Podendo ser de ação e reação são concebidas de forma muito análoga às turbinas a vapor.

### 3.1.4 Regenerador ou recuperador de calor

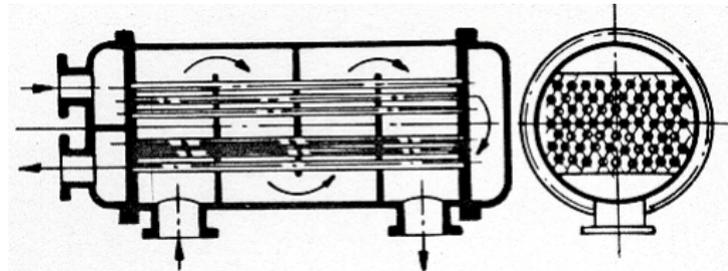
Sua função é de pré-aquecer o ar do compressor, antes de sua entrada da câmara de combustão. Essa operação ocorre por meio do uso do calor contido nos gases de escape que saem da turbina a gás, o que acarreta o aumento do rendimento. A construção é muito semelhante à dos radiadores normais. Nos quais a transferência de calor se dá pela troca energética na parede que separa correntes quente e fria. Podem ser do tipo tubular simples, tubular com chicanas ou de placas onduladas.

Figura 16 – Turbina axial elementar para turbinas a gás. G – rotor, D - difusor



Fonte: UNESP

Figura 17 – Esquema do trocador de calor com placas de desvio do fluxo



Fonte: UNESP

De acordo com Coloma e Prieto (2010), o regenerador é um dos principais equipamentos que diferencia as microturbinas das turbinas convencionais, além de melhorar seu rendimento.

### 3.2 FUNCIONAMENTO

De acordo com trabalho da UNESP, o ciclo se inicia com o compressor alimentando a câmara de combustão com ar atmosférico aspirado (pressão de 3,5 a 8 bar). A próxima etapa ocorre na câmara de combustão, onde por meio de uma bomba adequada se injeta o combustível de forma contínua. A combustão começa graças a uma fonte externa que fornece uma faísca (centelha). Para maior rendimento térmico a relação de ar/combustível deve ser estequiométrica (tipo de combustão que não gera resíduos, ou seja, não há combustível que não foi queimado, bem como não há falta de elemento comburente), além disso quanto maior a temperatura dos gases na saída da câmara de combustão, melhor o rendimento térmico da turbina a gás (essa temperatura fica sendo limitada por critérios construtivos e propriedades do material). A combustão continua a pressão constante, com temperaturas que alcançam de 650 a 1200°C. Os gases de combustão se expandem sobre o rotor da turbina a gás gerando a energia necessária para acionar o compressor.

Ainda segundo trabalho da UNESP, vários são os combustíveis que podem alimentar uma turbina a gás, sendo o único ponto de atenção a quantidade de cinzas insolúveis, as quais não podem exceder um certo limite. As principais características que devem ter os combustíveis para as turbinas a gás são:

- ser abundante na natureza e ter extração rentável;
- ter um poder calorífico por unidade de peso ou volume elevado;
- produzir gases de combustão que não poluam tanto o meio ambiente;
- não atacar as partes que estão em contato com ele ou com os seus produtos de combustão.

A seguir, seguem exemplos de combustíveis adequados a turbina a gás e suas características.

- Gás Natural: ideal para uso nas turbinas a gás. A única restrição é que esteja limpo.
- Petróleo Bruto: constitui um combustível muito favorável, que pode ser utilizado sem reaquecimento nem tratamento prévio na maioria dos casos.

- Gases de Alto Fornos: barato, mas não ideal, pois apresenta baixo poder calorífico necessitando de mais material para produzir a mesma quantidade de energia que outros combustíveis (como a quantidade de pó neste combustível é geralmente elevada, deve ser instalado um filtro na entrada do compressor para sua utilização).

- Derivados de Petróleo: constituídos por hidrocarbonetos destilados (gasolina, querosene, óleo Diesel, nafta etc.), são bastante convenientes desde que produzam pouca cinza.

### 3.3 TEORIA DAS MÁQUINAS DE FLUXO

Para um melhor entendimento acerca dos fenômenos envolvidos na ação de uma turbina a gás, se faz necessário o estudo da teoria das máquinas de fluxo, cujo qual, segundo Carl Pfleiderer (1979) podem ser definidas em dois tipos, máquinas motrizes, que tem por objetivo transformar a energia proveniente de um fluido em trabalho mecânico, carregando o nome de turbina, ou máquinas operadoras, com o propósito de fornecer energia a um fluido, sendo denominada bomba hidráulica para líquidos ou ventilador, compressor rotativo para gases. As máquinas de fluxo podem ser classificadas ainda quanto a direção de fluxo do fluido, dizemos axiais as que possuem um fluxo paralelo ao eixo rotativo em todo o percurso, e as radiais um fluxo que se altera de axial para radial em máquinas operadoras e o inverso para as motrizes.

Veremos na seção de metodologia que por questões de projeto, tanto o rotor da turbina como o compressor que compõe o sistema, serão do tipo radial, sendo assim, a fundamentação teórica apresentada a seguir terá como base esta premissa.

#### 3.3.1 Rotor de Pás Infinitas

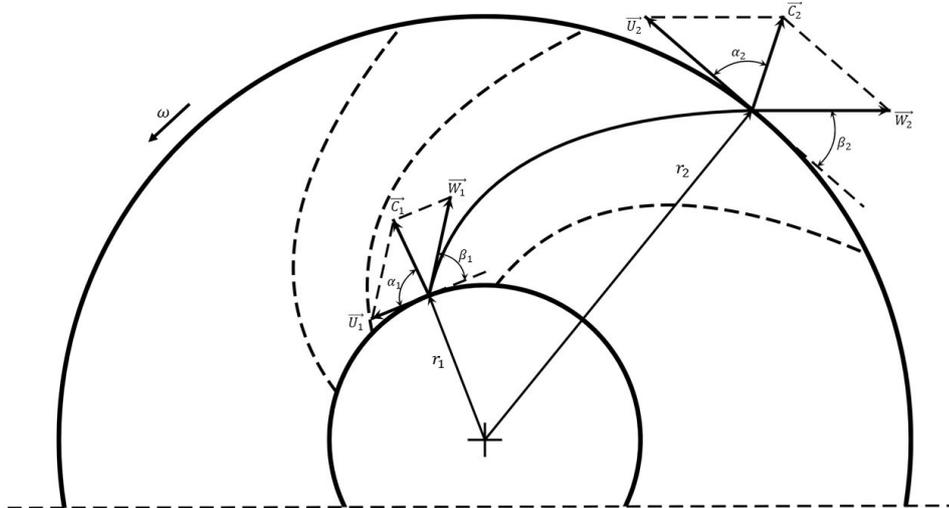
Uma importante hipótese simplificadora empregada para o equacionamento de rotores de máquinas de fluxo, segundo Richard Bran (1969) é a ideia de rotor de pás infinitas, no qual considera-se que as pás que constituem o rotor possuem espessura infinitesimal, deste modo, quando tendemos a quantidade de pás ao infinito, o canal disponível para o escoamento do fluido ficará restrito somente a uma linha de corrente, assim sendo, as infinitas linhas de corrente assumirão a geometria da pá, tal conjectura permite que as tratativas quanto a dinâmica das partículas do fluido sejam para um escoamento unidimensional, o que realmente não se observa na prática, visto que num rotor real o escoamento é tridimensional, turbulento, com regiões de recirculação e vórtices, adota-se também que o fluido não possui viscosidade, e portanto, não existem tensões de cisalhamento, nas quais se origina o atrito.

#### 3.3.2 Triângulo de Velocidades

Para uma análise preliminar em rotores de turbomáquinas, se faz necessário o emprego do triângulo de velocidades, que por definição, representam a soma vetorial das velocidades absolutas ( $C$ ), tangenciais ( $U$ ) originadas pela rotação e as velocidades relativas entre estas duas ( $W$ ), assim como denotado na Figura 18. Os ângulos gerados entre as velocidades absolutas e

as tangenciais são indicados por  $\alpha$  e os ângulos entre as velocidades relativas e o negativo das tangencias são caracterizados por  $\beta$ .

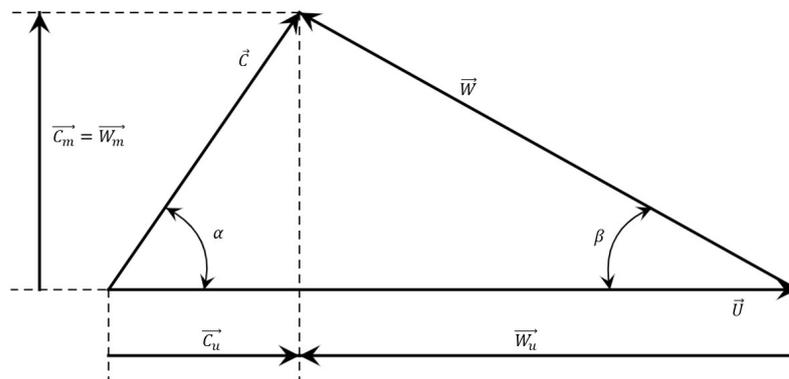
Figura 18 – Triângulo de Velocidades Aplicado a um Rotor Radial



Fonte: Realizado pelos autores

Usualmente em máquinas de fluxo radial os vetores velocidade são projetados em dois planos de interesse, o meridional ( $m$ ) e o tangencial ( $u$ ), a seguir na Figura 19 vemos um exemplo de triângulo de velocidades genérico, com suas respectivas projeções nos planos citados.

Figura 19 – Triângulo de Velocidades Genérico



Fonte: Realizado pelos autores

### 3.3.3 Equação Fundamental das Máquinas de Fluxo

Aplicando a equação da conservação da quantidade de movimento angular para um volume de controle definido entre a entrada do fluido no rotor e sua respectiva saída, adotando as hipóteses simplificadoras de regime permanente, fluido não viscoso e rotor de pás infinitas é possível obter uma expressão Equação 1 que correlaciona o torque no rotor com a variação na quantidade de movimento.

$$\tau = \dot{m}(r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}) \quad (1)$$

Multiplicando ambos os lados desta equação pela rotação do rotor é possível chegar a expressão abaixo Equação 2.

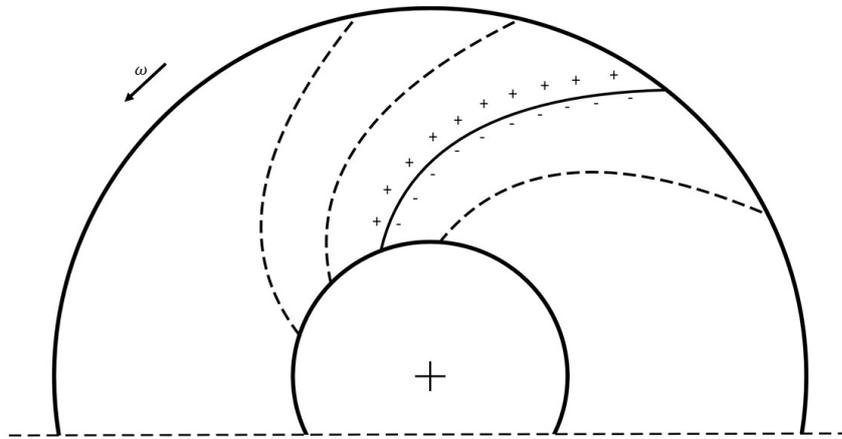
$$Y_p = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} \quad (2)$$

Esta equação representa matematicamente a energia por unidade de massa trocada entre o rotor e o fluido que escoar por ele, denominada energia específica, através desta expressão, uma vez que as velocidades necessárias para os cálculos são conseguidas pelo triângulo de velocidades, é possível obtermos quais são as principais características geométricas do rotor que influenciam nesta troca energética, esta equação é conhecida como equação fundamental das máquinas de fluxo e foi deduzida por *L.Euler* em 1754.

### 3.3.4 Influência do Número Finito de Pás

Ao retirar a hipótese simplificadora de pás infinitas, vemos que o escoamento do fluido no rotor será a somatória de duas dinâmicas, de acordo com Roma S. R. Gorla (2003), uma se refere ao movimento relativo do fluido no rotor, são trajetórias circulares no canal, denominadas vórtices relativos e outra chamada de corrente de passagem, que é simplesmente o movimento do fluido da entrada para saída, a adição desses dois movimentos dá origem a um perfil de velocidades que decresce do dorso da pá em direção a face que atinge o fluido para um mesmo raio, este gradiente de velocidades, pela conversão de energia, origina um campo de pressões conforme a Figura 20, onde os sinais de adição apresentam pressões relativas positivas e os sinais de subtração, negativas.

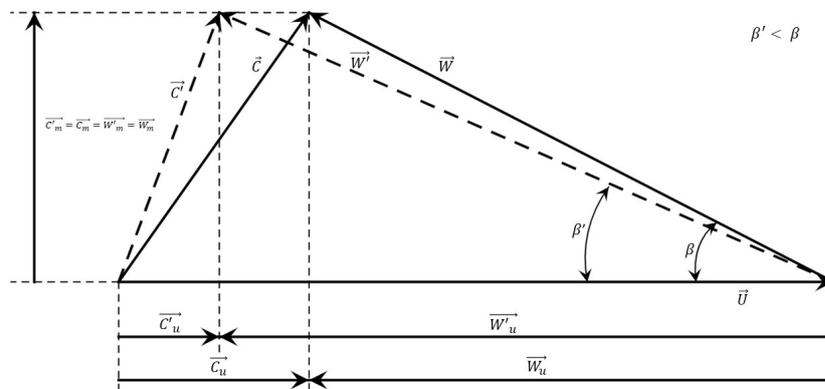
Figura 20 – Campo de Pressões em uma Pá de Rotor Radial



Fonte: Realizado pelos autores

Devido a este campo de pressões, o fluido imediatamente após a seção de saída, acaba por ter sua velocidade relativa ( $W$ ) defletida, resultando na diminuição do ângulo  $\beta$ , esta redução por sua vez, altera a direção do vetor de velocidade absoluta ( $C$ ) como indicado na Figura 21, causando a diminuição na componente desta projetada no plano tangencial ( $C_u$ ), componente esta que é usada na equação fundamental das máquinas de fluxo, e por este motivo, acaba gerando uma subtração da energia específica ( $Y_p$ ) trocada entre o rotor e o fluido.

Figura 21 – Triângulo de Velocidades Corrigidas para um Rotor de Pás Finitas



Fonte: Realizado pelos autores

Deste modo é necessária a correção da equação fundamental das máquinas de fluxo, para tal, usa-se um fator de correção, conhecido como fator de deficiência de potência ou fator de escorregamento, este fator poder obtido através de correlações empíricas pesquisadas por diversos autores, como *Pfleiderer, Stodola, Stanitz*. Este fator é definido como a razão entre a energia específica disponibilizada por um rotor de pás finitas e energia específica disponibilizada por um rotor de pás finitas, conforme a Eq. 3. Vale ressaltar que para máquinas motrizes, ou seja, turbinas, o fator de correção  $\mu$  se aproxima da unidade e estes fenômenos relatados possuem pouca influência no funcionamento.

$$\mu = \frac{Y_p}{Y_{p\infty}} \quad (3)$$

### 3.4 CICLO BRAYTON

Proposto por George Brayton em 1870, o ciclo Brayton é amplamente utilizado em turbinas a gás. Em geral, as turbinas que operam segundo o ciclo Brayton possuem ciclos abertos, possuindo essencialmente: Compressor, câmara de combustão e turbina.

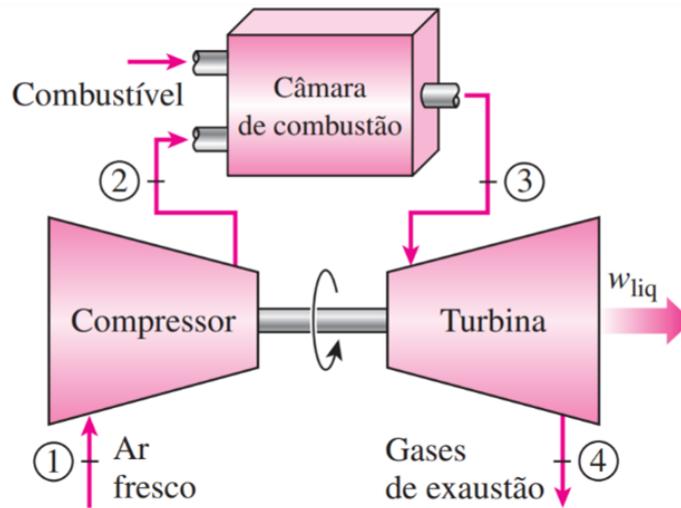
De acordo com Çengel e Boles (2013)

#### 3.4.1 Ciclo Aberto

De modo simplificado, o ciclo aberto pode ser resumido em 4 etapas, conforme figura 22.

- Admissão de ar ambiente na entrada do compressor, onde é comprimido e tem sua temperatura elevada.
- Admissão deste ar comprimido somado ao combustível dentro da câmara de combustão, onde o combustível será queimado a pressão constante.
- Com os gases resultantes em alta pressão e temperatura, eles entram na turbina, expandindo-se enquanto produzem potência no eixo.
- Exaustão dos gases resultantes para a atmosfera, sem recirculação, caracterizando o ciclo aberto.

Figura 22 – Um motor a turbina a gás ciclo aberto



Fonte: Çengel, 2013.

### 3.5 CICLO FECHADO

Porém, o ciclo Brayton pode também ser modelado como ciclo fechado, utilizando as hipóteses do padrão a ar, composto por 4 processos reversíveis, sendo:

- 1-2 – Compressão Isentrópica
- 2-3 – Fornecimento de calor a pressão constante
- 3-4 – Expansão Isentrópica
- 4-1 – Rejeição de calor a pressão constante

Considerando ainda o ciclo ideal, os calores e trabalhos podem ser descritos da seguinte maneira:

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = h_{sai} - h_e \quad (4)$$

onde:

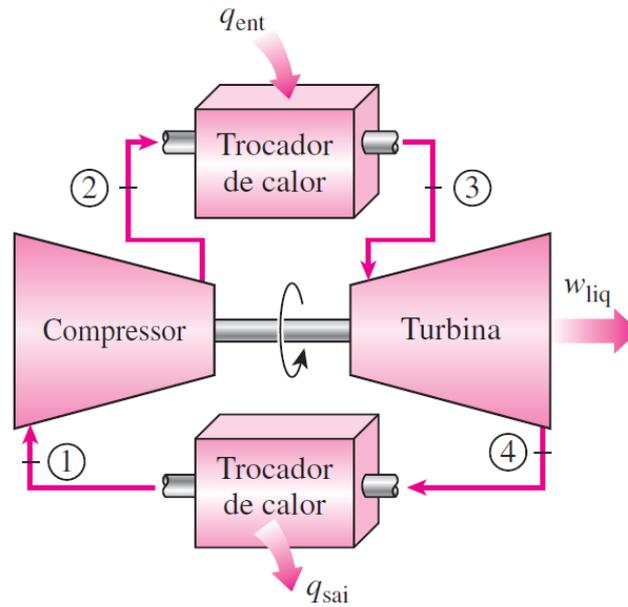
$$q_{ent} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (5)$$

$$q_{ent} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (6)$$

Para estas condições, a eficiência térmica do ciclo pode ser descrita pela seguinte equação:

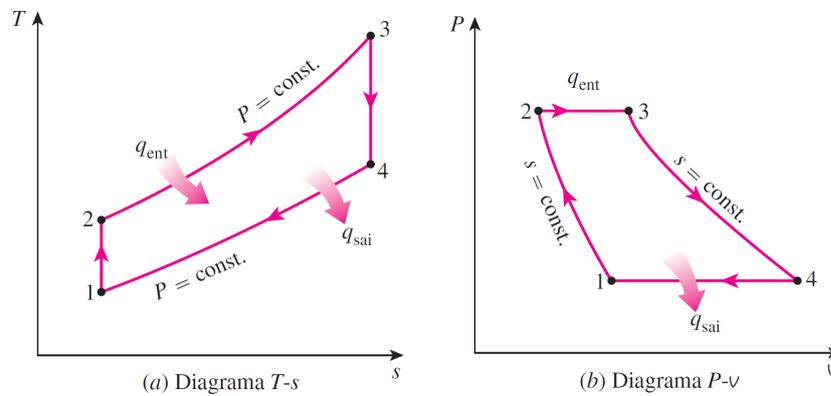
$$q_{ent} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (7)$$

Figura 23 – Um motor de turbina a gás de ciclo fechado



Fonte: Çengel, 2013.

Figura 24 – Um motor de turbina a gás de ciclo fechado



Fonte: Çengel, 2013.

onde:

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (8)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (9)$$

Observe que a eficiência depende destes fatores, podendo aumentar ou diminuir conforme variações ocorrem.

Considerando os processos 1-2 e 3-4 isentrópicos, as relações de pressão e temperatura são:

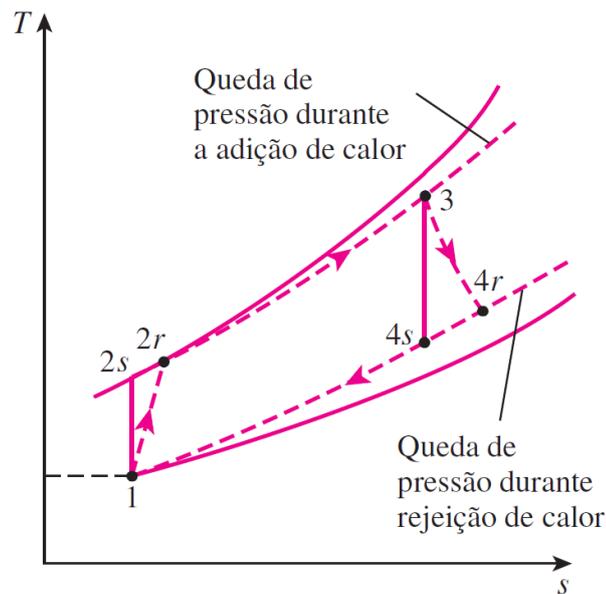
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} \quad (10)$$

Para otimizar o trabalho líquido do ciclo Brayton, a razão de pressão que trará melhores resultados deve obedecer a seguinte relação:

$$r_p = \left(\frac{T_{\text{máx}}}{T_{\text{mín}}}\right)^{k/[2(k-1)]} \quad (11)$$

Porém, é importante ressaltar que na realidade, existirão perdas de energia em diversos pontos, mas em especial na turbina e no compressor. Portanto, o ciclo sofrerá alterações em função destas perdas causadas por irreversibilidades, deixando o ciclo real conforme ilustrado:

Figura 25 – Ciclo real vs ideal



Fonte: Çengel, 2013.

Por fim, os rendimentos do compressor e da turbina são dados por:

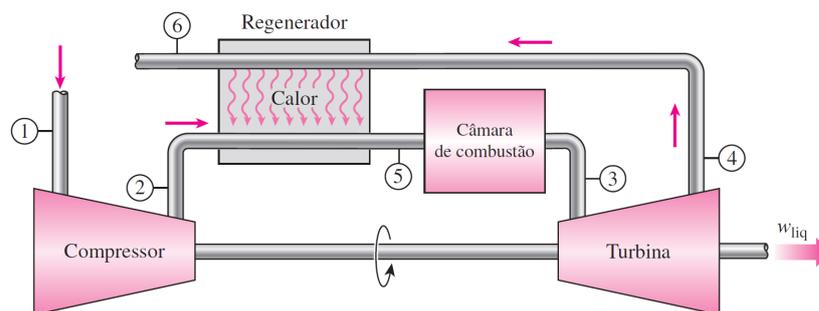
$$\eta_c = \frac{w_s}{w_r} \approx \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (12)$$

$$\eta_T = \frac{w_s}{w_r} \approx \frac{h_3 - h_{4r}}{h_1 - h_{4r}} \quad (13)$$

### 3.5.1 Recuperação de Calor

Considerando que os gases de exaustão quase sempre têm sua temperatura mais alta do que os gases que entram na câmara de combustão, a fim de aumentar a eficiência do ciclo, será implementado um trocador de calor contracorrente, que neste caso é conhecido como regenerador ou recuperador.

Figura 26 – Um motor à turbina a gás com regenerador



Fonte: Çengel, 2013.

Isso aumenta consideravelmente a eficiência do ciclo, uma vez que parte do calor rejeitado pode ser usado para aquecer o ar antes mesmo de entrar na câmara de combustão, o que é desejado, pois possibilita a extração de mais energia com a mesma quantidade de combustível.

### 3.5.2 Escoamento de Fanno

O escoamento de Fanno estuda o comportamento das propriedades de um fluido compressível ao longo de um duto de área constante considerando atrito.

As hipóteses simplificadoras para estudo do escoamento são:

- Escoamento unidimensional
- Regime permanente
- Adiabático
- Escoamento com atrito
- Duto de área constante

Para o desenvolvimento das expressões matemáticas que modelam os fenômenos do escoamento, utilizam-se as equações governantes.

Equação da continuidade:

$$\rho_1 \cdot V_1 = \rho_2 \cdot V_2 \quad (14)$$

Equação do momento:

$$\frac{D(m \cdot \vec{V})}{Dt} = \frac{d}{dt} \int \rho \cdot \vec{V} \cdot dV + \int (\rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A}) \cdot \vec{V} = \Sigma \vec{F} = - \int \rho \cdot d\vec{A} - \int \tau \cdot d\vec{A} \quad (15)$$

Equação da energia:

$$\frac{DE}{Dt} = \frac{d}{dt} \int \rho \cdot e \cdot dV + \int e \cdot (\rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A}) = \dot{Q} + \dot{W} = \int \rho \cdot d\vec{A} \cdot \vec{V} - \int \tau \cdot d\vec{A} \cdot \vec{V} \quad (16)$$

Equações dos gases ideias:

$$P = \rho \cdot R \cdot T \quad (17)$$

$$k = \frac{C_P}{C_V} \quad (18)$$

$$R = C_P - C_V \quad (19)$$

Velocidade do som:

$$c = \sqrt{k \cdot R \cdot T} \quad (20)$$

Número de Mach:

$$M = \frac{V}{c} \quad (21)$$

Partindo das equações 14, 16 e 15 e considerando as hipóteses simplificadoras, realiza-se diversas manipulações matemáticas a fim de determinar as propriedades do escoamento, pressão, temperatura e massa específica em função dos números de Mach e das propriedades do fluido.

Considerando escoamento em regime permanente, a vazão mássica do escoamento é constante. Dessa forma, a partir da equação 14 é determinada a seguinte expressão:

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} = 0 \quad (22)$$

Da hipótese simplificadora de escoamento adiabático, afirma-se que a temperatura de estagnação se mantém constante ao longo do escoamento:

$$T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2 \cdot C_P} = T_{02} = T_2 + \frac{V_2^2}{2 \cdot C_P} \quad (23)$$

Derivando a equação 23 e realizando algumas manipulações matemáticas, obtém a seguinte expressão como resultado:

$$dT = \frac{-V \cdot dV}{C_P} \quad (24)$$

Substituindo as equações 18, 19 e 21 é determinada a seguinte expressão para variação da temperatura do escoamento:

$$\frac{dT}{T} = -M^2 \cdot (k - 1) \cdot \frac{dV}{V} \quad (25)$$

Para encontrar uma expressão matemática da variação da pressão no escoamento, deriva-se a equação 17 e conhecendo a expressão para a variação da temperatura do escoamento, é obtida a equação da variação da pressão:

$$\frac{dP}{P} = -\frac{dV}{V} \cdot (M^2 \cdot (k - 1) + 1) \quad (26)$$

Para determinar a expressão matemática da variação do número de Mach, é realizada a derivada da equação 21 e conhecendo a equação da variação da temperatura do escoamento já determinada anteriormente, é obtida a seguinte expressão matemática:

$$\frac{dM}{M} = \frac{dV}{V} \cdot \left[ 1 + \frac{M^2 \cdot (k - 1)}{2} \right] \quad (27)$$

Sabendo as expressões da variação das propriedades do escoamento, é necessário escrevê-las em função da entropia, pois no escoamento o atrito é considerado. Para isso, é utilizada as equações de Gibbs-Hermholtz:

$$T \cdot ds = dh - v \cdot dP \quad (28)$$

$$T \cdot ds = du + P \cdot dV \quad (29)$$

Partindo da equação 28 e expressões já determinadas anteriormente, obtém-se as equações das propriedades do escoamento em função da variação de entropia:

$$\frac{dV}{V} = \frac{ds}{R \cdot (1 - M^2)} \quad (30)$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = -\frac{ds}{R \cdot (1 - M^2)} \quad (31)$$

$$\frac{dT}{T} = -\frac{(k - 1) \cdot M^2 \cdot ds}{R \cdot (1 - M^2)} \quad (32)$$

$$\frac{dP}{P} = -[1 + (k - 1) \cdot M^2] \cdot \frac{ds}{R \cdot (1 - M^2)} \quad (33)$$

$$\frac{dM}{M} = \left[ 1 + \frac{(k - 1) \cdot M^2}{2} \right] \cdot \frac{ds}{R \cdot (1 - M^2)} \quad (34)$$

A partir das equações definidas acima relacionando a variação das propriedades do escoamento com a variação da entropia, conclui-se que:

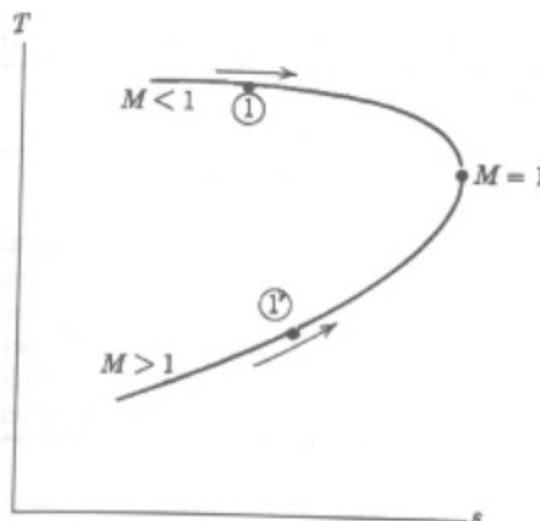
- a) Para condição de Mach menor que 1, ou seja, escoamento subsônico, a velocidade irá aumentar, e irá diminuir para escoamento supersônico em que Mach é maior que 1.
- b) Para Mach menor que 1, a massa específica do fluido irá diminuir, e aumentará em escoamento com Mach maior que 1.

- c) Para escoamento subsônico, a temperatura irá diminuir, e para supersônicos aumentará.
- d) A pressão diminuirá em escoamento com Mach menor do que 1 e aumentará para escoamento com Mach acima de 1.
- e) Escoamentos que iniciam com Mach menor que 1 aumentam com a tendência de chegar a Mach igual a 1 e para escoamentos supersônicos, o número de Mach diminui com tendência de chegar a Mach igual a 1.

Define-se então, a curva de Fanno com a seguinte expressão:

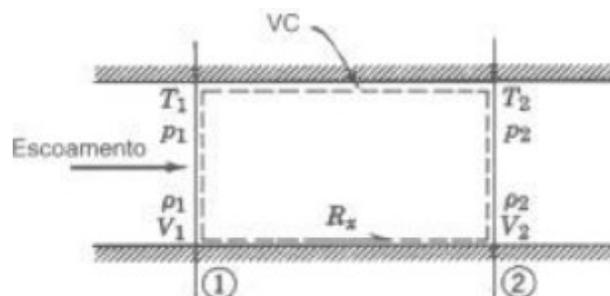
$$\frac{dT}{ds} = \frac{-M^2 \cdot T}{(1 - M^2) \cdot C_V} \quad (35)$$

Figura 27 – Curva de Fanno



Fonte: (PUC-RIO, s.d.)

Figura 28 – Volume de Controle



Fonte: (PUC-RIO, s.d.)

Da equação 15 e considerando um volume de controle, como mostra da figura 28, regime permanente, ao realizar manipulações vetoriais da velocidade e área nas seções 1 e 2, podemos

reescrever a equação:

$$-\rho_1 \cdot V_1^2 \cdot A_1 + \rho_2 \cdot V_2^2 \cdot A_2 = -(-P_1 \cdot A_1 + P_2 \cdot A_2) - \pi \cdot D \cdot \int_0^L \tau \cdot dx \quad (36)$$

Como a área do duto é constante, divide-se toda expressão pela área e com algumas manipulações matemáticas, obtém-se a seguinte expressão:

$$dP + \rho \cdot V \cdot dV = -\frac{4}{D} \cdot \tau \cdot dx \quad (37)$$

Onde  $\tau = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot f$  é a força de superfície causada pelo atrito, sendo  $f$  o fator de atrito do duto, definido em função do tipo de material utilizado e do número de Reynolds. Conhecendo a expressão da força de superfície, pode-se desenvolver a equação 37 a fim de relacionar as características geométricas do duto com o número de Mach e propriedades do fluido, resultando na equação a seguir:

$$\frac{4 \cdot \bar{f} \cdot (x_1 \sim x_2)}{D} = F(M_1) \sim F(M_2) \quad (38)$$

Sendo  $F(M)$  a função de Fanno definida como:

$$F(M) = \frac{1}{k \cdot M^2} + \frac{k+1}{2 \cdot k} \cdot \ln \left( \frac{M^2}{1 + \frac{(k-1) \cdot M^2}{2}} \right) \quad (39)$$

As equações que relacionam as propriedades na seção 1 e na seção 2 do escoamento, em função do número de Mach e da propriedade do fluido são definidas a partir de equações já conhecidas. São elas:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{2 + (k-1) \cdot M_1^2}{2 + (k-1) \cdot M_2^2} \quad (40)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{M_1}{M_2} \cdot \left[ \frac{2 + (k-1) \cdot M_1^2}{2 + (k-1) \cdot M_2^2} \right] \quad (41)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{M_1}{M_2} \cdot \left[ \frac{2 + (k-1) \cdot M_1^2}{2 + (k-1) \cdot M_2^2} \right]^{-0,5} \quad (42)$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{M_1}{M_2} \cdot \left[ \frac{2 + (k-1) \cdot M_1^2}{2 + (k-1) \cdot M_2^2} \right]^{\frac{k+1}{2 \cdot (k-1)}} \quad (43)$$

## 3.6 BIOCOMBUSTÍVEL E SUA OBTENÇÃO

### 3.6.1 História do Biogás no Brasil

A descoberta do biogás e a utilização do mesmo como fonte de energia é longínqua. Em 1776, o italiano Alessandro Volta identificou a composição química do biogás, denominando de metano ( $\text{CH}_4$ ). No fim do século 18, o cientista Louis Pasteur conseguiu pela primeira vez

utilizar o biogás como fonte de energia para iluminar e aquecer os meios urbanos. A primeira instalação construída para produzir o biogás em grande escala foi feita na Índia no ano de 1857 e na mesma época era utilizado na Inglaterra para iluminação.

No Brasil, a utilização do biogás como fonte de energia alternativa se desenvolveu em duas fases. A primeira fase teve início em na década de 70 quando ocorreu a crise do petróleo, impulsionando o mundo na busca de outras fontes de geração de energia. Então, em 1979 foi construído o primeiro biodigestor no Brasil localizado na propriedade Granja do Torto, em Brasília. Com essa construção, o governo incentivado pela facilidade e pelo baixo custo do projeto desenvolveu em 1982 o Programa de Mobilização Energética (PME) que teve como objetivo estimular a substituição dos derivados do petróleo como fonte de energia, e neste documento foi citado o biogás como opção de combustível alternativo. O resultado do programa foi a instalação de cerca de 7 mil biodigestores, entretanto, por causa da falta de mão de obra qualificada e a falta de estudos sobre os biodigestores, esses equipamentos não entregaram a eficiência desejada devido aos problemas operacionais.

A segunda fase do uso do biogás no Brasil iniciou em meados dos anos 2000 devido as preocupações em reduzir as emissões de gases responsáveis pelo efeito estufa. A construção de biodigestores em propriedades rurais de médio e grande porte foram incentivadas por programas de financiamento como o Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL). Esse mecanismo foi elaborado no Protocolo de Quioto em 1997 com a finalidade de financiar projetos de empresas e países que visavam a redução de emissão de gases de efeito estufa. A implementação de tecnologias que reduzissem a emissão de gases apresentava outra vantagem, o mercado de créditos de carbono. Ao diminuir a quantidade de dióxido de carbono em toneladas emitido na atmosfera, uma empresa ou país gera a unidade de medida conhecida como crédito de carbono, e esta pode ser vendida a outras empresas ou países que desejavam diminuir as suas emissões, mas não conseguiram alcançar os resultados desejados.

Diferentemente da primeira fase do biogás no Brasil, na segunda fase o avanço tecnológico e conhecimentos difundidos proporcionaram a formação de mão de obra especializada para lidar com os possíveis problemas operacionais, conseqüentemente, alcançando maiores eficiências.

### **3.6.2 Biodigestores**

A geração de resíduos orgânicos tem sido uma preocupação ambiental para a humanidade a muitos anos, pois o descarte incorreto de matéria orgânica pode acarretar a contaminação de

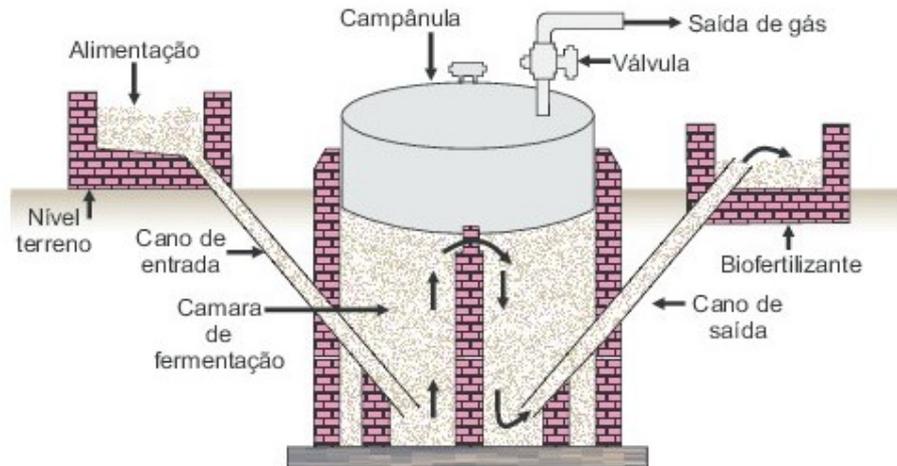
rios, lagos, solo, agravamento do efeito estufa etc. Devido a essa preocupação, começaram a surgir leis ambientais que direcionavam o descarte correto do material orgânico produzido das atividades pecuaristas do Brasil. Entretanto, surgiram formas de reaproveitar esses resíduos orgânicos e obter produtos que pudessem ser usados para outros fins econômicos.

O biodigestor é um equipamento que possibilita o reaproveitamento da matéria orgânica gerando como subproduto o biogás e biofertilizante. O biogás produzido no processo pode ser utilizado na geração de energia térmica e energia elétrica, e o biofertilizante aplicado na adubação de plantações. Ao misturar água e material orgânico dentro do biodigestor, com a ausência de oxigênio irá ocorrer a decomposição anaeróbica propiciada pelos micro-organismos de digerem o material, realizando o processo de fermentação produzindo os subprodutos.

Existem dois tipos de biodigestores aplicáveis em propriedades rurais, o de batelada ou descontínuo e o contínuo. Esses biodigestores se diferenciam entre si devido a frequência de recarga de dejetos orgânicos que são colocados no equipamento. O tipo batelada ou descontínuo tem o tempo de recarga muito longo, pois acrescenta-se mais material orgânico apenas quando o processo de fermentação do material anterior estiver finalizado. Já o tipo contínuo, é possível acrescentar os dejetos de forma sucessiva através de dutos. Existem 3 modelos de biodigestores contínuos que são os mais empregados: Indiano, Chinês e Canadense.

O biodigestor indiano tem o formato de um poço de duas câmaras com paredes feitas de alvenaria e com cimento para impermeabilização. A finalidade de ter duas câmaras é para se obter uma melhor distribuição dos dejetos por toda a área do biodigestor, além de serem uma câmara para a entrada de dejetos e a outra para a saída do biofertilizante. A cobertura ou tampa é uma campânula de aço móvel que mantém a pressão no interior constante e é por onde o biogás é extraído. A (Figura 29) exemplifica a construção do modelo.

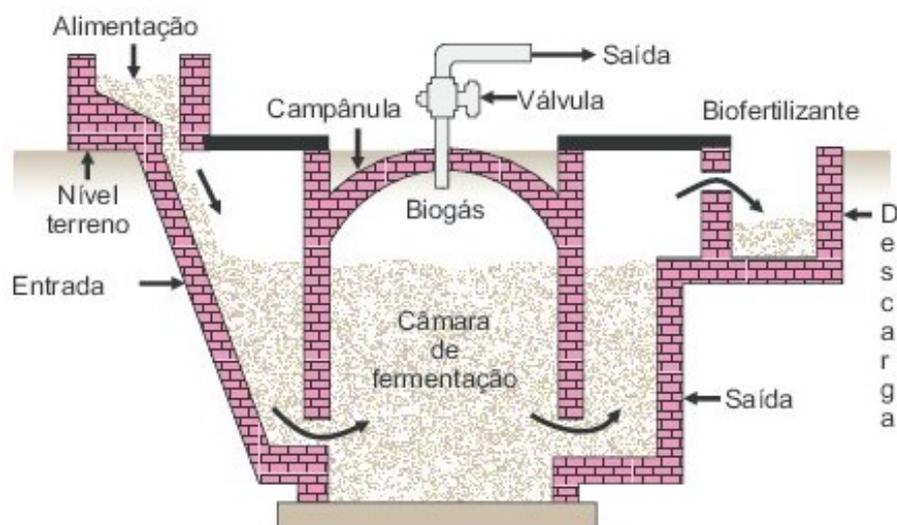
Figura 29 – Biodigestor - Modelo Indiano



Fonte: (JR, 2020)

O modelo de biodigestor chinês é muito semelhante ao modelo indiano. Se assemelha a um poço feito em alvenaria e cimento com a finalidade de impermeabilização completamente fechado, tendo apenas a tubulação de entrada de dejetos, a tubulação de saída de biofertilizante e encanamento no topo para extrair o biogás. Enquanto a fermentação ocorre e o biogás é gerado, a pressão interior do biodigestor aumenta, e esse aumento de pressão é o que faz o biofertilizante fluir para fora do biodigestor. Na (Figura 30) esquematiza do modo de construção desse modelo de biodigestor.

Figura 30 – Biodigestor - Modelo Chinês

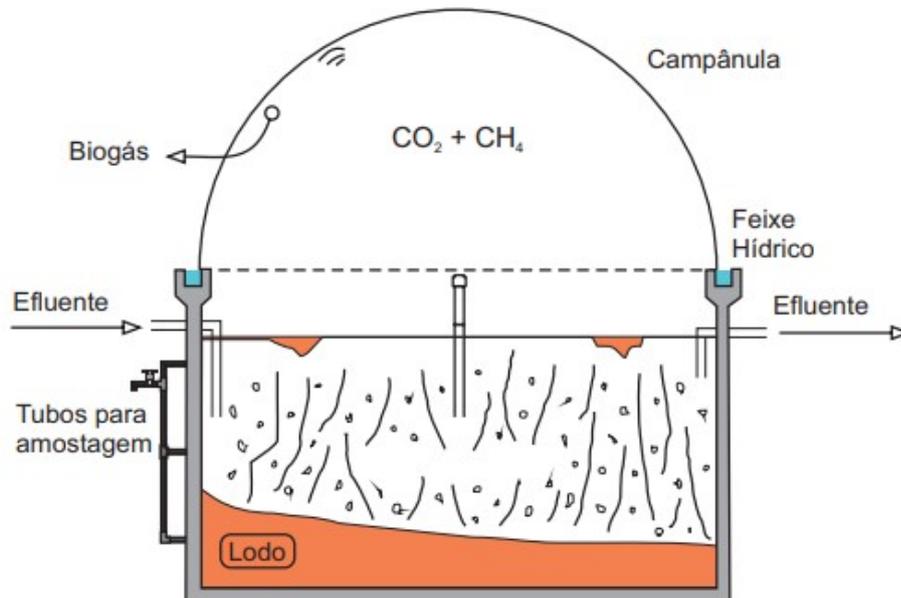


Fonte: (JR, 2020)

Enquanto os biodigestores indiano e chinês têm suas construções na direção vertical, o modelo canadense é construído na horizontal. Sua base é feita de alvenaria tendo a largura da

caixa muito maior do que a profundidade e sobre a caixa é colocada uma manta polimérica que serve como uma cúpula. O material orgânico é despejado na caixa pela tubulação de alimentação e o biofertilizante é retirado pela tubulação de saída. O biogás gerado no processo de fermentação se acumula e infla a manta. Para extração do biogás, tem-se uma tubulação conectada na manta. A (Figura 31) representa uma vista em corte da seção transversal do biodigestor canadense.

Figura 31 – Biodigestor - Modelo Canadense



Fonte: (SÉRVIO T. CASSINI SUANI T. COELHO, 2014)

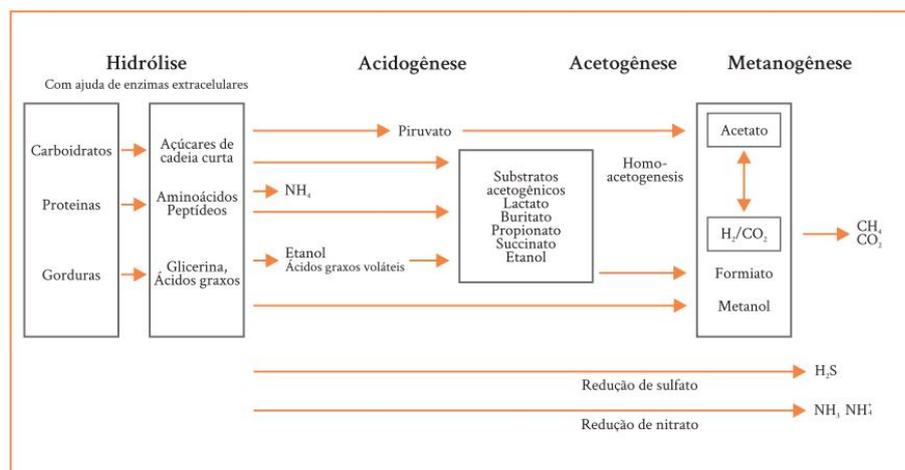
### 3.6.3 Biodigestão

O processo de biodigestão, também conhecida como digestão anaeróbica, é um processo de decomposição que ocorre com materiais orgânicos que não estão em contato direto com a atmosfera, ou seja, sem a presença de oxigênio, pela ação de micro-organismos, bactérias e arqueas. O principal produto gerado do processo de biodigestão é o biogás, sendo uma mistura em grande parte de gás metano ( $\text{CH}_4$ ), gás carbônico ( $\text{CO}_2$ ) e uma baixa concentração de outros gases.

O processo de degradação anaeróbica ocorre em quatro etapas distintas. Essas etapas são: hidrólise, acidogênese, acetogênese e metanogênese. O processo se inicia com a hidrólise, convertendo a matéria orgânica insolúvel em matéria solúvel. A segunda etapa, acidogênese, o material solúvel gerado na hidrólise é metabolizado resultando em compostos simples, como álcoois, ácidos orgânicos, cetonas, dióxido de carbono e hidrogênio. Na terceira fase do processo, na acetogênese, ocorre a oxidação das substâncias geradas na etapa anterior, na acidogênese. Os produtos da terceira etapa são acetato, hidrogênio e dióxido de carbono. A última etapa do processo de biometanização é a fase gasosa do processo. Na metanogênese, as arqueas consomem o acetato, dióxido de carbono e o hidrogênio da fase anterior e produz o gás metano e o gás carbônico, ou seja, o biogás.

A (Figura 32) faz um detalhamento químico das quatro fases da biodegradação, dos nutrientes que são consumidos e os que são formados até a formação do biogás.

Figura 32 – Detalhamento químico das quatro fases da biodegradação



Fonte: (KUNZ; STEINMETZ; AMARAL, 2019)

## 4 METODOLOGIA

### 4.1 MATRIZ DE DECISÃO

Em busca de obtermos um produto que atenda as expectativas de mercado, definimos três importes critérios que precisam ser atendidos, sendo, custo total, facilidade de manutenção e eficiência, assim como, três possíveis soluções que podem atender a estes critérios, consistindo de, motor Diesel adaptado, turbina radial e turbina axial, de modo a descobrir qual destes critérios é o mais significativo para o produto, e também qual das soluções melhor se adéqua a estes critérios, aplicamos uma técnica de matriz de decisão (*Analytic Hierarchy Process - AHP*). Esta metodologia consiste basicamente de aplicarmos valores de 1 a 9, comparando os critérios por linha versus coluna, onde 1 representa igual importância entre os critérios e 9 importância absoluta de um sobre o outro, após isto, calculamos o peso de cada valor em sua respectiva coluna e por fim a média dos pesos, que representa uma medida percentual da importância do critério.

Na Tabelas 5 e 6 podemos observar a metodologia descrita acima, sendo que o critério de custo foi o que obteve mais relevância (**64%**), seguido de eficiência (**25%**) e por último facilidade de manutenção (**11%**), o que julgamos estar de acordo com a nossa perspectiva perante ao produto, uma vez que para sermos competitivos no mercado, precisamos de um produto de baixo custo de produção e eficiência relativamente boa.

Tabela 5 – Matriz de Decisão - Critérios.

<b>Critério</b>	<b>Custo</b>	<b>Manutenção</b>	<b>Eficiência</b>
<b>Custo</b>	1	4	5
<b>Manutenção</b>	0,25	1	0,25
<b>Eficiência</b>	0,20	4	1

Fonte: Realizado pelos autores

Definido os critérios base que nosso produto deverá atender, aplicamos a mesma sistemática para as 3 soluções propostas em cada um dos critérios. Os valores estabelecidos na Tabela 7 foram escolhidos, primeiramente com base na literatura referente a turbinas a gás, como Boyce (2002) que descreve na maior parte dos casos micro turbinas com rotores radiais, visto que o compressor e turbina são montados em um eixo principal único e compacto, os rotores podem ser fabricados por processos relativamente simples, como fundição e usinagem, em contrapartida, as axiais no geral, apresentam múltiplos estágios, as pás que a constituem precisam ter cavidades

Tabela 6 – Matriz de Decisão - Critérios.

<b>Critério</b>	<b>Custo</b>	<b>Manutenção</b>	<b>Eficiência</b>	<b>Média dos Pesos</b>
<b>Custo</b>	0,69	0,44	0,80	0,64
<b>Manutenção</b>	0,17	0,11	0,04	0,11
<b>Eficiência</b>	0,14	0,44	0,16	0,25

Fonte: Realizado pelos autores

internas para refrigeração, o que dificulta o seu processo de fabricação. Um segundo ponto, agora em relação aos motores à Diesel adaptados, é que de acordo com algumas pesquisas de mercado, chegamos a conclusão de que as turbinas radiais no total custam menos, pois são projetadas exclusivamente para esta operação.

Tabela 7 – Matriz de Decisão - Custo/Soluções.

<b>Critério</b>	<b>Custo</b>		
	<b>Motor Adaptado</b>	<b>Turbina Radial</b>	<b>Turbina Axial</b>
<b>Motor Adaptado</b>	1	0,25	3
<b>Turbina Radial</b>	4	1	6
<b>Turbina Axial</b>	0,33	0,17	1

Fonte: Realizado pelos autores

Em reflexo as considerações citadas acima, na Tabela 8 vemos que a turbina radial melhor se adapta com relação ao critério de custo total.

Tabela 8 – Matriz de Decisão - Custo/Soluções.

<b>Critério</b>	<b>Custo</b>			<b>Média dos Pesos</b>
	<b>Motor Adaptado</b>	<b>Turbina Radial</b>	<b>Turbina Axial</b>	
<b>Motor Adaptado</b>	0,19	0,18	0,30	0,22
<b>Turbina Radial</b>	0,75	0,71	0,60	0,69
<b>Turbina Axial</b>	0,06	0,12	0,10	0,09

Fonte: Realizado pelos autores

Assim como já mencionado acima, o eixo compacto da turbina radial, sendo este o principal componente da turbina a sofrer avarias ao longo de sua vida útil, facilita consideravelmente os

esforços de manutenção, quando comparado a turbina radial e suas inúmeras pás, e o motor por ser adaptado para trabalhar com biogás, fora de seus parâmetros de projeto, acaba por prejudicado ao longo de sua aplicação e seus componentes degradados, a projeção destas ideias pode ser visualizada na Tabela 9, e por fim o resultado da solução com maior parcela de importância na Tabela 10, sendo a turbina radial a melhor resposta.

Tabela 9 – Matriz de Decisão - Manutenção/Soluções.

<b>Critério</b>	<b>Manutenção</b>		
	<b>Motor Adaptado</b>	<b>Turbina Radial</b>	<b>Turbina Axial</b>
<b>Motor Adaptado</b>	1	0,2	3
<b>Turbina Radial</b>	5	1	7
<b>Turbina Axial</b>	0,33	0,14	1

Fonte: Realizado pelos autores

Tabela 10 – Matriz de Decisão - Manutenção/Soluções.

<b>Critério</b>	<b>Manutenção</b>			
	<b>Motor Adaptado</b>	<b>Turbina Radial</b>	<b>Turbina Axial</b>	<b>Média dos Pesos</b>
<b>Motor Adaptado</b>	0,16	0,15	0,27	0,19
<b>Turbina Radial</b>	0,79	0,74	0,64	0,72
<b>Turbina Axial</b>	0,05	0,11	0,09	0,08

Fonte: Realizado pelos autores

Agora com relação a eficiência, a literatura descreve as turbinas axiais como mais eficientes, no entanto acrescenta H Cohen GFC Rogers (1996), que para baixas vazões em massa, a turbina radial, se bem projetada pode atingir valores superiores, ressaltamos que a consideração de baixa vazão em massa, se dá em função do nicho de mercado que queremos atacar, e portanto, pequenos e médios produtores pecuários, que não apresentam elevado potencial de geração de biogás. Com a implementação de um regenerador, é possível termos ganhos expressivos na eficiência do ciclo, de modo a serem maiores que de um motor à Diesel adaptado. Nas Tabelas 11 e 12 vemos as implicações destas considerações.

Tabela 11 – Matriz de Decisão - Eficiência/Soluções.

Critério	Eficiência		
	Motor Adaptado	Turbina Radial	Turbina Axial
Motor Adaptado	1	0,20	0,25
Turbina Radial	5	1	4
Turbina Axial	4	0,25	1

Fonte: Realizado pelos autores

Tabela 12 – Matriz de Decisão - Eficiência/Soluções.

Critério	Eficiência			Média dos Pesos
	Motor Adaptado	Turbina Radial	Turbina Axial	
Motor Adaptado	0,10	0,14	0,05	0,10
Turbina Radial	0,50	0,69	0,76	0,65
Turbina Axial	0,40	0,17	0,19	0,25

Fonte: Realizado pelos autores

Para finalizar, é realizado uma média ponderada pelo percentual de importância dos critérios da Tabela 6 em cada coluna, onde podemos ver na Tabela 13 que a turbina radial se destaca com (**68,1%**), logo após o motor adaptado com (**18,7%**) e por último a turbina axial com (**13,2%**). Esta resposta se faz coerente com as pesquisas na literatura e de mercado, e nos evidencia a solução que obterá a melhor respostas diante as necessidades que o cliente final terá.

Tabela 13 – Matriz de Decisão - Resultados.

Critério	Eficiência			Média dos Pesos
	Motor Adaptado	Turbina Radial	Turbina Axial	
Custo	0,221	0,685	0,093	0,64
Manutenção	0,193	0,724	0,083	0,11
Eficiência	0,095	0,651	0,254	0,25
<b>Total</b>	18,7%	<b>68,1%</b>	13,2%	100%

Fonte: Realizado pelos autores

## 4.2 MODELAGEM DO CICLO

### 4.2.1 Otimização da razão de pressão

Para que a razão de pressão otimizada fosse calculada conforme a equação (11), as hipóteses consideradas foram: admissão de ar a temperatura ambiente com temperatura de 298K (25°C) e temperatura máxima de 1100K, definida pela liga de aço Hastelloy C276 por ter boas propriedades em altas temperaturas e boa resistência a corrosão. Com isto, pode-se chegar a uma razão de pressão de 9,83.

### 4.2.2 Estudo do ciclo de operação

Para a modelagem dos ciclos a seguir, as seguintes hipóteses foram adotadas:

- Ciclo padrão ar
- Regime permanente
- Mistura após combustão com propriedades idênticas as do ar
- Temperatura máxima = 1100K, definida pela liga
- Temperatura de admissão = 298K
- Vazão de biogás = 7,06 L/s (1000 cabeças)
- Densidade do biogás = 0,72 kg/m<sup>3</sup>
- Proporção biogás:ar = 100 : 1
- PCI médio do biogás = 10000 kcal/m<sup>3</sup>

Com os dados, é possível calcular o fluxo de calor fornecido ao ciclo multiplicando-se a vazão de biogás por seu PCI, resultando em aproximadamente 295,59 kW. Com isto, para a razão de pressão otimizada as seguintes temperaturas foram obtidas

Tabela 14 – Ciclo para razão de pressão = 9,83.

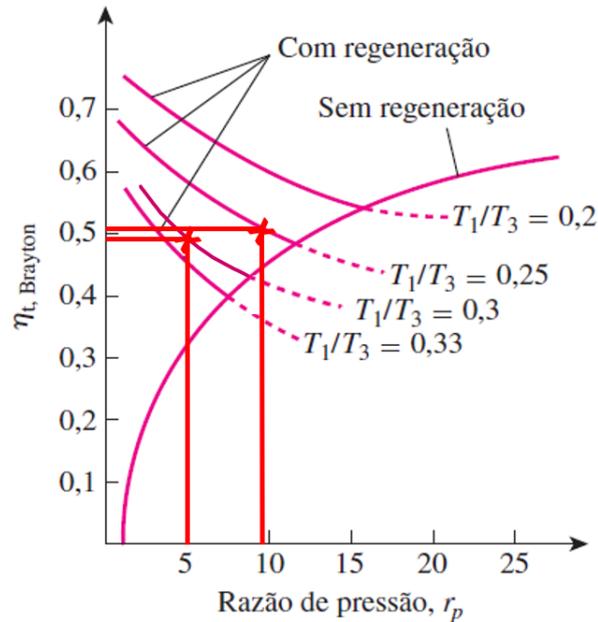
	Razão de pressão = 9.83				
	Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4	Estado 5
Temperatura [K]	298	573	1100	610	610
Entalpia [kJ/kg]	298	576	1157	607	607
Pressão reduzida	1	11	132	13	13

Porém, a liga de aço selecionada na literatura é de alto custo e difícil acesso em diferentes regiões do país, o que acarretaria aumento de custos e dificultaria possíveis manutenções.

Pensando nisto, para reduzir a temperatura máxima do ciclo e esforços mecânicos no compressor e na turbina, foi utilizado o gráfico de razões de pressão para determinação de nova

razão de pressão sem perdas significativas de rendimento, o que resultou em uma razão de pressão igual a 5.

Figura 33 – Rendimento x Razão de pressão



Fonte: Çengel, 2013, adaptado.

Com isto, o novo ciclo modelado obteve os seguintes valores aproximados:

Tabela 15 – Ciclo para razão de pressão = 5.

	Razão de pressão = 5				
	Estado 1	Estado 2	Estado 3	Estado 4	Estado 5
Temperatura [K]	298	470	1000	650	620
Entalpia [kJ/kg]	298	472	1054	670	630
Pressão reduzida	1	5	92	18	15

Os benefícios da redução foram:

- Redução de 21,8% na temperatura de saída do compressor, reduzindo esforços construtivos ao evitar compressão multiestágio refrigerada.
- Redução de 10% na temperatura de entrada da turbina, possibilitando uso de aços mais baratos.
- Redução de apenas 0,92% no rendimento térmico, prejudicando pouco o retorno do investimento.

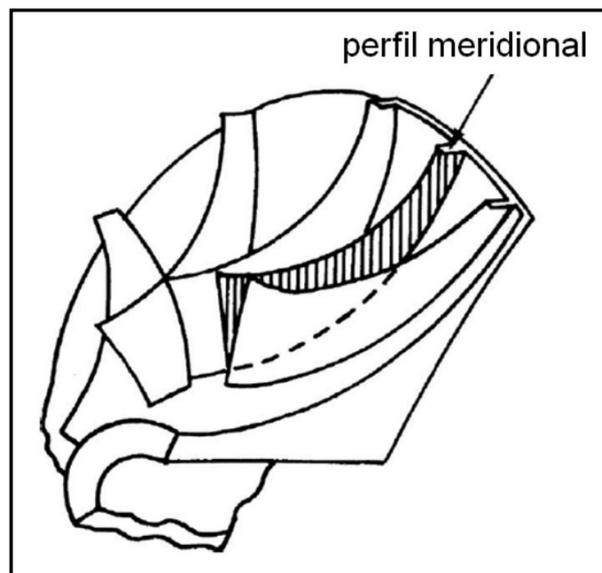
### 4.3 GEOMETRIA DOS ROTORES

No desenvolvimento do rotor da turbina e do compressor deste projeto, o software ANSYS foi utilizado, como será visto a seguir, o software dispõe de módulos para projetos destes componentes, baseando-se nas teorias de máquinas de fluxo e triângulo de velocidades apresentadas anteriormente.

#### 4.3.1 Rotor do Compressor

Para a determinação do perfil meridional Figura 34 dos rotores foi usado o módulo Vista CCD (*Vista Centrifugal Compressor Design*) e o Vista RTD (*Vista Radial Turbine Design*) disponíveis no ANSYS.

Figura 34 – Perfil Meridional em Rotor Radial



Fonte: Adaptado de Boyce (2002)

Deste modo, inserindo como dados de entrada a razão de pressão e a vazão em massa de ar estabelecidas pelo ciclo, uma rotação pré-definida igual a 72300 (rpm) e alguns parâmetros geométricos arbitrários, a geometria inicial do perfil meridional das pás foi obtida, conforme as Tabelas 16 e 17, para entrada e saída do ar, respectivamente. O perfil meridional com suas respectivas dimensões pode ser visto abaixo na Figura 35, bem como um modelo tridimensional do compressor desenvolvido, Figura 36.

Tabela 16 – Vista CCD - Propriedades Geométricas do Compressor/Entrada.

<b>Entrada</b>			
<b>Propriedade</b>	<b>D (mm)</b>	$\beta$ <b>(Graus)</b>	$\beta'$ <b>(Graus)</b>
<b>Hub</b>	30,00	48,4	35,5
<b>Shroud</b>	72,89	61,5	60,0

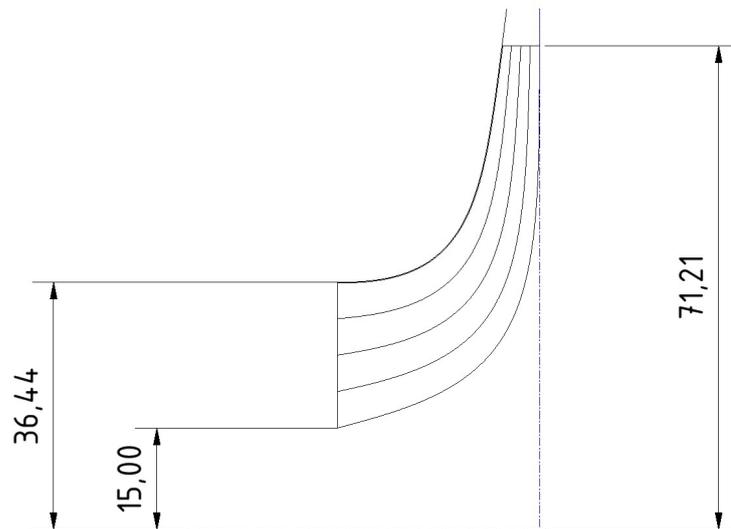
Fonte: Realizado pelos autores

Tabela 17 – Vista CCD - Propriedades Geométricas do Compressor/Saída.

<b>Saída</b>		
<b>Propriedade</b>	<b>D (mm)</b>	$\beta$ <b>(Graus)</b>
	142,43	60,0

Fonte: Realizado pelos autores

Figura 35 – Perfil Meridional do Rotor do Compressor

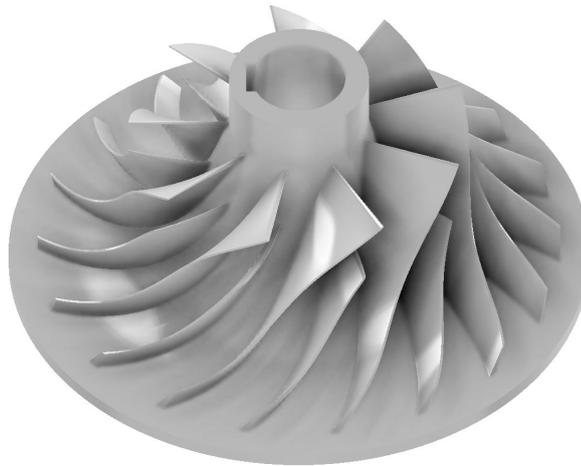


Fonte: Realizado pelos autores

#### 4.3.2 Rotor da Turbina

A metodologia para dimensionamento e determinação das geometrias básicas do rotor de uma turbina é semelhante ao já apresentado para o compressor e o modelo realizado neste projeto pode ser visualizado na Figura 37.

Figura 36 – Modelo 3D do Compressor Desenvolvido



Fonte: Realizado pelos autores

Figura 37 – Modelo 3D da Turbina Desenvolvida



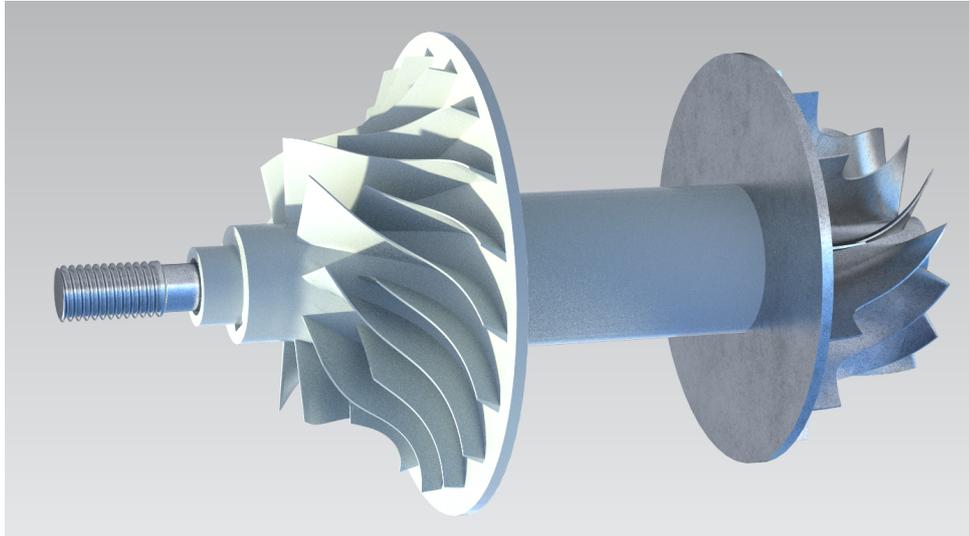
Fonte: Realizado pelos autores

#### 4.4 EIXO PRINCIPAL

Para o projeto deste eixo algumas premissas foram seguidas, tais como, eixo de comprimento reduzido a fim de proporcionar rigidez ao sistema rotativo e facilidade de montagem para manutenção ou troca, os elementos de ligação para transmissão de potência são a chaveta em uma superfície cônica para o compressor e para a turbina um fuso esbelto de comprimento

elevado que deve ser torqueado até que a haste atinja o regime elástico garantindo a fixação do conjunto, um modelo do eixo pode ser visto na Figura 38, assim como suas dimensões e um detalhamento completo podem ser encontradas ao final deste trabalho no Apêndice A.

Figura 38 – Eixo Principal



Fonte: Realizado pelos autores

#### 4.5 CÂMARA DE COMBUSTÃO

No projeto geral de uma turbina a gás, a câmara de combustão é responsável pela combustão da mistura ar-combustível, que é injetada de forma contínua, e iniciada a partir de uma fonte de ignição. Esses gases gerados à alta temperatura são então direcionados à pás da turbina, transferindo essa energia para o eixo do equipamento. A combustão geralmente acontece com um grande excesso de ar, com uma proporção de até 100:1, que dilui e reduz a temperatura dos produtos da combustão, já que os gases provenientes da câmara de combustão podem exceder os 2000 °C, o que se mostra um grande desafio de projeto principalmente para a escolha de materiais.

Além disso, é na câmara de combustão que os gases poluentes são gerados após a queima. Segundo COLOMA e PRIETO (2010), uma importante característica das câmaras de combustão de micro turbinas é a capacidade de emitir baixos níveis de poluentes, que podem ser inferiores a 9 ppm. De maneira geral, poluentes mais comuns são os NO<sub>x</sub> (óxidos de nitrogênio), CO<sub>2</sub> (dióxido de carbono), CO (monóxido de carbono), SO<sub>2</sub> (dióxido de enxofre) e hidrocarbonetos. A presença do NO<sub>x</sub> é devido às elevadas temperaturas de combustão da mistura de gases pobre

em metano, e também devido ao nitrogênio presente no ar atmosférico. O monóxido de carbono e os hidrocarbonetos são provenientes da combustão incompleta, causada pelo baixo tempo de residência da mistura ar-combustível na câmara de combustão.

Para os estudos de design deste trabalho, as considerações da câmara de combustão baseiam-se em Brunetti (2008), A. H., Taylor e Francis (1998) e A. M. (1990), com considerações sobre as dinâmicas de escoamentos que se estabelecem dentro da câmara e utilização dos métodos numéricos de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) para as verificações e adaptações de projeto. O design da câmara de combustão leva em consideração aspectos importantes como a eficiência da combustão, pressões e temperaturas máximas internas, materiais das paredes e complexidade de fabricação da geometria, buscando um projeto seguro e com o menor custo possível.

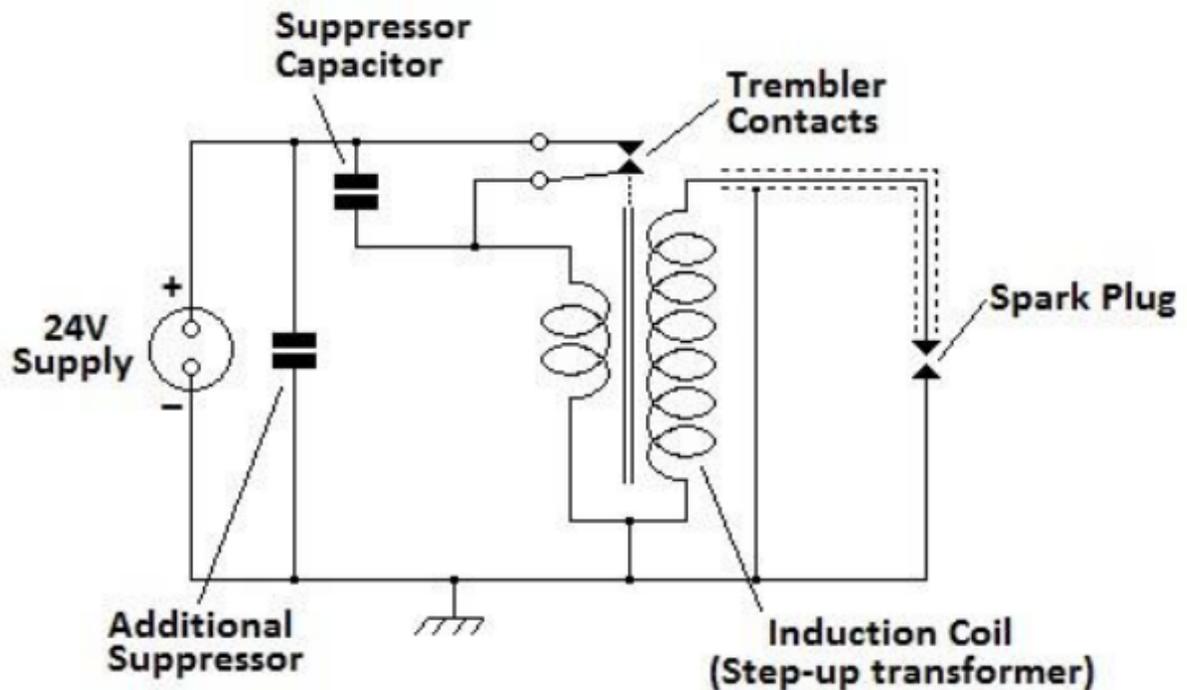
#### **4.5.1 Ignição e injeção**

As turbinas a gás, ao contrário dos motores a pistão, empregam um processo de combustão contínua durante sua operação. Uma vez inflamado, o combustível queima continuamente até que o fornecimento de combustível seja desligado, ocasionando assim o desligamento do equipamento. Assim, quando a turbina a gás é ligada, é necessário acender o combustível de alguma forma, e na maioria dos casos isso é fornecido por uma faísca elétrica. De maneira geral, uma ou mais velas de ignição são posicionadas na câmara de combustão geralmente próximo ao bico do queimador de combustível, que é então acionada quando a mistura ar-combustível começa a entrar na câmara.

As velas de alta tensão utilizadas nessas aplicações geralmente consistem em uma unidade integrada que foi projetada para funcionar a partir de uma alimentação de corrente direta de bateria de 12 à 30 V. A tensão nesses casos pode chegar a até 30.000 volts (V), mas com uma corrente mais baixa de apenas alguns miliamperes (mA). O corpo da vela é geralmente vedado para evitar a entrada de umidade, que pode causar possíveis problemas de curto-circuito. Na figura 39 é possível visualizar um simples circuito normalmente utilizada para esse tipo de aplicação.

Um exemplo de vela pode ser encontrado na figura 40, uma vela para aplicações automotivas retirada do catálogo da Magneti Marelli, sendo um produto bastante utilizada em micro turbinas em geral por ser suficiente para iniciar a combustão e apresentar um menor custo.

Figura 39 – Exemplo de um circuito simples de acionamento da vela



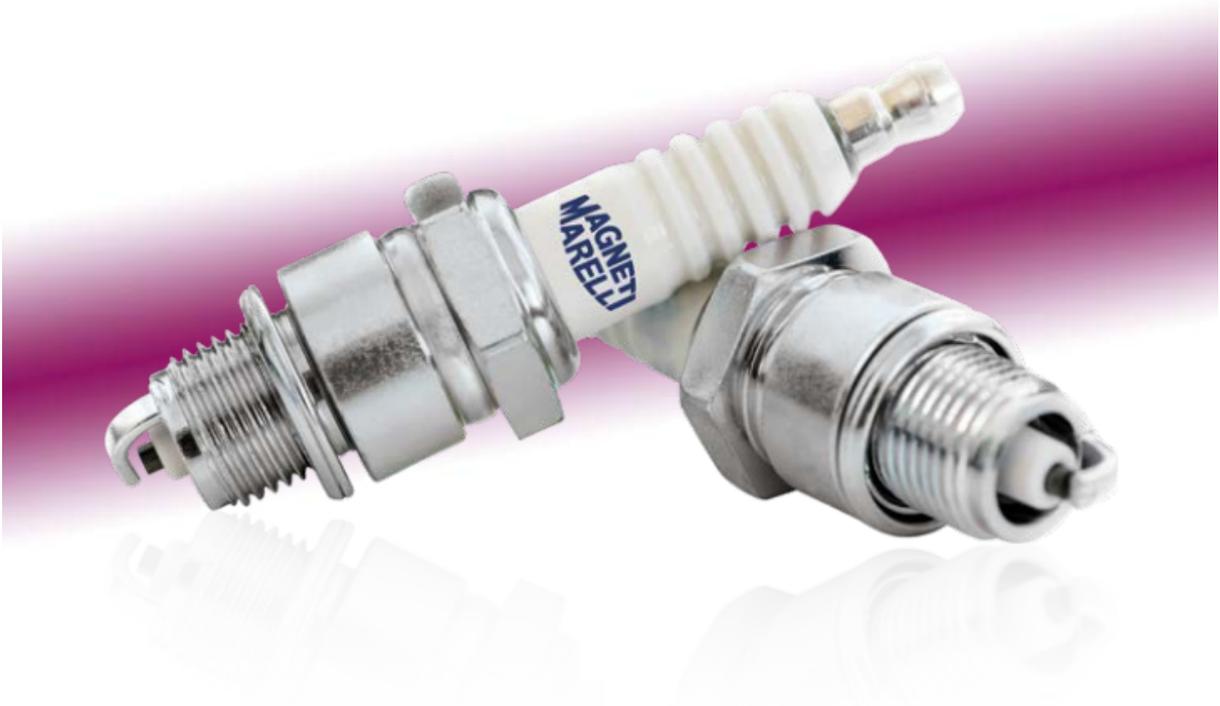
Fonte: Bennett (2008)

Já o injetor de combustível, que funciona de forma constante fornecendo biogás para a câmara de combustão, foi dimensionado utilizando modelos pré-estabelecidos e já comumente utilizados para este tipo de aplicação, como mostra He e Kim (2022). Essa abordagem ajuda a reduzir o custo geral do projeto, objetivo deste trabalho, e fornecer uma geometria já testada e consolidada para este tipo de uso. O injetor pode ser visualizado na figura 41.

#### 4.5.2 Simulação câmara de combustão

No processo de desenvolvimento da câmara de combustão do projeto, um modelo 3D estacionário foi simulado com o auxílio do software ANSYS FLUENT. Devido à alta rotação do fluido neste tipo de operação, modelou-se a turbulência gerada com o modelo RANS k-ε. O domínio computacional é composto unicamente pela câmara de combustão, como pode ser observado na imagem 42 com as entradas de ar e combustíveis em suas respectivas posições e a saída do modelo representando a saída dos gases da câmara em si. Para o ar, foi considerada uma vazão de 0,508 kg/s para as estimativas iniciais, enquanto que para o combustível tem-se uma vazão de 0,005 kg/s.

Figura 40 – Exemplo de uma vela da Magneti Marelli

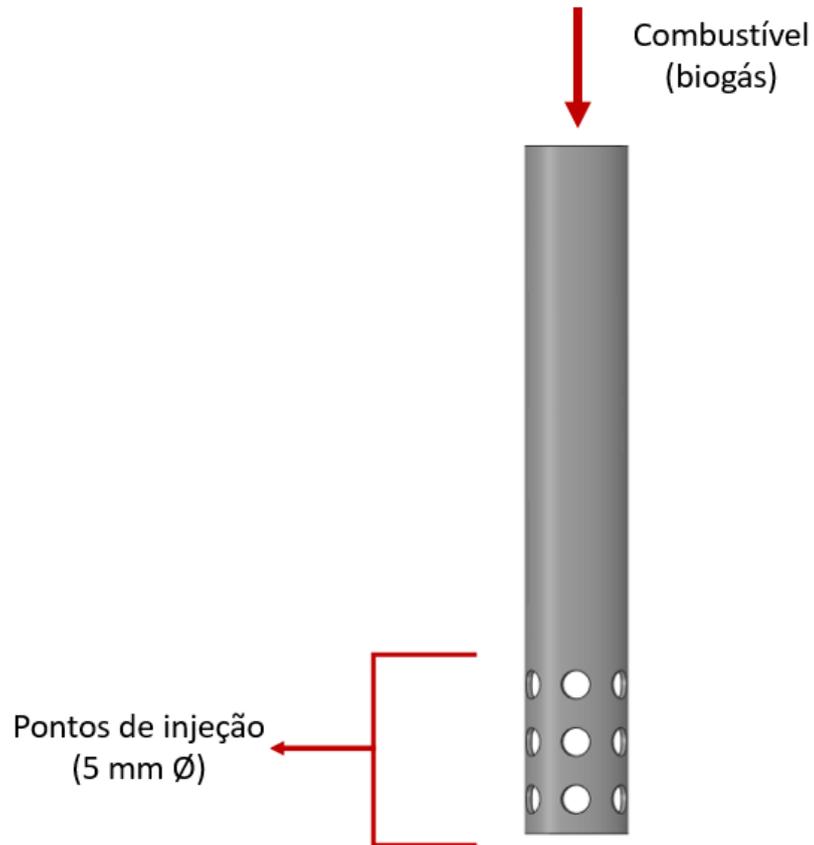


Fonte: Bennett (2008)

Para obter uma análise de combustão estabilizada, uma abordagem detalhada é necessária para a completa compreensão dos fenômenos presentes através da simulação CFD. Além disso, a precisão da simulação em si é altamente dependente dos modelos de turbulência e de combustão. O modelo de combustão sem pré mistura (Non-premixed model), bastante utilizado nesse tipo de análise e validade em trabalhos como os de Enagi, Al-attab e Zainal (2017) e MANGRA (2022), foi empregado nessas análises, sendo uma abordagem com ótimos resultados principalmente para se prever as temperaturas de chama.

Com as primeiras análises disponíveis, os resultados de temperatura e velocidades foram monitorados para a verificação de parâmetros de resultados. Como pode ser observado na figura 43 e 44, as temperaturas se mostraram bem disformes ao longo da câmara de combustão, com as máximas localizadas próximas à região de injeção de combustível. Além disso, na região de saída da câmara de combustão tem-se uma uniformidade maior, com médias próximas aos 1000 K.

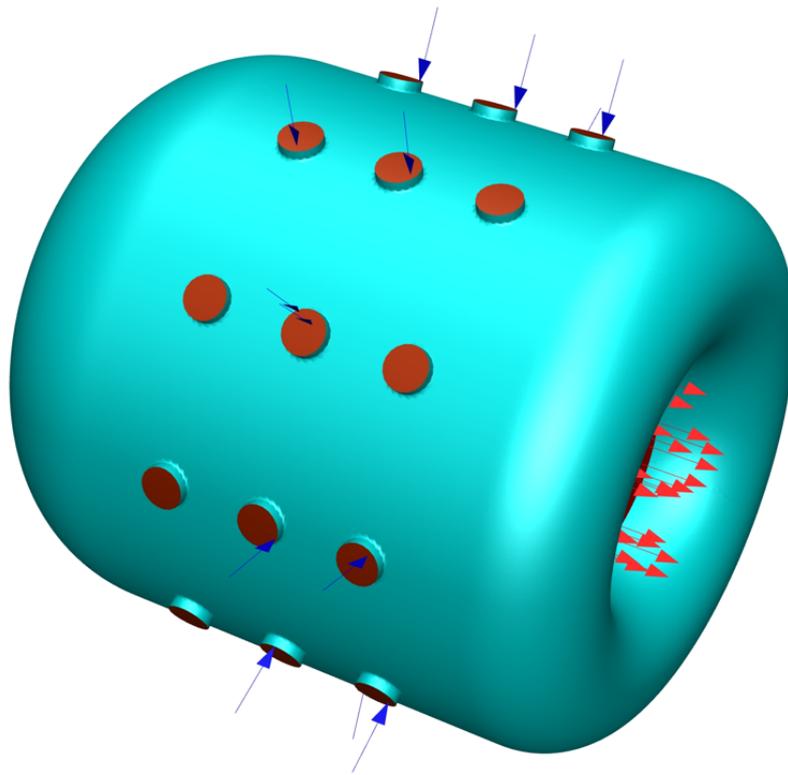
Figura 41 – Bico de injeção utilizado no projeto



Fonte: Autores

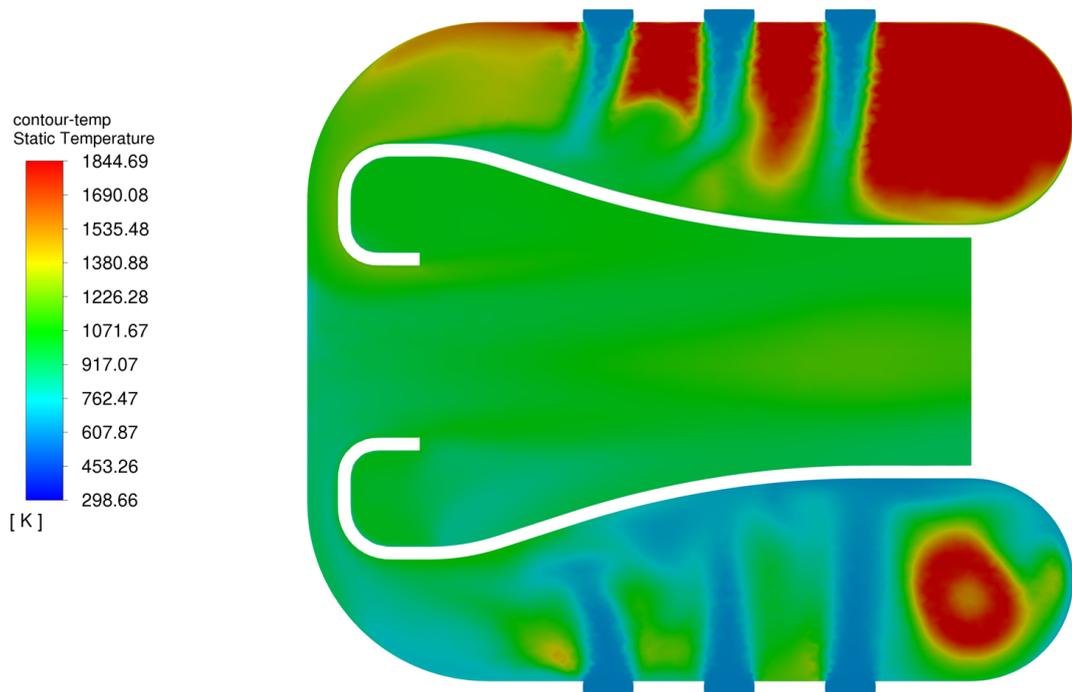
Já os resultados de velocidade, mostrados na figura 45, mostraram velocidades maiores próximas à região de saída da câmara de combustão, além da zona próxima da injeção de combustível.

Figura 42 – Modelo da câmara de combustão com entradas e saídas indicadas



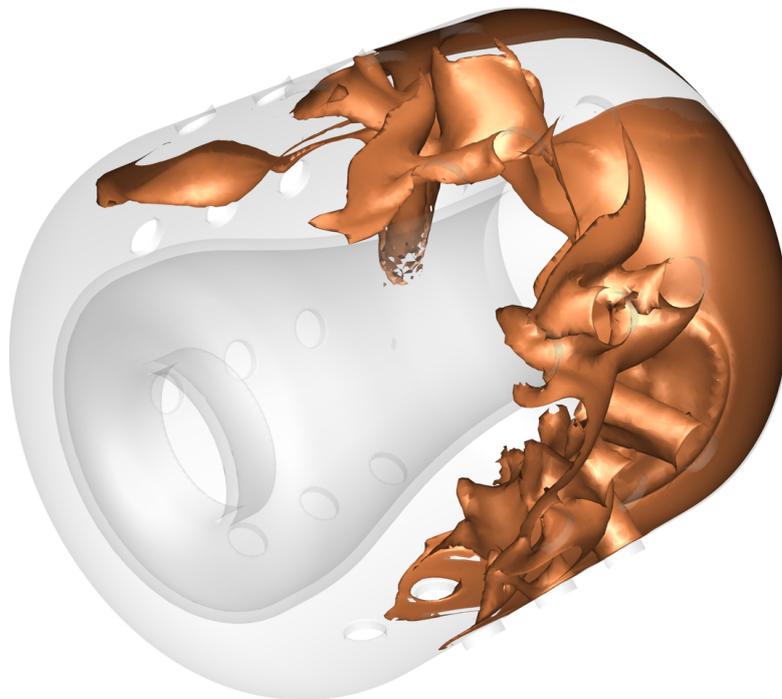
Fonte: Autores

Figura 43 – Resultados de temperatura de combustão



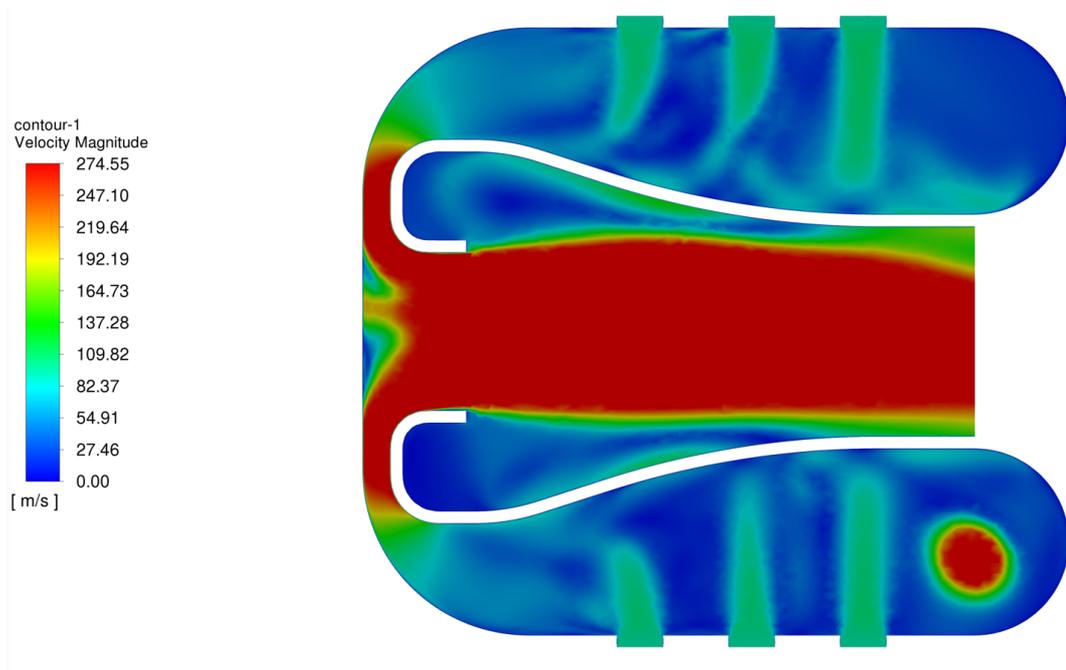
Fonte: Autores

Figura 44 – Isosuperfície de 1800 K



Fonte: Autores

Figura 45 – Resultados de temperatura na câmara de combustão



Fonte: Autores

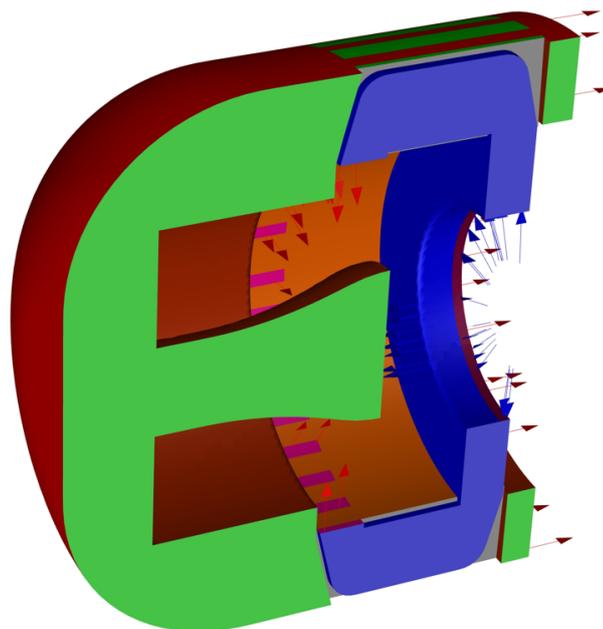
## 4.6 RECUPERADOR

O recuperador foi inicialmente pensado para elevar a eficiência do projeto como um todo, reaproveitando a energia gerada no processo de combustão para pré aquecer o ar após sua entrada. Para os estudos de design deste trabalho, as considerações do recuperador baseiam-se em Yunus e Afshin (2014), Dusan e Ramesh K. (2003) e Lagerstroöm e Xie (2002), com considerações sobre as dinâmicas de escoamentos que se estabelecem e utilização dos métodos numéricos de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) para a verificações e adaptações de projeto.

### 4.6.1 Simulação recuperador

No processo de desenvolvimento da câmara de combustão do projeto, um modelo 3D em corte foi simulado com o auxílio do software ANSYS FLUENT. Para a modelagem da turbulência, utilizou-se o modelo RANS k-e. O domínio computacional foi reduzido para contemplar somente as regiões nas quais há troca de calor, simplificando o modelo, como pode ser observado na figura 46. As vazões e temperaturas de entrada foram estabelecidas de acordo com os valores análises calculados nas seções anteriores.

Figura 46 – Modelo do recuperador utilizada na simulação

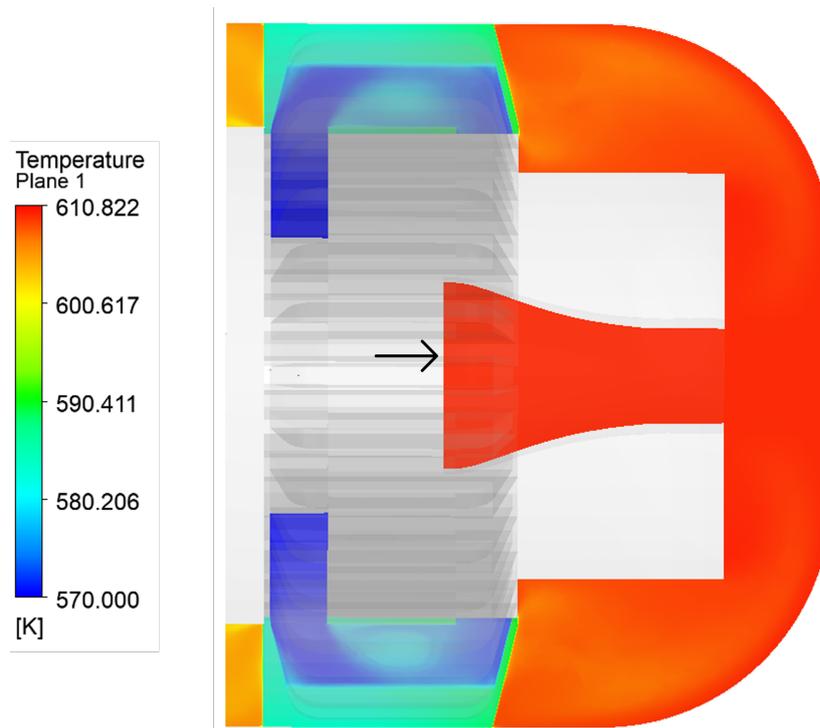


Fonte: Autores

Com as primeiras análises disponíveis, os resultados de temperatura foram monitorados. Como pode ser observado na figura 47, obteve-se os seguintes temperaturas no recuperador:

- a) Saída do compressor (570 K)
- b) Entrada da câmara de combustão (579 K)
- c) Saída da turbina (610 K)
- d) Saída do equipamento (601 K)

Figura 47 – Resultado simulação recuperador



Fonte: Autores

#### 4.7 DFMEA

Para prever possíveis problemas ainda na fase do design, foi iniciado o DFMEA, onde a função principal e as secundárias foram definidas, e, na sequência, os possíveis modos de falha foram discutidos cuidadosamente, gerando planos de ação que serão implementados durante o desenvolvimento do projeto. O documento encontra-se disponível no link: <https://bityli.com/q2bWLb>.

## 4.8 ESTIMATIVAS NORTEADORAS

Com o foco do presente trabalho sendo um produto de baixo custo de operação, manutenção e instalação para pequenos produtores se faz necessário enumerar quantas cabeças de gado tem o cliente do projeto em questão. No Brasil, é considerado pequeno produtor o indivíduo que tem até 1000 cabeças de gado.

### 4.8.1 Vazão de gás

Para definição do quanto de energia elétrica poderia ser produzida por meio do rebanho acima já citado, confrontou-se dois estudos: Silva (s.d.) (2014) e Adam Carvalho (s.d.) (2014), analisando suas premissas, valores e linha de raciocínio. Dessa forma, chegou-se as conclusões que serão expostas posteriormente.

Todo o caminho exposto se baseia na produção unitária por cabeça, ou seja, é possível obter o quanto de energia qualquer outro rebanho consegue produzir multiplicando o valor unitário de geração pelo número de cabeças de gado.

Segundo Silva (s.d.) a produção diária de dejetos bovino é de 40 kg, já para Adam Carvalho (s.d.) esse valor varia de 10 a 15 kg. Consultando outra referência Avaliação dos custos de implantação de biogás e da energia produzida pelo biogás, **CalzaLimaNogueiraSiqueiraeSantos** (2015) verificou o valor de 15 kg. Assim, foi considerada a produção média diária de dejetos no valor de 15 kg, sendo um valor comum entre os todos os estudos.

O volume de biogás contido no esterco para Silva (s.d.) varia entre 0,04 a 0,049 m<sup>3</sup>/kg. Para Adam Carvalho (s.d.) esse valor é fixo de 0,04 m<sup>3</sup>/kg, valor esse adotado para os cálculos. Com esses valores chega-se ao valor de 0,6 m<sup>3</sup>/dia de biogás por animal.

Para os cálculos de produção de energia se faz necessário conhecer o poder calorífico do biogás. O poder calorífico do biogás está relacionado com a porcentagem de metano presente nele. Segundo o estudo Silva (s.d.) a quantidade de metano varia de 40 a 75% e tendo o metano poder calorífico inferior de 8.570 kcal/m<sup>3</sup> obtemos um poder calorífico do gás entre 3.428 a 6427,5 kcal/m<sup>3</sup> (14.352 a 26.908 kJ/m<sup>3</sup>). Para Adam Carvalho (s.d.) a porcentagem de metano gira em torno de 60 a 80%, tendo o gás poder calorífico entre 5.000 a 7.000 kcal/m<sup>3</sup> (20.920 a 29.288 kJ/m<sup>3</sup>) podendo atingir valores de 12.000 kcal/m<sup>3</sup> (5.0241,6 kJ/m<sup>3</sup>) dependendo da pureza da mistura. Neste estudo foi adotado o valor de 10.000 kcal/m<sup>3</sup> sendo um valor intermediário entre o máximo valor e o alto valor de pureza.

Com a produção diária de  $0,6\text{m}^3$  e os poderes caloríficos citados acima, a conclusão é que, uma vaca é capaz de produzir  $25.104\text{ kJ/dia}$  ( $1.046\text{ kJ/h}$ ) com potência no valor de  $0,290\text{ kW}$ . Armazenando essa quantidade e trabalhando o sistema em um regime de 24 horas por dia durante um mês (30 dias) e fator de carga 0,8 chega-se numa produção de  $7,0943\text{ kW/dia}$ . Conforme já citado, o estudo destina-se a atender uma propriedade rural média de gado, contendo 1000 cabeças de gado, sendo assim uma produção diária é de  $7.094,3\text{ kW/dia}$ . Com os rendimentos comuns de turbinas girando em torno de 15 a 55% adotou-se a eficiência do sistema no valor de 28%. O preço da energia foi calculada por meio dos valores fornecidos pela CPFL Campinas, sendo categoria B2 Rural, tendo o valor de R\$ 0,66346.

#### 4.8.2 Dimensionamento do duto de biogás

Como apresentado no equacionamento de Fanno, os escoamentos subsônicos têm sua velocidade aumentada ao longo do duto e a tendência é atingir a condição sônica, ou seja, Mach igual a 1. O escoamento sônico é uma condição que deve ser evitada. Logo, torna-se necessário determinar o diâmetro mínimo e comprimento do duto que seja viável e ao mesmo tempo seguro para evitar a condição sônica.

É necessário analisar quais as características geométricas da tubulação, diâmetro e comprimento, para garantir que o escoamento do biogás do biodigestor até a entrada do compressor que irá injetar na turbina não atinja a condição sônica.

Serão feitas algumas considerações para que possa ser possível realizar os devidos cálculos.

Temperatura do ar:

$$T_{ar} = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Pressão do ar:

$$P_{ar} = 1\text{ atm} = 101.325\text{ Pa}$$

Massa específica:

$$\rho_{ar} = 1,222\text{ Kg/m}^3$$

Densidade relativa de acordo com a figura 48:

$$\frac{\rho_{biogas}}{\rho_{ar}} = 0,555 \quad (44)$$

$$\rho_{biogas} = 0,678\text{ Kg/m}^3$$

Figura 48 – Propriedades de compostos

Composto	Fórmula	Ponto de Vaporização (°C) à 1 atm	Ponto de Solidificação (°C) à 1 atm	Temperatura Crítica (°C)	Densidade do Gás à 16 °C e 1 atm		Calor Específico à 16 °C e 1 atm [kJ/kg °C]		Poder Calorífico [MJ/Nm <sup>3</sup> ]			Limites de Inflamabilidade em Mistura com o Ar [%Vol.]	
					Densidade Relativa (Ar=1)	[kg/m <sup>3</sup> ]	C <sub>p</sub>	C <sub>v</sub>	Superior	Inferior	Ar Requerido para Combustão [m <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup> combustível]	Inferior	Superior
Metano	CH <sub>4</sub>	-162	-183	-82,2	0,555 *	0,679	2,20	1,67	40	36	9,53	5,00	15,00
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	-89	-184	32,3	1,046 *	1,286	1,71	1,45	71	64	16,7	3,22	12,45
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-43	-188	96,8	1,547 *	1,916	1,62	1,44	102	93	23,8	2,37	9,50
n-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-11	-139	152,2	2,071 *	2,534	1,66	1,51	135	124	31	1,86	8,41
Isobutano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-12	-160	135,0	2,067 *	2,534	(1,62)	1,46	134	123	31	1,80	8,44
n-Pentano	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	35	-130	196,9	2,491	3,050	1,66	1,55	170	157	38,1	1,40	7,80
n-Hexano	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	68	-96	235,0	2,975	3,643	1,67	1,57	211	195	45,3	1,25	6,90
n-Octano	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	125	-57	296,1	3,943	-	1,67	1,60	233	216	59,6	0,84	3,20
n-Decano	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	173	-30	-	4,912	-	-	(1,62)	289	268	73,9	0,67	2,60

Fonte: (GUO; GHALAMBOR, 2005)

Vazão de biogás definida em projeto:

$$\dot{Q} = 5,08 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s} = 7,493 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Viscosidade cinamética:

$$\nu = 1,12 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

A constate k do biogás:

$$k_{biogas} = 1,3174$$

Como referência, os diâmetros normalizados para dutos de aço utilizado nos cálculos foram retirados tabela 49 para projetos que atende a norma ANSI B.36.10 e B.36.19. Foram selecionados os menores diâmetros, pois diâmetros menores proporcionam maiores velocidades de escoamento em condição de regime permanente, conquentemente, teriam maiores números de Mach. Conhecendo a condição crítica, tem-se a possibilidade de evitá-la com mais facilidade.

A partir de cada diâmetro e a vazão de biogás desejada de projeto, calculou-se a velocidade de escoamento. Os cálculos apresentados a seguir serão para o diâmetro do duto igual a 6,4 mm.

Velocidade:

$$V = \frac{7,493 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} \cdot (6,4 \cdot 10^{-3})^2} = 232,908 \text{ m/s}$$

Figura 49 – Tabela de diâmetros normalizados de dutos de aço

Diâmetro nominal (pol) – Diâmetro externo (mm)	Designação de espessura. (v. Nota 2)	Espessura de parede (mm) (v. Nota 3)	Diâmetro interno (mm)	Área da seção livre (cm <sup>2</sup> )	Área da seção de metal (cm <sup>2</sup> )	Superfície externa (m <sup>2</sup> /m)	Peso aproximado (kg/m)		Momento de inércia (cm <sup>4</sup> )	Momento resistente (cm <sup>3</sup> )	Raio de giração (cm)			
							Tubo vazio (Nota 5)	Conteúdo de água						
¼ – 13,7	10S	1,65	10,4	0,85	0,62	0,043	0,49	0,085	0,116	0,169	0,430			
	Std, 40, 40S	2,23	9,2	0,67	0,81		0,62	0,067				0,138	0,202	0,413
	XS, 80, 80S	3,02	7,7	0,46	1,01		0,79	0,046				0,157	0,229	0,393
1/8 – 17,1	10S	1,65	13,8	1,50	0,81	0,054	0,63	0,150	0,236	0,285	0,551			
	Std, 40, 40S	2,31	12,5	1,23	1,08		0,84	0,123				0,304	0,354	0,531
	XS, 80, 80S	3,20	10,7	0,91	1,40		1,10	0,090				0,359	0,419	0,506
½ – 21	Std, 40, 40S	2,77	15,8	1,96	1,61	0,071	0,42	0,20	0,71	0,67	0,66			
	XS, 80, 80S	3,73	13,8	1,51	2,06		1,62	0,15				0,84	0,78	0,64
	160	4,75	11,8	1,10	2,47		1,94	0,11				0,92	0,86	0,61
	XXS	7,47	6,4	0,32	3,52	2,55	0,03	1,01	0,95	0,56	0,56			
¾ – 27	Std, 40, 40S	2,87	20,9	3,44	2,15	0,083	1,68	0,34	1,54	1,16	0,85			
	XS, 80, 80S	3,91	18,8	2,79	2,80		2,19	0,28				1,86	1,40	0,82
	160	5,54	15,6	1,91	3,68		2,88	0,19				2,19	1,65	0,77
	XXS	7,82	11,0	0,95	4,63	3,63	0,10	2,41	1,81	0,72	0,72			
1 – 33	Std, 40, 40S	3,37	26,6	5,57	3,19	0,105	2,50	0,56	2,64	2,18	1,07			
	XS, 80, 80S	4,55	24,3	4,64	4,12		3,23	0,46				4,40	2,63	1,03
	160	6,35	20,7	3,37	5,39		4,23	0,34				5,21	3,12	0,98
	XXS	9,09	15,2	1,82	6,94	5,44	0,18	5,85	3,50	0,92	0,92			
1¼ – 42	Std, 40, 40S	3,56	35	9,65	4,32	0,132	3,38	0,96	8,11	3,85	1,37			
	XS, 80, 80S	4,85	32,5	8,28	5,68		4,46	0,83				10,06	4,77	1,33
	160	6,35	29,4	6,82	7,14		5,60	0,68				11,82	5,61	1,29
	XXS	9,70	22,7	4,07	9,90	7,76	0,41	14,19	6,74	1,20	1,20			
1½ – 48	Std, 40, 40S	3,68	40,8	13,1	5,15	0,151	4,04	1,31	12,90	5,34	1,58			
	XS, 80, 80S	5,08	38,1	11,4	6,89		5,40	1,14				16,27	6,75	1,54
	160	7,14	33,9	9,07	9,22		7,23	0,91				20,10	8,33	1,48
	XXS	10,16	27,9	6,13	12,2	9,53	0,61	23,64	9,80	1,39	1,39			

Fonte: (VIDA, s.d.)

Considerando o biogás como um gás ideal, foi calculada a velocidade do som:

$$c = \sqrt{1,3174 \cdot 287 \cdot (273 + 16)} = 330,559 \text{ m/s}$$

Conhecendo a velocidade do escoamento e a velocidade do som, calcula-se o número de Mach:

$$M = 0,705$$

Para determinar o coeficiente de atrito é necessário conhecermos o número de Reynolds e a relação entre diâmetro e constante do material. Com essas informações, pode-se consultar o diagrama de Rouse-Moody e determinar o coeficiente de atrito.

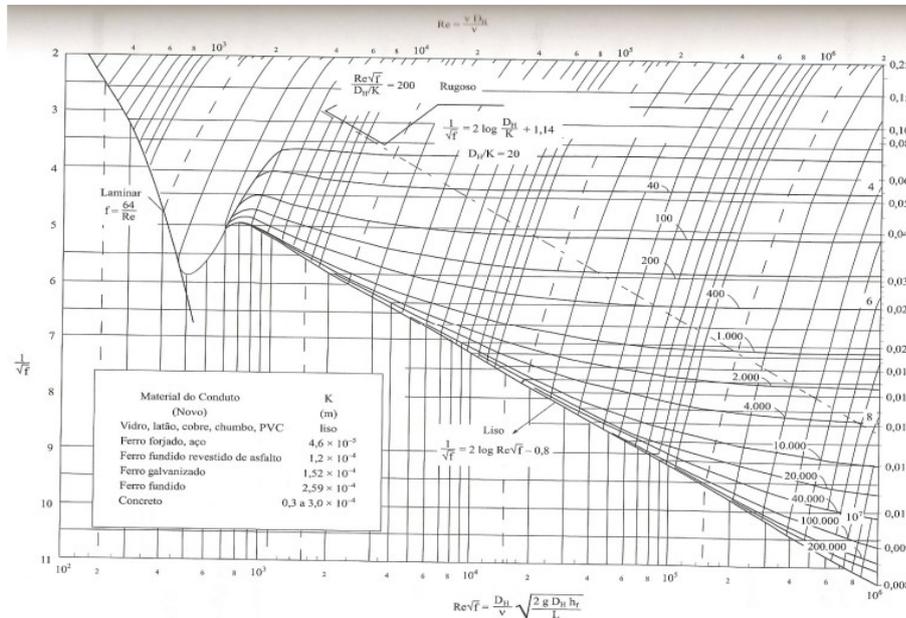
$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (45)$$

$$Re = 133.328$$

$$\frac{D}{K_{aco}} = \frac{6,4 \cdot 10^{-3}}{4,6 \cdot 10^{-5}} = 139,13 \quad (46)$$

Consultando o diagrama de Rouse-Moody, obtém-se o coeficiente de atrito  $f$ . Como a valor é definido por gráfico, a precisão é prejudicada. Entretanto, a variação de  $f$  é muito pequena, não causando um erro grosseiro nos resultados.

Figura 50 – Diagrama de Moody-Rouse



Fonte: (USP, s.d.)

Para determinar qual o comprimento máximo que o duto deve ter para que Mach atinja a condição sônica, calcula-se a função de Fanno para as condições na seção 1 e na seção 2 consideramos que o Mach seja 1. Logo:

$$F(M_1) = 0,846$$

$$F(M_2) = 0,630$$

Substituindo os valores da função de Fanno para as duas condições, o fator de atrito e o diâmetro do duto na equação 38, o valor do comprimento máximo da tubulação terá que ter para atingir Mach igual a 1 será conhecido:

$$L_{Max} = \frac{[F(M_1) - F(M_2)] \cdot D}{4 \cdot f}$$

$$L_{Max} = 0,009 \text{ m}$$

A mesma sequência de cálculo foi realizada para os demais diâmetros normalizados. A imagem a seguir mostra os resultados obtidos para os demais cálculos.

Figura 51 – Resultados de cálculos

Diâmetro dos dutos [mm]	Velocidade do escoamento [m/s]	Mach	Reynolds	Relação D/K	f	L <sub>máx</sub> [m]
6,4	232,908	0,705	133328	139,13	0,037	0,009
7,7	160,902	0,487	110818	167,39	0,035	0,070
9,2	112,712	0,341	92750	200,00	0,032	0,287
10,4	88,202	0,267	82048	226,09	0,031	0,646
10,7	83,325	0,252	79748	232,61	0,031	0,767
11,0	78,842	0,239	77573	239,13	0,0305	0,918
11,8	68,514	0,207	72314	256,52	0,03	1,403
12,5	61,055	0,185	68264	271,74	0,03	1,942
13,8	50,094	0,152	61833	300,00	0,0295	3,403
15,6	39,201	0,119	54699	339,13	0,029	6,669
15,8	38,215	0,116	54006	343,48	0,029	7,133
18,8	26,992	0,082	45388	408,70	0,0285	17,944
20,9	21,840	0,066	40828	454,35	0,0285	30,888

Fonte: (Autores)

Pode-se observar nos resultados que para diâmetros normalizados até 12,5 mm, o comprimento da tubulação é muito pequeno, tornando a utilização inviável. Para um diâmetro a partir de 13,8 mm, o comprimento da tubulação começa a ser viável para aplicação, e melhora em diante, pois com maiores diâmetros a velocidade de escoamento é menor, e com isso, precisaria de um longo duto para acelerar o escoamento até Mach igual a 1.

#### 4.9 ALTERNADOR

#### 4.10 SELEÇÃO DO ALTERNADOR

Com o objetivo de dimensionar o ciclo de geração de energia completo, foi necessário escolher um gerador. Assim a partir do catálogo de alternadores da WEG e a faixa de potência que a turbina irá funcionar, foi selecionado o alternador da linha G i-Plus.

Na tabela 18, temos todas as características técnicas relevantes para o projeto da turbina e transmissão.

Tabela 18 – Características técnicas alternador

Característica	Valor
Faixa de potência	12,5 a 849 KWh
Baixa tensão	220V
Frequência	60Hz
Número de polos	4 polos
Rotação do eixo	1800 rpm

Fonte: Catálogo de alternadores síncronos WEG

Figura 52 – Diagrama para seleção de alternadores



Fonte: Catálogo de alternadores síncronos WEG

#### 4.11 REDUTOR

Devido as altas rotações provenientes do eixo da turbina, foi necessário o dimensionamento de uma redução, a fim de atender os requisitos do alternador. Foram determinadas três vertentes de projeto, com o objetivo de atender os requisitos:

- a) Projeto da planetária
- b) Compra de um redutor
- c) Projeto de coroa e sem-fim

##### 4.11.1 Projeto da planetária

Utilizando a literatura Elementos orgânicos de máquinas (Virgil M. Faires) foi determinado o número de estágios necessários para a realização da planetária e devidos aos esforços excessivos a máxima redução adotada foi de 6:1, portanto, seriam necessários 3 estágios para atingir rotação de saída desejada.

Assim, levando em consideração as primícias de projeto, a alternativa foi descartada devido ao elevado custo de fabricação.

#### 4.11.2 Modelo comercial

Foi considerada a compra de um redutor comercial, entretanto, devido a aplicação ser extremamente específica não foi possível encontrar um redutor comercial que pudesse comprimir os requisitos iniciais de projeto como potência de entrada e redução.

#### 4.11.3 Projeto coroa e sem-fim

Por fim, adotou-se a redução de coroa e sem-fim devido ao seu baixo custo de fabricação e possibilidade de realizar somente um estágio 40:1.

#### 4.11.4 Dimensionamento dos componentes principais

A partir da seleção do tipo de engrenagem, foi dimensionado todo o conjunto de engrenagens e eixos utilizando a apostila Elementos de Máquina[1]. Os cálculos para o dimensionamento foram divididos em duas etapas:

- a) Pré cálculo: Onde foi determinado todos os dados necessários para as futuras contas como módulo, número de dentes, número de entradas e foram calculados alguns dados iniciais como diâmetro primitivo, passo da hélice e passo axial.
- b) Cálculo de dimensionamento: Onde foram realizados os cálculos de diâmetros e larguras de dentes para os esforços solicitados.

#### 4.11.5 Pré calculo

Utilizando a literatura base, foi desenvolvida uma planilha em Excel[x], onde a partir dos inputs, apresentados na 19, foi possível realizar o pré cálculo do conjunto.

Tabela 19 – *Input* para pré calculo

<i>Input</i>	Valor
Número de entradas Sem-fim (Z1)	1
Número de dentes Coroa (Z2)	40 dentes
Diâmetro primitivo Sem-fim ( $D_{prim1}$ )	92mm
Módulo(m)	3
Potência do motor	110CV
Rotação Sem-fim (n1)	72000 rpm

Fonte: Autores

O número de entradas do sem-fim, foi determinada a partir da tabela apresentada na figura 53:

Figura 53 – Número de filetes

NÚMERO DE FILETES $Z_1$ parafusos sem-fim	
$i = n_1/n_2$	$z_1$
$i > 40$	1
$22 < i \leq 40$	2
$15 < i \leq 22$	3
$10 < i \leq 15$	4
$8 < i \leq 10$	5
$6 < i \leq 8$	6
$5 < i \leq 6$	7
$4 < i \leq 5$	8
$3,5 < i \leq 4$	9
$3 < i \leq 3,5$	10

Fonte: Apostila  
Elementos de Máquinas

Os demais valores de geometria do sem-fim e da coroa, foram determinados seguindo as seguintes equações.

Ângulo de inclinação de hélice:

$$B = \text{sen}^{-1}\left(\frac{z_1 \cdot m}{D_{prim}}\right) \quad (47)$$

Módulo axial:

$$m_a = \frac{a}{\cos(B)} \quad (48)$$

Módulo circunferencial:

$$m_c = \frac{a}{\text{sen}(B)} \quad (49)$$

Diâmetro externo:

$$D_{ext} = D_{prim} + (2 \cdot m) \quad (50)$$

Diâmetro interno:

$$D_{int} = D_{prim} - (2 \cdot m) \quad (51)$$

Passo normal:

$$P_n = m \cdot \pi \quad (52)$$

Passo axial:

$$P_a = m_a \cdot \pi \quad (53)$$

Passo circunferencial:

$$P_c = m_c \cdot \pi \quad (54)$$

Passo hélice:

$$P_h = m_h \cdot \pi \quad (55)$$

Altura do dente:

$$a = m \quad (56)$$

Altura do pé do dente:

$$b = 1,167 \cdot m \quad (57)$$

Altura total do dente:

$$h = a + b \quad (58)$$

Folga do pé do dente:

$$f = 0,167 \cdot m \quad (59)$$

Torque:

$$M_{ti} = \frac{\text{Potência de acionamento}}{n} \quad (60)$$

Força radial:

$$F_{ri} = \frac{M_{ti}}{\frac{D_{prim}}{2000}} \quad (61)$$

Distância entre centros:

$$l = \frac{D_{prim1} + D_{prim2}}{2} \quad (62)$$

Os resultados provenientes das equações descritas, estão na figura 54:

#### 4.11.6 Dimensionamento de engrenagens

Para o dimensionamento das engrenagens, foram utilizados os critérios de flexão no pé do dente da coroa e o critério de esmagamento do flanco do dente da coroa a partir das equações 63 e 64, respectivamente.

$$P_{2adm} = \frac{0,647 \cdot 10^{-6} \cdot b_2 \cdot m_x \cdot \cos(\gamma) \cdot \sigma_{fadm} \cdot d_2 \cdot n_2 \cdot X_b}{X_S \cdot X_L} \quad (63)$$

$$P_{2adm} = \frac{0,163 \cdot 10^{-6} \cdot b_2 \cdot d_2^2 \cdot X_c \cdot \sigma_c \cdot n_2}{X_S \cdot X_L} \quad (64)$$

Assim os valores obtidos pelas equações foram:

Figura 54 – Cálculos coroa e sem-fim

SEM-FIM				CORÔA			
Número de Entradas	Z1	1	x	Número de Dentes	Z2	44	x
Módulo	m	3	x	Módulo	m	3	x
Ângulo Inclinação Hélice	B	3,4398	Graus	Ângulo Inclinação Hélice	B	3,4398	Graus
Módulo Circunferencial	mc	50,000	x	Módulo Circunferencial	mc	3,005	x
Módulo Axial	ma	3,005	x	Módulo Axial	ma	50,000	x
Ø Externo	Øe	56,000	mm	Ø Externo	Øe	138,238	mm
Ø Primitivo	Øp	50,000	mm	Ø Primitivo	Øp	132,238	mm
Ø Interno	Øi	42,998	mm	Ø Interno	Øi	125,236	mm
Passo Normal	Pn	9,425	mm	Passo Normal	Pn	9,425	mm
Passo Axial	Pa	9,442	mm	Passo Axial	Pa	157,080	mm
Passo Circunferencial	Pc	157,080	mm	Passo Circunferencial	Pc	9,442	mm
Passo da Hélice	Ph	9,442	mm	Passo da Hélice	Ph	6911,504	mm
Altura da Cabeça do Dente	a	3,000	mm	Altura da Cabeça do Dente	a	3,000	mm
Altura Pê do Dente	b	3,501	mm	Altura Pê do Dente	b	3,501	mm
Altura total do Dente	h	6,501	mm	Altura total do Dente	h	6,501	mm
Folga Pê do Dente	f	0,501	mm	Folga Pê do Dente	f	0,501	mm
ENTRE CENTROS RELAÇÃO							
Ø Primitivo Engr. 1	Øp1	50,000	mm				
Ø Primitivo Engr. 2	Øp2	132,238	mm				
Relação de Transmissão	i=1/x	44,000	x				
Entre-Centros	l	91,119	mm				
MOTOR TORQUE							
Potência Motor	110		CV				
Rotação Entrada Sem-Fim	73800		rpm				
Relação de Transmissão	0,0227		x				
Z1	1		x				
Torque Mt1	1,07		kgf.m				
Força Radial Fr1	42,70		kgf				
Z2	44		x				
Rotação Saída (Z2)	1677,273		rpm				
Torque Mt2	46,97		kgf.m				
Força Radial Fr2	710,39		kgf				

Fonte: Autores

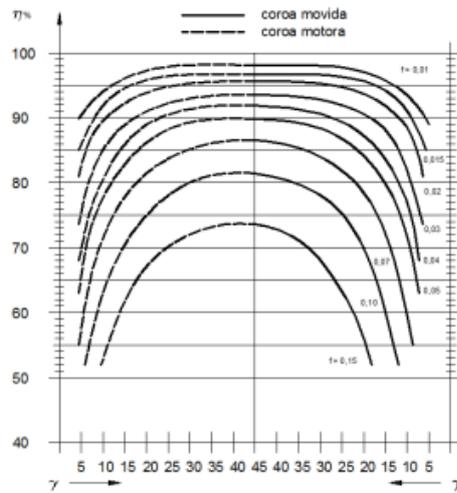
$$P_{2adm} = \frac{0,647 \cdot 10^{-6} \cdot 3,5 \cdot 3 \cdot 0,707 \cdot 41 \cdot 123,3 \cdot 73800 \cdot 0,1}{1 \cdot 1,2} = 149,32MPa \quad (65)$$

$$\sigma_c = \frac{149,32 \cdot 1 \cdot 1,2}{0,163 \cdot 10^{-6} \cdot 3,5 \cdot 123,3^2 \cdot 0,144 \cdot 1800} = 79,8MPa \quad (66)$$

A determinação das variáveis dos cálculos a cima, foram realizadas da seguinte maneira:

- Gamma foi adotado conforme figura 55, como dados de entrada foi utilizado  $f=0,05$  e rendimento = 90%
- Para o  $\sigma_{fadm}$  foi utilizado a tabela apresentada na figura 56. Como dado de entrada, foi selecionado o material Ferro fundido.
- Para os fatores  $X_s$  e  $X_L$ , foram utilizadas as tabelas representadas na figuras 57 e 58, respectivamente. Para determinar o fator de serviço foi levado em consideração fator de serviço médio já para o fator de durabilidade foi adotado um funcionamento de 12 a 24 horas de uso diário.
- Já para os fatores de velocidades  $X_b$  e  $X_c$  foi necessário realizar o cálculo de sua respectiva velocidade.

$$V_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n_2 = \pi \cdot 123,3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1800}{60} = 11,6m/s \quad (67)$$

Figura 55 – Gráfico Rendimento  $X_\gamma$ 

Fonte: Apostila Elementos de Máquina

Figura 56 – Tensão admissível à flexão

TENSÃO ADMISSÍVEL À FLEXÃO $\sigma_{f adm}$ (MPa)	
Material dos dentes da coroa	$\sigma_{f adm}$
Bronze fundido em areia	48
Bronze fundido em coquilha	58
Bronze fundido centrifugado	68
Ferro fundido perlítico	41

Fonte: Apostila Elementos de Máquina

Figura 57 – Fator de serviço  $X_s$ 

FATOR DE SERVIÇO $X_s$ EM PARAFUSOS SEM-FIM	
Condições de trabalho: órgãos movidos	Fator $X_L$
Leves: ventiladores, agitadores para líquidos, bombas centrífugas.	1,0
Médias: máquinas têxteis, elevadores, máquinas ferramenta, guindastes sobre trilhos, bombas com vários cilindros.	1,2
Pesadas: Máquina de elevação, bombas de um cilindro, trens de laminação, prensas de embutimento e estampagem, escavadeiras mecânicas.	1,3 a 1,5

Fonte: Apostila Elementos de Máquina

$$X_b = \frac{0,35}{\sqrt[5]{11,6}} = 0,21 \quad (68)$$

$$X_c = 0,23 \cdot \left(\frac{\text{sen}(45)}{11,6}\right)^{\frac{1}{6}} = 0,14 \quad (69)$$

Desse modo, o material dos dentes da coroa e do sem-fim será de Ferro fundido perlítico com as dimensões já descritas.

Figura 58 – Fator de serviço  $X_L$ 

FATOR DE DURABILIDADE $X_L$ EM PARAFUSOS SEM-FIM	
Funcionamento diário (horas)	Fator $X_L$
$12 \leq h \leq 24$	1,2
$8 \leq h < 12$	1,0
$2 \leq h < 8$	0,8
$h < 2$	0,7

Fonte: Apostila Elementos de Máquina

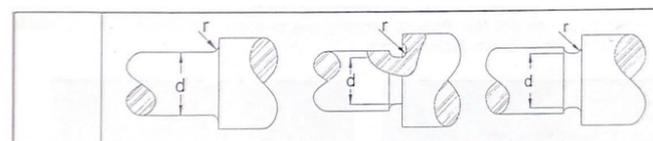
#### 4.11.7 Dimensionamento do eixo

Para o dimensionamento dos eixos, foi utilizada a norma da ASME, conforme equação 70

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n_f}{\pi} \cdot \left[ \left( \frac{K_{ff} \cdot M_a}{S_{s \text{ real}}} \right) + \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{K_{tt} \cdot T_m}{\sigma_e} \right) \right]} \quad (70)$$

O dimensionamento do eixo utilizado no sem-fim, foi levado em consideração os seguintes termos:

- $n_f = 2,5$
- $k_{ff}$  Foi selecionado a partir da tabela representada na figura 59 o valor de 2,2

Figura 59 – Fatores de concentração  $K_{ff}$ 


$\sigma_e$ (MPa)	$r/d = 0$	$r/d = 0.05$	$r/d = 0.1$	$r/d = 0.15$	$r/d = 0.2$	$r/d = 0.25$
400	2.2	1.7	1.5	1.4	1.3	1.25
500	2.5	1.75	1.5	1.4	1.3	1.25
600	2.7	1.8	1.5	1.4	1.3	1.25
800	3.4	2.1	1.7	1.5	1.35	1.3
1000	3.5	2.3	1.8	1.6	1.4	1.35
1200	4.5	2.8	2.1	1.7	1.6	1.5
1400	5.2	3.6	2.6	1.9	1.85	1.7

Fonte: Apostila Elementos de Máquina

- $K_{tt} = 1$
- $\sigma_r = 400$  MPa
- $\sigma_e = 160$  MPa
- $S_n = 1,3$
- $T_a = 10,68$  N.m
- $M_a = 588$  N.m

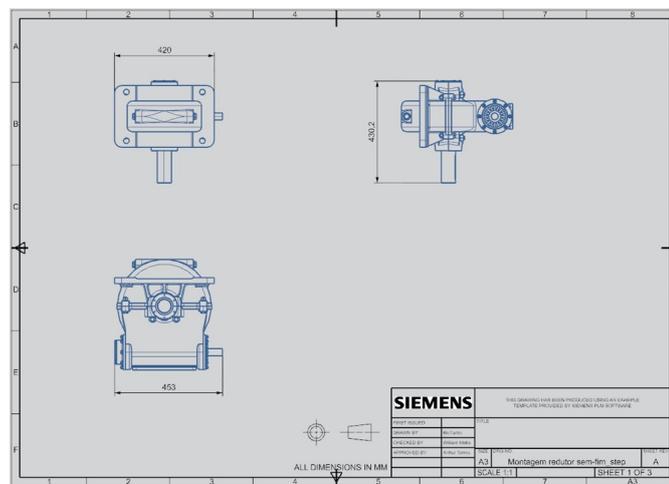
Já para o eixo utilizado na coroa, foi levado em consideração os seguintes termos:

- a)  $n_f = 2,5$
- b)  $k_{ff}$  Foi selecionado a partir da tabela representada na figura 59 o valor de 1,7
- c)  $K_{tt} = 1$
- d)  $\sigma_r = 400 \text{ MPa}$
- e)  $\sigma_e = 16 \text{ 0MPa}$
- f)  $S_n = 1,3$
- g)  $T_a = 428,9 \text{ N.m}$
- h)  $M_a = 600 \text{ N.m}$

Por fim teremos os eixos nos materiais ABNT 1025 da coroa e sem-fim e no diâmetros de 28mm e 30mm, respectivamente.

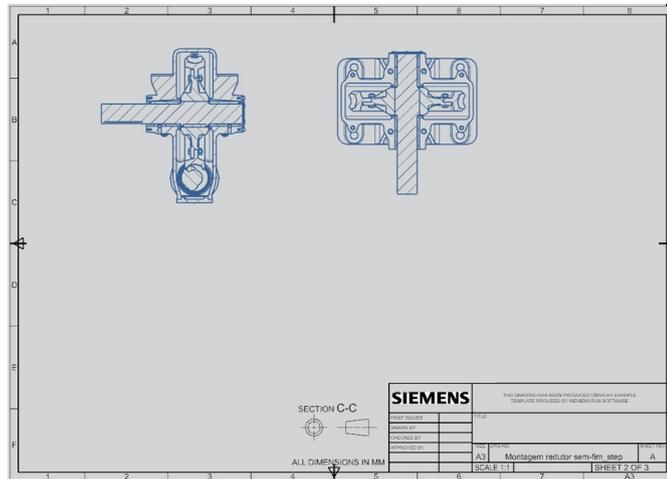
#### 4.11.8 Desenhos

Figura 60 – 3 vistas do redutor



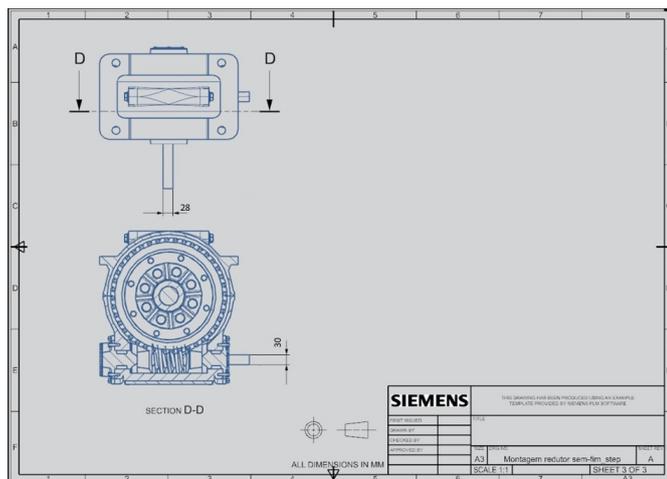
Fonte: Autores

Figura 61 – Corte do redutor



Fonte: Autores

Figura 62 – Diâmetro ponta do eixo do redutor



Fonte: Autores

## 5 ANÁLISE FINANCEIRA

A análise financeira tem como finalidade verificar se o projeto é viável economicamente. Existem alguns índices para realizar essa verificação, o escolhido foi a metodologia do Payback simples, por meio do qual extrai-se o tempo no qual o valor investido é pago pela economia do projeto.

### 5.1 PAYBACK SIMPLES

O Payback é o tempo de retorno desde o investimento inicial. Para seu uso se faz necessário o estudo de fluxo de caixa, que projeta as entradas e saídas ano a ano dos períodos futuros referentes ao investimento, sendo possível enxergar o retorno ou prejuízo de cada ano.

$$Payback' = \frac{Investimento}{Retorno} \quad (71)$$

Para se calcular o investimento inicial optou-se por levantar custo do projeto desde a fabricação (compra de matéria prima) até a usinagem dos componentes e equipamentos.

O material escolhido para o projeto foi o aço inox 316L, pois o mesmo suporta bem mais do que a temperatura crítica do projeto ( $727^{\circ}\text{C}$ ) -  $875^{\circ}\text{C}$ , além disso é excelente para ambientes altamente corrosivos. Dessa forma, selecionou-se um material com melhores propriedades pensando em diminuir custo de manutenção.

De acordo com orçamento realizado pela Laffi Filtration o custo de fabricação e matéria prima resultou no valor de R\$ 38.793,54, sendo R\$ 20.000,00 de matéria prima, R\$ 5.700,00 do custo do jato d'água (30 horas), R\$ 5.400,00 do CNC (40 horas), R\$ 800,00 de conformação, R\$ 6.600,00 do custo homem hora e mais R\$ 293,54 de acessórios (parafusos, porcas e arruelas).

Com o valor do investimento inicial para confecção da turbina estimou-se o valor de manutenção anual (OPEX). Adotou-se 5% do CAPEX (investimento inicial), totalizando R\$ 2.000,00.

O preço da energia e o rendimento do sistema foram os mesmos já citados anteriormente (0,66346 R\$/kWh e 28%).

Adicionou-se ao valor do investimento inicial o custo de construção de três biodigestores chineses, o estudo utilizado como referencia foi: Avaliação Dos Custos De Implantação De Biodigestores E Da Energia Produzida Pelo Biogás, Revista Engenharia Agrícola (2015), o qual precificou o custo de construção dos três tipos de biodigestores existentes (indiano, chinês e

canadense), assim foi selecionado o de valor intermediário (chinês - R\$ 12.426,00 - set/2012) e corrigido de acordo com o IPCA, obtendo como resultado o valor de R\$ 21.770,37 (jan/2022).

Assim chega-se a um valor de investimento em torno de R144.104,65, estando contemplados a turbina, três biodigestores chineses e redutor.

Substituindo os valores na Eq. 72 (desenvolvida a partir da equação 14) chega-se a conclusão de payback em 1,84 anos de payback, trabalhando 24h/dia, 7 dias na semana e fator de carga de 0,8 com 1000 cabeças de gado, gerando um saving, ou seja, economia com a conta de energia) na ordem de 80 mil reais por ano.

$$\bar{R}P'' = \frac{It}{(Ea * Pu) - Ca} \quad (72)$$

Onde:

RP = Período de retorno (anos)

It = Investimento total (R\$)

Ea = Produção anual de energia (kWh)

Pu = Preço unitário da energia (\$/kWh)

Ca = Custo anual de manutenção (R\$)

## REFERÊNCIAS

- A. H., Lefebvre; TAYLOR; FRANCIS. Gas Turbine Combustion, 1998.
- A. M., Mellor. Design of Modern gas Turbine Combustors. Academic Press, 1990.
- ADAM CARVALHO, Souza e Schaeffer. **Viabilidade Econômica Para Implantação De Biodigestores Em Pequenas Propriedades Rurais Da Bacia Leiteira Do Município De Taquara - RS**. Disponível em:  
[https://www.researchgate.net/publication/267041963\\_VIABILIDADE\\_ECONOMICA\\_PARA\\_IMPLANTACAO\\_DE\\_BIODIGESTORES\\_EM\\_PEQUENAS\\_PROPRIEDADES\\_RURAIS\\_DA\\_BACIA\\_LEITEIRA\\_NO\\_MUNICIPIO\\_DE\\_TAUQUARA\\_RS?enrichId=rgreq-852509227946fc515ba8bdcdf8632669-XXX&enrichSource=Y292ZXJQYWdlOzI2NzA0MTk2MztBUzoxNTQxNTQ0OTIyMzk4NzJAMTQxMzc2NDcwMzI5NA%3D%3D&el=1\\_x\\_3&\\_esc=publicationCoverPdf](https://www.researchgate.net/publication/267041963_VIABILIDADE_ECONOMICA_PARA_IMPLANTACAO_DE_BIODIGESTORES_EM_PEQUENAS_PROPRIEDADES_RURAIS_DA_BACIA_LEITEIRA_NO_MUNICIPIO_DE_TAUQUARA_RS?enrichId=rgreq-852509227946fc515ba8bdcdf8632669-XXX&enrichSource=Y292ZXJQYWdlOzI2NzA0MTk2MztBUzoxNTQxNTQ0OTIyMzk4NzJAMTQxMzc2NDcwMzI5NA%3D%3D&el=1_x_3&_esc=publicationCoverPdf). Acesso em: fev. 2022.
- BARRERA, P. **Biogás, originado a partir dos rejeitos rurais**. third. [S.l.]: Editora Ícone, 1983.
- BENNETT, Ian F. **Small Gas Turbine Engines handbook**. 2008. Disponível em:  
<http://www.gasturbineworld.co.uk/gasturbinehandbook.html>. Acesso em: jan. 2022.
- BOYCE, Mehernan P. **Gas Turbine Engineering Handbook**. second. [S.l.]: Gulf Professional Publishing, 2002.
- BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Fluidos**. Second. [S.l.]: Editora Person, 2008.
- CARL PFLEIDERER, Hartwig Petermann. **Máquinas de Fluxo**. fourth. [S.l.]: Editora S.A., 1979.
- CASTANÓN, Norman; JESÚS, B. **Biogás, originado a partir dos rejeitos rurais**. Embrapa, 2002.
- ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michel A. **Termodinâmica**. 7. ed. [S.l.]: AMGH Editora Ltda, 2013.
- COLOMA, E.; PRIETO, J. Estudio de Viabilidad de Sistemas de Purificación y Aprovechamiento de Biogás: Capítulo 6 Microturbinas. Espanha: PSE PROBIOGAS, 2010.
- DUSAN, P. Sekulic; RAMESH K., Shah. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. first. [S.l.]: ohn Wiley Sons Inc, 2003.
- ENAGI, Ibrahim I.; AL-ATTAB, K.A.; ZAINAL, Z.A. Combustion chamber design and performance for micro gas turbine application. **Fuel Processing Technology**, v. 166, p. 258–268, 2017. ISSN 0378-3820.
- EPA. **Overview of Greenhouse Gases**. Mai. 2022. Disponível em:  
<https://www.epa.gov/ghgemissions/overview-greenhouse-gases>. Acesso em: may. 2022.

GUO, Boyun; GHALAMBOR, Ali. **Natural Gas Engineering**. second. [S.l.]: Gulf Publishing Company, 2005.

H COHEN GFC ROGERS, HIH Saravanamuttoo. **Gas Turbine Theory**. fourth. [S.l.]: Longman Group, 1996.

HE, Yang; KIM, Chul-Ho. Effect of Nozzle Port Shape of Fuel Injector of Micro Gas Turbine Engine Combustor on Mixture Gas Formation for Combustion. **Fluids**, v. 7, n. 6, 2022.

IBGE. **Número de estabelecimentos agropecuários com efetivo da pecuária e Número de cabeças, por tipologia, espécie da pecuária e condição do produtor em relação às terras**. Set. 2017. Disponível em: <https://bityli.com/pqI9p4>. Acesso em: dez. 2021.

JR, EMAS. **Tipos de biodigestores: entenda o funcionamento e qual é o melhor para você**. 2020. Disponível em: <https://bityli.com/4SDknR>. Acesso em: nov. 2021.

KUNZ, Airton; STEINMETZ, Ricardo Luis Radis; AMARAL, André Cestonaro do. Fundamentos da digestão anaeróbia, purificação do biogás, uso e tratamento do digestato. **Embrapa Suínos e Aves-Livro científico (ALICE)**, Concórdia: Sbera: Embrapa Suínos e Aves, 2019., 2019.

LAGERSTROM, Gunnar; XIE, Max. High Performance and Cost Effective Recuperator for Micro-Gas Turbines. Volume 1: Turbo Expo 2002, p. 1003–1007, jun. 2002.

MANGRA, A. C. Design and Numerical Analysis of a Micro Gas Turbine Combustion Chamber. Engineering, Technology Applied Science Research, 2022.

MME, MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Demanda de energia no Brasil tem forte recuperação em 2021**. Ago. 2021. Disponível em: <https://bityli.com/Gp2mvX>. Acesso em: maio 2021.

PUC-RIO. **Escoamento Adiabático com atrito em duto de área constante**. Disponível em: [http://mecflu2.usuarios.rdc.puc-rio.br/Grad\\_Eng1707/12-MecanicaFluidosII-Fanno.pdf](http://mecflu2.usuarios.rdc.puc-rio.br/Grad_Eng1707/12-MecanicaFluidosII-Fanno.pdf). Acesso em: 05. 2022.

RICHARD BRAN, Zulcy de Souza. **Máquinas de Fluxo**. fourth. [S.l.]: Editora S.A., 1969.

ROMA S. R. GORLA, Aijaz A. Khan. **Turbomachinery Design and Theory**. first. [S.l.]: Library of Congress Cataloging-in-Publication Data, 2003.

SÉRVIO T. CASSINI SUANI T. COELHO, Vanessa P. Garcilasso. **Biogás – Biocombustíveis ANP**. 2014. Disponível em: <https://bityli.com/uepEj8>. Acesso em: dez. 2021.

SILVA, Hirano e. **Análise De Viabilidade Do Uso Do Biogás Para Fins De Gerado A Partir De Dejetos Bovinos Em Microturbinas Para Fins De Geração, Cogeração E Trigeração De Energias**. Disponível em: <https://repositorio.unesp.br/handle/11449/135492>. Acesso em: fev. 2022.

USP. **Diagrama de Rouse-Moody**. Disponível em:

<https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/2557590/250/DiagramadeRouse-Moody.pdf>.

Acesso em: 05. 2022.

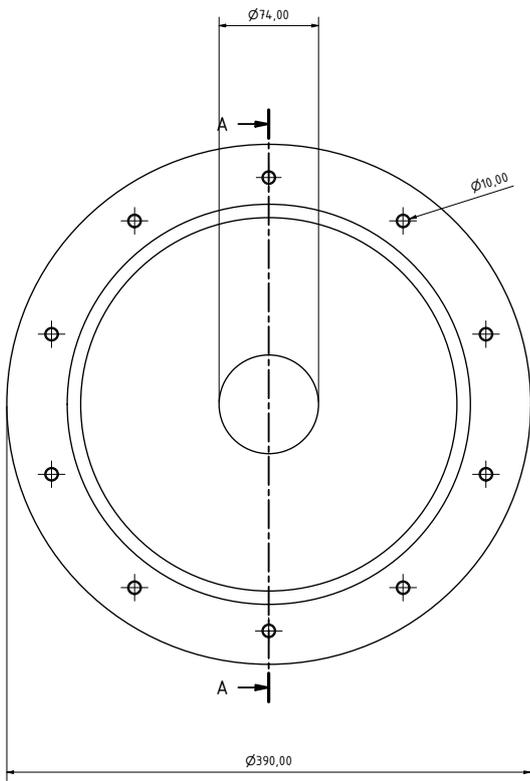
VIDA, Escola da. **Tabelas para projeto**. Disponível em:

[http://www.escoladavida.eng.br/mecfluquimica/aulasfei/Tabelas\\_para\\_projeto.pdf](http://www.escoladavida.eng.br/mecfluquimica/aulasfei/Tabelas_para_projeto.pdf). Acesso em:

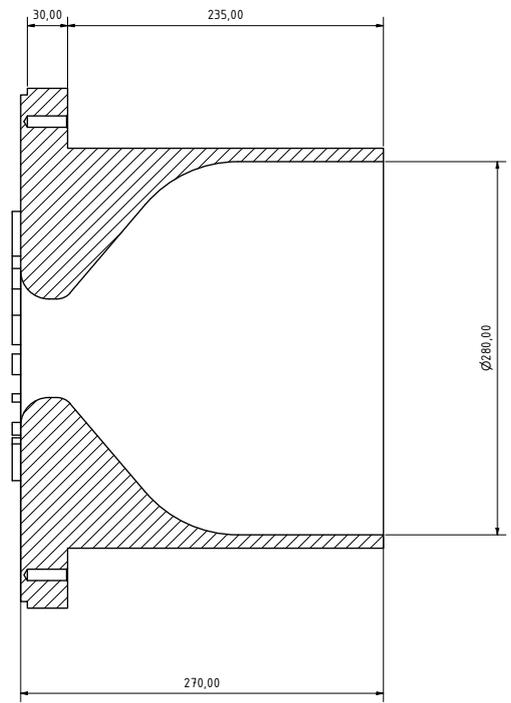
05. 2022.

YUNUS, Cengel; AFSHIN, Ghajar. **Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications**. fifth. [S.l.]: McGraw-Hill Education, 2014.

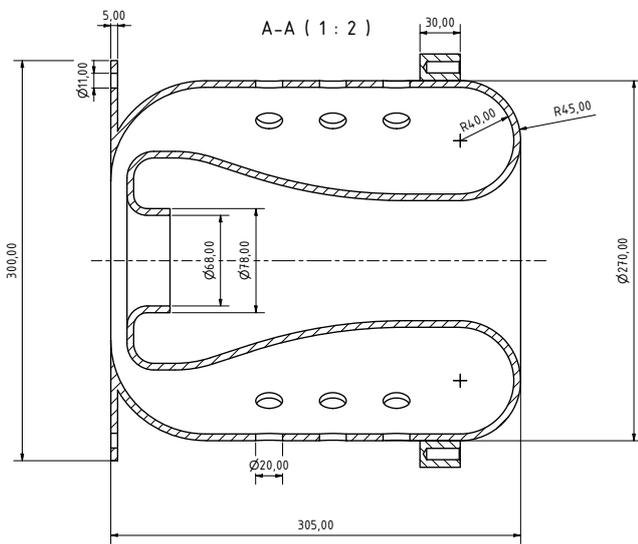
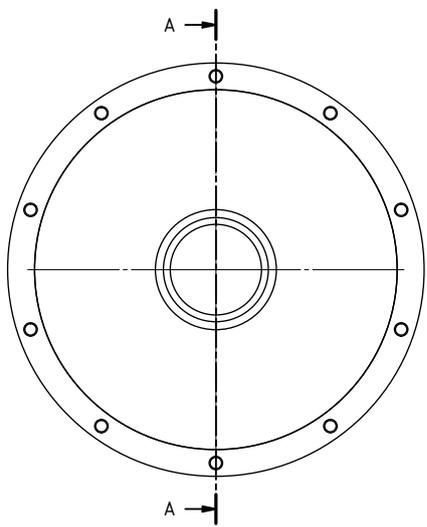
## **APÊNDICE A – DESENHOS TÉCNICOS**



A-A ( 1 : 2 )

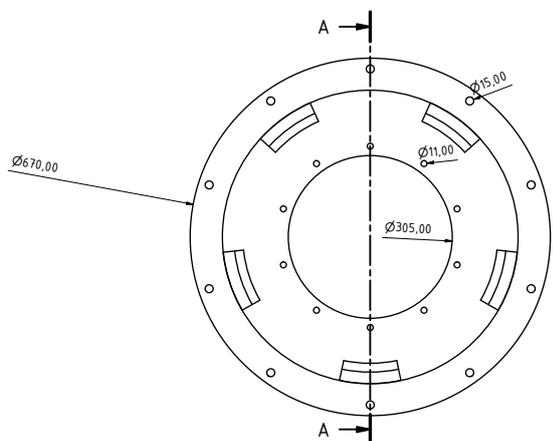


Date		Name	
16/05/2012			
Drawn	Checked		
Standard			
Bocal		1	
		A2	

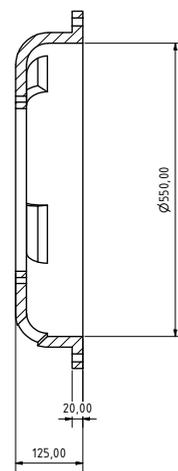


Date		Name	
Drawn	16/05/2022	WF	
Checked			
Standard			
Camara Comb-1			1
			A2



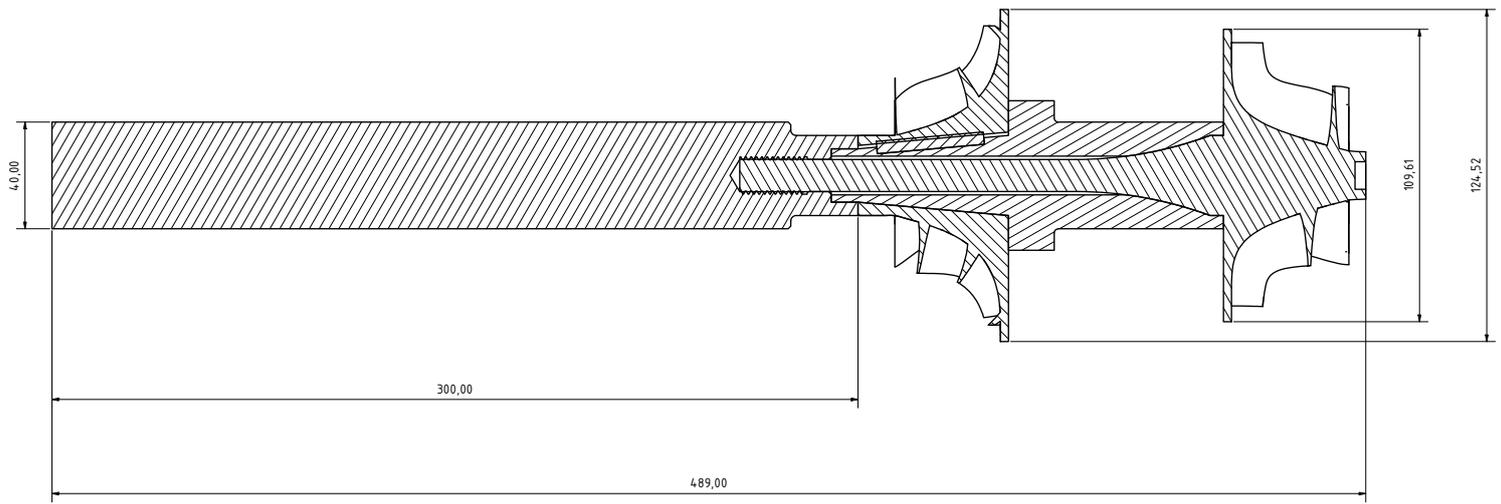


A-A ( 1 : 5 )



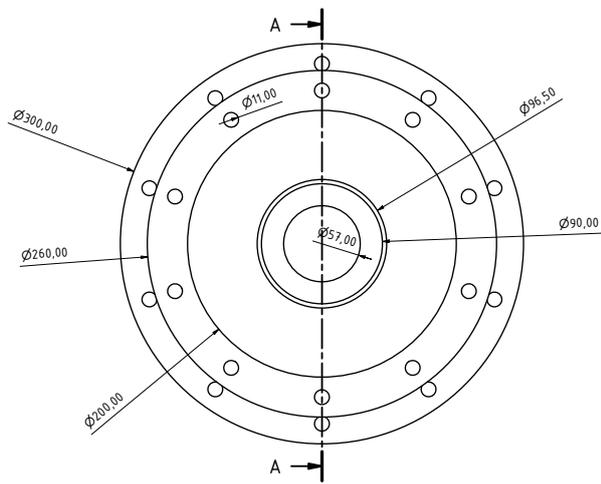
Date		Name	
Drawn	16/05/2022	WSP	
Checked			
Standard			
Carçaça 2			1
			A2

A-A (1:1)

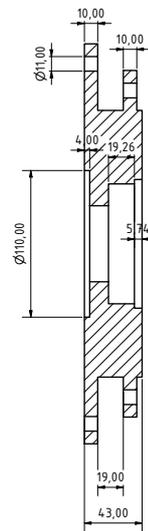


Date		Name	
Drawn	25/03/2022	WF	
Checked			
Standard			
Scale		1	
Sheet		A2	



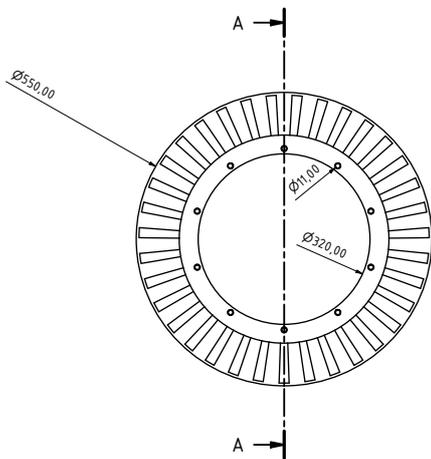


A-A ( 1 : 2 )

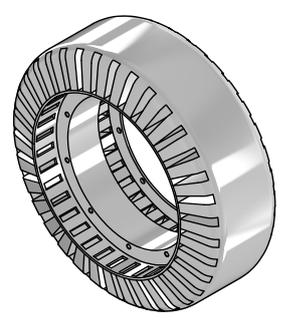
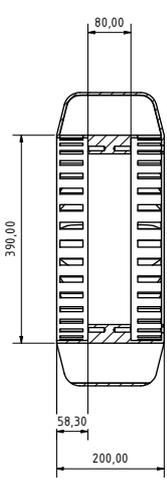


		Date	Name		
		16/05/2022	HS-1		
		Checked			
		Standard			
			Mancal 2		
			1		
			A2		
Drawn	Checked	Date	Name		

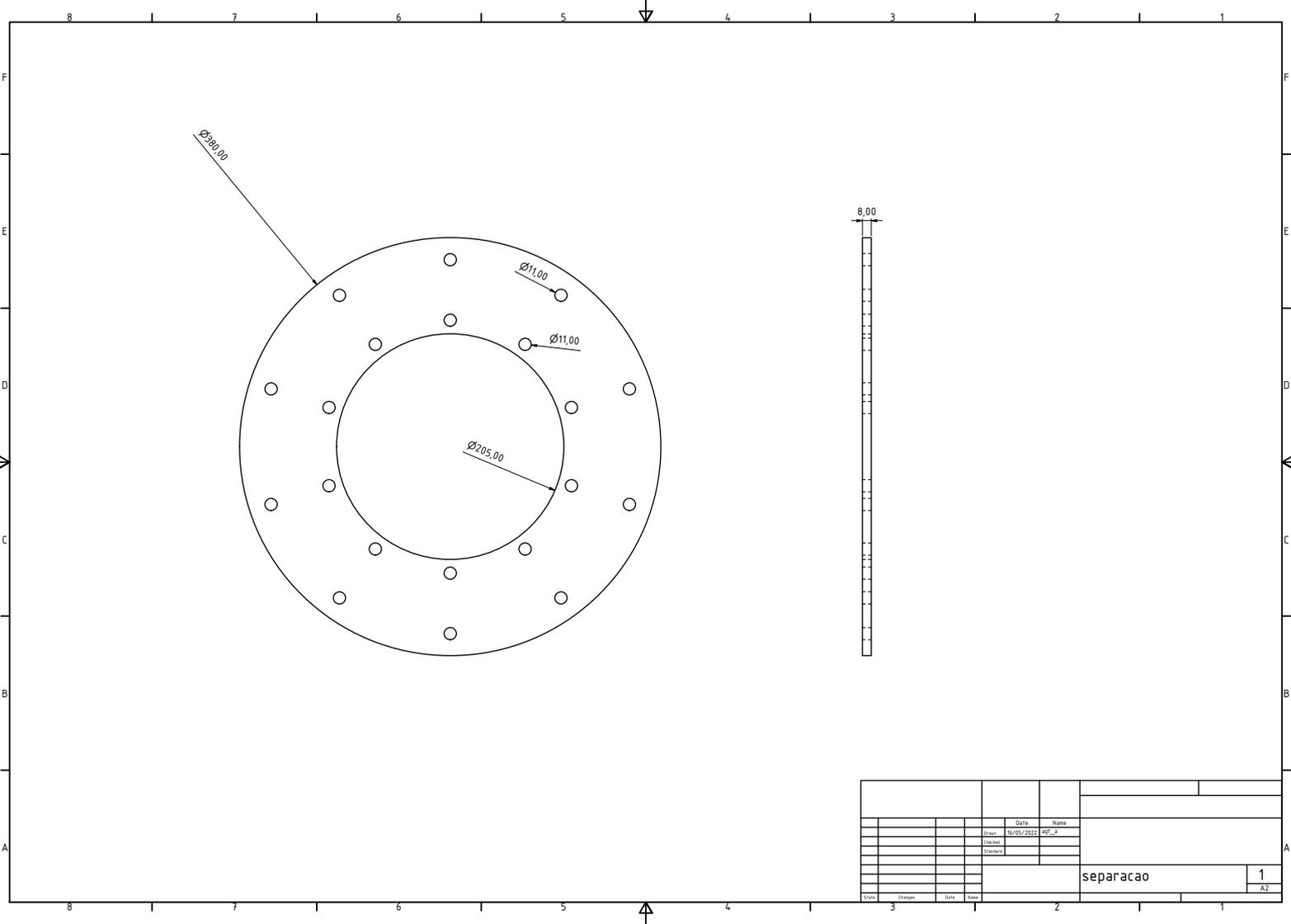




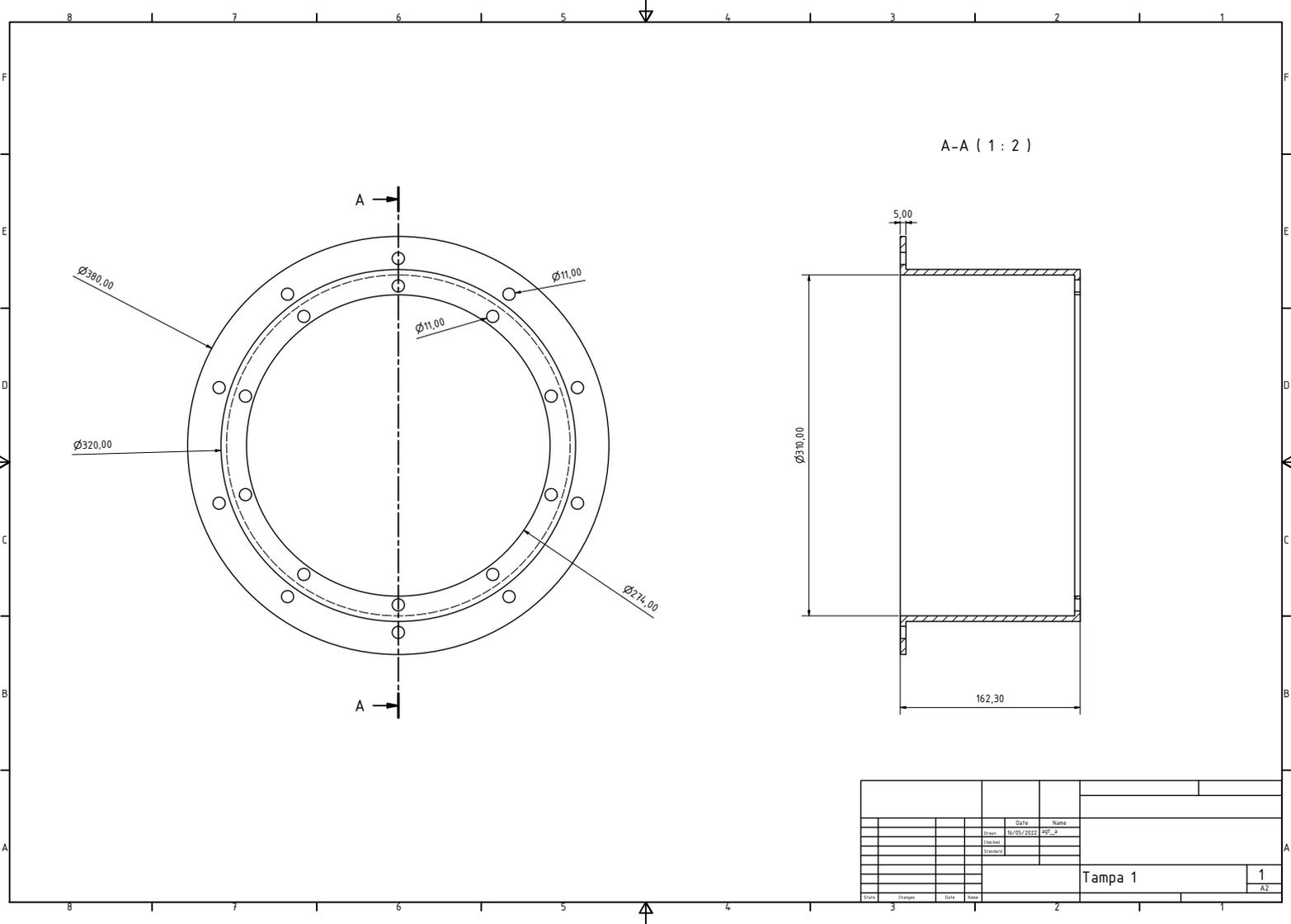
A-A ( 1 : 5 )



		Date	Name		
		Issue	16/05/2012	HP	
		Change			
		Standard			
				Regenerador	
				1	
				A2	
State	Change	Date	Name		



Data		Nome	
Elaborado	16/05/2022	HSP	
Revisado			
Standard			
separacao			
			1
			A2



Date		Name	
16/05/2022			
Disain			
Standard			
Tampa 1		1	
		A2	