



UNIVERSIDADE FEDERAL DE LAVRAS

LUCAS SILVA MOREIRA

**ANÁLISE CFD EM UM CARBURADOR TIPO VENTURI
APLICADO À UM MOTOR DO CICLO OTTO OPERANDO COM
BIOGÁS**

Lavras – MG

2022

LUCAS SILVA MOREIRA

**ANÁLISE CFD EM UM CARBURADOR TIPO VENTURI
APLICADO À UM MOTOR DO CICLO OTTO OPERANDO COM
BIOGÁS**

Estudo apresentado à Universidade Federal de Lavras, com parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para obtenção de aprovação na disciplina PRG332 – Trabalho de Conclusão de Curso.

Prof. Dr. Carlos Eduardo Castilla Alvarez

Orientador

DEDICATÓRIA

A minha avó Marlene e minha mãe Alessandra.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por estar sempre presente em minha vida e por nunca me deixar desanimar dos meus sonhos e projetos me mostrando que todo esforço vale a pena.

A minha avó Marlene, que desde que eu era criança nunca mediu esforços para me ajudar com meus estudos. A minha mãe Alessandra que nunca deixou de me apoiar nos momentos difíceis e que sempre fez o possível para que eu pudesse me formar. A minha família que sempre me ajudou direta ou indiretamente. A minha namorada Joyce, pelo constante apoio e incentivo na realização deste trabalho e no meu dia a dia.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Carlos Eduardo Castilla Alvarez, pela orientação, pela amizade, apoio e conhecimento transmitidos ao longo deste trabalho.

Aos meus amigos que me apoiaram e ajudaram, de forma direta ou indireta, na realização deste trabalho e ao longo da minha jornada acadêmica.

Agradeço a Fapemig pelo apoio financeiro ao projeto APQ-01175-2 do Edital 001/2021 - DEMANDA UNIVERSAL que contribuiu na realização deste trabalho.

RESUMO

A crescente demanda populacional por energia elétrica e por métodos de produção limpos faz com que governos e empresas invistam cada vez mais em energias limpas. A utilização de fontes alternativas de energia, em particular o biogás, aparece como uma oportunidade de particular importância para colaborar na oferta de energia do sistema interligado do Brasil. Neste contexto, este trabalho objetivou o estudo da otimização de um carburador para gás com geometria do tipo Venturi utilizado no motogerador do laboratório de produção e utilização de biogás. O software Simcenter STAR-CCM+ foi usado como uma ferramenta CFD para analisar misturas ar-combustível para quatro geometrias diferentes de carburador com objetivo de aumentar a eficiência da combustão. Por meio do estudo foi possível perceber que o carburador que apresentou o melhor resultado foi o Venturi 2. Apesar de apresentar uma queda de pressão maior do que o Venturi 3 e 4, o valor de 1,070% não demonstra ser grande o suficiente para prejudicar o funcionamento do motor. O fator mais importante percebido no dimensionamento de um carburador para gás é turbulência gerada no escoamento, que influenciou diretamente na mistura do combustível.

Palavras-chave: Carburador a gás, Motor de ciclo otto, CFD, Venturi, Biogás.

ABSTRACT

The growing population demand for electricity and clean production methods makes governments and companies increasingly invest in clean energy. The use of alternative energy sources, in particular biogas, appears as a particularly important opportunity to collaborate in the energy supply of Brazil's interconnected system. In this context, this work aimed to study the optimization of a carburetor for gas with Venturi-type geometry used in the motor-generator of the laboratory for the production and use of biogas. Simcenter STAR-CCM+ software was used as a CFD tool to analyze air-fuel mixtures for four different carburetor geometries to increase combustion efficiency. Through the study, it was possible to perceive that the carburetor that presented the best result was the Venturi 2. Despite presenting a greater pressure drop than the Venturi 3 and 4, the value of 1.070% does not prove to be large enough to impair the engine operation. The most important factor perceived in the sizing of a gas carburetor is the turbulence generated in the flow, which directly influenced the fuel mixture.

Keywords: Gas carburetor, Otto cycle engine, CFD, Venturi, Biogas.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Componentes motor de combustão interna.....	16
Figura 2 - Combustão motor MIC	17
Figura 3 - Motor alternativo de quatro tempos.....	17
Figura 4 -Exemplo de motor adaptado para biogás.....	21
Figura 5 - Motogerador	27
Figura 6 - Dimensões do Venturi	29
Figura 7 – Dados de turbulência utilizados na simulação	31
Figura 8 - Exemplo de gráfico de residuais	32
Figura 9 – Malha 1, 2 e 3.....	37
Figura 10 - Fração de metano das três malhas na saída dos Venturi.....	38
Figura 11 - Desenho dos carburadores estudados	39
Figura 12 – Análise da pressão dos carburadores estudados.....	40
Figura 13- Análise da velocidade dos carburadores estudados	42
Figura 14 - Análise da energia cinética da turbulência dos carburadores estudados	43
Figura 15 - Análise da fração de metano dos carburadores estudados plano central	44
Figura 16 - Análise da fração de metano na saída dos carburadores estudados.....	45

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados para o cálculo das condições de contorno	35
Tabela 2 - Principais parâmetros modificados das malhas	36
Tabela 3 - Características do computador utilizado nas simulações	37
Tabela 4 - Resultados de pressão para as diferentes malhas	38
Tabela 5 - Dados de entradas para os diferentes modelos de carburador	40
Tabela 6 - Tabela de pressões na entrada e saída dos modelos	41
Tabela 7 - Tabela qualitativa de resultados	47

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	11
2. JUSTIFICATIVA	13
3. OBJETIVOS.....	14
3.1 OBJETIVO GERAL	14
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
4. MARCO TEÓRICO	15
4.1 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	15
4.2 MOTORES ALTERNATIVOS IGNIÇÃO POR CENTELHA OU OTTO.....	16
4.3 O BIOGÁS.....	18
4.4 UTILIZAÇÃO DO BIOGÁS NOS MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA..	20
4.5 CARBURADOR PARA BIOGÁS	22
4.6 SIMULAÇÃO CFD	22
4.7 FLUXO MULTIFÁSICO	23
5. ESTADO DA ARTE	25
6. METODOLOGIA.....	27
6.1 MODELO DE MOTOGERADOR E CARBURADOR.....	27
6.2 MÉTODO DE SIMULAÇÃO	29
6.2.1 FÍSICA DO PROBLEMA.....	30
6.2.2 MÉTODO DE SELEÇÃO DE MALHA	31
6.2.3 MÉTODO DE ANÁLISE DOS RESULTADOS	32
6.2.4 CRITÉRIO DE PARADA.....	32
6.2.5 CÁLCULO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	33
7. DISCUSSÃO E RESULTADOS.....	36
7.1 SELEÇÃO DE MALHA	36
7.2 MODELOS DE CARBURADORES ESTUDADOS.....	39

7.3 VARIAÇÃO DE PRESSÃO NOS VENTURI.....	40
7.4 VARIAÇÃO DA VELOCIDADE NOS VENTURI.....	41
7.5 RESULTADOS DE ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA.....	42
7.6 RESULTADOS DA FRAÇÃO DE METANO.....	44
7.7 RESUMO DE RESULTADOS.....	46
8. CONCLUSÃO.....	48
9. TRABALHOS FUTUROS.....	49
10. REFERÊNCIAS.....	50

1. INTRODUÇÃO

Com a descoberta e aplicação da eletricidade no século XIX, a humanidade desenvolveu e melhorou com sucesso todos os aspectos da vida humana a partir da disponibilidade e distribuição em grande escala de eletricidade. Os seres humanos dependem cada vez mais da eletricidade, usando a eletricidade para funções e atividades comuns, como a simples operação de carregar telefones celulares, ou para processos de grande escala, como agricultura, pecuária, saúde, trabalho, comunicação, transporte e desenvolvimento. Com base nisso, um dos requisitos básicos para medir o desenvolvimento humano em um determinado país é o fornecimento de energia elétrica (ZUBA, 2017).

A crescente demanda populacional por energia elétrica e por métodos de produção limpos faz com que governos e empresas invistam cada vez mais em energias limpas, como a nuclear, solar, eólica, de biomassa, hidráulica, entre outras. O Brasil tem recursos energéticos limpos abundantes e processos tecnológicos que permitem a produção de energia sem ser de fontes fósseis. A produção de energia elétrica por queda d'água tem uma dependência muito forte de recursos hídricos, tornando-se condicionada ao clima ou gera grandes impactos ambientais, por depender das chuvas ou ter reservatórios que ocupam áreas enormes para deter o fluxo de água (BORGES, 2011).

A utilização de fontes alternativas de energia, em particular o biogás, aparece como uma oportunidade para colaborar na oferta de energia do sistema interligado do Brasil. As vantagens em realizar a geração de energia descentralizada e próxima aos pontos de consumo, utilizando de equipamentos e combustível nacionais, aliadas aos benefícios ambientais amplamente conhecidos, fazem com que o biogás seja uma opção estratégica para o país (MARÇON, et. al., 2004).

Segundo Salomon e Lora (2005) com a ratificação do Protocolo de Kyoto, a implementação do MDL sigla para Mecanismo de Desenvolvimento Limpo, o rápido desenvolvimento econômico dos últimos anos e a crescente elevação do preço dos combustíveis convencionais contribuíram para o interesse da recuperação do biogás gerado pelos resíduos orgânicos devido à crise ambiental. O potencial energético do biogás está em função da quantidade de metano contida no gás, o que determina o seu poder calorífico.

O biogás é o gás produzido a partir da decomposição da matéria por bactérias. A geração de energia utilizando o biogás ocorre a partir da conversão da energia química liberada no processo da combustão, onde é realizada a conversão dessa energia química em energia mecânica por meio de um processo controlado de combustão. Essa energia mecânica pode ativar um gerador para produção de energia elétrica (SOUZA, 2016).

Os motores a gás funcionam segundo os mesmos princípios dos motores diesel e gasolina, bastando apenas algumas modificações no sistema de alimentação, ignição e também na razão volumétrica de compressão. No Brasil há empresas que produzem e comercializam grupos geradores para utilização do biogás, e sabe-se que algumas apesar de promoverem a alimentação do motor com gás, consideram o rendimento deste baseado nas curvas de torque e potência do motor com o combustível original, normalmente a gasolina (SOUZA, 2004).

Para converter um motor para utilização de biogás, a principal modificação necessária é conectar um misturador de gás ao coletor de admissão. O misturador de gás é muito importante no motor bicombustível, pois fornece uma mistura combustível de gás combustível e ar na quantidade e qualidade necessárias para a operação eficiente do motor em todas as condições. Um misturador Venturi utiliza o mesmo efeito fluido-mecânico que um carburador padrão, ou seja, a mudança na quantidade e velocidade do fluxo de ar causa uma mudança na pressão que, por sua vez, altera o fluxo de outro meio (combustível) para unir e misturar com o fluxo de ar principal na proporção necessária (MITZLAFF, 1988).

2. JUSTIFICATIVA

Em vista da mudança da política global, os pesquisadores de energia renovável se reorientaram para diminuir as pegadas de carbono. Portanto, o uso de combustíveis gasosos como biogás ou gás de produção tem sido o ponto foco no passado recente. A consideração de combustíveis gasosos como por exemplo o biogás, é vantajosa por causa de sua maior proporção de hidrogênio para carbono, formação de mistura homogênea e limites de ignição mais amplos. Além disso, níveis muito baixos de emissões de poluentes foram relatados quando os combustíveis gasosos são efetivamente utilizados em motores de ignição por centelha (SI) e ignição por compressão (CI) (HOTTA et al., 2020).

Essas vantagens, contribuem muito para a criação de um projeto de baixo custo para a adaptação de um motor a combustão interna, com o foco em produção de energia elétrica a partir da queima de biogás. A geração de energia elétrica descentralizada e próxima aos pontos de produção de biogás, juntamente com a possibilidade de receita extra e redução das emissões de metano para a atmosfera são outras vantagens de um projeto com esse (SALOMON, LORA, 2005).

Uma das formas para a alimentação de motores do ciclo Otto com combustíveis gasosos e, uma das principais modificações a serem realizadas é a utilização de um carburador do tipo Venturi. O carburador apresenta a vantagem de baixo custo quando aplicado a um motogerador. O motogerador trabalha em rotações fixas ou com pequenas variações fazendo com que a utilização de uma injeção eletrônica por exemplo, se torne desnecessária, pois uma das principais funções da injeção eletrônica é de controlar a injeção de combustível em diferentes faixas de operação. O dimensionamento correto desse carburador implica diretamente no funcionamento do motor convertido para biogás. Portanto, estudar e otimizar esse componente contribui para uma melhor eficiência e funcionamento do motor convertido (MITZLAFF, 1988).

3. OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GERAL

Este trabalho tem como objetivo realizar um estudo CFD para otimização de um carburador do tipo Venturi, com a finalidade de aumentar a eficiência de um motor de ciclo Otto utilizando biogás.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Escolher um motogerador para realizar o estudo;
- Escolher um modelo primário de carburador a ser estudado;
- Escolher o tipo de simulação mais adequado para analisar o Venturi;
- Analisar os resultados, possíveis problemas e escolher dentre os modelos estudados qual apresenta melhor capacidade de misturar o combustível com o ar.

4. MARCO TEÓRICO

Neste capítulo será abordado o marco teórico desse trabalho, que é basicamente a base conceitual que será utilizada no estudo. Os assuntos a serem abordados estão relacionados aos motores de combustão interna, a utilização de biogás nesses motores e simulação de CFD.

4.1 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Motores são máquinas que tem como finalidade a conversão de energia elétrica, térmica, química e outras em energia mecânica. Os motores de combustão realizam, inicialmente, a transformação da energia química do combustível em energia térmica, para, posteriormente, transformar em energia mecânica, sempre respeitando os conceitos e princípios da termodinâmica. Os motores de combustão os quais a combustão ocorre no interior de uma câmara onde há a combinação ar-combustível são denominados como motores de combustão interna (NETO, 2017).

Segundo Giacosa (2000), de acordo com a forma em que obtém o trabalho mecânico, os motores de combustão interna são classificados como: motores alternativos, motores rotativos e motores de impulso.

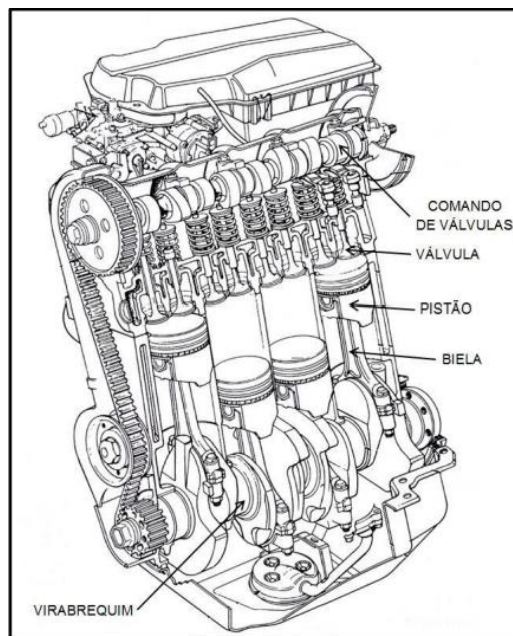
Os motores alternativos são definidos por gerar trabalho através do movimento linear de um pistão, transformado em rotação contínua por um sistema biela-manivela. A grande vantagem dos motores alternativos está no seu baixo peso e volume. Estes fatores no campo de transporte terrestre são essenciais para destacá-los perante os outros tipos de motores. Atualmente suas vantagens continuam proporcionando maiores aplicações. Isto é possível, pois desde a sua criação os motores alternativos receberam diversos artifícios eletrônicos que trouxeram a redução do consumo de combustível e o aumento da eficiência perante as outras formas de transformar a energia química do combustível em trabalho mecânico (SORGATO, 2014).

O pistão é responsável por vedar e transmitir o deslocamento proveniente da expansão dos gases para a biela, que ao receber este esforço transfere o movimento proveniente da expansão para o virabrequim. Esse componente, que através de sua forma

construtiva, transforma o movimento linear dos pistões em movimento rotacional (HEYWOOD, 1988).

As válvulas em motores tradicionais, controlam a entrada e saída dos gases no interior do cilindro, sendo elas controladas pelo comando de válvulas, que através de seus cames promovem a abertura e fechamento das válvulas de acordo com o ciclo do motor (SORGATO, 2014). Na Figura 1 está demonstrado alguns dos principais componentes do motor de combustão interna.

Figura 1- Componentes motor de combustão interna.



Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988.

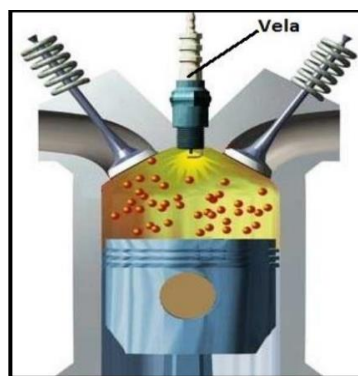
4.2 MOTORES ALTERNATIVOS IGNIÇÃO POR CENTELHA OU OTTO

Dentro dos motores alternativos existe uma série de fatores que podem classificá-los. Segundo Brunetti (2012a), os principais fatores são o sistema ignição e ciclo de operação. Quanto ao sistema de ignição são classificados em MIC (Motores de Ignição por centelha ou Otto) e MIE (Motores de Ignição Espontânea ou Diesel). Quanto aos tempos do ciclo de operação, os motores alternativos podem possuir diferentes configurações. Define-se tempo como sendo o curso do pistão, e não se deve confundir tempo com processo, pois, ao longo de um tempo, podem ocorrer diversos processos. Desta forma, quanto ao número de tempos, os motores alternativos são divididos em dois

grupos, são eles os motores alternativos a quatro tempos (4T) e os motores alternativos a dois tempos (2T).

Nos motores por ignição por centelha ou Otto (MIC), a mistura de ar e combustível é admitida pelos cilindros ou formada diretamente no interior do cilindro no caso dos motores com injeção direta de combustível (DI) *Direct Injection*, e posteriormente são inflamados através de uma centelha gerada entre os eletrodos de uma vela de ignição, conforme ilustrado na Figura 2. Os motores Otto são amplamente utilizados em carros de passeio com motores movidos à gasolina e/ou etanol (MAGALHÃES; GAUTO, 2017).

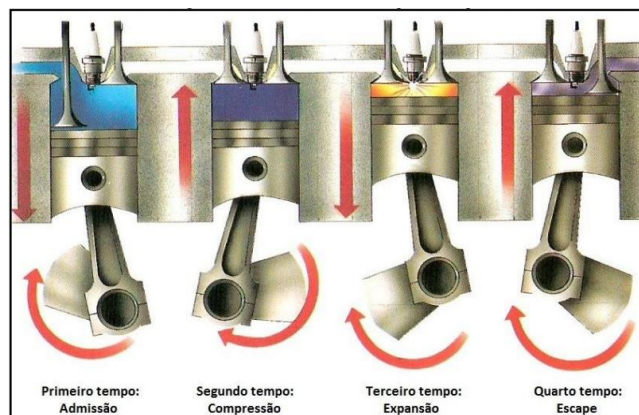
Figura 2 - Combustão motor MIC



Fonte: SORGATO, 2014.

Nos motores quatro tempos, o pistão percorre quatro cursos para completar o seu ciclo, desta forma o seu funcionamento permite a obtenção de trabalho positivo a cada duas voltas do virabrequim (HEYWOOD, 1988). Os quatro tempos são apresentados na Figura 3.

Figura 3 - Motor alternativo de quatro tempos



Fonte: Adaptado de SORGATO, 2014.

A combustão de um combustível em uma mistura com ar (ou, na verdade, oxigênio O_2) é um processo exotérmico no qual, a energia quimicamente ligada do combustível é liberada para gerar energia térmica enquanto a ligação química é alterada e o produto da combustão permanece em um nível mais baixo de energia. Para a combustão completa é necessária uma certa relação entre a quantidade de combustível e de oxigênio ou ar, a "relação estequiométrica". Se a relação ar/combustível em uma mistura for diferente da relação estequiométrica, a combustão será incompleta na falta de ar ou excesso. Um parâmetro muito útil para descrever uma relação ar/combustível realmente dada é o Lambda (λ). O lambda é razão entre, a razão de ar/combustível real e a razão de ar/combustível estequiométrico. Para valores de Lambda iguais a 1, a combustão é estequiométrica, maiores que 1 excesso de ar e menores que 1 ausência de ar (MITZLAFF, 1988).

O melhor desempenho de combustão sempre ocorrerá em valores próximos de $\lambda = 1$. Misturas em valores abaixo de $\lambda = 0,5$ ou acima de $\lambda = 1,5$ geralmente não inflamam adequadamente a partir de uma centelha. O fornecimento da mistura correta de ar e combustível é, portanto, de extrema importância para o desempenho de um motor de ignição por centelha (MITZLAFF, 1988).

4.3 O BIOGÁS

O biogás foi descoberto no século XVIII por Alessandro Volta e que começou a ser produzido em larga escala em biodigestores espalhados pela China e Índia com a intenção de atender as necessidades energéticas na zona rural (SILVEIRA, 1981).

Ao contrário do álcool da cana de açúcar e de óleos extraídos de outras culturas, tais como o milho, a soja e a mamona, o biogás não compete por espaço com outras culturas, e assim não coloca a produção de alimentos em risco (BARRERA, 2013).

O biogás é um subproduto da biodigestão, atinge somente de 4 a 7% do peso da matéria orgânica inicial utilizada no processo. É resultado da digestão anaeróbia, fermentação na ausência de oxigênio, de material orgânico presente em dejetos de animais, resíduos vegetais, lixos orgânicos residenciais, efluentes ou lixo industrial como vinhaça, restos de abatedouros e frigoríficos, curtumes e fábricas de alimento, lodo de esgoto, em condições adequadas de umidade, temperatura, agitação da massa,

alcalinidade e pH do composto. É uma mistura de gases contendo principalmente gás metano (CH_4) e dióxido de carbono (CO_2). Contém em menor quantidade nitrogênio (N) hidrogênio (H) e gás sulfídrico (H_2S). O metano não tem cheiro, cor ou sabor, mas o gás sulfídrico tem cheiro semelhante ao de ovo podre e isso confere a mistura gasosa (biogás) um odor muito discreto. Após o gás ser utilizado na queima, esse odor desaparece (OLIVEIRA, 2009).

A porcentagem dos gases constituintes do biogás pode variar dependendo do material utilizado na decomposição e da eficiência do biodigestor. O gás metano representa algo entre 40 a 80% vol., o dióxido de carbono algo entre 20 a 60% vol. Já o nitrogênio representa algo entre 0,5 a 3% vol. enquanto que o hidrogênio está presente na composição perfazendo algo entre 1 a 10% vol. e o monóxido de carbono (CO) apenas 0,1% vol., o gás sulfídrico (H_2S) apresenta traços na composição do biogás e o oxigênio (O_2) representa apenas 1% vol. (OLIVEIRA, 2009).

No meio rural, o aproveitamento de biomassa para fins energéticos pode ser um meio facilitador para a sustentabilidade de produção, em função de sua disponibilidade. Seu aproveitamento apresenta baixo custo de resíduos de produção, grande potencial de geração de energia, diminuição do potencial poluidor dos resíduos e economia de recursos energéticos. Neste sentido, o Brasil apresenta grande potencial de aproveitamento do biogás, em função dos grandes criadouros de aves, suínos e bovinos presentes, principalmente, na região Sul do país (SANTOS, 2016).

A digestão anaeróbica é uma tecnologia processada em equipamentos de ambiente controlado, denominados biodigestores, cuja função é fornecer condições propícias para que um grupo distinto de bactérias degrade o material orgânico, com consequente liberação do gás. É o processo mais utilizado para conversão da carga orgânica dos dejetos em biogás e biofertilizante de alta qualidade, o qual atua como substrato digerido. Em relação à produção de biofertilizante, pode-se afirmar que se trata de material isento de agentes causadores de doenças e pragas para a lavoura, pois é inodoro, não atraindo insetos e roedores. A constituição do biofertilizante resultante é composta por potássio, fosfato, nitrato, cálcio, magnésio, enxofre, boro, cobre, ferro, molibdênio e zinco, atuando, desta forma, como agente de melhores condições físicas e químicas do solo, além de contribuir para a atividade microbiana, podendo ser aplicado na forma líquida ou desidratada, dependendo da infraestrutura local (SANTOS, 2016).

De acordo com Santos (2016), os biodigestores são formados por uma câmara de fermentação, geralmente circular, construída abaixo do nível do solo para proteção contra as variações climáticas. São sistemas que pretendem conter a biomassa residual que entrará em contato com os microrganismos em ambiente anaeróbico, onde ocorrerá a produção e armazenamento preliminar dos compostos gasosos. O processo de geração de biogás em ambiente anaeróbico é caracterizado por quatro etapas distintas, a saber:

- **Hidrólise:** as bactérias liberam enzimas extracelulares, hidrolisando as partículas, reduzindo o tamanho destas e deixando-as solúveis ao meio.
- **Acidogênese:** as bactérias fermentativas ácido gênicas convertem os compostos formados da hidrólise em compostos mais simples, como ácidos graxos voláteis, álcoois, ácido láctico, gás carbônico, hidrogênio, amônia e gás sulfídrico.
- **Acetogênese:** responsável pela oxidação dos produtos gerados na fase ácido gênica em substrato para as bactérias metanogênicas, gerando hidrogênio, dióxido de carbono acetato.
- **Metanogênese:** é a etapa final do processo de degradação da matéria orgânica, convertendo em metano e dióxido de carbono, por ação das arqueas metanogênicas.

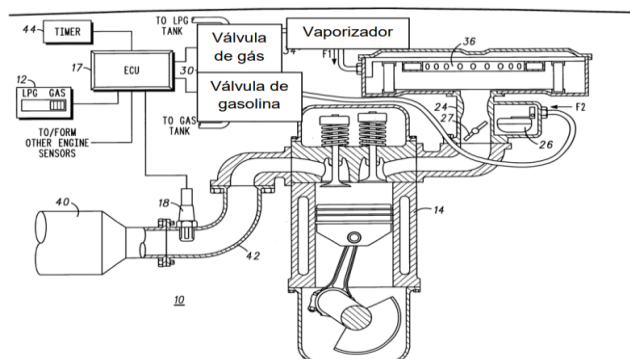
4.4 UTILIZAÇÃO DO BIOGÁS NOS MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA

As modificações realizadas em um motor ciclo Otto alimentado por combustível líquido são, relativamente, simples para conversão em alimentação a biogás. A modificação básica é a adaptação de um dispositivo ar-biogás, em substituição ao carburador ou sistema de injeção eletrônica, que tem como finalidade abastecer o motor com biogás no volume e pressão apropriados. Um motor ciclo Otto movido a biogás requer um biogás com, no mínimo, 45% de CH₄ (SANTOS,2016).

A Figura 4 apresenta a composição típica de um motor movido a biogás. A potência e velocidade destes motores são controladas pelo fluxo da mistura ar-biogás ofertadas ao motor obtido pela variação da posição de uma válvula borboleta, posicionada entre o dispositivo de mistura ar-biogás e a entrada do motor. Qualquer mudança de posição desta válvula, no sentido de estrangular a entrada de ar-biogás para motor,

reduzirá a oferta de combustível, com consequente redução de rendimento (SANTOS, 2016).

Figura 4 -Exemplo de motor adaptado para biogás.



Fonte: SANTOS, 2016.

Caso o motor em questão seja permanentemente convertido para operação com biogás, uma adequação na razão volumétrica de compressão pode ser providenciada. Um aumento do valor da razão volumétrica de compressão promoverá melhor aproveitamento térmico, com consequente redução do consumo específico e aumento do valor da pressão média efetiva. Isto ocorre pelo fato de o biogás apresentar altas temperaturas de autoignição, aumentando seu poder antidetonante e permitindo o aumento da razão volumétrica de compressão. A desvantagem desta ação é a impossibilidade de operação com o combustível original caso não seja feito um ajuste no avanço de ignição (SANTOS,2016).

Para aproveitar ao máximo a energia do combustível durante o ciclo de combustão e obter um bom processo de combustão com o pico de pressão ideal após o PMI (ponto máximo inferior), será necessário avançar o ponto de ignição nos motores Otto (ignição por centelha) quando o biogás for usado para obtenção do pico de pressão de combustão, ligeiramente após o PMS (ponto máximo superior) (MITZLAFF, 1988).

Nos motores de ciclo Otto, a mistura ar-combustível introduzida no cilindro é comprimida e tem sua frente de chama iniciada por uma centelha elétrica, produzida pelo sistema de ignição. Devido as características do metano, é apropriado a introdução de uma vela de ignição de maior grau térmico, pela alta temperatura de combustão deste combustível (SANTOS, 2016).

Outro fator que pode ocasionar problemas ao motor adaptado é que na utilização de combustíveis líquidos a temperatura do motor pode ser controlada mais facilmente pois o combustível líquido ajuda no arrefecimento da câmara no momento que é admitido, fato que não ocorre quando se utiliza combustível gasoso (XAVIER, 2016).

4.5 CARBURADOR PARA BIOGÁS

A principal alteração a ser feita em um motor de ciclo otto para a utilização de biogás é a troca do carburador utilizado para gasolina, por um carburador de gás. Um carburador para gás utiliza o mesmo princípio dos carburadores de motores a gasolina. O bocal “Venturi” causa uma queda na pressão interna devido a mudança na velocidade de escoamento do ar. Com essa mudança na pressão o combustível gasoso é admitido para dentro do motor. Em comparação ao sistema de injeção eletrônica o carburador é mais vantajoso quando o objetivo é utilizá-lo em um motogerador, devido ao motogerador trabalhar em uma rotação fixa (MITZLAFF, 1988).

A velocidade do ar que entra no Venturi é controlada pela válvula de admissão ou válvula borboleta comumente chamada. No caso de um motogerador não há grandes alterações em sua abertura, visto que ele geralmente opera em uma determinada faixa de rotação fixa ou com pouca variação. O dispositivo de mistura deve garantir o fornecimento de uma relação ar-combustível constante, independentemente da quantidade sugada pelo motor, ou seja, independentemente da posição da válvula borboleta. Isso é alcançado por projeto adequado do dispositivo de mistura (MITZLAFF, 1988).

4.6 SIMULAÇÃO CFD

O estudo da dinâmica de fluidos computacional é feito através de técnicas numéricas, fluxo e suas nuances. Geralmente, a tecnologia usada em CFD discretiza as equações que representam os princípios de conservação física, reações químicas e mecanismos de transferência de calor. Por meio do controle a discretização de uma dada equação os fenômenos físicos podem ser realizados de duas maneiras: o método Lagrangiano, que discretiza as propriedades do fluxo (vorticidade, temperatura,

concentração, etc.), e o método de Euler, que discretiza o domínio do fluido através de uma grade. O método de Euler tradicional usa uma grade para resolver as equações governantes em seus nós (método dos elementos finitos) ou volume (método dos volumes finitos) (ROSSI, 2017).

Ferramentas computacionais como o CFD apresentam diversas vantagens quando comparadas a criação de protótipos físicos. A principal delas é a redução de custo no estágio inicial do projeto. Outras vantagens, são: maior flexibilidade para testar alterações e menor risco de um possível impacto ambiental na realização dos testes. O método mais utilizado é o de volumes finitos, onde as equações parciais são resolvidas através do balanço de massa, quantidade de movimento e energia em um determinado volume de controle. É importante falar que a simulação numérica não tem como objetivo a obtenção de um valor exato, ao contrário de soluções analíticas. Elas são uma aproximação do problema, simplificações que tem como objetivo adequar o problema a soluções e fenômenos já conhecidos. A capacidade da resolução desses problemas está diretamente ligada a capacidade de processamento computacional disponível (SILVA, 2016).

4.7 FLUXO MULTIFÁSICO

Assim como descrito pelo manual de ajuda do software Star CCM+ SIEMENS DIGITAL INDUSTRIES SOFTWARE (2016), O fluxo multifásico é um termo que se refere ao fluxo e à interação de várias fases dentro do mesmo sistema onde existem interfaces distintas entre as fases. O termo "fase" geralmente se refere ao estado termodinâmico da matéria: sólido, líquido ou gasoso.

Em termos de modelagem, uma fase é definida em termos mais amplos e pode ser definida como uma quantidade de matéria dentro de um sistema que tem suas próprias propriedades físicas para distingui-la de outras fases dentro do sistema. Por exemplo:

- Líquidos de densidade diferente.
- Bolhas de tamanhos diferentes.
- Partículas de diferentes formas.

O Simcenter STAR-CCM + fornece os seguintes modelos para simulações utilizando soluções multifásica Euleriano:

O modelo de mistura multifásica Euleriano: este modelo é um modelo multifásico simplificado que pode ser usado para modelar fluxos multifásicos em suspensão. Neste modelo, os esforços computacionais são reduzidos assumindo que a suspensão é um sistema monofásico homogêneo. No modelo de Mistura Multifásica Euleriano, massa, momento e energia são tratados como quantidades de mistura em vez de quantidades de fase. O Simcenter STAR-CCM + resolve equações de transporte para a mistura como um todo, e não para cada fase separadamente. O modelo é computacionalmente mais eficiente do que os modelos que simulam cada fase separadamente (SIEMENS DIGITAL INDUSTRIES SOFTWARE, 2016).

O modelo de Volume de Fluido (VOF): este modelo é fornecido para sistemas contendo duas ou mais fases de fluido imiscíveis, onde cada fase constitui uma grande estrutura dentro do sistema (como típicos fluxos de superfície livre). Esta abordagem captura o movimento da interface entre as fases do fluido e é frequentemente usada para aplicações marítimas (CANO-LOZANO, 2014).

O modelo de Fluxo Multifásico Segregado: este modelo é comumente conhecido como modelo Euleriano multifásico na literatura, mas esse termo recebeu um significado mais amplo no Simcenter STAR-CCM +. O modelo Multiphase Segregated Flow no Simcenter STAR-CCM + é baseado em uma formulação Euleriano-Euleriano em que cada fase distinta tem seu próprio conjunto de equações de conservação. O modelo multifásico Euleriano-Euleriano permite a modelagem de múltiplas fases interagindo entre si, as fases podem ser sólidas, líquidos e gases em praticamente qualquer combinação. As fases são consideradas misturadas em escalas de comprimento menores do que as escalas de comprimento para resolver e coexistem em todos os lugares no domínio de fluxo. A fração de volume é a porção de um volume que uma fase ocupa. Este conceito de fases coexistentes é denominado “contínuos interpenetrantes”. O conceito pressupõe que você esteja interessado no comportamento da média do tempo do fluxo, e não no comportamento instantâneo. Esta suposição tem implicações importantes para a compreensão da fração de volume no contexto do modelo de Fluxo Multifásico Segregado (COSTA; E PETRI JUNIOR, 2019).

5. ESTADO DA ARTE

Neste capítulo será abordado o estado da arte, que é basicamente o mapeamento de produções acadêmicas e a reunião de conclusões sobre assuntos correlatos ao tema desse trabalho.

Dahake et al. (2017), relata em seu trabalho, que o projeto do carburador desempenha um papel muito importante nos motores convencionais movidos a GNV ou bicomustível. O principal desafio concentra-se em projetar um dispositivo de mistura de gás que realize a mistura em uma proporção ideal. Esse papel se concentra principalmente na otimização de diferentes parâmetros como diâmetro da garganta, diâmetro do orifício, número de furos, ângulo convergente e divergente. Atendendo a necessidade do projeto, cinco misturadores do tipo Venturi foram estudados com as configurações projetadas e fabricadas fazendo variação no diâmetro da garganta e número de furos. Venturi número 3 testado em seu trabalho é considerado um ótimo Venturi. Ele foi projetado porque durante as condições de teste reais em desempenho de carga total o valor de lambda observado era muito perto de 1 e a razão de equivalência observada próxima a 0,88. De acordo com ele essa razão de equivalência é desejada para o bom funcionamento dos motores CNG (*Compressed natural gas*) em todas os seus pontos de operação. Além disso, o consumo de combustível específico e emissão de exaustão são considerados mínimos em comparação com outros misturadores testados em seu trabalho.

No artigo escrito por Suryawanshi e Yarasu (2020), foi abordado a simulação CFD 2D para três formas diferentes de carburador de gás produzidos. Carburadores do tipo T, tipo Y e tipo Venturi foram testados com os mesmos parâmetros de entrada, como relação ar-combustível, diâmetros do tubo de admissão e tamanho da mistura. A geometria do carburador foi criada no software GAMBIT, enquanto a análise numérica da mistura de gás e ar foi realizada com a solução do FLUENT. A diferença entre a fração de massa máxima e mínima de CH₄ para o carburador do tipo Venturi é de 0,005, 0,010 para a forma de T e 0,011 para a forma de Y do carburador. Da mesma forma, a diferença entre o máximo e o mínimo das frações de massa H₂ e CO é de 0,003 e 0,082, respectivamente, o que é muito pequeno em comparação com 0,006 e 0,18 para carburadores em forma de T e 0,007 e 0,19 para carburadores em forma de Y. A principal conclusão que realizaram em seu trabalho foi de que o melhor desempenho de mistura e características de homogeneidade da mistura ar-combustível são obtidas para o modelo do tipo Venturi.

O objetivo do trabalho realizado por Rossetto (2014), foi avaliar o desempenho de motorizador de ciclo Otto alimentado com biogás utilizando um misturador do tipo Venturi para realizar a mistura de gás proveniente de suinocultura. Como testemunha foram utilizados ensaios com gasolina, simulando diferentes condições de trabalho, com cargas de 0; 0,250 kW (10 % da carga); 0,500 kW (20 % da carga); 0,750 kW (30 % da carga); 1 kW (40 % da carga); 1,250 kW (50 % da carga); 1,500 kW (60 % da carga); 1,750 kW (70 % da carga); 2 kW (80 % da carga); 2,250 kW (90 % da carga) e 2,500 kW (100 % da carga). Onde foram avaliadas as emissões de dióxido de carbono (CO₂), monóxido de carbono (CO) e óxido de nitrogênio (NO_x). A principal conclusão que o autor teve foi de que com o baixo rendimento do motor-gerador apresentado no trabalho, observou-se que há a necessidade de maiores adaptações no motor, sendo inviável para o aproveitamento energético a sua utilização apenas com a substituição do carburador por um misturador de ar tipo Venturi, tendo ainda que alterar a razão volumétrica de compressão e avanço de ignição.

Bora et al. (2013), relata em seu trabalho que motores diesel bicomustível permitem o cultivo de combustíveis alternativos para uma combustão mais limpa. O biogás, um combustível derivado da biomassa, contém principalmente metano (CH₄) junto com uma certa quantidade de dióxido de carbono (CO₂). Em um motor bicomustível, o biogás pode ser usado como combustível primário e o diesel como combustível piloto. Isso requer a modificação necessária no motor, que inclui a instalação de um misturador de gás no coletor de admissão do motor. Um misturador de gás adequadamente projetado para biogás pode resultar em uma mistura adequada do combustível primário. Isso garante uma melhor combustão e maior eficiência do motor. O comportamento do fluxo em um misturador de gás recém-projetado foi investigado com a ajuda de um software baseado em dinâmica de fluidos computacional. Os contornos de pressão, intensidade de turbulência, velocidade e fração de massa de CH₄ obtidos são discutidos e comparados em um projeto existente. Assim, o autor conclui que o misturador de gás do tipo Venturi com duas entradas de gás anguladas com 35° parece fornecer uma mistura de combustível muito melhor do que os misturadores de gás de junção em T existentes desenvolvidos anteriormente.

6. METODOLOGIA

Nesse capítulo será apresentado o modelo de motogerador e o modelo preliminar de carburador para gás que será utilizado. Em seguida será apresentado o método de simulação. Esses pontos são importantes para realização do estudo proposto.

6.1 MODELO DE MOTOGERADOR E CARBURADOR

O conjunto motogerador que será utilizado para a escolha do carburador é o da marca Briggs & Stratton, originalmente a gasolina, de 4 tempos, com potência nominal de 4077W (5,5 cv), a rotação de 4200 rpm, acoplado a um gerador de 2400W, com rotação operacional de 3600 rpm. O conjunto motogerador foi selecionado a partir de sua disponibilidade na Universidade Federal de Lavras. Na figura 5 está representado o motogerador citado acima.

Figura 5 - Motogerador



Fonte: SOUZA, 2006.

Para operar o motor do conjunto gerador com biogás Souza (2006), dimensionou um carburador específico para biogás, seguindo a metodologia proposta por Mitzlaff (1988). O carburador foi dimensionado considerando as características técnicas do motor, como deslocamento volumétrico, rotação de trabalho e eficiência volumétrica. A partir desses dados, o carburador foi dimensionado e construído como segue: Para o diâmetro do Venturi (d_v em m) foi utilizada a seguinte equação:

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot A_i \cdot C_i}{\pi \cdot 150}}$$

Para o cálculo da área da seção de saída do carburador (A_i) foi utilizada a seguinte expressão:

$$A_i = 1/4 \cdot d_i^2 \cdot \pi$$

Para o diâmetro de saída do carburador, adotou-se o valor de 0,022 m ou 22 mm, que é o mesmo diâmetro da entrada dos dutos de admissão do motor. Para o cálculo da velocidade de escoamento do fluxo na saída do carburador (C_i), usou-se a seguinte equação:

$$C_i = V_i/A_i$$

Para o cálculo do volume admitido pelo motor (V_i) foi usada a equação:

$$V_i = V_h/2 \cdot n/60 \cdot \eta_{total}$$

Foi utilizada, para os cálculos, uma rotação operacional (η) de 3600 rpm, sendo a rotação de serviço do gerador conforme especificação do fabricante, (V_h) é o deslocamento volumétrico do motogerador de 0,00019 m³ e uma eficiência volumétrica (η_{total}) de 80%.

Souza (2006) determinou o deslocamento volumétrico do motor colocando-se o êmbolo no PMS e enchendo o cilindro com óleo lubrificante através do orifício da vela de ignição. Em seguida, o êmbolo foi posicionado do PMI e o cilindro foi completado com óleo medindo-se o volume. Também através do orifício da vela foi medido o curso do êmbolo utilizando-se a agulha do paquímetro e foram encontrados os seguintes valores:

- 53,3mm de curso do pistão;
- 67,4mm de diâmetro do cilindro;
- 190cm³ de deslocamento volumétrico do motor.

Assim, para o carburador com um diâmetro (d_i) de 22mm e 190cm³ de deslocamento volumétrico do motor, têm-se:

A_i – área da seção de saída do carburador (0,00038 m²)

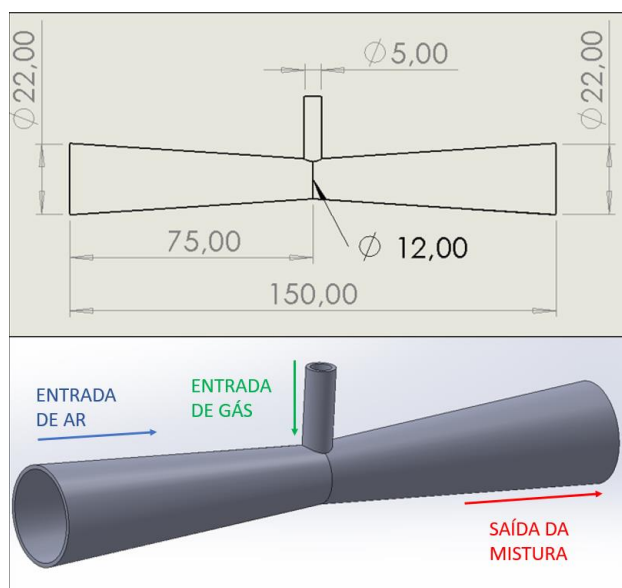
V_i – admissão volumétrica do motor (0,00456 m³/s)

C_i – velocidade do escoamento do fluxo na saída do carburador (12 m/s)

d_v – diâmetro da restrição do Venturi (0,00622 m)

Souza (2006), construiu este modelo de carburador acima para o funcionamento do biogás no moto gerador com as especificações citadas anteriormente. No entanto em seu trabalho ele explica que os ensaios preliminares do conjunto motogerador com o carburador a biogás demonstraram que o motor não operou satisfatoriamente, por insuficiência de alimentação da mistura ar-biogás. De acordo com ele este comportamento pode ter ocorrido, uma vez que a rotação adotada para o cálculo do volume admitido pelo motor (V_i) foi de 3600 rpm, enquanto a rotação máxima é de 4200 rpm. Utilizando-se a rotação de 4200 rpm, o diâmetro do Venturi seria de 6,72 mm. Mesmo abrindo o diâmetro do Venturi para 6,72 mm, o motor não operou satisfatoriamente, a partir do quê, o diâmetro do Venturi foi aberto experimentalmente, chegando-se ao valor de 12 mm. Portanto será utilizado as dimensões testadas por ele experimentalmente como geometria base e no decorrer das análises serão feitas as modificações no Venturi. Na figura 6 está representado as dimensões em milímetros do Venturi criado por Souza (2006).

Figura 6 - Dimensões do Venturi



Fonte: Acervo pessoal, 2022.

6.2 MÉTODO DE SIMULAÇÃO

Nessa seção será abordado os temas referentes a física do problema, método de seleção de malha, método de análise dos resultados, critério de parada e cálculo dos

valores de entrada. Vale citar que, a licença do software Star CCM+ foi disponibilizada pela equipe de Fórmula SAE da UFLA (Zeus Formula SAE).

6.2.1 FÍSICA DO PROBLEMA

A partir da explicação feita na seção 4.6 e 4.7 é possível entender que existem três tipos de simulações que utilizam o método de Euleriano no software Star CCM+. Dentre elas uma delas não pode ser utilizada para o estudo em questão, que seria o modelo de Volume de Fluido (VOF). De acordo com o manual do software, esse modelo é indicado apenas para fases de fluido imiscíveis que não é o caso, pois o combustível e o ar que será utilizado no problema são fluidos miscíveis. Analisando as duas opções restantes foi decidido utilizar o modelo de Mistura Multifásica Euleriano. A escolha desse modelo se dá pelo fato de que ele é mais eficiente do que os modelos que simulam cada fase separadamente.

Após a seleção do modelo, deve-se escolher outros fatores da física do problema. A simulação será realizada em três dimensões e contínua no tempo, ou seja, será analisado o comportamento da mistura de ar e combustível em todas as direções do Venturi mantendo os mesmos valores de entrada de ar e combustível constantes no tempo. Não há necessidade de simular variações desses valores pois, o foco do estudo são os modelos de Venturi para serem utilizados em um motogerador e como já foi dito anteriormente, eles não sofrem grandes variações visto que o mesmo opera em faixas fixas de rotação. Os valores de entrada que permanecerão constantes são: Velocidade de entrada de ar no Venturi e Velocidade de entrada de gás no Venturi.

Outro fator importante é o tipo de turbulência que será considerado no problema. O modelo de turbulência K-Epsilon é um modelo de duas equações que resolve equações de transporte para a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação turbulenta, a fim de determinar a viscosidade turbulenta do escoamento. Várias formas do modelo K-Epsilon têm sido usadas por várias décadas e se tornou o modelo mais amplamente usado para aplicações industriais. Desde o início do modelo K-Epsilon, houve inúmeras tentativas de melhorá-lo. As melhorias mais significativas foram incorporadas ao Simcenter STAR-CCM+. O modelo K-Epsilon de duas camadas padrão e o modelo K-Epsilon de duas camadas médias oferecem a maior flexibilidade de malha. Eles fornecem bons resultados

em malhas finas e também produzem o mínimo de imprecisões para malhas intermediárias (SIEMENS DIGITAL INDUSTRIES SOFTWARE, 2016). Por esses motivos esse modelo de turbulência será escolhido.

Figura 7 – Dados de turbulência utilizados na simulação

Realizable K-Epsilon Two-Layer - Properties	
Properties	
Convection	2nd-order
Curvature Correction Option	Off
Two-Layer Type	Shear Driven (Wolfstein)
Expert	
Buoyancy Production of Dissip	Boundary Layer Orienta...
Cmu	0.09
C1e	1.44
C2e	1.9
Ct	1.0
Sigma_k	1.0
Sigma_e	1.2
Sarkar	2.0
Tke Minimum	1.0E-10
Tdr Minimum	1.0E-10
Secondary Gradients	On
Normal Stress Term	<input type="checkbox"/>
Two-Layer ReY*	60.0
Two-Layer Delta ReY	10.0

Fonte: Acervo pessoal, 2022.

6.2.2 MÉTODO DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA

Sem dúvidas a qualidade da malha que será utilizada na simulação irá garantir resultados mais coerentes. Pensando nisso será estabelecido um critério de seleção de malhas. Esse critério é um comparativo entre determinados valores do resultado para diferentes tipos de malhas. Portanto, será realizado três simulações que serão idênticas, exceto pelo fato de possuírem malhas de diferentes tamanhos. Posteriormente será comparado o valor de pressão interna no centro do Venturi das três simulações. Em seguida será calculado a variação desses valores para poder determinar qual malha apresenta a menor diferença e exige menos recurso computacional pois, uma malha com elementos muito pequenos pode apresentar bons resultados, mas ao mesmo tempo exigir mais recurso computacional desnecessário. Outro fator que será analisado é a fração de volume de metano para as diferentes malhas, com o objetivo de analisar se haverá diferenças no escoamento.

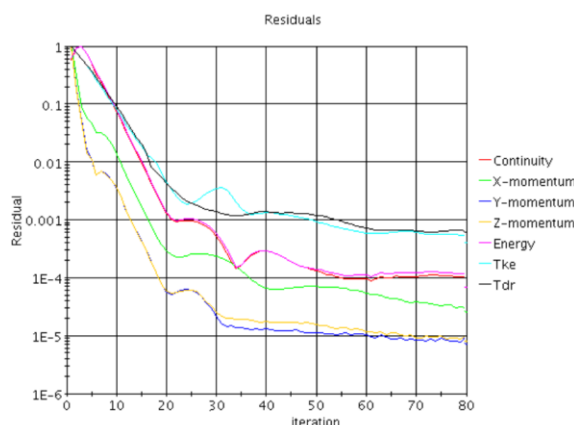
6.2.3 MÉTODO DE ANÁLISE DOS RESULTADOS

A principal análise dos resultados será estudar a mistura de ar combustível na saída do bocal por meio do resultado da fração de volume de metano, buscando a melhor homogeneidade da mistura. Será analisado também o comportamento da mistura em outras regiões como em um plano central do Venturi. Além da fração de volume de metano será documentado como é o comportamento da pressão, velocidade e energia cinética de turbulência ao longo do Venturi.

6.2.4 CRITÉRIO DE PARADA

O critério de parada é o parâmetro que o software usa para saber quando interromper a simulação ou terminá-la. O critério mais comumente usados é o critério de 1000 iterações, ele é sugerido automaticamente pelo software. Esse critério será utilizado pois em média uma simulação estática demora em torno de 1000 iterações para que os seus residuais comecem a não variar (estabilizar) ou fiquem menores que 0,001. O residual em cada célula representa o grau em que a equação discretizada é satisfeita. Por exemplo, considerar a equação de transporte para um escalar passivo e os termos de seus componentes, quando o solucionador é executado, uma versão discretizada dessa equação é resolvida para cada célula da malha. No final de cada iteração tem-se o erro absoluto na solução de uma determinada variável e dessa forma os residuais vão sendo calculados a partir desse erro e do número de células da malha. Na figura 8 tem-se um exemplo de gráfico de residuais.

Figura 8 - Exemplo de gráfico de residuais



Fonte: SIEMENS DIGITAL INDUSTRIES SOFTWARE, 2016

Caso ocorra algo de errado durante a simulação ou os residuais não comecem a convergir eles podem tender ao infinito e a simulação é encerrada.

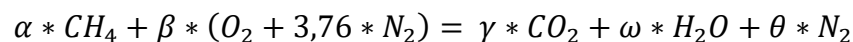
6.2.5 CÁLCULO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para realizar a simulação é necessário realizar o cálculo dos dados de entrada, são estes: velocidade de entrada do ar no bocal e velocidade de entrada do gás.

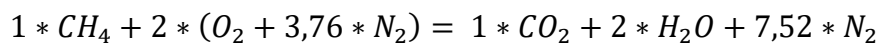
Para calcular esses valores é preciso primeiramente definir qual será o valor do lambda, ou seja, se a mistura será estequiométrica, rica ou pobre. Obert (1971) cita que, a razão de compressão no ciclo Otto é limitada pelas características do combustível, como o número de iso-octanas. Neste ciclo admite-se mistura combustível próxima da estequiométrica, garantindo maior velocidade de combustão e facilidade de ignição. O metano possui peso específico próximo ao do oxigênio e se combina com facilidade ao ar atmosférico, formando mistura homogênea que alimenta igualmente os cilindros, além de proporcionar queima completa, o que ocasiona menor poluição. Por esse motivo será considerado a combustão estequiométrica para os cálculos.

Outro fator que deverá ser considerado é o gás que será utilizado na simulação. Como o Software Star CCM+ não possui a modelagem do biogás será considerado para a simulação no lugar do biogás apenas o metano (CH_4) pois ele é o gás em maior quantidade presente no biogás.

A partir do balanceamento da equação de combustão abaixo podemos concluir que:



Temos os seguintes valores:



A partir disso basta calcular a massa de ar e de combustível para encontrar a razão de ar combustível estequiométrica para combustão do metano que é de RAC = 17,16:1

O próximo dado que será calculado é a vazão volumétrica total admitida pelo motogerador. Para isso tem-se que o valor da rotação do motogerador será de 3600 rpm, o volume da câmara de combustão é de 190cm^3 e a eficiência volumétrica de 80%.

Portanto, tem-se que a vazão volumétrica total admitida ou volume admitido (V_i) do motogerador de $0,00456 \text{ m}^3/\text{s}$ calculada na seção 6.1.

Com isso pode-se calcular a o valor das velocidades de entrada de ar e de metano no Venturi. Primeiro é necessário definir os valores da densidade dos dois gases, ambos se encontram a 25°C e a 1 atm de pressão. Utilizando o software RefProp é possível determinar os valores de densidades para ambos os gases. Para o ar temos a densidade de $1,1840 \text{ kg}/\text{m}^3$ e para o metano temos $0,65688 \text{ kg}/\text{m}^3$. A vazão mássica total admitida pelo motor pode ser calculado a partir da densidade do ar e a da vazão volumétrica total. Para efeitos de simplificação dos cálculos considera-se a vazão mássica total sendo composta a princípio apenas por ar. Portanto, tem-se que a vazão mássica total é a multiplicação da vazão volumétrica total com a densidade do ar, resultando no valor de $0,005399 \text{ kg}/\text{s}$.

Sabe-se que a vazão mássica total é dada pela soma da vazão mássica de ar com a vazão mássica de metano e que, a vazão mássica de metano é igual a vazão mássica de ar dividido por 17,16. O valor de 17,16 é referente a razão de ar combustível estequiométrica para a combustão do metano. Com isso tem-se que a vazão mássica de metano é de $0,0002973 \text{ Kg}/\text{s}$ e a vazão mássica de ar é de $0,005102 \text{ kg}/\text{s}$. Com os valores de vazão mássica do ar e do combustível calculados basta dividir os respectivos valores com a respectivas densidades para obter a vazão volumétrica de ar e combustível. Sendo esses valores de $0,004309 \text{ m}^3/\text{s}$ e $0,0004526 \text{ m}^3/\text{s}$ para o ar e para o metano, respectivamente.

Por fim, as velocidades de entrada podem ser calculadas dividindo o valor da vazão volumétrica dos respectivos gases por suas respectivas áreas de entrada no Venturi. A área de entrada de ar é de $0,0003801 \text{ m}^2$ e a área de entrada de metano é de $0,0001131 \text{ m}^2$, obtendo assim o valor de $11,34 \text{ m}/\text{s}$ para entrada de ar e $23,06 \text{ m}/\text{s}$ a entrada de gás no Venturi.

Para a saída do Venturi não será necessário entrar com nenhum valor, ela será considerada como um “*outlet*”, essa consideração faz com que os valores de saída sejam dados a partir da resposta da simulação, simplificando e ajudando na convergência dos resultados.

Na Tabela 1 tem-se os dados usados para calcular as condições contorno juntamente com os valores calculados.

Tabela 1 – Dados para o cálculo das condições de contorno

Dados para cálculo das condições de contorno	
Rotação operacional motogerador	3600 rpm
Eficiência volumétrica motogerador	80%
Deslocamento volumétrico do motor	190 cm ³
Razão de ar/metano	17,16:1
Volume admitido	0,00456 m ³ /s
Densidade do ar	1,1840 kg/m ³
Densidade do metano	0,65688 kg/m ³
Vazão mássico total	0,005399 kg/s
Vazão mássica de metano	0,0002973 kg/s
Vazão mássica de ar	0,005102 kg/s
Vazão volumétrica de ar	0,004309 m ³ /s
Vazão volumétrica de metano	0,0004526 m ³ /s
Área de entrada de ar	0,0003801 m ²
Área de entrada de metano	0,0001131 m ²
Velocidade de entrada de ar	11,34 m/s
Velocidade de entrada de metano	23,06 m/s

7. DISCUSSÃO E RESULTADOS

Neste capítulo será abordado os principais resultados obtidos ao implementar a metodologia apresentada no capítulo anterior referentes a seleção da malha. Também será apresentado os modelos de carburadores estudados com os seus resultados de pressão, velocidade, energia cinética de turbulência e fração de volume de metano e a partir dos resultados será selecionado a melhor geometria de carburador para gás.

7.1 SELEÇÃO DE MALHA

As malhas testadas foram feitas utilizando os recursos Automated Mesh, Automatic Surface Repair, Trimmed Cell Mesher e Prism Layer Mesher. Alguns recursos foram modificados com o objetivo de gerar diferentes tamanhos de malhas. A Tabela 2 apresenta os parâmetros que foram modificados.

Tabela 2 - Principais parâmetros modificados das malhas

	Malha 1	Malha 2	Malha 3
Tamanho Base (metros)	0,0005	0,0005	0,0004
Máximo tamanho de célula (%)	200	100	100

Os parâmetros apresentados acima tem o seguinte significado: “Tamanho base” significa tamanho base ou tamanho de referência dos elementos e “Máximo tamanho de célula” representa a porcentagem do tamanho dos maiores elementos que podem ser criados nas malhas, usando como referência o seu tamanho base. Como explicado na seção 6.2.2, será feita a análise do valor de pressão interna no centro do Venturi para três malhas diferentes com os valores de entradas calculados na seção 6.2.5.

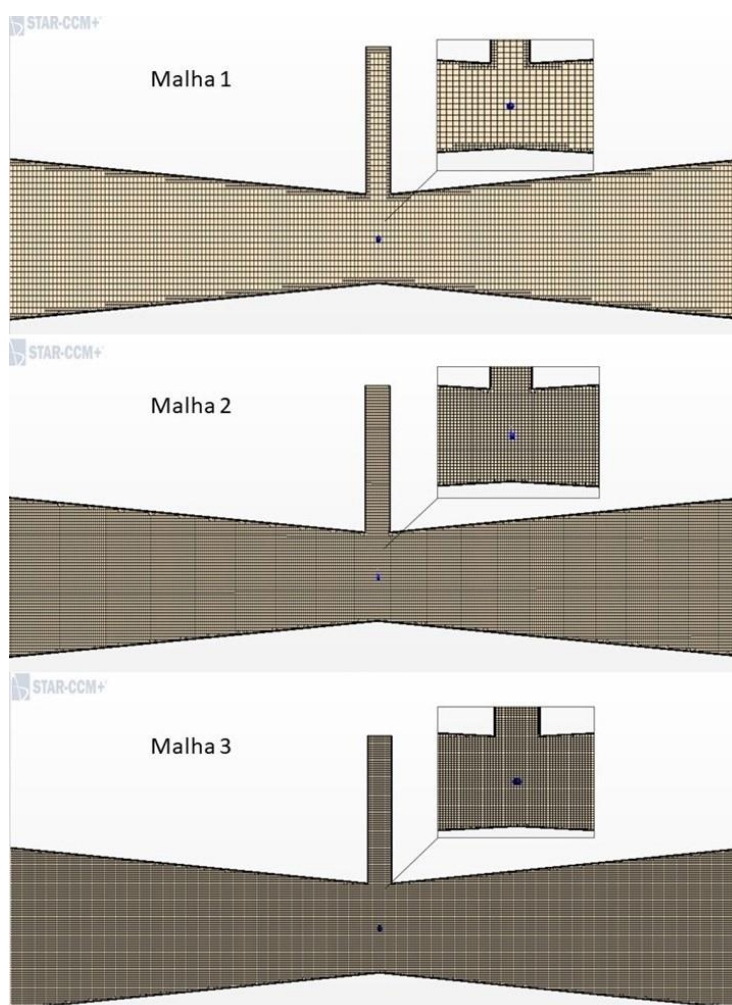
As configurações do computador utilizado para realizar as simulações interferem no tempo de execução de cada simulação. Sendo assim, a Tabela 3 demonstra a característica do computador utilizado.

Tabela 3 – Características do computador utilizado nas simulações

Processador	Intel® Core™ i7-7700HQ CPU 2.8 GHz (8 CPUs)
Memória RAM	16GB
Placa de vídeo	NVIDIA GeForce GTX 1050 Ti

As malhas em questão estão representadas na Figura 9. Em seguida, na Tabela 4 é apresentado o tempo de execução de cada simulação para as três diferentes malhas juntamente com o valor da pressão para os pontos demonstrados.

Figura 9 – Malha 1, 2 e 3.



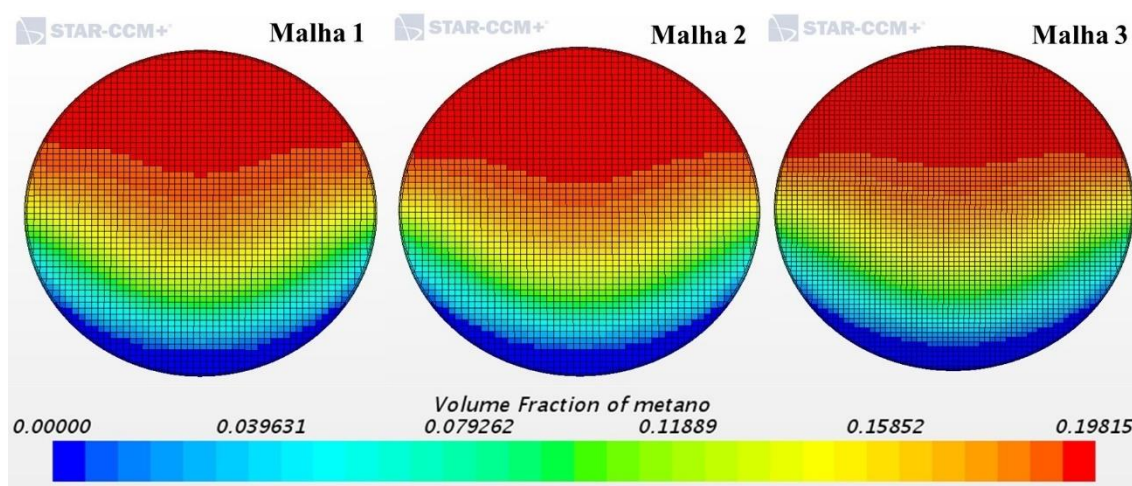
Fonte: Acervo pessoal, 2022

Tabela 4 - Resultados de pressão para as diferentes malhas

Malha	Pressão (Pa)	CPU Time (horas)
1	99465	0,928
2	99495	1,798
3	99508	3,533

A partir da Tabela 4 pode-se calcular a diferença dos valores de pressão para as malhas testadas. A diferença de pressão da malha 1 para a malha 2 é de 0,030% e a diferença da malha 2 para a malha 3 é de 0,013%. A partir desses resultados é possível verificar que a diferença entre os valores de pressão das malhas 2 e 3 é o menor ao passo que, o tempo gasto para realizar a simulação da malha 3 apresentou 1,735 horas a mais que a malha 2. Na Figura 10 será apresentado a fração de volume de metano nas três malhas testadas com objetivo de comparar o resultado.

Figura 10 - Fração de metano das três malhas na saída dos Venturi



Fonte: Acervo pessoal, 2022.

Analisando o resultado das três malhas estudadas por meio de um plano 2D na saída dos Venturi pode-se perceber que, o resultado da mistura de CH_4 com o ar não mudou significativamente de uma malha pra outra quando se analisa visualmente. Outro fator é que os valores de concentração máxima de metano para as malhas 1, 2 e 3 são 19,611%, 19,815% e 19,800% respectivamente. Portanto o que se nota é que o valor de concentração máxima de metano tende a convergir próximo de 19,800% para esse modelo estudado. Sendo assim, a partir da Tabela 4 e Figura 10, a malha 2 foi escolhida por apresentar melhor compromisso entre custo computacional e tempo de simulação.

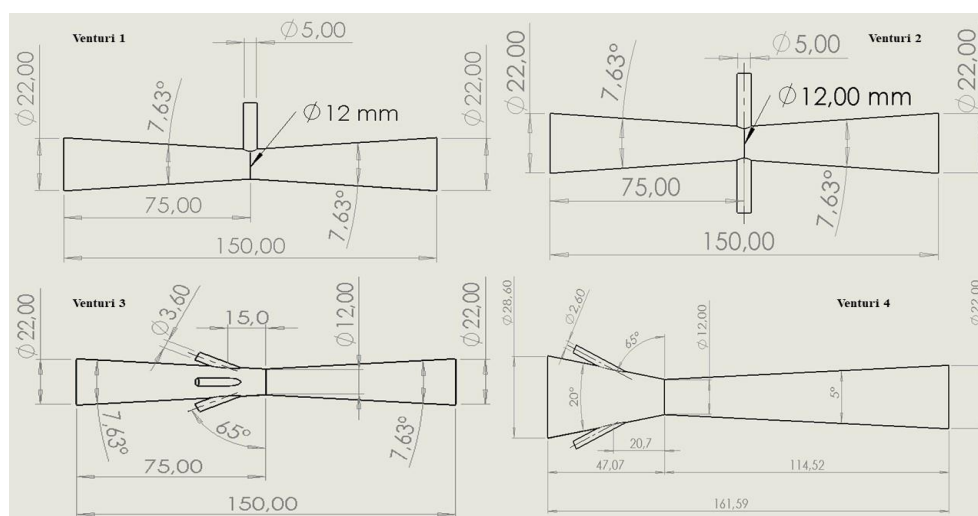
7.2 MODELOS DE CARBURADORES ESTUDADOS

A partir da seleção de malha feita na seção 7.1, foram estudadas geometrias diferentes de carburadores para gás com o objetivo de entender qual apresenta a melhor capacidade de misturar o combustível com o ar por meio da análise de variáveis de interesse como pressão, velocidade, energia cinética de turbulência e a fração de volume de metano em quatro carburadores modelo Venturi. É importante citar que o K-epsilon não é um modelo específico de turbulência e tem suas limitações e será utilizado de forma qualitativa. As principais características modificadas a partir do modelo primário foram, número de entradas de gás, diâmetro da entrada de gás e diâmetro da entrada de ar.

Os Venturi são os apresentados na Figura 11, sendo eles, o Venturi 1 que já foi mostrado anteriormente como sendo o modelo preliminar desenvolvido por Souza (2006), o qual apresenta apenas uma entrada de gás angulada em 90° localizada no centro do Venturi em sua restrição.

O modelo do Venturi 2 que apresenta duas entradas de gás anguladas em 90° , o modelo Venturi 3 apresenta quatro entradas de gás distribuídas igualmente ao longo do carburador com ângulo de 65° e por fim, o Venturi 4 que apresenta duas entradas de gás com 65° de angulação, porém os ângulos de convergência e divergência são diferentes dos demais modelos. A geometria do Venturi 4 foi baseada no modelo de Venturi estudado por Bora et al. (2013). A Figura 11 apresenta com mais detalhe as geometrias dos Venturi estudados com todas suas medidas em milímetros.

Figura 11 - Desenho dos carburadores estudados



Fonte: Acervo pessoal, 2022.

É importante citar que para manter o fluxo mássico de mistura constante e como consequência manter a razão de ar-combustível estequiométrica, foi necessário recalcular as velocidades de entrada para os diferentes valores de área de secção de entrada, tanto para o gás como para o ar. A Tabela 5 apresenta os dados de velocidade para cada modelo estudado.

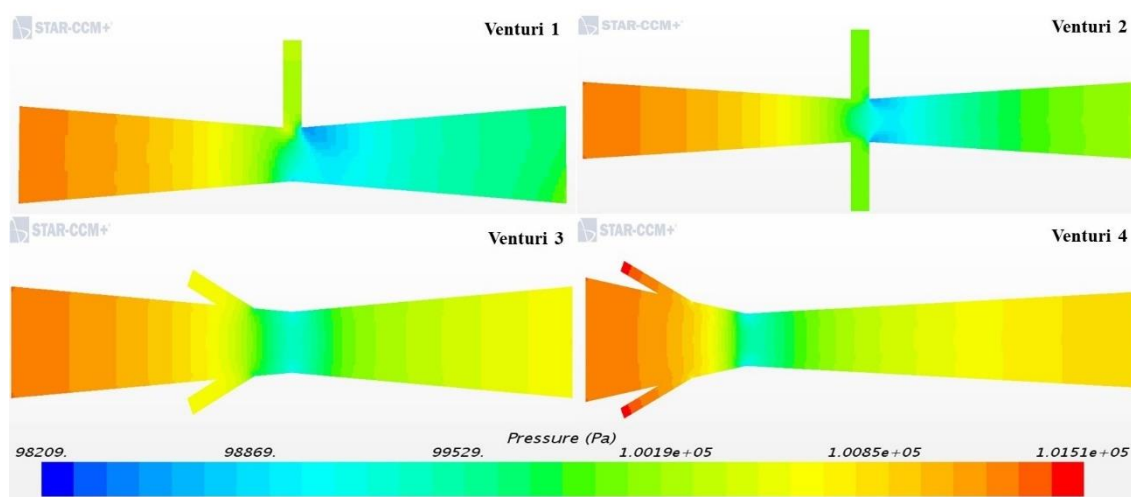
Tabela 5 – Dados de entradas para os diferentes modelos de carburador

Venturi	Velocidade de entrada do ar (m/s)	Velocidade de entrada do metano para cada entrada (m/s)
1	11,340	23,060
2	11,340	11,530
3	11,340	11,110
4	6,707	42,620

7.3 VARIAÇÃO DE PRESSÃO NOS VENTURI

Na figura 12, são apresentados os resultados de pressão para os diferentes modelos estudados.

Figura 12 – Análise da pressão dos carburadores estudados



Fonte: Acervo pessoal, 2022.

Na Tabela 6, são apresentados os valores de pressão na entrada de ar, que se localiza a extrema esquerda, e na saída da mistura, que se localiza a extrema direita. Também é mostrado a redução da pressão para os mesmos pontos dos projetos estudados.

Tabela 6 – Tabela de pressões na entrada e saída dos modelos

Venturi	Pressão na entrada do Venturi (Pa)	Pressão na saída do Venturi (Pa)	ΔP (Pa)	Porcentagem de redução na pressão em relação a entrada e saída
1	101247,993	99788,913	1459,080	1,441%
2	101263,192	100180,027	1083,165	1,070%
3	101263,192	100671,454	591,738	0,584%
4	101258,126	100881,197	376,929	0,372%

Como pode-se perceber a partir da Tabela 6, a queda de pressão gerada pela restrição dos carburadores foi pequena. O carburador que apresentou a maior queda de pressão foi o Venturi 1 e o que apresentou a menor foi o Venturi 4, na proporção de 1,441% e 0,372% respectivamente. Essa queda de pressão está totalmente relacionada a geometria do carburador para gás. O Venturi 4 apresenta uma entrada de ar maior em relação a saída e isso pode ter ajudado na recuperação da pressão ao longo do Venturi.

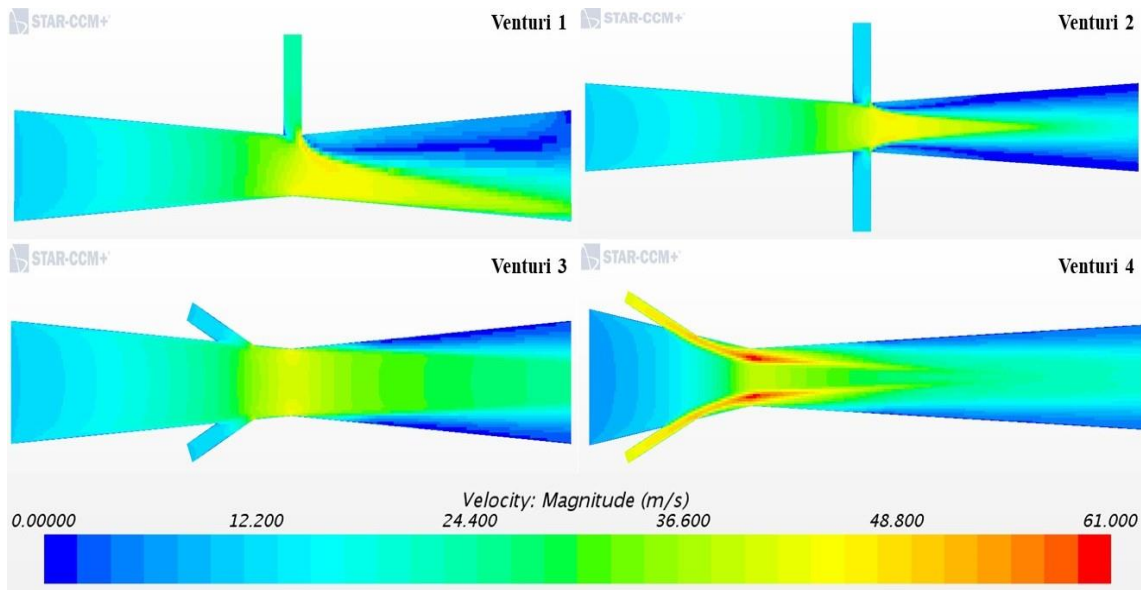
A perda de pressão no Venturi pode contribuir para uma redução na eficiência do motogerador por estar ligado a perda de carga criada no escoamento, como consequência isso pode diminuir a eficiência da admissão no motor. No entanto o maior valor de perda de pressão não demonstra ser prejudicial à admissão do motor.

Bora et al. (2013), cita em seu trabalho que a queda de pressão proporciona melhor sucção do biogás através de tubos de entrada pequenos. Portanto, como a perda de pressão não apresentou valores significativos e utilizando do argumento de Bora et al. (2013), os Venturi 1 e 2 são os que podem apresentar a melhor mistura do gás com o ar, devido a apresentarem maior queda de pressão.

7.4 VARIAÇÃO DA VELOCIDADE NOS VENTURI

Na Figura 13, são apresentados os resultados de velocidade para os diferentes modelos estudados.

Figura 13- Análise da velocidade dos carburadores estudados



Fonte: Acervo pessoal, 2022.

Para todos os modelos de carburadores é possível perceber uma zona após a restrição em que a mistura reduz sua velocidade, essa zona está representada por azul escuro na Figura 13. Os Venturi 1 e 2 demonstraram as maiores regiões com redução de velocidade. Os Venturi 3 e 4 apresentaram as menores regiões com reduções de velocidade nas paredes do Venturi, isso pode estar relacionado diretamente a inclinação da entrada de gás no carburador. Os fatores que mais influenciaram na variação da velocidade são os diâmetros de entrada de gás, a distância da entrada de gás em relação a distância da restrição do Venturi, o número de entradas de gás e o ângulo das entradas.

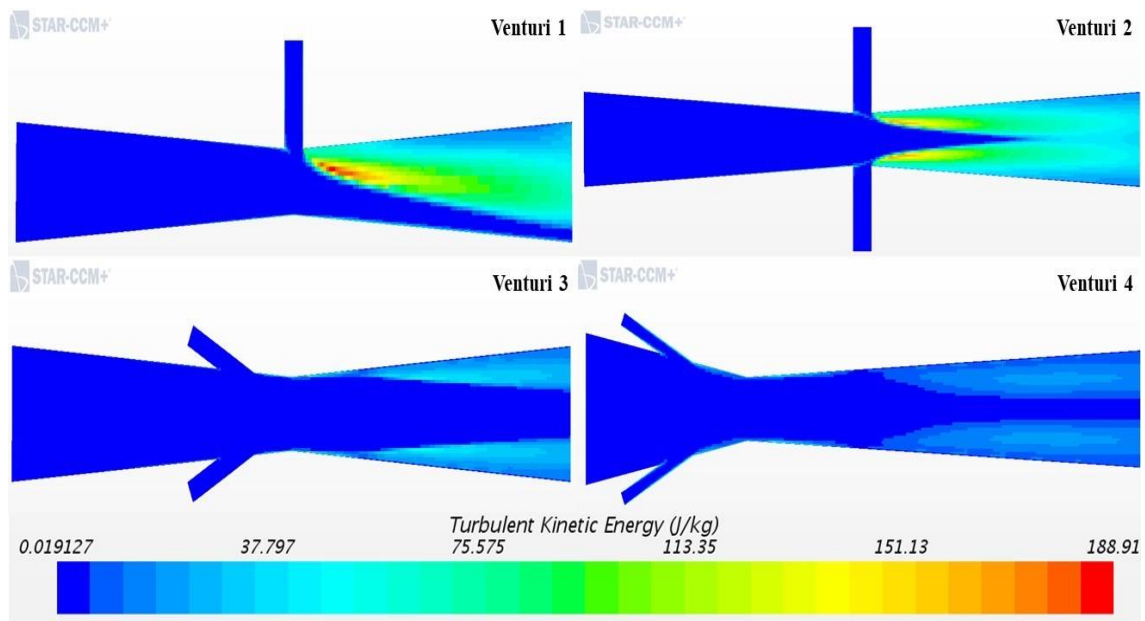
De acordo com Bora et al. (2013), a regiões de baixa velocidade pode causar a criação de recirculação no escoamento.

Essa recirculação pode contribuir para a mistura do gás com o ar nessas regiões. Essa afirmação será confirmada a partir do resultado de fração de volume de metano.

7.5 RESULTADOS DE ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA

Na Figura 14, são apresentados os resultados de energia cinética da turbulência para os diferentes modelos estudados.

Figura 14 - Análise da energia cinética da turbulência dos carburadores estudados



Fonte: Acervo pessoal, 2022.

A turbulência promove alta troca de massa e movimento no fluxo. Essas mudanças ocorrem como resultado de intensas mudanças momentâneas de velocidade observadas neste tipo de escoamento. Dentro do estudo da turbulência, a energia cinética da turbulência (TKE) representa uma medida direta da intensidade da turbulência no escoamento. O TKE pode ser produzido por fricção, cisalhamento ou flutuabilidade de fluido, e até mesmo por forças externas em maior escala (PEREIRA, 2019).

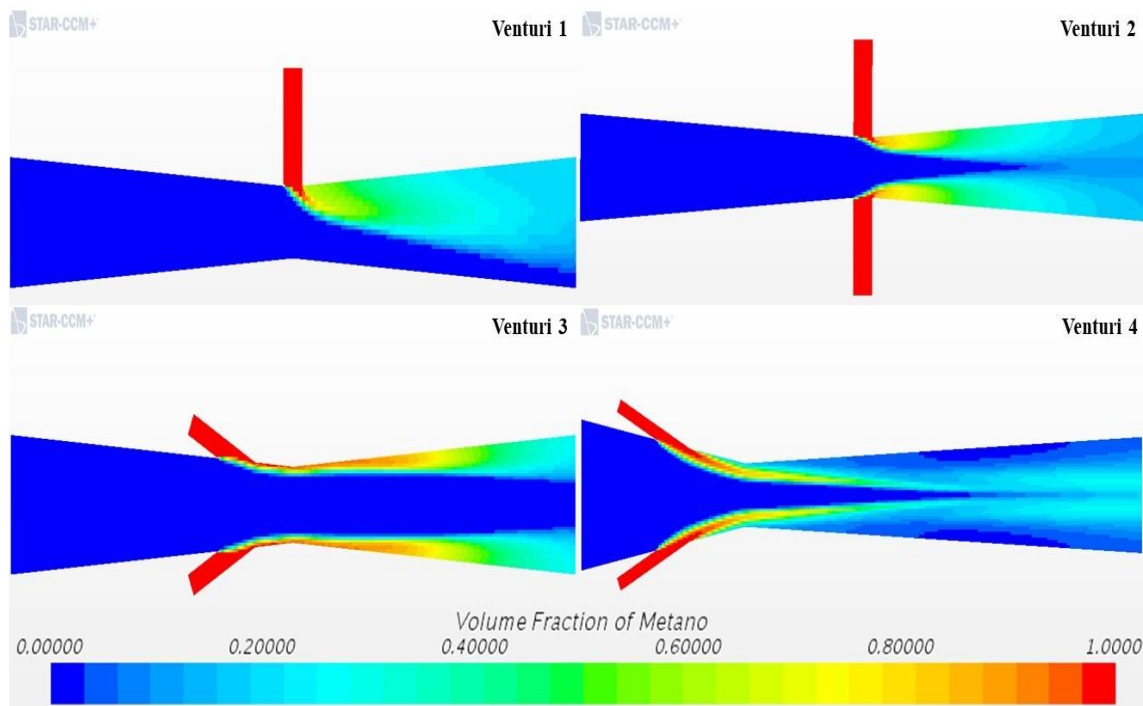
A turbulência contribui de forma positiva para a mistura do gás com ar. De fato, a turbulência afeta diretamente a mistura, a homogeneização da mistura e a combustão em um motor. A previsão adequada do comportamento da turbulência é necessária para uma melhor compreensão desses fenômenos a fim de melhorar o desempenho dos motores e reduzir as emissões (BORA ET AL, 2013).

As zonas em azul escuro que podem ser vistas anteriormente na Figura 13, onde a velocidade do escoamento diminuiu, teve como similaridade uma região onde a energia cinética da turbulência apresentou os maiores valores, assim como pode ser notado na Figura 13. Isso confirma a afirmação de Bora et al. (2013), sobre as regiões de baixa velocidade criar recirculação. Os Venturi que apresentaram os maiores valores e regiões de energia cinética de turbulência foram o 1 e 2.

7.6 RESULTADOS DA FRAÇÃO DE METANO

Na Figura 15, são apresentados os resultados da fração de metano para os diferentes modelos estudados.

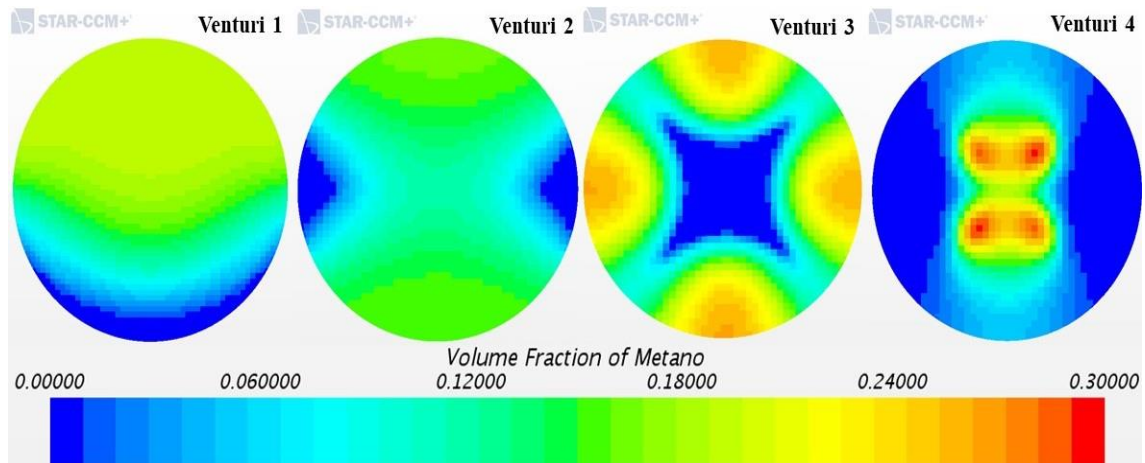
Figura 15 - Análise da fração de metano dos carburadores estudados plano central



Fonte: Acervo pessoal, 2022.

A partir da Figura 15 é possível perceber que, os melhores carburadores foram o Venturi 1 e 2. Eles apresentam a maior área em azul claro, que é a área em que o CH_4 se misturou melhor com ar. Isso prova que as regiões de baixa velocidade pode criar recirculação que contribui para uma melhor mistura do gás com o ar. Essa região em que ocorreu a melhor mistura tem um valor de fração de volume de metano de aproximadamente de 20%. O resultado se confirma quando se é analisado a fração de volume de CH_4 na saída dos modelos estudados na Figura 16.

Figura 16 - Análise da fração de metano na saída dos carburadores estudados



Fonte: Acervo pessoal, 2022.

Na Figura 16 acima tem-se que a região em vermelho representa a maior concentração de CH_4 e a região em azul escuro representa uma concentração de CH_4 muito próxima de zero. O modelo do Venturi 1 e 2 apresentam uma boa mistura do CH_4 como citado anteriormente. O modelo 1 apresenta apenas uma entrada de gás, isso fez com que o CH_4 se misturasse melhor apenas na parte superior, apresentando uma região inferior sem presença de metano. A concentração máxima de volume de metano em determinado ponto na região superior é de 19,815%, ou seja, nessa região tem-se 19,815% de metano e 80,185% de fração de volume de ar.

O Venturi 2 apresentou uma boa mistura dos componentes com uma melhor simetria na dispersão do gás, isso acontece devido a presença de duas entradas de gás. O modelo 2 apresenta uma pequena região em que a presença do CH_4 é próxima de zero, em termos de proporção de tamanho essa região é bem próxima da região do Venturi 1. A concentração máxima de metano nas duas regiões de entrada de gás do Venturi 2 é de 16,203%. Essa concentração menor de metano no Venturi 2 em comparação ao Venturi 1 se dá pelo fato de que, o Venturi 2, conseguiu misturar uma maior quantidade de metano ao longo da seção de saída do carburador.

O Venturi 3 apresenta uma boa simetria e distribuição do gás, porém na região de maior concentração de metano com valor de 25,413%, não houve uma boa mistura na saída da seção. Isso é possível perceber pois no centro da seção da saída há uma área sem a presença de CH_4 e quando comparada aos modelos 1 e 2 essa região é maior. O Venturi 4 apresentou uma menor capacidade de misturar os dois gases. Na região de maior

concentração apresentou 29,658% de metano. De fato, o bocal quatro foi o que menos misturou o CH₄ com o ar, isso pode ser justificado quando se analisa a Figura 14, ela apresenta valores menores de energia cinética de turbulência, por isso o metano ficou muito concentrado no centro na secção de saída, deixando uma área bem expressiva sem a presença de CH₄.

Os valores de metano na região de maior concentração dos modelos estudados variam de 16,203% a 29,658%. Isso é esperado pois como estamos trabalhando com uma mistura estequiométrica, a quantidade em proporção de massa de ar que entra no bocal é 17 vezes maior que a quantidade de CH₄. Para obter valores maiores de concentração e ainda sim apresentar uma boa difusão dos dois gases seria necessário mudar a característica da combustão. No entanto, de acordo com Mitzlaff (1988), a melhor performance da combustão ocorre em valores onde o lambda é próximo de 1 (estequiométrico).

A partir de todo o estudo feito, é possível perceber que para uma proporção estequiométrica assim como foi proposto, as características que mais influenciam na mistura dos dois componentes estudados são: o diâmetro de entrada do gás, a velocidade do gás, angulação de entrada e a geometria do bocal. Todos esses fatores estão ligados a turbulência que será gerada no escoamento, que é o principal fator para garantir uma boa mistura.

7.7 RESUMO DE RESULTADOS

Nesta seção será abordado os principais pontos dos resultados obtidos nos capítulos anteriores.

A partir dos resultados de pressão ao longo deste trabalho dos Venturi estudados, foi possível perceber que o maior valor de pressão não apresentou risco de prejudicar o funcionamento da admissão do motor por perda de carga associada. A partir da afirmação feita por Bora et al. 2013, a queda de pressão pode contribuir para sucção do gás.

No quesito velocidade do escoamento, o fator mais importante foi as regiões de velocidade mais baixas. Essas regiões de acordo com Bora et al. 2013, contribuem para formação de recirculação que melhora a mistura do gás com ar.

E como previsto a partir dos resultados de velocidade, as regiões com menores velocidades ocasionaram em maior energia cinética de turbulência, que está diretamente ligada a formação da recirculação citada por Bora et al. 2013.

No quesito fração de volume de metano, o ponto mais importante foi analisar as concentrações na saída dos Venturi. Valores de concentração menores tem como consequência maior difusão do metano com o ar, caso contrário o metano se mistura pouco e fica restrito a uma região específica da saída, como aconteceu com o Venturi 4.

Na tabela 7 temos tópicos onde os modelos estudados serão avaliados. A queda de pressão ajuda na sucção, a baixa velocidade contribui para a recirculação e a energia cinética de turbulência aumenta capacidade de mistura, os outros dois pontos são basicamente relacionados a mistura de metano com o ar. Aquelas geometrias que são melhores nos respectivos tópicos recebem 4 e os que são piores recebem 1. Quando somado os resultados, o que obtiver o maior valor será o melhor dentre os outros.

A Tabela 7 de tomada de decisão, foi criada para pontuar os resultados mais importantes estudados.

Tabela 7 - Tabela qualitativa de resultados

Venturi	Queda de pressão	Regiões de velocidade baixa	Energia cinética de turbulência	Melhor difusão do metano ao longo do Venturi	Melhor difusão do metano na saída do Venturi
1	4	4	3	3	3
2	3	3	4	4	4
3	2	2	2	1	2
4	1	1	1	2	1

Legenda:

Ótimo	Bom	Médio	Ruim
-------	-----	-------	------

8. CONCLUSÃO

Pode-se concluir da análise que, o estudo CFD de carburadores para gás usados em motores do ciclo Otto adaptados ao biogás para produção de energia é importante para garantir o bom funcionamento do motor adaptado. A metodologia de estudo dos modelos propostos juntamente com a ferramenta de análise computacional Star CCM+ foram satisfatórias e proporcionaram bons resultados.

A escolha do motogerador foi satisfatória visto que ele apresentava as características e informações necessárias para a realização desse estudo. A partir do trabalho realizado por Souza (2006), foi possível escolher um modelo primário de carburador que melhor se adequava ao motogerador escolhido servindo de base para a criação dos outros três modelos.

O método de análise CFD escolhido, o modelo de Mistura Multifásica Euleriano, juntamente com o software Star CCM+ foram boas escolhas para realização deste estudo, devido ao software apresentar uma interface mais simplificada e o manual de ajuda explicar muito bem os conceitos. A quantidade de pesquisas e conteúdo na internet de outras pessoas que utilizaram o Star CCM+ em seus projetos também contribuiu muito com este estudo.

Dentre os quatro modelos estudados o que melhor apresenta uma mistura mais homogênea é o Venturi 2. Apesar de apresentar uma queda de pressão maior do que o Venturi 3 e 4, o valor de 1,070% não demonstra ser grande o suficiente para prejudicar a admissão do motor. E como esperado, a partir dos argumentos citados por Bora et al. (2013), a formação de recirculação nas regiões de baixa velocidade ocasionaram em uma melhor mistura do gás com o ar.

Um fator que ficou claro com esse estudo é a importância da turbulência quando o objetivo é desenvolver um carburador para gás, visto que os misturadores que apresentaram melhores resultados foram os que geraram maior turbulência no escoamento da mistura.

9. TRABALHOS FUTUROS

A partir do estudo realizado neste trabalho, para fins de melhoria e evolução da metodologia, recomenda-se para trabalhos futuros os seguintes temas:

- Construção do protótipo do Venturi 2.
- Teste prático utilizando o Venturi 2.
- Refazer a simulação utilizando como combustível o biogás.

10. REFERÊNCIAS

BARRERA, P. **Biodigestores: energia, fertilidade e saneamento para a zona rural**. 2. ed. São Paulo: Ícone, 2003, 106p.

BORA, Bhaskor J. et al. **INVESTIGATION ON THE FLOW BEHAVIOUR OF A VENTURI TYPE GAS MIXER DESIGNED FOR DUAL FUEL DIESEL ENGINES**. International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, [s. l.], v. 3, p. 202-209, 1 fev. 2013.

BORGES, Reinaldo Sebastião; SILVA, Vicente de Paulo da. **USINAS HIDRELÉTRICAS NO BRASIL: A relação de afetividades dos atingidos com os lugares inundados pelos reservatórios**. CAMINHOS DE GEOGRAFIA, [S. l.], p. 222-231, 5 nov. 2011.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna: volume 1**, São Paulo, SP: Blucher, 2012a.

CANO-LOZANO, J.C. Applied Mathematical Modelling. **The use of Volume of Fluid technique to analyze multiphase flows: Specific case of bubble rising in still liquids**, ELSEVIER, p. 3290-3305, 1 dez. 2014.

COSTA, F.O.; E PETRI JUNIOR, I. CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA QUÍMICA EM INICIAÇÃO CIENTÍFICA. **INFLUÊNCIA DOS MODELOS MULTIFÁSICOS NA EFICIÊNCIA TOTAL VIA CFD NO ESCOAMENTO DE HIDROCICLONE**, [s. l.], 2019.

DAHAKÉ, M. R. *et al.* Performance and Emission Improvement through Optimization of Venturi Type Gas Mixer for CNG Engines. **Irjet**, [S. l.], p. 994-999, 1 jan. 2017.

GIACOSA, D. **Motori endotermici**. 15. ed. Milano: Ulrico Hoepli Editore, 2000.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York, USA: McGrawHill, 1988.

MAGALHÃES, Hyran Martins; GAUTO, Rafael Galvão Nunes de. **MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA, DOWNSIZING E SUAS APLICAÇÕES**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenheiro Mecânico) - UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ, [S. l.], 2017.

MARÇON, R. O.; ZUKOWSKI JR., J. C.; CAVALCANTE, I. R. L. **Avaliação de planta térmica com biomassa (briquete de casca de arroz)** - Caso Real Fazenda experimental do centro universitário Luterano de Palmas. In: 5° ENCONTRO DE ENERGIA NO MEIO RURAL. **Anais...** Campinas: Unicamp, 2004. Disponível em: <http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?pid=MSC0000000022004000100008&scRipt=sci_arttext>. Acesso em: 05 jan. 2022.

MITZLAFF, K. VAN, Engines for biogás. Viesbaden, Veiweg, 1988. 133p.

NETO, FRANCISCO SOARES DE LANNES. **AVALIAÇÃO NUMÉRICA DO DESEMPENHO DE UM MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA OPERANDO COM COMBUSTÍVEL DE ALTA OCTANAGEM**. 2017. Monografia (Bacharel em Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA, [S. l.], 2017.

OBERT, E.F. **MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**. Porto Alegre: Globo, 1971. 618p.

OLIVEIRA, RAFAEL DELÉO E. **GERAÇÃO DE ENERGIA A PARTIR DO BIOGÁS PRODUZIDO PELA FERMENTAÇÃO ANAERÓBICA DE DEJETOS EM ABATEDOUROS E AS POSSIBILIDADES NO MERCADO DE CARBONO**. 2009. Monografia (Graduação em Engenharia Elétrica com ênfase em Sistemas de Energia e Automação) - Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo., [S. l.], 2009.

PEREIRA, LUCAS DE FREITAS. **ANÁLISE DA ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA EM CORRENTES DE TURBIDEZ A PARTIR DE METODOLOGIA FÍSICA E NUMÉRICA**. 2019. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenheiro Hídrico) - UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL, [S. l.], 2019.

ROSSETTO, Cassiano. **Desempenho de motor-gerador de ciclo otto operado com gasolina e biogás proveniente de suinocultura e de uma estação de tratamento de esgotos**. 2014. Dissertação (Mestrado em Agroenergia) - Universidade Estadual do Oeste do Parana, Cascavel, 2014.

ROSSI, Pedro Paulo. **Análise de compressores dinâmicos empregando modelagem CFD**. 2017. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista Campus de Guaratinguetá, Guaratinguetá - SP, 2017.

SALOMON, Karina Ribeiro; LORA, Electo Eduardo Silva. **Estimativa Do Potencial De Geração de Energia Elétrica para Diferentes Fontes de Biogás no Brasil**. Biomassa & Energia, Renabio, ano 2005, v. 2, ed. 1, p. 57-67, 3 mar. 2006.

SANTOS, MARCELO VALERIO DOS. **PRINCIPAIS PROBLEMAS DOS MOTORES A BIOGÁS E TECNOLOGIAS DE BIOMETANIZAÇÃO: estudo de caso**. 2016. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ, [S. l.], 2016.

SIEMENS DIGITAL INDUSTRIES SOFTWARE (US). **Simcenter STAR-CCM+**. 13.06.012, 2016. Disponível em: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/pt/products/simcenter/STAR-CCM.html> . Acesso em: 25 out. 2022.

SILVA, Marcel Amaro e Andrade de Moraes Souza e. **ESTUDO DA INFLUÊNCIA DOS DUTOS DE ADMISSÃO NO ESCOAMENTO DE AR EM CABEÇOTES DE MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO UTILIZANDO SIMULAÇÕES EM CFD**. 2016. Dissertação (Mestre em Ciências) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2016.

SILVEIRA, O. **Biodigestor. Solução energética para o campo**. São Paulo, Secretaria de Ciência: Família Cristã, jul. 1981.

SORGATO, RODRIGO. **ANÁLISE DA VARIAÇÃO DE FASE DO COMANDO DE VÁLVULAS EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE CICLO OTTO TURBO ALIMENTADO**. 2014. Monografia (Bacharel em Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL, [S. l.], 2014.

SOUZA, Juliano de, SOUZA, Samuel N. Melegari de and MACHADO, Paulo Romeu M. **Desempenho de um motor ciclo otto utilizando biogás como combustível**. In: ENCONTRO DE ENERGIA NO MEIO RURAL, 5., 2004, Campinas. Acessado em: <http://www.proceedings.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=MSC0000000022004000100044&lng=en&nrm=abn>. Access on: 10 Dec. 2020.

SOUZA, RODRIGO GOMIDE DE. **DESEMPENHO DO CONJUNTO MOTOGERADOR ADAPTADO A BIOGÁS**. 2006. 40 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Lavras, [S. l.], 2006.

SOUZA, Samuel Nelson Melegari de. **MANUAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA A PARTIR DO BIOGÁS NO MEIO RURAL**. [S. l.: s. n.], 2016.

SURYAWANSHI, S. J.; YARASU, R. B. Mixing Performance Analysis of Various Shapes of Producer Gas Carburetor using CFD Simulation. **Journal of The Institution of Engineers (India): Series C**, [S. l.], p. 683–691, 11 mar. 2020.

XAVIER, BEATRIZ HELENE. **ASPECTOS TERMODINÂMICOS, ECOLÓGICOS E ECONÔMICOS DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO COM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA OPERANDO COM GÁS NATURAL, BIOGÁS E GÁS DE SÍNTESE**. 2016. 117 p. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, 2016.

ZUBA, MÁRCIO EDUARDO. **A ENERGIA ELÉTRICA COMO INSTRUMENTO DE DESENVOLVIMENTO HUMANO E O DESAFIO AO PLANO NACIONAL DE ENERGIA BRASILEIRO**. 2017. Dissertação (Mestrado em Planejamento e Governança Pública) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, [S. l.], 2017.