



TAINE DE NAZARÉ ESTEVES

**PROJETO DE UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO PARA
QUEIMA DE BIOMASSA DE CASCA DE CAFÉ**

LAVRAS – MG

2022

TAINÉ DE NAZARÉ ESTEVES

**PROJETO DE UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO DE 100 KW PARA
QUEIMA DE BIOMASSA DE CASCA DE CAFÉ**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Universidade Federal de Lavras, como parte das
exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para
a obtenção do título de Bacharel.

Prof.^a. Dra. Bruna Oliveira Passos e Silva Siqueira

Orientadora

LAVRAS – MG

2022

RESUMO

A necessidade de tornar os processos de combustão menos poluentes e mais eficientes, tem levado pesquisadores a desenvolver novos projetos de combustores buscando utilizar combustíveis mais limpos oriundos de fontes renováveis, como é o caso dos biocombustíveis. Tendo em vista esta é proposto o presente trabalho de conclusão de curso onde é desenvolvido o projeto de uma câmara de combustão de 100 KWe para alimentação em um ciclo em um ciclo de microturbina a gás de queima externa (EFGT) utilizando como combustível biomassa de casca de café. Além do projeto da câmara foi feita uma modelagem numérica utilizando a abordagem CFD para uma análise preliminar dos campos de velocidade e temperatura que se desenvolvem no interior da câmara projetada para verificação de possíveis melhorias da geometria. Para simulação foi utilizado o carvão mineral por disponibilidade da cinética química para simulação. A metodologia de projeto utilizada se mostrou eficaz, uma vez que retornou valores de dimensões pertinentes e de acordo com a literatura consultada, mostrando-se uma boa alternativa para a modelagem de câmaras de combustão. Os perfis de velocidade e de temperatura do escoamento e da atmosfera de combustão mostraram que o efeito swirl provocou recirculações, úteis para uma melhor mistura ar-combustível, mas temperaturas elevadas foram encontradas próximas as regiões de saída do forno, o que se propõe corrigir com orifícios de diluição futuramente. A câmara foi projetada para o uso da biomassa casca de café para geração de uma baixa potência, uma vez que o poder calorífico da biomassa é menor do que para o carvão, espera-se então que testado um combustível renovável as temperaturas sejam menores, o que irá melhorar a eficiência da câmara projetada.

Palavras-chave: Microturbinas a gás. Câmara de combustão de baixa potência. Combustível renovável. Biomassa casca de café. Dinâmica Computacional dos Fluidos.

ABSTRACT

The need of making combustion processes less polluting and more efficient has led researchers to develop new combustor projects seeking to use cleaner fuels from renewable sources, such as biofuels. Because of this, the present thesis regarding the project of a 100 KWe combustion chamber for feeding in an externally fired gas microturbine (EFGT) cycle developed using coffee husk biomass as fuel. In addition to the chamber design, numerical modeling was carried out using the CFD approach for a preliminary analysis of the velocity and temperature fields that develop inside the designed chamber to verify possible improvements in geometry. For simulation, coal was used instead of husk coffee due its chemical kinetics disponibility. The design methodology used proved to be effective, since it showed dimensions values according to the literature, proving it to be a good alternative for modeling combustion chambers. The velocity and temperature profiles of the flow and combustion atmosphere of the coal burning showed that the swirl effect caused recirculation, useful for a better air-fuel mixture. However, high temperatures were found close to the furnace outlet regions, therefore it is proposed future corrections with dilution holes. The chamber was designed for the use of coffee husk biomass to generate a low power, since the calorific value of the biomass is lower than for coal. It is, therefore, expected that tests with renewable fuel lower the temperature, which would improve the efficiency of the designed chamber.

Keywords: Gas microturbines. Low power combustion chamber. Renewable fuel. Coffee husk biomass. Fluid Dynamics Computational.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Geometria e componentes básicos para câmara de combustão.....	9
Figura 2 – Formas de injeção para recirculação.	10
Figura 3 – Contorno de temperatura Kumar e Rao (2013).....	14
Figura 4 – Distribuição de Temperatura Dias, Nascimento e Rodrigues (2014).	15
Figura 5 – Perfil de velocidade Vijayakumar e Bhatt (2021).....	17
Figura 6 – Sistema de microturbina a gás de queima externa.	18
Figura 7 – Domínio computacional.	20
Figura 8 – Fronteira de entrada de ar.....	21
Figura 9 – Fronteira de entrada de combustível.	21
Figura 10 – Fronteira de saída.	21
Figura 11 – Estrutura da malha (a), (b) e (c).	26
Figura 12 – Vista isométrica da geometria.	28
Figura 13 – Regiões primária, intermediária e de mistura.	28
Figura 14 - Diâmetros de entrada e saída.	29
Figura 15 – Região de entrada de ar.	29
Figura 16 – Região de entrada de combustível.....	30
Figura 17 – Comportamento da chama e distribuição de temperatura por Holkar e Hebbal (2013) versus malha C.	31
Figura 18 – Contornos de temperatura em K para malha (a), (b) e (c).	31
Figura 19 – Qualidade de malha.....	32
Figura 20 – Comportamento do escoamento: linhas de corrente.	32
Figura 21– Entrada de ar pelo efeito swirl e zona de recirculação.....	33
Figura 22 – Distribuição de velocidades na atmosfera de combustão.....	34
Figura 23 – Perfil de temperatura na atmosfera de combustão.	35

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição elementar e característica biomassa casca de café.....	19
Tabela 2 – Propriedades térmicas da biomassa.	19
Tabela 3 – Condições iniciais: Modelagem termodinâmica.....	19
Tabela 4 – Condições de entrada: Modelagem CFD.....	22
Tabela 5 – Convergência de malha.....	26
Tabela 6 – Características de projeto: Modelagem da estrutura.....	27

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	8
2	METODOLOGIA.....	18
2.1	Modelagem termodinâmica preliminar do ciclo de microturbina a gás	18
2.2	Simulação numérica	20
2.2.1	Descrição do domínio computacional	20
2.2.2	Condições iniciais de contorno	22
2.2.3	Modelagem da turbulência	23
2.2.4	Modelagem da combustão	24
2.2.6	Modelagem da transferência de calor.....	24
2.2.4	Modelagem do spray	25
2.3	Convergência de Malha	25
3	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	27
3.1	Estrutura da câmara de combustão.....	27
3.2	Teste de convergência de malha	30
3.3	Análise termodinâmica da atmosfera de combustão.....	32
3.3.1	Análise do perfil de velocidades no interior do forno.....	32
3.3.2	Análise do perfil de temperatura no interior do forno.....	34
3	CONCLUSÃO.....	36
4	PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS.....	37
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	38

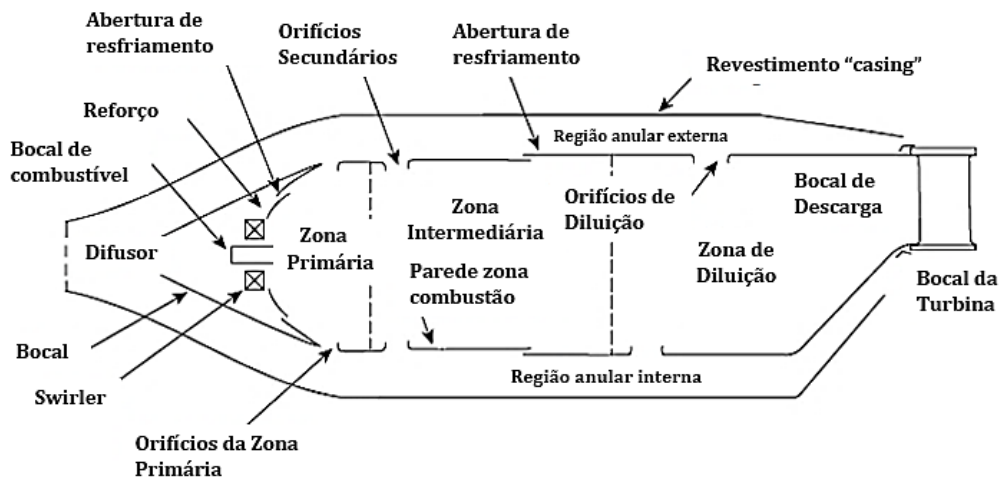
1 INTRODUÇÃO

A necessidade da otimização dos sistemas de conversão e geração de energia já existentes, considerando a busca pelo aumento da eficiência energética, redução da emissão de poluentes e redução dos custos de produção de eletricidade levou ao desenvolvimento de sistemas de energia distribuída e ao uso de tecnologia de energia renovável dentro de processos combinados de calor e energia (MCDONALD; WILSON, 1996; TALLURI et al., 2018). O que abre caminho para projetos de unidades geradoras de energia através de microturbinas.

Microturbinas são sistemas de geração distribuída independente em pequena escala (25 a 500 kW), as quais são semelhantes às turbinas a gás industriais de circuito aberto, que possuem características como a baixa necessidade de manutenção, baixo ruído, alta confiabilidade e capacidade de operar com uma gama de combustíveis, principalmente renováveis (XIAO et al., 2004). Se tornaram viáveis devido à demanda cada vez maior por energia descentralizada e escala de potência compatível com as necessidades de cada aplicação (BAZOOYAR; DARABKHANI 2020; ENAGI; AL-ATTAB; ZAINAL, 2017).

Dentro do ciclo de microturbinas a gás as câmaras de combustão são componentes essenciais. A câmara é responsável pela mistura do combustível injetado ao ar vindo do compressor, e pela combustão, através de reações químicas que envolvem a oxidação de um combustível, fornecendo energia ao sistema pela liberação de calor (GARCIA, 2002; LEITE; MILITÃO, 2008). Seu funcionamento consiste na entrada do fluxo de ar pelo difusor, onde a velocidade de escoamento é reduzida, de forma diminuir as perdas de carga ao longo da câmara. Na saída do difusor o ar se divide entre a entrada principal da zona primária e a condutora formado pelo *liner* e o *casing*, que distribui o escoamento de ar pela zona primária, secundária e de diluição, por meio de aberturas introduzidas na câmara chamadas orifícios de diluição, como pode ser visto na figura 1 (LEFEBBRE, 2010; NASCIMENTO, 2015).

Figura 1 – Geometria e componentes básicos para câmara de combustão.



Fonte: Adaptado de Lefebvre e Ballal (2010).

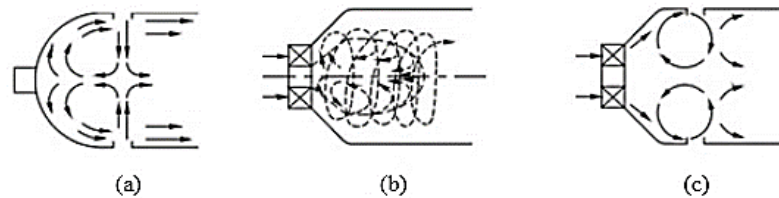
Na região primária ocorre a maior parte da oxidação do combustível, com a relação de ar próxima à estequiométrica, para obter maior taxa volumétrica de energia calorífica e com estabilidade da chama (SOUZA, 2014). Na região intermediária ocorre a recuperação das perdas por dissociação, resultantes da instabilidade na formação do CO₂ e do H₂O, e a queima de hidrocarbonetos restantes, através adição de ar e consequente diminuição na temperatura.

Já na região de mistura o principal objetivo é reduzir a temperatura da massa de gases quentes através da mistura com uma massa de ar com menor temperatura, através de uma ou mais filas de orifícios chamados orifícios de diluição, para que na entrada da turbina o gás esteja na temperatura não prejudicial as pás (NASCIMENTO, 2015; SOUZA, 2014). Kumar et al. (2016) constataram que não há muita variação na temperatura e na emissão de NO, mudando a localização axial dos orifícios de diluição. Enagi, Al-Attab e Zainal (2017) adotaram na modelagem da sua câmara um total de 4 orifícios de diluição, de 6, 8 e 10 mm que forneceu uma boa qualidade em termos de temperatura máxima e emissões de poluentes. Bazooyar e Darabkhani (2019) optaram por 16 orifícios de 6 mm para uma microturbina de 3KW para combustão de hidrogênio e gás natural.

Independente do perfil adotado, há a necessidade da criação de um campo de recirculação de produtos de combustão na zona de entrada de ar e combustível, de forma a garantir uma fonte de ignição contínua dos reagentes, e permanência o suficiente para ocorrer a queima. A recirculação gerada pode ser obtida por *swirl* do fluxo de ar ou pela injeção de ar através de orifícios. A adoção do *swirl* consiste na injeção do combustível

axialmente no forno, cercado por um fluxo anular de oxidante, no caso ar, que resulta após a injeção em um escoamento rotacional da mistura reagente (Figura 2).

Figura 2 – Formas de injeção para recirculação.



Sendo: (a) Jato oposto, (b) Swirl, (c) Combinação

Fonte: Costa e Coelho (2007).

As configurações existentes para combustores podem ser do tipo tubular, anular e tubo-anular. A configuração do tipo tubular, mais comum na indústria, possui vantagem em relação ao custo e a durabilidade, em contra partida ao tamanho e peso elevados. A configuração anular tem tamanho reduzido e são mais modernas. Já a configuração do tipo tubo-anular, intermediária, combina a vantagem existente nas configurações anteriores, porém com uma maior dificuldade em atingir um perfil de escoamento satisfatório (LEFEVBRE; BALLAL, 2010; NASCIMENTO, 2015; NEIVA, 2019).

Muitos parâmetros além da configuração escolhida devem ser levados em consideração para se obter uma combustão eficiente, dentre eles o ar de combustão e suas condições. Para que o processo atinja seu maior rendimento é necessário obter o máximo de calor, através de uma boa relação de quantidade de ar e a melhor mistura ar combustível, aliado à transferência de calor no meio (SERFATY, 2007). Um projeto preciso pode mitigar os problemas de autoignição, instabilidade dinâmica ou estática, manter os perfis de temperatura de forma a controlar a estabilidade da chama e temperatura de parede, mantendo as emissões de NO_x e CO dentro dos limites permitidos e aumentando a vida do combustor (BAZOOYAR; DARABKHANI, 2020; KRIEGER et al., 2012; LEFEVBRE; BALLAL, 2010). O ajuste da temperatura, porção ar-combustível e conseqüentemente o teor de emissão de poluentes é uma questão crítica no desenvolvimento de uma câmara de combustão (DEMIRBAS A, 2004; ENAGI; AL-ATTAB; ZAINAL, 2017).

Dentro das possíveis configurações, nota-se que o tamanho deve ser reduzido em comparação à sistemas convencionais, mas adequado de forma a garantir tempo suficiente

para os reagentes (TUCCILLO E CAMERETTI, 2005). A geometria deve ser simples, para facilitar a manutenção, montagem, desmontagem e substituição de peças (SOUZA, 2014). O uso de uma geometria variável para ajustar a quantidade de ar na região primária, além de zonas separadas de combustão, cada uma projetada para otimizar o desempenho final controlando seu próprio suprimento de combustível e mistura ar- combustível é viável, combinado ao uso de zonas primárias para adição de ar de forma a reduzir as temperaturas da chama e diminuir a produção de NO_x (TUCCILLO; CAMERETTI, 2005).

Outro ponto de interesse nos projetos de câmara de combustão é visar a menor emissão de poluentes. Para isso, uma aplicação que tem se tornado comum é a utilização de combustíveis renováveis, em especial em crescimento a utilização de biomassas, que pode ser utilizada na produção de vários combustíveis (CIESLINSKI, 2014). A energia usada pelas plantas para realizar a fotossíntese é chamada energia de biomassa, a qual pode ser recuperada utilizando-se biomassa para processos de combustão, através da queima (ABUELNUOR et al., 2014; SAIDUR R, 2011). A biomassa, por ser formada de CO₂ e H₂O possui um carácter menos poluente que outros combustíveis, pois os compostos liberados na sua combustão são sequestrados pelos novos plantios, fechando o ciclo do carbono (CORTEZ; LORA, 1997; HOSSEINI et al., 2013; ZANETTE, 2009).

Para a utilização do combustível biomassa no ciclo de microturbina é necessário adotar um ciclo de microturbina de queima externa (EFGT), inserindo o componente trocador de calor, de forma que o gás não cause danos as pás da microturbina.

Al-Attab e Zainal (2014) ao projetar e fabricar uma câmara de combustão para biomassa pressurizada em pequena escala, através da comparação experimental de diferentes alturas e diâmetros concluíram que os valores ideais seriam 500 mm e 250 mm, respectivamente, por promover combustão completa com baixa emissão de CO, o que é esperado para biomassas como combustível renovável.

Enagi, Al-Attab e Zainal (2017) em sua modelagem de uma câmara de combustão para microturbina, operando com combustíveis renováveis, defenderam que a melhor estrutura seria uma câmara de 600 mm de altura, pois alturas abaixo de 300 mm não foram capazes de sustentar a chama mesmo com altas temperaturas de ignição. O diâmetro de entrada consistiu em 50 mm, uma vez que um menor diâmetro resulta em uma maior turbulência e uma melhor mistura de ar-combustível.

Tóbon et al. (2018) buscaram avaliar o desempenho da combustão num ciclo de microturbina com regeneração, testando como combustíveis as biomassas de casca de

arroz, casca de café e casca de palma de azeite, chegando a uma configuração de 200 mm de comprimento e 40 mm de diâmetro como melhor abordagem para uma combustão eficiente.

Corrêa et al. (2018) analisaram o desempenho de uma microturbina de 30 kW com altura 1850 mm e diâmetro interno de 300 mm, usando misturas de gás de síntese derivado gaseificação de cascas de arroz e gás natural. Os resultados da emissão mostraram que quando a potência de saída é suficientemente alta (acima de 20 kW) a emissão de NO_x é quase inalterada apesar da mistura dos combustíveis, enquanto a emissão de CO aumenta, o que está relacionado a combustão incompleta. Os resultados do autor seguiram um caminho diferente do esperado, já que em microturbinas é esperado que a emissão de NO_x diminua quando a proporção de CO aumenta.

Ao se utilizar combustíveis renováveis deve-se atentar ao poder calorífico do combustível, onde se a combustão gera menos calor, ou seja, o combustível possui menos poder calorífico, mais combustível é necessário para manter a carga térmica, conseqüentemente o fluxo de gás combustível aumenta e mais ar é necessário para a combustão completa o que acarreta no aumento da taxa de fluxo de ar. Para uma mesma potência de saída maior entrada de ar é necessária, o que significa que o compressor irá consumir mais energia, diminuindo a eficiência geral do ciclo (CORRÊA et al., 2018).

Bazooyar e Darabkhani (2020) estudaram sobre a eficiência dos combustíveis renováveis, ligado a potencialidade da geometria e do combustível, através de projeto de fabricação de uma câmara de combustão de 12kW, testando o biodiesel, biogás, éter dimetílico e bioetanol. Os resultados do autor mostraram uma distribuição uniforme da temperatura de saída para todos os combustíveis utilizados além de vantagens significativas das emissões de poluentes.

A partir da definição da geometria da câmara, faz-se possível a análise do comportamento aerodinâmico do escoamento no interior da câmara. A metodologia mais comumente utilizada faz uso da Dinâmica dos Fluidos Computacional.

A Fluidodinâmica Computacional ou CFD (*Computational Fluid Dynamics*) tem sido amplamente utilizada como uma importante ferramenta de projeto de câmaras de combustão, referindo-se a área do conhecimento responsável pela simulação numérica de escoamentos de fluidos, transferência de calor e fenômenos relacionados. As equações governantes resolvidas pelo CFD, não possuem até o momento solução analítica, sendo resolvidas então através de métodos de discretização, sendo estes o método das diferenças finitas, o método dos elementos finitos e o método dos volumes finitos. Nestes métodos

troca-se o domínio contínuo por um domínio discreto, representando-se o domínio original por um conjunto de volumes de controle.

Sua utilização permite a geração de dados detalhados sobre as distribuições de temperatura, espécies químicas e comportamento de partículas de combustível no campo de combustão que não podem ser obtidas por experimentos, tornando a análise teórica mais fácil, barata, produtiva e com uma mitigação de riscos prévia a construção do modelo (AL-HALBOUNI et al., 2006; HOLKAR; HEBBAL, 2013). Ferramentas numéricas para resolução de problemas de escoamento, como CFD, apresentam essencialmente três abordagens sendo elas a Simulação Numérica Direta (DNS), a Simulação de Grande Escala (LES) e as Equações Médias de Reynolds (RANS). No trabalho será utilizada a abordagem RANS.

Se tratando do perfil de distribuição de pressão na análise CFD, é viável que se comporte com baixa perda de pressão no interior da câmara e em sua saída, compatível com a pressão necessária na entrada da turbina, para que o gás final da reação tenha baixo nível de poluição (SOUZA, 2014). Resultados de pressão baixos de 8%, 1% e 0,06% foram encontradas pelos autores Kumar e Rao (2013), Bazooyar e Darabkhani (2020) e Vijayakumar e Bhatt (2021) respectivamente, em câmaras projetadas para baixa potência.

Perfis de temperatura e velocidade do escoamento podem ser interpretados de modo a certificar a eficiência da geometria e do combustível adotados, a emissão de poluentes e a eficácia dos modelos de combustão, radiação e transferência de calor.

Krieger et al. (2012) realizou a caracterização da estrutura da chama dentro de uma câmara de combustão alimentada a gás natural, através do campo de fluxo de temperatura interna retirada via CFD. O autor aplicou modelos de radiação e condução para melhor reproduzir o fluxo, sendo que é preciso ter uma maior atenção na condução, uma vez que o ar em compressão é injetado pelo efeito swirl criando um fluxo rotacional (turbilhão) e é aquecido, surgem mudanças significativas nas velocidades e no processo de mistura na região de injeção de combustível. O autor aponta que outro fator de interesse nas simulações é a temperatura, que neste caso atingiu valores em torno de 900 K, sendo usada esta estimativa em cálculos de durabilidade.

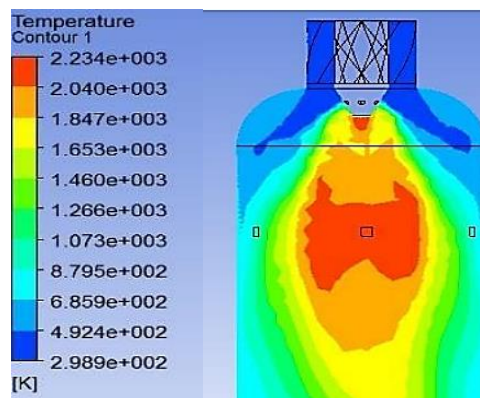
Holkar e Hebbal (2013) estudaram o efeito na temperatura da combustão de carvão pulverizado quando aplicados os modelos de transferência de calor, *Discrete Transfer* (DT), *Discrete Ordinates* (DO) e método aproximado P1, usando a modelagem CFD aplicada no *software* ANSYS FLUENT. Foi utilizado modelo de turbulência k- ϵ , modelo de combustão *Eddy Dissipation*, e injeção pelo efeito “swirl”, considerando as

equações de transporte para as principais espécies químicas do carvão (O₂, CO₂, CO, H₂O), para uma distribuição de partículas de tamanho de 45 microm, temperatura de entrada de ar, entrada de combustível, e parede de 573 K, 343,15 K e 1400 K respectivamente.

O perfil de temperatura com o modelo de aproximação P1 resultou em temperaturas mais baixas que o esperado, já o modelo DO e DT se adequou melhor ao esperado da geometria, sendo as principais diferenças entre as modelagens aparecem na zona de queima, próximo às injeções de ar/combustível, o que pode ter sido causado pela variabilidade das características do próprio combustível, ao reunir dados que contemplem os modelos. Os resultados de velocidade axial, radial e tangencial foram 59,51 m/s, 37,20 m/s, e 61,78 m/s respectivamente, já a temperatura máxima 1932,90 K.

Kumar e Rao (2013) ao testar o metano (principal composto do gás natural) como combustível, em uma câmara de combustão can-annular para microturbina a gás através do *software* ANSYS e modelo de turbulência SST, obtiveram temperatura máxima de 2500 K, decrescente ao longo da câmara, que se refere à reação do ar com as partículas do combustível. A concentração de oxigênio diminui à medida que a combustão ocorre, assim como a de H₂O. Deve-se ressaltar que ocorreu um aumento repentino da temperatura próximo à ponta do injetor, o que indica a geração de choques que auxiliam na mistura ar-combustível, o que pode ser modelado pelo tipo de injeção (Figura 3).

Figura 3 – Contorno de temperatura Kumar e Rao (2013).

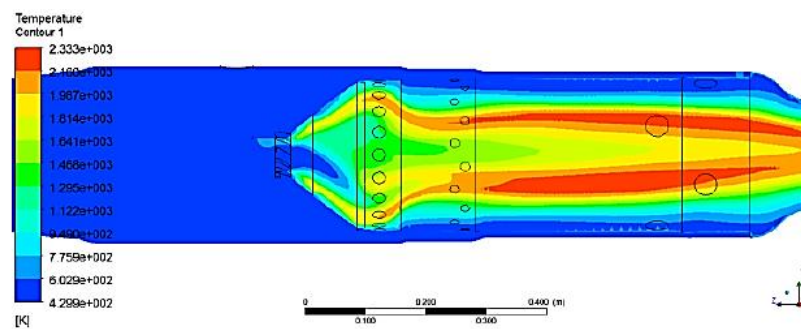


Fonte: Kumar e Rao (2013).

Simulações numéricas via Ansys foram realizadas em um combustor tubular de turbina a gás de 600 KW movida a gás natural por Dias et al. (2014). O modelo de turbulência utilizado foi *Shear Stress Transfer* (SST), combustão *Eddy Dissipation* e

modelo de aproximação P1. Os autores realizaram mudanças a fim de contornar problemas com a temperatura, apesar disso temperatura da chama apresentou valores elevados desde a entrada do difusor até a região central da câmara, mostrando a dificuldade de misturar o fluxo de ar com combustível na região primária. A velocidade do fluxo dentro da câmara de combustão se manteve elevada, favorecendo o aumento da emissão de poluentes, em decorrência de falhas no processo de queima, indicando um estudo mais aprimorado sobre as características do combustível, geometria e modelos de simulação (Figura 4).

Figura 4 – Distribuição de Temperatura Dias, Nascimento e Rodrigues (2014).



Fonte: Dias, Nascimento e Rodrigues (2014).

H.A. et al. (2016) utilizaram um modelo computacional incorporado em uma malha tetraédrica com 148.808 nós para analisar um combustor tubular a frio e com combustível diesel. O fluxo foi tratado em regime permanente governado pelas equações de Navier Stokes (RANS), fluido compressível, modelo de turbulência K- ϵ e modelo laminar flamelet com paredes adiabáticas. A temperatura máxima atingida foi 2100 K, já a perda de pressão ao longo da câmara de combustão foi mínima, 10% da pressão de entrada. Os perfis de velocidade possuíram uma tendência crescente ao longo do comprimento da câmara de combustão, o que é esperado, já que à medida que mais ar entra pela zona de diluição, os níveis de velocidade aumentam. Foram observadas baixas velocidades na zona primária o que beneficia um estado de estabilidade, chama estreita e uma boa mistura, além de serem menores próximo à parede, com uma pequena zona de recirculação no centro.

Temperaturas mais baixas na saída da câmara de combustão são desejadas e benéficas para a vida útil da lâmina da turbina e do bico, além disso, com um nível de

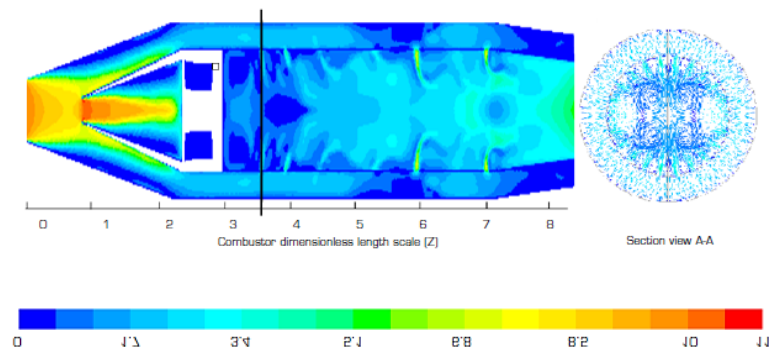
temperatura limitado, uma adição reduzida de combustível é necessária (H.A. et al., 2016; TUCCILLO; CAMERETTI, 2005).

Enagi, Al-Attab e Zainal (2017) adotaram um procedimento semelhante, realizando o desenvolvimento de um forno com os combustíveis GLP, biodiesel, misturas de óleo de cozinha, diesel e bio-óleo de pirólise. Os autores através da aplicação da Dinâmica computacional dos fluidos pelo *software Ansys Fluent*, analisaram geometrias variadas nos quesitos de emissões de CO, temperatura de saída, propagação e forma da chama no interior do tubo. A simulação mostrou-se eficaz uma vez que forneceu uma boa qualidade em termos de temperatura e emissões de poluente para ambas as geometrias e combustíveis.

Tóbon et al. (2018) realizaram um estudo por meio da adoção de CFD com o objetivo de avaliar o desempenho da combustão num ciclo de microturbina com regeneração, testando as biomassas casca de arroz, casca de café e casca de palma de azeite, modelados a partir da variação da razão de hidrogênio. Foi adotado parede adiabática, modelo de turbulência K- ϵ e transporte de espécies *Eddy Dissipation*. O autor chegou a uma boa concordância de valores, mas concluiu que um modelo mais robusto deveria ser estudado, já que houve discordância de resultados esperados referentes à temperatura de chama e concentração mássica das espécies na saída do combustor.

Vijayakumar e Bhatt (2021) realizaram a investigação de um fluxo não reativo em uma câmara de combustão tipo CAN para microturbina de 3 KW. A câmara foi dividida em zona primária, secundária e de diluição, adotando *swirl*, estado estacionário RANS e modelo de turbulência k- γ RNG (Reddy e Ganesan 2004). O número de Reynolds calculado com o diâmetro e velocidade de entrada foi utilizado para identificar o fluxo como turbulento, o que era esperado já que o fluxo advém de um compressor em uma alta rotação. Os resultados do comportamento do fluxo mostraram que com a entrada do ar comprimido no difusor, o fluxo desacelera devido ao aumento da área, e uma forte zona de recirculação é criada no núcleo central que decai à medida que o escoamento segue para a zona primária, útil na estabilização da chama. O autor contribui para este estudo, uma vez que deixa evidente que a utilização de *swirl* cria uma forte zona de recirculação pelo efeito da pressão radial e à interação de jatos primários opostos, contribuindo para uma forte mistura de ar e combustível (Figura 5).

Figura 5 – Perfil de velocidade Vijayakumar e Bhatt (2021).



Fonte: Vijayakumar e Bhatt (2021).

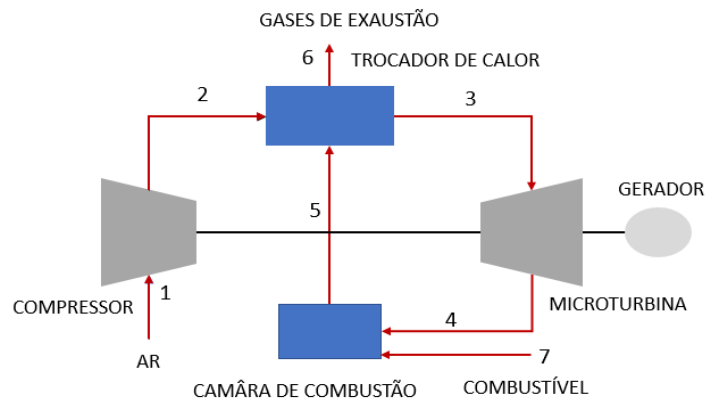
Com base na discussão realizada, o presente trabalho de conclusão de curso tem por objetivo o projeto e modelagem de uma câmara de combustão de 100 KW para microturbina a gás de queima externa (EFGT) utilizando como combustível biomassa de casca de café. A literatura abordada colabora com conhecimentos sobre câmaras experimentais que servirão como base para a avaliação das características construtivas do forno. Para a análise da eficiência da câmara será realizada uma modelagem numérica utilizando a abordagem CFD para uma análise preliminar dos campos de velocidade e temperatura que se desenvolvem na atmosfera de combustão, que poderão ser comparadas aos perfis já vistos neste estudo.

2 METODOLOGIA

2.1 Modelagem termodinâmica preliminar do ciclo de microturbina a gás

Para desenvolvimento do projeto da câmara de combustão do presente trabalho de conclusão de curso, foi modelado inicialmente o ciclo termodinâmico preliminar de microturbina a gás de queima externa constituída por compressor, câmara de combustão, trocador de calor e microturbina, como identificado na figura 6.

Figura 6 – Sistema de microturbina a gás de queima externa.



Fonte: Adaptado de Rua, Venturini e Palacio (2015).

Para elaboração do ciclo termodinâmico preliminar foi utilizada a metodologia proposta por Souza (2014) que permite a determinação das características termodinâmicas do ciclo operado pelo sistema da microturbina utilizando os dados de temperatura e pressão de entrada do ar no compressor, temperatura de entrada dos gases de combustão na microturbina, potência que se deseja produzir e o tipo de combustível utilizado. O equacionamento apresentado pelo autor respeita o processo físico e químico que ocorre no interior da câmara. Nesse estudo os algoritmos propostos pelo autor foram aplicados de forma a projetar a melhor estrutura para a câmara.

O projeto da estrutura da câmara foi realizado via *software EES (Equation Engineering Solver)* utilizando das leis da termodinâmica e com base nas características da biomassa de casca de café para gerar baixa potência de forma a reaproveitar este resíduo para geração de energia na própria indústria.

Esta biomassa é um material encontrado em abundância no estado de Minas Gerais e foi adotado para modelagem do ciclo, uma vez que é um combustível renovável e possui característica de gerar menor quantidade de poluentes, que pode ser aplicado a um ciclo de microturbina de queima externa. As características do combustível, as

temperaturas e pressões envolvidas no projeto e a potência a ser gerada pelo sistema necessárias para o cálculo do ciclo termodinâmico preliminar e para o projeto da câmara de combustão são apresentados nas Tabelas 1, 2 e 3.

Tabela 1 – Composição elementar e característica biomassa casca de café

%Oxigênio	44,1 % b.s
%Carbono	43,5 % b.s
%Nitrogênio	2 % b.s
%enxofre	0,15 %b. s
%Cloro	0,00%b. s
%Hidrogênio	5,3% b. s
%Umidade	14,10 %b. u
%Carbono Fixo	21,67 %b. s
%Cinzas	5,10% b.s
%Voláteis	73,03 %b. s

Fonte: Fonte: Malavolta (1993) e Silva (2012).

Tabela 2 – Propriedades térmicas da biomassa.

Capacidade Térmica	PCI	PCS	Densidade
130,74 J kg ⁻¹ K ⁻¹	13,06±0,22MJ/kg	16,67±0,35 MJ/kg	166,5 kg/m ⁻³

Fonte: Kumar et al. (2002); Silva (2012) e Vale et al. (2007).

Tabela 3 – Condições iniciais: Modelagem termodinâmica.

Temperatura ambiente T1	20° C
Pressão ambiente P1	101000 Pa
Potência elétrica	100 KW
Rendimento combustor η_{CO}	0,98
Rendimento Compressor η_C	0,88
Rendimento Recuperador	0,78
Rendimento Turbinas	0,9
Perda de pressão λ	0,96

Adotando esta modelagem pelo software EES, foram geradas as dimensões construtivas da câmara de combustão, seguido construção da geometria e pela simulação numérica.

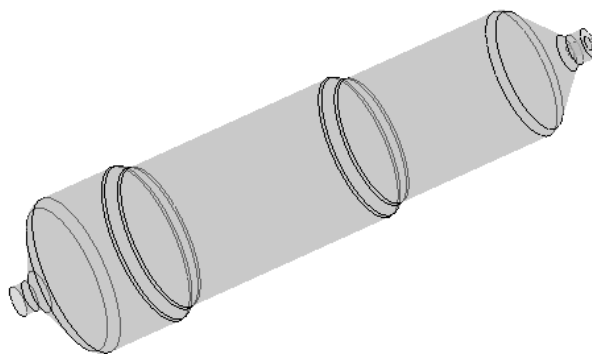
2.2 Simulação numérica

Para a realização da simulação numérica foi empregado o *software* Ansys 2022 versão estudante, da plataforma Workbench, com criação de geometria na parte CAD Space Claim, malha aplicada pelo Mesh e análises desenvolvidas no Ansys CFX.

2.2.1 Descrição do domínio computacional

O domínio computacional foi definido como Furnace, tipo *fluid domain*, no qual as fronteiras foram construídas como superfícies relativas as faces da parede do forno. A fronteira Furnace Wall é a face do queimador tipo parede, com condição de não escorregamento e adiabática (Figura 7).

Figura 7 – Domínio computacional.

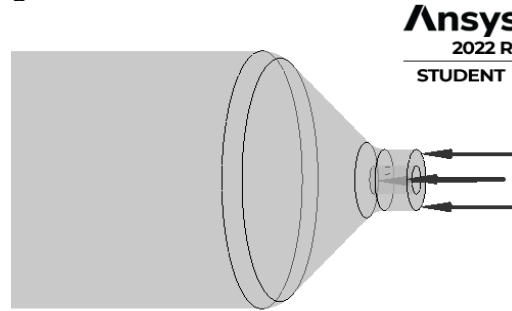


Ansys
2022 R1
STUDENT

Fonte: Da autora (2022).

As condições iniciais de entrada e saída foram delimitadas por superfícies que ditam a entrada e saída do fluido, sem influenciar nos campos de velocidade e pressão. A fronteira Air Intel corresponde a região de entrada da massa de ar, a uma taxa de fluxo de 0.01035 kg/s a uma temperatura de 573 K (Figura 8).

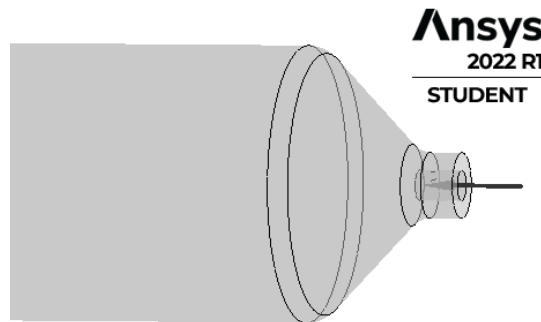
Figura 8 – Fronteira de entrada de ar



Fonte: Da autora (2022).

A fronteira Coal Intet corresponde a entrada de combustível, de fluxo 0.001624 kg/s a uma temperatura de 300 K (Figura 9).

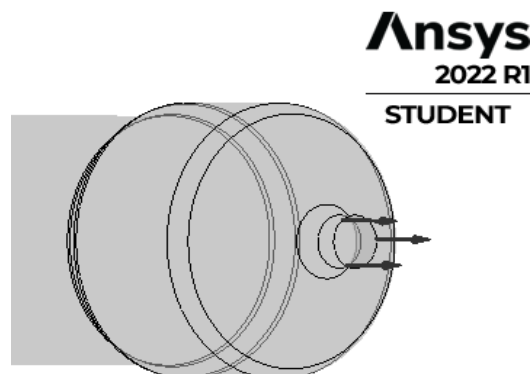
Figura 9 – Fronteira de entrada de combustível.



Fonte: Da autora (2022).

Já a fronteira Outlet corresponde à saída no qual a pressão relativa é fixada (Figura 10). As setas representam a condição adotada inlet e outlet no domínio computacional.

Figura 10 – Fronteira de saída.



Fonte: Da autora (2022).

2.2.2 Condições iniciais de contorno

Após a definição da geometria da câmara de combustão foi realizada uma simulação numérica para análise aerodinâmica do escoamento no interior desta, de forma a avaliar o comportamento do campo de velocidades, pressões e temperatura, características estas que vão influenciar diretamente na eficiência do processo de combustão.

Sendo assim foi realizada uma modelagem numérica utilizando a ferramenta numérica CFX disponível no software Ansys Student R1 2022. As condições adotadas para a temperatura, seguem a temperatura ambiente para a entrada do combustível e temperatura de entrada de ar de acordo com o calculado para o ciclo através da metodologia de Souza (2014) uma vez que o ar comprimido advém do compressor. Para análise dos resultados foi utilizado o carvão como combustível, visto que a cinética química da combustão da casca do café ainda não é encontrada na literatura. As frações mássicas de ar e combustível foram adotadas de acordo com Holkar e Hebbal (2013) uma vez que o carvão, por ser um combustível natural, pode possuir muitas composições. As condições de contorno para a simulação numérica são apresentadas na tabela 4.

Tabela 4 – Condições de entrada: Modelagem CFD.

Temperatura de entrada de combustível	300 K
Distribuição do tamanho de partículas do carvão	12, 38, 62, 88 microm
Temperatura de entrada de ar	573 K
Pressão estática na saída	0 Pa
Parede do forno	adiabática
Fração de O ₂	0,232
Vazão mássica carvão	0,0011015 kg/s
Vazão mássica de ar	0,1035 kg/s

Fonte: Da autora (2022).

A modelagem de turbulência segue a metodologia RANS, da qual foi selecionado o modelo de turbulência k- ϵ , modelo de combustão Eddy Dissipation e para transferência de calor modelo DT (*Discrete Transfer*). O spray foi representado através do modelo de fases discretas, DPM (*Discrete Phase Model*), com injeção de partículas de combustível

pulverizadas pelo método de injeção uniforme, igualmente espaçadas sobre o efeito “swirl” do escoamento. As propriedades físico-químicas do carvão foram inseridas de forma a respeitar a queima do combustível. Esses modelos são comuns em análises com aplicação CFD de câmaras de combustão, como as realizadas pelos autores Holkar e Hebbal (2013); H.A. et al. (2016); Tóbon et al. (2018) e Vijayakumar e Bhatt (2021).

2.2.3 Modelagem da turbulência

Para a modelagem da turbulência foi adotado o método da Simulação Numérica de Escoamentos Turbulentos via Equações de Médias de Reynolds, RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*), no qual as equações são obtidas através de um conjunto de médias das equações de Navier-Stokes e da continuidade, que descreve os valores instantâneos das variáveis do movimento turbulento como uma variação em torno dos valores médios.

Dentro desta abordagem foi escolhido o modelo K-ε, o qual assume que as tensões de *Reynolds* são proporcionais aos gradientes de velocidade média, onde K é a energia cinética turbulenta, e épsilon é a dissipação turbulenta, que é a taxa na qual as flutuações de velocidade se dissipam. Este modelo é representado pelas Equações (1) e (2).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(p k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + Gk + Gb - \rho \varepsilon - Y_M + S_K \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(p \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma \varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{K} (Gk + C_{3\varepsilon} Gb) - C_{2\varepsilon} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2)$$

Onde, Gk representa a energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média, Gb a energia cinética turbulenta devido a flutuabilidade, Y_M a contribuição da dilatação flutuante na turbulência compressível para a taxa de dissipação geral. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ e $C_{3\varepsilon}$ são constantes, σk e $\sigma \varepsilon$ são os números turbulentos de Prandtl para k e ε respectivamente (FLUENT, 2013).

2.2.4 Modelagem da combustão

O modelo adotado foi o *Eddy Dissipation Concept*, utilizado para tratar a interação entre a turbulência e a cinética química, sendo comum em modelos de combustão turbulenta. No modelo há a divisão do fluido em uma parte reativa e uma não reativa, considerando que as reações são rápidas e as taxas de reação são limitadas por um tempo de mistura determinado pelas propriedades dos vórtices. Assume-se no EDC que em escoamentos turbulentos as reações químicas ocorrem somente se os reagentes se misturarem a nível molecular com as menores escalas, isto é, a energia cinética turbulenta contida nas grandes estruturas do escoamento é transferida para as estruturas finas (vórtices) onde esta energia é dissipada na forma de calor (SILVA SIQUEIRA, 2015). As equações (3) e (4) descrevem o modelo (FLUENT, 2013).

A fração de comprimento das escalas finas (vórtices) é definida por:

$$\xi^* = C_\xi \left(\frac{\nu \varepsilon}{k^2} \right)^{1/4} \quad (3)$$

Onde C_ξ é a fração volumétrica constante igual a 2,1377 e ν a viscosidade cinemática. Para o volume, calcula-se ξ^{*3} , e assume-se que as espécies reagem nas estruturas finas seguindo uma escala de tempo:

$$\tau^* = C_\tau \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2}, \text{ onde } C_\tau = 0.4082 \quad (4)$$

Na modelagem pelo Ansys Fluent assume-se que a combustão de estruturas finas ocorre a pressão constante, com condições iniciais de espécie e temperatura, ao longo da escala de tempo τ^* , governada pelas taxas de Arrhenius e integradas numericamente pelo algoritmo ISAT (*In-Situ Adaptive Tabulation*) (FLUENT, 2013).

2.2.6 Modelagem da transferência de calor

A modelagem e transferência de calor *Discrete Transfer* (DT) foi adotada na simulação. Este tipo de modelagem rastreia um número de *rays* definidos previamente para solucionar a equação de transporte radiativo através do domínio de controle definido. Os *rays*, são raios que saem das superfícies delimitadoras do domínio, as fronteiras, e são utilizados no cálculo da radiação térmica. Neste estudo uma quantidade de 32 *rays*, valor

baseado na literatura de Holkar e Hebbal (2013) de modo a deixar o cálculo da radiação térmica mais preciso,

2.2.4 Modelagem do spray

A modelagem *Discrete Phase Model* (DPM) foi adotada uma vez que permite a utilização de distribuições de partículas para o cálculo das trajetórias e conseqüentemente o comportamento do escoamento e eficiência. É o mais utilizado devido ao seu resultado mais completo sobre esta distribuição. Com menor demanda de tempo computacional e a possibilidade da simulação de problemas que envolvem fases discretas, como a combustão de reagentes na fase sólida ou líquida.

As partículas de combustível sólido foram injetadas como pelo método de injeção uniforme, igualmente espaçadas sobre o efeito *swirl* do escoamento. Pelo efeito *swirl* o combustível é injetado axialmente na câmara de combustão cercada por um fluxo anular de ar que possui momento tangencial. Essa componente rotacional promove uma melhor mistura entre combustível e ar, importante para uma combustão mais eficiente e com baixas emissões de NOX. Além disso, esse tipo de situação origina uma região de recirculação que retém os produtos de combustão quentes promovendo a estabilidade da chama.

2.3 Convergência de Malha

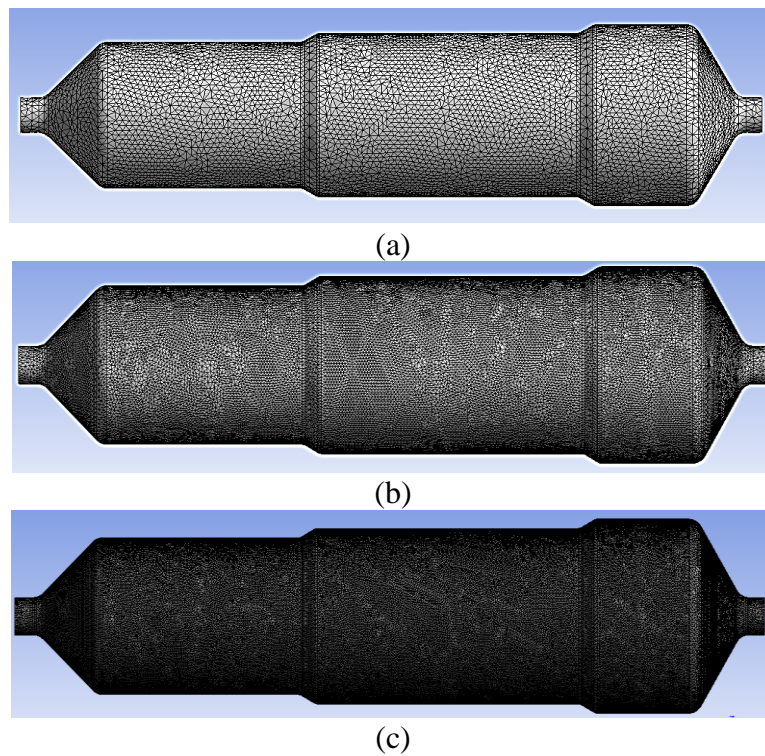
A análise de convergência de malha foi utilizada de forma a definir o melhor tamanho de malha, a partir da comparação dos resultados de temperatura ao longo da câmara. A malha foi feita no software Mesh, do pacote Ansys Student 2022 R1. O tipo de elemento escolhido foi tetraédrico que adequa melhor ao tipo de geometria, sendo suficiente para a estrutura que não possui uma geometria complexa. As áreas foram separadas e definidas como região de entrada de ar, entrada de combustível e saída. As paredes foram modeladas como superfícies e foram realizadas 1500 iterações para cada simulação. Na figura 11 estão ilustradas as malhas a, b e c.

Tabela 5 – Convergência de malha.

	Elemento [mm]	Nº Elementos	Nº Nós
Malha A	5	54.013	93.208
Malha B	2,5	225.461	385.615
Malha C	1,7	493.432	840.140

Fonte: Da autora (2022).

Figura 11 – Estrutura da malha (a), (b) e (c).



Fonte: Da autora (2022).

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste item serão apresentados os resultados das simulações numéricas realizadas com o combustível carvão para análise do comportamento aerodinâmico do escoamento no interior da câmara e dos perfis de temperatura para análise da distribuição da chama na atmosfera de combustão. Resultados obtidos através do *software* na versão estudantil ANSYS CFX, ANSYS 2022 R1. O carvão foi escolhido pela disponibilidade de equações da cinética química de reação para ele e também por apresentar uma maior gama de resultados envolvendo câmaras de combustão nos mais diversos formatos para validação dos resultados obtidos no presente trabalho de conclusão de curso.

3.1 Estrutura da câmara de combustão

Através do cálculo referente ao ciclo termodinâmico pela metodologia proposta por Souza (2014) foi possível se obter as dimensões principais da câmara de combustão para o processo de combustão. Suas dimensões resultantes podem ser vistas na tabela 4.

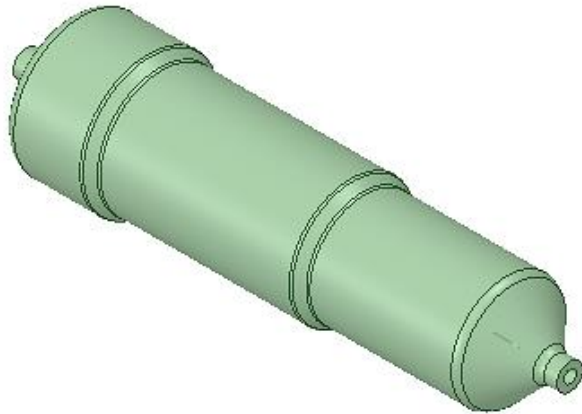
Tabela 6 – Características de projeto: Modelagem da estrutura.

Comprimento L _{total}	471,25 mm
Região intermediária L _{in}	218,8 mm
Região primária L _{pr}	168,3 mm
Região de mistura L _{mi}	84,15 mm
Diâmetro de entrada	30 mm
Diâmetro de saída	30 mm
Rendimento da planta	20%
Rendimento do ciclo	20,4%
Potência	100 KW

Fonte: Da autora (2022).

A modelagem da geometria da câmara de combustão foi realizada no SpaceClaim do Ansys *Student* 2022 R1. O forno, conforme tabela 6, apresenta uma câmara principal para desenvolvimento do processo de combustão de comprimento 471,25 mm, com diâmetro de entrada e saída 30mm, com geometria compacta de volume 0,0081 m³ e área de superfície 0,26 m².

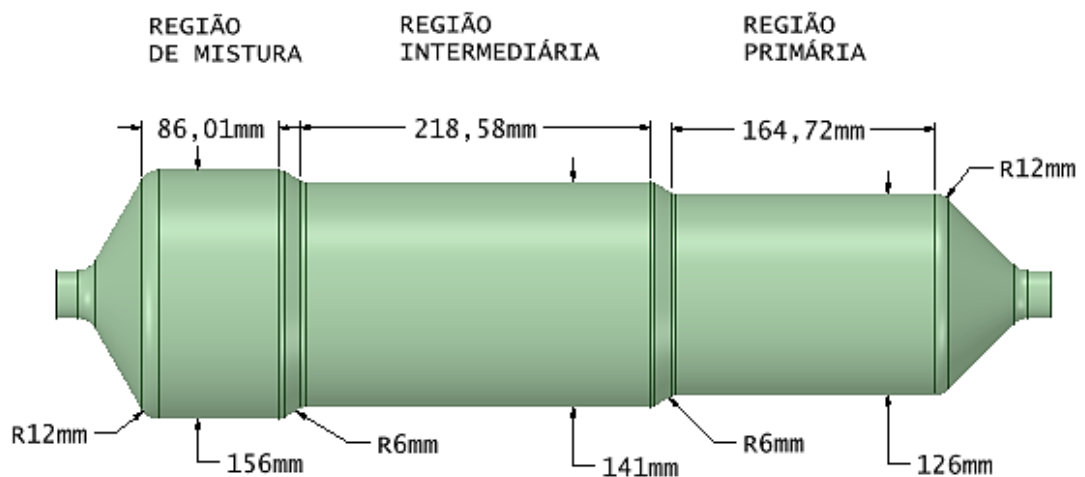
Figura 12 – Vista isométrica da geometria.



Fonte: Da autora (2022).

A câmara foi dividida em região primária, intermediária e de mistura, diâmetros 126 mm, 141 mm e 156 mm respectivamente, e comprimentos 164,72 mm, 218,58 mm, 86,01 mm (Figura 13). A divisão se deu com objetivo de reduzir as temperaturas e diminuir a produção de Nox na saída da câmara (Figura 13).

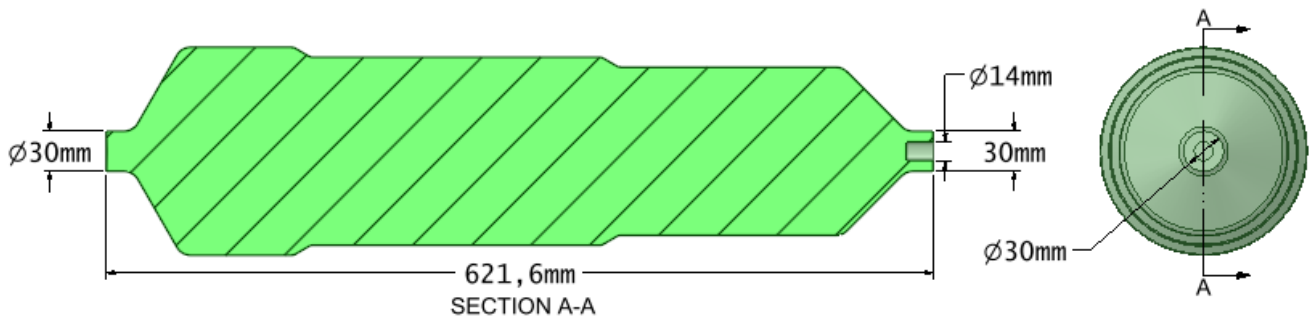
Figura 13 – Regiões primária, intermediária e de mistura.



Fonte: Da autora (2022).

O diâmetro de entrada de 30 mm foi adotado de modo a respeitar o comprimento da câmara que não possui valor elevado, sendo assim, um diâmetro menor pode ser suficiente, uma vez que diâmetros menores resultam em uma maior turbulência e uma melhor mistura de ar-combustível. O diâmetro de saída seguiu a mesma estrutura, propiciando a avaliação de melhorias através de análises computacionais do escoamento posteriores (Figura 14).

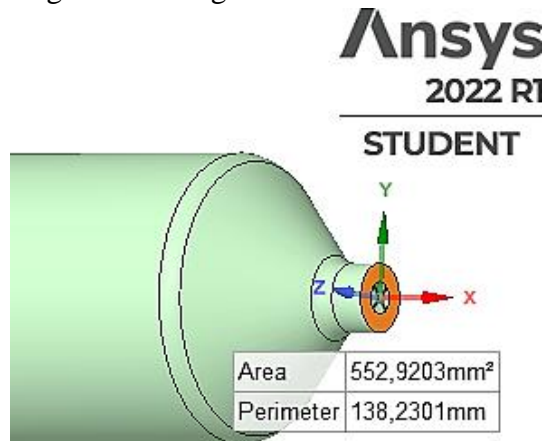
Figura 14 - Diâmetros de entrada e saída.



Fonte: Da autora (2022).

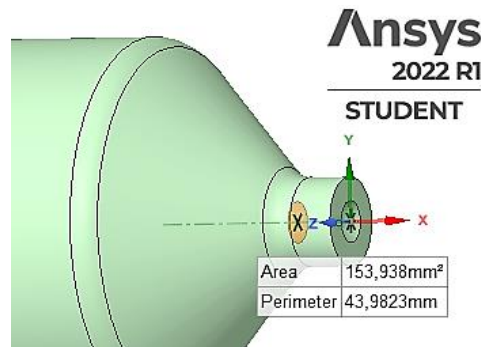
A região de injeção da mistura reagente corresponde a uma entrada anular de 16 mm de diâmetro e área 0,0552 m² para a entrada de ar, destacada na figura 15, e uma entrada circular de 14 mm de diâmetro e área 0,0153 m² para entrada do combustível carvão, destacada na figura 16.

Figura 15 – Região de entrada de ar.



Fonte: Da autora (2022).

Figura 16 – Região de entrada de combustível.



Fonte: Da autora (2022).

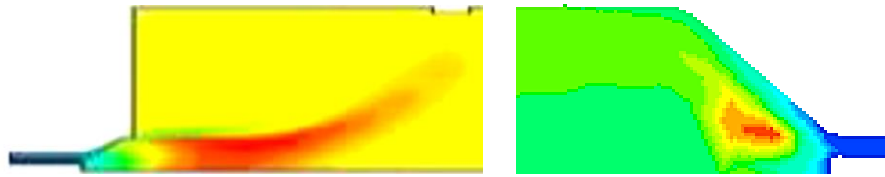
As dimensões calculadas para a câmara chegaram a um comprimento similar ao de outros autores, como Holkar e Hebbal (2013); Al-Attab e Zainal (2014); Al-Attab e Zainal (2017) e Tóbon et. al (2018) quando projetada em pequena escala trabalhando com biomassa pressurizada, para um ciclo de microturbina com baixo valor de potência.

3.2 Teste de convergência de malha

A análise de convergência de malha, foi realizada utilizando três tamanhos de malha, de acordo com o número de elementos, conforme discutido no Item 2.3 e na Tabela 6. O parâmetro utilizado para o teste de convergência foi a distribuição de temperatura na atmosfera de combustão para cada malha (Figura 17). Para realização do teste e análise da melhor malha, o perfil de distribuição das temperaturas na atmosfera de combustão para cada malha simulada, foi comparado ao trabalho de Holkar e Hebbal (2013) que utiliza a mesma abordagem da simulação numérica desenvolvida no presente trabalho.

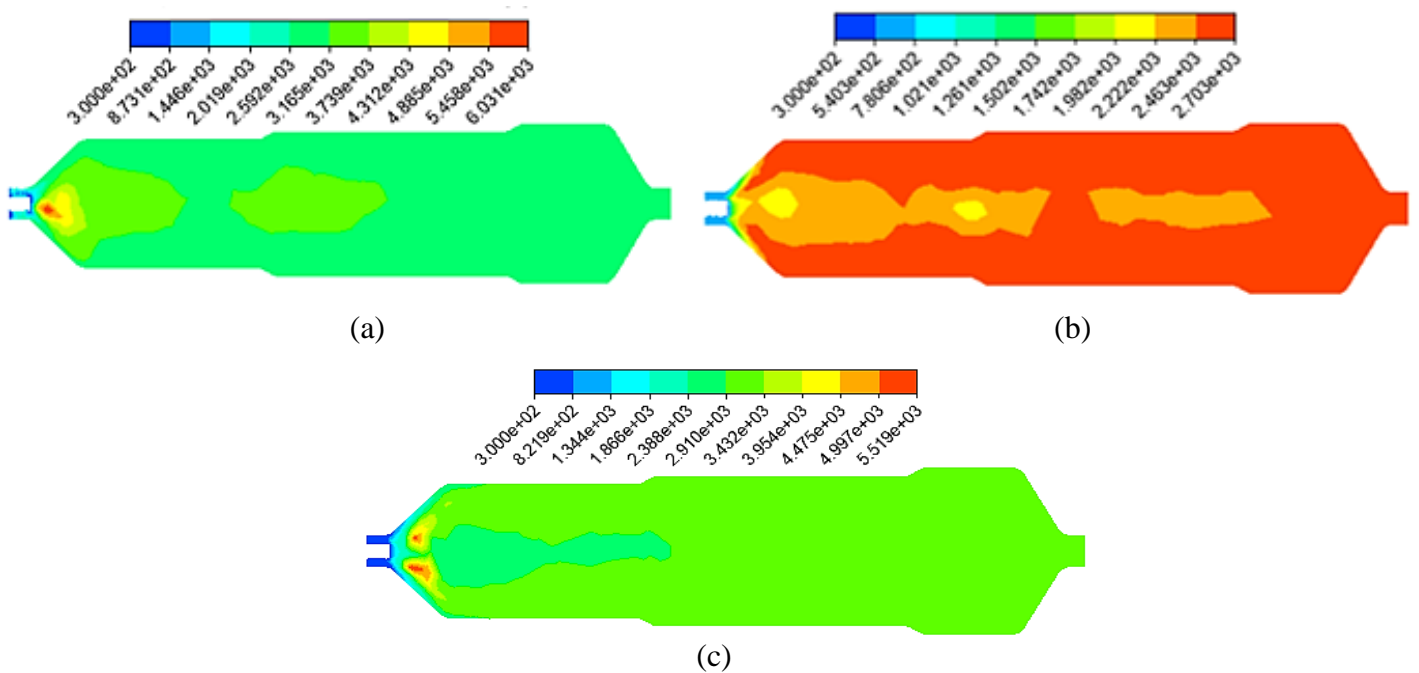
Com relação à distribuição do perfil de temperaturas na câmara de combustão a malha que melhor reproduz o comportamento de chama é a malha C (Figura 18). Isso porque realizando uma análise qualitativa, é possível observar o comportamento da região de chama com arrasto para as paredes de distribuindo na região de entrada, o que não ocorre com as malhas (a) e (b). A diferença entre os valores de temperatura é devido ao tamanho da câmara de combustão, que no presente trabalho é em escala bem menor que a de Holkar e Hebbal (2013). Demais detalhes serão discutidos mais adiante.

Figura 17 – Comportamento da chama e distribuição de temperatura por Holkar e Hebbal (2013) versus malha C.



Fonte: Holkar e Hebbal (2013).

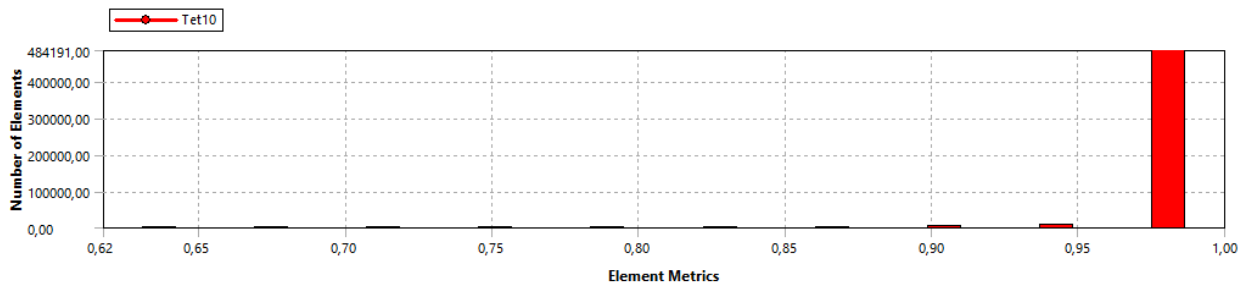
Figura 18 – Contornos de temperatura em K para malha (a), (b) e (c).



Fonte: Da autora (2022).

A análise de qualidade de malha forneceu dados satisfatórios uma vez que 97% dos elementos tiveram um índice jacobiano próximo a 1, indicando poucos elementos com distorção (Figura 19).

Figura 19 – Qualidade de malha.



Fonte: Da autora (2022).

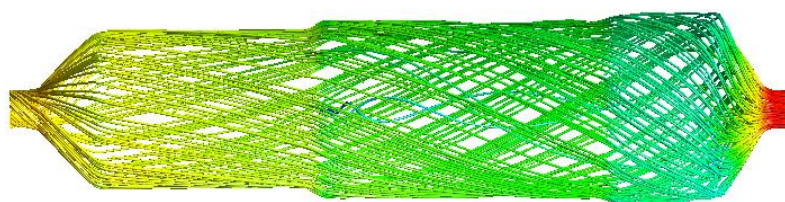
3.3 Análise termodinâmica da atmosfera de combustão

Neste Item serão discutidos os resultados relativos aos perfis de velocidade e de temperatura na atmosfera de combustão da câmara projetada para análise termodinâmica do escoamento de forma a verificar a viabilidade da metodologia de projeto aplicada e quais os pontos podem ser melhorados no projeto.

3.3.1 Análise do perfil de velocidades no interior do forno

A análise do campo de velocidade é crucial para entendimento dos fenômenos termodinâmicos que ocorrem na atmosfera de combustão. Na câmara de combustão a injeção do combustível ocorre axialmente no forno, cercado por um fluxo anular de oxidante, no caso ar, que resulta após a injeção em um escoamento rotacional da mistura reagente, conforme linhas de corrente na figura 20. O efeito swirl mantém o fluxo de ar turbulento, uma vez que o mesmo já tem essa característica na entrada por vir de um compressor a alta rotação, criando uma zona de recirculação na entrada da zona primária de combustão, como pode ser visto na figura 21 pelas linhas de corrente em espiral evidenciadas em azul.

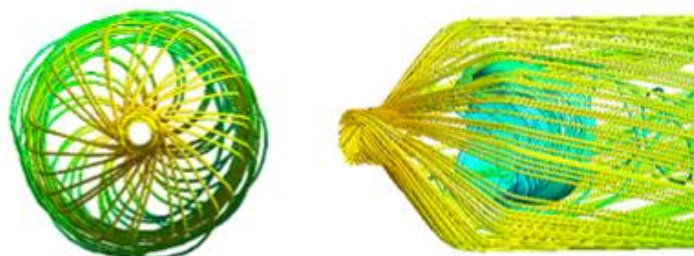
Figura 20 – Comportamento do escoamento: linhas de corrente.



Fonte: Da autora (2022).

O efeito swirl permite uma boa mistura entre o ar e o combustível, mantendo permanência dos reagentes para queima na região de entrada, além de reter os produtos da combustão quentes, promovendo uma estabilidade da chama

Figura 21– Entrada de ar pelo efeito swirl e zona de recirculação.



Fonte: Da autora (2022).

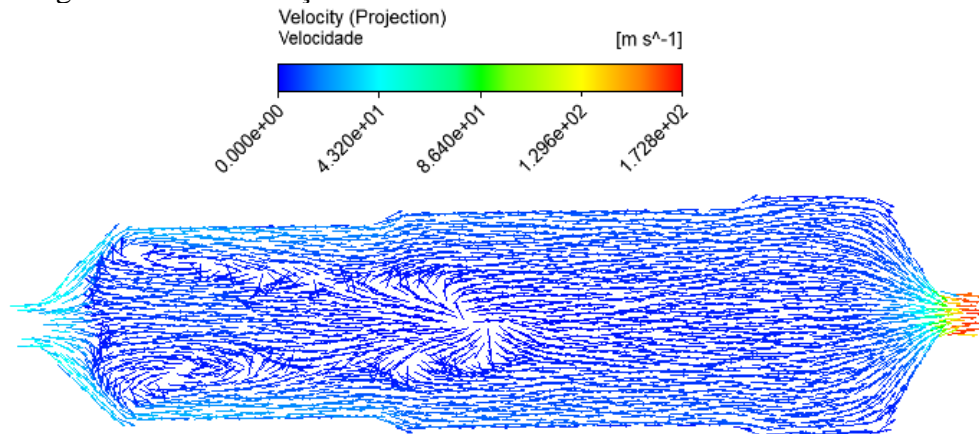
Na figura 22 são apresentadas as distribuições de velocidade na atmosfera de combustão do forno. Pode se notar que na entrada da câmara a velocidade atinge 43 m/s. O diâmetro e a massa das partículas de carvão facilitam o transporte de combustível ao longo da câmara, sendo o carvão um particulado pesado e de poder calorífico alto que promove temperaturas altas na atmosfera de combustão.

Ainda na Figura 22 é possível observar a formação de regiões de recirculação nas regiões da câmara na seção de entrada e no início da seção intermediária da câmara de combustão. Esta informação é importante, pois pode promover concentração de combustível gerando pontos quentes no interior da câmara, favorecendo a produção de poluentes e também faz com que a temperatura dos gases de combustão não chegue à saída da câmara nas condições adequadas para exaustão. Esta observação mostra que são necessárias modificações pontuais na geometria da câmara para evitar a formação destas recirculações. Mais conclusões podem ser retiradas das observações dos perfis de temperatura para confirmar este fato.

A maior velocidade encontrada, de 172 m/s foi na saída do forno, o que era esperado pela diminuição de volume. É necessário para reduzir a velocidade, que além da adoção de orifícios de diluição, o diâmetro de saída da câmara seja maior quando comparado ao diâmetro das regiões da câmara, promovendo uma redução menos brusca e com menos choques do fluxo da mistura na parede da câmara, evidenciada pela velocidade axial negativa nas regiões de afunilamento.

A distribuição de velocidades e seus valores são dependentes da porção de massas de ar e combustível injetadas, do volume das porções da câmara e da densidade do combustível, portanto uma comparação direta com a literatura deve ser feita com câmaras de mesmas proporções.

Figura 22 – Distribuição de velocidades na atmosfera de combustão.

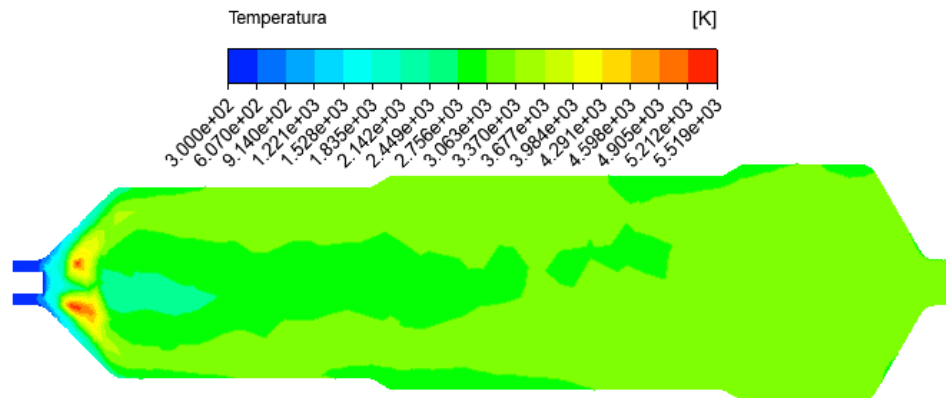


Fonte: Da autora (2022).

3.3.2 Análise do perfil de temperatura no interior do forno

A figura 23 mostra o perfil de temperatura resultante da queima do carvão, onde é possível observar que a temperatura mínima se localiza na região de entrada corresponde a 300 K, devido à entrada de combustível na temperatura ambiente, e aproximadamente 500 K correspondente à entrada de ar. Logo após a injeção é possível notar uma temperatura de aproximadamente 5500 K, correspondente à região de chama. Ao longo da câmara o perfil se desenvolve com temperatura de aproximadamente 3000 K na parte central da região primária e intermediária, e temperaturas de 3700 K ao longo da câmara e extremidades até o final da região de mistura e saída. O poder calorífico do carvão, propriedade definida como a quantidade de calor desprendida pela combustão estequiométrica do combustível, é cerca de 32,19MJ/kg, que explica temperaturas elevadas serem atingidas. Outro fator importante é a geometria da câmara de combustão do presente trabalho, que apresenta comprimento axial de 621,6 mm, enquanto a de Holkar é de 5 m. Isso faz com que haja uma maior concentração de energia no interior da câmara dadas as propriedades reativas do carvão, elevando de uma forma acentuada as distribuições de temperatura no interior da câmara de combustão.

Figura 23 – Perfil de temperatura na atmosfera de combustão.



Fonte: Da autora (2022).

Na figura 23 ainda é possível observar no perfil de temperaturas valores elevados na região periférica da câmara como citado, uma vez que o escoamento pelo efeito swirl se mantém nessa região, conforme na figura 16, com uma temperatura de aproximadamente 3000 K. As análises dos autores Holkar e Hebbal (2013) resultaram em uma temperatura máxima de 1900 K com combustível carvão, Kumar e Rao (2013) ao utilizar o metano (principal composto do gás natural) chegaram a uma temperatura de 2500 K, já H.A. et al. (2016) utilizando o diesel chegaram a 2100 K.

Outra análise importante na Figura 23 é que as recirculações observadas na Figura 18 geram uma zona de baixa temperatura na região central da câmara de combustão, o que não deveria ocorrer. Espera-se que a temperatura diminua ao longo da câmara, para que os gases não cheguem a uma alta temperatura nas pás da turbina causando danificação. Uma forma de promover a diminuição da temperatura é a adoção de orifícios de diluição, necessário ao tratar de um combustível com elevado poder calorífico, como o carvão, mesmo que em uma câmara de menores dimensões. As fileiras de orifícios promovem a redução da temperatura da massa de gases quentes através da mistura com uma massa de ar com menor temperatura, promovendo a queima dos hidrocarbonetos não queimados na região intermediária, para que na entrada da turbina o gás esteja na temperatura não prejudicial as pás.

3 CONCLUSÃO

A câmara de combustão projetada resultou em uma geometria compacta e de baixo volume, que corresponde ao esperado para sistemas de microturbinas de 100 KW, ou seja, de baixa potência.

A formação de regiões de recirculação nas proximidades da parede da câmara na seção intermediária, que pode promover concentração de combustível gerando pontos quentes no interior da câmara e favorecendo a produção de poluentes, se fazendo necessárias modificações no projeto estrutural da câmara para evitar estas formações de recirculações.

O perfil de temperaturas atingiu em temperatura de 5500 K na região de chama e 3700 K ao longo do escoamento, correspondente ao esperado para um combustível de alto poder calorífico, e que apesar de se distribuir uniforme ao longo da câmara, concentrou altas temperaturas próximo a saída e a parede, que deveriam ser menores de forma a não danificar as pás da turbina.

O uso do efeito swirl na injeção do escoamento proporcionou um escoamento rotacional e áreas de recirculação entre a entrada na zona primária e intermediária, o que favorece uma boa mistura ar-combustível, mantendo a permanência dos reagentes para queima na região de entrada, além de reter os produtos da combustão quentes promovendo uma estabilidade da chama.

Espera-se que em análises utilizando combustíveis renováveis como a casca do café, uma distribuição de temperaturas uniformes e menores sejam atingidas, uma vez que o café possui menor poder calorífico e é um particulado mais leve. A adoção de mudanças na geometria já citadas tende a colaborar para menores emissões e uma maior eficiência da câmara de combustão.

4 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Com o objetivo de realizar melhorias no projeto da câmara de forma a torna-la mais eficiente, propõe-se os tópicos abaixo para continuidade do trabalho de conclusão de curso.

- Reestruturação do projeto estrutural da câmara de combustão com adoção de orifícios de diluição;
- Reestruturação do projeto estrutural da câmara de combustão com adoção de um maior diâmetro de saída;
- Análise experimental da composição do combustível, uma vez que por ser natural é válido que haja variações;
- Realização de ensaios experimentais por meio de bancadas para uma validação mais sólida dos resultados;
- Adoção do combustível biomassa de casca de café nas análises CFD para validar a câmara de combustão para microturbina com um combustível renovável, objetivando atingir menores temperaturas e uma maior eficiência.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AL-ATTAB, K. A.; ZAINAL, Z. A. Performance of a biomass fueled two-stage micro gas turbine (MGT) system with hot air production heat recovery unit. **Applied thermal engineering**, v. 70, n. 1, p. 61-70, 2014.

AÇMA-HAYKIRI, HANZADE. Combustion characteristics of different biomass materials. **Energy Conversion and Management**, v. 44, n. 1, p. 155-162, 2003.

AL-HALBOUNI, A. et al. Applied modelling for bio and lean gas fired micro gas turbines. **Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal**, v.6, n. 4- 5, p. 235- 240, 2006.

ABUELNUOR, AAA. et al. **Characteristics of biomass in flameless combustion: A review**. Elsevier, Sudan, p. 364-370, 2014.

BAZOOYAR, BAHAMIN.; DARABKHANI, HAMIDREZA GOHARI. **Design, manufacture and test of a micro-turbine renewable energy combustor**. Energy Conversion and Management, v. 213, p. 112782, 2020.

BAZOOYAR, B.; DARABKHANI, H. G. Design and numerical analysis of a 3 kWe flameless microturbine combustor for hydrogen fuel. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 44, n. 21, p. 11134-11144, 2019.

CIESLINSKI, J. E. F. **Estudo da emissão e do controle dos gases e particulado provenientes da queima da biomassa**. 2014. 157p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Estadual Paulista. Guaratinguetá, 2014.

COELHO, P. E COSTA, M., 2007. Combustão. 1ªEdição, Edições Orion.

CORTEZ, L., LORA, E., GÓMEZ, E. **Biomassa para energia**. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 2008.

CORRÊA, P. S. P. et al. Experimental study on applying biomass-derived syngas in a microturbine. **Applied Thermal Engineering**, p. 328-337, 2018.

RÚA, O. D. J; VENTURINI, O. J.; PALACIO, J. C. E. Diagnóstico termodinâmico de um ciclo com turbina de queima externa (EFGT) usando o método termoeconômico em conjunto com redes neurais artificiais (rna). In: 11th **Latin-American Congress on Electricity Generation and Transmission: CLAGTEE 2015**, 2015, São José dos Campos. Proceedings of CLAGTEE 2015, 2015.

DEMIRBAS, AYHAN. Combustion characteristics of different biomass fuels. **Progress in Energy and Combustion Science**, v.30, pp.219-230, 2004.

DIAS, F. L. G.; NASCIMENTO, M. A. R. do; RODRIGUES, L. O. Reference Area Investigation in a Gas Turbine Combustion Chamber Using CFD. **Journal of**

Mechanical Engineering and Automation, Universidade Federal de Itajubá- UNIFEI, v. 4, n. 2, p. 73-82, 2014.

ENAGI, IBRAHIM I; AL-ATTAB, K.A.; ZAINAL C, Z.A. **Combustion chamber design and performance for micro gas turbine application**. Fuel Processing Technology, www.elsevier .com/locate/fuproc, p. 258 - 268, 11 ago. 2017.

FLUENT, Inc. Ansys Fluent Theory Guide. **Fluent Inc., Canonsburg. PA-15317**, 2013.

HOSSEINI, SE et al. **A review on green energy potentials in Iran**. Renew Sustain Energy Rev 2013; 27:533–45.

HOLKAR, RAJESH; HEBBAL, OMPRAKASH D. CFD Analysis of Pulverised-Coal Combustion of Burner Used In Furnace with Different Radiation Models. **Journal of Mechanical and Civil Engineering**, v. 5, n. 2. PP 25-34, 2013.

H.A., BHINGADE et al. CFD APPROACH AS DESIGN OPTIMIZATION FOR GAS TURBINE TUBULAR COMBUSTOR. **Journal of Research in Engineering and Applied Sciences**, v. 1, p. 92-102, 2016.

KUMAR, T J P. et al. Design Optimization of Can Type Combustor. **International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)**, v. 5, n. 11, p. 66-73, 2026.

KUMAR, P. SRAVAN; RAO, P. PUNNA. Design and Analysis of Gas Turbine Combustion Chamber. **International Journal Of Computational Engineering Research**, ijceronline.com, v. 3, ed. 12, 2013.

KRIEGER, GUENTHER C. et al. A swirler stabilized combustion chamber for a micro-gas turbine fuelled with natural gas. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 34, n. 4, p. 441-449, 2012.

LEITE, N. R.; MILITÃO, R. A. **Tipos e aplicações de caldeiras**: fabricação e montagem de caldeiras e trocadores de calor. Escola Politécnica EPUSP-PROMIMP, 2008.

LEFEBVRE, A.H.; BALLAL, D.R. (2010). **Gas Turbine Combustion**: Alternative Fuels and Emissions. 3 ed. CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9781420086058>.

MCDONALD, COLIN F.; WILSON, DAVID GORDON. The utilization of recuperated and regenerated engine cycles for high-efficiency gas turbines in the 21st century. **Applied Thermal Engineering**, v. 16, n. 8-9, p. 635-653, 1996.

MORAN, MICHAEL J. et al. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. John Wiley & Sons, 2010.

NASCIMENTO, David Correa Martins. **Desenvolvimento de uma Câmara de Combustão para uma Turbina a Gás**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Técnico Lisboa, 2015.

NEIVA, CAIO SANTOS. **Análise teórica dos parâmetros operacionais de um sistema de injeção de combustível em uma turbina a gás.** Universidade federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2019.

SAIDUR R et al. **A review on biomass as a fuel for boilers.** *Renew Sustain Energy Rev*; 2262–89, 2011.

SILVA SIQUEIRA, B. O. P. (2015), **Simulação Numérica em CFD do Regime de Combustão Sem Chama Aplicado a Queima de Etanol Hidratado.** Itajubá, 108p. Tese de Doutorado, Pós graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá.

SOUZA, ZULCY DE. **Plantas de Geração Térmica a Gás: Turbina a Gás Turbocompressor - Recuperador de Calor - Câmara de Combustão.** Editora Interciência 414 ISBN 9788571933507, 2014.

SILVA, J. P. **Caracterização da Casca de Café (coffea arábica, L) in natura, e de seus Produtos Obtidos pelo Processo de Pirólise em Reator Mecanicamente Agitado.** Orientador: Araí Augusta Bernárdez Pécora. 2012. 141 f. Dissertação (Mestrado - Engenharia Mecânica) - Mestrado, Campinas, 2012.

TUCCILLO, R.; CAMERETTI, M.C. **Combustion and Combustors for MGT Applications.** In *Micro Gas Turbines*. p. 1-56, 2005.

TÓBON et al. Análisis CFD de la combustión no pre-mezclada de H₂ como estudio preliminar de la combustión de gas de síntesis producto de la gaseificación de biomassa. **Facultad de Ciencias Naturales y Exactas Universidad del Valle**, v. 22, n. 2, p. 89-107, 2018.

TALLURI, L. et al. Design and optimization of a Tesla turbine for ORC applications. **Applied Energy**, v. 226, p. 300-319, 2018.

VALE, A. et al T. **Caracterização energética e rendimento de carbonização e resíduos de grãos de café (coffea arábica,L) e de madeira (Cedrelinga catenaeformis),** DUKE. *Revista Cerne*, p. 416-420, 2007.

VIJAYAKUMAR, K; BHATT, DS. Study of Flow Field Inside a Can Combustor for Micro Gas Turbine Engine Under Nonreacting Flow Conditions. **Journal. Aerosp. Technol. Manag**, v. 12, n. 0621, p. 1-11, 2021.

XIAO, GANG. et al. Recuperators for micro gas turbines: A review. **Applied Energy**, v. 197, p. 83-99, 2017.

ZANETTE, A. L. **Potencial de aproveitamento energético do biogás no Brasil.** 2009. 97p. Dissertação (Mestrado em Planejamento Energético), Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.