UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
ESCOLA DE MINAS
Departamento de Engenharia Mecânica

GABRIEL FILIPE DE OLIVEIRA

DESENVOLVIMENTO DE UMA MICROTURBINA A GÁS: ANÁLISE VIA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

OURO PRETO - MG
2026

GABRIEL FILIPE DE OLIVEIRA
gabriel.filipe2@aluno.ufop.edu.br

DESENVOLVIMENTO DE UMA MICROTURBINA A GÁS: ANÁLISE VIA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientadora: Profa. Dra. Elisângela Martins Leal

OURO PRETO – MG
2026

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

O48d Oliveira, Gabriel Filipe de.
Desenvolvimento de uma microturbina a gás [manuscrito]: análise via dinâmica dos fluidos computacional. / Gabriel Filipe de Oliveira. - 2026.
90 f.: il.: color., gráf., tab..

Orientadora: Profa. Dra. Elisângela Martins Leal.
Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Graduação em Engenharia Mecânica .

1. Motores - Motor a gás. 2. Câmaras de combustão. 3. Modelos matemáticos - Simulação (Computadores). 4. Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). 5. Compressores - Compressor centrífugo. 6. Geração distribuida de energia elétrica. I. Leal, Elisângela Martins. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU 621

Bibliotecário(a) Responsável: Maristela Sanches Lima Mesquita - CRB-17176

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
REITORIA
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

Gabriel Filipe de Oliveira

Desenvolvimento de uma microturbina a gás: análise via dinâmica dos fluidos computacional

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico

Aprovada em 11 de novembro de 2026

Membros da banca

Profª Drª Elisângela Martins Leal - Orientadora - Universidade Federal de Ouro Preto
Prof. Dr. Luiz Joaquim Cardoso Rocha - Universidade Federal de Ouro Preto
Prof. Dr. Luís Antônio Bortolaia - Universidade Federal de Ouro Preto

Elisângela Martins Leal, orientadora do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 12/11/2026

Documento assinado eletronicamente por **Elisangela Martins Leal**, **PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 12/11/2026, às 10:21, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015.

A autenticidade deste documento pode ser conferida no site http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0 , informando o código verificador **1230505** e o código CRC **B6A0E371**.

R. Diogo de Vasconcelos, 122, - Bairro Pilar Ouro Preto/MG, CEP 35402-163
Telefone: - www.ufop.br

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus, por me conceder força, saúde, sabedoria e perseverança para enfrentar os desafios encontrados ao longo desta caminhada. A conclusão desta etapa representa a realização de um objetivo construído com muito esforço, dedicação e superação. Foram anos marcados por dificuldades, aprendizados e conquistas, que contribuíram de maneira significativa para minha formação pessoal, acadêmica e profissional.

À minha mãe, Sonia, expresso minha mais profunda gratidão. Mesmo não tendo tido a oportunidade de estudar, ela sempre reconheceu a importância da educação e lutou incansavelmente para que eu e meus irmãos pudéssemos seguir esse caminho. Seu esforço, seus sacrifícios, sua dedicação e seu amor foram fundamentais para que eu chegasse até aqui. Esta conquista também pertence a ela.

Agradeço ainda aos meus irmãos, Cristina, José Antônio e Ana Paula, pelo apoio, pela presença e por fazerem parte da minha trajetória, e aos meus sobrinhos, Lucas e Leo, pelo carinho e pelos momentos de alegria que tornaram essa caminhada mais leve.

À minha namorada, Bruna Martins, agradeço pelo amor, pelo companheirismo, pela paciência e pela compreensão durante toda esta etapa. Sua presença foi essencial nos momentos de ansiedade, insegurança e cansaço, sempre me incentivando a continuar e acreditando em minha capacidade.

Agradeço a todos os professores que contribuíram para minha formação acadêmica e para a construção dos conhecimentos adquiridos ao longo do curso. De maneira especial, agradeço à professora Dra. Elisângela Martins Leal, pela orientação, disponibilidade, paciência e pelos conhecimentos compartilhados durante o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço também à Universidade Federal de Ouro Preto, à Escola de Minas, aos colegas, amigos e a todas as pessoas que, direta ou indiretamente, contribuíram para minha formação e para a realização deste trabalho.

”O homem não é nada em si mesmo. Não passa de uma probabilidade infinita. Mas ele é o responsável infinito dessa probabilidade.”

Albert Camus.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo aplicado sobre o desenvolvimento de uma microturbina a jato de bancada baseada no projeto FD 3/64, motivado pela necessidade de ampliar a aplicação prática de conhecimentos relacionados a turbomáquinas, combustão e simulação numérica no ensino de engenharia. O estudo tem como objetivo construir um protótipo funcional de microturbina, utilizando técnicas de modelagem tridimensional e simulação computacional para avaliar o desempenho de seus principais componentes. A metodologia compreende a revisão bibliográfica, a adaptação do projeto original, a elaboração dos modelos geométricos no *SolidWorks*, a análise do compressor centrífugo no ANSYS CFX, a simulação da câmara de combustão no *ANSYS CFX*, a seleção dos materiais, a fabricação dos componentes e a realização de um teste experimental preliminar. A análise do compressor mostra que o aumento da rotação e da vazão mássica elevou a razão de pressão, a temperatura do ar e a potência absorvida, enquanto a eficiência isentrópica diminui nas condições de maior rotação. A comparação com o mapa de desempenho apresenta boa aproximação para os valores de razão de pressão. A simulação da câmara de combustão indica baixa eficiência de queima, distribuição não uniforme da mistura e concentração da chama em uma região limitada da zona primária. O teste experimental mostra que o conjunto rotativo gira livremente e não apresenta travamentos perceptíveis nos rolamentos. A alimentação de combustível possibilita a formação inicial da chama, porém o aumento da vazão de ar comprimido provoca sua extinção por desprendimento (BLOW-OFF), impedindo o funcionamento autossustentado da microturbina. O estudo conclui que o protótipo apresenta viabilidade construtiva e comportamento mecânico inicial satisfatório, mas necessita de melhorias no sistema de injeção de combustível. Também conclui que a simulação numérica auxilia a identificação das limitações do projeto, embora a validação completa dependa de medições experimentais e de novos testes.

Palavras-chave: microturbina a gás, simulação numérica, dinâmica dos fluidos computacional, compressor centrífugo, câmara de combustão.

ABSTRACT

This study presents an applied investigation into the development of a bench-scale micro gas turbine based on the FD 3/64 design, motivated by the need to expand the practical application of knowledge related to turbomachinery, combustion, and numerical simulation in engineering education. The study aims to build a functional microturbine prototype using three-dimensional modeling and computational simulation techniques to evaluate the performance of its main components. The methodology includes a literature review, adaptation of the original design, geometric modeling in SolidWorks, analysis of the centrifugal compressor in ANSYS CFX, simulation of the combustion chamber in ANSYS CFX, material selection, component manufacturing, and a preliminary experimental test. The compressor analysis shows that increasing rotational speed and mass flow rate raised the pressure ratio, air temperature, and absorbed power, while isentropic efficiency decreases at the highest operating speeds. The comparison with the performance map shows good agreement for the pressure ratio values. The combustion chamber simulation indicates low combustion efficiency, non-uniform mixture distribution, and flame concentration within a limited region of the primary zone. The experimental test shows that the rotating assembly moved freely and that the bearings did not present noticeable locking. Fuel supply enables initial flame formation; however, the increase in compressed-air flow causes flame blow-off, preventing self-sustained microturbine operation. The study concludes that the prototype demonstrates manufacturing feasibility and satisfactory initial mechanical behavior, but it still requires improvements in air distribution, fuel injection, and flame stabilization. It also concludes that numerical simulation supports the identification of design limitations, although complete validation depends on further experimental measurements and tests.

Keywords: micro gas turbine, numerical simulation, computational fluid dynamics, centrifugal compressor, combustion chamber.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Reprodução de desenhos ilustrativos da patente britânica nº 347.206 2
Figura 2 - Derivação da configuração da câmara de combustão convencional 7
Figura 3 - (a) Ciclo Brayton aberto; (b) Diagrama T-s ideal e real do ciclo aberto 8
Figura 4 - Triângulo de velocidades no perfil de pá 11
Figura 5 - Ângulos principais do compressor radial 12
Figura 6 - Micro Turbina e seus componentes 14
Figura 7 - Nós nos vértices dos VCs (esquerda) e nós nos centros dos VCs (direita) para uma grade quadrilátera 16
Figura 8 - Fluxograma do desenvolvimento do projeto 25
Figura 9 - Comparação entre eixos FD3/64 e Master power R474 30
Figura 10 - Divisão entre estrutura frontal, central e traseira da microturbina 31
Figura 11 - Difusor Microturbina 32
Figura 12 - Dimensões Câmara de Combustão adaptada 33
Figura 13 - Dimensões Microturbina adaptada 34
Figura 14 - Compressor automotivo 34
Figura 15 - Ângulos do compressor radial 36
Figura 16 - Mapa de Desempenho R474 37
Figura 17 - Malha Compressor 39
Figura 18 - Perfis de pressão a) e temperatura b) na pá do compressor para 94.000 rpm 41
Figura 19 - Perfis de pressão a) e temperatura b) na pá do compressor para 108.000 rpm 42
Figura 20 -Perfis de pressão a) e temperatura b) na pá do compressor para 137.000 rpm 43
Figura 21 - Perfis de pressão a) e temperatura b) na pá do compressor para 151.000 rpm 44
Figura 22 - Comparação entre a razão de pressão obtida por DFC e os valores extraídos do mapa de desempenho do compressor Master Power 46
Figura 23 - Vazão mássica e razão de pressão e Vazão mássica x potência 47
Figura 24 – Resultados de Vazão mássica e Eficiência Isentrópica 48
Figura 25 - Gráfico da Vazão mássica e razão de temperatura 49
Figura 26 - Contorno meridional do número de Mach relativo para as condições de: a)80.000 rpm, b)94.000 rpm, c) 137.000 rpm e d) 151.000 rpm 50
Figura 27 - Contornos a 50% do span: a) Número de Mach e b) Vetores de velocidade 51
Figura 28 - Domínio fluido da câmara de combustão 53

Figura 29 - Regiões de entrada de ar, entrada de combustível e saída utilizadas como condições de contorno 54
Figura 30 - Temperatura na câmara de combustão 56
Figura 31 - Fração mássica de propano ao longo da câmara de combustão 58
Figura 32 - Componentes e montagem do difusor: a) aletas; b) anel externo; c) montagem das aletas no anel externo e d) montagem completa 63
Figura 33 - Componentes e montagem da câmara de combustão: a) tubo externo; b) cone interno; c) anel de fechamento; e d) câmara de combustão completa 65
Figura 34 - Suporte dos rolamentos utilizado no conjunto rotativo da microturbina 66
Figura 35 - Desenho técnico do Estator 66
Figura 36 - Estator da turbina após a conformação e soldagem das palhetas 67
Figura 37 - Montagem experimental utilizada no teste da microturbina 68

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Síntese dos modelos de turbulência 21
Tabela 2 - Variáveis e indicadores 27
Tabela 3 – Dimensões do compressor radial adotadas para a modelagem do equipamento 36
Tabela 4 – Pontos de operação adotados para a simulação do compressor 38
Tabela 5 – Características da malha computacional 39
Tabela 6 – Resultados do módulo Vista TF. 44
Tabela 7 – Comparação entre a razão de pressão do mapa de desempenho e CFD 46
Tabela 8 – Síntese dos principais resultados obtidos para a câmara de combustão 59
Tabela 9 – Materiais e componentes utilizados na fabricação do protótipo 61

LISTA DE SÍMBOLOS

c – Velocidade absoluta do escoamento [$m.s^{-1}$]

c2- Velocidade absoluta [$m.s^{-1}$]

C_p – Calor específico à pressão constante [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]

E – Energia total do sistema [J]

g – Aceleração da gravidade [$m.s^{-2}$]

h – Entalpia específica [$kJ.kg^{-1}$]

LHV – Poder calorífico inferior do combustível [$kJ.kg^{-1}$]

k – Razão entre os calores específicos [adimensional]

$\dot{m}$ – Vazão mássica [$kg.s^{-1}$]

RAC – Razão ar-combustível estequiométrica em massa [adimensional]

P – Pressão [Pa]

q – Calor transferido por unidade de massa [$kJ.kg^{-1}$]

Q – Calor transferido [J]

$\dot{Q}$ – Taxa de transferência de calor [W]

R – Constante específica do gás [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]

rp – Razão de pressão [adimensional]

T – Temperatura [K]

u-Velocidade periférica [$m.s^{-1}$]

V – Velocidade do fluido [$m.s^{-1}$]

w2-Velocidade relativa [$m.s^{-1}$]

w – Trabalho específico [$kJ.kg^{-1}$]

W – Trabalho [J]

$\dot{W}$ – Potência [W]

z – Posição vertical [m]

α – Coeficiente de excesso de ar [adimensional]

Δh – Variação da entalpia específica [$kJ.kg^{-1}$]

ΔP – Variação de pressão [Pa]

Δs – Variação da entropia específica [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]

η – Eficiência[%]

ρ – Massa específica [$kg.m^{-3}$]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO 1
1.1 Formulação do Problema 1
1.2 Justificativa 3
1.3 Objetivos Geral e Específicos 4
1.3.1 Objetivo Geral 4
1.3.2 Objetivos Específicos 4
1.4 Estrutura do Trabalho 4
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 5
2.1 Microturbina a gás 5
2.2 Ciclo Brayton 7
2.3 Microturbina Modelo FD3/64 10
2.4 Especificações e Análise do Motor Turbojato FD3/64 14
2.5 Simulação fluidodinâmica no ANSYS CFX 15
2.6 Considerações finais do capítulo 22
3. METODOLOGIA 23
3.1 Tipo de Pesquisa 23
3.2 Materiais e métodos 24
3.3 Variáveis e indicadores 26
3.4 Instrumento de Coleta de Dados 27
3.5 Tabulação de dados 28
3.6 Considerações finais do capítulo 28
4. RESULTADOS 29
4.1 Desenvolvimento e Modelagem da Microturbina FD3/64 Modificada 29
4.1.1 Conjunto compressor turbina 30
4.1.2 Adequações dimensionais 31
4.1.3 Estrutura frontal da microturbina 31
4.1.4 Estrutura Central da microturbina 32
4.1.5 Estrutura traseira 33
4.2 Simulação numérica do compressor centrífugo R474 34
4.2.1 Dados de entrada 35
4.2.2 Condições operacionais 37
4.2.3 Malha computacional 38

4.2.4 Resultados Preliminares do compressor obtidos através do Vista TF 40
4.2.5 Resultados simulação do compressor ANSYS CFX 45
4.3 Simulação da câmara de combustão 52
4.3.1 Dados de entrada 52
4.3.2 Condições de contorno 54
4.3.3 Resultados da câmara de combustão 55
4.4 Construção da turbina FD 3/64 modificada 60
4.4.1 Materiais utilizados 60
4.4.2 Fabricação do difusor 62
4.4.3 Fabricação da câmara de combustão 64
4.4.4 Fabricação do suporte dos rolamentos 65
4.4.5 Fabricação do Estator 66
4.4.6 Teste experimental 67
5. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES 71
5.1 Conclusão 71
5.2 Recomendações 72
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 74

1. INTRODUÇÃO

Este primeiro capítulo apresenta um panorama inicial do projeto, abordando os temas centrais que motivaram o seu desenvolvimento, bem como a formulação do problema e as questões que fundamentam este estudo. Não obstante, elucida os objetivos gerais e específicos, a justificativa e a estrutura do trabalho.

1.1 Formulação do Problema

Segundo William W. Bathie (1995), o desenvolvimento de projetos relacionados a turbina a gás iniciou em torno da Segunda Guerra Mundial, tendo como objetivo o motor turbojato para propulsão de aeronaves. A turbina a gás começou a competir com sucesso em outros campos apenas em meados da década de 1950, mas desde então tem causado um impacto progressivamente maior em uma variedade crescente de aplicações (SARAVANAMUTTOO et al. 2006). A ideia do princípio da propulsão a jato remonta ao início da era cristã, provavelmente a primeira ideia foi realizada pelo filósofo Alexandrino Hero (ROLLS-ROYCE, 1996). O experimento consistia em uma esfera montada sobre dois suportes, projetada para girar, o vapor gerado no interior da esfera era expelido através de dois bocais posicionados diametralmente opostos, o que gerava o movimento de rotação da esfera (ROLLS-ROYCE, 1996).

Um marco importante foi o desenvolvimento do motor a jato, ou *turbojet*, idealizado por Frank Whittle em 1929, que proporcionou a maior evolução da história da aviação ao permitir a propulsão de aeronaves militares e comerciais com grande empuxo e confiabilidade (NICOLLI, 2016). De acordo com Saravanamuttoo *et al.* (2006), as turbinas a gás em ciclo aberto são compostas por três componentes principais: o compressor, a câmara de combustão e a turbina. O processo se inicia com a entrada de ar atmosférico no compressor, onde ocorre o processo de compressão, elevando a pressão antes de ser conduzido para a câmara de combustão. Nesse estágio, o combustível é injetado e misturado ao ar comprimido, ocorrendo a ignição e a queima da mistura. Os gases quentes resultantes da combustão são direcionados para a turbina, onde a expansão da massa gasosa gera potência no eixo (SARAVANAMUTTOO *et al*. 2006). Parte dessa energia é utilizada para acionar o próprio compressor e outros acessórios do motor (SARAVANAMUTTOO *et al*. 2006).

Conforme Whittle (1945) relatou, no início do século XX, os problemas relacionados às turbinas a gás atraíram a atenção dos inventores, a primeira patente foi solicitada em janeiro de 1930. A ideia foi submetida ao Ministério da Aeronáutica, mas foi recusada com o

argumento de que, como se tratava de uma turbina a gás, as dificuldades práticas envolvidas no desenvolvimento eram muito grandes (WHITTLE, 1945). A Figura 1 mostra uma reprodução dos desenhos ilustrativos da patente britânica nº 347.206, arquivada em 16 de janeiro de 1930.

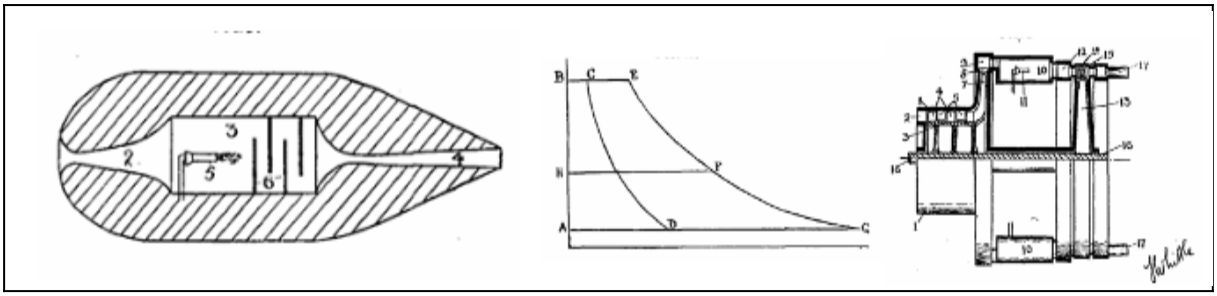


Figura 1 - Reprodução de desenhos ilustrativos da patente britânica nº 347.206
Fonte: Adaptado de Whittle (1945)

Segundo Benini e Giacometti (2007), as microturbinas apresentam vantagens significativas, como altas eficiências e excelentes relações de empuxo-peso. Ainda segundo Benini e Giacometti (2007), o funcionamento dessas turbinas é similar ao de turbinas convencionais, com a diferença de serem projetadas em escala reduzida para atender às exigências de aplicações específicas.

A dinâmica dos fluidos computacional (do inglês *computational fluid dynamics* - CFD) é uma técnica de simulação computacional aplicada à análise do fluxo de fluidos, transferência de calor e fenômenos relacionados, como reações químicas. Suas aplicações abrangem áreas como aerodinâmica, hidrodinâmica, turbomáquinas, engenharia de processos químicos, resfriamento de equipamentos eletrônicos, engenharia ambiental, biomédica e marítima, além de meteorologia e construção civil (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995). Desde os anos 1960, a dinâmica dos fluidos computacional tem sido amplamente empregada na indústria aeroespacial e, mais recentemente, em motores de combustão interna, turbinas a gás e veículos automotores, consolidando-se como uma ferramenta essencial no projeto de produtos e processos industriais (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995).

As soluções de simulação multifísica do *software* ANSYS permitem a criação de protótipos virtuais que reproduzem condições reais de operação, integrando interações entre mecânica estrutural, transferência de calor, fluxo de fluido e eletromagnetismo em um ambiente unificado (ANSYS, 2021). Essa abordagem possibilita que empresas prevejam o comportamento de produtos complexos em ambientes reais, otimizando projetos, reduzindo custos e tempo de desenvolvimento, além de fornecer uma compreensão dos fenômenos

físicos envolvidos, como no caso do funcionamento de câmaras de combustão(MALISKA, 2004).

Para a montagem do projeto, objeto de estudo deste trabalho, opta-se por uma microturbina de construção simplificada. A microturbina baseia-se no projeto do engenheiro alemão Kurt Schreckling, descrito em seu livro "*Gas Turbine Engines for Model Aircraft*", modelo FD 3/64. O objetivo principal é montar um protótipo de uma microturbina a jato a partir dos desenhos existentes no livro, modificando alguns componentes para uma possível melhoria de desempenho.

Sendo assim, o presente trabalho busca responder ao seguinte questionamento de forma técnica e quantitativa:

Como construir um protótipo funcional de uma microturbina a jato usando a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), avaliando o desempenho dos componentes modificados?

1.2 Justificativa

Este trabalho tem como objetivo desenvolver o projeto de uma microturbina a gás *turbojet*, inspirado no modelo criado por Kurt Schreckling, seguindo seus planos originais e implementando melhorias quando necessário. A construção é realizada conforme descrito por Schreckling, com pequenas adaptações, e com o suporte de ferramentas avançadas como CAD e CFD nas etapas iniciais do projeto. Considerando que áreas como a aeronáutica e os métodos de simulação numérica, especialmente a dinâmica dos fluidos computacional (CFD), recebem pouca ênfase no curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto (UFOP), este trabalho tem como objetivo contribuir para a aplicação do conhecimento nesses campos e fomentar a exploração de novos horizontes acadêmicos e tecnológicos.

O protótipo da microturbina a gás pode ser utilizado como uma ferramenta didática prática para o curso de Engenharia Mecânica. Além de contribuir para a formação acadêmica dos estudantes, o projeto da microturbina a gás *turbojet* oferece à universidade uma ferramenta para atividades de ensino e pesquisa. Ele pode ser utilizado em disciplinas relacionadas à termodinâmica, mecânica dos fluidos, aerodinâmica e materiais, servindo como um recurso prático para ilustrar conceitos teóricos.

Em conjunção a isso, o protótipo pode auxiliar em pesquisas, como o estudo de combustíveis alternativos, otimização de sistemas de propulsão e estudos paramétricos de técnicas numéricas. Assim, é possível não apenas melhorar a eficiência e confiabilidade do

equipamento ao longo do tempo, mas também capacitar os estudantes na aplicação de ferramentas computacionais avançadas, preparando-os para desafios reais da engenharia moderna. Dessa forma, a microturbina gás pode servir a universidade como um equipamento que enriquece a aprendizagem dos estudantes, mas também amplia suas capacidades de inovação e pesquisa em áreas hoje pouco exploradas.

1.3 Objetivos Geral e Específicos

1.3.1 Objetivo Geral

Construir um protótipo funcional de uma microturbina a jato, utilizando técnicas de simulação, avaliando o desempenho do equipamento.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Realizar a revisão bibliográfica acerca do modelo FD 3/64 de Kurt Schreckling, e de técnicas de simulação, tais como a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD);
- Abordar a metodologia do trabalho, indicando as variáveis e indicadores, os métodos de pesquisa, a tabulação e a ordenação dos dados;
- Discutir os resultados das simulações e do protótipo montado;
- Concluir e recomendar trabalhos futuros.

1.4 Estrutura do Trabalho

Este trabalho está organizado em cinco capítulos. O primeiro apresenta a introdução, a contextualização do tema, a justificativa, o problema de pesquisa e os objetivos geral e específicos. O segundo reúne a fundamentação teórica necessária ao desenvolvimento do estudo, abordando o funcionamento das microturbinas a gás, o ciclo Brayton, os principais componentes do sistema, o projeto FD 3/64 e os fundamentos da dinâmica dos fluidos computacional. O terceiro descreve a metodologia adotada, incluindo a modelagem tridimensional, as condições de contorno, os modelos numéricos, os materiais selecionados e os procedimentos de fabricação e ensaio. O quarto apresenta e discute os resultados obtidos nas simulações do compressor e da câmara de combustão, além de detalhar a construção, a montagem e o teste experimental do protótipo. Por fim, o quinto capítulo reúne as conclusões do trabalho e as recomendações para o aperfeiçoamento da microturbina e para a continuidade dos estudos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta a base teórica empregada nas etapas de construção, modelagem e simulação computacional de uma microturbina a gás, desenvolvida a partir da adaptação do modelo FD 3/64 de Kurt Schreckling. Para isso, são abordados os conceitos científicos fundamentais que sustentam o desenvolvimento deste estudo.

2.1 Microturbina a gás

De acordo com Jingqi Li e Yulong Li (2023), a crescente diversificação de fontes de energia e recursos para sustentar as atividades antropogênicas tem gerado uma preocupação crescente em nível mundial, especialmente no contexto do desenvolvimento da estrutura social e econômica moderna. Ainda segundo os autores, as microturbinas a gás podem ser consideradas uma alternativa viável para a geração de energia descentralizada, pois, com o avanço das tecnologias de combustão, é possível atingir emissões em um nível relativamente baixo. Com base nas características de combustão do ciclo Brayton sob alta pressão, as microturbinas a gás apresentam boa adaptabilidade a diversas propriedades dos combustíveis (JINGQI LI, YULONG LI, 2023).

De acordo com Boyce (2012), as turbinas a gás podem ser classificadas em seis categorias principais: turbinas a gás pesadas (*heavy-duty gas turbines*), turbinas aeroderivativas (*aircraft-derivative gas turbines*), turbinas a gás industriais (*industrial-type gas turbines*), turbinas de pequeno porte (*small gas turbines*), microturbinas (*microturbines*) e turbinas a gás veiculares (*vehicular gas turbines*).

O tipo e tamanho da turbina a gás não mudam o fato de que todas as turbinas a gás são máquinas de fluxo e são termodinamicamente iguais (GIAMPAOLO, 2006). As microturbinas operam com base nos mesmos princípios das turbinas que seguem o ciclo Brayton em regime aberto, no qual o ar é inicialmente comprimido por um compressor, recebe energia na câmara de combustão e, em seguida, se expande na turbina, gerando potência no eixo (SARAVANAMUTTOO et al. 2006).

Segundo Saravanamuttoo et al. (2006), as turbinas e microturbinas a gás apresentam vantagens em relação aos motores a pistão, destacando-se a ausência de movimento recíproco e de elementos em fricção. Essas características contribuem para o equilíbrio térmico da máquina, reduzem o consumo de lubrificantes, aumentam a confiabilidade e proporcionam uma maior relação potência/peso, o que favorece o desenvolvimento de aeronaves mais leves e eficientes.

Conforme Giampaolo (2006), os compressores empregados em turbinas a gás podem ser classificados em dois tipos principais: axiais e centrífugos. Os compressores axiais, que podem conter até dezenove estágios, são amplamente utilizados em aplicações de alta potência, como motores *turbofan* e *turbojet*. Já os compressores centrífugos, que possuem um ou dois rotores, são mais comuns em sistemas de geração distribuída de baixa potência, incluindo microturbinas e motores *turboprop*, sendo este último projetado para fornecer potência de eixo em vez de empuxo.

Segundo Saravanamuttoo *et al*. (2006), a combustão de combustíveis líquidos em turbinas a gás requer uma sequência complexa de etapas, incluindo a atomização do combustível em gotículas, sua vaporização, a decomposição de hidrocarbonetos complexos em moléculas menores, a mistura íntima com oxigênio e, finalmente, as reações químicas propriamente ditas. Para que esses processos ocorram rapidamente em um fluxo de ar em movimento, é essencial uma alta temperatura, alcançada por meio de uma mistura próxima às proporções estequiométricas. Embora combustíveis gasosos demandem menos etapas, os princípios básicos permanecem semelhantes.

Outro desafio é a razão de ar/combustível global, que pode ser incompatível com a faixa de flamabilidade de hidrocarbonetos. Para resolver isso, estabelece-se uma zona primária com proporção adequada, garantindo ignição contínua através da recirculação de gases já queimados (LEFEBVRE; BALLAL, 2010). Na zona secundária, cerca de 30% do ar é direcionado através de orifícios no tubo de chama para completar a combustão, evitando o resfriamento localizado que prejudicaria a eficiência. Por fim, na zona terciária (diluição), o ar restante mistura-se aos gases queimados para reduzir sua temperatura a níveis compatíveis com a turbina. Essa etapa exige turbulência controlada para homogeneizar a temperatura e evitar pontos quentes que danifiquem as pás da turbina (SARAVANAMUTTOO *et al*. 2006).

A Figura 2 ilustra a evolução conceitual do projeto de câmaras de combustão em turbinas a gás, conforme descrito por Lefebvre e Ballal (2010).

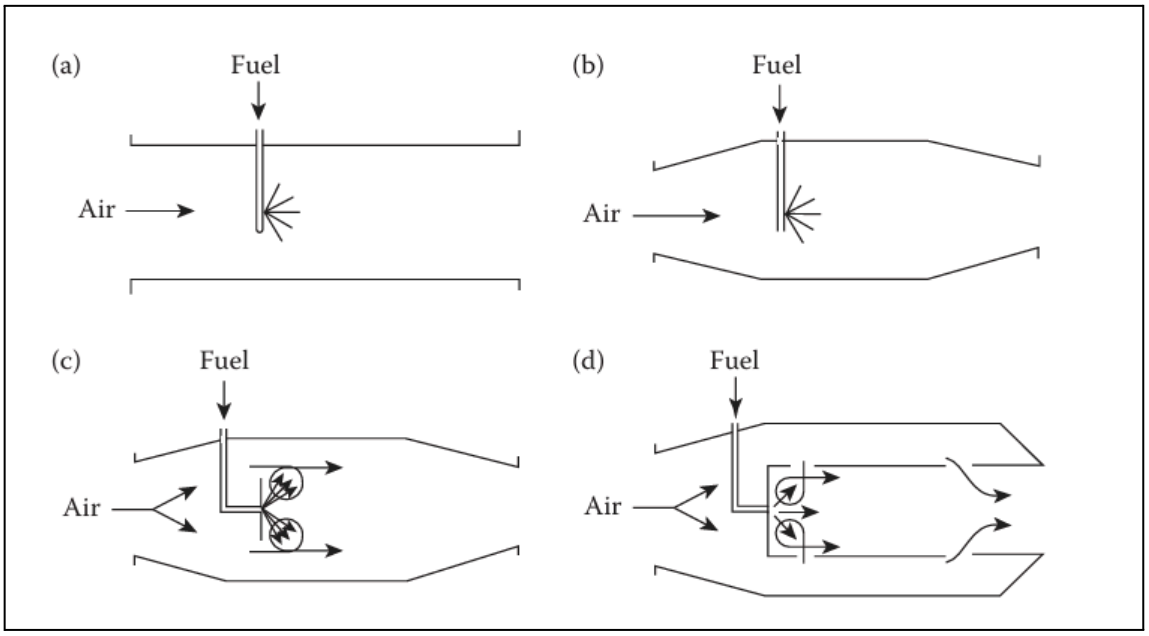


Figura 2 - Derivação da configuração da câmara de combustão convencional
Fonte: Adaptado de Lefebvre e Ballal (2010)

De acordo com Lefebvre e Ballal (2010), o projeto de uma câmara de combustão para turbinas a gás evolui a partir de um conceito simples (um duto reto entre compressor e turbina, Figura 2a), que causa perda excessiva de pressão devido à alta velocidade do ar. Essa perda, proporcional ao quadrado da velocidade, chega a um terço da pressão gerada pelo compressor. Para mitigá-la, um difusor (Figura 2b) reduz a velocidade do ar em até 80%, enquanto um defletor (Figura 2c) cria uma região de baixa velocidade para estabilizar a chama. A Figura 2d ilustra variações do design básico, que inclui componentes essenciais como: Carcaça de ar que direciona o fluxo, difusor para controlar a velocidade de escoamento do fluido, revestimento interno (*liner*) para conter a chama e injetor de combustível que promove a atomização do combustível. Essa estrutura balanceia eficiência, estabilidade da chama e controle térmico, adaptando-se a diferentes requisitos operacionais (LEFEBVRE; BALLAL, 2010).

2.2 Ciclo Brayton

De acordo com William W. Bathie (1995), para o estudo de turbinas a gás é fundamental o entendimento da termodinâmica, lei de misturas, escoamento dos fluidos e combustão. De acordo com Brunetti (2018), o funcionamento da turbina a gás segue o princípio do ciclo Brayton aberto. Nesse processo, o ar admitido na entrada do motor passa por um ou mais estágios de compressão, alcançando a câmara de combustão com pressão e temperatura elevadas. Nesse ponto, ocorre a mistura com o combustível e sua subsequente

queima. Os gases resultantes são então expelidos através da turbina, que é acionada pela expansão desses gases. Como a turbina está acoplada ao compressor por meio de um eixo comum, a rotação da turbina impulsiona o compressor, fechando assim o ciclo. A Figura 3 apresenta um esquema simplificado do funcionamento da turbina neste regime.

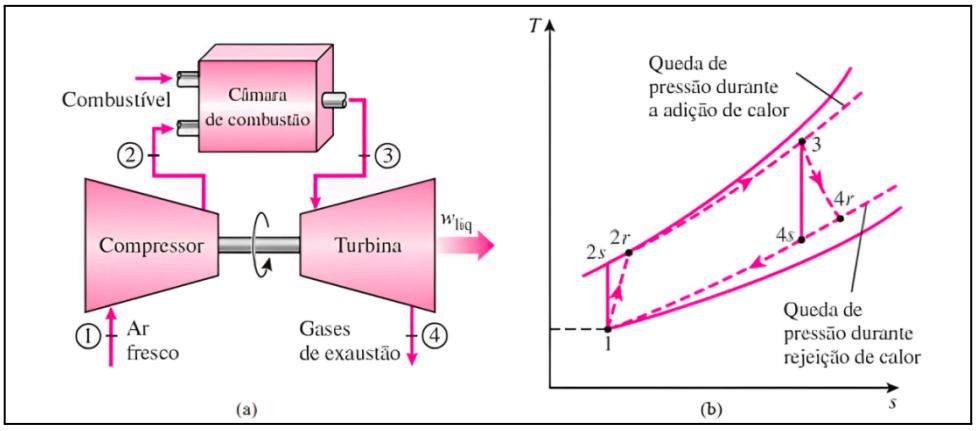


Figura 3 - (a) Ciclo Brayton aberto; (b) Diagrama T-s ideal e real do ciclo aberto
Fonte: Adaptado de Cengel *et al.* (2006)

Segundo William W. Bathie (1995), de acordo com a primeira lei da termodinâmica, para um sistema não cíclico, a relação entre calor, trabalho e energia interna é expressa pelas equações (1) a (3).

$$\oint \delta W = \oint \delta Q \tag{1}$$

$$\delta Q - \delta W = dE \tag{2}$$

$$q_{e-s} - w_{e-s} = \left(h_s - h_e\right) + 0,5\left(V_s^2 - V_e^2\right) + g(z_s - z_e) \tag{3}$$

Em que: q_{e-s} é o calor por unidade de massa transferido ao sistema; w_{e-s} é o trabalho específico realizado pelo ou sobre o sistema; h é a entalpia específica; V é a velocidade do fluido e gz é a energia específica potencial gravitacional.

Ao desconsiderar as variações de energia cinética e potencial nas entradas e saídas de cada processo, o balanço energético simplificado pela primeira lei da termodinâmica é expresso pela equação (4) (ÇENGEL et al., 2006).

$$q_{e-s} - w_{e-s} = \left(h_s - h_e\right) \tag{4}$$

No estudo de ciclos termodinâmicos, compreende-se que a compressão adiabática e reversível modifica as condições do ar atmosférico de entrada conforme a razão de pressão estabelecida (rp). Essa relação é expressa pela equação (5) (ÇENGEL *et al*., 2006).

$$p_2 = p_1 . \, rp \tag{5}$$

A análise energética do sistema fundamenta-se na primeira lei da termodinâmica, permitindo calcular a potência requerida pelo compressor $\left(\dot{W}_c\right)$ e a gerada pela turbina $\left(\dot{W}_t\right)$. Conforme Boyce (2012), essas grandezas são determinadas pelas equações (6) e (7).

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \tag{6}$$

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_f)(h_3 - h_4) \tag{7}$$

Sendo: $\dot{m}_a$ e $\dot{m}_f$ as vazões mássicas de ar e combustível, respectivamente.

Estudos indicam que aproximadamente 50% da energia produzida na turbina é consumida pelo processo de compressão (ÇENGEL *et al*., 2006). A eficiência global do sistema (η_{th}), influenciada pelo desempenho isentrópico dos componentes, é definida pela razão entre o trabalho líquido e o calor fornecido, equação (8). (BOYCE, 2012).

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{Q}_H} \tag{8}$$

As propriedades termodinâmicas fundamentais para essa análise (entalpia, equação (9) e entropia, equação (10)) são calculadas por meio de integrações das capacidades térmicas, considerando as variações de temperatura e pressão (ÇENGEL *et al*., 2006).

$$\Delta h = \int_{T_i}^{T_f} C_p(T) dT \tag{9}$$

$$\Delta s = \int_{T_i}^{T_f} \frac{C_p(T)}{T} dT - R \, ln\left(\frac{P_f}{P_i}\right) \tag{10}$$

Para Çengel *et al*. (2006) o ciclo Brayton ideal, as relações termodinâmicas para cada processo são estabelecidas a seguir.

Processo 1-2, compressão isentrópica do compressor, segundo a equação (12).

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (12)$$

Processo 2-3, adição de calor à pressão constante, segundo a equação (13).

$$\dot{Q}_H = \dot{m}\,Cp(T_3 - T_2) \quad (13)$$

Processo 3-4, expansão isentrópica na turbina, de acordo com a equação (14).

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (14)$$

Processo 4-1, rejeição de calor à pressão constante, segundo a equação (15).

$$\dot{Q}_L = \dot{m}\,Cp\,(T_4 - T_1) \quad (15)$$

A potência líquida do sistema, obtida pelo balanço energético com calor específico constante, é dada pela equação (16).

$$\dot{W}_{líq} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{m}\,Cp\,[(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)] \quad (16)$$

2.3 Microturbina Modelo FD3/64

Segundo Schreckling (1994), o projeto de um motor turbojato em escala reduzida exige a aplicação de princípios termodinâmicos e mecânicos, aliados a escolhas práticas de materiais e geometria. O motor turbojato FD 3/64 é um exemplo de engenharia aplicada à propulsão de aeromodelos. Esta seção tem como objetivo descrever e analisar as especificações técnicas desse motor, com base no projeto básico, dimensões, valores operacionais e equipamentos auxiliares necessários para seu funcionamento. A compreensão desses aspectos é fundamental para avaliar o desempenho e a aplicabilidade do motor em contextos práticos.

O projeto de um motor turbojato em escala reduzida, conforme abordado por Schreckling (1994) no livro *Gas Turbine Engine for Model Aircraft*, fundamenta-se em princípios termodinâmicos e mecânicos para dimensionar componentes críticos, como o

estágio da turbina, e estimar parâmetros essenciais, como empuxo, vazão mássica e expansão térmica.

A análise inicia-se com os triângulos de velocidade mostrados na Figura 4, que relacionam as velocidades absoluta (*c*), relativa (*w*) e periférica (*u*) do fluido, permitindo compreender a transferência de energia entre o fluido e as pás da turbina. De acordo com a notação do autor, o subscrito "2" indica as condições na saída das pás.

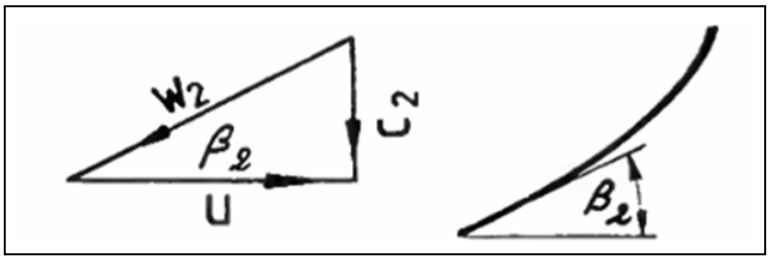


Figura 4 - Triângulo de velocidades no perfil de pá
Fonte: Adaptado de Schreckling (1994)

- Velocidade absoluta (*c2*): Medida por um observador externo;
- Velocidade relativa (*w2*)*:* Percebida no referencial das pás em rotação;
- Velocidade periférica (*u*): Função do diâmetro médio (*dm*) e da rotação (*n*).

No estágio da turbina, o ângulo de saída das pás (*β2*) define a relação entre *c2* (velocidade de exaustão) e *u*. Para um escoamento axial puro, quanto maior (*β2*), maior *c2* e, consequentemente, o empuxo. No entanto, ângulos excessivos elevam a temperatura do gás, exigindo materiais resistentes ao calor.

O dimensionamento do estágio da turbina é importante, pois o empuxo depende diretamente da velocidade de exaustão (*c2*), que é função do ângulo de saída das pás (*β2*) e da velocidade periférica (*u*). Para o motor FD 3/64, descrito por Schreckling, possui *β2* = 37° e *u* = 207 m/s. A velocidade de exaustão atinge *c2* ≈ 156 m/s, resultando em um empuxo de 17,8 N para uma vazão mássica de 0,115 kg/s.

Além disso, Schreckling (1994) destaca a importância da relação entre pressão, temperatura e eficiência no projeto de turbojatos. A expansão térmica do rotor e do invólucro também deve ser considerada, com uma folga segura de 0,4 mm para evitar atrito. O autor sugere que aumentos no diâmetro do rotor elevam o empuxo quadraticamente, enquanto a adição de um bocal pode incrementar o empuxo em até 20%, embora exija testes empíricos para otimização.

Os compressores centrífugos são máquinas de fluxo amplamente utilizadas em aplicações que exigem aumento de pressão em fluidos, como em turbojatos de modelo,

sistemas de refrigeração e unidades de potência auxiliar (APUs). Seu funcionamento baseia-se no princípio da força centrífuga, onde o fluido é acelerado radialmente do centro para a periferia da roda do compressor, convertendo energia cinética em pressão (SCHRECKLING, 1994).

O projeto da roda do compressor envolve a determinação de parâmetros como diâmetros de entrada (*d1*) e saída (*d2*), larguras dos canais (*b1, b2*), ângulos das pás ($\beta 1$, $\beta 2$) e número de pás (*z*), conforme Figura 5. A eficiência é maximizada com pás retrocedentes ($\beta 2 < 90°$), que reduzem perdas por turbulência e melhoram a conversão de energia cinética em pressão no difusor.

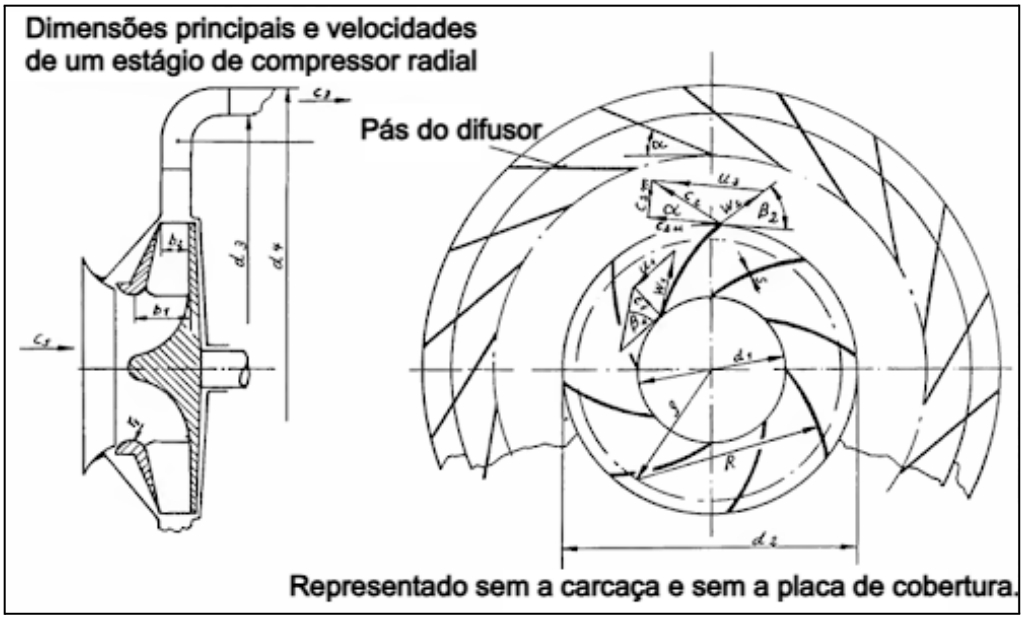


Figura 5 - Ângulos principais do compressor radial
Fonte: Schreckling (1994)

Conforme descrito por Schreckling (1994), o sistema de difusor desempenha um papel crítico no desempenho do motor. O ar que sai da roda do compressor em alta velocidade (170 m/s) deve ser desacelerado para aproximadamente 50 m/s antes de entrar na câmara de combustão, visando maximizar o ganho de pressão. O aumento de pressão teórico no difusor é calculado pela equação (17).

$$\Delta P_{Leit} = 0,5 \cdot \rho_m \left(c_2^2 - c_3^2 \right) \cdot \eta_{Leit} \tag{17}$$

Em que: ρ_m é a massa específica média do ar no difusor, c_2 e c_3 são as velocidades do fluxo de ar na entrada e saída do difusor, respectivamente, ΔP_{Leit} é a pressão no difusor, e η_{Leit}

é a eficiência do sistema do difusor, estimada em 70%. Esse processo resulta em um aumento de pressão de aproximadamente 0,12 bar (SCHRECKLING, 1994).

No que diz respeito ao consumo de combustível, o cálculo é baseado no fluxo de massa de ar e na diferença de temperatura entre a entrada e a saída do motor. Para o motor FD 3/64, o consumo mínimo de combustível é estimado em 1,81 g/s, considerando um poder calorífico de 40.000 J/g para hidrocarbonetos. Esse valor corresponde a um fluxo de 2,13 ml/s, assumindo uma massa específica de combustível de 850 kg/m^3 (SCHRECKLING, 1994).

A operação e o desenvolvimento de motores a jato para modelos de aeronaves exigem uma série de acessórios essenciais, além dos dispositivos de medição convencionais. Conforme discutido por Schreckling (1994), esses acessórios incluem sistemas de ignição, medição de combustível, tanques e equipamentos de partida, que variam conforme o tipo de combustível utilizado e as preferências do operador.

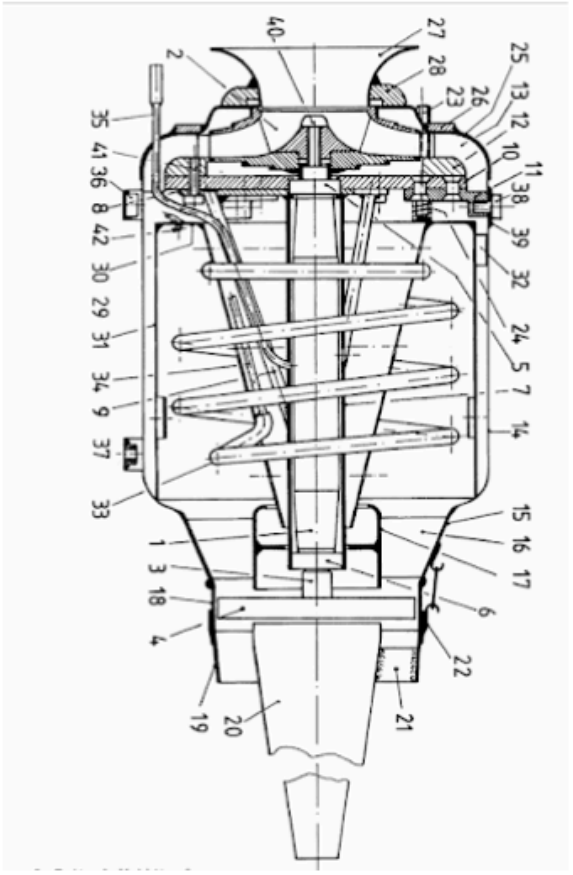
O sistema de ignição é fundamental para iniciar a combustão na câmara de combustão. Métodos simples, como o uso de um isqueiro ou fósforo na saída da turbina podem ser empregados, mas a instalação de uma vela de ignição de alta tensão ou uma vela de incandescência na parede da câmara de combustão oferece maior controle e segurança (GOULART; BRINGHENTI; OLIVEIRA, 2011)

Os tanques de combustível e óleo também são componentes essenciais. O tanque de combustível deve ser compatível com o tipo de combustível utilizado, enquanto o tanque de óleo, com capacidade de aproximadamente 20 ml, deve ser transparente para permitir a verificação do nível de óleo (SCHRECKLING, 1994).

Por fim, os equipamentos de partida também têm sua relevância no funcionamento do motor. Schreckling (1994) descreve a partida com ventilador ou ar comprimido. O primeiro método utiliza o fluxo de ar de um ventilador ou compressor para girar o rotor da turbina até a velocidade mínima necessária para a ignição (SCHRECKLING, 1994).

Logo, a seleção e configuração adequada desses acessórios são fundamentais para garantir o funcionamento eficiente e seguro de motores a jato em modelos de aeronaves (SCHRECKLING, 1994).

Em síntese, a construção da roda da turbina, conforme descrito por Schreckling (1994), é um processo complexo que combina técnicas de usinagem, soldagem e balanceamento como mostrado na figura 6.



Nº	Componente	Nº	Componente	Nº	Componente
1	Eixo	15	Suporte das pás da turbina	29	Câmara de combustão – parte interna
2	Roda do compressor	16	Pás da turbina	30	Câmara de combustão – parte frontal
3	Cubo	17	Corpo central	31	Câmara de combustão – parte externa
4	Roda da turbina	18	Carcaça da turbina	32	Espaçador
5	Rolamento esférico radial dianteiro	19	Jato anular	33	Vaporizador
6	Rolamento esférico radial traseiro	20	Cone difusor	34	Tubo de alimentação de combustível
7	Luva do eixo	21	Suporte (strut)	35	Tubo de óleo
8	Flange	22	Alça / Loop	36	Suporte de montagem dianteiro
9	Suporte (strut)	23	Pino de fixação (stud)	37	Suporte de montagem traseiro
10	Placa base	24	Mola de compressão	38	Parafuso
11	Peça de ligação	25	Tampa	39	Reforço
12	Suporte das pás do compressor	26	Anel de reforço	40	Parafuso de retenção
13	Pás do compressor	27	Bocal de entrada	41	Parafuso
14	Carcaça	28	Anel de conexão	42	Tubo de gás suplementar

Figura 6 - Micro Turbina e seus componentes
Fonte: Adaptado de Schreckling (1994)

A Figura 6 apresenta um corte esquemático do motor FD3/64, conforme documentado por Schreckling (1994), evidenciando a integração dos principais componentes internos do propulsor. Observa-se a disposição sequencial dos subsistemas, iniciando-se pela entrada de ar (27), seguida pelo compressor (2), câmara de combustão (partes 29, 30 e 31), turbina (4) e tubeira de escape (19,20 e 21). Destaca-se o vaporizador (33), posicionado no interior da câmara de combustão, juntamente com os tubos de alimentação de combustível (34) e os suportes estruturais (36, 37).

2.4 Especificações e Análise do Motor Turbojato FD3/64

Com dimensões reduzidas (diâmetro máximo de 110 mm e comprimento de 265 mm) e massa total de 870 g (excluindo equipamentos auxiliares), o FD3/64 é projetado para operar em altas rotações, atingindo até 75.000 rpm (SCHRECKLING, 1994).

Conforme descrito por Schreckling (1994), os valores operacionais do motor, medidos a 75.000 rpm, incluem um empuxo de 24 N, uma razão de pressão de 1,4, uma vazão de ar de

0,115 kg/s e um consumo de combustível de 160 ml/min de diesel, complementado por aproximadamente 10-15 ml/min de gasolina. Ainda segundo o mesmo, a temperatura dos gases de exaustão atinge 630°C, com uma velocidade de fluxo de 209 m/s, indicando um desempenho adequado para aplicações em aeromodelos. Além disso, o motor apresenta uma faixa de empuxo variável entre 2 e 24 N, com velocidade mínima de auto-sustentação de 8.000 rpm e velocidade de marcha lenta de 20.000 rpm (SCHRECKLING, 1994).

O FD3/64 é um motor turbojato que combina simplicidade construtiva e desempenho adequado, sendo uma solução viável para entusiastas de aeromodelismo e aplicações educacionais conforme mostrado por Schreckling (1994).

2.5 Simulação fluidodinâmica no ANSYS CFX

As equações de Navier-Stokes representam o arcabouço matemático para descrever a dinâmica de fluidos, constituindo-se em equações diferenciais parciais não lineares (ANSYS, 2016). Conforme a ANSYS (2016), essas expressões podem ser discretizadas numericamente para resolver problemas de escoamento contínuo, sendo fundamentais em simulações computacionais.

A equação de conservação da massa, na forma conservativa, é dada por Maliska (2004) pela equação (18):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \tag{18}$$

A forma final das equações de Navier-Stokes para fluidos newtonianos está representada pela Equação 19:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) + S^{ui} \tag{19}$$

Nessas expressões o termo $\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}$ representa a taxa de variação temporal da quantidade de movimento por unidade de volume no interior do volume de controle, enquanto $\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i)$ representa o transporte líquido de quantidade de movimento por advecção através das fronteiras do volume de controle. Já $-\frac{\partial P}{\partial x_i}$ indica o gradiente de pressão, $\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)$ representa a taxa de transporte de quantidade de movimento por difusão

molecular, decorrente da viscosidade do fluido, e S^{ui} representa a geração ou o sumidouro de quantidade de movimento por fontes externas ao escoamento, não contempladas nos demais termos da equação .

Em escoamentos compressíveis, o número de Mach (M) surge como parâmetro crítico, definido pela razão entre a velocidade do fluido (V) e a velocidade do som no meio (a) (WHITE 2018).

$$M = V/a \tag{20}$$

Como explica White (2018), em gases, mesmo com pequenas variações de pressão (razão 2:1), é possível atingir regimes supersônicos ($M > 1$).

O *software* Ansys CFX adota o método dos volumes finitos para resolver as equações governantes. Nessa abordagem, o domínio do escoamento é dividido em sub-regiões discretas (volumes de controle), onde as equações integrais são linearizadas e resolvidas iterativamente como mostra a Figura 7. Segundo a ANSYS (2016), essa técnica permite mapear variáveis como pressão e velocidade em pontos estratégicos, gerando uma representação numérica precisa do comportamento do fluido.

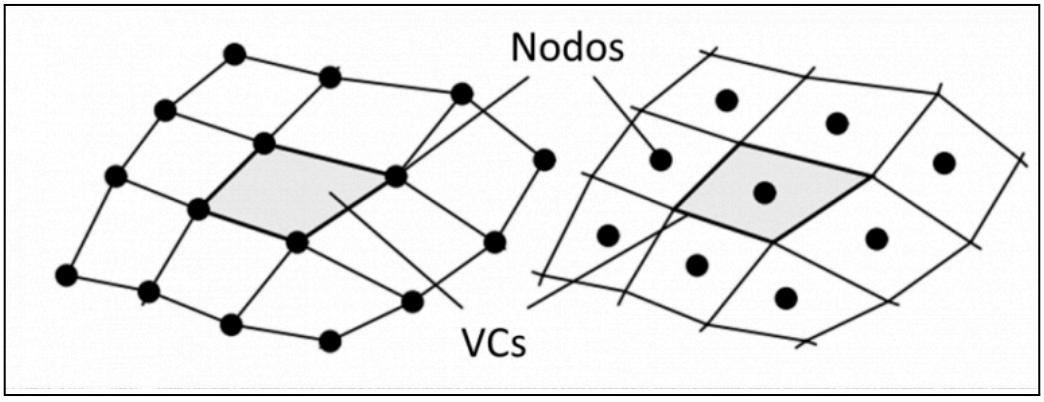


Figura 7 - Nós nos vértices dos VCs (esquerda) e nós nos centros dos VCs (direita) para uma grade quadrilátera. Fonte:Osses (2016).

Conforme Anderson (2010), sua formulação matemática para modelar desde escoamentos laminares até turbilhões complexos, sendo a base para simulações em Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD).

A dificuldade em obter soluções analíticas decorre da não linearidade do termo convectivo, que exige métodos numéricos avançados para a discretização. Contudo, para geometrias complexas, a CFD torna-se indispensável, empregando algoritmos como SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) para acoplar pressão e velocidade (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995).

O número de Mach (M) classifica escoamentos compressíveis em:

- Subsônico ($M < 0,3$): Efeitos de compressibilidade desprezíveis;
- Transônico ($0,8 < M < 1,2$): Formação de ondas de choque localizadas;
- Supersônico ($M > 1$): Dominado por choques e expansões abruptas (ex.: foguetes);
- Hipersônico ($M > 5$): Efeitos termoquímicos significativos (ex.: reentrada atmosférica).

Como destacado por Anderson (2010), em gases, a transição para $M > 1$ ocorre com razões de pressão modestas (2:1) devido à baixa velocidade do som (~343 m/s no ar). Em líquidos, onde a velocidade do som é maior (~1500 m/s na água), alcançar regimes supersônicos exigiria pressões impraticáveis, limitando aplicações a contextos experimentais (WHITE, 2018).

O método dos volumes finitos (MVF) destaca-se por garantir a conservação local de massa, quantidade de movimento, energia e das grandezas da turbulência em cada volume de controle (MALISKA, 2004; VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995). No Ansys CFX, o processo envolve:

- Pré-processamento: geração da malha. No compressor, de uma passagem de pá, gerada no ANSYS TurboGrid. Na câmara de combustão, a malha é gerada usando *ANSYS Meshing R18.1*.
- Discretização: integração das equações de conservação em cada volume de controle, construído ao redor dos nós da malha (método dos volumes finitos baseado em elementos) (MALISKA, 2004). Nos termos advectivos, foi usado o esquema High Resolution no compressor e o esquema Upwind na câmara de combustão. Em ambos, a turbulência foi discretizada com esquema de primeira ordem (First Order) (ANSYS, 2016);
- Solução: solucionador acoplado, que resolve pressão e velocidade em um único sistema linear, com multigrid algébrico (ANSYS, 2016). As simulações são em regime permanente.A convergência foi controlada pelo resíduo máximo de 10^{-4} no compressor e pelo resíduo RMS de 10^{-4} na câmara;
- Pós-processamento: Visualização de campos de pressão, vorticidade e linhas de corrente (ANSYS, 2016).

A escolha do modelo de turbulência influencia diretamente a precisão, especialmente em escoamentos com separação de camada limite (WILCOX, 2006). Dentre os modelos RANS, destacam-se duas abordagens amplamente utilizadas, o modelo k-ε e o modelo k-ω.

O modelo k-ε é fundamentado em duas equações de transporte: uma para a energia cinética turbulenta (k) e outra para a taxa de dissipação (ε). A Equação (21) específica a viscosidade turbulenta. A equação para k é expressa pela equação (22). Enquanto a equação para ε é dada pela equação (23)(VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{21}$$

Onde C_μ é uma constante adimensional.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + div(\rho k U) = div\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} grad\, k\right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho\varepsilon \tag{22}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + div(\rho U\varepsilon) = div\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} grad\, \varepsilon\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{23}$$

Em palavras, as equações representam: Taxa de variação de k ou ε+ transporte de k ou ε por convecção = Transporte de k ou ε por difusão + taxa de produção de k ou ε - taxa de destruição de k ou ε.

As equações contém cinco constantes ajustáveis C_μ, σ_k,σ_ε,$C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$. O modelo k-ε padrão aplica valores para as constantes que são obtidos através de um ajuste para um amplo range de escoamentos turbulentos (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995).

$$C_\mu = 0,09;\ \sigma_k = 1,00;\ \sigma_\varepsilon = 1,30;\ C_{1\varepsilon} = 1,44;\ C_{2\varepsilon} = 1,92 \tag{24}$$

Para números de Reynolds baixos as condições de contorno mencionadas acima não podem ser usadas O amortecimento de parede precisa ser aplicado para garantir que as tensões viscosas se sobreponham às tensões turbulentas de Reynolds em baixos números de Reynolds e na subcamada viscosa adjacente a paredes sólidas.As equações do modelo $k - \epsilon$ para baixo número de Reynolds, que substituem as equações (21) até (23) são dadas abaixo:

$$\mu_t = \rho C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{25}$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + div(\rho k U) = div\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right) grad\, k\right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho\varepsilon \tag{26}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial\left(\rho U_i \varepsilon\right)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon} f_1 \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} f_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \tag{27}$$

A modificação mais óbvia, feita universalmente, é incluir uma contribuição viscosa nos termos de difusão nas equações (26) e (27). As constantes C_μ,$C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$são multiplicadas por funções de amortecimento de parede, f_μ, f_1 e f_2. Como exemplo, citamos as funções de amortecimento de parede de Lam e Bremhorst (1981 apud Versteeg e Malalasekera, 1995, p.74), que são particularmente bem-sucedidas:

$$f_\mu = [1 - exp(-0,0165\, Re_y]^2 \left(1 + \frac{20,5}{Re_t}\right) \tag{28}$$

$$f_1 = \left(1 + \frac{0,05}{f_\mu}\right)^3 \tag{29}$$

$$f_2 = 1 - exp(-Re_t^2) \tag{30}$$

Este modelo é robusto e eficiente para escoamentos com alta inércia e baixa separação de camada limite, como em trocadores de calor e sistemas de ventilação. No entanto, subestima efeitos de gradientes adversos de pressão e apresenta limitações em geometrias curvilíneas (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995).

Já o modelo k-ω SST (*Shear Stress Transport*), proposto por Menter (1994), combina as vantagens do modelo k-ω (precisão próximo à parede) e k-ε (estabilidade em regiões livres). Sua equação para a taxa específica de dissipação (ω) inclui um termo de cruzamento que adapta o modelo a diferentes regiões do escoamento, As equações de transporte base do modelo assumem a seguinte forma tensorial conforme as equações (31) e (32) apresentadas por Menter (1994).

O lado esquerdo das equações a seguir é a derivada lagrangiana: $D/Dt := \partial/\partial t + u_i \partial/\partial x_i$.

$$\frac{D(\rho k)}{Dt} = \tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^{*}\rho\omega k + \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \sigma_k\mu_t)\frac{\partial k}{\partial x_j}] \tag{31}$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} = \frac{\gamma}{\nu_t}\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta\rho\omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu + \sigma_\omega\mu_t)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}] + 2\rho(1 - F1)\sigma_{\omega 2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j} \tag{32}$$

A função de transição F1 (blending function), formulada no modelo de turbulência de Menter (1994), atua como o mecanismo central de acoplamento entre as formulações k-ω e k-ε. Nas proximidades de superfícies sólidas (subcamada viscosa e região da camada limite), a função assume o valor F_1= 1, ativando a formulação k-ω original de Wilcox. Conforme a distância normal à parede aumenta em direção à região externa da camada limite e aos escoamentos de cisalhamento livre, F_1 decai suavemente para 0, mudando o modelo para a forma transformada do k-ε.

A viscosidade turbulenta é definida conforme a equação (33):

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{max(a_1\omega;\Omega F_2)} \tag{33}$$

Nesta expressão, a_1 equivale à constante empírica de $0,31$, Ω representa a magnitude absoluta da vorticidade, e F_2 é uma segunda função de mistura (MENTER, 1994).

Para assegurar a coerência numérica durante a transição espacial das formulações, as constantes operacionais do modelo SST não são fixas, sendo calculadas iterativamente através de uma interpolação matemática ponderada pela função F_1:

$$\phi = F_1\phi_1 + (1 - F_1)\phi_2 \tag{34}$$

O conjunto de constantes inerentes à região interna da camada limite (ϕ_1) são:

$$\sigma_{k1} = 0,85;\ \sigma_{\omega 1} = 0,5;\ \beta_1 = 0,0750;\ a_1 = 0,31;\ \beta^{*} = 0,09;\ k = 0,41; \tag{35}$$

$$\gamma 1=\frac{\beta_1}{\beta^*}-\frac{\sigma_{\omega 1}k^2}{\sqrt{\beta^*}}.$$

Em contrapartida, o conjunto correspondente à região externa (ϕ_2):

$$\sigma_{k2}=1,0;\ \sigma_{\omega 2}=0,856;\ \beta_2=0,0828;\ \beta^*=0,09;\ \text{e}\ k=0,41\ ;$$

$$\gamma 2=\frac{\beta_2}{\beta^*}-\frac{\sigma_{\omega 2}k^2}{\sqrt{\beta^*}}. \tag{36}$$

A seleção do modelo de turbulência deve considerar fatores como recursos computacionais, características do escoamento e precisão requerida. Modelos RANS, como k-ε e k-ω SST, são preferíveis para escoamentos internos e aplicações industriais rotineiras, enquanto híbridos (DES, SAS) atendem a casos com separação de camada limite. O LES reserva-se a fenômenos transientes críticos, exigindo infraestrutura de alta performance. A experiência do usuário também é crucial, pois modelos RANS toleram malhas menos refinadas, ao passo que LES e DES demandam expertise em geração de malha e pós-processamento (WILCOX, 2006). Conforme a literatura científica (WILCOX, 2006; MENTER, 1994; SPALART, 2009), os modelos de turbulência variam em complexidade e custo computacional, sendo aplicáveis a diferentes cenários industriais e acadêmicos, conforme apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 - Síntese dos modelos de turbulência

Modelo	**Complexidade Custo**	**Computacional**	**Aplicações Típicas**
k-ε	Baixa	Baixo	HVAC, escoamentos internos.
k-ω SST	Moderado	Moderada	Aerodinâmica, turbomáquinas.
DES	Alta	Alto	Automotivo, separação de camada limite.
LES	Muito Alta	Muito Alto	Indústria, projetos que requerem alta tolerância física.

Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

A confiabilidade das simulações CFD depende da validação experimental e da análise de incertezas.

2.6 Considerações finais do capítulo

O Capítulo 2 consolida a base teórica do trabalho, abordando conceitos fundamentais sobre turbinas a gás, com foco no modelo FD3/64, e revisando as metodologias da Fluidodinâmica Computacional (CFD). Essas ferramentas são destacadas como essenciais para a análise estrutural e fluidodinâmica de sistemas complexos, como microturbinas. A revisão bibliográfica permite identificar desafios e lacunas na área, reforçando a importância de abordagens interdisciplinares.

3. METODOLOGIA

Este capítulo delineia os procedimentos metodológicos adotados para o desenvolvimento e construção de um protótipo funcional de uma microturbina a jato, utilizando técnicas de simulação, para avaliar e otimizar o desempenho do equipamento. Aborda-se, de forma sistematizada, as etapas de equacionamento teórico e dimensionamento técnico, bem como os critérios aplicados para a definição de parâmetros operacionais e geométricos dos componentes. Adicionalmente, expõe-se a fundamentação teórico-metodológica que orientou a análise estrutural e termodinâmica intrínseca ao processo de concepção da microturbina a jato.

3.1 Tipo de Pesquisa

A investigação científica pode ser categorizada de diversas maneiras, constituindo-se como um procedimento formal e metodológico para solucionar problemas de maneira estruturada e objetiva (GIL, 2007). Conforme o autor, as pesquisas podem ser agrupadas em três categorias principais: exploratória, descritiva e explicativa.

A pesquisa exploratória tem como objetivo principal elucidar, aprimorar e reformular conceitos e ideias, valendo-se de métodos como revisão bibliográfica, análise documental, entrevistas e estudos de caso (GIL, 2007). Além disso, ela é conduzida por meio de experimentações práticas e análises de exemplos concretos, o que facilita a compreensão do objeto de estudo.

Por outro lado, a pesquisa descritiva visa observar e analisar as particularidades de um fenômeno específico, estabelecendo correlações entre variáveis por meio da coleta sistemática de dados (GIL, 2007). Essa modalidade exige que o pesquisador possua um conhecimento prévio sobre o tema e tem como finalidade descrever fenômenos associados a uma problemática. No âmbito deste estudo, a pesquisa descritiva é empregada na avaliação do funcionamento de uma microturbina a gás, permitindo a coleta e comparação de dados relacionados à eficiência, bem como a análise do uso de simulações computacionais no projeto e construção do equipamento.

Já a pesquisa explicativa busca identificar os fatores que influenciam ou determinam a ocorrência de determinados fenômenos, ampliando o entendimento da realidade ao explicar suas causas e motivações. Dessa forma, ela se caracteriza por elucidar os motivos subjacentes

aos eventos, identificando os elementos que sustentam a problemática investigada (GIL, 2007).

Quanto à abordagem metodológica, as pesquisas podem ser classificadas como qualitativas ou quantitativas. A abordagem qualitativa fundamenta-se na interpretação e em técnicas que buscam construir uma compreensão da realidade, ocupando um papel central na elaboração teórica (MINAYO, 2003). Ela se concentra em aspectos não mensuráveis, coletados por meio de observação, descrição e registros. Por sua vez, a pesquisa quantitativa baseia-se na coleta e análise de dados numéricos, utilizando ferramentas estatísticas para o tratamento das informações obtidas (LAKATOS e MARCONI, 2006). Esse método representa os dados em forma numérica, permitindo análises estatísticas que validam hipóteses e conclusões (SILVA, 2004).

No contexto deste trabalho, optou-se pela abordagem quantitativa, uma vez que os cálculos, dimensionamentos e parâmetros operacionais analisados são expressos numericamente. Além disso, no que diz respeito aos procedimentos técnicos, a pesquisa bibliográfica foi empregada como base teórica, por meio da consulta a livros, teses, dissertações e artigos científicos, enriquecendo o embasamento teórico do estudo. A pesquisa experimental, por sua vez, permite a manipulação de variáveis controladas para observar, examinar e interpretar os efeitos no objeto de estudo (GIL, 2007).

Diante disso, este estudo adota uma abordagem quantitativa, exploratória e descritiva, utilizando-se de uma base bibliográfica para a fundamentação teórica e complementando-a com métodos experimentais para a avaliação do desempenho de uma microturbina a gás.

3.2 Materiais e métodos

Este estudo está embasado em uma revisão bibliográfica sobre microturbinas a gás, abordando seus componentes, construção, princípios de funcionamento e aplicações. Também são analisadas as ferramentas utilizadas para auxiliar no desenvolvimento da pesquisa, os quais desempenham um papel fundamental na modelagem, simulação e análise dos dados. Esses aspectos podem ser visualizados de forma esquemática no fluxograma apresentado na Figura 8.

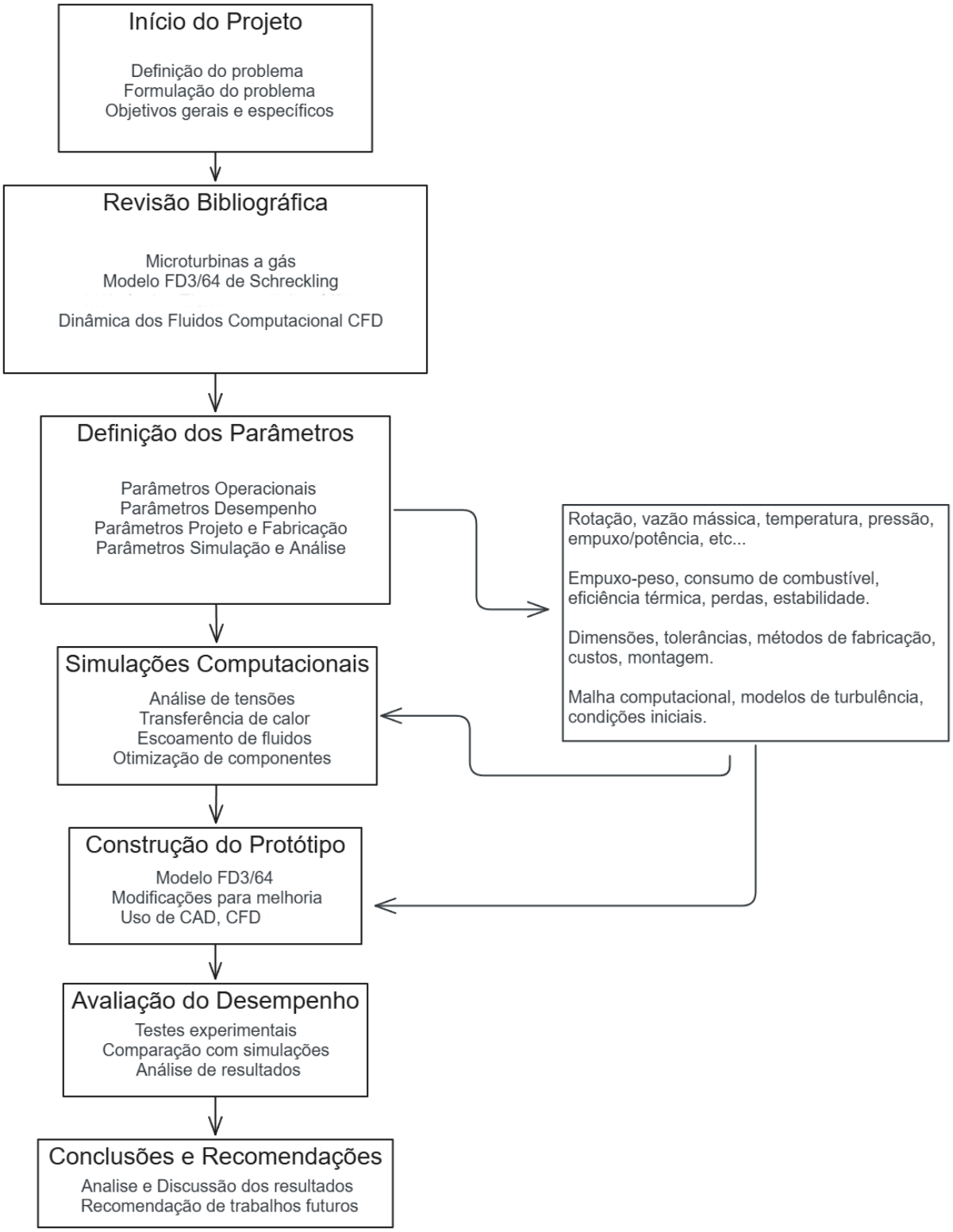


Figura 8 - Fluxograma do desenvolvimento do projeto
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

O desenvolvimento do projeto tem início com a definição do problema, etapa fundamental para estabelecer as questões de pesquisa, os objetivos, geral e específicos, bem como a justificativa que sustenta a relevância do estudo. Na sequência, realiza-se a revisão bibliográfica, a fim de consolidar a base teórica do trabalho. Essa revisão aborda conceitos fundamentais, tais como o funcionamento de microturbinas a gás, o ciclo termodinâmico de Brayton, o modelo FD3/64 de Schreckling e os métodos de simulação computacional. Essa fase assegura que o projeto esteja fundamentado no conhecimento científico existente, além de possibilitar a identificação de lacunas e oportunidades para inovação.

A etapa subsequente corresponde à definição dos parâmetros do equipamento e para análise empregadas nos softwares de simulação. Nessa fase, são detalhados os métodos empregados para a coleta e análise dos dados, incluindo a realização de simulações numéricas. Além disso, são estabelecidas as variáveis críticas do estudo, tais como pressão, temperatura e vazão mássica, bem como os indicadores de desempenho, incluindo eficiência isentrópica e relação empuxo-peso.

Com a fundamentação teórica e metodológica consolidada, procede-se à construção do protótipo, baseado no modelo FD3/64 de Schreckling, porém com adaptações voltadas à otimização de desempenho. Para a modelagem computacional, são empregadas ferramentas de CAD, enquanto as análises de comportamento fluidodinâmico são realizadas por meio de CFD, respectivamente. As simulações computacionais permitem a avaliação virtual de componentes como compressor, turbina e câmara de combustão, possibilitando a identificação de pontos críticos, tais como tensões mecânicas e distribuição térmica. Dessa forma, é viabilizada a validação de eventuais modificações antes da fabricação física do protótipo.

A etapa de avaliação do desempenho compreende a realização de testes experimentais e a comparação dos resultados obtidos com aqueles provenientes das simulações computacionais. São conduzidas medições de empuxo, consumo de combustível, temperatura de exaustão e estabilidade operacional, com o objetivo de validar o desempenho do protótipo. Os dados coletados permitem ajustes no design e na operação da microturbina, assegurando melhorias no seu desempenho global.

3.3 Variáveis e indicadores

De acordo com Lakatos e Marconi (2003) e Gil (2007), uma variável pode ser definida como um elemento passível de classificação ou mensuração, que assume diferentes valores ao

longo de um estudo. Ela pode representar um conceito operacional, uma propriedade ou um fator específico, cujas variações são analisadas para compreender determinado fenômeno.

Nesse contexto, a Tabela 2 apresenta as variáveis e seus respectivos indicadores relacionados ao projeto em questão.

Tabela 2 - Variáveis e indicadores

Variáveis	Indicadores
Condições ambientais	Altitude local Temperatura ambiente Pressão atmosférica
Dimensões dos Componentes	Diâmetro do compressor e turbina Comprimento e diâmetro da câmara de combustão Geometria das pás Dimensões do difusor e do bocal de exaustão Folgas entre componentes móveis e fixos
Compressor	Razão de pressão Perda de pressão na entrada Trabalho requerido Eficiência isentrópica Vazão mássica
Câmara de Combustão	Pressão de entrada e de saída; Temperatura de entrada e de saída; Dimensões dos componentes Zonas de combustão. Combustível;
Turbina	Temperatura de saída Pressão de saída Trabalho realizado Eficiência isentrópica
Simulação Computacional	Modelos de turbulência Tempo de simulação Volume do domínio Malha do domínio Condições de contorno

Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

3.4 Instrumento de Coleta de Dados

Conforme mencionado anteriormente, esta pesquisa caracteriza-se como bibliográfica, quantitativa, exploratória e descritiva. Dessa forma, os dados necessários para a realização do

estudo foram coletados por meio de uma revisão bibliográfica abrangente, que incluiu a consulta a livros, teses, dissertações, artigos científicos e catálogos técnicos. Além disso, no que se refere ao processo de obtenção de dados, uma vez realizadas as simulações numéricas de fluidodinâmica computacional, as quais irão fornecer informações essenciais para a análise e interpretação dos resultados.

3.5 Tabulação de dados

Com base nos dados coletados, os padrões do sistema são definidos e, posteriormente, modelados em CAD utilizando o software Solidworks®. Em seguida, as simulações numéricas de fluidodinâmica são executadas por meio do software ANSYS CFX e ANSYS FLUENT. Além disso, ferramentas como Microsoft Word e Excel são empregadas para a elaboração do relatório do estudo, organização dos resultados, desenvolvimento de tabelas e gráficos, e realização de cálculos analíticos, contribuindo para uma análise mais detalhada e precisa dos dados obtidos.

3.6 Considerações finais do capítulo

Neste capítulo, realiza-se a classificação do tipo, dos objetivos e dos procedimentos técnicos adotados na pesquisa, com base na bibliografia referenciada. Em seguida, são descritos os materiais e métodos empregados para o desenvolvimento do estudo, os quais estão sintetizados no fluxograma da Figura 8. Além disso, apresentam-se as variáveis e os indicadores relacionados ao processo, detalhados na Tabela 2. Também são abordados os recursos utilizados para a coleta e tabulação dos dados, essenciais para a análise e interpretação dos resultados. Todos esses procedimentos e materiais têm como finalidade subsidiar a compreensão do capítulo de resultados e discussão, garantindo uma base sólida para as conclusões do trabalho.

4. RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos a partir da modelagem e simulação dos sistemas que compõem a microturbina a gás, partindo da análise fluidodinâmica computacional (CFD) de seus principais componentes até chegarmos a sua construção. Inicialmente, são expostos os dados de entrada, condições de contorno e os resultados numéricos relativos às simulações do compressor centrífugo, da câmara de combustão e da turbina radial. Na sequência, detalha-se a construção do protótipo físico da turbina FD 3/64 modificada, abrangendo os materiais, processos de fabricação e procedimentos de montagem empregados

4.1 Desenvolvimento e Modelagem da Microturbina FD3/64 Modificada

O desenvolvimento da microturbina proposto neste trabalho teve como ponto de partida o projeto FD3/64, desenvolvido por Kurt Schreckling (1994), amplamente difundido na construção experimental de microturbinas de pequeno porte. Entretanto, diferentemente do projeto original, que emprega um conjunto rotativo desenvolvido especificamente para essa turbina, o presente trabalho adotou um conjunto rotativo comercial proveniente do turbocompressor Master Power R474.

A utilização desse conjunto rotativo teve como principal objetivo utilizar um conjunto de alta complexidade de fabricação dos componentes de alta precisão, concentrando o desenvolvimento nas adaptações estruturais necessárias para compatibilizar o conjunto comercial com a arquitetura da FD3/64.

Em razão das diferenças dimensionais existentes entre os dois conjuntos, tornou-se necessária a remodelagem de diversos componentes, preservando, sempre que possível, os princípios construtivos originalmente propostos por Schreckling (1994).

Toda a adaptação foi desenvolvida utilizando o software SolidWorks®, permitindo a modelagem tridimensional de cada componente, a verificação de interferências mecânicas, a montagem virtual do conjunto e a geração dos desenhos técnicos utilizados durante a fabricação.

4.1.1 Conjunto compressor turbina

A principal modificação introduzida neste trabalho consiste na substituição do conjunto rotativo originalmente proposto por Schreckling (1994) pelo conjunto proveniente do turbocompressor Master Power R474.

Segundo Schreckling (1994), o eixo da FD3/64 possui comprimento total de 112 milímetros, apresentando diâmetro de 14 milímetros em sua região central e 12 milímetros nas extremidades.

Em contrapartida, o conjunto rotativo R474 apresenta comprimento máximo de 90 milímetros entre o compressor e a turbina, com diâmetro de 7 milímetros na extremidade do compressor e 10 mm na extremidade da turbina. Essa diferença dimensional é apresentada na Figura 9.

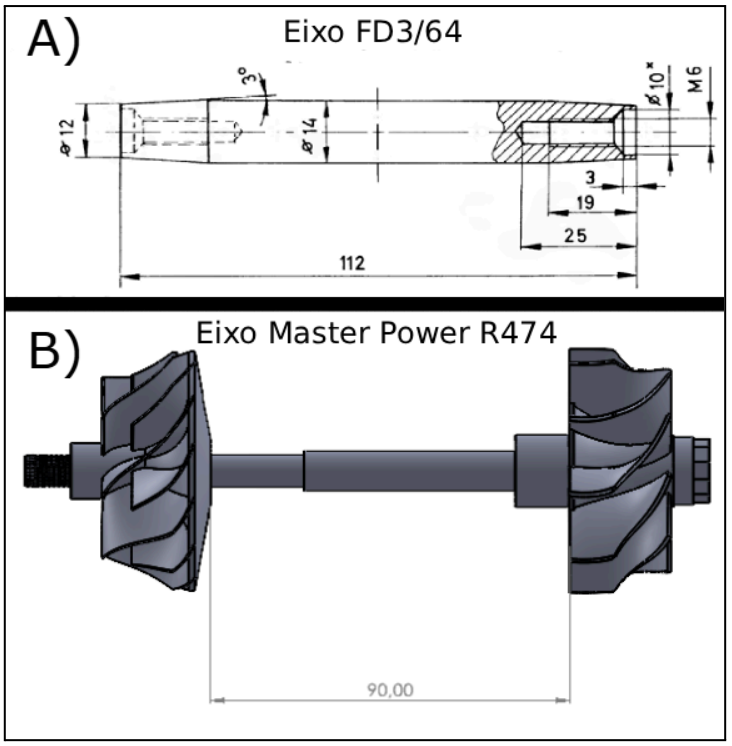


Figura 9 - Comparação entre eixos FD3/64 e Master power R474.
Fonte:figura 9A - Schreckling (1994). 9B - Elaborado pelo autor (2026).

A redução de aproximadamente 22 mm no comprimento disponível do eixo tornou incompatível a utilização direta dos componentes originais da FD3/64, tornando necessária a remodelagem da estrutura interna da microturbina.

4.1.2 Adequações dimensionais

As modificações realizadas buscam preservar as formas construtivas da FD3/64, alterando apenas os componentes cuja geometria era incompatível com o conjunto rotativo R474. De forma geral, as alterações concentraram-se na região central da microturbina, composta pela câmara de combustão, suporte dos rolamentos.

Já os componentes da região frontal sofrem apenas pequenas adaptações relacionadas aos materiais empregados, enquanto a geometria permaneceu praticamente inalterada. A Figura 10 apresenta uma visão geral das regiões modificadas.

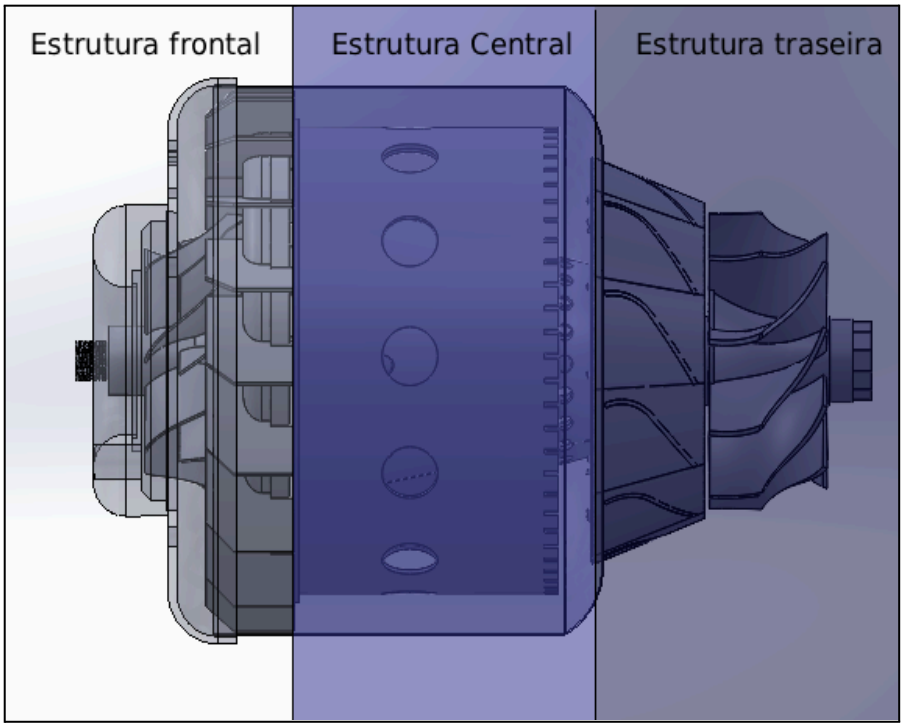


Figura 10 - Divisão entre estrutura frontal, central e traseira da microturbina
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

4.1.3 Estrutura frontal da microturbina

A estrutura frontal compreende o difusor, o anel externo e as palhetas direcionadoras do compressor. Como o diâmetro do compressor do turbocompressor R474 é de 60 milímetros, valor muito próximo ao compressor de 66 milímetros utilizado no projeto original de Schreckling (1994), a geometria dessa região não exigiu alterações significativas, sendo necessária apenas a redução do diâmetro interno do anel externo do difusor, de 67 milímetros para 61 milímetros, com a manutenção de uma folga de 1 milímetros em relação ao compressor.

Dessa forma, são preservadas as dimensões originalmente propostas para o difusor e para o conjunto de palhetas, sendo realizadas apenas adaptações relacionadas aos materiais empregados. As dimensões finais da montagem dos componentes são apresentadas na Figura 11 e as medidas discricionárias de cada peça se encontram em anexo.

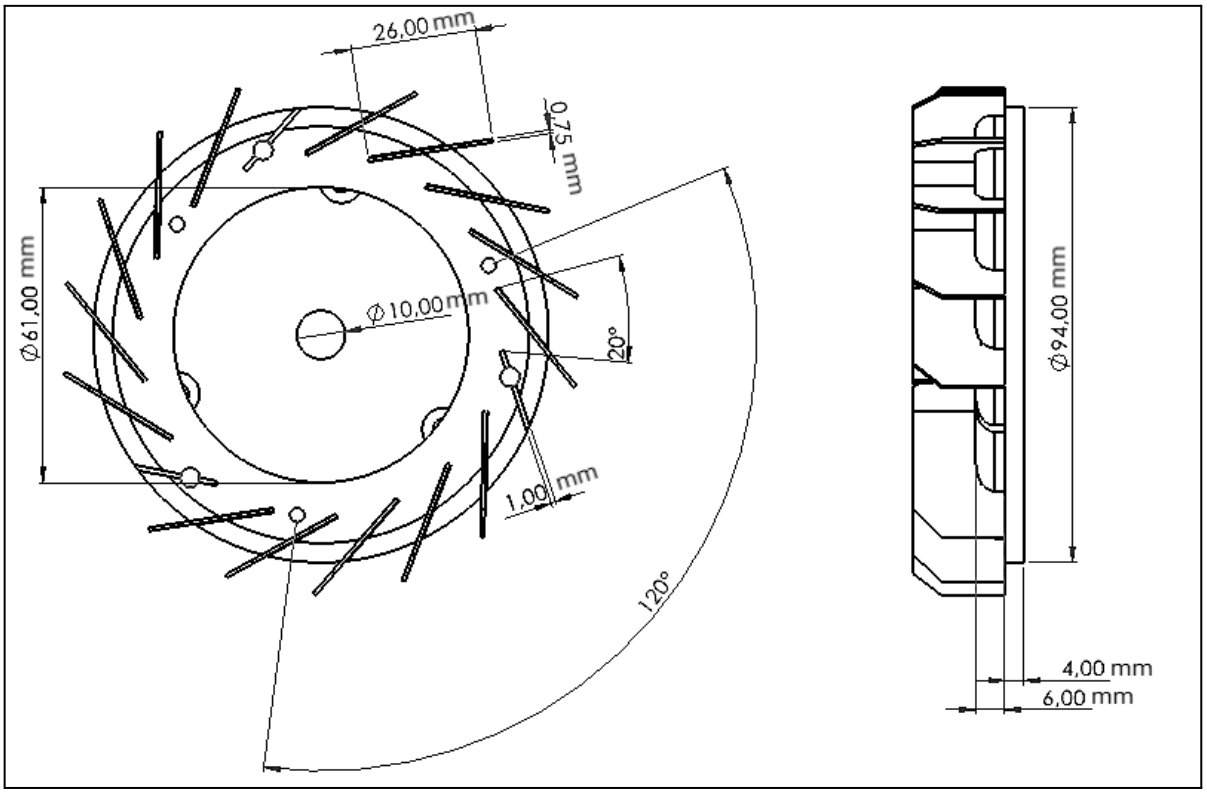


Figura 11 - Difusor Microturbina
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Enquanto o projeto original utiliza madeira compensada na fabricação do difusor e do anel externo, neste trabalho esses componentes foram confeccionados em alumínio, material escolhido devido à sua maior rigidez estrutural, resistência à corrosão e facilidade de usinagem (CALLISTER; RETHWISCH, 2021).

4.1.4 Estrutura Central da microturbina

A estrutura central concentra os componentes responsáveis pelo processo de combustão e pelo suporte do conjunto rotativo, sendo a região que apresentou as maiores modificações em relação ao projeto original.

A câmara de combustão proposta por Schreckling (1994) foi desenvolvida para um eixo com comprimento total de 112 mm, tornando-se incompatível com o espaço disponível após a adoção do conjunto rotativo R474.

Para compatibilizar o projeto, foi reduzido o comprimento total da câmara de combustão mediante a eliminação da região correspondente à zona de diluição, preservando-se as zonas primária e secundária responsáveis pela estabilização da chama. As principais modificações dimensionais da câmara de combustão podem ser observadas na Figura 12.

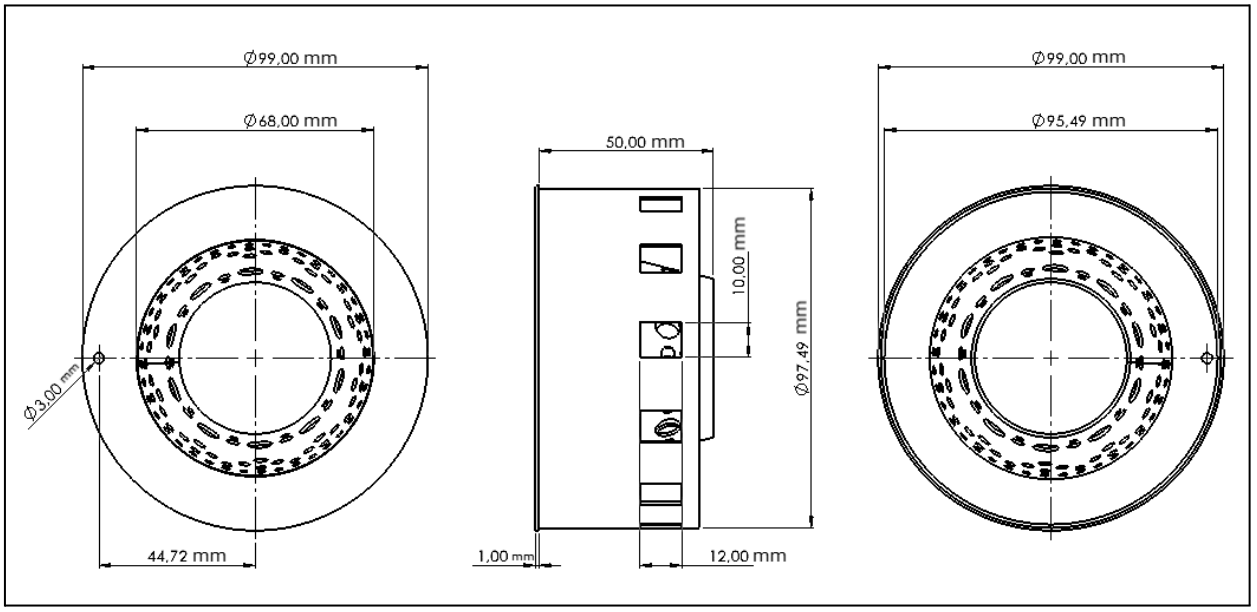


Figura 12 - Dimensões Câmara de Combustão adaptada
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Além da câmara de combustão, o suporte central dos rolamentos também teve seu comprimento reduzido, garantindo o correto posicionamento do eixo e mantendo o alinhamento entre compressor, câmara de combustão e turbina.

4.1.5 Estrutura traseira

Após a realização das adaptações dimensionais, todos os componentes foram modelados tridimensionalmente no *software SolidWorks*®. A montagem virtual permitiu verificar interferências entre as peças, validar o alinhamento do conjunto rotativo e assegurar a compatibilidade entre os componentes antes do início da fabricação.

A utilização da modelagem CAD também possibilitou a obtenção dos desenhos técnicos empregados na fabricação dos componentes, reduzindo retrabalhos e aumentando a

precisão dimensional durante a construção do protótipo. A Figura 13 apresenta a montagem final da microturbina desenvolvida neste trabalho, e os demais desenhos técnicos estão apresentados nas folhas em anexo

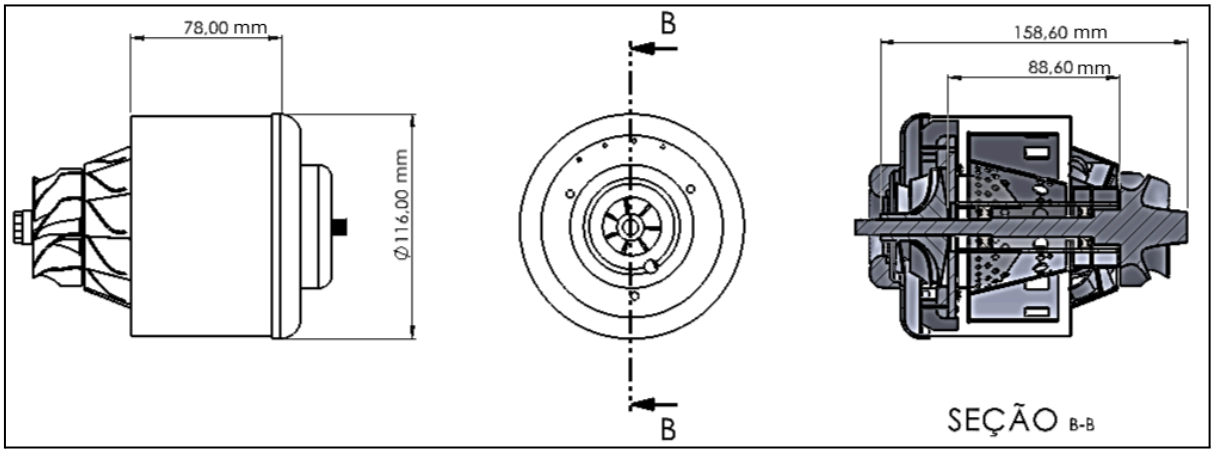


Figura 13 - Dimensões Microturbina adaptada
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

4.2 Simulação numérica do compressor centrífugo R474

Esta seção apresenta os resultados obtidos na simulação numérica do escoamento no rotor do compressor centrífugo pertencente ao turbocompressor Master Power R474 Figura 14. A análise foi realizada com o objetivo de avaliar o comportamento aerodinâmico do compressor em diferentes rotações, obtendo-se parâmetros como razão de pressão total-total, razão de temperatura total-total, potência absorvida, vazão mássica e eficiência isentrópica.



Figura 14 - Compressor automotivo
Fonte: Adaptado MasterPower

A geometria do rotor foi modelada a partir das dimensões extraídas do catálogo técnico do turbocompressor R474 e complementada por medições realizadas diretamente

sobre imagens do rotor utilizando o *software* ImageJ. Esse procedimento permite estimar os principais parâmetros geométricos necessários para a geração do modelo no ANSYS Vista/*BladeModeler*, como diâmetro de entrada, diâmetro externo, número de pás, ângulo de *backsweep* e ângulo de *rake*.

De acordo com Pakle e Jiang (2021), em compressores centrífugos transônicos de alta rotação, parâmetros como geometria meridional, ângulo das pás, distribuição de carregamento e controle do escoamento próximo ao *shroud* exercem influência significativa sobre o desempenho aerodinâmico do equipamento.

A avaliação é conduzida em duas etapas principais. Inicialmente, é utilizada a ferramenta ANSYS Vista TF, com a finalidade de obter uma estimativa preliminar do desempenho do compressor. Em seguida, são realizadas simulações tridimensionais no ANSYS CFX, permitindo uma análise mais detalhada do campo de escoamento no interior do rotor. Além disso, é realizada uma análise paramétrica complementar com vazão mássica fixa, com o objetivo de isolar o efeito da rotação sobre os parâmetros de desempenho.

Os principais parâmetros avaliados são a razão de pressão total, razão de temperatura total, potência absorvida, eficiência isentrópica total, vazão mássica e distribuição das grandezas aerodinâmicas ao longo do rotor.

4.2.1 Dados de entrada

A geometria do compressor é definida a partir das dimensões principais do rotor do turbocompressor Master Power R474. A roda compressora apresenta diâmetro de entrada de aproximadamente 47 mm e diâmetro externo próximo de 60 mm. A configuração geométrica é composta por sete pás principais e sete pás secundárias, totalizando quatorze passagens parciais ao longo da periferia do rotor.

Os ângulos característicos das pás são obtidos através do catálogo do rotor do turbocompressor Master Power R474, considerando dados extraídos do catálogo técnico, verificações das medições realizadas por análise de imagem usando o software ImageJ e valores adotados com base no trabalho de Rodrigues (2022), que realiza a simulação computacional de uma microturbina a gás utilizando um turbocompressor.

A utilização desse procedimento permite estimar o ângulo de *backsweep* e o ângulo de *rake* como mostra a Figura 10, necessários para a reconstrução aproximada da geometria no ambiente de modelagem do ANSYS.

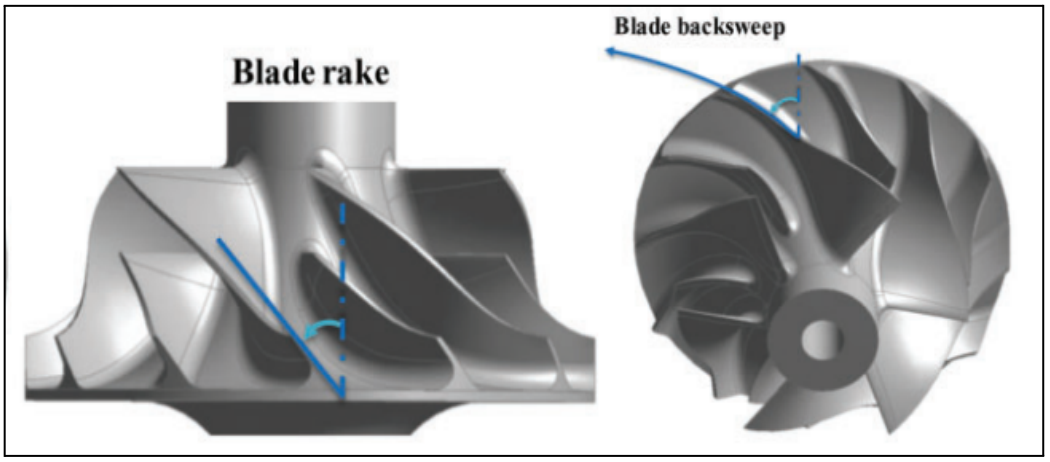


Figura 15 - Ângulos do compressor radial
Fonte: Adaptado de Pakle e Jiang (2021)

Esses dados são necessários para a reconstrução aproximada da geometria do rotor no ambiente computacional e para a definição das propriedades iniciais do escoamento. A Tabela X apresenta os valores adotados para a modelagem do compressor, incluindo dimensões principais, ângulos característicos das pás, número de pás, fluido de trabalho e condições termodinâmicas de entrada.

Tabela 3 – Dimensões do compressor radial adotadas para a modelagem do equipamento

Compressor	Centrífugo / radial
Ângulo backsweep	40º
Ângulo rake	60º
Diâmetro de entrada	47 mm
Diâmetro de saída	60 mm
Número de aletas principais	7
Número de aletas secundárias	7
Fluido de trabalho	Ar
Temperatura de entrada do fluido de trabalho	18,4 ºC
Pressão atmosférica	89,600 kPa

Fonte: Adaptado de Rodrigues (2022), catálogo técnico Master Power

Os ângulos de *backsweep* e *rake* são utilizados para representar a orientação aproximada das pás, enquanto os diâmetros de entrada e externo definem a geometria meridional básica do rotor no módulo *Blade Design* do Ansys CFX. A adoção do fluido de trabalho sendo o ar como um gás ideal, juntamente com a pressão total de entrada de 89.600

Pa e a temperatura total de entrada de 291,55 K, estabelece as condições termodinâmicas iniciais empregadas nas análises no ANSYS Vista TF e no ANSYS CFX.

4.2.2 Condições Operacionais

As condições de contorno adotadas na simulação são definidas com base nos dados operacionais do compressor Master Power R474. Os valores de rotação e vazão mássica são obtidos a partir do mapa de desempenho do compressor, disponibilizado no *software* de catálogo online da Master Power, e comparados com os parâmetros utilizados por Rodrigues (2022) em estudo de simulação computacional de uma microturbina a gás utilizando turbocompressor. A Figura 16 mostra o mapa de desempenho da turbina Master Power R474.

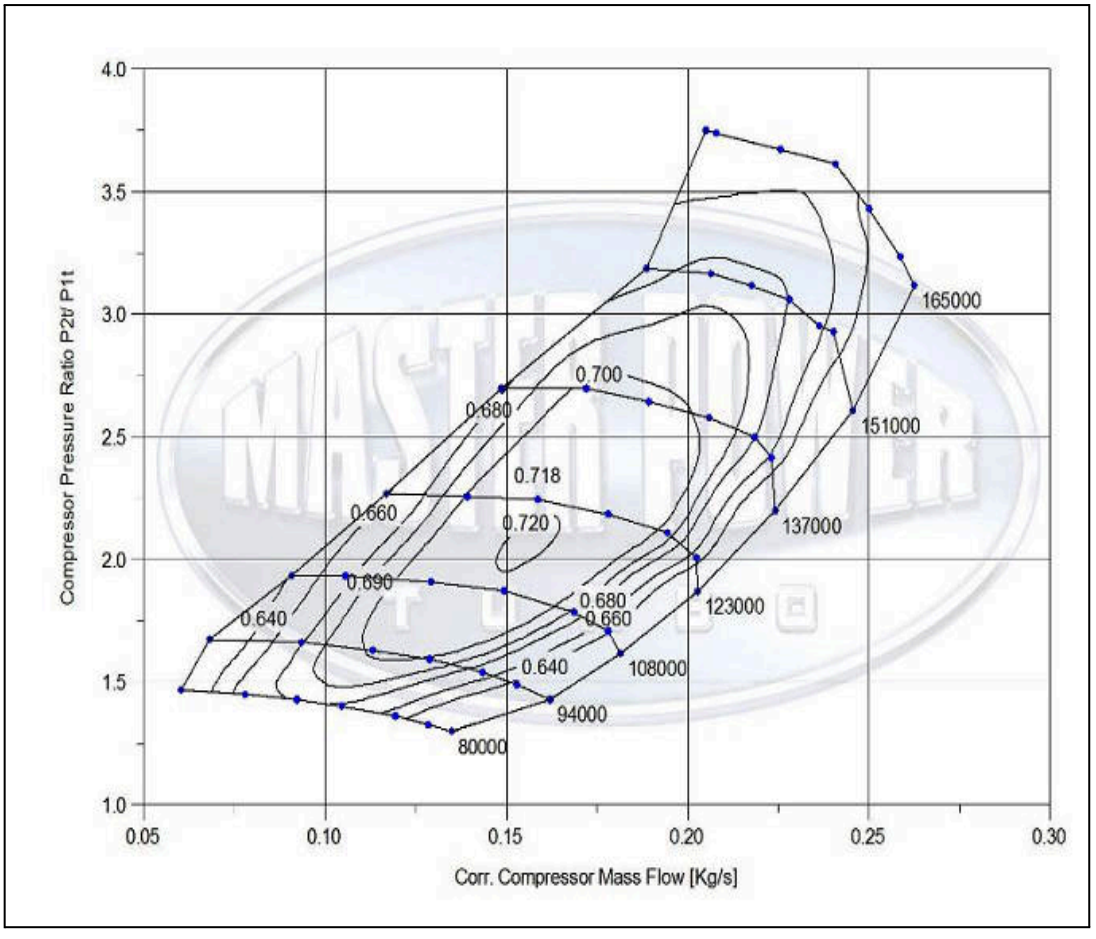


Figura 16 - Mapa de Desempenho R474
Fonte: Adaptado de Catálogo online MasterPower

O mapa de desempenho conforme a Figura 16 relaciona a razão de pressão, a vazão mássica corrigida e as linhas de rotação do rotor. A partir desse mapa, são selecionados

diferentes pontos de operação, cada um definido por uma rotação e uma vazão mássica correspondente. Dessa forma, as simulações são realizadas considerando diferentes condições operacionais, permitindo avaliar a influência da variação da vazão e da rotação sobre o desempenho aerodinâmico do compressor.

A Tabela 4 apresenta os pontos extraídos do mapa de desempenho, contendo a rotação do compressor e a respectiva vazão mássica considerada.

Tabela 4 – Pontos de operação adotados para a simulação do compressor

Rotação [rpm]	**Vazão mássica [kg/s]**
80.000	0,100
85.000	0,100
94.000	0,118
108.000	0,140
113.000	0,150
123.000	0,167
137.000	0,199
151.000	0,232
165.000	0,256

Fonte: Adaptado de Rodrigues (2022), catálogo técnico Master Power.

Nas simulações CFD, a entrada do domínio é configurada com pressão total de 89.600 Pa e temperatura total de 291,55 K, no referencial estacionário. A saída é definida por meio da imposição da vazão mássica correspondente a cada ponto de operação. O domínio fluido é configurado em referencial rotativo, com velocidade angular equivalente à rotação analisada em cada caso. As superfícies laterais do domínio são configuradas com periodicidade rotacional, permitindo representar apenas um canal de passagem entre pás e reduzir o custo computacional da análise.

4.2.3 Malha computacional

A malha computacional é gerada no módulo *ANSYS TurboGrid*. A malha utilizada apresenta aproximadamente 486.139 nós e 530.840 elementos hexaédricos. O fator global de

refinamento adotado é igual a 0,8 e o refinamento da camada limite proporcional ao tamanho da malha. A Figura 17 demonstra os elementos de malha gerados para a análise.

Não foi realizado teste de independência de malha. A malha de 486 mil nós foi gerada no TurboGrid, ferramenta dedicada a canais de turbomáquinas que produz malha hexaédrica estruturada com qualidade controlada. A análise é comparativa entre rotações e validada pela razão de pressão frente à curva do fabricante. Recomenda-se o estudo de independência de malha em trabalhos futuros.

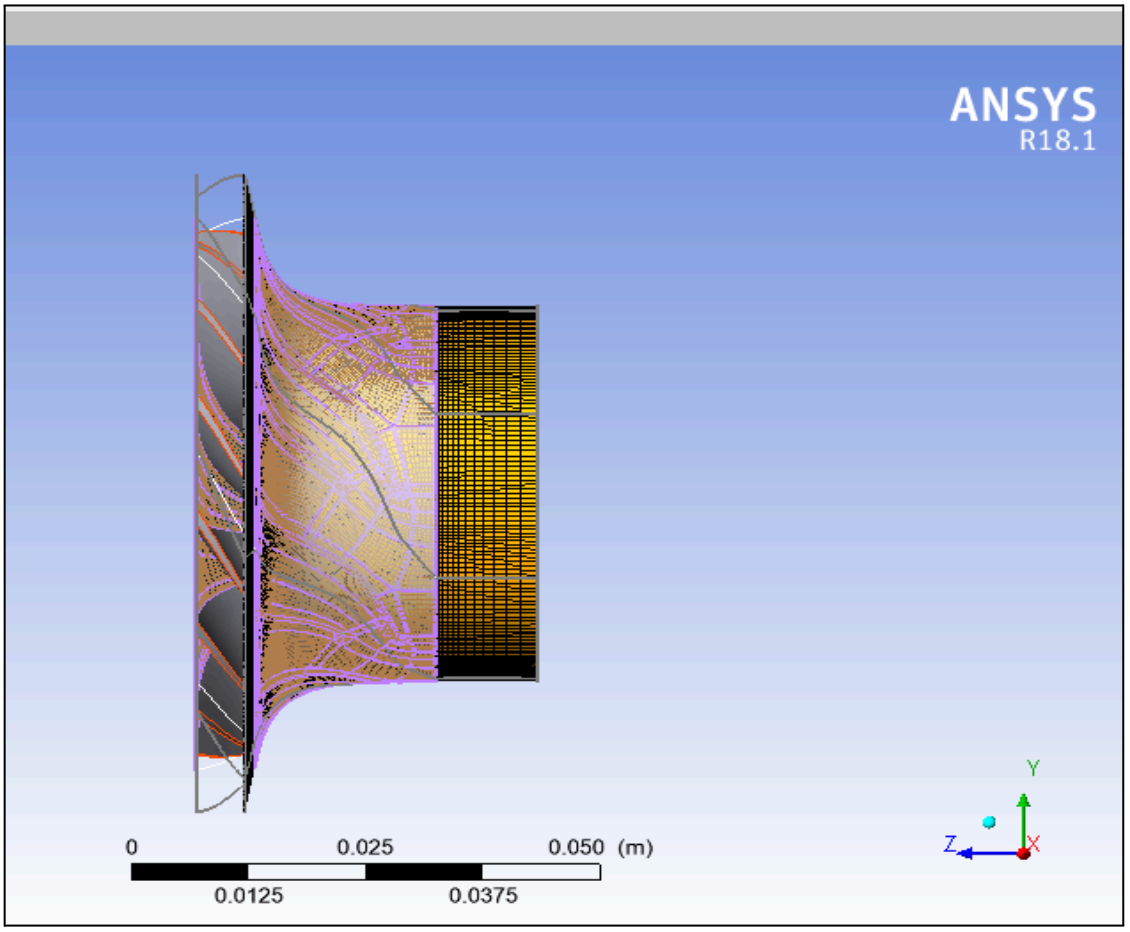


Figura 17 - Malha Compressor
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

A tabela 5 resume os parâmetros adotados no módulo *ANSYS TurboGrid* para a geração da malha.

Tabela 5 – Características da malha computacional

Parâmetro	**Valor adotado**
Software de geração da malha	ANSYS TurboGrid

Tipo de elemento	Hexaédrico estruturado
Número de nós	486.139
Número de elementos	530.840
Fator global de tamanho	0,8
Tratamento de camada limite	*Boundary Layer Mesh Metrics*
Método da camada limite	*Proportional to Mesh Size*
Modelo de turbulência	SST k-ω
Tratamento de parede	*Automatic Wall Treatment*

Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

A malha apresentada na Tabela 5 possui aproximadamente 486 mil nós e 531 mil elementos hexaédricos. O tratamento de camada limite é configurado de forma proporcional ao tamanho da malha, permitindo maior refinamento próximo às paredes, onde ocorrem os maiores gradientes de velocidade. Além disso, o modelo de turbulência SST k-ω, associado ao *Automatic Wall Treatment*, é adotado por apresentar boa robustez em escoamentos internos de turbomáquinas.

4.2.4 Resultados Preliminares do compressor obtidos através do Vista TF

A análise preliminar no ANSYS Vista TF é utilizada para estimar o desempenho global do compressor em diferentes condições de vazão e rotação. Essa ferramenta permite avaliar rapidamente parâmetros como razão de pressão, potência, eficiência isentrópica, eficiência politrópica, velocidade de ponta, coeficiente de fluxo e número de Mach na ponta do rotor.

Com o intuito de estimar o desempenho global do compressor sob variadas condições de operação, realiza-se uma análise preliminar através da ferramenta ANSYS Vista TF. Esse recurso possibilita a avaliação ágil de métricas fundamentais, tais como a potência, razão de pressão, eficiências isentrópicas e politrópica, além do coeficiente de fluxo, velocidade de ponta e o número de Mach na extremidade do rotor. Na condição de 94.000 rpm e vazão mássica de 0,118 kg/s, o Vista TF indica uma potência de entrada de 6.997,2 W, razão de pressão de 1,7561 e eficiência isentrópica de 86,22%. A Figura 18 apresenta os campos de temperatura e pressão obtidos para a pá do compressor nessa condição de operação.

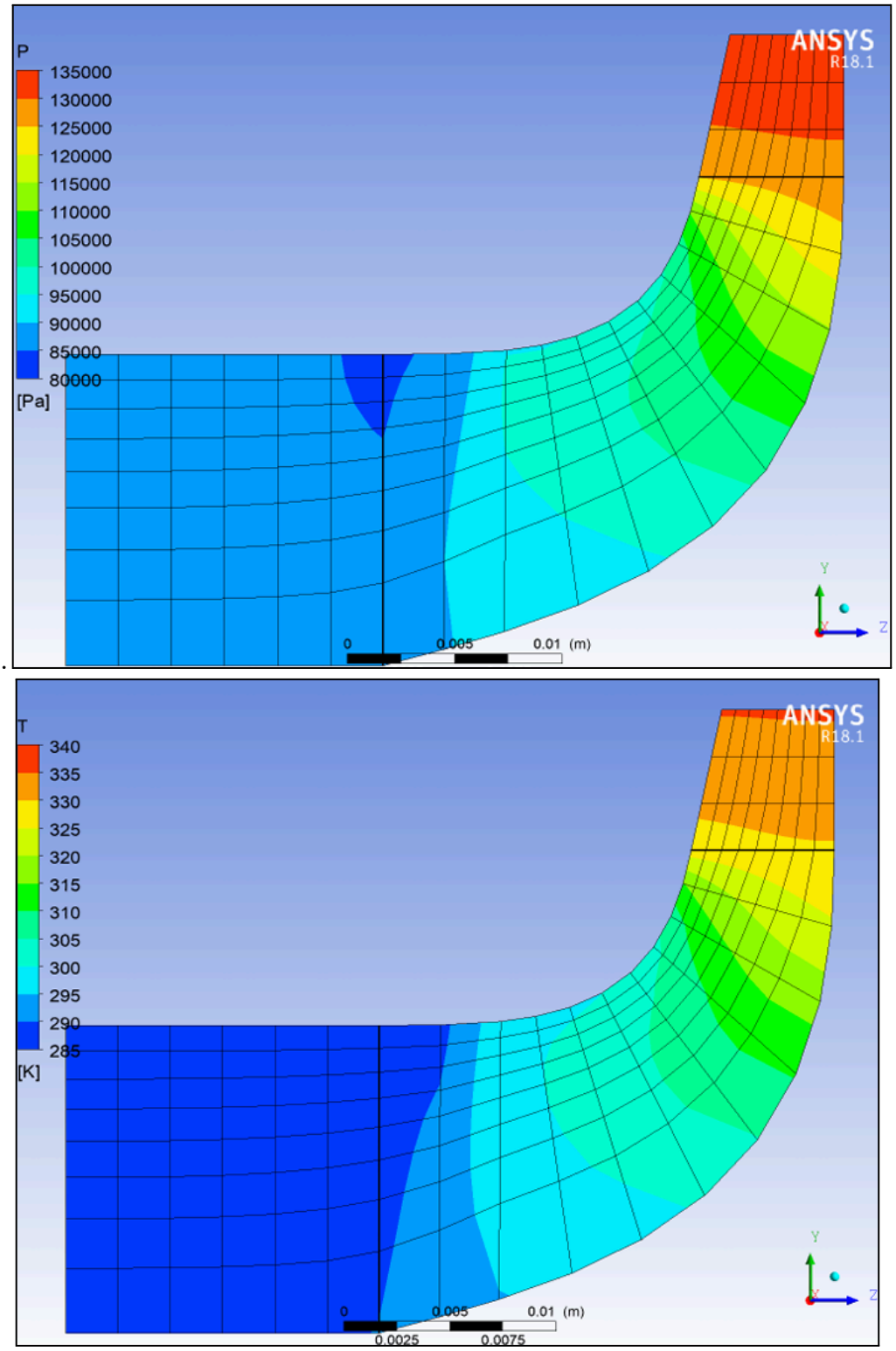


Figura 18 - Perfis de pressão a) e temperatura b) na pá do compressor para 94.000 rpm
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Com o aumento da rotação para 108.000 rpm e da vazão mássica para 0,140 kg/s, a potência de entrada aumentou para 11.131,3 W. Nesse ponto de operação, são obtidas uma razão de pressão de 2,0798 e uma eficiência isentrópica de 85,74%. Os respectivos campos de pressão e temperatura são apresentados na Figura 19.

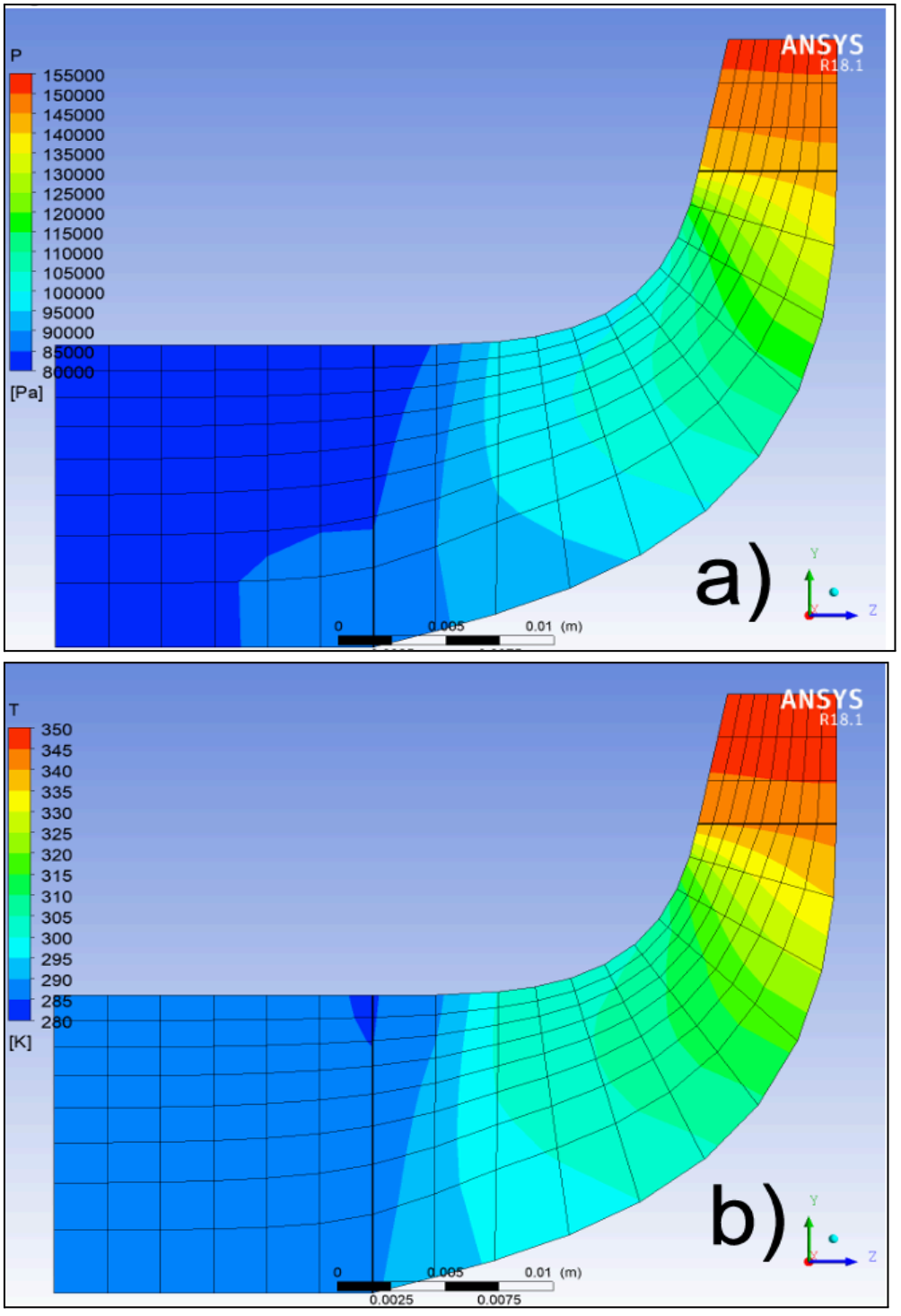


Figura 19 - Perfis de pressão a) e temperatura b) na pá do compressor para 108.000 rpm
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Para a condição de 137.000 rpm e vazão mássica de 0,199 kg/s, a potência de entrada atingiu 25.964 W, enquanto a razão de pressão aumentou para 3,0434. A eficiência isentrópica obtida foi de 84,05%. A distribuição das variáveis ao longo da pá para esse ponto de operação pode ser observada na Figura 20.

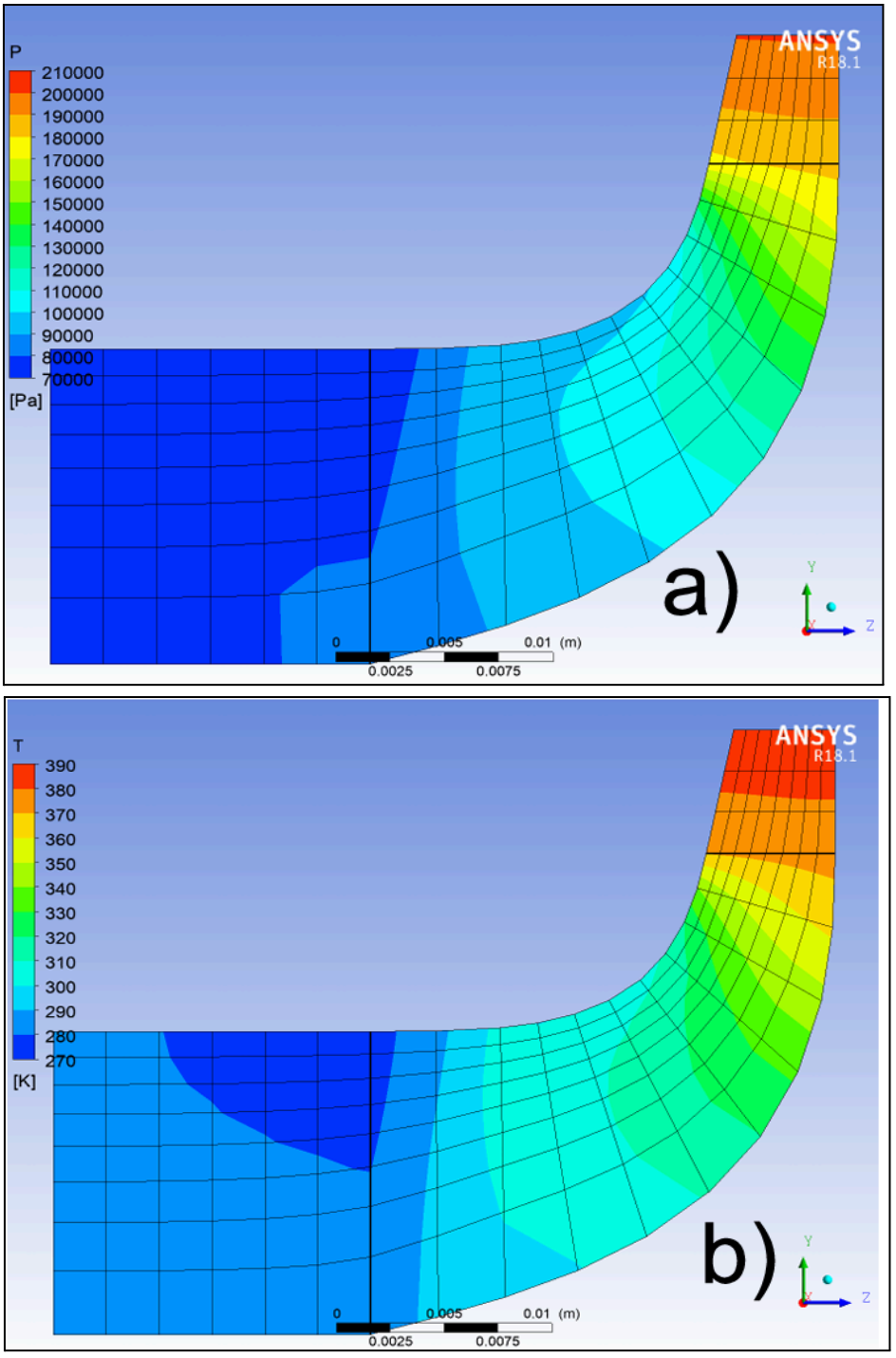


Figura 20 -Perfis de pressão a) e temperatura b) na pá do compressor para 137.000 rpm
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Por fim, para a rotação de 151.000 rpm e vazão mássica de 0,232 kg/s, a potência de entrada alcançou 37.640,6 W. Nessa condição, foram obtidas uma razão de pressão de 3,7221 e uma eficiência isentrópica de 82,28%. Os campos de temperatura e pressão correspondentes a esse ponto são apresentados na Figura 21.

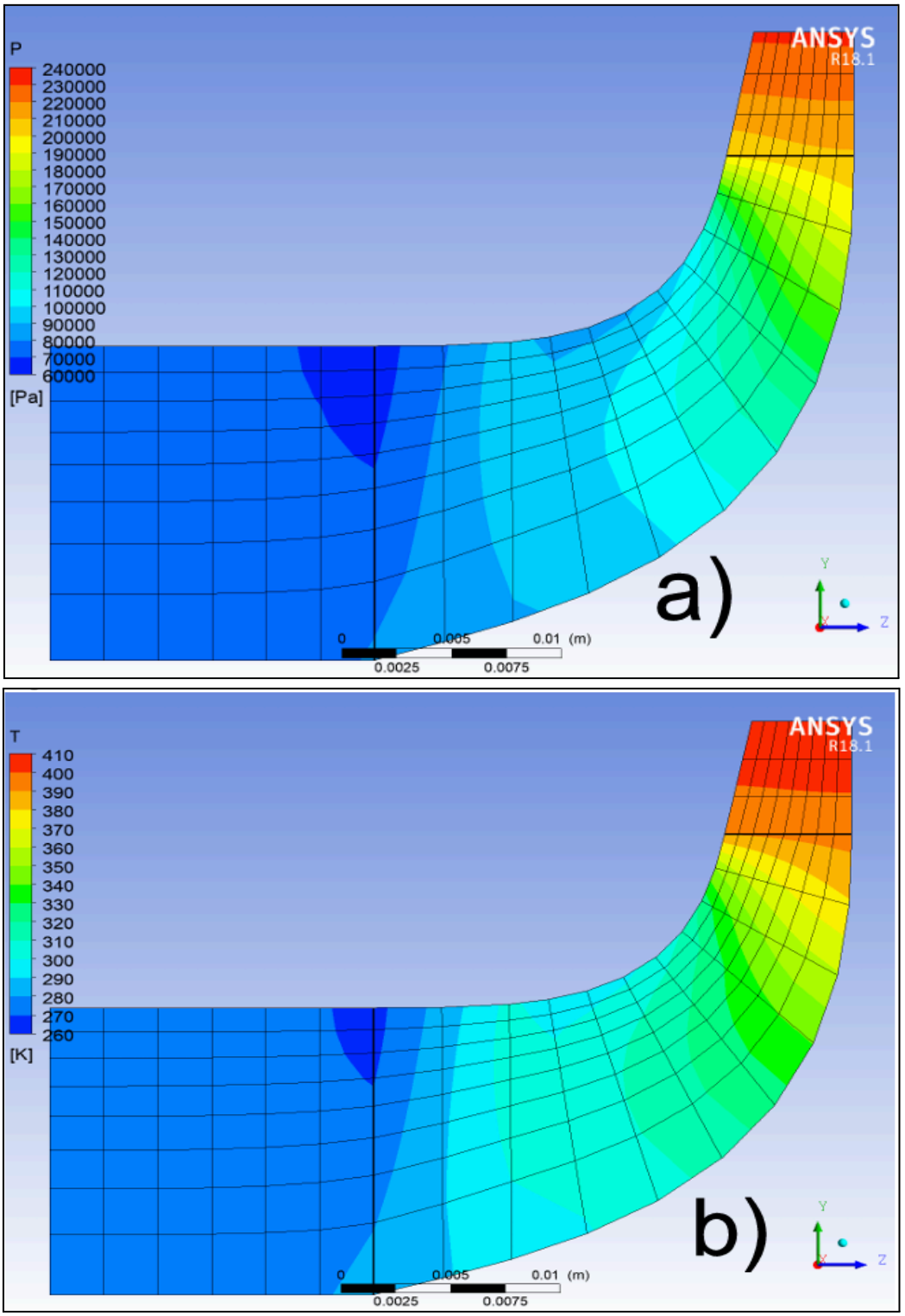


Figura 21 - Perfis de pressão a) e temperatura b) na pá do compressor para 151.000 rpm
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

A tabela 6 reúne os principais resultados obtidos pelo módulo Vista TF.

Tabela 6 – Resultados do módulo Vista TF.

Rotação [rpm]	Vazão mássica [kg/s]	Potência [W]	Razão de pressão	Eficiência isentrópica [%]	Eficiência politrópica [%]

94.000	0,118	6.997,2	1,7561	86,22	87,27
108.000	0,140	11.131,3	2,0798	85,74	87,12
137.000	0,199	25.964,0	3,0434	84,05	86,32
151.000	0,232	37.640,6	3,7221	82,28	85,20

Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

A partir desses resultados, observa-se que o aumento da vazão mássica, acompanhado pelo aumento da rotação, promoveu uma elevação da razão de pressão. Quando a vazão passou de 0,118 para 0,232 kg/s, correspondendo a um aumento de 96,61%, a razão de pressão aumentou de 1,7561 para 3,7221, uma elevação de 111,95%. Esse comportamento é coerente com o funcionamento do compressor centrífugo, pois rotações mais elevadas aumentam a velocidade de ponta do rotor e, consequentemente, a energia transferida ao fluido.

Entretanto, a eficiência isentrópica apresentou uma tendência de redução com o aumento da vazão e da rotação. Com a elevação da rotação de 94.000 para 151.000 rpm, equivalente a um aumento de 60,64%, a eficiência diminuiu de 86,22% para 82,28%, correspondendo a uma redução relativa de 4,57%, ou a uma queda de 3,94 pontos percentuais. Esses resultados sugerem que, embora o compressor proporcione maior elevação de pressão em condições de maior vazão e rotação, esse ganho é acompanhado pelo aumento das perdas aerodinâmicas.

4.2.5 Resultados simulação do compressor ANSYS CFX

Após a análise preliminar realizada no Vista TF, são conduzidas simulações de dinâmica dos fluidos computacional (DFC) no ANSYS CFX para avaliar o comportamento do compressor em diferentes condições de operação. Em cada caso, são aplicados os valores de rotação e vazão mássica correspondentes aos pontos selecionados no mapa de desempenho.

Com o objetivo de avaliar a coerência dos resultados numéricos obtidos no ANSYS CFX, é realizada uma comparação entre os valores de razão de pressão calculados na simulação e os dados extraídos do mapa de desempenho do compressor Master Power. Essa comparação apresentada na Tabela 7 permite verificar se o modelo numérico reproduz a tendência operacional indicada pelo fabricante.

Tabela 7 – Comparação entre a razão de pressão do mapa de desempenho e os resultados CFD

Ponto	Rotação [rpm]	Vazão [kg/s]	Razão de pressão mapa	Razão de pressão CFD	Diferença [%]
1	80.000	0,100	1,41	1,4769	4,75
2	85.000	0,100	1,50	1,5668	4,45
3	94.000	0,118	1,62	1,6693	3,04
4	108.000	0,140	1,89	1,9534	3,35
5	113.000	0,150	2,00	2,0452	2,26
6	123.000	0,167	2,22	2,2361	0,73
7	137.000	0,199	2,6	2,5815	-0,71
8	151.000	0,232	3,01	2,9113	-3,28

Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Para complementar a validação da simulação numérica, a Figura 22 apresenta a comparação entre a razão de pressão obtida pela simulação de DFC e os valores extraídos do mapa de desempenho do compressor Master Power.

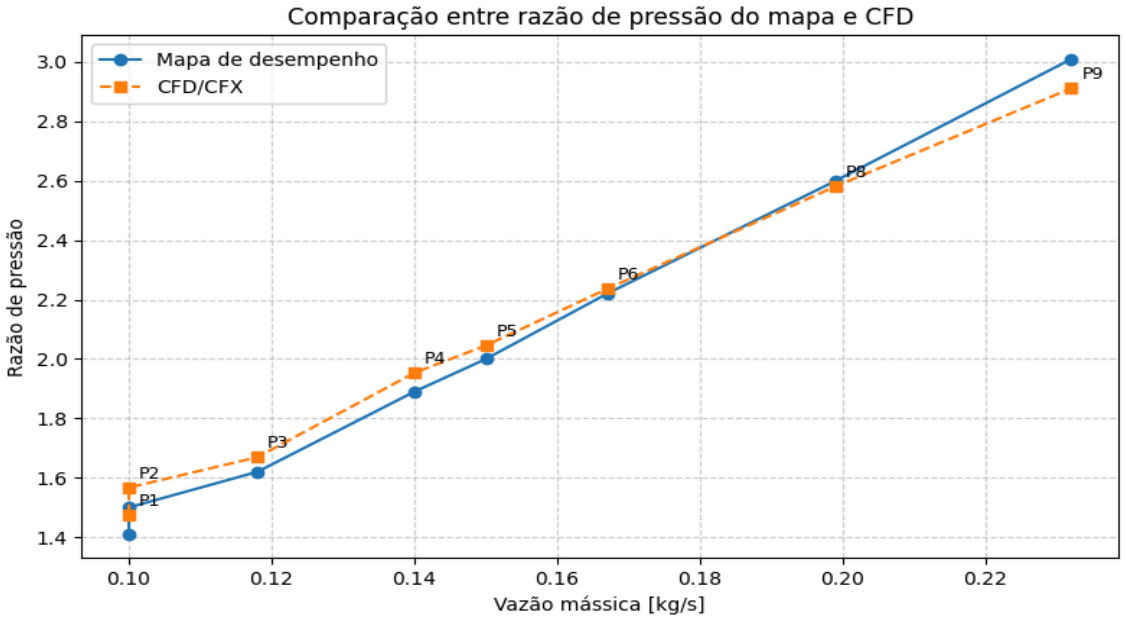


Figura 22 - Comparação entre a razão de pressão obtida por DFC e os valores extraídos do mapa de desempenho do compressor Master Power
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Observa-se que os resultados de simulação computacional apresentaram boa concordância com os valores extraídos do mapa de desempenho. Para os pontos simulados, as diferenças percentuais permaneceram relativamente baixas, com valor máximo de aproximadamente 4,74% e diferença média absoluta próxima de 2,82%. Nas menores rotações, a simulação apresentou razões de pressão ligeiramente superiores às do mapa, enquanto nas condições de maior rotação, especialmente em 137.000 rpm, os valores obtidos pela simulação de DFC ficaram próximos ou abaixo dos dados do mapa. Esse comportamento indica que a simulação reproduz adequadamente a tendência global de compressão do rotor, embora pequenas diferenças sejam esperadas devido às simplificações geométricas adotadas, à leitura aproximada dos pontos no mapa de desempenho.

Os resultados mostram que o aumento da rotação do compressor é acompanhado por uma elevação da potência absorvida e da razão de pressão. Para facilitar a interpretação desses resultados e compreender melhor a relação entre as variáveis analisadas, são elaborados gráficos com o auxílio da linguagem de programação Python e das bibliotecas NumPy, Pandas e Matplotlib. Os gráficos permitem visualizar a evolução da potência absorvida, da razão de pressão e da eficiência isentrópica em função da rotação do compressor.

Entre as condições de 80.000 rpm e 151.000 rpm, a potência aumentou de 3.944,36 W para 32.652,5 W, enquanto a razão de pressão passou de 1,4769 para 2,9113, conforme apresentado na Figura 23.

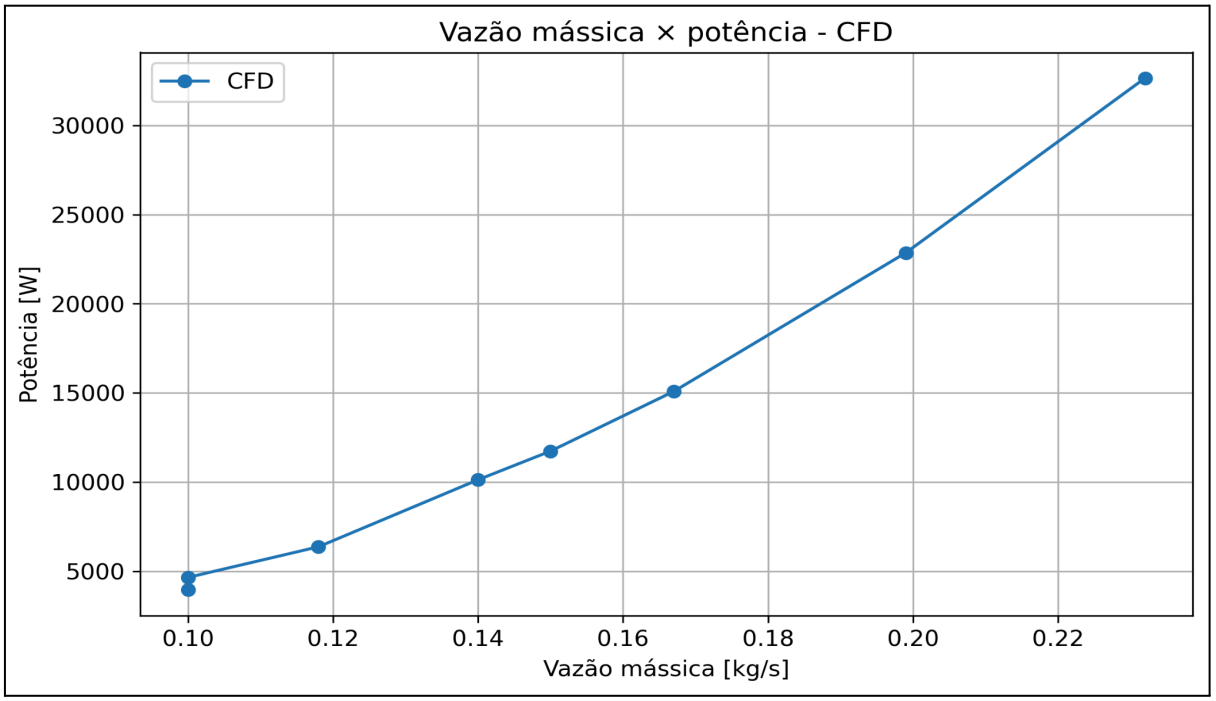


Figura 23 - Vazão mássica e razão de pressão e Vazão mássica x potência
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Em contrapartida, observa-se uma redução gradual da eficiência isentrópica à medida que a rotação aumenta. Nas condições de menor rotação, a eficiência permanece próxima de 88%. Entretanto, no ponto correspondente a 151.000 rpm, esse valor diminui para 80,4845%. Esse comportamento, demonstrado na Figura 24 indica que, embora o aumento da rotação proporcione maiores níveis de compressão, também resulta em um crescimento das perdas aerodinâmicas no interior do compressor.

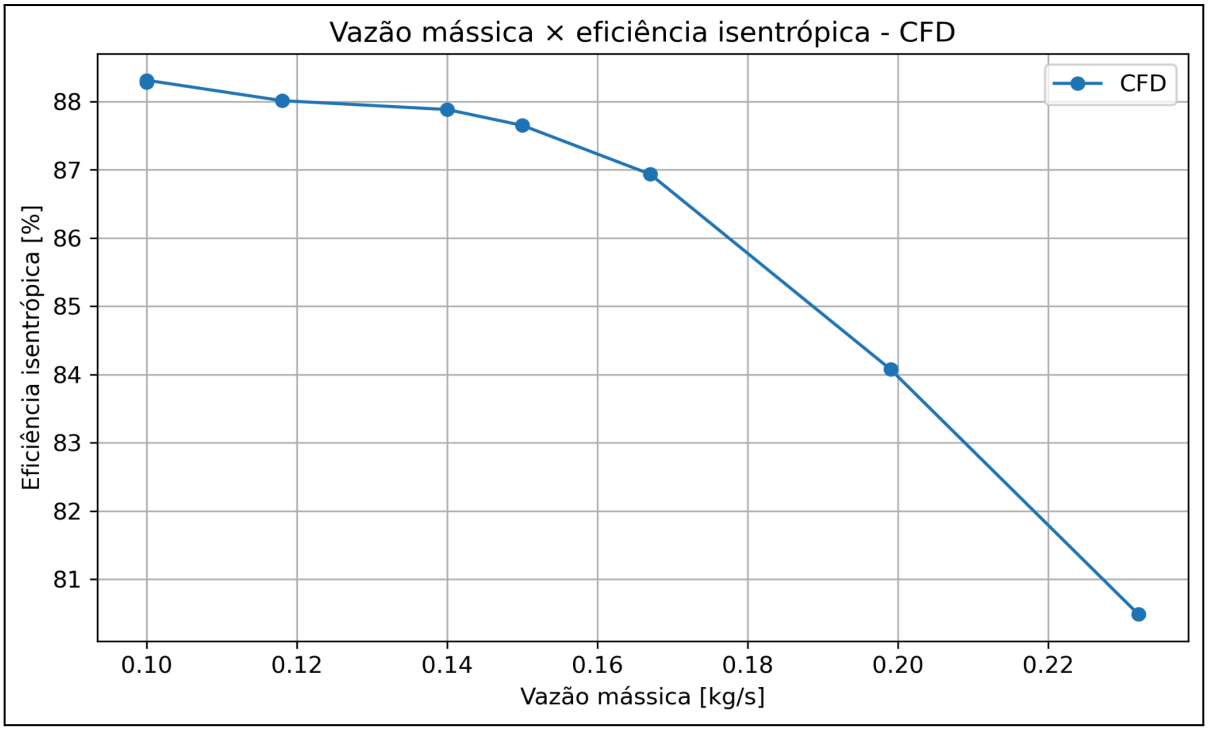


Figura 24 – Resultados de Vazão mássica e Eficiência Isentrópica
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Esse comportamento é coerente com o funcionamento de um compressor centrífugo. À medida que a rotação aumenta, a velocidade periférica do rotor também se eleva, aumentando a energia transferida ao fluido. Como consequência, o ar sai do compressor com maior pressão e maior temperatura. Entretanto, esse ganho de compressão ocorre acompanhado de maiores perdas aerodinâmicas, principalmente nas rotações mais elevadas. Assim, embora os pontos de maior rotação forneçam maior razão de pressão, eles também apresentam queda da eficiência.

Em relação à temperatura, os resultados médios também mostram uma elevação clara ao longo do compressor. Em 80.000 rpm, a temperatura estática média aumenta de 286,36 K na entrada para 317,22 K na saída. Para 137.000 rpm, esse valor passa de 280,51 K para

370,15 K. Na condição de 151.000 rpm, a temperatura de saída atinge 383,84 K. Esse aumento é esperado, pois o processo de compressão eleva a energia interna do fluido, além de aumentar sua pressão. Dessa forma, conforme mostra a Figura 25 a elevação da razão de temperatura acompanha o crescimento da razão de pressão e confirma o maior trabalho realizado pelo rotor nas condições de maior rotação.

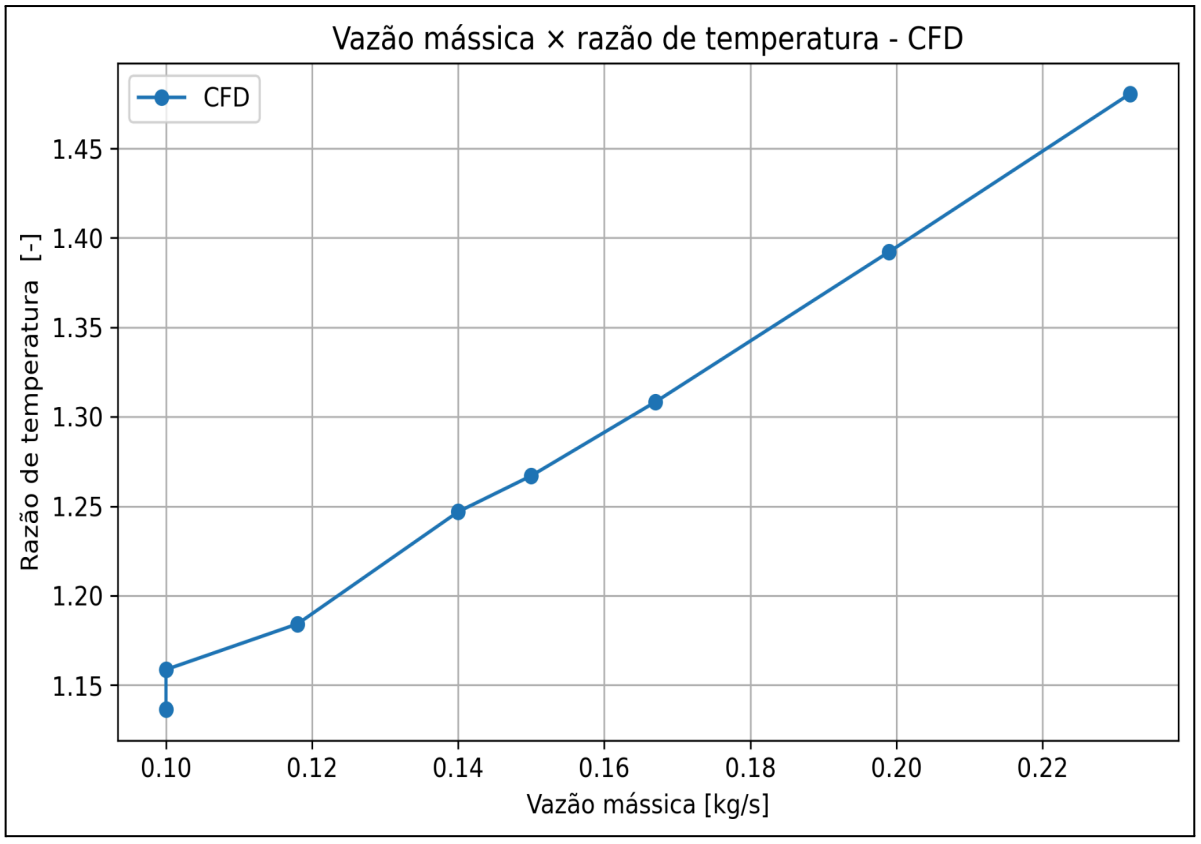


Figura 25 - Gráfico da Vazão mássica e razão de temperatura
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

A análise do número de Mach ajuda a entender essa perda de eficiência. Nas menores rotações, o escoamento permanece predominantemente subsônico e com valores moderados de Mach relativo. Em 80.000 rpm, por exemplo, o Mach relativo médio na saída foi de 0,5443. Em 94.000 rpm, esse valor aumentou para 0,6540. Já nas rotações mais altas, o escoamento se aproxima de uma condição transônica em algumas regiões do rotor. Para 137.000 rpm, o Mach relativo atingiu 0,8754 no bordo de ataque e 0,8873 na saída. Na condição de 151.000 rpm, o Mach relativo no bordo de ataque chegou a 1,0413, indicando ocorrência local de escoamento transônico. Esse aumento do Mach relativo intensifica os efeitos de compressibilidade e favorece o crescimento das perdas internas.

A Figura 26 apresenta os contornos meridionais do número de mach conforme a rotação aumenta

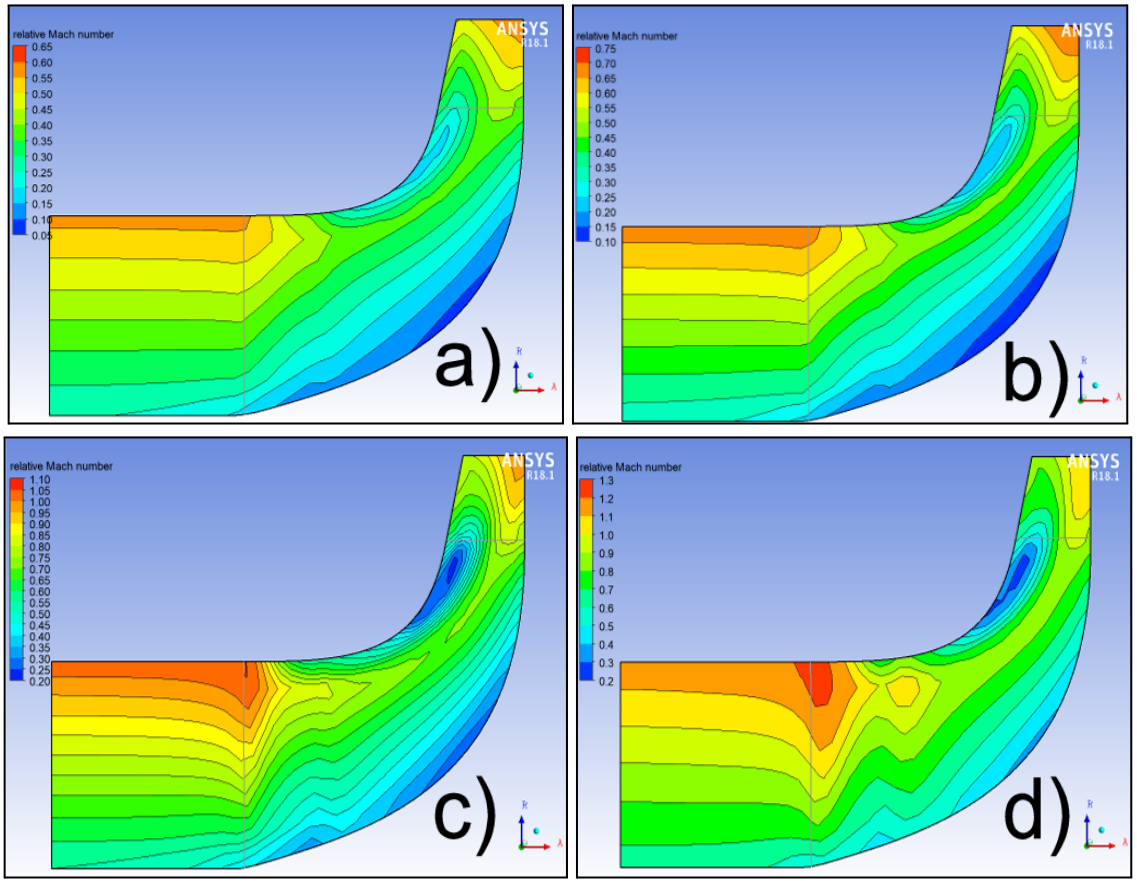


Figura 26 - Contorno meridional do número de Mach relativo para as condições de: a)80.000 rpm, b)94.000 rpm, c) 137.000 rpm e d) 151.000 rpm
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

As imagens da Figura 27 permitem observar com mais detalhe o que ocorre entre as pás. Esses contornos mostram a distribuição do número de Mach relativo e dos vetores de velocidade em 50% do *span*. Nas rotações mais elevadas, os maiores valores de Mach aparecem principalmente próximos ao lado de sucção e à região do *shroud*, indicando aceleração local do escoamento. Essa distribuição não uniforme mostra que o escoamento não se comporta da mesma forma em toda a altura da pá: próximo ao hub, à região média e ao shroud ocorrem diferenças de velocidade, pressão e direção do escoamento.

Essas variações contribuem para o aumento das perdas e ajudam a explicar a redução da eficiência nas maiores rotações.

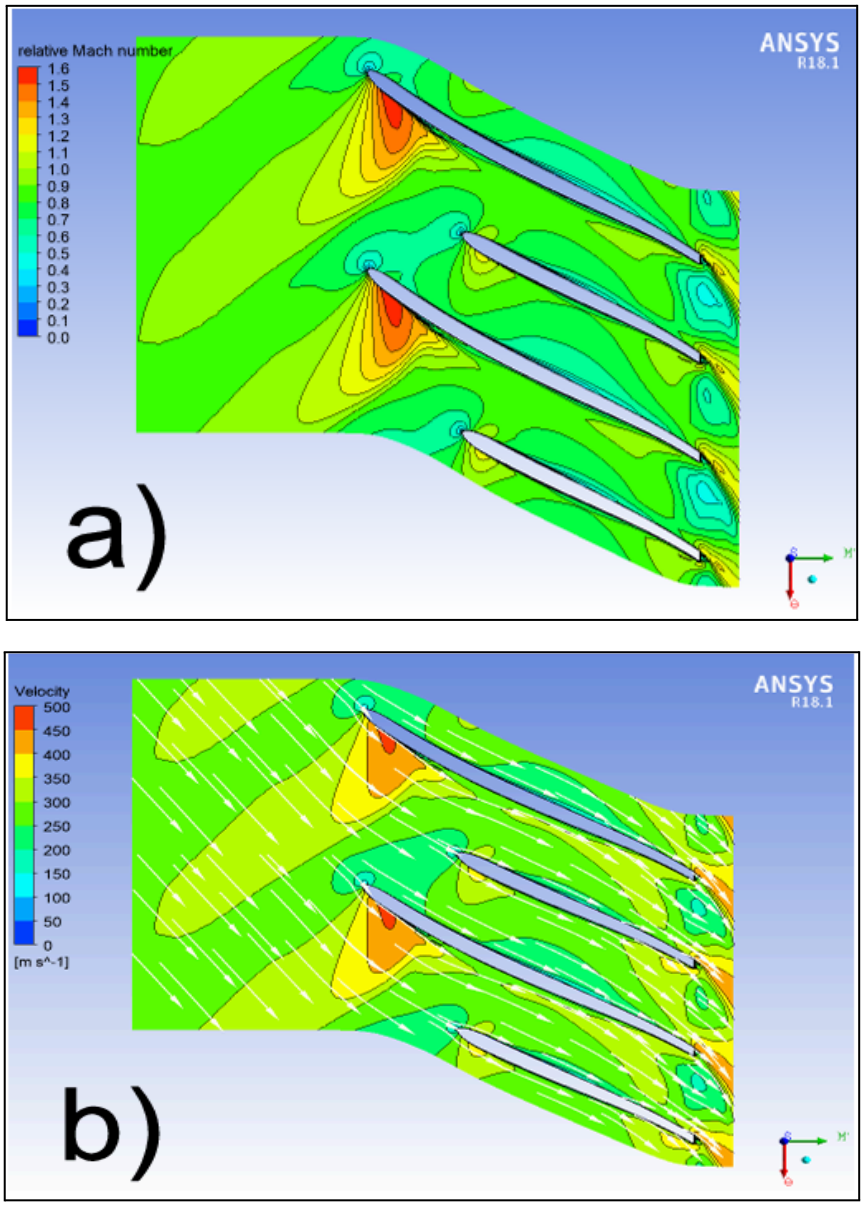


Figura 27 - Contornos a 50% do span: a) Número de Mach e b) Vetores de velocidade
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

De modo geral, os resultados apresentados mostram que a simulação DFC representa de forma satisfatória o comportamento aerodinâmico do compressor centrífugo R474. A comparação com o mapa de desempenho mostra uma boa concordância para os valores de razão de pressão, enquanto os resultados numéricos permitem acompanhar com mais clareza o aumento da pressão, da temperatura e da potência absorvida à medida que a rotação e a vazão mássica são elevadas.

Por outro lado, nas condições de maior rotação, é observada uma redução da eficiência isentrópica. Esse comportamento está relacionado ao aumento do número de Mach, às diferenças na distribuição do escoamento entre as pás e ao crescimento das perdas

aerodinâmicas. Com base nesses resultados, verifica-se que o compressor apresenta uma condição mais equilibrada entre capacidade de compressão e eficiência em faixas intermediárias de operação. Essas condições se mostram mais adequadas para orientar a definição dos parâmetros de entrada da câmara de combustão da microturbina.

4.3 Simulação da câmara de combustão

A simulação numérica da câmara de combustão é realizada com o objetivo de avaliar o comportamento do escoamento reativo no interior do combustor, observando a distribuição de temperatura, a conversão do combustível e a presença de espécies químicas na saída do domínio. O modelo computacional é desenvolvido no ANSYS CFX 18.1.

Como referência metodológica, adotou-se o trabalho "*Micro gas turbine combustion chamber CFD modelling*" de Mangra (2020), que simulou, em regime permanente e no ANSYS CFX, uma câmara de combustão anular de uma microturbina a gás, com formulação RANS, modelo de turbulência k-ε e modelo de combustão *Eddy Dissipation*. Diferentemente da referência, empregou-se o modelo de turbulência k-ω SST, propano gasoso com reação global de uma etapa, em vez de querosene líquido com modelos de atomização e evaporação, vazão mássica e temperatura estática na entrada de ar, em vez de pressão e temperatura totais.

4.3.1 Dados de entrada

Os dados de entrada da simulação são definidos a partir da vazão mássica de ar estimada para a condição de operação do compressor no ponto de operação de 137.000 rpm e da relação ar-combustível adotada para a câmara de combustão. No caso simulado, a vazão mássica de ar é definida como 0,199 kg/s e a temperatura do ar admitido adotado como 370,15K. Estes dados são obtidos através da simulação do compressor radial do capítulo 4.2. Esse valor é superior à vazão de referência do FD 3/64 (0,115 kg/s, Seção 2.3), pois o turbocompressor automotivo escolhido opera com maior vazão que o projeto original.

O modelo da parte fluida da câmara de combustão é obtido a partir do aproveitamento da geometria desenvolvida previamente no *SolidWorks*, incluindo a câmara de combustão e a região externa da turbina. A partir desse conjunto geométrico, é realizada a operação de subtração booleana dos componentes sólidos, permanecendo apenas os volumes internos por onde ocorre o escoamento, os quais representam o domínio fluido utilizado na simulação numérica. Essa etapa é necessária para que o modelo computacional reproduza o espaço real

disponível para a passagem do ar, a injeção do combustível e o desenvolvimento da combustão no interior da câmara. A Figura 28 apresenta o resultado obtido nesse processo.

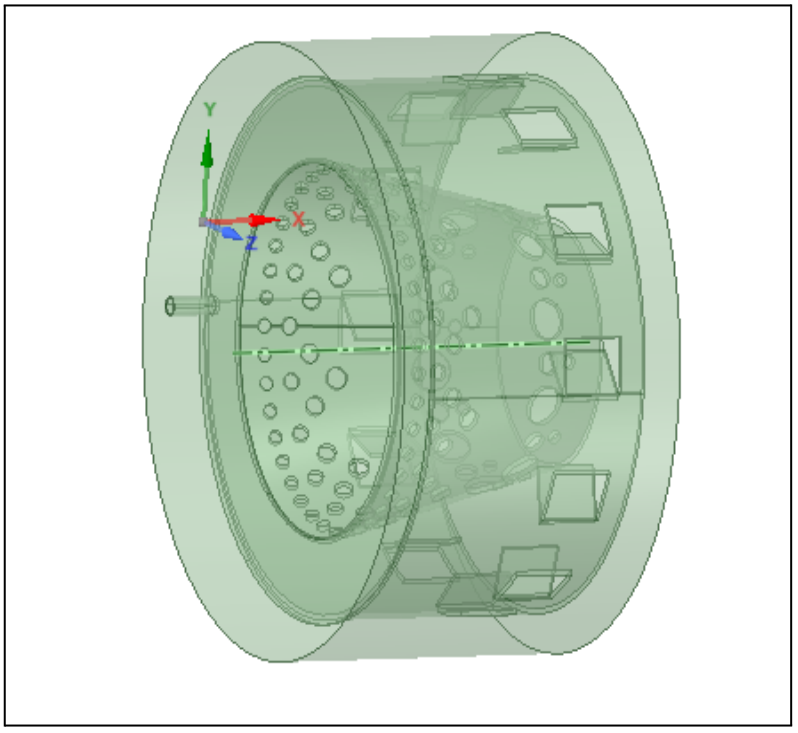


Figura 28 - Domínio fluido da câmara de combustão
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Além disso, considerando que o protótipo real utiliza combustível gasoso, opta-se por representar apenas a linha de combustão secundária, diferentemente de uma configuração completa voltada para combustíveis líquidos, que exige sistema de atomização e múltiplos pontos de alimentação. Como consequência, a geometria resultante apresenta uma configuração assimétrica, característica da adaptação realizada para a alimentação com propano gasoso e compatível com a proposta construtiva da microturbina.

A malha computacional da câmara de combustão é gerada no *ANSYS Meshing R18.1*, com preferência física para CFD e preferência de solver para CFX, utilizando elementos lineares e função de dimensionamento baseada em curvatura. O domínio analisado corresponde a um único corpo fluido, com dimensões principais de 60 mm no eixo X, 112 mm no eixo Y e 112 mm no eixo Z. A discretização resulta em 308.046 nós e 1.628.591 elementos. Os parâmetros de geração da malha incluem tamanho máximo de face de 2,0 mm, tamanho máximo tetraédrico de 4,0 mm, taxa de crescimento de 1,20 e suavização média. A métrica de qualidade adotada é a assimetria dos elementos, com valor médio de 0,2347, indicando uma malha globalmente adequada, embora tenham sido observados valores

máximos localizados próximos de 0,9986, associados provavelmente a regiões geométricas mais complexas, como furos, bordas e pequenas passagens internas.

4.3.2 Condições de contorno

As condições de contorno são definidas de modo a representar a admissão de ar comprimido, a injeção de combustível gasoso e a descarga dos gases de combustão. A metodologia é semelhante à apresentada por Mangra (2020), em que a entrada da câmara corresponde à saída do compressor, as paredes são tratadas como adiabáticas e a saída recebe a vazão mássica total do escoamento. A Figura 29 apresenta as regiões de condições de contorno, como entrada de ar, entrada de combustível e saída.

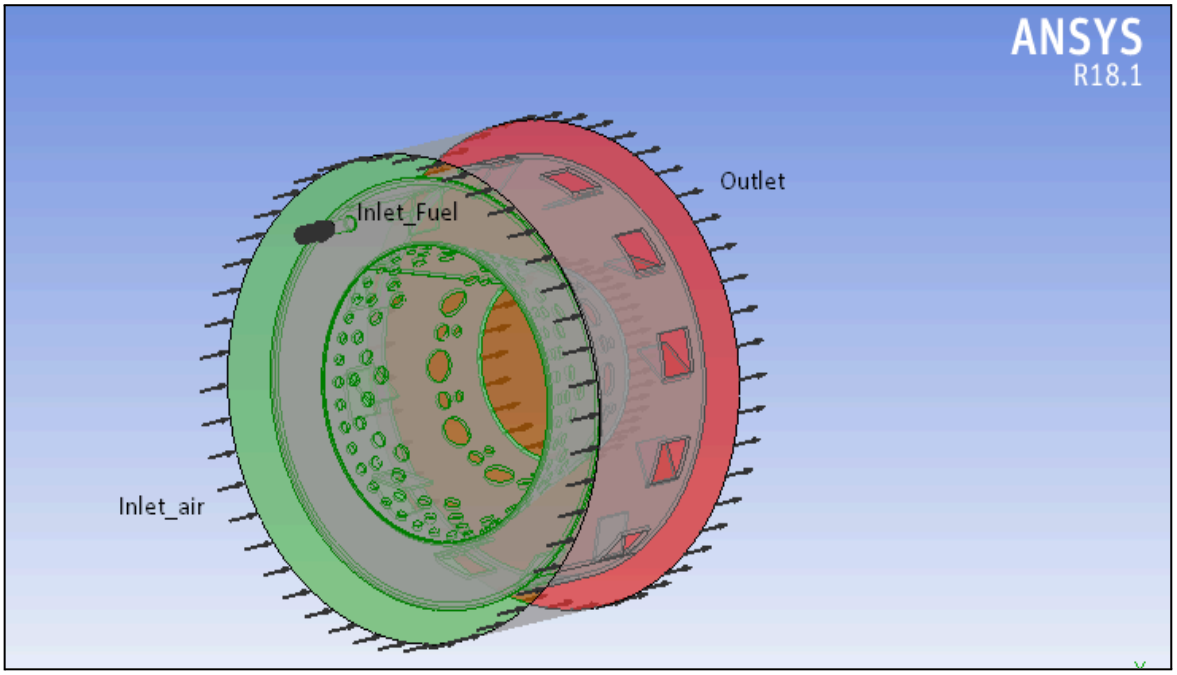


Figura 29 - Regiões de entrada de ar, entrada de combustível e saída utilizadas como condições de contorno
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

A entrada de ar é definida como "*mass flow inlet*" na região "*Inlet_air*" e sua composição do ar é definida por frações mássicas. A fração de oxigênio foi de 0,23. As frações de propano, dióxido de carbono e vapor d'água na entrada de ar são consideradas nulas. O nitrogênio é definido no domínio como espécie de fechamento da mistura, de modo que sua fração mássica é calculada automaticamente a partir das demais espécies.

No ANSYS CFX, a entrada de combustível é configurada como uma condição de contorno do tipo "*mass flow inlet*", localizada em "*Inlet_Fuel"*. A vazão mássica de combustível é determinada considerando o excesso de ar adotado para a operação da câmara.

Utiliza-se igual a 3,5 e a relação ar-combustível estequiométrica em massa para o propano igual a 15,7.

A vazão mássica de combustível é calculada a partir da equação (26).

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\alpha\, RAC} \rightarrow \dot{m}_{comb} = 0,00362\ kg/s \tag{37}$$

O propano é introduzido como combustível gasoso puro, com vazão mássica de 0,00362 kg/s, temperatura estática de 290 K, regime subsônico e direção normal à superfície de entrada. A saída é configurada como condição do tipo "*mass flow out*", localizada em *Outlet*. Nesta região, é imposta a vazão mássica total do domínio de 0,20262 kg/s, proveniente da soma da vazão mássica de entrada do ar e combustível. As paredes do domínio são configuradas com condição de não escorregamento e transferência de calor adiabática. A temperatura teórica de saída da câmara, considerando combustão completa do propano, é estimada por meio de um balanço energético simplificado, conforme equação (27).

$$T_3 = \frac{LHV + \alpha \cdot RAC \cdot Cp_{ar} T_2}{Cp_g (1 + \alpha \cdot RAC)} = 1032,5\ K \tag{38}$$

Em que LHV é o poder calorífico inferior do combustível, Cp_{ar} é o calor específico do ar, Cp_g é o calor específico médio dos gases de combustão, T_2 é a temperatura de entrada do ar, α é o excesso de ar e RAC é a relação ar-combustível estequiométrica. Para esse cálculo, adota-se o poder calorífico inferior do propano igual a 46.000 kJ/kg, o calor específico do ar igual a 1,005 kJ/(kg.K), o calor específico médio dos gases de combustão igual a 1,150 kJ/(kg.K) e a temperatura de entrada do ar igual a 370 K.

Com base nesses valores e no excesso de ar definido para a simulação, a temperatura teórica de saída é estimada em aproximadamente 1032,5 K. Esse valor representa uma condição ideal, na qual todo o combustível participa da reação, servindo como referência para comparação com a temperatura obtida numericamente no CFX.

4.3.3 Resultados da câmara de combustão

Os resultados obtidos na simulação da câmara de combustão indicam que a reação ocorre de forma parcial no interior do domínio. A Figura 30 mostra as linhas de corrente no interior da câmara.

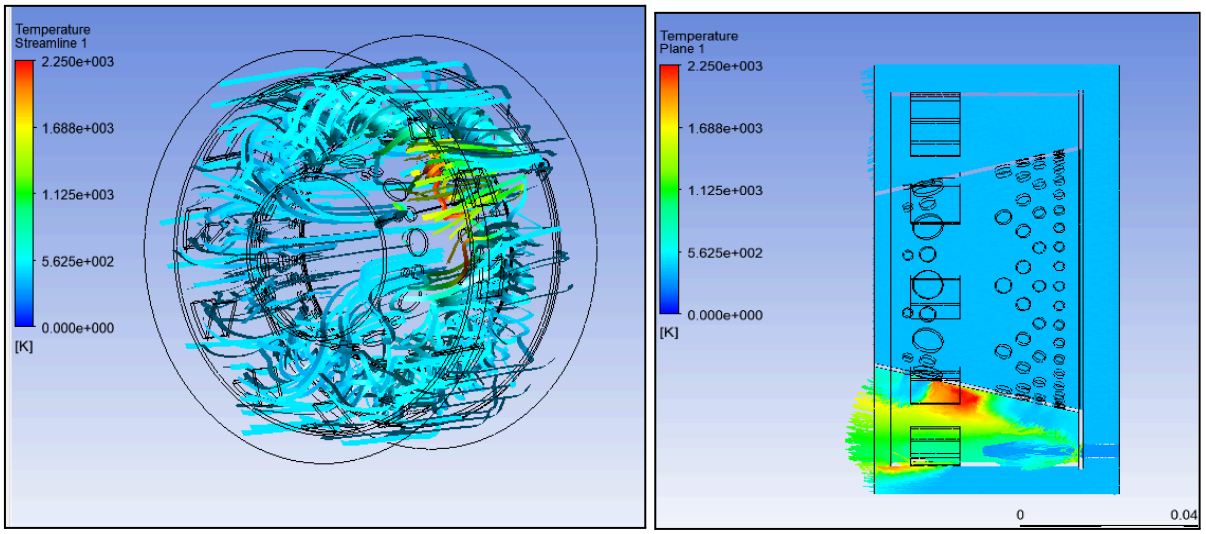


Figura 30 - Temperatura na câmara de combustão
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Verifica-se que a elevação de temperatura ocorre de forma localizada, sem se distribuir uniformemente por todo o domínio. Esse comportamento indica que a reação de combustão se concentra em regiões específicas, enquanto parte do escoamento atravessa a câmara com baixa elevação térmica.

A temperatura total média ponderada pela vazão mássica na saída é de 479,072 K, valor consideravelmente inferior à temperatura teórica estimada para uma condição de combustão completa (aproximadamente 1032,5 K). Essa diferença indica que nem todo o propano injetado é convertido em produtos de combustão durante sua passagem pela câmara.

Essa interpretação é confirmada pela análise da fração mássica de propano na saída, cujo valor médio foi de 0,0148372. Considerando a vazão mássica total de saída de 0,20262 kg/s, a vazão de propano não reagido foi calculada multiplicando-se a fração mássica pela vazão total:

$$\dot{m}(C_3H_8,\ sa\acute{i}da) \ = \ Y(C_3H_8,\ sa\acute{i}da) \times \dot{m}(sa\acute{i}da) \tag{39}$$

$$\dot{m}(C_3H_8,\ sa\acute{i}da) \ = \ 0,0148372 \ \times 0,20262 \tag{40}$$

$$\dot{m}(C_3H_8,\ sa\acute{i}da) \ = \ 0,00301\ kg/s \tag{41}$$

Esse valor corresponde a 0,00301 kg/s de propano não reagido deixando o domínio. Como a vazão de propano injetada é de 0,00362 kg/s, a quantidade de combustível consumida durante a reação foi estimada pela diferença entre as vazões de entrada e saída:

$$\dot{m}(C_3H_8,\ consumido) = \dot{m}(C_3H_8,\ entrada) - \dot{m}(C_3H_8,\ saída) \quad (42)$$

$$\dot{m}(C_3H_8,\ consumido) = 0,00362 - 0,00301 \quad (43)$$

$$\dot{m}(C_3H_8,\ consumido) = 0,000614\ kg/s \quad (44)$$

Estima-se que apenas 0,000614 kg/s de combustível tenha sido efetivamente consumido no processo de combustão.

Com base nesses valores, a eficiência aproximada de queima é de 16,95%, indicando que cerca de 83,05% do propano injetado atravessa a câmara sem reagir completamente. Portanto, a baixa temperatura média obtida na saída não representa necessariamente uma inconsistência do modelo térmico, mas sim uma consequência direta da baixa conversão do combustível no interior da câmara como observado na Figura 31.

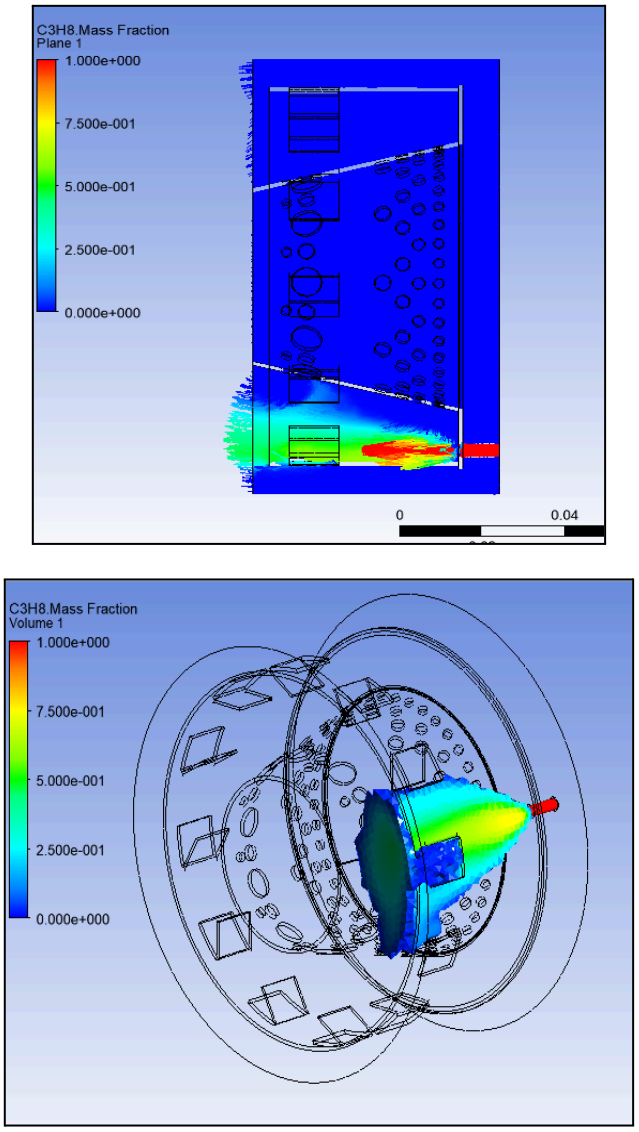


Figura 31 - Fração mássica de propano ao longo da câmara de combustão
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

A Figura 31 apresenta a distribuição da fração mássica de propano no interior da câmara de combustão. Observa-se que parte do combustível permanece concentrada ao longo do escoamento, indicando que a mistura entre ar e propano não ocorreu de forma suficientemente eficiente na região primária. Esse comportamento confirma os resultados médios obtidos na saída, nos quais ainda foi identificada uma fração significativa de C_3H_8, evidenciando a combustão incompleta.

Para verificar a coerência energética da solução, a temperatura teórica é recalculada considerando apenas a parcela de propano efetivamente consumida. Nessa condição, o excesso de ar efetivo (α) passa a ser aproximadamente:

$$\alpha_{efetivo} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}(C_3H_8, consumido) \times RAC} \quad (45)$$

$$\alpha_{efetivo} = \frac{0{,}199 kg/s}{=0{,}000614\ kg/s \times 15{,}7} = 20{,}64 \quad (46)$$

Utilizando o $\alpha_{efetivo}$ de 20,64 e substituindo o valor na equação (38) temos uma temperatura teórica de saída de cerca de 445 K. A diferença entre esse valor e a temperatura total média obtida no CFX, 479,072 K, foi de aproximadamente 7,6%. Esse resultado mostra que a temperatura calculada pela simulação é coerente com a quantidade de combustível que realmente participou da reação.

A Tabela 8 apresenta a síntese dos principais resultados obtidos para a câmara de combustão.

Tabela 8 – Síntese dos principais resultados obtidos para a câmara de combustão

Propriedade	**Valor**
Temperatura média na saída por CFD	479,072 K
Fração mássica média de C_3H_8 na saída	0,0148372
Vazão mássica de propano injetado	0,00362 kg/s
Vazão mássica de propano na saída	0,00301 kg/s
Vazão mássica de propano consumida	0,000614 kg/s
Eficiência aproximada de queima	16,95%
Propano não reagido	83,05%
Temperatura teórica para combustão completa	1032,5 K
Temperatura teórica com combustível consumido	445 K
Diferença entre CFD e cálculo Temperatura teórica com combustível consumido	7,6%

Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

A partir desses resultados, observa-se que a principal limitação da configuração analisada está relacionada à mistura ar-combustível e à estabilização da chama. A presença significativa de propano na saída indica que parte do combustível percorreu a câmara sem tempo de residência suficiente ou sem interação adequada com o ar primário. Esse

comportamento pode estar associado à uma única fonte de injeção de combustível e a direção de injeção do combustível ocasionando em baixa dispersão do propano em toda câmara de combustão e por consequência numa baixa eficiência de queima.

Assim, embora a simulação tenha apresentado coerência energética quando analisada com base na massa de combustível efetivamente consumida, os resultados evidenciam que a geometria ainda necessita de aprimoramentos para melhorar a combustão. Entre as possíveis melhorias, destacam-se a divisão da vazão de propano em múltiplos pontos de injeção e a alteração da direção do jato de combustível para uma configuração radial ou tangencial para o favorecimento da mistura ar-combustível.

4.4 Construção da turbina FD 3/64 modificada

Após a conclusão do projeto mecânico e da modelagem tridimensional, inicia-se a etapa de fabricação do protótipo da turbina FD 3/64 modificada. O processo construtivo teve como finalidade reproduzir a geometria definida no modelo CAD, utilizando materiais e processos de fabricação compatíveis com as solicitações mecânicas e térmicas previstas durante a operação da microturbina.

A escolha dos materiais considera fatores como resistência mecânica, comportamento em temperaturas elevadas, resistência à oxidação e à corrosão, disponibilidade comercial, facilidade de fabricação e custo de aquisição. Também busca-se priorizar processos convencionais de corte, conformação, usinagem, soldagem e montagem, de modo que o protótipo pudesse ser construído sem a necessidade de equipamentos industriais de elevada complexidade.

Essa abordagem permite adequar a fabricação às condições disponíveis, mantendo as principais características geométricas e funcionais estabelecidas durante a etapa de projeto.

4.4.1 Materiais utilizados

Os componentes da microturbina estão submetidos a diferentes condições de carregamento mecânico e térmico. Por esse motivo, não é adotado um único material para toda a estrutura. A seleção é realizada de acordo com a função de cada componente, considerando as solicitações predominantes e as condições às quais cada região estaria exposta durante o funcionamento.

As partes sujeitas ao contato direto com os gases provenientes da combustão são fabricadas em aço inoxidável AISI 304. Esse material é escolhido devido à sua resistência à corrosão e à oxidação, além de apresentar boa disponibilidade comercial e permitir a fabricação por processos convencionais de conformação e soldagem (CALLISTER, 2016).

Os componentes estruturais submetidos principalmente a esforços mecânicos são confeccionados em chapas de aço-carbono laminadas a frio. Esse material é utilizado devido à sua resistência mecânica, facilidade de fabricação e menor custo em comparação com ligas metálicas mais nobres. Para os componentes em que a redução de massa representa um requisito importante, são utilizadas chapas de alumínio com diferentes espessuras.

O conjunto rotativo é apoiado por rolamentos comerciais de esferas, selecionados de acordo com os diâmetros do eixo, as dimensões disponíveis para montagem e a facilidade de aquisição. Para as linhas de alimentação de combustível e de óleo lubrificante, são utilizados tubos de latão de pequeno diâmetro, em razão da facilidade de conformação e da compatibilidade com o sistema de alimentação desenvolvido.

Além dos materiais empregados diretamente na fabricação dos componentes, são utilizados elementos auxiliares de montagem e acabamento, como eletrodos para soldagem de aço inoxidável, adesivo epóxi, filtro de combustível e revestimento em *spray* resistente a temperaturas elevadas. A Tabela 9 apresenta os principais materiais e componentes utilizados na fabricação do protótipo.

Tabela 9 – Materiais e componentes utilizados na fabricação do protótipo

Quantidade	**Material**	**Especificação**
1	Chapa de aço carbono laminado a frio	1.200 × 400 × 0,75 mm
1	Chapa de aço carbono laminado a frio	1.200 × 400 × 1,00 mm
2	Chapa de aço inoxidável AISI 304	300 × 200 × 1,00 mm
1	Chapa alumínio	100 × 150 × 6,00 mm
1	Chapa alumínio	150 × 150 × 4,00 mm
1	Chapa alumínio	300 × 150 × 1,00 mm
1	Rolamento de esferas 6900	10 × 22 × 6 mm
1	Rolamentos de esferas 627	7 × 22 × 7 mm
1	Tubo redondo de aço	Ø externo de 25,4 mm, Ø interno de 21,4 mm e comprimento de 300 mm

1	Tinta spray resistente a altas temperaturas	Embalagem de 400 ml
1	Tubo de latão	Ø externo de 3,0 mm e Ø interno de 2,6 mm
1	Tubo de latão	Ø externo de 4,0 mm e Ø interno de 3,6 mm
10	Eletrodo E308L-16	Diâmetro de 2,0 mm
1	Filtro combustivel Mann Filter 14	-
1	Adesivo epoxi Tertell	-

Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

O emprego de materiais disponíveis comercialmente facilita a fabricação e a montagem de componentes. Durante a fabricação do protótipo, são utilizadas ferramentas de uso convencional para as etapas de corte, ajuste, acabamento, furação e união dos componentes. O corte e o desbaste das chapas metálicas são realizados com uma esmerilhadeira equipada com discos apropriados para corte e desbaste, enquanto os ajustes dimensionais e o acabamento das bordas são feitos com o auxílio de lima chata. Para a execução das soldas, é empregada uma inversora de solda Boxer Touch 145, compatível com os eletrodos selecionados para a montagem. As operações de furação são realizadas com furadeira manual e brocas de aço rápido HSS, escolhidas de acordo com os diâmetros necessários em cada componente. O uso dessas ferramentas permite conduzir a fabricação de forma compatível com a proposta de construção do protótipo por meio de processos convencionais.

4.4.2 Fabricação do difusor

O difusor é projetado como um conjunto desmontável, composto por uma base, um anel externo e quinze aletas responsáveis pelo direcionamento do escoamento. Essa configuração facilita a montagem e a manutenção do sistema, além de permitir a substituição individual dos componentes e eventuais modificações geométricas durante a fase experimental.

A base e o anel externo são fabricados em alumínio. De acordo com Callister e Rethwisch (2016), o alumínio e suas ligas apresentam baixa densidade, boa resistência à corrosão e elevada ductilidade, características consideradas adequadas para a aplicação proposta. A geometria desses componentes é definida com base nos desenhos técnicos

apresentados por Schreckling (1994) e posteriormente modelada no software *SolidWorks*®, garantindo compatibilidade dimensional com o conjunto tridimensional desenvolvido.

A base possui diâmetro externo de 94 mm e apresenta um furo central destinado ao alinhamento do conjunto rotativo. O anel externo mantém o mesmo diâmetro e contém, em sua região interna, os alojamentos utilizados para o posicionamento das quinze aletas do difusor.

As aletas são fabricadas em chapa de aço-carbono laminada a frio, com espessura de 0,75 mm. Após a conformação, as superfícies receberam uma camada de tinta cor de alumínio resistente a temperaturas elevadas, com a finalidade de melhorar a proteção superficial durante a operação.

A fixação das aletas ao corpo do difusor é realizada com adesivo epóxi estrutural, cuja resistência mecânica é de aproximadamente 20 MPa e cuja temperatura máxima de serviço é de 200 °C. O fechamento do conjunto é feito por meio de parafusos com diâmetro de 3 mm, mantendo a característica desmontável do projeto e permitindo intervenções de manutenção, ajuste ou substituição dos componentes.

A Figura 32 apresenta o difusor após a fabricação e a montagem de seus principais componentes. Nela, podem ser observados a base, o anel externo e as quinze aletas responsáveis pelo direcionamento do escoamento na saída do compressor.

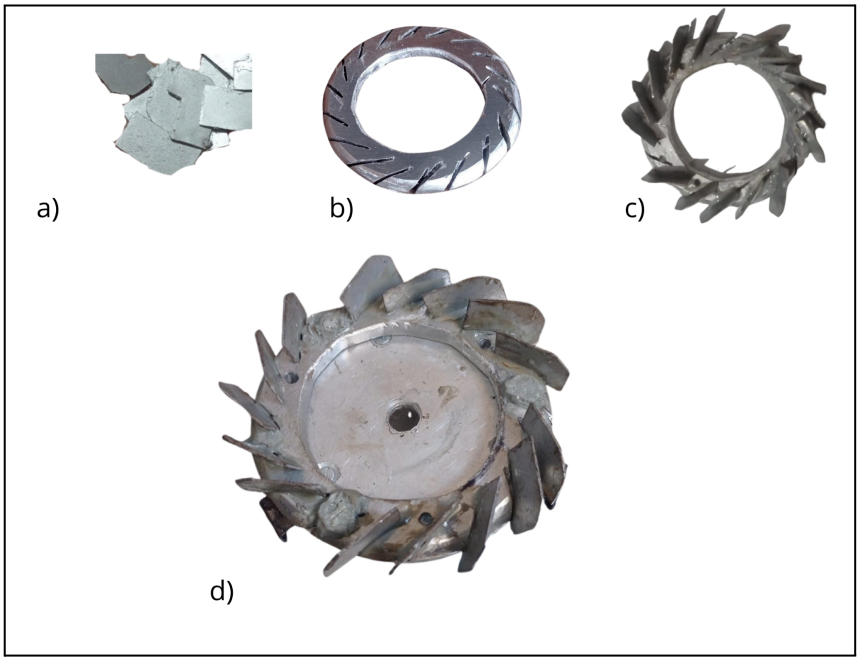


Figura 32 - Componentes e montagem do difusor: a) aletas; b) anel externo; c) montagem das aletas no anel externo e d) montagem completa
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

A análise da Figura 32 mostra que a configuração adotada manteve a disposição geométrica prevista no modelo tridimensional, com as aletas distribuídas ao longo de toda a região anular do difusor. Também é possível observar o caráter desmontável do conjunto, característica que facilita o acesso aos componentes e permite a realização de ajustes, manutenção ou substituições durante a etapa experimental.

4.4.3 Fabricação da câmara de combustão

A câmara de combustão é construída integralmente em aço inoxidável AISI 304 e é composta por três elementos principais: o cone interno, o tubo externo e o anel de fechamento. O cone interno é fabricado a partir da conformação de uma chapa de aço inoxidável com 1 mm de espessura, resultando em uma geometria tronco-cônica com diâmetro inferior de 70 mm, diâmetro superior de 50 mm e altura de 51 mm. A distribuição dos furos segue, em sua maior parte, a configuração proposta por Schreckling (1994), com exceção da zona de diluição. Essa disposição é adotada para favorecer a divisão do ar de combustão entre as zonas primária e secundária.

Na zona primária, são distribuídos noventa furos, sendo quarenta com diâmetro de 2,5 mm, vinte de 3 mm, vinte de 3,5 mm e dez de 4 mm. Já na zona secundária, são posicionados trinta furos, divididos em dez furos de 2,5 mm, dez de 4 mm e dez de 7,5 mm. O tubo externo é conformado em geometria cilíndrica, com diâmetro aproximado de 94,25 mm. Em sua região inferior, são produzidas duas aberturas retangulares destinadas à instalação do *swirler*. Esse componente é responsável por introduzir o ar com uma componente tangencial de velocidade, favorecendo a formação de uma região de recirculação no interior da câmara e contribuindo para a estabilização da chama.

O anel de fechamento apresenta diâmetro externo de 99 mm e diâmetro interno de 70 mm. Além de realizar o fechamento e a união estrutural da câmara de combustão, esse componente também reúne os pontos de fixação ao restante da microturbina e a passagem destinada à linha de alimentação de combustível. As uniões permanentes entre os componentes são executadas por soldagem com eletrodos revestidos E308L-16, adequados para a união de peças em aço inoxidável. A Figura 33 apresenta as principais etapas e os componentes envolvidos na fabricação da câmara de combustão.

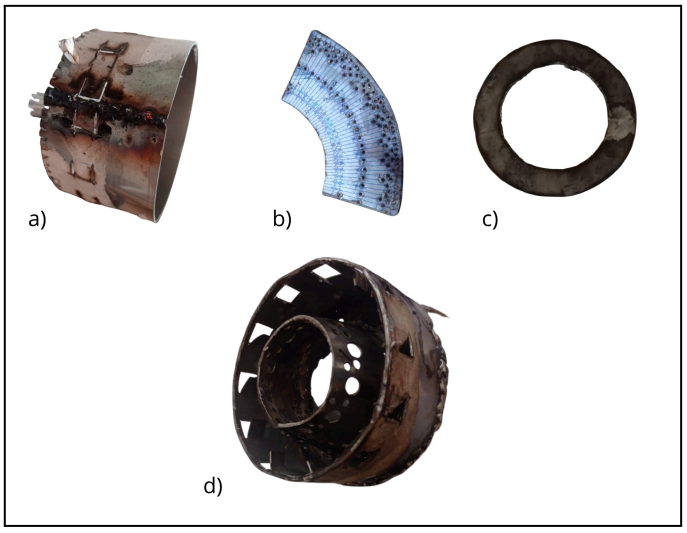


Figura 33 - Componentes e montagem da câmara de combustão: a) tubo externo; b) cone interno; c) anel de fechamento; e d) câmara de combustão completa
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Em (a), observa-se o tubo externo da câmara, com as aberturas destinadas ao *swirler*, em (b), é mostrado o cone interno já conformado e perfurado de acordo com a distribuição definida para as zonas de combustão, em (c), apresenta-se o anel de fechamento utilizado na união e fixação do conjunto, e, em (d), pode ser observada a câmara de combustão após a montagem completa de seus componentes.

4.4.4 Fabricação do suporte dos rolamentos

O suporte dos rolamentos é projetado para manter o eixo da turbina corretamente posicionado e preservar o alinhamento entre o compressor e a roda da turbina durante a operação do conjunto. O alojamento dos rolamentos é fabricado a partir de um tubo de aço-carbono com diâmetro externo de 25,4 mm, diâmetro interno de 21,4 mm e comprimento de 81 mm. Como os rolamentos utilizados apresentam diâmetro externo de 22 mm, é necessário realizar um ajuste dimensional no tubo para permitir a montagem por interferência mecânica, garantindo maior firmeza no posicionamento dos componentes.

A base estrutural é confeccionada em chapa de aço-carbono com 0,75 mm de espessura e geometria triangular, contendo três pontos de fixação distribuídos em suas extremidades. Após a fabricação separada das peças, o tubo de alojamento é unido à base por meio de soldagem, formando o suporte responsável pela sustentação do eixo e dos rolamentos do conjunto rotativo. A Figura 34 apresenta o suporte dos rolamentos após a fabricação e a montagem de seus componentes. Nela, podem ser observados o tubo utilizado como

alojamento dos rolamentos, a base estrutural triangular e os três pontos de fixação localizados nas extremidades.

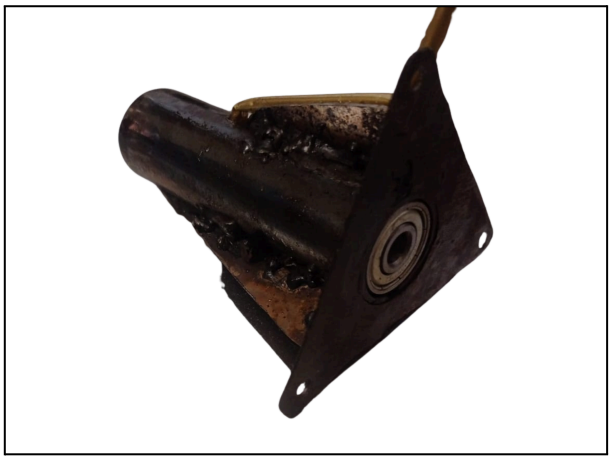


Figura 34 - Suporte dos rolamentos utilizado no conjunto rotativo da microturbina
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

4.4.5 Fabricação do Estator

O estator da turbina é fabricado em chapa de aço inoxidável AISI 304, com espessura de 1 mm. A escolha desse material considera sua resistência à oxidação e sua capacidade de manter propriedades mecânicas satisfatórias quando submetido às elevadas temperaturas dos gases provenientes da câmara de combustão.

As palhetas são produzidas com base na planificação apresentada por Schreckling (1994), conforme indicado na Figura 35. Esse desenvolvimento em superfície plana possibilita o corte das peças diretamente na chapa metálica e, posteriormente, sua conformação até a obtenção do perfil previsto no projeto original da turbina FD 3/64.

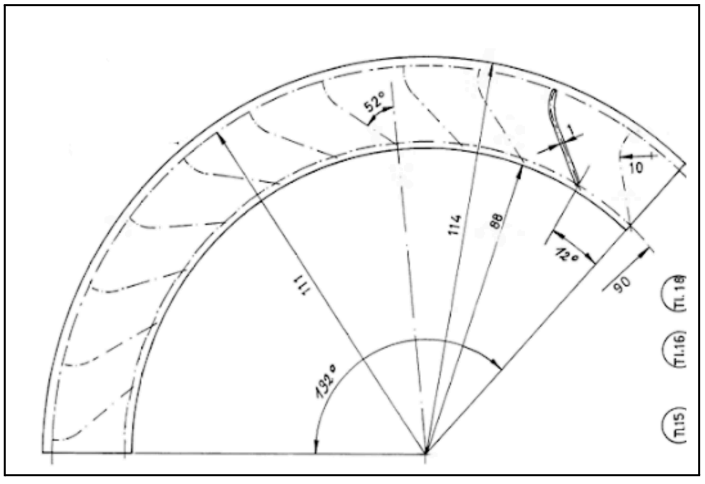


Figura 35 - Desenho técnico do Estator
Fonte: Schreckling (1994)

Cada palheta apresenta espessura definida originalmente por Schreckling (1994) para promover o correto redirecionamento do escoamento. O conjunto é composto por onze palhetas igualmente distribuídas ao redor do eixo da turbina, formando uma estrutura anular responsável por recuperar parte da energia cinética residual dos gases de escape. Após o corte das palhetas, realiza-se a conformação individual do perfil e sua fixação por solda entre o tubo interno e cone externo do estator, formando um conjunto estrutural rígido e alinhado com o eixo da turbina. A Figura 36 apresenta o estator após a conformação e a soldagem de seus componentes.



Figura 36 - Estator da turbina após a conformação e soldagem das palhetas
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Na imagem da Figura 36, é possível observar as onze palhetas distribuídas ao redor do tubo interno e fixadas ao cone externo, formando o conjunto anular responsável pelo direcionamento dos gases em direção à roda da turbina.

4.4.6 Teste experimental

Após a conclusão da montagem, é realizado um teste experimental com o objetivo de verificar o funcionamento mecânico do conjunto rotativo, a alimentação de combustível, o processo de ignição e a capacidade de estabilização da chama no interior da câmara de combustão. A microturbina é fixada em uma bancada de madeira, enquanto o ar comprimido é fornecido por um compressor externo. A montagem utilizada durante o ensaio é apresentada na Figura 37.

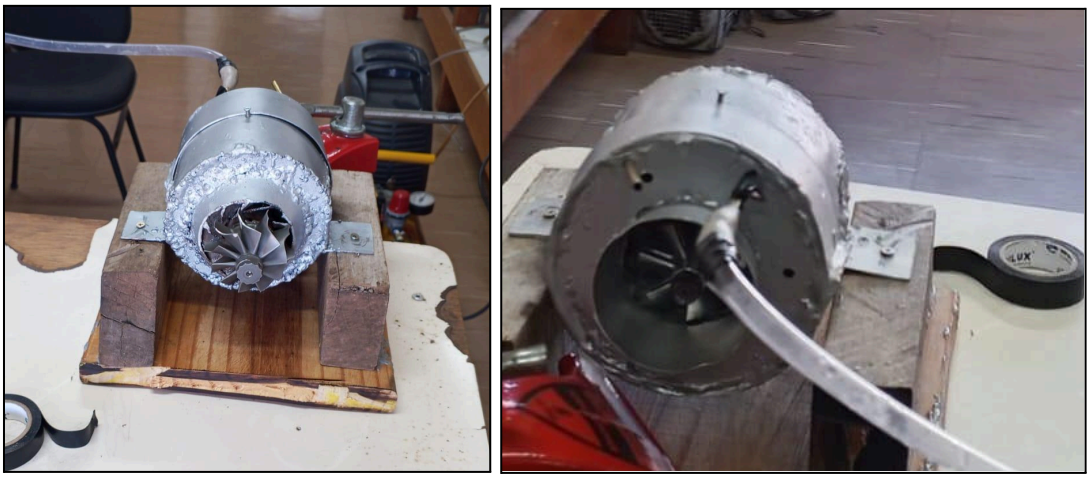


Figura 37 - Montagem experimental utilizada no teste da microturbina
Fonte: Elaborado pelo autor (2026)

Antes da introdução do combustível, o conjunto rotativo é movimentado com o auxílio do ar comprimido. Durante essa etapa, os rolamentos giram livremente, sem apresentar travamentos ou resistência excessiva ao movimento. Esse resultado indica que o eixo, o compressor e a roda da turbina estão montados com alinhamento suficiente para permitir a rotação do conjunto. Apesar disso, o ensaio tem caráter qualitativo, uma vez que não são utilizados instrumentos para medir a rotação do eixo, a vazão de ar, a vazão de combustível, a pressão ou a temperatura dos gases.

Como combustível, é utilizado um cartucho de gás destinado a fogareiros e maçaricos, contendo 227 g de combustível. De acordo com o fabricante do cartucho de gás Nautika (NTK) a especificação considerada no ensaio, a mistura é composta por 63% de n-butano, 34% de isobutano e 3% de propano. A alimentação é realizada por meio de uma linha conectada à câmara de combustão, permitindo controlar manualmente a entrada de combustível durante a tentativa de ignição.

A ignição é realizada pela região traseira da turbina. Na ausência, ou sob baixa intensidade, do escoamento de ar comprimido, observa-se que a mistura entrava em combustão e a chama permanecia acesa. Esse comportamento confirma que havia fornecimento de combustível e que a mistura atinge as condições inflamáveis nas proximidades do ponto de ignição. Entretanto, a chama permanece concentrada principalmente na faixa localizada na região de alimentação do combustível e não se estabiliza de forma adequada no interior da zona primária da câmara de combustão. Esse problema já havia sido identificado na seção 4.3, referente à simulação da câmara de

combustão, cujos resultados mostram que a chama permanecia concentrada em uma região limitada da câmara, indicando baixa propagação e reduzida eficiência da combustão.

Quando a vazão de ar comprimido é aumentada para promover a rotação do conjunto, ocorria a extinção da chama. Esse fenômeno é caracterizado como *blow-off*, ou desprendimento da chama, e acontece quando a velocidade local do escoamento se torna superior à velocidade com que a frente de chama consegue se propagar pela mistura. Nessas condições, a chama é transportada para fora da região de estabilização antes que a reação de combustão possa se manter de forma contínua.

A ocorrência do *blow-off* também está relacionada ao tempo de residência da mistura no interior da câmara. Com o aumento da vazão de ar, o tempo disponível para que o combustível se misture, aqueça e reaja diminui. Caso não exista uma região de recirculação suficientemente intensa, parte dos gases quentes não retorna à zona primária para fornecer energia à ignição da mistura recém-admitida. Como consequência, a taxa de liberação de calor diminui e a chama é apagada pelo próprio escoamento.

Outro fator que pode ter contribuído para a extinção é o empobrecimento local da mistura. Durante o ensaio, o aumento do fornecimento de ar não é acompanhado por um controle preciso da vazão de combustível. Dessa forma, a razão ar-combustível pode ter ultrapassado o limite necessário para a manutenção da combustão. Embora a mistura global pudesse permanecer inflamável, uma distribuição não uniforme, entre o ar e o combustível pode ter produzido regiões excessivamente pobres, nas quais a velocidade de propagação da chama se torna reduzida.

O resultado experimental apresenta concordância qualitativa com o comportamento observado nas simulações CFD da câmara de combustão. Os resultados numéricos indicam baixa eficiência de combustão e mostram que parte do combustível não é completamente consumida no interior do domínio. Também são identificadas regiões com mistura não uniforme. Esses fatores reduzem a liberação de calor e prejudicam a formação de uma zona de recirculação capaz de sustentar a chama.

Também deve ser considerada a forma de introdução do combustível. O gás injetado sem uma distribuição uniforme ao redor da câmara, podem surgir regiões localmente ricas e pobres. Nas regiões ricas, a quantidade de oxigênio pode ser insuficiente para completar a reação, enquanto nas regiões pobres a chama pode não apresentar velocidade suficiente para resistir ao escoamento. A distribuição inadequada do combustível, portanto, pode explicar tanto a baixa eficiência prevista numericamente quanto a instabilidade observada no teste.

Embora a chama tenha se mantido por alguns instantes durante a ignição, não é possível alcançar uma condição autossustentada de funcionamento. O conjunto rotativo depende continuamente do fornecimento externo de ar comprimido e a combustão é interrompida quando se busca elevar a vazão de ar. Dessa forma, o teste confirma a viabilidade mecânica do conjunto, mas também revela a necessidade de ajustes no sistema de combustão antes da realização de ensaios em rotações mais elevadas.

Entre as principais modificações recomendadas estão a melhoria do sistema de injeção de combustível e a adoção de um sistema de ignição instalado diretamente na zona primária. Também se recomenda a utilização de válvulas ou medidores que permitam controlar as vazões de ar e combustível, tornando possível ajustar gradualmente a razão ar-combustível durante a partida.

De maneira geral, o ensaio mostra que os componentes mecânicos permitem a livre rotação do conjunto e que a alimentação de combustível é capaz de produzir uma chama. Entretanto, a ocorrência de *blow-off* evidencia que a câmara ainda não apresenta condições adequadas para estabilizar a combustão quando submetida ao escoamento necessário ao funcionamento da turbina. Esse resultado reforça as conclusões da análise CFD, principalmente quanto à baixa eficiência de queima, à distribuição não uniforme da mistura.

5. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

5.1 Conclusão

Este trabalho tem como objetivo desenvolver e avaliar uma microturbina a gás de bancada baseada no projeto FD 3/64, incorporando modificações compatíveis com os materiais, os componentes e os processos de fabricação disponíveis. Para isso, são realizadas etapas de modelagem tridimensional, simulação numérica, fabricação, montagem e teste experimental, permitindo analisar tanto o comportamento individual dos principais componentes quanto o funcionamento integrado do protótipo.

A modelagem em CAD possibilita definir a geometria do compressor, do difusor, da câmara de combustão, do suporte dos rolamentos, do estator e dos demais elementos do conjunto. Durante essa etapa, o projeto original é adaptado às condições reais de construção, buscando preservar suas características funcionais. A fabricação demonstra que o protótipo pode ser produzido com materiais comercialmente disponíveis e processos convencionais de fabricação.

A simulação CFD do compressor centrífugo R474 apresenta resultados coerentes com o comportamento esperado para esse tipo de turbomáquina. O aumento da rotação e da vazão mássica provoca elevação da razão de pressão, da temperatura do ar e da potência absorvida. Entre 80.000 e 151.000 rpm, a razão de pressão passa de 1,4769 para 2,9113, enquanto a potência aumenta de 3.944,36 W para 32.652,5 W. A comparação com o mapa de desempenho mostra boa aproximação dos valores de razão de pressão, indicando que o modelo numérico é capaz de reproduzir adequadamente as principais tendências de operação do compressor.

Em contrapartida, a eficiência isentrópica apresenta redução nas maiores rotações, passando de valores próximos de 88% para 80,4845% na condição de 151.000 rpm. Os campos de velocidade e número de Mach mostram que essa queda está relacionada à maior aceleração e à distribuição não uniforme do escoamento entre as pás, principalmente nas regiões próximas ao lado de sucção e ao *shroud*. Com isso, verifica-se que as condições intermediárias de operação apresentam uma relação mais equilibrada entre capacidade de compressão, potência demandada e eficiência.

Na simulação da câmara de combustão, observa-se que a chama permanece concentrada em uma faixa limitada do domínio, sem se distribuir adequadamente ao longo da

zona primária. Também são identificados baixo consumo do combustível, mistura não uniforme e reduzida eficiência de combustão provenientes de uma alimentação assimétrica do combustível.

O teste experimental confirma parte dos comportamentos previstos numericamente. O conjunto rotativo apresenta movimentação livre, sem travamentos perceptíveis nos rolamentos, indicando que a montagem permite a rotação do eixo, do compressor e da roda da turbina. A alimentação com a mistura gasosa de butano, isobutano e propano também possibilita a formação inicial da chama. Entretanto, quando a vazão de ar comprimido é aumentada, ocorre a extinção da chama por *blow-off*, impedindo que a microturbina atingisse uma condição auto sustentada de funcionamento. Esse comportamento apresenta concordância qualitativa com a simulação, que já havia mostrado baixa eficiência de queima e dificuldade de estabilização da chama.

De forma geral, o trabalho atende aos objetivos de projetar, simular, fabricar e realizar um teste preliminar da microturbina FD 3/64 modificada. Embora o protótipo ainda não tenha alcançado funcionamento contínuo e autossustentado, os resultados permitem identificar as principais limitações do projeto, especialmente no sistema de combustão. Também é possível concluir que a simulação numérica é uma ferramenta importante para prever tendências e localizar regiões críticas, mas não substitui a validação experimental. Assim, o protótipo desenvolvido constitui uma base para futuras melhorias e pode ser utilizado como plataforma didática para estudos de combustão, transferência de calor, dinâmica dos fluidos e turbomáquinas.

5.2 Recomendações

Para a continuidade do trabalho, recomenda-se revisar principalmente a geometria da câmara de combustão, a distribuição dos furos e o sistema de injeção de combustível. O sistema de injeção deve proporcionar uma distribuição mais uniforme do combustível, e a ignição deve ser realizada diretamente na zona primária, preferencialmente por meio de uma vela ou dispositivo permanente.

Recomenda-se ser instalados sensores para medir pressão, temperatura, vazão de ar, vazão de combustível e rotação do eixo, permitindo uma comparação quantitativa com os resultados numéricos. Para as simulações futuras, sugere-se utilizar modelos transientes, realizar estudos de independência de malha e analisar diferentes razões ar-combustível, geometrias de *swirler* e configurações de injeção. Essas alterações poderão contribuir para

aumentar a eficiência da combustão, evitar a ocorrência de *blow-off* e permitir que a microturbina alcance uma condição de operação estável.

Não obstante, a simulação do componente turbina é recomendável para se obter total compreensão do conjunto compressor-turbina, tendo, assim, uma visão mais completa do conjunto rotativo.

Por fim, trabalhos futuros podem investigar diferentes combustíveis, alterações na geometria do difusor e otimização da câmara de combustão. Com o aperfeiçoamento do sistema de combustão e de instrumentação, o protótipo poderá ser utilizado como bancada didática para estudos de ciclo Brayton, combustão, transferência de calor, dinâmica dos fluidos e desempenho de turbomáquinas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDERSON, John D. **Computational fluid dynamics: the basics with applications**. New York: McGraw-Hill, 2010.

ANSYS INC. **ANSYS CFX Introduction**. Canonsburg: ANSYS Inc., 2016. Acesso em: 20 jul. 2026

ANSYS. **Design and maintain turbomachinery using Ansys simulation solutions**. Ansys Blog, 2021. Disponível em: https://www.ansys.com/blog/design-and-maintain-turbomachinery. Acesso em: 10 jul. 2025.

BATHIE, William W. **Fundamentals of gas turbines**. New York: John Wiley & Sons, 1995.

BENINI, Ernesto; GIACOMETTI, Stefano. **Design, manufacturing and operation of a small turbojet-engine for research purposes,Applied Energy**, [s. l.], v. 84, n. 11, p. 1102-1116, nov. 2007. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2007.05.006. Acesso em: 5 out. 2025.

BOYCE, Meherwan P. **Gas turbine engineering handbook**. 4. ed. Oxford: Gulf Professional Publishing, 2012.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Blucher, 2018.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Thermodynamics: an engineering approach**. 5. ed. New York: McGraw-Hill, 2006.

GIAMPAOLO, Tony. **Gas turbine handbook: principles and practice**. Boca Raton: CRC Press, 2006.

GIL, Antônio Carlos. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 4. ed. São Paulo: Atlas, 2007.

GOULART, B.; BRINGHENTI, C.; OLIVEIRA, A. C. de. Ignition parameters comparative tests: a standard inductive ignition versus a high energy capacitive-discharge ignition.

LEFEBVRE, Arthur H.; BALLAL, Dilip R. **Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions**. 3. ed. Boca Raton: CRC Press, 2010.

LI, Jingqi; LI, Yulong. **Micro gas turbine: developments, applications, and key technologies on components. Journal of Thermal Science and Technology**, v. 18, n. 1, p. 1-23, 2023. Disponível em: sciencedirect.com. Acesso em: 5 out. 2025.

MALISKA, Clovis Raimundo. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

MANGRA, A. C. Micro gas turbine combustion chamber CFD modelling. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, [s. l.], v. 916, art. 012064, 2020.Disponível em: https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/916/1/012064/pdf. Acesso em: 10 nov. 2025.

MARCONI, Marina de Andrade; LAKATOS, Eva Maria. **Fundamentos de metodologia científica**. 5. ed. São Paulo: Atlas, 2003.

MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA Journal**, [s. l.], v. 32, n. 8, p. 1598–1605, 1994.

MINAYO, Maria Cecília de Souza. **Pesquisa social: teoria, método e criatividade**. 22. ed. Rio de Janeiro: Vozes, 2003.

NICOLLI, Riccardo. **Combat aircraft: the legendary models from World War I to the present day**. Reino Unido: White Star Publishers, 2016.

OSSES, Juan. O método de volumes finitos. Blog ESSS, 12 dez. 2016. Disponível em: https://www.esss.com/blog/o-metodo-de-volumes-finitos/. Acesso em: 5 nov. 2025.

ROLLS-ROYCE. **The jet engine**. 5. ed. Derby: Rolls-Royce plc, 1996.

SARAVANAMUTTOO, H. I. H.; ROGERS, G. F. C.; COHEN, H.; STRAZNICKY, P. V. **Gas turbine theory**. 5. ed. Harlow: Pearson, 2006.

SCHRECKLING, Kurt. **Gas turbines for model aircraft**. [S. l.]: Traplet Publications, 1994.

SILVA, C. R. O. **Metodologia do trabalho científico**. Fortaleza: Centro Federal de Educação Tecnológica do Ceará, 2004.

SPALART, P. R. Detached-eddy simulation. **Annual Review of Fluid Mechanics**, [s. l.], v. 41, p. 181–202, 2009.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. 1. ed. Harlow: Pearson Education, 1995.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos fluidos**. Porto Alegre: AMGH, 2018.

WHITTLE, Frank. The early history of the Whittle jet propulsion gas turbine. In: **JAMES CLAYTON LECTURE**, 1945. [S. l.: s. n.], 1945.

WILCOX, David C. **Turbulence modeling for CFD**. 3. ed. La Cañada: DCW Industries, 2006.