

Petrus de Oliveira Tiveron nº USP 8004541

**Projeto Preliminar de um Turbocompressor para automóveis a
álcool**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Escola de Engenharia de São Carlos, da
Universidade de São Paulo

Curso de Engenharia Mecatrônica

ORIENTADOR: Luben Cabezas Gómez

São Carlos

2017

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

T623p Tiveron, Petrus de Oliveira
Projeto Preliminar de um Turbocompressor para
automóveis a álcool / Petrus de Oliveira Tiveron;
orientador Luben Cabezas Gómez. São Carlos, 2017.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecatrônica) --
Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de
São Paulo, 2017.

1. Turbomáquinas. 2. Turbocompressores. 3. CFD. 4.
Ansys. I. Título.

Petrus de Oliveira Tiveron

Projeto Preliminar de um Turbocompressor para automóveis a álcool

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Programa Graduação do curso de Engenharia Mecatrônica da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte das atividades necessárias para obtenção do título de Engenheiro Mecatrônico.

Professor Orientador: Luben Cabezas Gómez

São Carlos, 2017

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: Petrus de Oliveira Tiveron

Título: Projeto Preliminar de um Turbo compressor para automóveis a álcool

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo
Curso de Engenharia Mecatrônica.

BANCA EXAMINADORA


Prof. Dr. Luben Cabezas Gómez
(Orientador)

Nota atribuída: 9,0 (nove)


(assinatura)

Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos

Nota atribuída: 9,0 (nove)


(assinatura)

Prof. Dr. Márcio Turra de Ávila

Nota atribuída: 9,0 (nove)


(assinatura)

Média: 9,0 (nove)

Resultado: Aprovado

Data: 21/06/2017

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

SIM ☒ NÃO ☐ Visto do orientador



Agradecimentos

Agradeço a todas as pessoas que tornaram esse trabalho possível. Aos docentes da EESC, meu orientador, por todos os conselhos e apoio durante a elaboração do projeto e a todos os professores, técnicos e funcionários que me ajudaram nesta jornada chamada graduação.

E, finalmente a meus pais, minha família, amigos e namorada, pelo suporte, carinho e amor que me deram em todos os momentos que precisei.

“Pensar é o trabalho mais difícil que existe, e esta é provavelmente a razão por que tão poucos se dedicam a ele.”

Henry Ford

Resumo

Turbocompressores são sistemas utilizados para aproveitar a energia proveniente dos gases de exaustão com a finalidade de introduzir mais ar no motor. Com isso, a densidade do ar aumenta e torna possível a injeção de mais combustível por unidade de volume de ar. Este aparato tende a aumentar a eficiência energética de um motor e é amplamente utilizado em diversos mercados. O mercado no qual é menos utilizado é a América do Sul, e o Brasil corresponde a maior parte deste mercado, possuindo ainda uma característica importante a ser explorada, os carros a álcool.

O álcool comumente usado é o etanol, que apresenta octanagem maior que a gasolina, suportando, portanto, pressões de compressão maiores sem sofrer autoignição. Sendo assim, sua associação com um sistema de turbocompressores é benéfica ao automóvel de diversas formas.

Tendo esse cenário em mente, este trabalho analisa o ciclo Otto para um automóvel com etanol como combustível e realiza, a partir deste ciclo, o projeto preliminar de um turbocompressor para as suas características de operação. Primeiramente, é realizada a modelagem teórica do turbocompressor, separado em um compressor centrífugo e uma turbina radial. Os dados obtidos do modelo são então introduzidos em um “*software*” de simulação CFD.

O “*software*” utilizado neste trabalho foi o *Ansys* com alguns de seus diversos sistemas tais como *Vista RTD*, *Vista CCD*, *Throughflow* e outros. Neste, com a simulação pronta, contornos de pressão, temperatura e velocidade são obtidos e os resultados discutidos e analisados para comprovar requisitos de projeto.

Ao final desta monografia, tem-se o projeto preliminar de um turbocompressor para as condições de operação em um automóvel a álcool, suas principais características geométricas e comprovações pela simulação em CFD. Técnicas para fabricação do turbocompressor não são abordadas, pois não se encontram no escopo do projeto.

Melhorias são propostas nos tópicos finais de modo a aumentar a eficiência energética de um motor utilizando este tipo de sistema, levando em conta as considerações e simplificações adotados ao longo do projeto.

Palavras chave: Turbomáquinas, Turbocompressores, CFD, *Ansys*

Abstract

Turbochargers are systems that use the energy from the exhaust gases with the purpose of introducing more air into the engine. Thereby, the air density increases and makes possible the injection of more fuel per air volume unit. This device can increase an engine energetic efficiency and it is widely utilized on several markets. The market on which it is less utilized is the South America, and Brazil corresponds to the biggest share of this market, even possessing an important characteristic to be exploited, alcohol cars.

The commonly used alcohol is the ethanol, which presents an octane ratio bigger than the gasoline, thus withstanding higher compression pressures without knocking. Therefore, its association with a turbocharger system can be of benefit for the automobile on several ways.

With this scenario in mind, this work analyses the Otto cycle for an automobile with ethanol as fuel and performs from this cycle, the preliminary project of a turbocharger for its operating conditions. Firstly, the turbocharger theoretical modeling was performed, separated on a centrifugal compressor and a radial turbine. The model data are then introduced to a CFD simulation software.

The software used on this project was Ansys with some of its several systems such as Vista RTD, Vista CCD, Throughflow and others. On this, with the simulation ready, pressure, temperature and velocity contours are obtained and the results analyzed and discussed to prove project requirements.

At the end of the monography, it gotten the turbocharger preliminary project to the operating conditions of an alcohol automobile, its main geometric characteristics and validations through CFD simulation. Turbocharger fabrication technics are not addressed because they do not belong to the project scope.

Improvements are proposed in the final topics to increase energetic efficiency of an engine using this type of system, taking into account the considerations and simplifications assumed throughout the project.

Keywords: Turbomachinery, Turbochargers, CFD, *Ansys*

Lista de Figuras

Figura 1. Previsão do crescimento global dos turbocompressores, Honeywell	18
Figura 2. Diagrama Pressão x Volume do ciclo termodinâmico de Otto	20
Figura 3. Diagrama descritivo de um compressor centrífugo	23
Figura 4. Triângulo de velocidades na entrada do compressor radial (a) e na saída (b)	23
Figura 5. Função da velocidade versus número de Mach para gases perfeitos	25
Figura 6. Gráfico da eficiência total de uma turbina radial versus velocidade específica	26
Figura 7. Gráfico da vazão mássica normalizada versus número de Mach.....	28
Figura 8. Limite de estabilidade de Jansen para difusores sem palhetas.....	29
Figura 9. Diagrama descritivo de uma turbina radial	30
Figura 10. Vista meridional da turbina com suas características geométricas principais	30
Figura 11. Triângulos de velocidade na entrada (a) e saída (b) de uma turbina radial.....	31
Figura 12. Diagrama de um motor com turbocompressor e “waste gate” (esquerda) e turbocompressor com “intercooler” (direita).....	36
Figura 13. Workbench do software Ansys da simulação do compressor centrífugo	48
Figura 14. Vista CCD - Dados de entrada do compressor.....	49
Figura 15. Vista CCD - propriedades do Gás	49
Figura 16. Vista CCD - Características Geométricas.....	50
Figura 17. Vista CCD - Resultados e vista meridional do compressor centrífugo.....	51
Figura 18. Mapa de performance do compressor centrífugo.....	51
Figura 19. Dados da simulação gerados no Turbo Setup	53
Figura 20. Dados da simulação do compressor gerados no Blade Design	53
Figura 21. Malha da simulação do compressor gerada pelo Turbo Mesh.....	54
Figura 22. Workbench do software Ansys da simulação da turbina radial	55
Figura 23. Vista RTD - dados de entrada e aerodinâmicos	56
Figura 24. Vista RTD - características geométricas	57
Figura 25. Vista RTD - resultados e vista meridional da turbina radial.....	57
Figura 26. Vista RTD - triângulos de velocidades da turbina	58
Figura 27. Dados da simulação da turbina gerados pelo Blade Design	59
Figura 28. Setup da simulação da turbina	60
Figura 29. Vista meridional da pressão estática do compressor centrífugo	63
Figura 30. Vista meridional do número de Mach relativo do compressor centrífugo.....	63

Figura 31. Vista meridional da velocidade meridional do compressor centrífugo.....	64
Figura 32. Vista entre lâminas do número de Mach relativo.....	64
Figura 33. Vista entre lâminas da pressão total relativa	65
Figura 34. Vista entre lâminas dos vetores de velocidade.....	65
Figura 35. Vista meridional da velocidade absoluta do fluxo na direção meridional	68
Figura 36. Vista meridional da velocidade absoluta do fluxo na direção da velocidade do rotor	68
Figura 37. Vista meridional do contorno da pressão estática	69
Figura 38. Vista meridional da temperatura	69
Figura 39. Vista meridional da razão de “choke”	70
Figura 40. Vista meridional do erro de solução.....	70

Lista de Tabelas

Tabela 1. Especificações do Motor Agile 1.4L Econo Flex	35
Tabela 2. Dados termodinâmicos do ar, do combustível e condições iniciais do motor com turbo.....	37
Tabela 3. Massas e vazões mássica de ar e combustível no motor com turbo a 6000 rpm	37
Tabela 4. Resultados da modelagem teórica do ciclo Otto para o motor Agile 1.4L Econo Flex	38
Tabela 5. Dados de Projeto do compressor	39
Tabela 6. Cálculo do aumento do gradiente de temperatura e de entalpia devido ao aumento de pressão	40
Tabela 7. Resultados da Vazão Volumétrica e Diagrama de velocidades da saída do compressor da 1ª iteração.....	40
Tabela 8. Resultados da Otimização do dsh , 1 da 1ª Iteração.....	40
Tabela 9. Resultados da Vazão Volumétrica e Diagrama de velocidades da saída do compressor da 2ª iteração.....	41
Tabela 10. Resultados da Otimização do dsh , 1 da 2ª Iteração.....	41
Tabela 11. Cálculo a profundidade das lâminas na saída do rotor	42
Tabela 12. Resultados do Limite da Estabilidade Radial do difusor.....	43
Tabela 13. Dados de entrada do modelo da turbina	44
Tabela 14. Cálculos da entrada da turbina para a primeira iteração	44
Tabela 15. Cálculos da entrada da turbina para a terceira iteração	45
Tabela 16. Dimensionamento da turbina.....	46
Tabela 17. Cálculos da saída da turbina	46
Tabela 18. Resultados de performance do compressor	61
Tabela 19. Sumário das variáveis envolvidas na simulação do compressor	62
Tabela 20. Sumário dos dados de entrada e resultados de performance	67
Tabela 21. Comparação entre os resultados da modelagem teórica e simulação do compressor centrífugo.....	73
Tabela 22. Comparação entre os resultados da modelagem teórica e simulação da turbina radial	75

Tabela 23. Comparativo de potência e eficiências	77
--	----

Lista de Símbolos

A_a	área de entrada no compressor (m^2)
b_2, b_5	profundidade das lâminas na saída do compressor e da turbina (m)
C_2, C_5	velocidade do fluxo na saída do compressor e na entrada da turbina (m/s)
$C_x, C_{x,6}$	velocidade axial do fluxo na entrada no compressor e na saída da turbina (m/s)
$C_{r,2}, C_{r,5}$	velocidade do fluxo na direção radial na saída no compressor e na entrada da turbina (m/s)
$C_{u,2}, C_{u,5}$	velocidade do fluxo na direção da velocidade do rotor na saída do compressor e na entrada da turbina (m/s)
c_v, c_p	calor específico a volume e pressão constante (J/kg.K)
d_2, d_3, d_5	diâmetro das lâminas na saída do compressor, diâmetro do difusor e diâmetro das lâminas na entrada da turbina (m)
$d_{hb,1}, d_{hb,6}$	diâmetro do cubo do compressor e da turbina (m)
$d_{sh,1}, d_{sh,6}$	diâmetro do estator do compressor e da turbina (m)
H_v	poder calorífico de combustão (J/kg)
h	entalpia específica (J/kg)
k	razão dos calores específicos
L_{st}	Relação estequiométrica ar/combustível na reação de combustão
M_1, M_2, M_5, M_6	número de Mach na entrada do compressor, saída do compressor, entrada da turbina e saída da turbina
$\dot{m}_{ar}, \dot{m}_{ar+f}$	Vazão mássica de ar e de ar e combustível (kg/s)
m_{ar}, m_{ar+f}, m_f	massa de ar, de ar e combustível e de combustível no cilindro (kg)
N, N_c, N_t	rotação do motor, do compressor e da turbina (rpm)
N_s	velocidade específica (rpm)
$p_{0,1}, p_{0,5}, p_{0,6}$	pressão de estagnação na entrada do compressor, na entrada da turbina e na saída da turbina (N/m^2)
p_1, p_2, p_3, p_4	pressão no pistão inicial, ao fim da compressão, ao fim da combustão e ao fim da exaustão (N/m^2)

$p_{st,3}$	pressão estática na saída do compressor (N/m ²)
Q_{in}	calor adicionado ao meio de trabalho durante a combustão (J)
Q_{out}	calor perdido ao meio externo durante a exaustão (J)
r_2, r_3	raio das lâminas na saída do compressor e raio do difusor
R_{ar}	constante de gás do ar (J/kg.K)
$Re,2$	número de Reynolds na saída do compressor
$T_{0,1}, T_{0,3}, T_{0,5}$	temperatura de estagnação na entrada do compressor, na saída do compressor e na entrada da turbina (K)
T_1, T_2, T_3, T_4, T_6	temperatura de entrada do ar no pistão, ao fim da compressão, ao fim da combustão, ao fim da exaustão e na saída da turbina (K)
u_2, u_5	velocidade do rotor na saída do compressor e na entrada da turbina (m/s)
$u_{hb,1}, u_{hb,6}$	velocidade do rotor no cubo do compressor e no cubo da turbina (m/s)
$u_{sh,1}, u_{sh,6}$	velocidade do rotor no estator do compressor e da turbina (m/s)
\dot{V}_1, \dot{V}_5	Vazão volumétrica na entrada do compressor e na entrada da turbina (m ³ /s)
$V_1, V_2, V_3, V_4, V_c, V_{cil}$	volume do pistão inicial, ao fim da compressão, ao fim da combustão, ao fim da exaustão, da câmara de combustão do cilindro e de um cilindro do motor (m ³)
W	trabalho (J)
w	velocidade relativa do fluxo (m/s)
w_2, w_5	velocidade relativa do fluxo na saída do compressor e na entrada da turbina (m/s)
$w_{hb,1}, w_{hb,6}$	velocidade relativa do fluxo no cubo do compressor e no cubo da turbina (m/s)
$w_{sh,1}, w_{sh,6}$	velocidade relativa do fluxo no estator do compressor e no estator da turbina (m/s)
Z, Z_t	número de lâminas no compressor e na turbina
z	número de cilindros do motor

Lista de símbolos gregos

α_{c2}, α_{c5}	ângulo de saída do fluxo absoluto no compressor e na turbina
----------------------------	--

α_{w2}, α_{w5}	ângulo de saída do fluxo relativo no compressor e na turbina
β_2, β_5	ângulo das lâminas do rotor na saída do compressor e na entrada da turbina
σ_w	fator de deslizamento
ε	relação de compressão do motor
$\eta_{th}, \eta_m, \eta_{mec}$	eficiência teórica do ciclo, eficiência dos rolamentos no eixo entre a turbina e o compressor e eficiência mecânica do motor
$\eta_{p,c,ts}, \eta_{p,c,tt}$	eficiência politrópica do compressor Total-Estágio e eficiência politrópica do compressor Total-Total
$\eta_{p,t,st}, \eta_{p,t,tt}$	eficiência politrópica da turbina Total-Estágio e eficiência politrópica da turbina compressor Total-Total
Λ_c, Λ_t	razão entre o diâmetro do cubo e do estator do compressor e da turbina
λ	relação entre a razão ar combustível no motor e a razão estequiométrica
μ	viscosidade (N.s/m ²)
$\rho_{0,1}, \rho_{0,2}, \rho_{0,5}$	densidade dinâmica na entrada do compressor, na saída do compressor e na entrada da turbina (kg/m ³)
$\rho_{st,1}, \rho_{st,2}, \rho_{st,5}, \rho_{st,6}$	densidade estática na entrada do compressor, na saída do compressor, na entrada da turbina e na saída da turbina (kg/m ³)
Φ	coeficiente de fluxo
ψ_c, ψ_t	coeficiente de carga no compressor e na turbina

Sumário

1.Introdução	16
1.1. Objetivos	18
2. Fundamentação Teórica.....	19
2.1. Modelagem simplificada do ciclo Otto.....	19
2.2. Modelagem teórica do turbocompressor.....	21
2.2.1. Modelagem teórica do compressor centrífugo	21
2.2.2. Modelagem teórica da turbina radial.....	29
3. Resultados da Modelagem Teórica	35
3.1. Resultados da modelagem simplificada do Ciclo Otto	35
3.2 Turbocompressor	38
3.2.1. Compressor Centrífugo	38
3.2.2. Turbina Radial	43
4. Simulações em ambiente CFD	47
4.1. Simulação do Compressor Centrífugo	47
4.2. Simulação da Turbina Radial.....	55
5. Resultados da Simulação em Ambiente CFD	61
5.1. Resultados da Simulação do Compressor Centrífugo.....	61
5.2. Resultados da Simulação da Turbina Radial	66
6. Discussão e Análise dos Resultados.....	71
6.1. Discussão e Análise dos Resultados do Compressor Centrífugo.....	71
6.2. Discussão e Análise dos Resultados da Turbina Radial	74
6.3. Comparativo de eficiência energética	75
7. Conclusões	79
Bibliografia.....	80

1.Introdução

A alta competitividade do ramo automotivo associada ao preço crescente dos combustíveis demanda tecnologias que possam tornar os automóveis cada vez mais eficientes, livres de poluentes e, além disso, com uma relação potência peso cada vez maior.

No final dos ciclos Otto e Diesel usuais, após a combustão, ocorre a expansão dos gases no cilindro para condições de pressão e temperatura do ambiente. Durante essa expansão, os gases não realizam trabalho algum, o que representa, portanto, perda de energia útil e de eficiência nesses ciclos.

A abordagem mais comum para aproveitar essa energia é acoplar um turbocompressor ao motor. Uma turbina radial é introduzida no sistema de escapamento, aproveitando a pressão dos gases maior que a do ambiente para girar um eixo que se encontra acoplado a um compressor, também radial, localizado na entrada de ar do automóvel. O compressor, por sua vez, aumenta a pressão do ar que entra no motor, assim como a densidade do ar introduzido, mais combustível pode ser injetado por unidade volumétrica e a potência útil do motor será incrementada.

Em certas configurações, um “cooler” para o ar é adicionado após o compressor para compensar o aumento de temperatura gerada pelo aumento de pressão e transferência de calor no corpo do compressor; com menor temperatura é possível aumentar ainda mais a densidade do ar introduzido e a consequente potência do motor.

Uma prática associada ao uso de um turbocompressor é o “*downsizing*”, que significa diminuir o tamanho do motor, produzindo mais potência com peso menor, o que representa economia significativa no consumo de combustível.

O sistema descrito é amplamente utilizado no mercado europeu como visto na Figura 1, cujos dados de 2015 mostram 69% do mercado utilizando turbocompressores em seus automóveis. Esse alto índice de adoção da tecnologia deve-se, em grande parte, aos carros movidos a diesel os quais, na Europa, representaram mais da metade dos veículos novos vendidos em 2015 [2]. Quando movidos a diesel, o ar pode ser comprimido a pressões maiores pois, diferentemente dos carros de ciclo Otto, não há perigo de autoignição, pois os fatores que levam a esta são opostos àqueles dos motores Otto e, portanto, existe maior facilidade de acoplar o sistema do turbocompressor com esses carros.

A menor penetração no mercado do turbocompressor encontra-se no nosso mercado, o sul-americano, com apenas 20% dos automóveis e uma frota, que, somente em nosso país, contabiliza mais de 49 milhões de automóveis, segundo o IBGE [3]. Esses índices mostram um potencial energético sendo desperdiçado e, analisando melhor o cenário dos automóveis do Brasil, observa-se um fator interessante que pode ser explorado para melhorar essa situação, os carros flex.

Os carros flex, que já totalizam a maior parte da frota de automóveis, podem funcionar com etanol ou gasolina, sendo o primeiro um combustível interessante quando se trata da combinação com um turbocompressor.

O etanol é um combustível produzido no Brasil a partir do vegetal cana-de-açúcar, quando queimado, seus gases são absorvidos mais facilmente pelo meio ambiente, mas a característica mais importante do combustível nesse estudo é sua alta resistência à detonação. Por causa disso, o combustível consegue suportar altas taxas compressões sem entrar em autoignição. O combustível também gera maior potência no motor durante a combustão, devido a sua razão ar-combustível de 9:1 contra 15:1 da gasolina.

No entanto, o poder calorífico do etanol é menor que o da gasolina, assim como sua proporção estequiométrica; portanto, é necessária maior quantidade de combustível para a realização da combustão do etanol, o que gera um consumo maior ao se empregar álcool.

Levando em conta esses dois cenários opostos, maior potência e maior consumo durante a queima do etanol, e a situação do mercado explicitada, é interessante estudar a opção de desenvolver um turbocompressor especial para as condições de funcionamento de um carro a álcool brasileiro, buscando aumentar o índice de turbocompressores no país, gerar maiores eficiências energética e ambientais e potência.

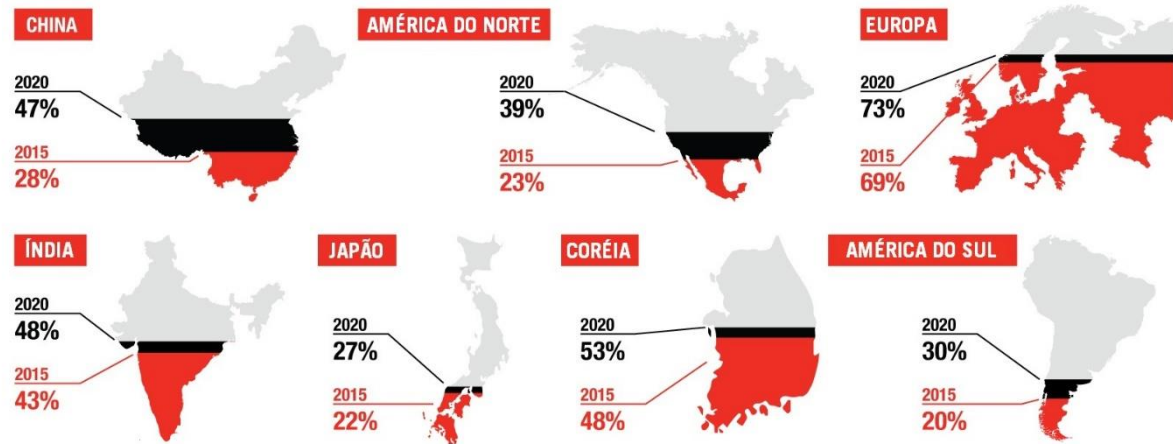
Para realizar este projeto, diversas bibliografias foram consultadas, tal como em [11], onde o “*design*” de uma turbina radial é descrito, e em [8], em que um motor a álcool com alta taxa de compressão foi estudado. Boa parte do modelo teórico é baseado no que é demonstrado em [5], onde um turbocompressor é projetado, com base nas condições iniciais e de operação.

Em [12] e [13], também são descritos processos para projeto de um turbocompressor, mas a abordagem em [5] foi realizada de forma mais objetiva e por isso, foi a mais utilizada durante o projeto.

Figura 1. Previsão do crescimento global dos turbocompressores, Honeywell



Em cada região, as vendas de veículos turbinados tem expectativa de atingir:



Fonte: Adaptado de [1]

1.1. Objetivos

Levando em consideração o cenário descrito, esse trabalho tem como objetivo o projeto preliminar de um turbocompressor para as condições típicas de funcionamento de um carro a álcool brasileiro.

A partir de uma análise simplificada do ciclo Otto utilizando o álcool como combustível, e das condições de operação iniciais, visou-se determinar condições de saída dos gases de exaustão e com esses dados, projetar os componentes do turbocompressor.

Também procurou-se conduzir a modelagem geométrica da turbina e compressor a partir dos triângulos de velocidades e da teoria das turbomáquinas, e realizar a modelagem e simulação dos mesmos em ambiente CFD, obtendo resultados e discutindo-os.

2. Fundamentação Teórica

O primeiro passo para que seja possível iniciar a modelagem da turbina e do compressor do sistema em questão é realizar uma modelagem simples do ciclo Otto. Isto tem como intuito obter as condições finais dos gases de exaustão provenientes da combustão do etanol, pressão, temperatura e vazão mássica.

2.1. Modelagem simplificada do ciclo Otto

A combustão em um motor ideal pode ser modelada tomando como base o ciclo Otto mostrado na Figura 2, onde tem-se:

0-1: Admissão Isobárica

1-2: Compressão adiabática

2-3: Combustão isocórica

3-4: Expansão adiabática

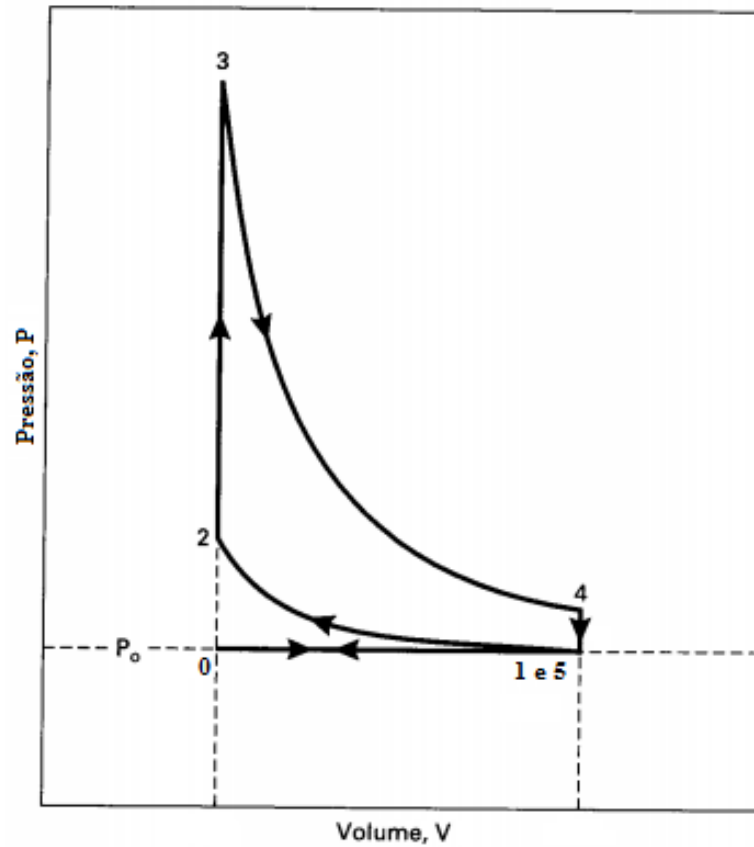
4-5: Exaustão isocórica

Para a modelagem do ciclo Otto ideal toma-se as seguintes hipóteses:

- Compressão e expansão adiabática, com c_p e c_v constantes
- Não há trocas de massa entre o motor e o meio externo durante o ciclo após a admissão
- Condições iniciais T_1 , P_1 , V_1 conhecidas

Segundo [4], o ciclo Otto pode ser calculado de acordo com as seguintes equações:

Figura 2. Diagrama Pressão x Volume do ciclo termodinâmico de Otto



Fonte: Adaptado de [4]

1-2: Compressão adiabática:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \quad (2.1)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \quad (2.2)$$

$$q_{1-2} = 0 \quad (2.3)$$

2-3: Combustão isocórica:

$$V_3 = V_2 \quad (2.4)$$

$$Q_{2-3} = Q_{in} = m_t \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \text{ com,}$$

$$Q_{in} = m_f \cdot H_v \text{ sendo assim,}$$

$$T_3 = \frac{Q_{in}}{m_t \cdot c_v} + T_2 \quad (2.5)$$

$$p_3 = \frac{p_2 \cdot T_3}{T_2} \quad (2.6)$$

3-4: Expansão adiabática:

$$V_4 = V_1 \quad (2.7)$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} \quad (2.8)$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k \quad (2.9)$$

4-5: Exaustão isocórica:

$$V_5 = V_1 \quad (2.10)$$

$$Q_{out} = m_t \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4) \quad (2.11)$$

A partir dessas equações é possível determinar as condições de temperatura e pressão dos gases de exaustão, T_4 e p_4 , iniciando a modelagem do turbocompressor.

2.2. Modelagem teórica do turbocompressor

Após obtido o modelo do ciclo Otto de 4 de tempos e as condições finais de temperatura e pressão dos gases de exaustão provenientes do motor, inicia-se a modelagem para obter as características geométricas do turbocompressor, diâmetro do cubo, diâmetro do estator, de saída, ângulo das lâminas, ângulo do fluxo de ar, etc. Vale ressaltar que muitos dos dados utilizados na modelagem são provenientes de valores típicos encontrados em compressores e turbinas radiais.

Para o “*design*” do compressor e da turbina, são feitas várias suposições que são corrigidas de forma iterativa para alcançar o ponto ótimo para as condições do motor.

2.2.1. Modelagem teórica do compressor centrífugo

Em um compressor centrífugo ou radial, o fluxo de fluidos entra de forma axial ao rotor e, devido ao formato das lâminas, sai radialmente. Quando comparados com compressores axiais, possuem fluxo menor por causa de sua área de entrada menor e menor eficiência porque

o fluxo de ar é mais complexo, no entanto, conseguem produzir um aumento de pressão maior, que é a característica que leva ao seu uso em diversos tipos de automóveis.

A Figura 3 mostra a vista meridional ou vista em corte de um compressor centrífugo. Essa vista destaca o rotor, parte móvel onde encontram-se as lâminas, representada na porção de 1 a 2, e o difusor, cujo intuito é diminuir a velocidades do fluxo de ar do compressor e aumentar a pressão estática do ar que entra no motor, representado na porção 2 a 3. O estágio completo do compressor é portanto representado de 1 a 3.

Na entrada do compressor, 1, tem-se o diâmetro do cubo, $d_{hb,1}$, o diâmetro do estator, $d_{sh,1}$ e o ângulo de entrada do fluxo de ar, usualmente 0° , fluxo axial. Também é importante citar o triângulos de velocidades na entrada, descrito na Figura 4, onde observa-se a velocidade axial do fluxo C_x , a velocidade do rotor no cubo, $u_{hb,1}$ e no estator, $u_{sh,1}$. A velocidade relativa do fluxo no cubo, $w_{hb,1}$, e no estator, $w_{sh,1}$, são obtidas através da soma vetorial das velocidades do rotor e do fluxo.

$$\vec{w} = \vec{C} - \vec{u}$$

Na saída do rotor, 2, o fluxo é radial, com os triângulos de velocidade também na Figura 4. Destaca-se o diâmetro das lâminas na saída do rotor, d_2 e o ângulo de saída do fluxo α_{c2} , geralmente em torno de 60° . A saída do rotor também possui sua velocidade absoluta do fluxo C_2 , velocidade relativa w_2 , velocidade do rotor u_2 e as componentes da velocidade absoluta na direção radial e na direção da velocidade do rotor, $C_{r,2}$ e $C_{u,2}$ respectivamente.

Os parâmetros descritos acima, juntamente com a taxa de aumento da pressão, temperatura de entrada, vazão mássica do compressor e outros são “inputs” essenciais para o projeto preliminar do compressor e para a simulação deste em “software”. O procedimento utilizado e as equações contidas nesta seção são provenientes de [5].

Definidas as principais grandezas envolvidas no processo do design do compressor, pode-se iniciar esse processo. Primeiro define-se a pressão estática de entrada e de saída do compressor, $p_{0,1}$ e $p_{st,3}$ para o ponto a ser projetado, assim como a temperatura de entrada $T_{0,1}$. Também estima-se um valor para a eficiência politrópica do estágio do compressor, $\eta_{p,c,ts}$, que gira em torno de 0,82. Com isso calcula-se o aumento de temperatura proveniente desse aumento de pressão na forma:

$$\frac{T_{0,3}}{T_{0,1}} = \left(\frac{p_{st,3}}{p_{0,1}}\right)^{\left[\left(\frac{R}{c_p}\right)\frac{1}{\eta_{p,c,ts}}\right]} \quad (2.12)$$

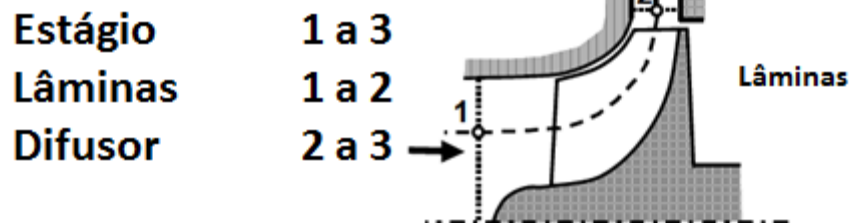
Depois, calcula-se o aumento de entalpia no compressor:

$$\Delta h_{0,1-3} = c_p \Delta T_{0,1-3} \quad (2.13)$$

Com o aumento de entalpia calculado, segue-se ao cálculo da vazão volumétrica de entrada e da velocidade de rotação do rotor.

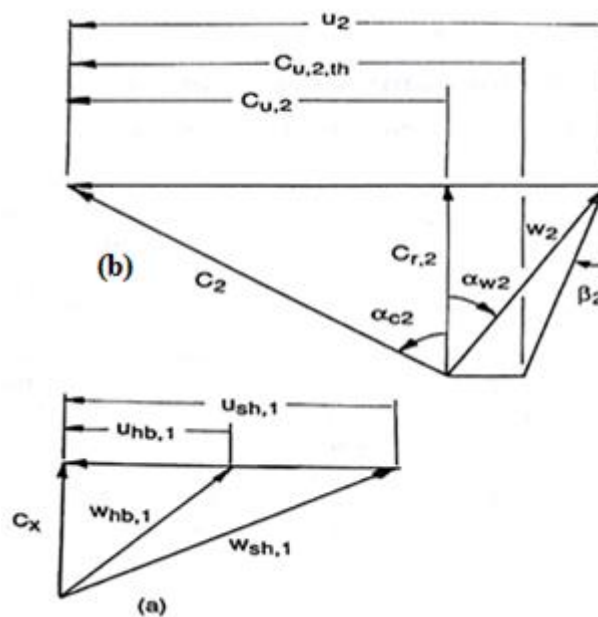
Figura 3. Diagrama descritivo de um compressor centrífugo

- **Notação para os planos de referência do estágio**
 - 0 montante do estator (aleta guia de entrada, se presente)
 - 1 entrada das lâminas, jusante das aletas de entrada
 - 2 saída das lâminas, entrada do difusor
 - 3 saída do difusor



Fonte: Adaptado de [14]

Figura 4. Triângulo de velocidades na entrada do compressor radial (a) e na saída (b)



Fonte: [5]

Deve-se iniciar supondo uma velocidade de entrada axial C_X , de cerca de 110 m/s (valor coerente); este valor será reajustado na segunda iteração dos cálculos. Com o valor dessa velocidade, determina-se o número de Mach com o seguinte “input”:

$$\frac{C_X}{\sqrt{RT_{0,1}}}$$

Calculada essa razão, pode-se obter o número de Mach a partir da Figura 5 ou da equação contida na mesma, que apresenta uma constante g_c (constante de conversão inglesa), não sendo necessária nesse trabalho, pois todos os cálculos são feitos no sistema internacional.

Com o número de Mach, obtém-se a razão entre a densidade dinâmica e estática do fluxo de ar.

$$\frac{\rho_0}{\rho_{st}} = \left[1 + \frac{M^2}{2\left(\frac{c_p}{R} - 1\right)} \right]^{\left(\frac{c_p}{R} - 1\right)} \quad (2.14)$$

A densidade dinâmica é calculada a partir da equação dos gases perfeitos.

$$\rho_{0,1} = \frac{p_{0,1}}{RT_{0,1}}$$

Com isso e com a razão das densidades, obtém-se ρ_{st} , necessária para o cálculo da vazão volumétrica na entrada.

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}_{ar}}{\rho_{st,1}}$$

É importante notar que a vazão mássica é uma das condições iniciais para o projeto do compressor.

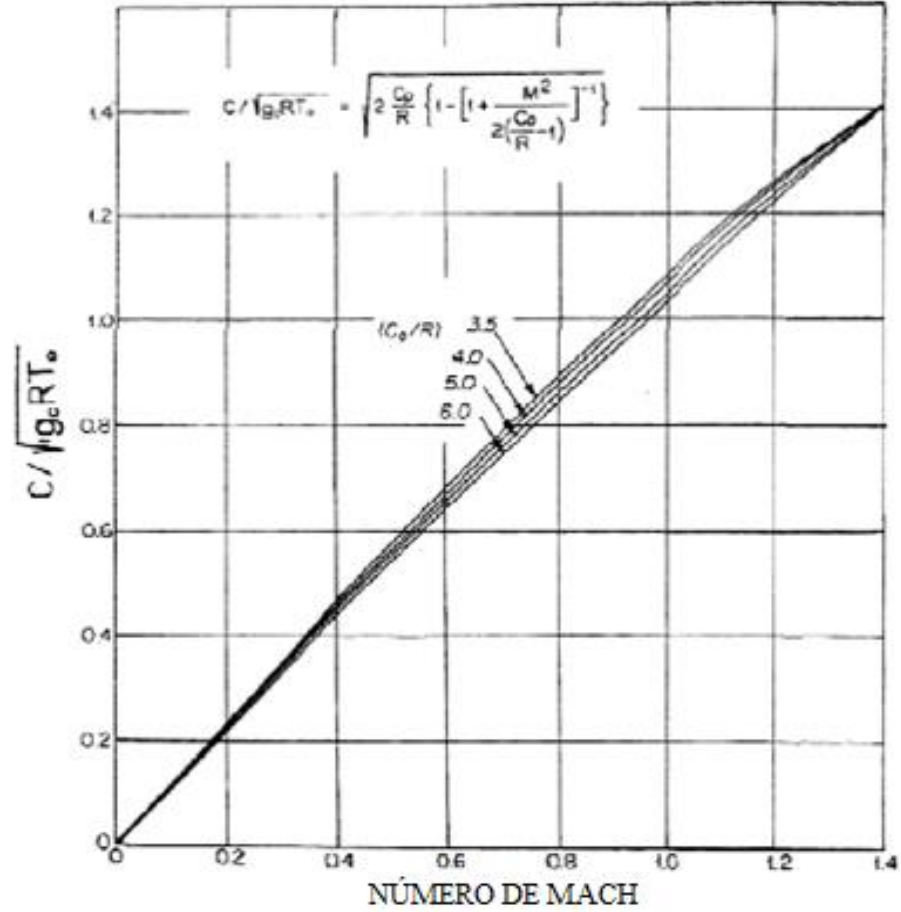
Calculados esses parâmetros, pode-se calcular a velocidade de rotação do rotor do compressor.

$$N_c = \frac{60N_s(\Delta h_{0,1-3})^{3/4}}{2\pi\sqrt{\dot{V}_1}} \quad (2.15)$$

N_s é um fator conhecido como velocidade específica, que relaciona-se diretamente com a eficiência de turbomáquinas, como observado na Figura 6. Embora nessa figura esteja descrita a correlação para uma turbina, o mesmo serve para compressores. É possível observar que o pico de eficiência se encontra próximo a uma velocidade específica de 0,6, mais especificamente 0,628 rad de acordo com [5], valor que será usado nos cálculos posteriores.

Com isso obtém-se finalmente a velocidade de rotação do rotor em rev/min.

Figura 5. Função da velocidade versus número de Mach para gases perfeitos



Fonte: Adaptado de [5]

O próximo passo da modelagem é obter a velocidade de saída e o diâmetro da saída do compressor, feito da seguinte forma:

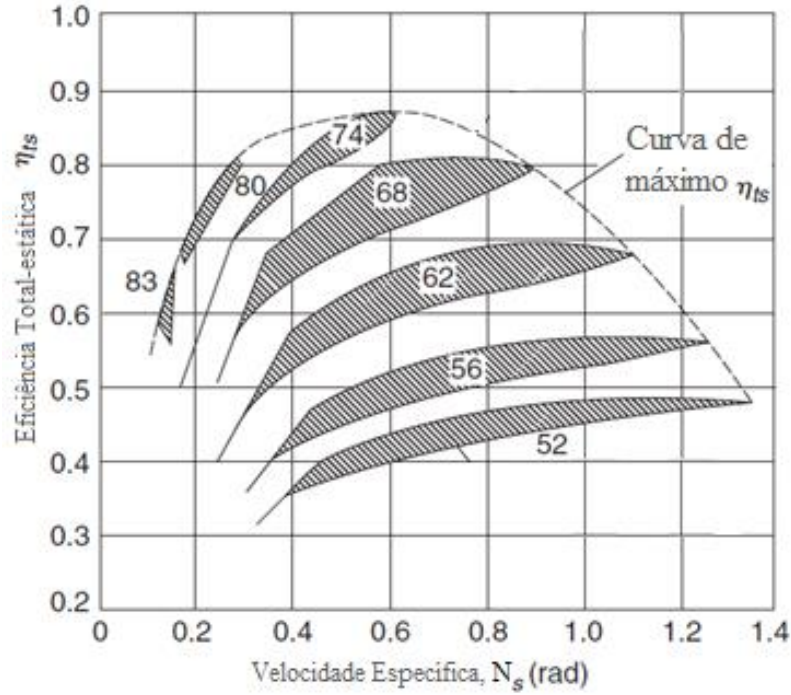
Calcula-se o fator de deslizamento, para o que é necessário estimar um número de lâminas do rotor, fixado em 20, e um ângulo das lâminas na saída do compressor adotado como 30°. Sendo assim, obtém-se o fator de deslizamento através da correlação de Wiesner:

$$\sigma_w = 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_2)}}{Z^{0.7}} \quad (2.16)$$

Com isso, calcula-se o coeficiente de carga:

$$\psi_c = \frac{C_{u,2}}{u_2} = \left[\frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_{c2}} + \frac{1}{\sigma_w} \right]^{-1} \quad (2.17)$$

Figura 6. Gráfico da eficiência total de uma turbina radial versus velocidade específica



Fonte: Adaptado de [6]

A velocidade do rotor necessária para o aumento de entalpia desejado e o diâmetro de saída do compressor, são:

$$u_2 = \left(\frac{\Delta h_{0,1-3}}{\psi} \right)^{0,5} \quad (2.18)$$

$$d_2 = 60u_2/(\pi N_c) \quad (2.19)$$

Para finalizar os cálculos do compressor é necessário calcular um diâmetro do estator $d_{sh,1}$ que minimize a velocidade relativa do fluxo de ar na entrada do estator, $w_{sh,1}$. O procedimento encontra-se a seguir e foi realizado segundo o que foi descrito em [5].

1. Escolhe-se um valor qualquer para $d_{sh,1}$, que pode variar bastante; vários valores são utilizados por isso foi útil utilizar uma planilha que também serviu como memorial de cálculos para otimização da escolha.

2. Calcula-se a velocidade do rotor no estator $u_{sh,1} = \left(\frac{N\pi}{60} \right) d_{sh,1}$

3. Em seguida, deve-se calcular a área de entrada $A_a = \left(\frac{\pi d_{sh,1}^2}{4}\right)(1 - \Lambda_c^2)$. $\Lambda_c = \frac{d_{hb,1}}{d_{sh,1}}$ é a razão entre o diâmetro do cubo e do estator que encontra-se entre 0,6 e 0,7, podendo ser escolhida pelo projetista.

4. Calcula-se $\frac{\dot{m}_{ar}\sqrt{RT_{0,1}}}{A_a p_{0,1}}$

5. Obtém-se o número de Mach através da Figura 7

6. Calcula-se a razão entre as densidades estática e dinâmica pela equação (2.14) e, na sequência C_x e w_{sh}

$$C_x = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_a \rho_{st,1}} \quad (2.20)$$

$$w_{sh,1} = \sqrt{C_x^2 + u_{sh,1}^2} \quad (2.21)$$

Calculados esses fatores, varia-se $d_{sh,1}$ até que $w_{sh,1}$ seja minimizado, obtendo-se o valor de C_x para a segunda iteração do compressor, em que os valores devem ser recalculados desde a equação (2.13). Todos essas equações e fatores serão calculados na íntegra na seção em que serão expostos os resultados da modelagem teórica do compressor.

Após a segunda iteração de cálculos, é necessário determinar a profundidade da saída do rotor, b_2 , que é a mesma da entrada do difusor. Para isso, calcula-se C_2 através da equação (2.22) e o número de Mach, M_2 , através da Figura 7. ou da equação contida na mesma e, da equação (2.14) obtém-se $\frac{\rho_{st,2}}{\rho_{0,2}}$.

$$C_2 = \psi u_2 / \sin \alpha_{c_2} \quad (2.22)$$

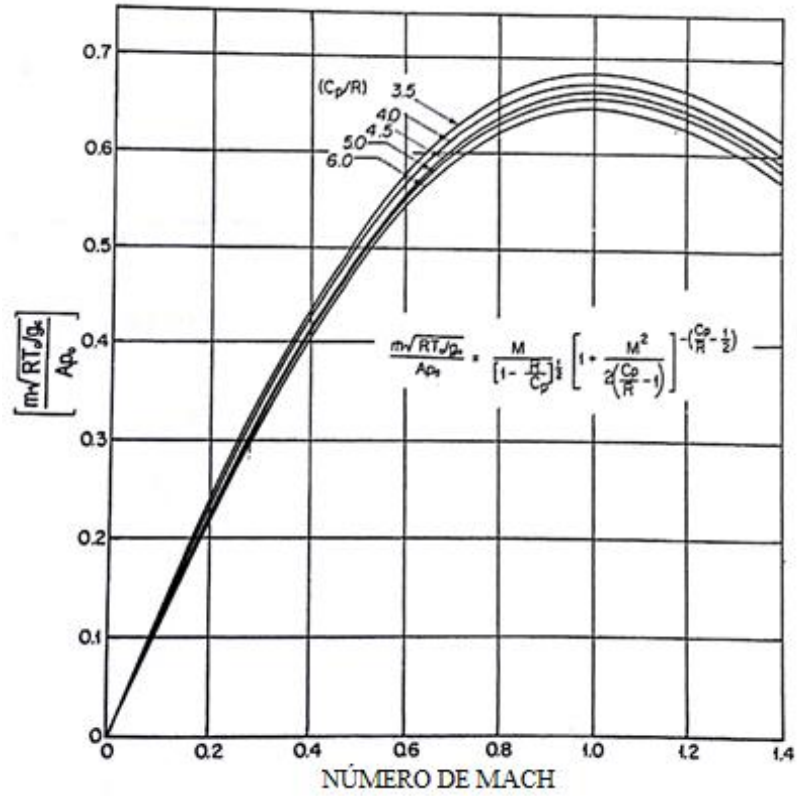
Com isso, calcula-se a componente radial da velocidade de saída do fluxo, $C_{r,2}$, e por fim, b_2 , como mostrado nas equações (2.23) e (2.24).

$$C_{r,2} = C_2 \cos \alpha_{c_2} \quad (2.23)$$

$$b_2 = \dot{m}_{ar} / (\pi d_2 \rho_{st,2} C_{r,2}) \quad (2.24)$$

O diâmetro do difusor é projetado baseando-se no limite de estabilidade da curva de Jansen, mostrada na Figura 8.

Figura 7. Gráfico da vazão mássica normalizada versus número de Mach



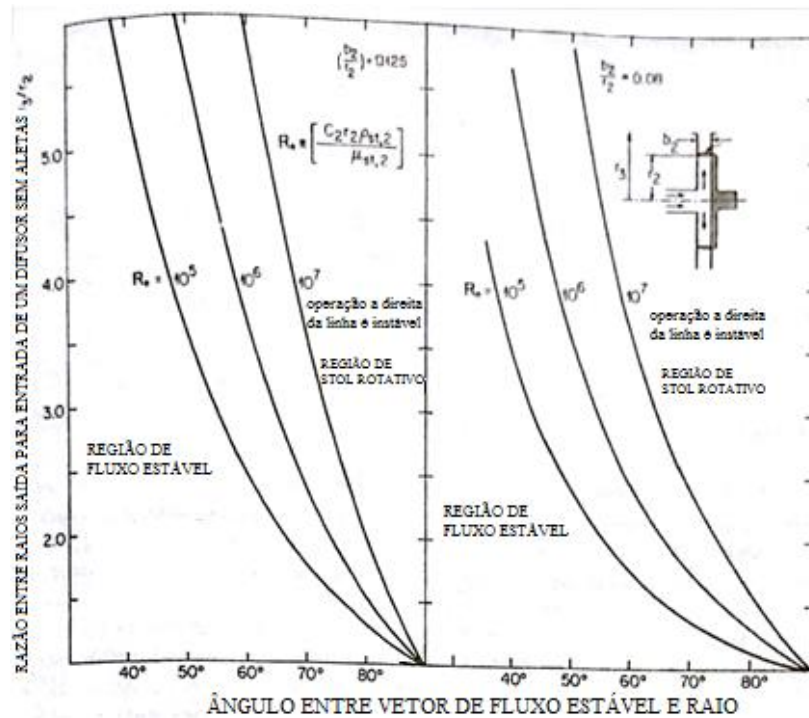
Fonte: Adaptado de [5]

Encontra-se o número de Reynolds através da equação (2.25) e, na sequência, a razão b_2/d_2 , com os resultados das equações (2.24) e (2.19). Lê-se os valores da curva de Jansen para $b_2/d_2 = 0,125$ e para $b_2/d_2 = 0,08$, pois são as únicas razões disponíveis na Figura 8, e interpolam-se os resultados para a razão encontrada no projeto.

$$R_{e,2} = \frac{c_2 \left(\frac{d_2}{2}\right) \rho_{st,2}}{\mu} \quad (2.25)$$

Encerram-se os cálculos da modelagem geométrica do compressor após a segunda iteração ser concluída.

Figura 8. Limite de estabilidade de Jansen para difusores sem palhetas



Fonte: Adaptado de [5]

2.2.2. Modelagem teórica da turbina radial

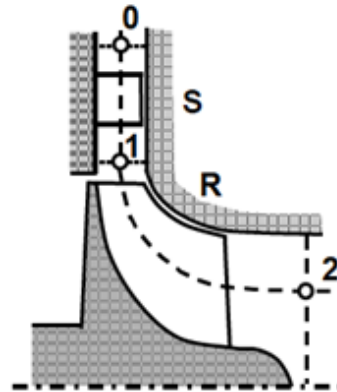
Enquanto em um compressor centrífugo o fluxo de ar entra de forma axial ao rotor e sai de forma radial, o inverso ocorre na turbina radial. A Figura 9 mostra, de forma semelhante à Figura 3, a vista meridional de uma turbina radial, destacando o bocal e o rotor. Representado como a porção de 0 a 1, o bocal, seja ele com ou sem palhetas, tem a função de mudar o ângulo de direção do fluxo de ar para que este entre de forma radial ao rotor, em um ângulo de aproximadamente 70° [5]. Assim como em um compressor centrífugo, na turbina radial o rotor, representado na porção 1 a 2, é a parte móvel onde encontram-se as lâminas.

Figura 9. Diagrama descritivo de uma turbina radial

Notação dos planos de referência

- Notação para os planos de referência do estágio
 - 0 montante do estator (aleta guia de entrada, se presente)
 - 1 entrada do rotor, jusante da aleta guia
 - 2 saída do rotor, entrada do difusor

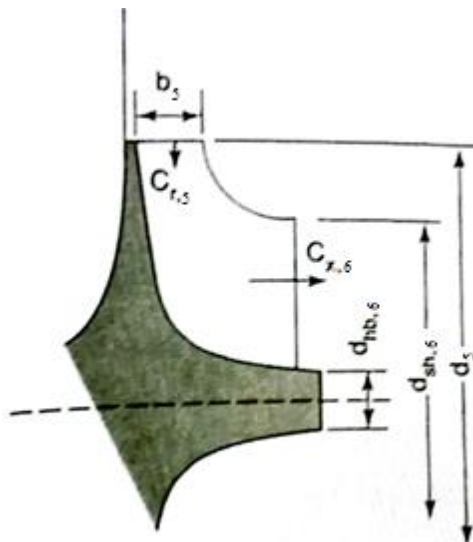
Estágio	0 a 2
Estator	0 a 1
Rotor	1 a 2



Fonte: Adaptado de [14]

As principais características geométricas a serem calculadas encontram-se detalhadas na Figura 10, entre elas a profundidade das lâminas, b_5 , o diâmetro das lâminas na entrada da turbina, d_5 , e os diâmetros do estator, $d_{sh,6}$, e do cubo, $d_{hb,6}$.

Figura 10. Vista meridional da turbina com suas características geométricas principais



Fonte: Adaptado de [5]

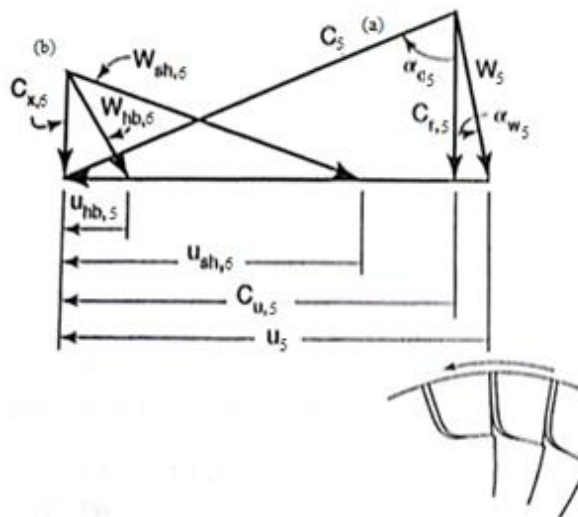
Os triângulos de velocidades da entrada da turbina e da saída do compressor são muito semelhantes, no entanto, a saída da turbina difere um pouco da entrada do compressor. Esses triângulos de velocidade encontram-se na Figura 11. As mesmas relações usadas no compressor para as velocidades do fluxo, do rotor e relativa valem para a turbina radial.

Com as principais características geométricas envolvidas no projeto da turbina definidas e seus respectivos triângulos de velocidade, pode-se iniciar o mesmo, que foi seguido conforme o descrito em [5]. Todas as equações contidas nesta também seção foram retiradas de [5].

Deve-se definir o fluxo que passa pela turbina, nesse caso gases de exaustão, que possuem um calor específico um pouco maior que o do ar. Também define-se a pressão de saída da turbina, geralmente maior que a pressão atmosférica, em torno de 1,2 bar [5] e, assim como no compressor, estima-se um valor para a eficiência politrópica da turbina, $\eta_{p,t,ts}$, que gira em torno de 0,82.

A temperatura de entrada é obtida a partir dos resultados da modelagem do ciclo Otto; no entanto, para a primeira iteração, deve-se assumir um valor para essa temperatura, pois não se utiliza a pressão logo na saída do motor, mas aquela que condiz com o aumento de entalpia necessário para mover o compressor. Encontrada essa pressão, calcula-se a temperatura de entrada da turbina e atualizam-se os cálculos.

Figura 11. Triângulos de velocidade na entrada (a) e saída (b) de uma turbina radial



Fonte: [5]

Fixadas essas considerações de projeto, inicia-se o processo calculando-se a entalpia na turbina através do balanço de energias entre o compressor e a turbina.

$$\dot{m}_{ar+f}\Delta h_{0,t} = (1 + \eta_m)\dot{m}_{ar}\Delta h_{0,1-3} \quad (2.26)$$

Onde η_m relaciona-se com a eficiência dos rolamentos os quais transmitem a energia mecânica do movimento da turbina para o compressor. É igual a porcentagem de energia perdida na transmissão de movimento entre a turbina e o compressor.

Em seguida, estima-se o número de lâminas na turbinas, que pode ser calculado através da relação de Glassman (1976) [6].

$$Z_t = \frac{\pi}{30}(110 - \alpha_{c5}) \tan \alpha_{c5} \quad (2.27)$$

O número de lâminas obtidos sempre deve ser ímpar por sugestão de projeto. O fator α_{c5} é o ângulo do fluxo na entrada da turbina o qual, segundo [5], é usualmente tomado como sendo 70° .

Calculado o número de lâminas, encontra-se o coeficiente de carga ψ_t , calcula-se u_5 , a velocidade do rotor na entrada da turbina, e o diâmetro correspondente d_5 .

$$\psi_t = \frac{C_{u,5}}{u_5} = 1 - \frac{\sqrt{\cos \beta_5}}{Z_t^{0,7}} \quad (2.28)$$

$$u_5 = \left(\frac{\Delta h_{0,t}}{\psi_t}\right)^{0,5} \quad (2.29)$$

$$d_5 = 60u_5/(\pi N_t) \quad (2.30)$$

A velocidade de rotação N_t é a mesma para a turbina e para o compressor, visto que ambos encontram-se mecanicamente conectados por um eixo.

A partir da variação de entalpia $\Delta h_{0,t}$ encontrada na equação (2.26), pode-se determinar a variação de temperatura pelo valor do calor específico dos gases de exaustão, a temperatura de saída da turbina e a razão $T_{0,5}/T_{0,6}$. Com essa razão, é possível calcular a pressão de entrada necessária.

$$\frac{p_{0,5}}{p_{0,6}} = \left(\frac{T_{0,5}}{T_{0,6}}\right)^{\left[\left(\frac{c_p}{R}\right)\frac{1}{\eta_{p,t,ts}}\right]} \quad (2.31)$$

A partir dessa pressão, calcula-se a temperatura de entrada na turbina para a segunda iteração da forma:

$$T_{0,5} = T_3 \left(\frac{p_{0,5}}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.32)$$

Onde T_3 e p_3 são, respectivamente, temperatura e pressão obtidas ao fim da combustão do ciclo Otto, modelado na seção 2.1. Obtida $T_{0,5}$, usa-se essa temperatura novamente na equação (2.31) para corrigir a estimativa dos cálculos e, se necessário, faz-se outra iteração.

Nessa etapa do projeto, deve-se encontrar os parâmetros para a saída da turbina radial, os quais iniciam-se com o cálculo da velocidade do fluxo de entrada.

Calcula-se o coeficiente de fluxo Φ e, a partir dele, a velocidade radial $C_{r,5}$. Por fim encontra-se o valor desejado C_5 .

$$\tan \alpha_5 = \frac{C_{u,5}}{C_{r,5}} = \psi_t \frac{u_5}{C_{r,5}} \quad (2.33)$$

$$\Phi = \frac{C_{r,5}}{u_5} = \frac{\psi_t}{\tan \alpha_5} \quad (2.34)$$

$C_{r,5} = u_5 \Phi$, portanto,

$$C_5 = \frac{C_{r,5}}{\tan \alpha_{c5}} \quad (2.35)$$

Tendo a velocidade do fluxo na entrada da turbina, encontra-se o número de Mach, M_5 , através da Figura 5 ou da equação contida na mesma e, a partir da equação (2.14), obtém-se a razão entre as densidades $\frac{\rho_{0,5}}{\rho_{st,5}}$ e a densidade $\rho_{0,5}$ a partir da equação dos gases e das condições de pressão e temperatura em questão.

Com esses dados em mãos, determina-se a velocidade específica.

$$N_s = \frac{2\pi N}{60} \frac{\sqrt{V_5}}{\Delta h_{0,t}^{\frac{3}{4}}} \quad (2.36)$$

Com isso, é possível avaliar a razão entre a profundidade eo diâmetro das lâminas b_5/d_5 :

$$\frac{b_5}{d_5} = \frac{N_s^2 \tan \alpha_{c5} \psi_t^{0,5}}{4\pi} \quad (2.37)$$

Em turbinas radiais, as perdas no rotor são minimizadas se o fluxo se acelera, por isso a velocidade relativa na saída deve ser alta. Ao mesmo tempo, a velocidade axial na saída deve ser baixa. Sendo assim, o diâmetro externo deve ser grande.

Com isso em mente, deve-se encontrar uma razão $C_{x,6}/C_{r,5}$, velocidade radial de saída pela velocidade radial de entrada, de modo a obter uma razão entre os diâmetros do estator e de

entrada, $d_{sh,6}/d_5$, desejavelmente menor que 0,9 de acordo com [5]. Também é interessante para se obter alta eficiência que haja aceleração do fluxo ou seja, que a razão entre as velocidades relativas $w_{hb,2}/w_5$ seja maior que 1,1.

Primeiramente calcula-se a razão $\rho_{st,5}/\rho_{st,6}$ com as condições da saída da turbina. Em seguida, estima-se uma razão $C_{x,6}/C_{r,5}$, a começar com 0,8 e aumentando-a em incrementos de 0,1 até que a razão $d_{sh,6}/d_5$, equação (2.38), seja menor que 0,9. Com isso, encontra-se $w_{hb,2}/w_5$ pela equação (2.39) e os ângulos da velocidade relativa do fluxo na saída do estator e do cubo da turbina pelas equações (2.41) e (2.42). Estes servem como guia para os ângulos das lâminas do estator e do cubo e, segundo [5], devem ser 3° maiores no estator e 4° no cubo.

O fator Λ_t apresentado nas equações relaciona os diâmetros do cubo e do estator, $d_{hb,6}/d_{sh,6}$, e varia entre 0,25 e 0,4, podendo ser escolhido pelo projetista desde que esteja entre esses valores.

$$\left(\frac{d_{sh,6}}{d_5}\right)^2 = \frac{4(b_5/d_5)(\rho_{st,5}/\rho_{st,6})}{(1-\Lambda_t^2)(C_{x,6}/C_{r,5})} \quad (2.38)$$

$$\left(\frac{w_{hb,6}}{w_5}\right)^2 = \frac{\left(\frac{C_{x,6}}{C_{r,5}}\right)^2 \left(\frac{C_{r,5}}{u_5}\right)^2 + \left(\frac{d_{sh,6}}{d_5}\right)^2 \Lambda_t^2}{\left(\frac{C_{r,5}}{u_5}\right)^2 + (1-\psi)^2} \quad (2.39)$$

$$\Lambda_t = \frac{d_{hb,6}}{d_{sh,6}} \quad (2.40)$$

$$\alpha_{w,sh,6} = \tan^{(-1)}(d_{sh,6}/d_5)/[(C_{x,6}/C_{r,5})\Phi] \quad (2.41)$$

$$\alpha_{w,hb,6} = \tan^{(-1)} \Lambda_t (d_{sh,6}/d_5)/[(C_{x,6}/C_{r,5})\Phi] \quad (2.42)$$

3. Resultados da Modelagem Teórica

Esta seção tem como intuito ilustrar os resultados obtidos a partir da modelagem teórica realizada na seção 2. Também serão mostradas as considerações para o projeto do turbocompressor e dados de entrada para o modelo em formato de tabelas ou imagens.

3.1. Resultados da modelagem simplificada do Ciclo Otto

Para o modelo descrito na seção 2.1, foi escolhido um automóvel de fabricação nacional que representasse parte da frota e não possuísse uma cilindrada muito pequena; por isso, motores 1.0L foram excluídos na etapa da escolha. O compressor a ser usado em um motor desse estilo precisa ser adaptado de forma a atender a vazão mássica menor, gerando também um “*boost*” de pressão menor.

O carro escolhido para a modelagem foi um Agile 1.4L Econo Flex, que serve ao propósito por possuir um motor flex que poderia ser aperfeiçoado com o uso de turbo. Vale ressaltar que o motor foi modelado para λ igual a um e para a rotação onde ocorre a maior potência. Na Tabela 1, observam-se as principais características do motor deste automóvel.

Tabela 1. Especificações do Motor Agile 1.4L Econo Flex

Motor	1.4L Econo.Flex
Combustível	Álcool/ Gasolina
Tipo	Transversal Dianteiro
Número de cilindros (z)	4 em linha
Diâmetro do cilindro (b)	77,6 mm
Curso do pistão (h)	73,4 mm
Cilindrada	1.389 cm ³
Taxa de compressão (ϵ)	12,4:1
Potência máxima	97 CV a 6.000 rpm (gasolina) 102 CV a 6.000 rpm (álcool)

Fonte: [7]

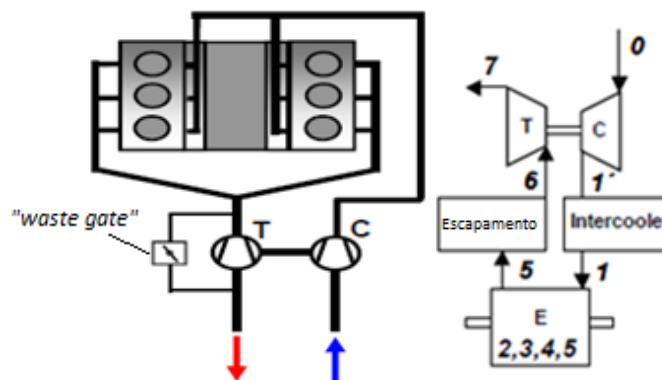
O fluido em questão é o ar que entra no motor, com sua pressão aumentada pois saiu do compressor. Uma consideração de projeto importante deve ser feita por causa da autoignição.

A taxa de compressão desse motor, observada na Tabela 1, é de 12,4:1, o que significa que no final da compressão tem-se, sem “*boost*” uma pressão de $p_2 = p_1 \cdot (\varepsilon)^k$, 33,95 bar. Embora muito procurada na literatura, não foi encontrada uma pressão máxima ao fim da compressão na qual não houvesse autoignição.

Considerou-se para todo o projeto uma pressão de saída no compressor de 1,5 bar o que, associado a taxa de compressão de 12,4:1, gera uma pressão ao fim da compressão de 50,91 bar. Caso autoignição seja encontrado durante a operação desse motor, seu sistema de controle ainda pode atrasar o ponto de ignição, o que diminui riscos.

Para o projeto utilizou-se a vazão mássica obtida na rotação com maior potência, 6000 rpm, não sendo necessário o uso de um “*waste gate*”, dispositivo que desvia parte dos gases de exaustão que vão do motor a turbina, como mostrado na Figura 12. Ainda na mesma figura observa-se um diagrama de um “*intercooler*”, também considerou-se para as condições iniciais que o motor possui um dispositivo desses, que diminuiu a temperatura do ar saindo do compressor após esse ter sua temperatura aumentada devido ao aumento de pressão.

Figura 12. Diagrama de um motor com turbocompressor e “*waste gate*” (esquerda) e turbocompressor com “*intercooler*” (direita)



Fonte: Adaptado de [14]

Nesse contexto, seguem na Tabela 2 os dados termodinâmicos do ar e do combustível, etanol, utilizados para a modelagem tais como as condições iniciais do motor.

Tabela 2. Dados termodinâmicos do ar, do combustível e condições iniciais do motor com turbo.

R_{ar} (J/kg.K)	286,96
c_p (J/kg.K)	1010
c_v (J/kg.K)	723,04
k	1,4
H_v (J/kg)	2,68E+07
L_{st}	9
T_1 (K)	298
p_1 (N/m ²)	1,5E+05
$V_1 = V_{cil} + V_c$ (m ³)	0,000377595
λ	1
N	6000 rpm

Fonte: do autor

Antes de inserir os dados no modelo, é necessário calcular as massas de ar e combustível por ciclo por cilindro, através das condições iniciais (razão ar combustível, razão estequiométrica do combustível, vazões mássicas de ar e combustível totais do motor), conforme descrito nas equações (3.1) a (3.3).

$$m_f = \frac{m_{ar+f}}{\lambda L_{st} + 1}, m_{ar} = m_{ar+f} - m_f \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{ar} = \frac{m_{ar} \cdot N \cdot z}{120} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_f = \frac{m_f \cdot N \cdot z}{120} \quad (3.3)$$

Os resultados para as massas e vazões mássicas encontram-se expostos na Tabela 3.

Tabela 3. Massas e vazões mássica de ar e combustível no motor com turbo a 6000 rpm

m_{ar+f} (kg)	6,6234E-4
m_f (kg)	6,6234E-05
m_{ar} (kg)	5,9610E-4
\dot{m}_{ar} (kg/s)	0,1192
\dot{m}_f (kg/s)	0,0132

Fonte: do autor

Assim, tem-se todos os dados necessários para alimentar o modelo das equações (2.1) a (2.11), cujos resultados encontram-se descritos na Tabela 4.

Tabela 4. Resultados da modelagem teórica do ciclo Otto para o motor Agile 1.4L Econo Flex

1-2 Compressão Adiabática	
T_2 (K)	815,8023
p_2 (N/m ²)	5091920,545
V_2 (m ³)	3,0451E-05
2-3 Combustão Isocórica	
V_3 (m ³)	3,0451E-05
Q_{in} (J)	1,78E+03
T_3 (K)	4522,3746
p_3 (N/m ²)	28226901,71
3-4 Expansão adiabática	
V_4 (m ³)	3,7760E-4
T_4 (K)	1651,9536
p_4 (N/m ²)	831520,2914
4-5 Exaustão isocórica	
V_5 (m ³)	3,77595E-4
Q_{out} (J)	-6,48E+02

Fonte: do autor

Observa-se o valor negativo de Q_{out} , pois foi adotado como negativo calor saindo do volume de controle.

3.2 Turbocompressor

Nesta seção serão, expostos os resultados obtidos a partir da modelagem realizada em 2.2, para o compressor centrífugo e para a turbina radial.

3.2.1. Compressor Centrífugo

Os dados termodinâmicos foram os mesmos da Tabela 2 e os dados de entrada do compressor encontram-se disponíveis na Tabela 5. Vale lembrar que a vazão mássica na entrada do compressor é a mesma vazão mássica de ar que entra no motor, Tabela 3. Foi considerado

um fluxo axial na entrada do compressor com 0° de ângulo de fluxo e 60° de ângulo na saída. O número de lâminas considerado no projeto foi 20.

A seguir, foram calculados o gradiente e variação de temperatura e o aumento de entalpia a partir das equações (2.12) e (2.13), mostrados na Tabela 6.

Assim, faz-se a primeira iteração de cálculos do compressor onde se supôs uma velocidade axial de entrada de 110 m/s. Calcula-se a vazão volumétrica na entrada, o diagrama de velocidades na saída do compressor e encontra-se um diâmetro ótimo para o estator de modo a minimizar a velocidade relativa do fluxo w_{sh} . Este procedimento encontra-se descrito nas equações (2.14) a (2.21) e seus resultados estão inseridos nas Tabela 7 e Tabela 8.

Como pode-se observar na Tabela 8, diversos valores de $d_{sh,1}$ foram testados, até definir que o ótimo se encontra entre 40 e 50 mm; na sequência, os diâmetros nesse intervalo foram testados até se encontrar aquele que resultava no menor w_{sh} , o qual corresponde a 47 mm. Neste diâmetro, a velocidade axial de entrada C_x é igual a 95,1390 m/s por isso, os cálculos precisam ser refeitos, pois o suposto foi de 110 m/s. Os novos cálculos encontram-se nas Tabela 9 e Tabela 10 e dizem respeito à segunda iteração do compressor.

Tabela 5. Dados de Projeto do compressor

Dados de Projeto do Compressor	
Vazão Mássica na entrada \dot{m}_{ar} (kg/s)	0,1192
Temperatura de Estagnação na entrada $T_{0,1}$ (K)	298
Pressão de Estagnação na entrada $p_{0,1}$ (Pa)	100000
Pressão de Estagnação na saída $p_{st,3}$ (Pa)	150000
c_p (J/kg.K)	1010
c_p/R	3,52
Ângulo da lâmina na periferia β_2 (graus)	30
Velocidade específica N_s	0,628
$\Lambda_c = d_{hb,1}/d_{sh,1}$	0,6
Eficiência Politrópica st $\eta_{p,c,st}$	0,82
Ângulo do fluido deixando o rotor α_{c2}	60
Ângulo do fluido entrando no rotor α_{c1}	0
Número de Lâminas Z	20
Eficiência Politrópica tt $\eta_{p,c,tt}$	0,92

Fonte: do autor

Tabela 6. Cálculo do aumento do gradiente de temperatura e de entalpia devido ao aumento de pressão

Aumento de Entalpia	
$T_{0,3}/T_{0,1}$	1,1508
$\Delta T_{0,1-3}$ (K)	44,9490
$\Delta h_{0,1-3}$ (J/kg)	45398,4437
$\Delta h_{0,1-3}^{3/4}$ (J/kg) ^{3/4}	3110,1456

Fonte: do autor

Tabela 7. Resultados da Vazão Volumétrica e Diagrama de velocidades da saída do compressor da 1ª iteração

Vazão Volmétrica na entrada 1ª Iteração	
Supondo C_X (m/s)	110
$C_X/\sqrt{RT_{0,1}}$	0,3762
M_1	0,3215
$\rho_{0,1}/\rho_{st}$	1,0525
$\rho_{0,1}$ (kg/m³)	1,1694
ρ_{st} (kg/m³)	1,1111
\dot{V} (m³/s)	0,1073
N (rpm)	56938,5384
Diagrama de Velocidades da saída do compressor	
σ_w	0,8857
$C_{u,2}/u_2$	0,6838
u_2	257,6624
d_2	0,0864

Fonte: do autor

Tabela 8. Resultados da Otimização do $d_{sh,1}$ da 1ª Iteração

Cálculos do diâmetro ótimo $d_{sh,1}$					
$d_{sh,1}$ (m)	0,06	0,05	0,04	0,03	0,047
u_{sh} (m/s)	178,8777	149,0647	119,2518	89,4389	140,1209
A_a (m²)	0,00181	0,0013	0,0008	0,0004	0,0011
$\dot{m}/\sqrt{RT_{0,1}}/(A_a p_{0,1})$	0,1927	0,2774	0,4335	0,7707	0,3140
M_1	0,1634	0,2360	0,3718	0,6814	0,2675
$\rho_{st}/\rho_{0,1}$	0,9868	0,9727	0,9341	0,8008	0,9651
C_X (m/s)	57,0957	83,4088	135,7094	281,4059	95,1390
w_{sh} (m/s)	187,7689	170,8137	180,66	295,2771	169,3673

Fonte: do autor

Tabela 9. Resultados da Vazão Volumétrica e Diagrama de velocidades da saída do compressor da 2ª iteração

Vazão Volmétrica na entrada 2ª Iteração	
C_X (m/s)	95,1390
$C_X/\sqrt{RT_{0,1}}$	0,3253
M_1	0,2774
$\rho_{0,1}/\rho_{st}$	1,0390
$\rho_{0,1}$ (kg/m³)	1,1694
ρ_{st} (kg/m³)	1,1256
\dot{V} (m³/s)	0,1060
N (rpm)	57310
Diagrama de Velocidades da saída do compressor	
σ_w	0,8857
$C_{u,2}/u_2$	0,6838
u_2	257,6624
d_2	0,085867

Fonte: do autor

Tabela 10. Resultados da Otimização do $d_{sh,1}$ da 2ª Iteração

Cálculos do diâmetro ótimo $d_{sh,1}$			
$d_{sh,1}$ (m)	0,047	0,046	0,048
u_{sh} (m/s)	141,0339	138,0331	144,0346
A_a (m²)	0,00111	0,001064	0,001158
$\dot{m}/\sqrt{RT_{0,1}}/(A_a p_{0,1})$	0,313983	0,327782	0,301036
M_1	0,267545	0,279482	0,256366
$\rho_{st}/\rho_{0,1}$	0,965086	0,961986	0,967878
C_X (m/s)	95,13899	99,64048	90,95302
w_{sh} (m/s)	170,1234	170,2392	170,3479

Fonte: do autor

Na Tabela 10, o $d_{sh,1}$ foi calculado novamente, assim como os valores adjacentes para mostrar que não houve mudanças em seu valor com a mudança da velocidade pelo fato de a consideração inicial ter sido relativamente próxima ao valor encontrado, caso o valor inicial fosse algo em torno de 200 m/s, haveria variações de diâmetro de uma iteração a outra.

Na sequência deve-se determinar a profundidade das lâminas na saída do rotor, que é a mesma da entrada do difusor segundo o descrito nas equações (2.22) a (2.23), cujos resultados encontram-se na Tabela 11.

Tabela 11. Cálculo a profundidade das lâminas na saída do rotor

Profundidade b da saída do rotor e entrada do difusor	
C_2 (m/s)	203,4507
T_{02} (K)	342,9490
$C_2/\sqrt{RT_{0,1}}$	0,6485
M_2	0,5660
$\rho_{st}/\rho_{0,2}$	0,8562
$p_{0,2}/p_{0,1}$	1,5761
$\rho_{0,2}$ (kg/m ³)	1,6015
$\rho_{st,2}$ (kg/m ³)	1,3712
C_{r2} (m/s)	101,7254
b_2 (m)	0,003148

Fonte: do autor

Finalizando a modelagem geométrica do compressor, calcula-se o limite de estabilidade do difusor radial através da curva de Jansen. Estipulou-se que o diâmetro do difusor deve ser 80% desse limite para que haja um coeficiente de segurança contra variações inesperadas no compressor durante a operação.

Esses resultados encontram-se na

Tabela 12 na qual à esquerda tem-se a viscosidade, número de Reynolds e razão b_2/r_2 . À direita estão os valores realizados para encontrar a razão máxima entre o diâmetro de saída do compressor e do difusor (r_3/r_2 máx), obtida a partir da interpolação dos valores das razões b_2/r_2 disponíveis na curva de Jansen, Figura 8, seus respectivos r_3/r_2 máx e o ponto em questão.

Com o diâmetro do difusor de 108,74 mm, Tabela 12, encerram-se os resultados referentes a modelagem do compressor. Estes já se encontram prontos para servirem como “inputs” para o modelo em CFD e sua respectiva simulação.

Tabela 12. Resultados do Limite da Estabilidade Radial do difusor

Limite da Estabilidade Radial do Difusor	
μ (viscosidade) (N.s/m ²)	2,02E-05
Numero de Reynolds	5,97E+05
b_2/r_2	0,072844
r_3/r_2 <i>máx</i>	1,5728
d_3 (m)	0,10874

Fonte: do autor

3.2.2. Turbina Radial

Nesta seção serão expostos os resultados obtidos na modelagem geométrica da turbina radial descrita na seção 2.2.2.

Para a entrada da turbina, considerou um ângulo de entrada de fluxo de 70° que, como dito anteriormente, é comum para essa aplicação. Do critério de Glassman, equação (2.27), tem-se um número mínimo de 12 lâminas, no entanto, como é recomendado sempre utilizar um número de lâminas ímpar, 13 foi o utilizado no projeto. Vale lembrar que a vazão mássica na turbina é igual a soma das vazões mássica de ar e combustível do motor, obtidas na Tabela 3.

Supôs-se uma temperatura de entrada na turbina de 900°C para a primeira iteração. Em seguida calculou-se a pressão que está atrelada a esta temperatura e, por fim, usou-se essa pressão na equação (2.32) para encontrar a temperatura de entrada real na turbina, relacionada as condições finais do motor. Foi necessário iterar três vezes para que os valores entrassem dentro de uma tolerância aceitável.

Para a pressão de saída da turbina, supôs-se 1,2 bar como recomendado em [5], pois ainda existem outros periféricos no sistema de escapamento como o catalizador, por exemplo, sendo necessário que os gases de exaustão estejam a pressão superior à atmosférico, pois estes usualmente encontram-se após a turbina.

Na Tabela 13 encontram-se expostos os valores de entrada da turbina para o modelo geométrico.

Das equações (2.26) a (2.32) e, lembrando que foi considerado uma perda nos rolamentos de 2%, obtém-se a variação de entalpia, velocidade de entrada do rotor, diâmetro de entrada do rotor, a pressão de entrada e a temperatura atrelada a ela. Esses resultados encontram-se expostos na Tabela 14.

A temperatura obtida ao fim dessa iteração foi de 1006,27K, um pouco diferente dos 900K supostos, por isso foi necessário iterar novamente. Na segunda iteração foi obtida uma temperatura de 1000,081K e na terceira 1000,4K, nesta iteração o valor da temperatura calculado na entrada foi de 1000,387K, sendo assim pode-se calcular que a temperatura convergiu. Os valores da entrada da turina da terceira iteração encontram-se na Tabela 15.

Tabela 13. Dados de entrada do modelo da turbina

Dados de Projeto da Turbina	
Vazão Mássica na entrada \dot{m}_{ar+f} (kg/s)	0,1325
Temperatura de Estagnação na entrada $T_{0,5}$ (K)	900
Pressão de Estagnação na entrada $p_{0,5}$ (Pa)	a ser calculada
Pressão de Estagnação na saída $p_{0,6}$ (Pa)	120000
c_p (J/kg.K)	1172
c_p/R	4
Ângulo da lâmina na periferia β_5 (deg)	0
Velocidade específica N_s	-
$\Lambda_t = d_{hb,6}/d_{sh,6}$	0,25
Eficiência Politrópica st $\eta_{p,t,ts}$	0,82
Ângulo do fluido deixando o rotor α_{c6}	0°
Ângulo do fluido entrando no rotor α_{c5}	70°
Número de Lâminas Z_t	13
Eficiência Politrópica tt $\eta_{p,t,tt}$	0,92

Fonte: do autor

Tabela 14. Cálculos da entrada da turbina para a primeira iteração

Valores da entrada da turbina	
$\Delta h_{0,t}$ (J/kg)	41675,7713
$\psi = C_{u,5}/u_5$	0,8340
u_5 (m/s)	223,5486
d_5 (m)	0,0745
ΔT (K)	35,5595
T_6 (K)	864,4405
$p_{0,5}/p_{0,6}$	1,2224
$p_{0,5}$ (N/m ²)	146683,3617
$T_{0,5}$ (K)	1006,27

Fonte: do autor

Com os valores da entrada da turbina calculados, é possível avaliar os parâmetros das equações (2.33) a (2.37) para calcular a velocidade do fluxo de entrada, o coeficiente de fluxo, a velocidade específica da turbina e a razão entre o diâmetro da turbina e a profundidade das lâminas. Esses valores encontram-se na Tabela 16.

Tabela 15. Cálculos da entrada da turbina para a terceira iteração

Valores da entrada da turbina	
$\Delta h_{0,t}$ (J/kg)	41675,7713
$\psi = C_{u,5}/u_5$	0,8340
u_5 (m/s)	223,5486
d_5 (m)	0,0745
ΔT (K)	35,5595
T_6 (K)	964,8405
$p_{0,5}/p_{0,6}$	1,1975
$p_{0,5}$ (N/m ²)	143704,0836
$T_{0,5}$ (K)	1000,387

Fonte: do autor

Por fim, realizou-se o procedimento das equações (2.38) a (2.42), testando diversas razões $C_{x,6}/C_{r,5}$ para obter uma razão $d_{sh,6}/d_5$ que fosse, no mínimo, menor que 0,9. Na Tabela 17 estão expostos esses resultados.

Como observado, diversos valores foram testados, sendo que aquele que atendeu aos requisitos foi a razão $C_{x,6}/C_{r,5}$ igual a 1,354; com isso, tem-se a razão da velocidades de fluxo relativas $w_{hb,6}/w_5$ e os ângulos de fluxo relativo $\alpha_{w,sh,6}$ e $\alpha_{w,hb,6}$.

Assim sendo, encerram-se os cálculos relativos a modelagem geométrica da turbina radial que servirão como base para o modelo em ambiente CFD.

Tabela 16. Dimensionamento da turbina

Dimensionamento da Turbina	
Φ	0,3035
$C_{r,5}$	67,8543
C_5	198,3928
$C_5/\sqrt{RT_{0,5}}$	0,3703
M_5	0,3245
$\rho_{0,5}/\rho_{st,5}$	1,0536
$\rho_{0,5}$ (kg/m ³)	0,5006
$\rho_{st,5}$ (kg/m ³)	0,4751
\dot{V} (m ³ /s)	0,2788
N_s	1,0864
b_5/d_5	0,2357
$T_{st,6}$ (K) (suposição)	959,8405
$\rho_{st,6}$ (kg/m ³)	0,4357
$\rho_{st,5}/\rho_{st,6}$	1,0905

Fonte: do autor

Tabela 17. Cálculos da saída da turbina

Cálculos da saída da turbina				
$C_{x,6}/C_{r,5}$	1,1	1,2	1,3	1,354
$d_{sh,6}/d_5$	0,998418	0,955912	0,918411	0,899910702
$w_{hb,6}/w_5$	1,451757	1,585406	1,741122	1,833863021
$\alpha_{w,sh,6}$	71,50928	69,14123	66,74936	65,45412096
$\alpha_{w,hb,6}$	36,78082	33,26895	30,19396	28,69686562

Fonte: do autor

4. Simulações em ambiente CFD

Nesta seção será descrito o modo como as simulações do compressor centrífugo e da turbina radial foram realizadas e expor os resultados das mesmas.

Ambas as simulações foram realizadas no software *Ansys*, utilizando diversos sistemas disponíveis tais como *Vista RTD*, *Throughflow*, *Vista CCD*, *Turbo Setup*, *BladeGen*, *Turbomachinery Fluid Flow* e os subsistemas existentes neles.

Os resultados da modelagem geométrica foram utilizados como dados de entrada nas simulações e, caso haja variações entre os dados de entrada e da simulação, estas serão discutidas.

Para melhor organização e exposição, os resultados da simulação e discussões dos mesmos, tanto do compressor quanto da turbina, serão mostrados em uma seção à parte.

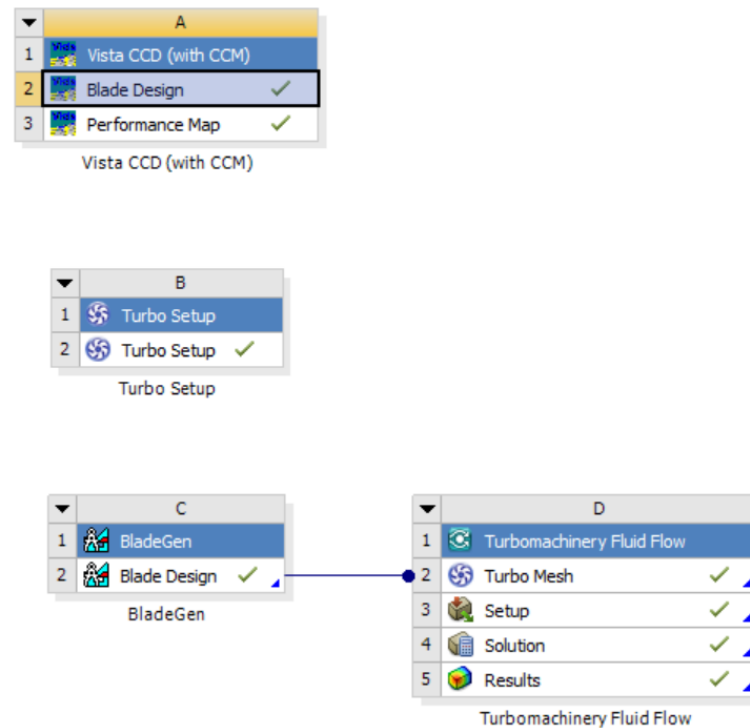
4.1. Simulação do Compressor Centrífugo

O primeiro componente simulado no *Ansys* foi o compressor centrífugo, seguindo a mesma linha de raciocínio de projeto, ou seja, na seção 2.2.1 foi modelado o compressor, e na seção seguinte a turbina.

A Figura 13 mostra a visão do “Workbench” do *Ansys* utilizada na simulação do compressor centrífugo, com todos os sistemas necessários.

O primeiro desses sistemas utilizados foi o *Vista CCD*, onde se colocam os dados de entrada, propriedades geométricas e propriedades do gás e este gera uma vista meridional simples do compressor e seu mapa de performance.

Figura 13. Workbench do software Ansys da simulação do compressor centrífugo



Fonte: do autor

Para alimentar o modelo do sistema Vista CCD, foram utilizados os dados das Tabela 5,9 e 10, onde se encontram as propriedades de entrada do compressor tais como diferença de pressão, temperatura de entrada, resultados da vazão volumétrica, diâmetro do estator, razão entre diâmetro do estator e do cubo e rotação. Com isso, completaram-se os requerimentos do Vista CCD, o que é mostrado nas Figura 14, 15 e 16.

Figura 14. Vista CCD - Dados de entrada do compressor

Duty and Aerodynamic Data	Gas properties	Geometry	Results
Duty Overall pressure ratio: <input type="text" value="1.5"/> Mass flow: <input type="text" value="0.119"/> kg/s Rotational speed: <input type="text" value="57310"/> rpm	Stage efficiency <input type="radio"/> Correlation <input checked="" type="radio"/> User specify Efficiency correlations: <input type="text" value="Casey-Robinson"/> <input checked="" type="checkbox"/> Reynolds number correction <input checked="" type="checkbox"/> Tip clearance and shroud correction User efficiency: <input type="radio"/> Polytropic <input type="text" value="0.83"/> <input checked="" type="radio"/> Isentropic <input type="text" value="0.82"/>		
Inlet stagnation conditions Temperature: <input type="text" value="298"/> K Pressure: <input type="text" value="100000"/> Pa	Impeller isentropic efficiency <input type="radio"/> Link to stage <input checked="" type="radio"/> User specify <input type="text" value="0.92"/>		
Inlet gas angle RMS angle: <input type="text" value="0"/> deg Radial distribution: <input type="text" value="constant angle"/> Vw ratio: <input type="text" value="1"/>	Power input factor <input checked="" type="radio"/> Correlation <input type="radio"/> User specify <input type="text" value="1.04"/>		
Incidence at shroud <input checked="" type="radio"/> User specify <input type="text" value="1.5"/> deg <input type="radio"/> Calculate from choke margin <input type="text" value="0.9"/>	Other aerodynamic data Merid. velocity gradient: <input type="text" value="1.15"/> Relative velocity ratio: <input type="text" value="0.625"/>		

Fonte: do autor

Figura 15. Vista CCD - propriedades do Gás

Duty and Aerodynamic Data	Gas properties	Geometry	Results
	Gas properties model: <input type="text" value="Ideal gas"/> <input checked="" type="radio"/> Select material: <input type="text" value="Air"/> <input type="radio"/> Specify properties		
	User specified properties Gas constant: <input type="text" value="287.053"/> J/kg K Gamma: <input type="text" value="1.4"/> Viscosity: <input type="text" value="Sutherland (air)"/> μ : <input type="text" value="1.789e-005"/> Pa s ν : <input type="text" value="1.480e-005"/> m ² /s Critical pressure: <input type="text" value="3758000"/> Pa Critical temperature: <input type="text" value="132.3"/> K Critical specific volume: <input type="text" value="0.002857"/> m ³ /kg Acentric factor: <input type="text" value="0.033"/>		
	Cp polynomial coefficients Minimum temperature: <input type="text" value="100"/> K Maximum temperature: <input type="text" value="1000"/> K = <input type="text" value="1.161482e+003"/> + <input type="text" value="-2.368819e+000"/> T + <input type="text" value="1.485511e-002"/> T ² + <input type="text" value="-5.034909e-005"/> T ³ + <input type="text" value="9.928569e-008"/> T ⁴ + <input type="text" value="-1.111097e-010"/> T ⁵ + <input type="text" value="6.540196e-014"/> T ⁶ + <input type="text" value="-1.573588e-017"/> T ⁷ Lower temperature range Upper temperature range		

Fonte: do autor

Figura 16. Vista CCD - Características Geométricas

The screenshot shows the 'Geometry' tab of a software interface. It is divided into four main sections:

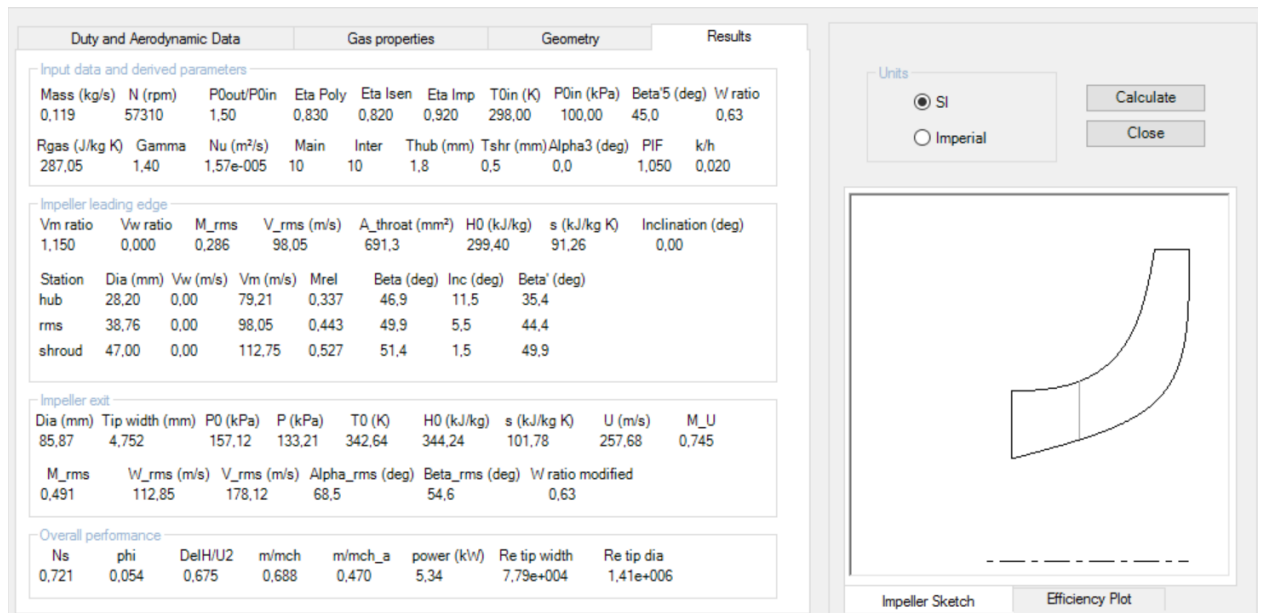
- Inducer:**
 - Hub:** Diameter (28,2 mm), Vane inlet angle (35 deg), Beta from tan (selected), Beta from sin, Vane normal thickness (1,8 mm).
 - Shroud:** Diameter calc (Specify diameter), Diameter (47 mm), Vane inlet angle (60 deg), Vane normal thickness (0,5 mm).
 - Leading edge:** Location on shroud (0 %M), Normal to hub (unchecked), Angle of inclination (0 deg).
- Diffuser:**
 - Vaned (unchecked), Vaneless (selected).
- Impeller shroud and clearance geometry:**
 - Unshrouded (selected), Shrouded (unchecked).
 - Axial tip clearance:** Tip clearance/vane height (0,02), Tip clearance (0 mm).
- Axial length ratio:** Automatic (selected), User specify (0,35).
- Other impeller geometry:**
 - Main vanes (10), Intervanes (10), Backsweep angle (45 deg), Rake angle (30 deg), Vane roughness (Machined finish).

Fonte: do autor

Algumas características não foram calculadas como “Vane roughness” e “Vane normal thickness”, entre outras, mas foram deixadas igual ao “default” do “software”. Com esses dados, o Vista CCD gerou as Figura 17 e Figura 18, com os resultados e a vista meridional.

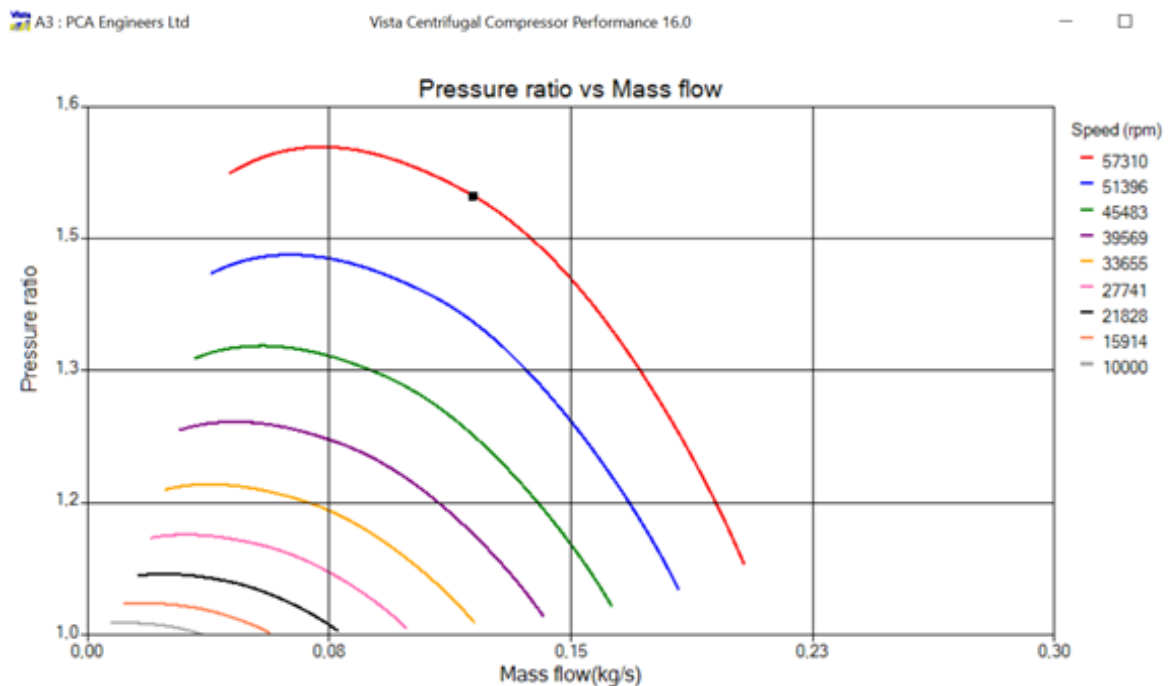
Observa-se na Figura 18 que o diâmetro na saída do rotor, (“Impeller exit diameter”) foi o mesmo calculado na Tabela 9. No entanto, houve variação no “software” ao calcular b_2 e N_s . Os números calculados foram respectivamente 3,15 mm e 0,628, enquanto para o Vista CCD esses valores foram de 4,75 mm e 0,721.

Figura 17. Vista CCD - Resultados e vista meridional do compressor centrífugo



Fonte: do autor

Figura 18. Mapa de performance do compressor centrífugo



Fonte: do autor

Isso está relacionado ao modo como o compressor foi projetado; para o modelo, a velocidade específica era um dado de entrada, enquanto no *Vista CCD*, era de saída. Como as outras características geométricas foram mantidas intactas, esses valores encontram-se relativamente próximos dos calculados e não houve variações significativas nos resultados posteriores, confirmando os números.

Além disso, variações entre o número de Mach e velocidade de entrada calculados e o *Vista CCD* foram pequenas, 0,26755 e 95,14 m/s, respectivamente, para valores calculados e 0,286 e 98,05 m/s para o *Vista CCD*. Por isso, seguiu-se a simulação.

A Figura 18 mostra o mapa de performance do compressor gerado pelo “*software*”. Observa-se o comportamento deste para diferentes velocidades de rotação, vazões mássicas e razões de pressão. Esse mapa também apresenta o limite do compressor na extremidade direita de cada curva de velocidade constante, o conhecido “*choke*” onde o fluido do compressor alcança regimes supersônicos. Deve-se evitar essa região de trabalho devido a geração de ondas de choque e subsequentes danos ao compressor, assim como a extremidade direita da curva de velocidade constante, onde encontra-se o “*surge*”.

Nessa situação, o aumento de pressão alcança o seu máximo e qualquer diminuição da vazão diminui a pressão. A pressão na entrada do compressor torna-se maior que a da saída e o fluxo flui no sentido contrário. Acarretando sérios danos mecânicos ao compressor, o que deve ser evitado a qualquer custo.

Com o *Vista CCD* completo, cria-se um estudo Turbomachinery Fluid Flow. O “*Workbench*” fica como na Figura 13, onde o Turbo Setup e o Blade Design são gerados automaticamente e encontram-se mostrados nas Figura 19 e Figura 20.

Figura 19. Dados da simulação gerados no *Turbo Setup*

Configuration and Operating Conditions Material Properties

Units
☒ SI ☐ Imperial

Configuration and Meshing
 Rotational direction: Left Handed Component configuration: Main blade + 1 splitter
 Target mesh node count: 150000

Inlet stagnation conditions
 Temperature: 298 K Pressure: 100000 Pa

Inlet gas angle
 Meanline angle: 0 deg Radial distribution: constant angle

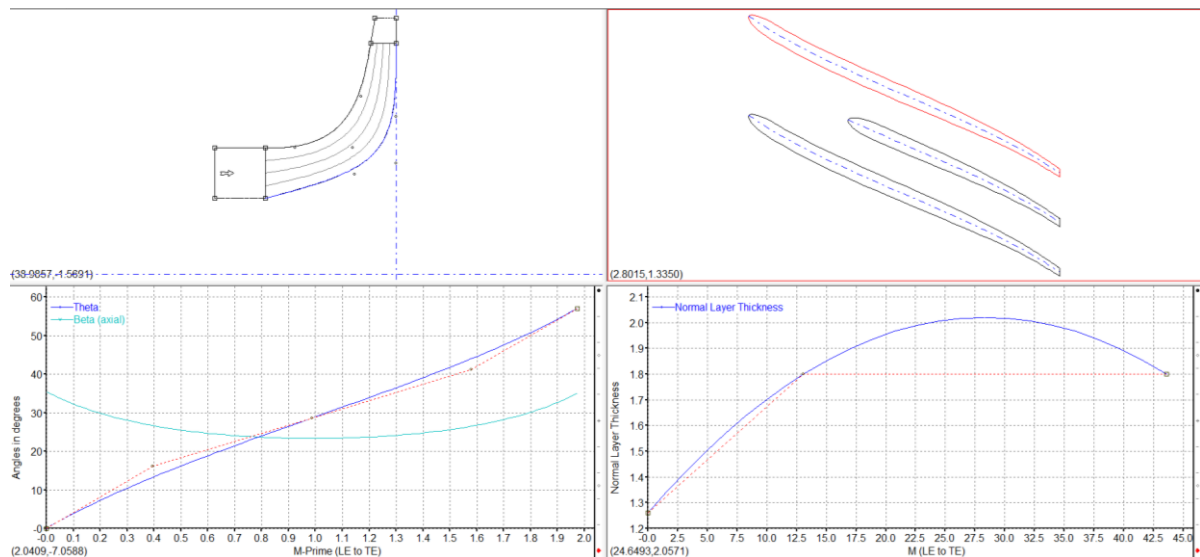
Base duty
 Rotational speed: 57310 rpm Mass flow: 0,119 kg/s

Configuration and Operating Conditions Material Properties

Material option: Select material Material name: Air
 Gas properties model: Ideal gas

Fonte: do autor

Figura 20. Dados da simulação do compressor gerados no *Blade Design*

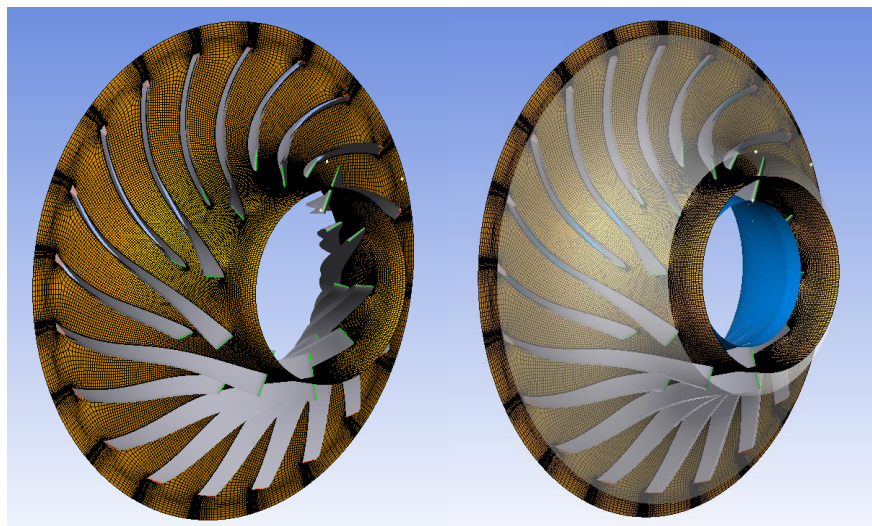


Fonte: do autor

No Turbo Setup da Figura 19, basicamente encontra-se o “setup” definido através das condições de entrada do Vista CCD que serão utilizadas posteriormente no subsistema Setup do Turbomachinery Fluid Flow. O Blade Design, Error! Reference source not found., gera com mais detalhes a vista meridional do compressor e a vista entre lâminas, sendo possível alterá-las livremente neste ambiente.

Seguindo a estrutura mostrada na Figura 13, o passo seguinte foi introduzir o modelo no Turbomachinery Fluid Flow, no qual cria-se a malha automaticamente no Turbo Mesh, a qual possui um total de 199044 nós e 175474 elementos. Ela pode ser visualizada na Figura 21 a qual apresenta no lado esquerdo, a malha principal e as lâminas, e no direito, a malha principal, as lâminas e os encapsulamentos do cubo e do estator

Figura 21. Malha da simulação do compressor gerada pelo *Turbo Mesh*



Fonte: do autor

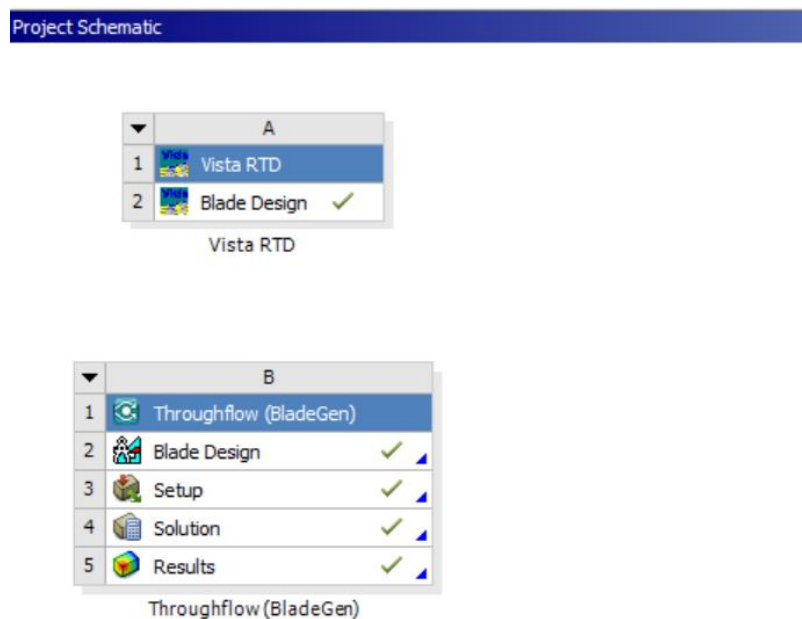
O subsistema *Setup* não foi alterado, pois ao criar a simulação, as condições de contorno são importadas automaticamente do *Turbo Setup*. Para finalizar o processo, o elemento *Solution* foi rodado com a simulação e os resultados foram importados para o último elemento, *Results*.

Como já dito, os resultados das simulações e discussões dos mesmos serão expostos em uma seção própria.

4.2. Simulação da Turbina Radial

A simulação da turbina radial foi muito semelhante à do compressor centrífugo e até mais simples que a primeira. Uma visão geral do *Workbench* do *Ansys* é mostrada na Figura 22, onde observa-se que os únicos sistemas utilizados foram o *Vista RTD* e o *Throughflow* (*BladeGen*).

Figura 22. *Workbench* do software *Ansys* da simulação da turbina radial



Fonte: do autor

Como feito no Vista CCD, no Vista RTD inseriram-se os dados de projeto da turbina radial provenientes dos resultados da modelagem geométrica, obtidos a partir das Tabela 13,15, 16 e 17.

Como são necessárias as características aerodinâmicas, condições de entrada e características geométricas, o “software” então calcula os resultados preliminares a partir dessas entradas e gera os triângulos de velocidade na entrada e na saída da turbina.

Nas Figura 23 e Figura 24 encontram-se as características de entradas aerodinâmicas da turbina tais como condições de operação, eficiência do estágio e propriedades do fluido, e as características geométricas, como diâmetro do rotor, número de lâminas, etc.

Os resultados gerados pelo *Vista RTD*, assim como os triângulos de velocidade encontram-se respectivamente nas Figura 25 e Figura 26.

Figura 23. Vista RTD - dados de entrada e aerodinâmicos

The screenshot displays the 'Aerodynamics' tab of the Vista RTD software. The interface is organized into several sections for inputting data:

- Operating conditions:**
 - Inlet stagnation temperature: 1000,4 K
 - Inlet stagnation pressure: 143,704 KPa
 - Mass flow rate: 0,132 kg/s
 - Expansion ratio $t-t$: 1,198
 - Rotational speed: 57310 rpm
 - Blade speed ratio ($U/C \ t-t$): 0,702
- Fluid properties:**
 - Selected: Fixed values
 - C_p : 1172 J/Kg K
 - R : 286,96 J/Kg K
- Flow angles:**
 - Inlet angle:**
 - Selected: Absolute
 - Value: 70
 - Exit angle:**
 - Selected: Absolute
 - Value: 0
- Efficiencies:**
 - Stage:**
 - Selected: User specify
 - Value: 0,82
 - Nozzle:**
 - Nozzle efficiency: 0,9

Fonte: do autor

Figura 24. Vista RTD - características geométricas

Aerodynamics **Geometry** Results Velocity Triangles

Impeller

Diameters

Shroud exit/inlet radius ratio Hub exit/inlet radius ratio

Vanes

Number of vanes Vane roughness

Mean vane thickness at exit mm Spanwise distribution

Axial length

☒ Correlation ☐ Specify Length/diameter %

Tip clearance

☒ Tip clearance/vane height ☐ Tip clearance mm

Fonte: do autor

Figura 25. Vista RTD - resultados e vista meridional da turbina radial

Aerodynamics **Geometry** **Results** Velocity Triangles

Input Data Summary

T01 (K)	P01 (KPa)	Mass (kg/s)	Exp tt	N (rpm)	U/C	Stg eff (%)	Noz eff (%)	Cp (J/kg K)	R (J/kg K)
1000,4	143,704	0,132	1,198	57310	0,702	82	90	1172	286,96

Imp Thk (mm) Imp Vanes R3shr/R2 R3hub/R2

Performance

W3s/W2	Vax3/U2	Exp ts	Q/Qchk	MrT/P	Pwr (KW)	Rctn	U/C ts	dH/U ²	Ns tt
2,863	0,416	1,217	0,663	2,905E-005	5,491	0,633	0,674	0,832	0,986

T3 (K)	T03 (K)	P3 (KPa)	P03 (KPa)
961,2	964,9	118,09	119,95

Eff (%) : Stg ts Stg tt Imp ts Imp tt

Inlet velocities

Mabs	Mrel	U2 (m/s)	V2 (m/s)	W2 (m/s)	Vw2 (m/s)	Vr2 (m/s)	Alpha2	Beta2
0,324	0,127	223,608	197,976	77,437	186,036	67,712	70	-29,025

Exit velocities at shroud

Mabs	Mrel	U3 (m/s)	V3 (m/s)	W3 (m/s)	Vw3 (m/s)	Vax3 (m/s)	Alpha3	Beta3
0,154	0,367	201,247	93,099	221,739	0	93,099	0	-65,174

Impeller geometry

d2 (mm)	Tip Width (mm)	d3hub (mm)	d3shr (mm)	d2/d3rms	Beta3rms	Beta3shr	Beta3hub	L/D
74,518	17,659	16,766	67,066	1,524	-57,597	-65,174	-28,387	0,61

Nozzle geometry

Q/Qchk	Inner Dia (mm)	Vless A/R (mm)	Tht Area (mm ²)
0,522	85,695	40,384	1414

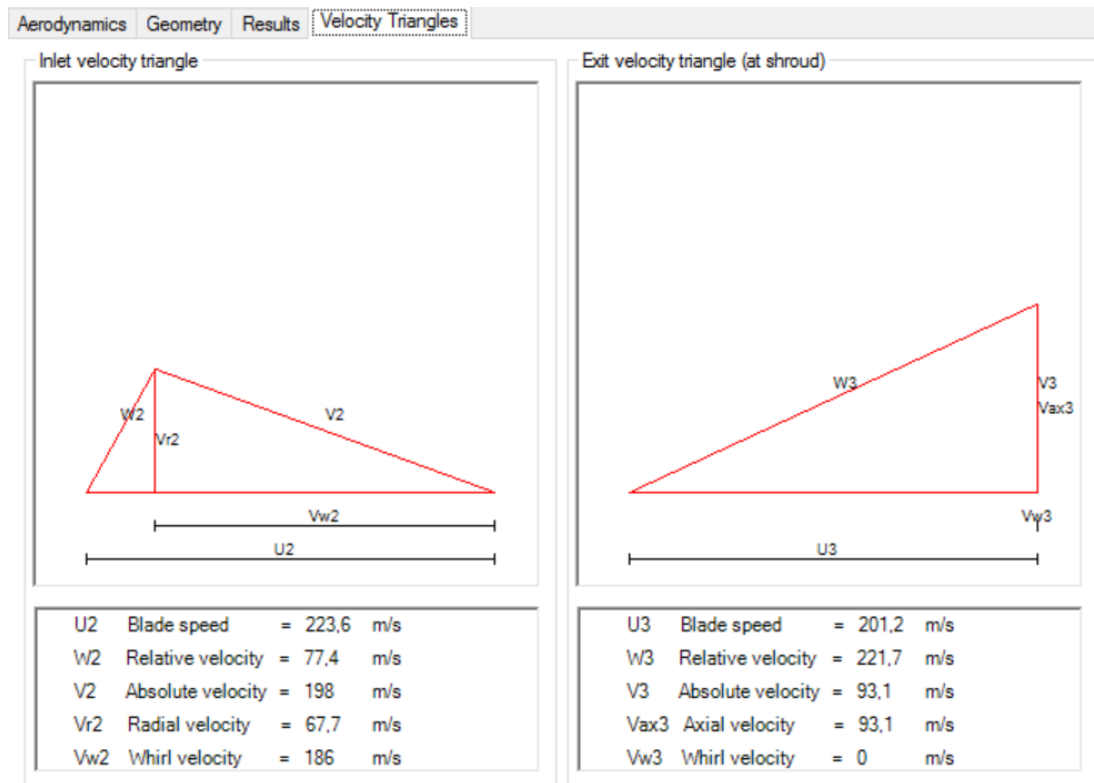
Units

☒ SI ☐ Imperial

Meridional View:

Fonte: do autor

Figura 26. Vista RTD - triângulos de velocidades da turbina



Fonte: do autor

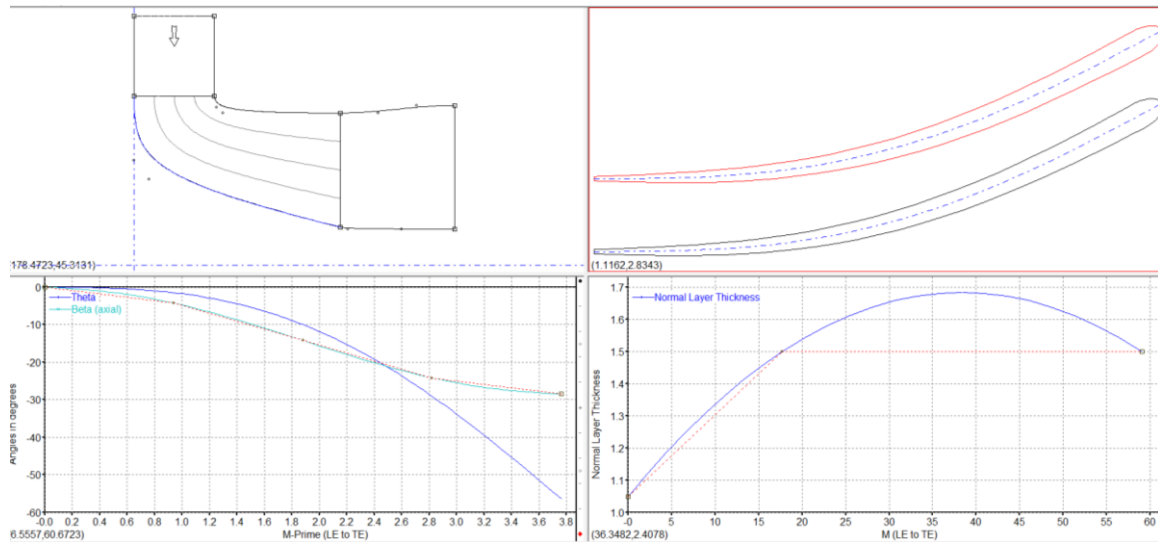
Na Figura 25 observa-se que os resultados da modelagem geométrica foram muito próximos aos gerados pelo *Vista RTD*. Tem-se um diâmetro d_5 calculado de 74,5 mm enquanto o gerado na simulação foi de 74,518 mm, em “*impeller geometry*”, d_2 . A razão b_5/d_5 calculada foi de 0,2375, o que pede uma profundidade de lâmina de 17,55 mm, enquanto o número gerado pelo “*software*” indica o valor de 17,659 mm, ainda em “*impeller geometry*”, “*tip width*”. Outras características comprovam que o calculado na modelagem geométrica serve para essa simulação.

A partir da Figura 26 comprovam-se os triângulos de velocidade. Calculou-se C_5 , velocidade de entrada de 198,4 m/s e obteve-se 198 m/s, em “*V2 absolute velocity*”. A velocidade do rotor u_5 foi basicamente a mesma, 223,55 m/s calculado e 223,6 m/s gerado, “*U2 Blade speed*”.

Com esses valores confirmados é possível transferir esses dados para o sistema *Throughflow (BladeGen)*, onde assim como no compressor radial foi criado um sistema *Blade*

Design. Na Figura 27 observa-se a vista meridional detalhada e o perfil entre lâminas da turbina gerada pelo subsistema em questão.

Figura 27. Dados da simulação da turbina gerados pelo *Blade Design*



Fonte: do autor

Esses perfis gerados não foram alterados, por isso passou-se para o elemento Setup. Vale lembrar que este foi gerado automaticamente pelas condições impostas no Vista RTD e não foi preciso alterá-lo. Observa-se o esquema deste subsistema com seus valores na Figura 28.

Por fim, executou-se a simulação e obtiveram-se os resultados tais como as vistas meridionais de pressão, temperatura, número de Mach e outros, todos mostrados em uma seção a parte.

Figura 28. Setup da simulação da turbina

	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	P
2	General			
3	Component ID	Setup 1		
4	Directory Name	TFBG		
5	Notes			
6	Notes			
7	Used Licenses			
8	Last Update Used Licenses	Not Applicable		
9	Solver Settings			
10	Number of Streamlines	9		
11	Maximum Iterations	1000		
12	Operating Conditions			
13	Machine Rotational Direction	Right-handed		
14	Machine Rotational Speed	57310	rev min ⁻¹	
15	Flow Option	Mass Flow		
16	Mass Flow Rate	0,132	kg s ⁻¹	
17	Inlet Total Pressure	1,426E+05	Pa	
18	Inlet Total Temperature	1000,4	K	
19	Inlet Swirl Angle	70	degree	
20	Reference Values			
21	Reference Diameter Option	Automatic		
22	Polytropic Efficiency	0,85		
23	Fluid Properties			
24	Fluid Option	Ideal Gas		
25	Gas Specific Heat Cp	1172	J kg ⁻¹ C ⁻¹	
26	Specific Heat Ratio	1,3242		
27	Dynamic Viscosity	0	Pa s	
28	Initial Conditions			
29	Initial Cm/U_ref	0,3		

Fonte: do autor

5. Resultados da Simulação em Ambiente CFD

Após executar a simulação do compressor e da turbina, obtiveram-se resultados, tais como performance, contornos meridionais de pressão estática, número de Mach relativo, velocidade meridional, entre outros.

Vários perfis foram gerados pela simulação, no entanto alguns apresentam uma relevância menor ao projeto do que outros; por isso, os perfis meridionais serão mostrados e analisados com prioridade, os quais mostram as principais características estudadas no âmbito do turbocompressor.

Todos os resultados serão discutidos em uma seção a parte com o intuito de melhor organização do projeto.

5.1. Resultados da Simulação do Compressor Centrífugo

Nesta seção serão expostos os resultados da simulação do compressor centrífugo. As vistas de maior importância ao projeto serão mostradas e discutidas.

Na Tabela 18 encontram-se os resultados de performance do compressor, enquanto na Tabela 19 um sumário das principais variáveis envolvidas na simulação.

Tabela 18. Resultados de performance do compressor

Velocidade de Rotação	-6001.4900	[radianos s ⁻¹]
Diâmetro das lâminas	0.0857	[m]
Velocidade das lâminas	257.2320	[m s ⁻¹]
Vazão Mássica	0.1190	[kg s ⁻¹]
Potência	4120.5700	[W]
Coeficiente de Fluxo na entrada	0.0539	
Razão de Pressão Total	1.5575	
Razão de Temperatura Total	1.1518	
Eficiência Isentrópica Total-Total	92.1027	
Eficiência Politrópica Total-Total	92.5911	
Carga Politrópica	42070.2000	[J kg ⁻¹]
Coeficiente de Carga Politrópico	0.6358	

Fonte: do autor

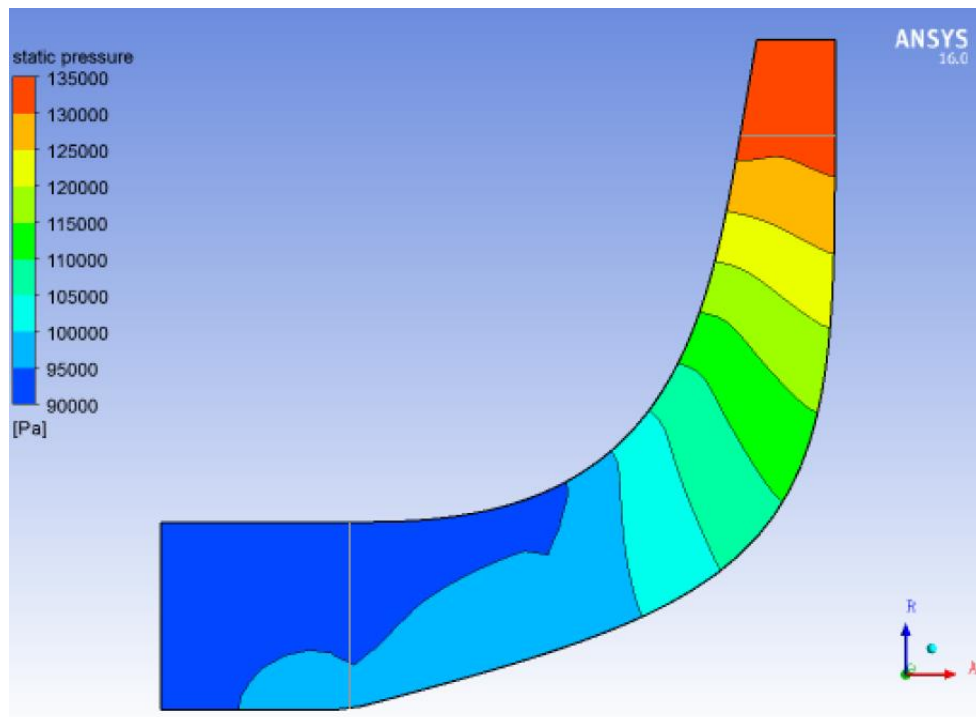
Tabela 19. Sumário das variáveis envolvidas na simulação do compressor

Parâmetro	Entrada	“<i>LE Cut</i>”	“<i>TE Cut</i>”	Saída	Unidade
Densidade	1.1250	1.1174	1.4020	1.4255	[kg m ⁻³]
P	94792.5000	94027.3000	131133.0000	134513.0000	[Pa]
P0 (abs)	99994.8000	100260.0000	158756.0000	155744.0000	[Pa]
P0 (rel)	99987.9000	99720.3000	98077.6000	98479.0000	[Pa]
T	293.4850	292.5060	324.6080	327.9550	[K]
T0 (abs)	298.0030	298.1740	343.3890	343.2400	[K]
T0 (rel)	297.9970	297.9980	298.9700	299.6700	[K]
H	-4685.2800	-5668.7000	26574.7000	29936.2000	[J kg ⁻¹]
H0	-147.9740	23.9680	45437.6000	45288.6000	[J kg ⁻¹]
Rotalpia	-153.8290	-152.9590	823.6040	1526.3000	[J kg ⁻¹]
Entropia	3.2970	3.8748	11.5737	14.1986	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
Mach (abs)	0.2773	0.3021	0.5258	0.4557	
Mach (rel)	0.4360	0.4393	0.3220	0.4386	
Cm	95.2432	100.4890	76.1576	72.3377	[m s ⁻¹]
Cu	0.0368	3.9594	172.6780	147.5180	[m s ⁻¹]
C	95.2451	103.5740	190.2560	165.5940	[m s ⁻¹]
Wu	-115.1490	-111.4770	-84.5534	-138.6650	[m s ⁻¹]
W	149.7610	150.5610	116.4400	159.4290	[m s ⁻¹]
Ângulo de Fluxo (abs)	0.0238	2.9797	60.5544	62.4715	[degree]
Ângulo de Fluxo (rel)	-50.0774	-47.9168	-48.4847	-62.2264	[degree]

Fonte: do autor

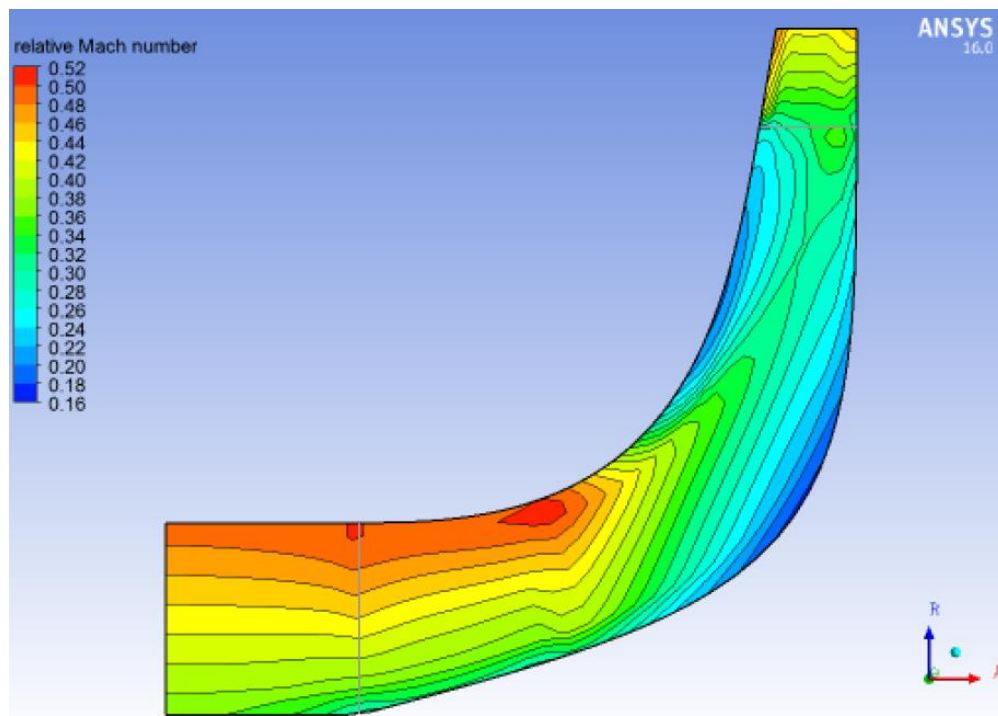
Observação: os termos “*LE Cut*” e “*TE Cut*” são apresentados na Tabela 19 e significam “*Leading Edge Cut*” e “*Trailing Edge Cut*” respectivamente, são cortes na borda da entrada e na saída das lâminas, intermediários entre entrada e saída do compressor.

Figura 29. Vista meridional da pressão estática do compressor centrífugo



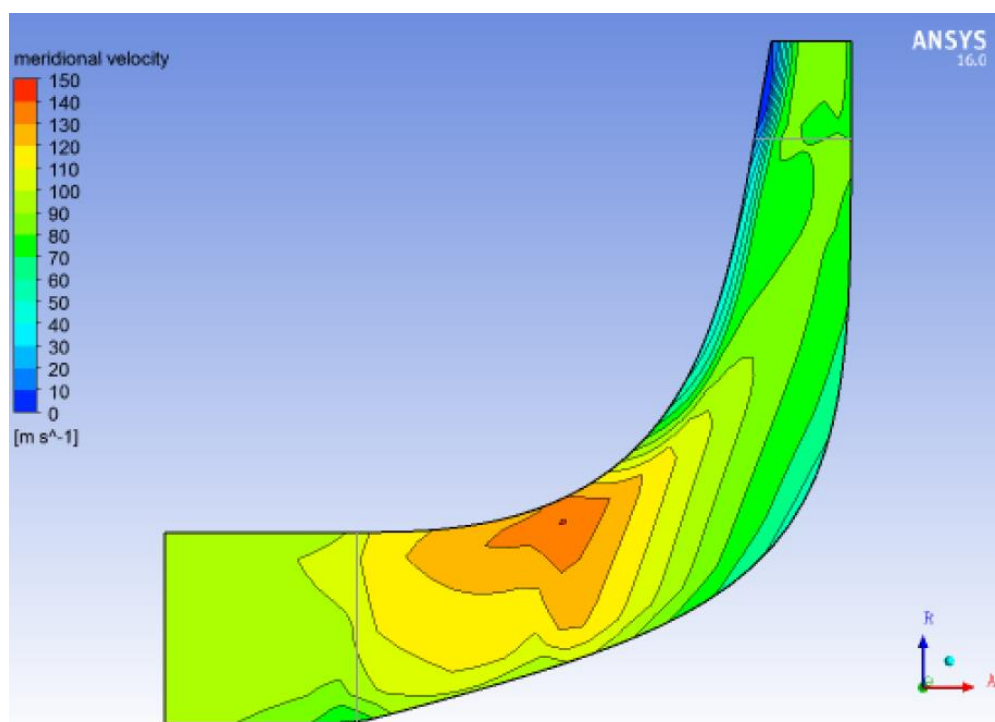
Fonte: do autor

Figura 30. Vista meridional do número de Mach relativo do compressor centrífugo



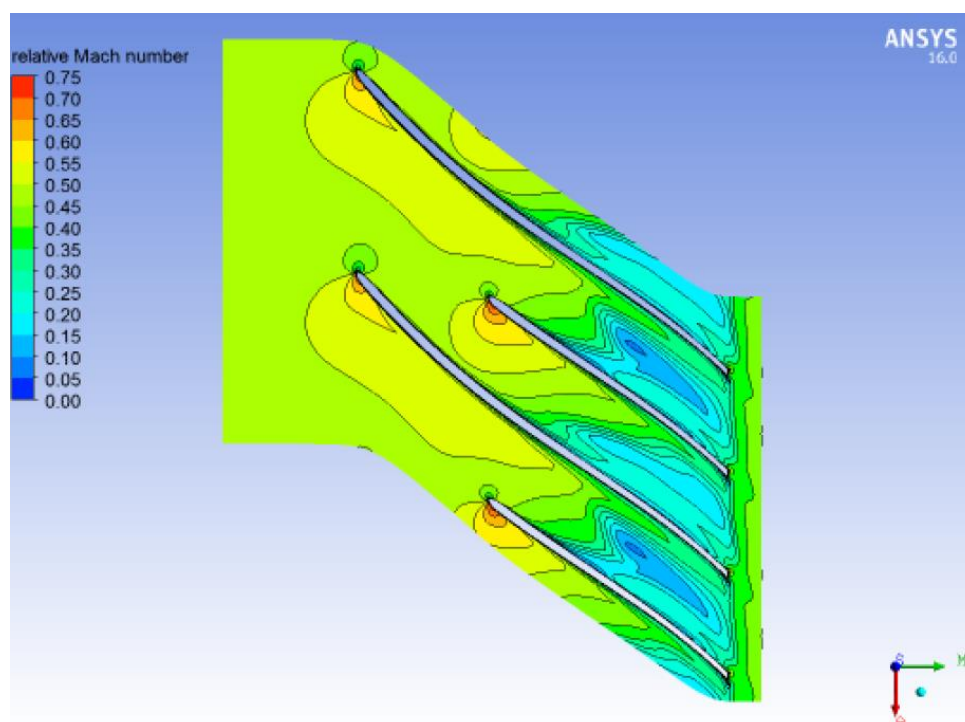
Fonte: do autor

Figura 31. Vista meridional da velocidade meridional do compressor centrífugo



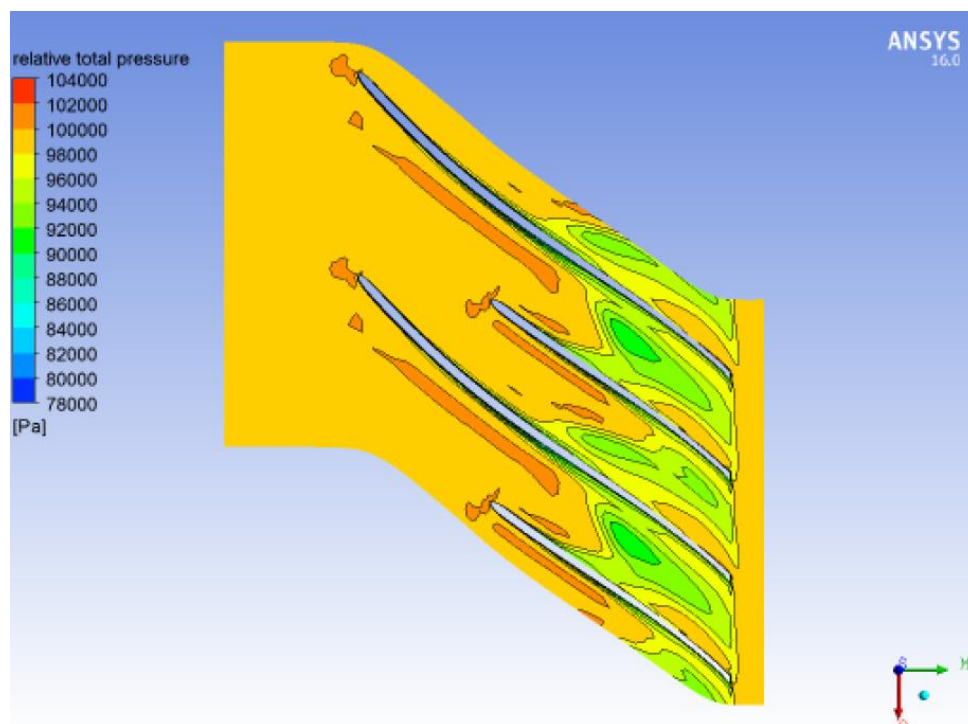
Fonte: do autor

Figura 32. Vista entre lâminas do número de Mach relativo



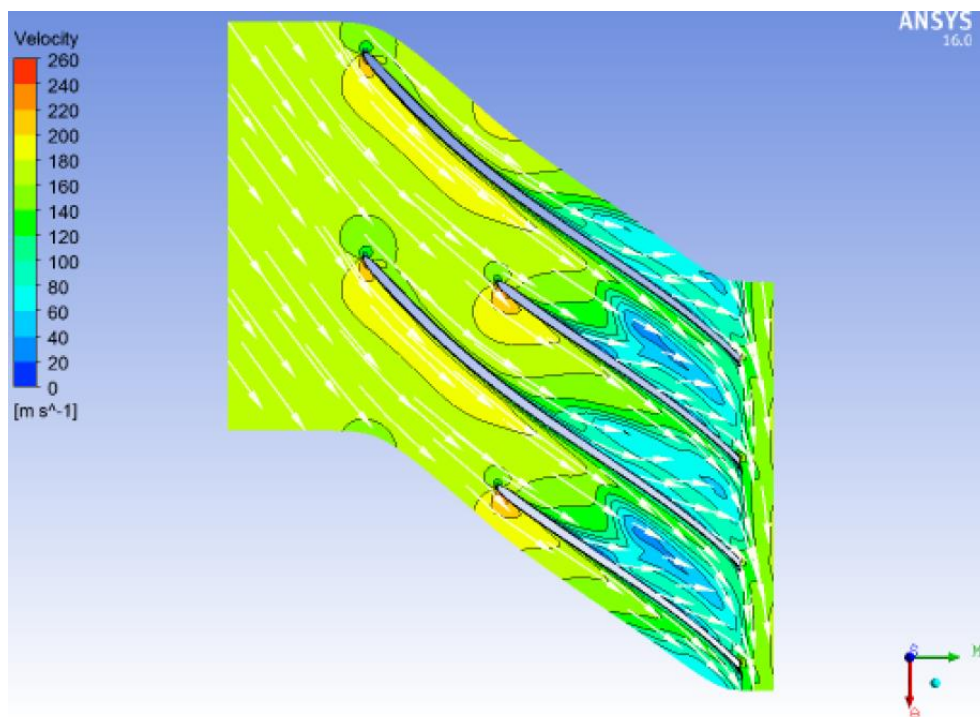
Fonte: do autor

Figura 33. Vista entre lâminas da pressão total relativa



Fonte: do autor

Figura 34. Vista entre lâminas dos vetores de velocidade



Fonte: do autor

5.2. Resultados da Simulação da Turbina Radial

Do mesmo modo que o compressor centrífugo, os resultados principais da simulação da turbina radial encontram-se expostos nesta seção e serão discutidos.

Na Tabela 20 encontra-se um sumário dos dados de entrada e os resultados de performance da turbina radial, contendo as principais grandezas envolvidas na simulação.

Os perfis meridionais da velocidade absoluta do fluxo na direção meridional e na direção da velocidade do rotor encontram-se nas Figura 35 e Figura 36, os contornos de pressão e temperatura nas Figura 37 e Figura 38, o contorno da razão de “choke” na Figura 39 e, por fim, na Figura 40, o contorno do erro de solução.

Como foi usado Throughflow nesta simulação, não foram gerados os perfis entre lâminas.

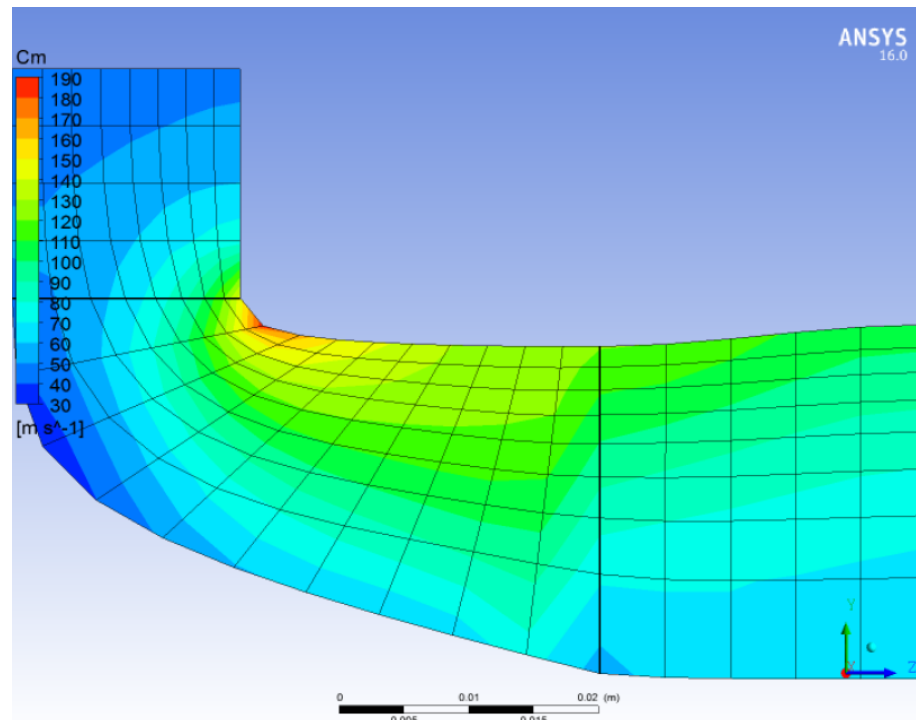
Desta maneira os principais resultados da simulação da turbina radial encontram-se expostos e finalizam-se os resultados da simulação em ambiente CFD. Na seção seguinte estes serão analisados e discutidos.

Tabela 20. Sumário dos dados de entrada e resultados de performance

Velocidade de Rotação	6001.4900	[radianos s ⁻¹]
Vazão Mássica	0.1320	[kg s ⁻¹]
Pressão Total na Entrada	142599.0000	[Pa]
Pressão Total na Saída	1000.4000	[K]
Ângulo do Fluxo na Entrada	70.0000	[degree]
Gás R	286.9600	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
Gás Cp	1172.0000	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
Gás Gamma	1.3240	
Diâmetro de Referência	0.0745	[m]
Velocidade das Lâminas de Referência	223.6080	[m s ⁻¹]
Número de Mach nas Lâminas de Referência	0.3627	
Densidade Total na Entrada de Referência	0.4967	[kg m ⁻³]
Viscosidade Dinâmica de Referência	0.0000	[Pa s]
Coeficiente do Fluxo de Referência	0.2140	
Número de Reynolds de Referência	194030.0000	
Potência de Entrada	-5357.8000	[W]
Razão de Pressões Total-Total	0.8437	
Razão de Pressões Estática-Total	0.8323	
Eficiência Isentrópica Total-Total %	84.9300	
Eficiência Isentrópica Total-Estática %	78.7600	
Eficiência Politrópica Total-Total %	84.6700	
Eficiência Politrópica Total-Estática%	78.3800	

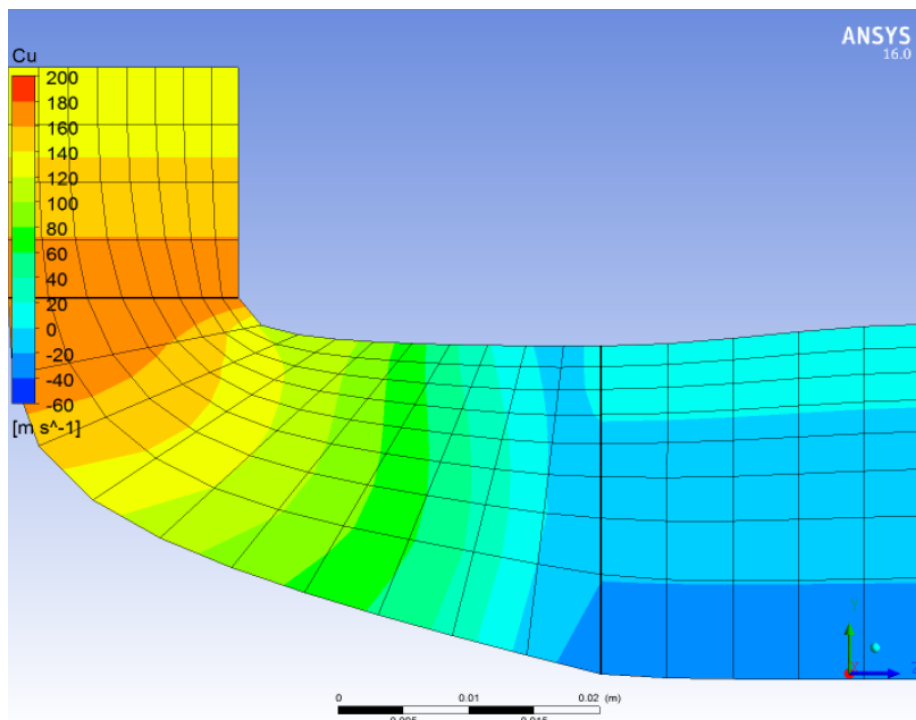
Fonte: do autor

Figura 35. Vista meridional da velocidade absoluta do fluxo na direção meridional



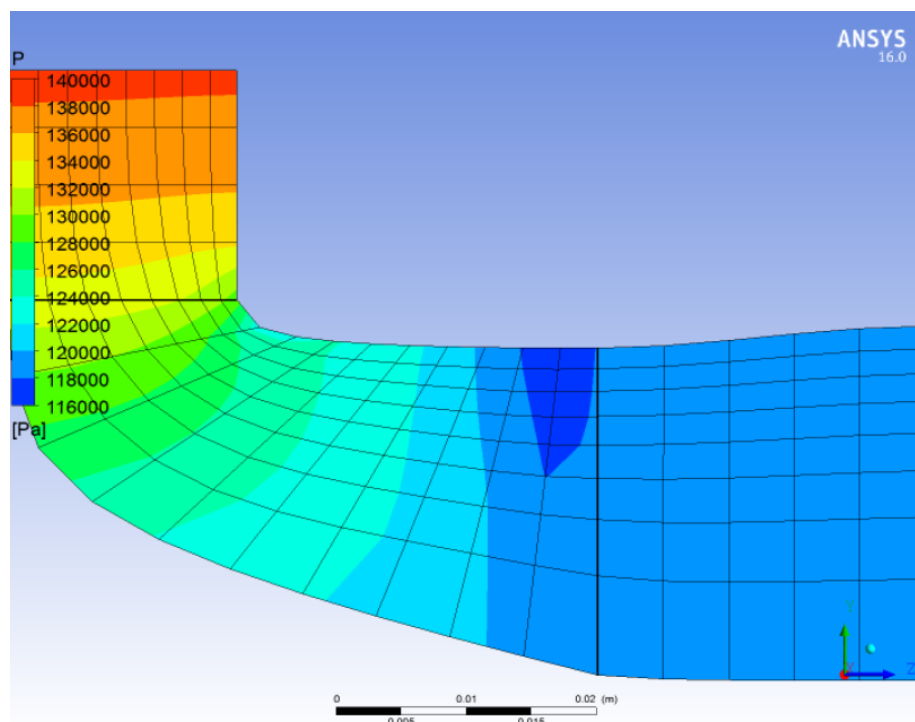
Fonte: do autor

Figura 36. Vista meridional da velocidade absoluta do fluxo na direção da velocidade do rotor



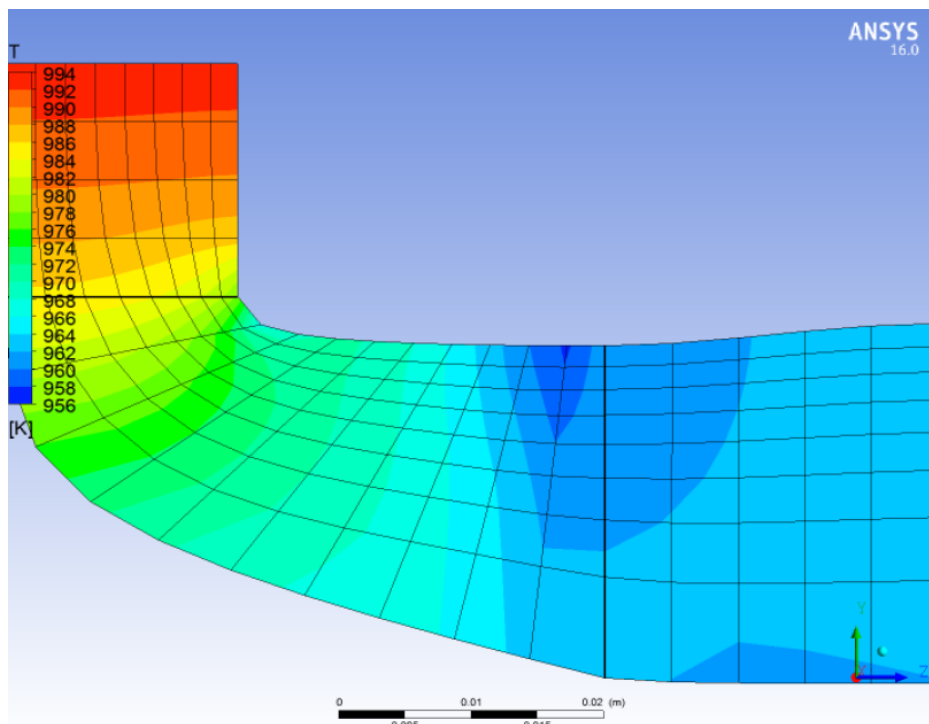
Fonte: do autor

Figura 37. Vista meridional do contorno da pressão estática



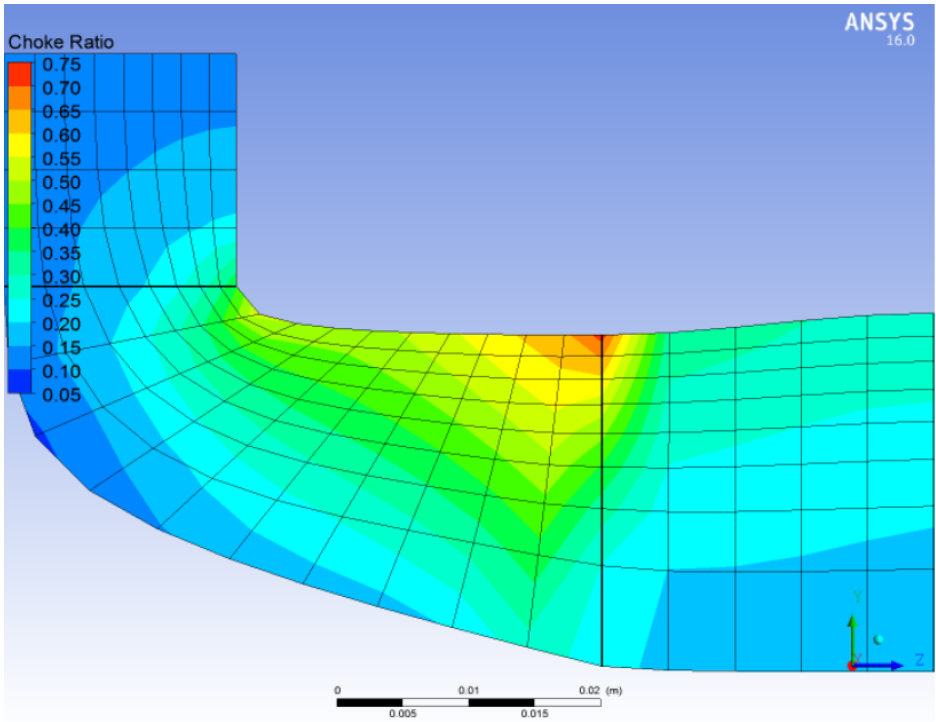
Fonte: do autor

Figura 38. Vista meridional da temperatura



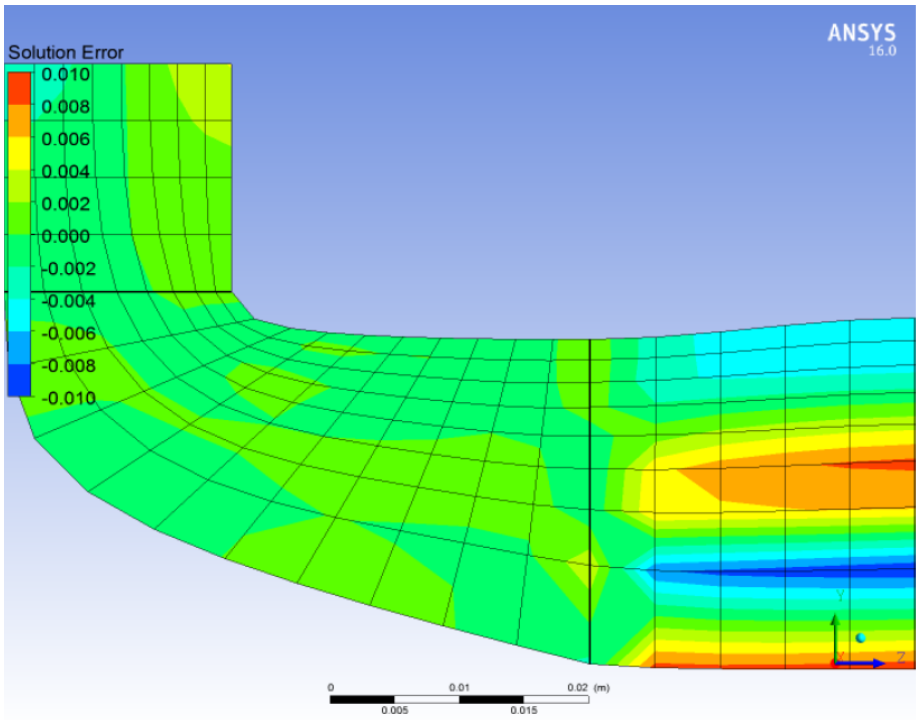
Fonte: do autor

Figura 39. Vista meridional da razão de “choke”



Fonte: do autor

Figura 40. Vista meridional do erro de solução



Fonte: do autor

6. Discussão e Análise dos Resultados

Nesta seção se discutem os resultados obtidos com o modelo teórico unidimensional e com a metodologia de simulação no ANSYS. Esta seção, assim como as outras encontra-se dividida em análise dos resultados do compressor centrífugo e da turbina radial havendo ainda uma discussão dos resultados gerais, onde será feita uma análise do turbocompressor em si e de como isso afeta a operação do motor com o aparato.

Também serão discutidos os benefícios em utilizar o projeto em questão e um comparativo com outros motores sem turbocompressor e com motores somente a gasolina.

6.1. Discussão e Análise dos Resultados do Compressor Centrífugo

Desde o início do projeto, esperou-se obter um compressor centrífugo que pudesse operar nas condições de vazão mássica e temperatura do ar que entra na câmara de combustão e que aumentasse a pressão desse para 1,5 bar. O aumento de pressão foi restrito somente a 0,5 bar devido ao risco de autoignição do combustível, conforme mencionado anteriormente.

Essas condições foram atendidas, como visto na Tabela 18, pois a razão de pressão entre entrada e saída foi de 1,5575, o que é satisfatório para o modelo em questão, não devendo gerar problemas de autoignição. Caso ocorra, a sonda lambda presente em todos os sistemas dos motores atuais detectará isso e o ponto de ignição será atrasado.

Ainda na Tabela 18 observa-se uma eficiência politrópica calculada de 92,5911%, um pouco maior do que o assumido para os cálculos (92%, Tabela 5), e razão de temperaturas de 1,1518, muito próximo ao valor calculado de 1,1508 (Tabela 6). A potência necessária para a operação do compressor é de 4120,5700 W, o que significa que a turbina deve fornecer esta potência mais o necessário para compensar as perdas no rolamento.

Na Tabela 19 se apresentam a densidade do ar ao sair do compressor, a pressão estática P e a absoluta P_0 (abs). Vê-se um aumento na densidade do ar de 1,1250 kg/m³ para 1,4255 kg/m³ na saída do compressor, e uma pressão estática de 1,345 bar e absoluta de 1,557 bar também na saída do compressor.

A densidade na saída está próxima da calculada (1,3712 kg/m³, Tabela 11). No entanto, uma pressão estática de 1,345 bar significa que o fluxo de ar ainda apresenta uma velocidade

relativamente alta na saída, pois é menor em pouco mais de 0,2 bar da pressão absoluta. Por isso foi calculado um difusor na Tabela 12. Com um diâmetro maior, os gases perdem velocidade e a pressão estática aumenta, nunca se igualando a pressão absoluta pois significaria que os gases se encontram em um estado de repouso. O difusor não foi incluso na simulação, porém é comum em projetos de compressores centrífugos e seu diâmetro encontra-se a 80% do limite de estabilidade. Por essa razão, não devem haver problemas relativos a estabilidade do mesmo.

Ainda na Tabela 19, encontram-se entalpia, número de Mach, velocidade absoluta, velocidade relativa e os ângulos de fluxo. Destes resultados, o mais importante para a análise são os números de Mach, que não foram maior que 1 em nenhuma das situações, o que evita escoamentos supersônicos e choque.

A velocidade absoluta do fluxo na entrada, calculada pela simulação em 95,2451 m/s, foi próxima à calculada utilizando o método iterativo (C_x , igual a 95,1390 m/s, Tabela 9). O ângulo do fluxo na entrada foi projetado para 0° e 60° na saída; os valores encontrado na simulação foram de $0,0238^\circ$ e $62,4715^\circ$ respectivamente, ambos muito próximos do projeto, não devem oferecer problemas para a operação do compressor.

Na Tabela 21 se apresenta um comparativo entre os resultados obtidos a partir da modelagem teórica e da simulação do compressor centrífugo e mostra o erro porcentual, tomando o resultado da simulação como base. Nela, observa-se que os erros foram pequenos, não ultrapassando 4%, o que demonstra a precisão do modelo utilizado neste projeto.

Com relação às vistas meridionais de pressão, velocidade, número de Mach, etc, vê-se na Figura 29, o contorno de pressão estática, onde na entrada do compressor o fluxo apresenta 0,9 bar e na saída, 1,35 bar. Como comentado o difusor deste projeto faz o papel de aumentar a pressão estática e diminuir a velocidade.

Na Figura 30, se observa o contorno do número de Mach relativo, o qual nunca passou de 1, com seu maior valor atingindo 0,52 em uma região logo após a entrada do compressor, próxima ao estator. É por esse motivo que a abordagem foi encontrar um diâmetro que minimizasse a velocidade relativa no estator, onde se encontram as maiores velocidades e números de Mach e o maior risco de escoamento supersônico. Também se observam números de Mach maiores na saída, o que é normal visto que o fluxo é acelerado ao passar pelas lâminas.

Com esses números, o risco de choque é mínimo, o que significa que o compressor poderia até ser utilizado para velocidades de entrada um pouco maiores.

O contorno de velocidade meridional encontra-se na Figura 31, onde nenhum valor fora do comum foi obtido, com um máximo de 150 m/s na mesma região onde os maiores números de Mach estão presentes, o que já era esperado.

As Figura 32, 33 e 34 apresentam os perfis entre lâminas do número de Mach relativo, pressão total relativa e velocidades. O número de Mach nestes perfis também não passou de 1, com um máximo de 0,75 em uma região logo abaixo da ponta das lâminas, mesma região onde estão as maiores velocidades. A distância entre as lâminas também atua como um gargalo para o fluxo. Por esses dois motivos deve-se tomar cuidado ao projetar as lâminas e evitar fluxo supersônico, o qual não ocorreu no projeto, assim como o deslocamento da camada limite do.

Embora com algumas diferenças entre o calculado no modelo teórico e o simulado em CFD, o compressor centrífugo projetado conseguiu, para as condições de operação impostas, gerar uma razão de pressão aceitável, sem apresentar em nenhum momento, escoamento supersônico, choque, instabilidade ou qualquer outra anomalia.

Sendo assim, os resultados da simulação comprovam os requisitos de projeto.

Tabela 21. Comparação entre os resultados da modelagem teórica e simulação do compressor centrífugo

Parâmetro	Modelagem Teórica	Simulação	Erro Porcentual Absoluto (%)
Aumento de Pressão $p_{0,1}/p_{st,3}$	1,5	1,5575	3,69
Eficiência Politrópica %	92	92,5991	0,647
Razão entre as temperaturas $T_{0,3}/T_{0,1}$	1,1508	1,1518	0,087
Densidade na saída $\rho_{st,2}$ [kg/m ³]	1,3712	1,4255	3,809
Velocidade do fluxo de entrada C_x [m/s]	95,1390	95,2451	0,111
Ângulo do fluxo na entrada α_{c1} [graus]	0	0,0238	2,38
Ângulo do fluxo na saída α_{c2} [graus]	60	62,4715	3,9562

Fonte: do Autor

6.2. Discussão e Análise dos Resultados da Turbina Radial

Para o projeto da turbina esperava-se, com a mesma rotação do compressor obter uma turbo-áquina com potência suficiente para mover o eixo acoplado ao compressor e superar as perdas no rolamento.

Na Tabela 18 observa-se que, para mover o compressor são necessários 4120,57 W, enquanto na Tabela 20 consta que a potência de entrada da turbina foi de -5357,8 W, sinal negativo adotado pelo software, houve geração de energia a partir dos gases de exaustão como esperado. Esse valor de potência é suficiente para atender ambos os requisitos de projeto da turbina.

Ainda na Tabela 20, tem-se uma eficiência isentrópica de estágio, $\eta_{p,t,ts}$, de 0,7876, o que foi menor que a suposta de 0,82, mas ainda encontra-se dentro de uma margem de tolerância de erro aceitável visto que esse valor foi somente suposto para os cálculos da modelagem teórica.

As Figura 35 e Figura 36 apresentam os perfis das velocidades absolutas nas direções meridional e do rotor; ambos os perfis encontram-se dentro do esperado, com valores do número de Mach menores que 1.

O contorno de pressão estático mostra-se na Figura 37, o esperado era uma pressão de entrada de 1,437 bar (Tabela 15), e na saída de 1,2 bar (Tabela 13). No perfil, esses valores encontram-se na entrada próximos a 1,4 bar e na saída em 1,16 bar. No entanto trata-se de pressão estática e como o fluido apresenta velocidade a pressão absoluta é um pouco maior e, portanto, essas variações de valores da pressão estática não são relevantes.

As temperaturas de entrada e saída da turbina radial são, respectivamente, 1000,387 K e 964,8405 K, ambos valores encontrados na Tabela 15. Enquanto isso, na Figura 38, essas temperaturas giram em torno de 994 K e 962 K, diferença de somente 6 K na entrada e menos de 2 K na saída, o que comprova a veracidade dos cálculos realizados durante a modelagem.

Na Tabela 22, do mesmo modo que na Tabela 21, encontra-se um comparativo entre os resultados da modelagem teórica e da simulação da turbina radial, tomando como base o

resultado da simulação. O erro porcentual absoluto também se apresenta, não chegando a 5%, o que demonstra valores da simulação muito próximos aos da modelagem teórica.

A razão de choque se apresenta na Figura 39, esta quantidade impõe que onde o fluido encontra-se parado não haverá aumento algum de vazão mássica se houver diminuição na pressão de saída com a pressão de entrada fixa. Na maior parte da turbina, o fluido se manteve longe desse regime, com razão de até no máximo 0,3. Somente na parede do estator, próximo à saída da turbina, esses valores aumentaram e chegaram até 0,75. Mesmo sendo uma região pequena em que esse valor foi atingido é necessário tomar cuidado e evitar que a razão chegue a 1. No entanto, como no trabalho se projeto a turbina para a vazão mássica máxima do motor, não deve haver problemas em outras condições de operação.

Por fim, a Figura 40 mostra o erro de solução da simulação da turbina, o qual foi muito pequeno, no máximo 0,01, não sendo o suficiente para duvidar da veracidade dos resultados da simulação.

Mesmo com diferenças entre os resultados de modelagem e de simulação em CFD da turbina radial, esta conseguiu atender aos requisitos de projeto, suprir potência suficiente para mover o compressor e superar as perdas nos rolamentos, mantendo-se fora do regime de choque e não apresentando anomalias.

Tabela 22. Comparação entre os resultados da modelagem teórica e simulação da turbina radial

Parâmetro	Modelagem Teórica	Simulação	Erro Porcentual Absoluto (%)
Eficiência isentrópica de estágio $\eta_{p,t,ts}$	0,82	0,7876	4,0741
Pressão de entrada $p_{0,4}$ [bar]	1,437	1,4	2,6429
Pressão de Saída $p_{st,7}$ [bar]	1,2	1,16	3,4483
Temperatura de entrada $T_{0,4}$ [K]	1000,387	994	0,6426
Temperatura de saída T_6 [K]	964,8406	962	0,2953

Fonte: do Autor

6.3. Comparativo de eficiência energética

Nos resultados anteriores foi comprovado que o turbocompressor projetado para o motor deste trabalho atende aos requisitos de projeto. Nesta seção será discutido como este influi no funcionamento do motor, além de serem apresentados os valores da ~~itens como~~ potência teórica do motor aspirado e com turbo, potência real e potência específica. Esses serão parâmetros chave para avaliar se é interessante utilizar o turbocompressor neste motor e compará-lo com outros de diferentes potências e volumes.

Primeiramente é necessário realizar um cálculo da potência teórica do motor.

$$P_{th} = \eta_{th} \cdot Q_{in} \cdot n \cdot z \cdot k \quad (6.1)$$

$$\eta_{th} = 1 - \left| \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \right| \quad (6.2)$$

Onde k é uma constante igual a 0,5 para motores de quatro tempos e 1 para motores e dois tempos. A eficiência teórica é calculada através da razão entre os calores que entram e saem do motor durante o ciclo Otto.

Da Tabela 4 tem-se que Q_{in} é igual a 1,78E+03 J e Q_{out} , -6,48E+02 J, o que resulta em uma eficiência teórica, η_{th} , de 0,6347. Com os dados da mesma tabela obtém-se uma potência teórica do motor com turbo a 1,5 bar de 225,332 kW ou 306,36 CV. Para a comparação, utilizou-se o mesmo procedimento descrito na seção 2.1 para calcular a potência do motor aspirado, ou seja, a variável pressão foi alterada para 1 bar e nenhuma outra condição inicial foi modificada.

Com a pressão de entrada igual a 1 bar, tem-se uma potência teórica do ciclo de 150,221 kW ou 204,24 CV. No entanto, é necessário encontrar a eficiência mecânica, η_m , que é o quão próximo do ciclo ideal o motor se encontra. Em [7] tem-se que a potência máxima líquida ou potência efetiva desse motor a 6000 rpm, a rotação para o qual o turbocompressor foi projetado, é de 102 CV; assim, a eficiência mecânica será igual a potência efetiva a 1 bar dividida pela teórica na mesma pressão (0,499).

A mesma analogia pode ser feita para o motor operando a 1,5 bar, ou seja, este gera uma potência efetiva de 153 CV nessa pressão. Esses dados encontram-se sumarizados na Tabela 23, na qual também foram calculadas as potências específicas, em CV/l.

Tabela 23. Comparativo de potência e eficiências

η_{th}	0,6347
P_{th} a 1 bar (kW)	150,221
P_{th} a 1 bar (CV)	204,244
P_{th} a 1,5 bar (kW)	225,332
P_{th} a 1,5 bar (CV)	306,366
P_{ef} a 1 bar (CV)	102
η_{mec}	0,499
P_{ef} a 1,5 bar (CV)	153
Potência específica aspirado (CV/l)	72,85714286
Potência específica turbo (CV/l)	109,2857143

Fonte: do autor

A eficiência teórica do ciclo Otto não muda, pois esta independe da pressão de entrada e não analisa o uso da energia dos gases de exaustão como uma forma de dar um “*boost*” de potência no motor. Dessa maneira, a energia que antes era perdida é agora utilizada para outro propósito. Algumas configurações associam uma outra turbina para mover um motor elétrico e alimentar uma bateria, desta forma que a energia dos gases é aproveitada ainda mais. Há muitas maneiras de aproveitar essa energia e aumentar a eficiência geral do motor, sendo que a apresentada neste projeto é apenas uma delas.

Na Tabela 23, observa-se o aumento da potência específica e também um aumento de potência efetiva de 102 CV para 153 CV, potência essa só em encontrada em carros com motores 2.0 ou superiores no mercado nacional.

Para comparativo, modelos como o Toyota Corolla XEi 2.0 AT e o Honda Civic Sport 2.0 possuem potências de 154 CV [9] e 155 CV [10] e potências específicas de 77,54 CV/l e 77,62 CV/l, o que mostra que poderiam ser facilmente diminuídos para um motor de 1.4 l como o usado neste trabalho, porém apresentado uma potência específica maior devido ao uso de um turbocompressor.

Como dito na introdução deste projeto, a prática de aplicar turbos em motores e diminuir o seu volume, o “*downsizing*”, já é amplamente utilizada em países da Europa, da América do Norte e da Ásia e poderia ser facilmente empregada no mercado brasileiro para aumentar sua eficiência energética.

Finalizando, este trabalho não somente mostrou o projeto preliminar para um turbocompressor específico para a operação de automóveis a álcool, mas também checkou teoricamente sua operação, e mostrou os benefícios de fazê-lo através de comparação com modelos de motores que não possuem tal sistema.

7. Conclusões

A partir das condições iniciais de operação de um automóvel a álcool típico e da modelagem simplificada do ciclo Otto, mostrou-se como realizar o projeto preliminar de um turbocompressor, separando-o em um compressor centrífugo e uma turbina radial. O processo de fabricação do aparato e projeto dos rolamentos não foi incluso, pois estes não se encontravam nos objetivos do trabalho.

Com o projeto teórico preliminar pronto, simulações em ambiente CFD foram desenvolvidas para comprovar os resultados obtidos da modelagem teórica. A simulação foi realizada utilizando o software *Ansys* e alguns de seus muitos subsistemas tais como *Throughflow*, *Vista CCD*, *Vista RTD*, *Turbomachinery Fluid Flow*, *Blade Gen* e *Turbo Setup*, com os quais se obtiveram os perfis das lâminas, triângulos de velocidade, mapas de performance e diversos contornos de pressão, temperatura, “choke ratio”, número de Mach, e outros.

Os resultados de simulação e os perfis gerados comprovaram os requisitos de projeto e a veracidade do modelo teórico utilizado. Por fim, um comparativo simples foi realizado entre a potência útil do automóvel considerado o uso ou não uso do turbocompressor e também com outros automóveis, com motores de maior volume e maior potência, mas sem turbo.

Os resultados mostraram que ao aplicar o turbocompressor, a potência específica aumenta consideravelmente; assim, um motor menor consegue produzir maior potência útil e sua eficiência energética pode aumentar. Isso explica a prática do “*downsizing*” associada a um motor com turbocompressor, diminuindo seu volume com uma potência maior.

Sendo assim, é possível afirmar que os requisitos do projeto preliminar deste trabalho de conclusão de curso foram atendidos com sucesso, sendo mostrados os benefícios de associar um turbocompressor a um automóvel a álcool.

Bibliografia

- [1] **Honeywell's 2015 Turbocharger Forecast Signals Increased Expectations of Turbo Technology as Global Penetration Nears 50 Percent by 2020.** Internet. Disponível em <<https://turbo.honeywell.com/whats-new-in-turbo/press-release/honeywells-2015-turbocharger-forecast-signals-increased-expectations-of-turbo-technology-as-global-penetration-nears-50-percent-by-2020/>> acesso em 01/03/2017.
- [2] **Share of Diesel in New Passenger Cars.** Internet. Disponível em <<http://www.acea.be/statistics/tag/category/share-of-diesel-in-new-passenger-cars>> acesso em 01/03/2017 .
- [3] **Infográficos: frota municipal de veículos.** IBGE. Internet. Disponível em <<http://cidades.ibge.gov.br/painel/frota.php>> acesso em 01/03/2017 .
- [4] Pulkrabek, Willard W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine.** Prentice Hall, 2004.
- [5] Wilson, David Gordon, and Theodosios Korakianitis. **The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines.** MIT press, 2014.
- [6] Dixon, S. Larry, and Cesare Hall. **Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery.** Butterworth-Heinemann, 2013.
- [7] **2014 Manual do Proprietário Chevrolet Agile.** Internet. Disponível em <https://www.chevrolet.com.br/content/dam/Chevrolet/lat-am/Brazil/nscwebsite/pt/Home/Owners/Vehicle%20Manuals/2014/resend_14agile_brazil_pt_BR_071013_ARVATO_v3_baixa.pdf>. Acesso em 29/05/2017.
- [8] BRUSSTAR, Matthew; BAKENHUS, Marco. **Economical, high-efficiency engine technologies for alcohol fuels.** Internet. Disponível em <<https://archive.epa.gov/otaq/technology/web/pdf/epa-fev-isaf-no55.pdf>>. Acesso em 28/03/2017.
- [9] **Toyota Corolla XEi 2.0 AT Ficha Técnica.** Internet. Disponível em <<http://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=5797>> acesso em 09/05/2017.
- [10] **Honda Civic Sport 2.0 Ficha Técnica.** Internet. Disponível em <<http://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=6241>> acesso em 09/05/2017.

- [11] Zahed, Adna and NN Bayomi. Radial Turbine Design Process. **ISESCO Journal of Science and Technology - Volume 11, Number 19 (May 2015) (9-22)**.
- [12] Gorla, Rama SR, and Aijaz A. Khan. **Turbomachinery: design and theory**. CRC Press, 2003.
- [13] Korpela, Seppo A. **Principles of turbomachinery**. John Wiley & Sons, 2012.
- [14] Damian Vogt, Michael Casey. **Lecture Course “Turbochargers”**. Universität Stuttgart ITSM. Notas de aula.