

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AERONÁUTICA



Daniel Ferreira Corrêa Barbosa

**DETERMINAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DE
OPERAÇÃO DE UMA TURBINA AXIAL HIDRÁULICA
DE USO AEROESPACIAL ATRAVÉS DA TÉCNICA DE
CFD EM REGIMES ESTACIONÁRIO E TRANSITÓRIO**

Trabalho de Graduação
2022

**Curso de Engenharia
Mecânica-Aeronáutica**

Daniel Ferreira Corrêa Barbosa

**DETERMINAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DE
OPERAÇÃO DE UMA TURBINA AXIAL HIDRÁULICA
DE USO AEROESPACIAL ATRAVÉS DA TÉCNICA DE
CFD EM REGIMES ESTACIONÁRIO E TRANSITÓRIO**

Orientador

Prof. Dr. Jesuíno Takachi Tomita (ITA)

Coorientador

Prof. Dr. Daniel da Silva Tonon (IFSP)

ENGENHERIA MECÂNICA-AERONÁUTICA

SÃO JOSÉ DOS CAMPOS
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AERONÁUTICA

2022

Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)
Divisão de Informação e Documentação

Barbosa, Daniel Ferreira Corrêa

Determinação das características de operação de uma turbina axial hidráulica de uso aeroespacial através da técnica de CFD em regimes estacionário e transitório / Daniel Ferreira Corrêa Barbosa.

São José dos Campos, 2022.

93f.

Trabalho de Graduação – Curso de Engenharia Mecânica-Aeronáutica– Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2022. Orientador: Prof. Dr. Jesuino Takachi Tomita. Coorientador: Prof. Dr. Daniel da Silva Tonon.

1. Dinâmica dos fluidos computacionais. 2. Turbinas axiais. 3. Estado estacionário. 4. Modelos de turbulência. 5. Análise numérica. 6. Turbomáquinas. 7. Engenharia mecânica. I. Instituto Tecnológico de Aeronáutica. II. Título.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

BARBOSA, Daniel Ferreira Corrêa. **Determinação das características de operação de uma turbina axial hidráulica de uso aeroespacial através da técnica de CFD em regimes estacionário e transitório.** 2022. 93f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.

CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR: Daniel Ferreira Corrêa Barbosa

TÍTULO DO TRABALHO: Determinação das características de operação de uma turbina axial hidráulica de uso aeroespacial através da técnica de CFD em regimes estacionário e transitório.

TIPO DO TRABALHO/ANO: Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) / 2022

É concedida ao Instituto Tecnológico de Aeronáutica permissão para reproduzir cópias deste trabalho de graduação e para emprestar ou vender cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte deste trabalho de graduação pode ser reproduzida sem a autorização do autor.



Daniel Ferreira Corrêa Barbosa

Rua H9C, S/N, Apto. 204

12.228-612 – São José dos Campos–SP

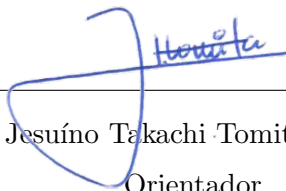
DETERMINAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DE OPERAÇÃO DE UMA TURBINA AXIAL HIDRÁULICA DE USO AEROESPACIAL ATRAVÉS DA TÉCNICA DE CFD EM REGIMES ESTACIONÁRIO E TRANSITÓRIO

Essa publicação foi aceita como Relatório Final de Trabalho de Graduação



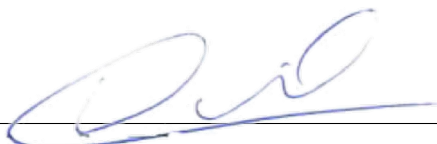
Daniel Ferreira Corrêa Barbosa

Autor



Jesuíno Takachi Tomita (ITA)

Orientador



Daniel da Silva Tonon (IFSP)

Coorientador



Documento assinado digitalmente

ALEXANDER MATTIOLI PASQUAL

Data: 22/11/2022 23:04:55-0300

Verifique em <https://verificador.iti.br>

Prof. Dr. Alexander Mattioli Pasqual
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica-Aeronáutica

São José dos Campos, 11 de novembro de 2022.

Eu dedico esse trabalho à minha esposa
Sara e aos meus filhos Isaac Sirius e Hé-
ber Sirius.

Agradecimentos

Primeiramente, a Deus por sempre me proporcionar condições, suporte, ânimo e vontade nos meus estudos. Deus, em seu infinito poder, sabedoria e criatividade, nos proporcionou o universo da Mecânica dos Fluidos, que é complexo, rico e fascinante em conhecimento, sendo assim, também O agradeço pelo estudo dessa área do conhecimento ser tão prazeroso.

A minha amada esposa Sara, por sempre estar ao meu lado, ora em momentos difíceis me dando suporte e motivação, ora em momentos de alegria se alegrando comigo. Sem ela, não seria possível eu realizar duas Iniciações Científicas, iniciar um mestrado, terminar a graduação e ainda com dois filhos. Ela é a maior graça de Deus na minha vida depois da graça salvadora.

Aos meus pais, Paulo e Vanda, por todo o esforço investido na minha educação, além de me ensinarem desde cedo o caminho em que devo andar. Além do apoio nos meus estudos quando precisei.

À minha irmã Paula, pelo incentivo e entusiasmo pelos meus estudos.

Aos meus sogros, Luís e Ediléa, e cunhados Débora, Beatriz e João Marcos, pelo incentivo e apoio nos meus estudos sempre que precisei.

Ao meu orientador Professor Dr. Jesuíno Takachi Tomita, que sempre demonstrou confiança e apoio não somente no desenvolvendo desse trabalho, como também nos meus dois trabalhos de Iniciação Científica, nos artigos que publiquei e nas disciplinas que fiz com ele.

Ao meu co-orientador Professor Dr. Daniel da Silva Tonon (IFSP), especialmente a sua disponibilidade para fornecer informações, explicações e ensinamentos sobre assuntos envolvidos, seja para esse trabalho seja para as iniciações científicas que fiz.

Ao Dr. Luiz Henrique Lindquist Whitaker, pela enorme ajuda com o software de CFD ANSYS CFX, sem a qual esse trabalho teria sido bem mais difícil. Além da dedicação em seus trabalhos sem os quais não seria possível desenvolver esse trabalho de graduação.

Ao meu professor conselheiro e amigo Me. Yu Kawahara, pelo acompanhamento ao longo do curso, conselhos e entusiasmo pelo meu desempenho acadêmico.

A todos os professores da Divisão de Mecânica do ITA que verdadeiramente contribuíram com minha formação técnica, acadêmica e pessoal, em maior ou em menor escala. Em especial aos professores das áreas de Energia, Turbomáquinas e Mecânica dos Fluidos em geral com quem tive aula, por despertarem em mim o interesse por essas áreas do conhecimento: Dr. Jesuino Takachi Tomita, Dr. Elisan dos Santos Magalhaes, Dr. Guilherme Borges Ribeiro, Dra. Izabela Batista Henriques, Dr. Luiz Henrique Lindquist Whitaker, Dr. Cleverson Bringhenti, Me. Alex Guimarães Azevedo e Dr. Rodrigo Costa Moura.

A todos os professores da Divisão de Ciências Fundamentais do ITA que verdadeiramente contribuíram com a base da minha formação técnica, acadêmica e pessoal, em maior ou em menor escala. Em especial aos professores que contribuíram indiretamente no desenvolvimento desse trabalho: Professores Me. Armando Gouveia e Dr. Marcos Maximo, que com suas disciplinas de Introdução a Computação e Matemática Computacional, respectivamente, pude escrever códigos em MATLAB para auxiliar na análise da grande quantidade de informações de cada simulação no decorrer deste trabalho, otimizando meu tempo; Professores de física mecânica Dr. Wayne de Paula, Dr. Rene Spada, Dr. Pedro Pompeia e Dr. José Silvério, pelos excelentes estudos da mecânica newtoniana que são a base da Mecânica dos Fluidos e por despertarem em mim o interesse por essa área do conhecimento; Professor de laboratório de eletromagnetismo Dr. Ivan Guilhaon, pelas suas exigências de relatórios “Padrão ITA” o que me ajudou no desenvolvimento das IC’s e desse trabalho; Professores de laboratório de química Dr. Thiago Gomes, Dr. Luiz Fernando Ferrão e Dr. Rene Gonçalves, que nas exigências para a descrição dos experimentos contribuíram para aumentar a minha capacidade descritiva para análise dos resultados de pós-processamento desse trabalho; Professores Dra. Fernanda Pereira e Dr. Luiz Felipe Nobili, pelas excelentes aulas de Álgebra Linear e Equações Diferenciais Ordinárias, respectivamente, que muito contribuiu para o meu aprendizado de varias outras disciplinas nos semestres seguintes; Professora de matemática Dr. Iris Zeli, que no curso de Equações Diferenciais Parciais sempre buscou apresentar as aplicações de engenharia do conteúdo que no caso foram fundamentais para o estudo de mecânica dos fluidos e transferência de calor.

Aos funcionários da biblioteca, tanto pelo apoio nos meus estudos na biblioteca quanto no auxílio nas pesquisas bibliográficas.

Aos meus amigos iteanos que estiveram por perto nos estudos para provas e trabalhos em grupo no Curso Profissional (MEC-22): Thiago Tonaco e Luis Gustavo.

Aos meus amigos iteanos com os quais fiz muitos trabalhos em grupo e churrascos na Turma 4 do Curso Fundamental, os “Gagazeiros Cautelosos”: Égon Couto, Gemerson Militão, Daniel Duarte (Baianão), Rodrigo Ferreira (Rodrigão) e Paulo Ricardo (Urubu).

Aos meus colegas da Turma 4 do Curso Fundamental e aos colegas do Curso Profissional (MEC-22) que me proporcionaram muitos momentos de confraternização e alegria.

À Igreja Presbiteriana do Brasil em Jardim Sul, que me deu apoio e me sustentou em oração durante os 5 anos de curso no ITA.

À Igreja Presbiteriana de Icaraí, que me deu apoio e me sustentou em oração durante meus estudos que culminaram no ingresso no curso de graduação do ITA.

Aos meus amigos oficiais Engenheiros Navais da Marinha do Brasil, Adso Barbosa, Samuel Santana e Sérgio Ferreira, que pelos grupos de estudos e incentivo contribuíram para meu ingresso no ITA.

Ao Engenheiro Naval Diego Rangel, que muito contribuiu para minha preparação e ingresso no curso de graduação do ITA.

Ao Centro de Coordenação de Estudos da Marinha em São Paulo, pelo apoio prestado durante os 5 anos de curso no ITA.

À tripulação do Navio de Pesquisa Hidroceanográfico Vital de Oliveira dos anos de 2016 e 2017, que me apoiaram e incentivaram nos estudos para o ingresso na carreira no Corpo de Engenheiros da Marinha. Em especial, à Praça D'armas e ao Departamento de Máquinas.

*"Grandes são as obras do SENHOR,
consideradas por todos os que nelas se comprazem"*
— SALMOS 111:2 ARA

Resumo

O presente trabalho tem como objetivo o estudo dos diferentes modelos de turbulência aplicados em problemas modelados através da técnica de Dinâmica dos Fluidos Computacional (do inglês, *Computational Fluid Dynamics*, CFD) em regime estacionário e o estudo do comportamento transitório do escoamento na mesma turbomáquinas para uma condição de operação de baixa velocidade rotacional e distante da Ponto de Projeto (do inglês, *Design Point*, DP), neste caso, em um estágio de turbina axial utilizado em turbobomba (TP). A modelagem do escoamento turbulento baseada nas equações de Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) resulta em termos nas equações de Navier-Stokes que tem características próprias de cada escoamento. Sendo assim, a escolha adequada do modelo de turbulência para o estudo de um determinado escoamento é essencial para a obtenção de bons resultados, devido ao fato de que não existe um modelo geral de turbulência para todas as aplicações de engenharia que possuem fluido e escoamento. No estudo de turbomáquinas, apesar do escoamento sempre ser transitório, geralmente o escoamento pode ser aproximado como em regime estacionário, principalmente quando se trabalha com o DP. No entanto, esta aproximação torna-se imprecisa quando se estudam condições operacionais distantes do DP e apresentam muitas oscilações numéricas de amplitudes não desprezíveis devido à relevância dos fenômenos transitórios. Os principais fenômenos associados à transitoriedade do escoamento neste tipo de turbomáquinas são a formação de vórtices e cavitação. A turbomáquina considerada no presente trabalho é o primeiro estágio da turbina axial hidráulica utilizada na Turbobomba Oxidante de Baixa Pressão (LPOTP) do Motor Principal do Ônibus Espacial (SSME), considerando a configuração de folga de ponta de 3,0% em relação à altura da pá do rotor. Todas as simulações foram realizadas utilizando o software comercial da ANSYS CFX v15.0 (para o estudo dos modelos de turbulência) e v19.2 (para o estudo do comportamento transitório). Todas as configurações numéricas e como as condições de contorno foram impostas em diferentes superfícies são explicadas no trabalho. Os resultados das simulações numéricas foram sintetizados e comparados com os dados experimentais publicados pela *National Aeronautics and Space Administration* (NASA), nos quais a eficiência da turbina e seu parâmetro de velocidade do jato são analisados para resultados. O fluido de trabalho definido nas simulações numéricas foi a água, pois este foi o fluido utilizado nos testes experimentais.

Abstract

The present work aims to study the different turbulence models applied to problems modeled through the Computational Fluid Dynamics (CFD) technique and to study the transient behavior of the flow in the same turbomachinery for a condition of low rotational speed operation and distant from the Design Point (DP), in this case, in an axial turbine stage used in a turbopump (TP). The turbulent flow modeling based on the Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) equations results in terms in the Navier-Stokes equations that have their own characteristics of each flow, and not of the fluid. Therefore, the adequate choice of turbulence model for the study of a given flow is essential to obtain good results, due to the fact that there is no general turbulence model for all engineering applications that have fluid and flow. In the study of turbomachinery, although the flow is always transient, generally the flow can be approximated as in steady state, especially when working with DP. However, this approximation becomes imprecise when operating conditions far from the DP are studied and present many numerical oscillations of non-negligible amplitudes due to the relevance of transient phenomena. The main phenomena associated with the transience of the flow in this type of turbomachinery are the formation of vortices and cavitation. The turbomachine considered in the present work is the first stage of the hydraulic axial turbine used in the Low Pressure Oxidant Turbopump (LPOTP) of the Space Shuttle Main Engine (SSME), considering the tip clearance configuration of 3.0% in relation to at the height of the rotor blade. All simulations were performed using the commercial software ANSYS CFX v15.0 (to study turbulence models) and v19.2 (to study transient behavior). All numerical settings and how boundary conditions were imposed on different surfaces are explained in the work. The results of numerical simulations were synthesized and compared with experimental data published by the National Aeronautics and Space Administration (NASA), in which the turbine efficiency and its jet velocity parameter are analyzed for results. The working fluid defined in the numerical simulations was water, as this was the fluid used in the experimental tests.

Lista de Figuras

FIGURA 2.1 – Representação do Ciclo Termodinâmico do SSME como mostrado em (WHITACKER <i>et al.</i> , 2017)	26
FIGURA 2.2 – Representação do Booster de oxidante utilizado no SSME como mostrado em (WHITACKER <i>et al.</i> , 2018).	26
FIGURA 3.1 – Ilustração do escoamento interno em turbomáquinas axiais, (SILVA, 2012)	28
FIGURA 3.2 – Escoamento na passagem entre pás, (SILVA, 2012)	29
FIGURA 3.3 – Esquema do escoamento na região do topo do rotor de uma turbina, (SILVA, 2012)	30
FIGURA 3.4 – Colapso da bolha em três situações características, (SILVA, 2018)	30
FIGURA 3.5 – Cavitação em vórtice em uma turbina Francis (SILVA, 2018)	30
FIGURA 3.6 – Cavitação no bordo de ataque (SILVA, 2018)	31
FIGURA 4.1 – Representação da trajetória de partículas em um escoamento unidimensional, laminar e turbulento, (FOX <i>et al.</i> , 2016)	33
FIGURA 5.1 – Ilustração da Malha utilizada.	39
FIGURA 5.2 – Resíduos numéricos das equações de continuidade e momento obtidos nas simulações para 3,136 RPM usando o modelo $k - \varepsilon RNG$	41
FIGURA 5.3 – Resíduos numéricos das equações de turbulência obtidos nas simulações para 3,818 RPM usando o modelo $k - \varepsilon RNG$	42
FIGURA 5.4 – Monitoramento da razão de pressão, pressão total na entrada e pressão total na saída para 3,136 RPM usando o modelo $k - \varepsilon RNG$	42
FIGURA 5.5 – Monitoramento da razão de pressão, pressão total na entrada e pressão total na saída para 3,600 RPM usando o modelo $k - \varepsilon Standard$	43

FIGURA 5.6 – Monitoramento da razão de pressão, pressão total na entrada e pressão total na saída para 3,477 RPM usando o modelo $SST\ k - \omega$. . .	43
FIGURA 5.7 – histórico de pressão total na entrada para a condição de 2454 rpm com o $k - \varepsilon\ Standard$	44
FIGURA 5.8 – Comparação entre os dados experimentais e as simulações computacionais.	46
FIGURA 5.9 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 5% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon\ RNG$	48
FIGURA 5.10 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 5% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon\ Standard$	49
FIGURA 5.11 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 5% da altura da pá usando o modelo $SST\ k - \omega$	49
FIGURA 5.12 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 50% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon\ RNG$	49
FIGURA 5.13 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 50% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon\ Standard$	50
FIGURA 5.14 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 50% da altura da pá usando o modelo $SST\ k - \omega$	50
FIGURA 5.15 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 95% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon\ RNG$	50
FIGURA 5.16 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 95% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon\ Standard$	51
FIGURA 5.17 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 95% da altura da pá usando o modelo $SST\ k - \omega$	51
FIGURA 5.18 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 5% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon\ RNG$	52
FIGURA 5.19 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 5% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon\ Standard$	52
FIGURA 5.20 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 5% da altura da pá usando o modelo $SST\ k - \omega$	52
FIGURA 5.21 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 50% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon\ RNG$	53
FIGURA 5.22 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 50% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon\ Standard$	53

FIGURA 5.23 –Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 50% da altura da pá usando o modelo $SST\ k - \omega$	54
FIGURA 5.24 –Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 95% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon RNG$	54
FIGURA 5.25 –Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 95% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon Standard$	55
FIGURA 5.26 –Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 95% da altura da pá usando o modelo $SST\ k - \omega$	55
FIGURA 5.27 –Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor usando o modelo $k - \varepsilon RNG$	56
FIGURA 5.28 –Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor usando o modelo $k - \varepsilon Standard$	56
FIGURA 5.29 –Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor usando o modelo $SST\ k - \omega$	57
FIGURA 5.30 –Contornos de Entropia Estática no escoamento pelo rotor usando o modelo $k - \varepsilon RNG$	57
FIGURA 5.31 –Contornos de Entropia Estática no escoamento pelo rotor usando o modelo $k - \varepsilon Standard$	58
FIGURA 5.32 –Contornos de Entropia Estática no escoamento pelo rotor usando o modelo $SST\ k - \omega$	58
FIGURA 5.33 –Região de cavitação para 3477 rpm usando o modelo $k - \varepsilon RNG$. . .	59
FIGURA 5.34 –Região de cavitação para 3477 rpm usando o modelo $k - \varepsilon Standard$. .	59
FIGURA 5.35 –Região de cavitação para 3477 rpm usando o modelo $SST\ k - \omega$. . .	59
FIGURA 5.36 –Região de cavitação para 3477 rpm usando simulações multifásicas, (Whitacker,2018), utilizando o modelo $SST\ k - \omega$	60
FIGURA 5.37 –Ilustração da discretização temporal da simulação.	60
FIGURA 5.38 –Histórico de resíduos numéricos para o quarto <i>timestep</i> das equações de continuidade e quantidade de movimento na condição de 2113 rpm.	62
FIGURA 5.39 –Histórico de resíduos numéricos para o quarto <i>timestep</i> das equação da energia na condição de 2113 rpm.	62
FIGURA 5.40 –Histórico de resíduos numéricos para o quarto <i>timestep</i> das equações do modelo de turbulência de energia na condição de 2113 rpm.	63

FIGURA 5.41 –Histórico de Razão de pressão, Pressão Total na Entrada, Pressão Total na Saída, Torque) para o quarto <i>timestep</i> na condição de 2113 rpm.	64
FIGURA 5.42 –Histórico de alguns parâmetros de interesse na análise de independência de malha temporal.	65
FIGURA 5.43 –Monitoramento do histórico da razão de pressão, pressão total na entrada, pressão total na saída e o torque.	66
FIGURA 5.44 –Monitoramento do histórico do desvio do valor da Pressão Total na entrada e saída com relação à condição de contorno experimental.	66
FIGURA 5.45 –Monitoramento do histórico da eficiência, do <i>Blade jet speed ratio</i> e do inverso da diferença entre a pressão total na entrada e saída.	67
FIGURA 5.46 –Monitoramento da média acumulada da função $100\cos(x)$	68
FIGURA 5.47 –Monitoramento da média acumulada da pressão total na entrada desconsiderando $t^* < 500$	68
FIGURA 5.48 –Monitoramento da média acumulada da pressão total na saída desconsiderando $t^* < 500$	69
FIGURA 5.49 –Monitoramento da média acumulada da eficiência desconsiderando $t^* < 500$	69
FIGURA 5.50 –Monitoramento da média acumulada do <i>Blade jet speed ratio</i> desconsiderando $t^* < 500$	70
FIGURA 5.51 –Comparação entre a simulação em regime estacionário e a simulação em regime transitório.	71
FIGURA 5.52 –Pontos de interesse no histórico do torque.	72
FIGURA 5.53 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no <i>timestep</i> = 628	72
FIGURA 5.54 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no <i>timestep</i> = 658	73
FIGURA 5.55 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no <i>timestep</i> = 679	73
FIGURA 5.56 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no <i>timestep</i> = 700	73
FIGURA 5.57 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no <i>timestep</i> = 718	74

FIGURA 5.58 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no <i>timestep</i> = 751	74
FIGURA 5.59 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no <i>timestep</i> = 770	74
FIGURA 5.60 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no <i>timestep</i> = 788	75
FIGURA 5.61 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no <i>timestep</i> = 810	75
FIGURA 5.62 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no <i>timestep</i> = 628	76
FIGURA 5.63 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no <i>timestep</i> = 658	76
FIGURA 5.64 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no <i>timestep</i> = 679	76
FIGURA 5.65 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no <i>timestep</i> = 700	77
FIGURA 5.66 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no <i>timestep</i> = 718	77
FIGURA 5.67 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no <i>timestep</i> = 751	77
FIGURA 5.68 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no <i>timestep</i> = 770	78
FIGURA 5.69 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no <i>timestep</i> = 788	78
FIGURA 5.70 –Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no <i>timestep</i> = 810	78
FIGURA 5.71 –Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no <i>timestep</i> = 628	79
FIGURA 5.72 –Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no <i>timestep</i> = 658	80
FIGURA 5.73 –Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no <i>timestep</i> = 679	80
FIGURA 5.74 –Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no <i>timestep</i> = 700	80
FIGURA 5.75 –Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no <i>timestep</i> = 718	81
FIGURA 5.76 –Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no <i>timestep</i> = 751	81
FIGURA 5.77 –Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no <i>timestep</i> = 770	81

FIGURA 5.78 – Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no $timestep = 788$	82
FIGURA 5.79 – Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no $timestep = 810$	82
FIGURA 5.80 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no $timestep = 628$	83
FIGURA 5.81 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no $timestep = 658$	83
FIGURA 5.82 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no $timestep = 679$	83
FIGURA 5.83 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no $timestep = 700$	84
FIGURA 5.84 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no $timestep = 718$	84
FIGURA 5.85 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no $timestep = 751$	84
FIGURA 5.86 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no $timestep = 770$	85
FIGURA 5.87 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no $timestep = 788$	85
FIGURA 5.88 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no $timestep = 810$	85
FIGURA 5.89 – Contornos de entropia estática no $timestep = 628$	86
FIGURA 5.90 – Contornos de entropia estática no $timestep = 658$	86
FIGURA 5.91 – Contornos de entropia estática no $timestep = 679$	86
FIGURA 5.92 – Contornos de entropia estática no $timestep = 700$	87
FIGURA 5.93 – Contornos de entropia estática no $timestep = 718$	87
FIGURA 5.94 – Contornos de entropia estática no $timestep = 751$	87
FIGURA 5.95 – Contornos de entropia estática no $timestep = 770$	88
FIGURA 5.96 – Contornos de entropia estática no $timestep = 788$	88
FIGURA 5.97 – Contornos de entropia estática no $timestep = 810$	88

Lista de Tabelas

TABELA 5.1 – Coeficientes dos ajustes polinomiais	38
TABELA 5.2 – Condições de contorno utilizados para $k - \varepsilon Standard$, $k - \varepsilon RNG$ e $SSTk - \omega$	40
TABELA 5.3 – Resultados de pressão total na entrada e na saída para $k - \varepsilon Standard$, $k - \varepsilon RNG$ e $SSTk - \omega$	44
TABELA 5.4 – Coeficientes dos ajustes polinomiais	47
TABELA 5.5 – Comparação entre eficiência utilizando os 3 modelos de turbulência .	47
TABELA 5.6 – Valores dos <i>timestep</i> e do tempo total de simulação utilizados na análise de independência.	64
TABELA 5.7 – Comparação entre eficiência utilizando Regime estacionário e Regime Transitório	71

Lista de Abreviaturas e Siglas

CFD	Computational Fluid Dynamics
DP	Design Point
TP	Turbopump
RAMS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
LPOTP	Low Pressure Oxidant Turbopump
SSME	Space Shuttle Main Engine
NASA	National Aeronautics and Space Administratio
LPRE	Liquid Propellant Rocket Engin
LOX	Liquid Oxygen
LH2	Liquid Hydrogen
SST	Shear Stress Transport
SA	Spalart e Allmaras
RSM	Reynolds Stress Model
EUA	Estados Unidos da América

Lista de Símbolos

ϕ	Variável genérica
$\overline{\phi}$	Média da variável ϕ
ϕ'	Pertubação aleatória da variável ϕ
t	tempo
x_i	Coordenada cartesiana com $i \in 1, 2, 3$
u_i	Componente do campo de velocidades na direção x_i
$\overline{u}_i$	Média do componente do campo de velocidades na direção x_i
p	Pressão estática do fluido
$\overline{p}$	Média da pressão estática do fluido
ρ	Densidade do fluido
ν	Viscosidade cinemática
$\overline{u'_i u'_j}$	Tensor de Reynolds
δ_{ij}	Delta de Kronecker
ν_t	Viscosidade cinemática turbulenta
κ	Energia cinética turbulenta
τ_{ij}	Tensão viscosa de um fluido newtoniano
$\overline{P}$	Variável em função de $\overline{p}$ e κ
ε	Taxa de dissipação turbulenta para modelos de turbulência $k - \varepsilon$
ω	Taxa de dissipação turbulenta para modelos de turbulência $k - \omega$
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_\mu, C_{\varepsilon 2}$	Constantes empíricas para modelos de turbulência $k - \varepsilon$
$C_{lim}, a, \beta_0, \beta^*, \sigma$	Constantes empíricas para modelos de turbulência $k - \omega$
f_β	Função de alongamento de vórtice
χ_ω	Parâmetro adimensional de alongamento de vórtice
Ω_{ij}	Tensor de rotação média

Sumário

1	INTRODUÇÃO	22
1.1	Motivação	22
1.2	Objetivo	23
1.3	Metodologia	23
1.4	Organização do trabalho	24
2	SPACE SHUTTLE	25
2.1	Turbina Axial hidráulica do Booster de Oxidante do Motor Principal do Space Shuttle	25
3	TURBINAS AXIAIS	28
3.1	Escoamento interno em Turbinas Axiais hidráulicas	28
3.1.1	Vórtices	28
3.1.2	Cavitação	30
4	MODELOS DE TURBULÊNCIA	32
4.1	Equações Reynolds-Average Navier-Stokes (RANS)	33
4.2	Hipótese de Boussinesq	34
4.2.1	Modelo $k - \varepsilon$ padrão ($k - \varepsilon$ Standard)	35
4.2.2	Modelo $k - \omega$	36
4.2.3	Shear Stress Transport ($SST k - \omega$)	37
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	38
5.1	Simulações em Regime Estacionário	39
5.1.1	Condições de contorno	39

5.1.2	Critérios de convergência numérica	41
5.1.3	Pós-processamento	43
5.2	Simulação em Regime Transitório	60
5.2.1	Condições de contorno	61
5.2.2	Critérios de convergência numérica	61
5.2.3	Pós-processamento	70
6	CONCLUSÃO	89
	REFERÊNCIAS	92

1 Introdução

1.1 Motivação

Turbomáquinas são componentes essenciais na área de propulsão aeroespacial, principalmente em missões nas quais altos valores de impulsos específicos são necessários. Esse é o cenário para os casos em que são utilizados motores foguetes a propulsão líquida com uso de turbobombas.

As turbobombas possuem como componentes principais: bomba e turbina. Ambos podem ser de diferentes tipos e configurações em função dos requisitos de projeto. Geralmente, bombas e turbinas do tipo axial são para o uso com altos valores de vazões de propelentes. Para pequenas e médias vazões as máquinas centrífugas ou radiais são mais adequadas. Porém, sua definição depende dos requisitos oriundos do estudo do ciclo termodinâmico de cada motor.

A partir dos requisitos de operação da máquina, a equipe de projeto dessas turbomáquinas irá definir o tipo e a configuração que melhor oferece uma boa solução de compromisso, na qual os custos envolvidos no projeto fazem parte.

As equipes de projetos dessas máquinas contam com mão-de-obra altamente especializada devido ao alto conteúdo tecnológico envolvido nessa classe de sistemas de propulsão. Primeiramente, são realizados os cálculos preliminares para o dimensionamento básico da máquina. Em segundo, são estudadas, calculadas e analisadas formas de se melhorar a característica de operação da máquina.

Técnicas computacionais como a CFD estão sendo vastamente utilizadas para a determinação das características de operação de diferentes turbomáquinas. Para tanto, é imprescindível a compreensão e aplicação de técnicas numéricas adequadas. Para o caso de turbinas axiais hidráulicas, há necessidade de avaliação do uso de diferentes modelos de turbulência para as simulações numéricas baseadas nas equações do tipo RANS, assim como a investigação de eventuais características transitórias no escoamento.

1.2 Objetivo

Os objetivos do trabalho são:

- Utilizar a técnica de CFD RANS em regime estacionário para estudar o desempenho da turbina axial hidráulica em varias condições de operação utilizando diferentes modelos de turbulência; e
- Utilizar a técnica de CFD RANS em regime transitório para estudar o desempenho da turbina axial hidráulica em condição de operação de baixa rotação, investigando as características transitórias do escoamento.

1.3 Metodologia

Nesse trabalho, realizou-se simulações numéricas com técnica de CFD utilizando o software ANSYS CFX (v.15.0 e v19.2). Para todas as simulações, a malha computacional utilizada neste trabalho é a mesma já aplicada em estudos anteriores, (TONON *et al.*, 2020), Sendo considera uma folga de topo de 3% em relação à altura da pá.

Para o primeiro tipo de simulação desse trabalho, o nível de formulação em mecânica dos fluidos selecionado foi o *Reynolds Averaged Navier-Stokes* (utilizando diferentes modelos de turbulência), monofásico e regime estacionário. Quanto as condições de contorno, buscou-se utilizar as mesmas utilizadas nos procedimentos experimentais (BOYNTON; ROHLIK, 1976). Além disso, por causa da simplificação da simulação (ao utilizar apenas uma pá do rotor e estator, e ser estacionário), utilizou-se o *mixing plane*, plano de mistura, na interface entre grades.

Para o segundo tipo de simulação desse trabalho, o nível de formulação em mecânica dos fluidos selecionado foi o *Reynolds Averaged Navier-Stokes* (utilizando apenas um modelo de turbulência), monofásico e regime transitório. Quanto as condições de contorno, foi semelhante ao tipo de simulação em regime estacionário, apenas diferenciando na interface entre grades em que foi utilizado o *sliding mesh*, malha deslissante, e na seleção do *Timestep* e *Total Time*.

Para o critério de convergência, em ambos tipos de simulação, monitorou-se o decaimento de resíduos bem como de alguns parâmetros de interesse como Pressões Totais na Entrada e Saída e Toque de eixo. Além disso, no caso da simulação em regime transitória, estudou-se a dependência das simulações com a variação do *Timestep* para sua seleção, bem como foi monitorado a média acumulada de alguns parâmetros para se determinar o *Total Time* suficiente para análise dos resultados.

No pós-processamento de todas as simulações, comparou-se os resultados de eficiência

com resultados experimentais e analisou-se as características do escoamento na turbina estudada.

1.4 Organização do trabalho

O Capítulo 1 faz uma introdução apresentando a motivação deste trabalho, contextualizando o objeto de estudo desse trabalho em sua aplicação, a importância do uso de técnicas de CFD e a importância do desenvolvimento desse trabalho para a comunidade científica. Além disso, apresenta os objetivos desse trabalho e, resumidamente, a organização do trabalho.

Os capítulos 2, 3 e 4 apresentam uma revisão da literatura sobre a aplicação da turbobomba estudada, sobre o escoamento interno em turbinas axiais hidráulicas e sobre modelos de turbulência.

O capítulo 5 apresenta os resultados das simulações em regimes estacionário e transitório realizadas neste trabalho, bem como os critérios de convergência adotados. Além disso, apresenta discussões das análises dos resultados de pós-processamento.

O capítulo 6 relata as considerações gerais do trabalho, apontando os principais resultados obtidos e sua concordância com resultados experimentais, além de sugestão de trabalhos futuros.

2 Space Shuttle

2.1 Turbina Axial hidráulica do Booster de Oxidante do Motor Principal do Space Shuttle

O motor principal do Space Shuttle é um dos motores foguete de propelente líquido (do inglês Liquid Propellant Rocket Engine, LPRE) mais bem sucedidos da história. Este motor foi utilizado como sistema propulsivo por todos os veículos Space Shuttle, sendo que cada um destes foi utilizado para mais de 20 lançamentos (com exceção do veículo Challenger, que foi destruído em um acidente durante o seu nono lançamento), como mostra (SIVOLELLA, 2017). Este motor foi projetado para operar com o par de propelentes LOX (oxigênio líquido) e LH2 (hidrogênio líquido), que era a combinação de propelentes capaz de proporcionar o maior impulso específico na época, como mostra (SIVOLELLA, 2017).

O SSME é uma máquina térmica que utiliza em seu ciclo 4 turbobombas, sendo duas delas de oxidante e duas de combustível. Para cada um desses propelentes, uma das turbobombas é chamada de principal, enquanto a segunda é chamada de booster. A função básica de uso de duas turbobombas está relacionada ao fato de se dividir a tarefa de elevação da pressão do propelente, minimizando fenômenos indesejados de operação da máquina, dentre eles o problema da cavitação como mostra (WHITACKER, 2017). Uma representação do ciclo termodinâmico realizado por este motor é apresentada na Figura 2.1. Nela é possível ver de maneira resumida os componentes necessários para o funcionamento da máquina térmica, além das citadas turbobombas e o caminho de cada um dos propelentes utilizados.

Como já mencionado anteriormente, este trabalho utiliza como referência a turbobomba de booster de oxidante do SSME. Esta turbobomba foi a primeira que utilizava uma turbina hidráulica para a produção do trabalho que seria utilizado na compressão do propelente, projetada e utilizada em solo Norte-Americano como mostra (WHITACKER, 2017).

Uma representação desta turbobomba é mostrada na Figura 2.2. Nota-se, por esta

representação, a complexidade desta turbomáquina, uma vez que a turbina hidráulica é montada dentro da bomba. Esta estratégia é utilizada para que seja possível manter o mecanismo de forma compacta.

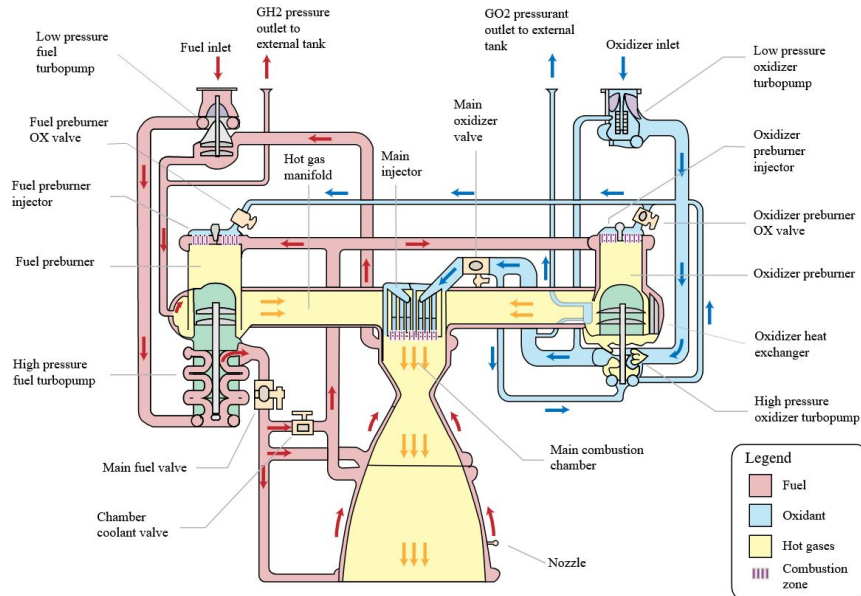


FIGURA 2.1 – Representação do Ciclo Termodinâmico do SSME como mostrado em (WHITACKER *et al.*, 2017)

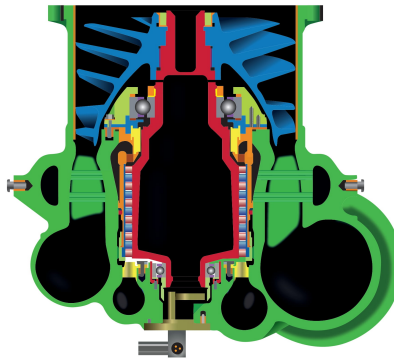


FIGURA 2.2 – Representação do Booster de oxidante utilizado no SSME como mostrado em (WHITACKER *et al.*, 2018).

Na Figura 2.2 a bomba está representada em azul enquanto a turbina está representada em vermelho. A bomba admite LOX a baixa pressão que está armazenado no tanque deste propelente. Após passar pelo estágio de compressão, este fluido é coletado na voluta, de onde seguirá para a turbobomba de alta pressão. No caso da turbina, esta recebe LOX altamente pressurizado da turbobomba de alta pressão (ver diagrama da Figura 2.2), que será expandido de forma a produzir o trabalho utilizado pela bomba. Após esta expansão, este fluido também seguirá para a voluta e se misturará com o LOX pressurizado pela bomba de baixa pressão.

O uso de turbobombas permite que as pressões nos tanques de propelentes sejam mantidas a baixos níveis, uma vez que a pressão necessária para a produção do trabalho será garantida pelos estágios de compressão das bombas. Dessa forma a resistência mecânica exigida por esses tanques é menor, quando comparada com foguetes que possuem sistemas de alimentação por pressão, como mostra (SUTTON; BIBLARZ, 2001). Isso permite que os tanques possuam paredes mais finas, e, portanto, reduz a massa inerte da máquina térmica.

A turbina hidráulica utilizada nesta turbobomba possui 6 estágios, sendo que os 5 últimos são idênticos entre si. Este trabalho avalia o comportamento do escoamento apenas ao longo do primeiro estágio desta turbomáquina. Análises e características geométricas dos demais estágios podem ser encontradas em (WHITACKER, 2017).

3 Turbinas Axiais

3.1 Escoamento interno em Turbinas Axiais hidráulicas

Como já mencionado, o escoamento interno em turbomáquinas é muito complexo, principalmente devido a geometria do canal e a característica caótica do escoamento. Uma ilustração desse escoamento em uma turbina é mostrado na Figura 3.1. Dois dos principais fenômenos do escoamento interno em turbinas hidráulicas axiais são a formação de vórtices e a ocorrência de cavitação.

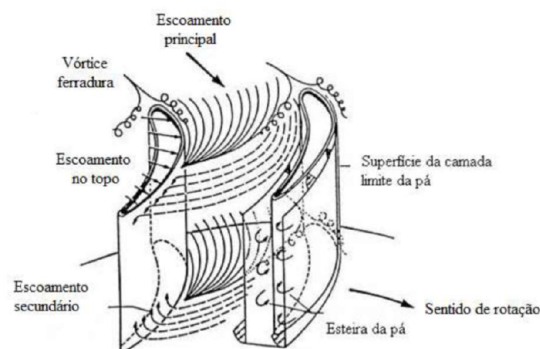


FIGURA 3.1 – Ilustração do escoamento interno em turbomáquinas axiais, (SILVA, 2012)

3.1.1 Vórtices

Devido aos efeitos radiais do escoamento, quando este chega à turbina (escoamento principal), ao se aproximar do bordo de ataque o escoamento é separado na entrada da camada limite próximo a superfície da base para formar o mecanismo conhecido como vórtice ferradura (SILVA, 2012), Figura 4. Esse vórtice tem uma parte que vai pelo lado de sucção, também chamado de vórtice de Canto ou *counter vortex*, e a parte que vai pelo lado de pressão, também chamado de Vórtice de Passagem. Além disso, há vórtices associados a folga de topo do rotor, o vórtice de vazamento, e o *Scrapping vortex*, Figura 3.2. Dependendo da evolução e desenvolvimento desses vórtices, eles podem se juntar na saída da passagem entre as pás.

3.1.1.1 Vórtices de Passagem

Este vórtice tem grande influência no escoamento entre as pás. Ele surge do bordo de ataque no lado de pressão e cruza a passagem entre as pás chegando ao lado de sucção da pá vizinha. Dependendo da geometria e condição de operação da turbina axial, o vórtice de passagem pode ocupar grande parte da saída do canal.

3.1.1.2 Vórtices de Canto

Este vórtice, em relação ao vórtice de passagem, tem um sentido oposto de rotação e uma quantidade de movimento menor. Ele se desenvolve mantendo proximidade com a superfície da pá no lado de sucção.

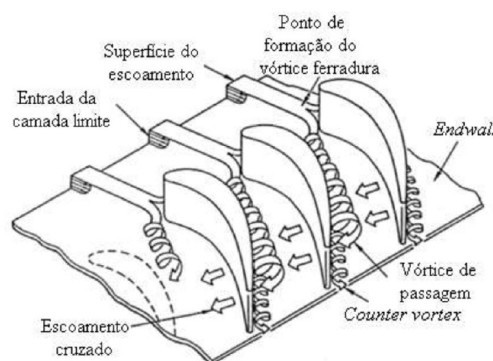


FIGURA 3.2 – Escoamento na passagem entre pás, (SILVA, 2012)

3.1.1.3 Vórtices de Vazamento

Por causa da folga de topo entre o rotor e a carcaça, existe um vazamento do fluido entre o lado de pressão e o de sucção. Por causa desse vazamento e do movimento do rotor, surge o vórtice de vazamento. Este vórtice surge próximo a região de topo e no lado de sucção. Este vórtice tem grande influência da eficiência da turbomáquina devido as perdas que ele gera.

3.1.1.4 *Scrapping Vortex*

Este é um vórtice que surge também próximo ao topo da pá do rotor no lado de sucção. Este vórtice pode interagir com o vórtice de vazamento, ora intensificando, ora atenuando, dependendo do sentido de rotação em relação ao vórtice de vazamento.

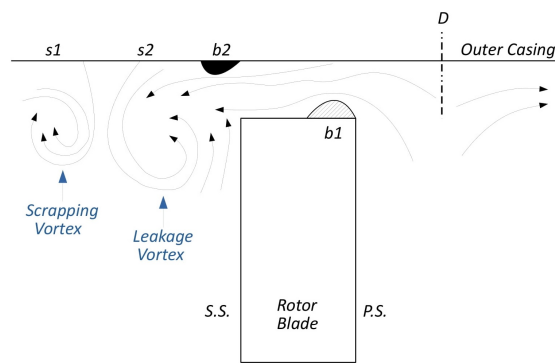


FIGURA 3.3 – Esquema do escoamento na região do topo do rotor de uma turbina, (SILVA, 2012)

3.1.2 Cavitação

O fenômeno de cavitação se dá pela mudança de estado físico do líquido para o vapor quando sua pressão estática (ou pressão termodinâmica) se iguala a pressão de vapor da temperatura correspondente. Esse fenômeno é prejudicial em turbomáquinas, pois pode causar danos em partes internas como em pás ao ocorrer o colapso das bolhas, Figura 3.4, e podem gerar perdas de eficiência.



FIGURA 3.4 – Colapso da bolha em três situações características, (SILVA, 2018)

3.1.2.1 Cavitação em vórtices

É possível encontrar o fenômeno de cavitação em núcleos de vórtices como na Figura 3.5.



FIGURA 3.5 – Cavitação em vórtice em uma turbina Francis (SILVA, 2018)

3.1.2.2 Cavitação no Bordo de Ataque

Esse fenômeno ocorre quando há formação de bolhas de vapor nos bordos de ataque das pás do rotor como na Figura 3.6.



FIGURA 3.6 – Cavitação no bordo de ataque (SILVA, 2018)

4 Modelos de Turbulência

Considerando-se a resolução de problemas através das técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) RANS, diversos são os modelos de turbulência que hoje aplicados para o desenvolvimento das simulações computacionais. Sendo que os principais deles são: $k - \varepsilon$, $k - \omega$, Reynolds Stress Model (RSM), Spalart e Allmaras (SA) e Shear Stress Transport (SST). Geralmente, os pacotes de softwares destinados a análises de escoamentos através de técnicas CFD, já disponibilizam a maioria desses modelos de turbulência.

A aplicação de diferentes modelos de turbulência pode gerar resultados diferentes, pois não existe um modelo genérico. Assim, para cada problema de engenharia o engenheiro deve saber qual o modelo mais adequado a ser utilizado. Além disso a escolha das constantes utilizadas em cada um desses modelos também pode gerar resultados diferentes. Essas diferenças ocorrem, principalmente, em casos em que há separações do escoamento. Dessa forma, a escolha e o uso de um modelo de turbulência adequado tornam-se muito importante, a exemplo, o cálculo da força de arrasto em uma aeronave, algo de grande importância para se determinar até mesmo o consumo de combustível do mesmo. Nestes casos, modelos como o $k - \varepsilon$ *Standard*, não são capazes de capturar este fenômeno com uma precisão adequada (SILVA, 2012).

Segundo (PECNIK *et al.*, 2005), a simulação numérica de um problema que envolva o escoamento de fluido através de estágios de turbinas, terá sua precisão fortemente afetada pelos fenômenos associados com a turbulência. Os mesmos autores também mencionam que os efeitos da turbulência, e a simulação adequada deste fenômeno, podem ser agravados em investigações que envolvam a transferência de calor, atrito na parede, separação de escoamento e os efeitos de escoamento secundário. Outros trabalhos que investigam a influência dos modelos de turbulência e suas versões na previsão do escoamento em turbomáquinas, são os desenvolvidos por (TARTINVILLE *et al.*, 2005), (TARTINVILLE *et al.*, 2007) e (DUNHAM, 1998), porém este é um assunto extremamente interessante para a comunidade acadêmica e diversos outros trabalhos podem ser encontrados.

4.1 Equações Reynolds-Average Navier-Stokes (RANS)

O movimento de um fluido newtoniano, incompressível e sem a presença de forças de campo, pode ser descrito pelas equações de continuidade, equação (4.1), e de Navier-Stokes, (4.2), como mostra (ARGYROPOULOS; MARKATOS, 2015).

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \quad (4.2)$$

onde u_i é a componente do campo de velocidades na direção x_i , p é a pressão do fluido, ρ é a densidade do fluido e ν é a viscosidade cinemática.

Os modelos de turbulência baseados na RANS pressupõem que há uma variação aleatória entorno de um valor médio, como representado nas equações (4.3) e (4.4) e na Figura 4.1.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (4.3)$$

Onde pode-se definir a média como:

$$\bar{\phi}(x) = \frac{1}{\Delta t} \int_{\Delta t} \phi dt \quad (4.4)$$

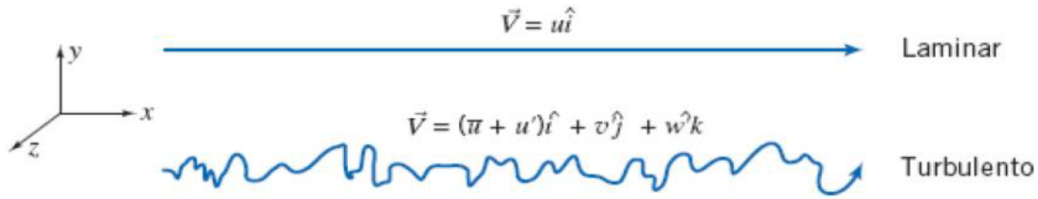


FIGURA 4.1 – Representação da trajetória de partículas em um escoamento unidimensional, laminar e turbulento, (FOX *et al.*, 2016)

Substituindo as equações (4.3) e (4.4) nas (4.1) e (4.2), obtém-se:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_j}) \quad (4.6)$$

Onde $(\bar{u}_i)$ é a componente média do campo de velocidades na direção x_i , $(\overline{u'_i})$ é a flutuação da velocidade e $(\bar{p})$ é a pressão média do fluido. Além dos termos médios,

surge um novo termo na equação de Navier-Stokes, o $\overline{u'_i u'_j}$. Esse termo é chamado de tensor de Reynolds.

Com o aparecimento desse tensor, surgem seis novas variáveis (o tensor é uma matriz 3x3 simétrica) para o mesmo número de equações. Sendo assim, não é possível descrever o movimento do fluido com apenas o sistema de equações (4.5) e (4.6). Para resolver esse problema, tem-se os modelos de turbulência. Que são novas equações para completar o sistema e avaliar o tensor de Reynolds.

4.2 Hipótese de Boussinesq

A fim de simplificar a determinação das equações adicionais, é muito popularmente usado a aproximação de viscosidade turbulenta de Boussinesq (ARGYROPOULOS; MARKATOS, 2015). Derivada da chamada hipótese de Boussinesq, ela relaciona as tensões de Reynolds à taxa de deformação do movimento médio.

$$\overline{u'_i u'_j} = -\nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \kappa \delta_{ij} \quad (4.7)$$

Onde ν_t é a viscosidade cinemática turbulenta e κ é a energia cinética turbulenta definida como:

$$\kappa = \frac{\overline{u'_i u'_i}}{2} = \frac{1}{2} (\bar{u}_1^2 + \bar{u}_2^2 + \bar{u}_3^2) \quad (4.8)$$

Substituindo a equação (4.7) em (4.6), temos:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right] \quad (4.9)$$

Onde $\bar{P} = \bar{p} + \frac{2\kappa}{3}$.

Com o uso da hipótese de Boussinesq, houve uma redução da quantidade de variáveis extras, de seis para apenas uma (ν_t), simplificando significativamente o problema. Dessa forma, alguns modelos de turbulência surgem para determinar a viscosidade turbulenta ν_t .

Como pode ser observado, essa viscosidade turbulenta não é uma característica do fluido, mas sim do escoamento.

4.2.1 Modelo $k - \varepsilon$ padrão ($k - \varepsilon Standard$)

Este é um dos modelos mais comuns em softwares de CFD e muito utilizado para simulações de uso geral em engenharia. Ele se baseia em RANS e na hipótese de Boussinesq, ou seja, ele apresenta equações adicionais para determinar a viscosidade turbulenta (ν_t).

O modelo $k - \varepsilon Standard$ é formado por 3 equações (2 equações diferenciais parciais e uma algébrica) (ARGYROPOULOS; MARKATOS, 2015).

Equação cinemática turbulenta (ν_t):

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\partial x_j} \quad (4.10)$$

Equação da energia cinética turbulenta (k):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{(\nu + \nu_t)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \varepsilon + \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (4.11)$$

Equação da taxa de dissipação turbulenta (ε):

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{(\nu + \nu_t)}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.12)$$

Onde $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $C_\mu = 0,09$, $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ e $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, que são constantes empíricas e τ_{ij} é a tensão viscosa do fluido.

Apesar de muito usado e recomendado, deve-se atentar que esse modelo apresenta grande divergência com a realidade quando as aplicações envolvem escoamento com separação da camada limite, com mudança repentina na taxa de deformação média e com gradientes de pressão adverso (fluxos rotativos, superfícies curvas).

Com o intuito de melhorar este modelo, modificações foram feitas criando modelos como o $k - \varepsilon Realisable$ e o $k - \varepsilon RNG$. Ambos utilizam as equações (4.10) a (4.12) e têm valores distintos para as constantes empíricas. Além disso, no $k - \varepsilon Realisable$, a constante C_μ vira uma variável que é determinada por uma nova equação. Já no $k - \varepsilon RNG$, a constante $C_{\varepsilon 2}$ vira uma variável que é determinada por uma nova equação. Em ambas as modificações melhoram para aplicações de fluxo com separação da camada limite.

4.2.2 Modelo $k - \omega$

Este modelo é outro modelo de grande uso, principalmente para aplicações de escoamento com separação da camada-limite, também apresentando equações adicionais para determinar a viscosidade turbulenta (ν_t). Comparado com o $k - \varepsilon$, o $k - \omega$ tem maior precisão em aplicações com camada limite com gradientes de pressão adverso e separação. Para escoamentos de baixo número de Reynolds, o modelo $k - \varepsilon$ necessita um refinamento maior da malha próximo da parede se comparado com o $k - \omega$, o que muitas vezes não é viável por causa do custo computacional, isso torna o $k - \omega$ mais atrativo. Porém, esse modelo tem problemas quando aplicado a condições de corrente livre (longe da parede), pois a equação em ω é muito sensível às condições de contorno que devem ser diferentes de zero.

O modelo $k - \omega$ é formado por 3 equações (2 equações diferenciais parciais e uma algébrica) (ARGYROPOULOS; MARKATOS, 2015).

Equação da viscosidade cinemática turbulenta (ν_t):

$$\nu_t = \frac{k}{\tilde{\omega}}; \quad \tilde{\omega} = \max \left[\omega, C_{lim} \sqrt{\frac{2S_{ij}S_{ij}}{\beta^*}} \right]; \quad C_{lim} = \frac{7}{8} \quad (4.13)$$

Equação da energia cinética turbulenta (k):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma^* \frac{k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \beta^* k \omega + \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (4.14)$$

Equação da taxa de dissipação específica (ω):

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma \frac{k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] - \beta \omega^2 + \frac{\sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + a \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (4.15)$$

Onde se tem os seguintes valores para coeficientes e relações:

$$a = 0,52; \quad \beta = \beta_0 f_\beta; \quad \beta_0 = 0,0708; \quad \beta^* = 0,09; \quad \sigma = 0,5; \quad \chi_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}\Omega_{ki}}{(\beta^*\omega)^3} \right| \quad (4.16)$$

$$\sigma_d = \begin{cases} 0, & \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \leq 0 \\ \sigma_{d0}, & \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} > 0 \end{cases}; \quad f_\beta = \frac{1 + 85\chi_\omega}{1 + 100\chi_\omega}; \quad \Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.17)$$

Onde C_{lim} é a força limitadora de tensão, f_β a função de alongamento de vórtice, χ_ω o parâmetro adimensional de alongamento de vórtice e Ω_{ij} o tensor de rotação média.

4.2.3 Shear Stress Transport ($SST k - \omega$)

Este modelo, que também é chamado de $SST k - \omega$, é um dos mais robustos e baseado na hipótese de Boussinesq. Este modelo é normalmente recomendado quando se deseja uma boa precisão na previsão de camada limite com gradientes de pressão adverso e fluxos aerodinâmicos. O SST é um modelo aprimorado do $k - \omega$, unindo o às vantagens do modelo $k - \varepsilon$. Há uma influência maior do modelo $k - \varepsilon$ na corrente livre e do $k - \omega$ próximo da parede dentro da camada limite turbulenta.

Esse modelo rescreve as equações de $k - \varepsilon$ em termos de ω . As quatro equações (do $k - \varepsilon$ em termos de ω e do $k - \omega$) são multiplicados por uma função de mistura que funcionará como peso, ora dando mais importância ao $k - \omega$ ora ao $k - \varepsilon$. Após isso, as funções são somadas.

As equações desse modelo não serão apresentadas aqui por serem semelhantes às de modelos já mencionados e que a diferença é a existência da função de mistura. Sendo que o detalhamento da função de mistura foge do objetivo deste trabalho.

5 Resultados e Discussões

Todas as simulações computacionais foram realizadas com o *software* ANSYS CFX. Sendo a versão 15.0 para as simulações em regime estacionário, e a versão 19.2 para as simulações em regime transitório.

Quanto a discretização espacial do domínio, a malha computacional utilizada neste trabalho é a mesma já aplicada em estudos anteriores, (TONON *et al.*, 2020). Essa malha computacional foi gerada considerando uma folga de topo de 3% em relação à altura da pá. As características desta malha computacional são mostradas na Tabela 5.1, enquanto a Figura 5.1 mostra uma representação desta malha.

TABELA 5.1 – Coeficientes dos ajustes polinomiais

Característica da malha	Valor
Tipo de malha	Não Estruturada
Tipo de elementos	Tetraédricos
Numero de nós no Estator	2.574.205
Numero de nós no Rotor	2.027.145
Numero de elementos no Estator	8.518.259
Numero de elementos no Rotor	6.690.011
Numero de camadas de prismas	25
Y^+	0,003 - 0,063

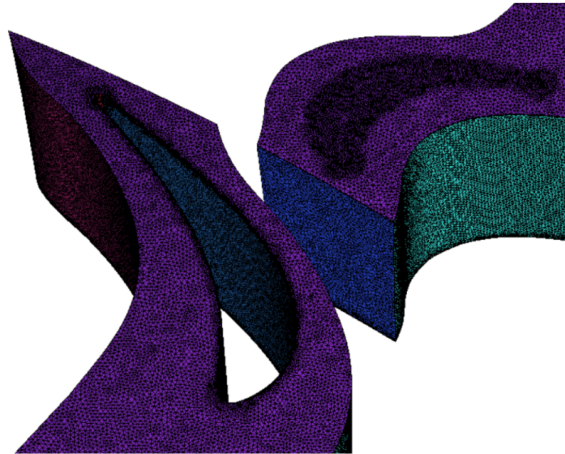


FIGURA 5.1 – Ilustração da Malha utilizada.

Como pode ser visto na Tabela 5.1 e na Figura 5.1, a malha computacional utilizada é do tipo não estruturada. Esse mesmo estágio do LPOTP do SSME, com a mesma folga de topo, também foi estudada utilizando malhas estruturadas (WHITACKER *et al.*, 2017), e os resultados deste trabalho foram utilizados para as comparações apresentadas em (TONON *et al.*, 2020). Os dois tipos de malhas não apresentaram diferenças significativas em relação aos resultados das simulações numéricas. Apesar disso, os resultados da malha não estruturada foram próximos do experimental na maior parte da faixa de operação. Pelo que é apresentado nestas duas referências, pode-se notar que os resultados obtidos através da utilização da malha não estruturada representam melhor o estágio da turbina estudada. Por esse motivo, a malha não estruturada foi escolhida para ser utilizada na análise realizada neste trabalho.

5.1 Simulações em Regime Estacionário

Nesse tipo de simulação, buscou-se comparar diferentes modelos de turbulência aplicados ao primeiro estágio da turbina axial hidráulica usado no Booster de LOX do Motor Principal do Space Shuttle da NASA.

5.1.1 Condições de contorno

As condições de contorno utilizadas nas simulações são as mesmas de trabalhos anteriores, são elas:

- Fluido de trabalho: água;
- Na entrada: vazão mássica, fluxo na direção axial, temperatura total de $294K$;

- Na saída: pressão estática média à 50% da altura da pá e sua determinação pela equação de equilíbrio radial;
- Nas paredes: condição de não-eskorregamento;
- Nas superfícies entre as pás: periodicidade;
- Na interface entre as grades: *Mixing-Plane* (plano de mistura).

Nos procedimentos experimentais realizados pela Administração Nacional da Aeronáutica e Espaço (do inglês, *National Aeronautics and Space Administration, NASA*) dos EUA, como mostrado em (BOYNTON; ROHLIK, 1976), para todas as velocidades, foram mantidas constantes a pressão total na entrada e na saída do estágio da turbina. Sendo os seus valores respectivamente, 2.410.000 Pa e 550.000 Pa. No software CFX v.15.0 (ANSYS, 2015), não é possível selecionar as pressões totais de entrada e saída como condição de contorno. Com essa referência, em todas as rotações analisadas no estudo dos modelos de turbulência $k-\varepsilon Standard$ e $k-\varepsilon RNG$, variaram-se os valores de vazão mássica e pressão estática na saída para que os valores de pressão total na entrada e na saída do estágio permanecesse dentro de 0,3% do valor nominal. Esta mesma abordagem já foi utilizada em (TONON *et al.*, 2020) e (WHITACKER *et al.*, 2017), mas com tolerâncias diferentes. Os resultados para o modelo de turbulência $SSTk-\omega$ foram obtidos de trabalhos anteriores, (TONON *et al.*, 2020).

A Tabela 5.2 apresenta os valores utilizados para fluxo de massa e pressão estática de saída estática, para cada modelo de turbulência e em cada condição de operação.

TABELA 5.2 – Condições de contorno utilizados para $k-\varepsilon Standard$, $k-\varepsilon RNG$ e $SSTk-\omega$

$N [rpm]$	$k-\varepsilon Standard$		$k-\varepsilon RNG$		$SSTk-\omega$	
	$\dot{m}$	$p_e [Pa]$	$\dot{m}$	$p_e [Pa]$	$\dot{m}$	$p_e [Pa]$
4500	1,36277	316492	1,37391	300354	1,27835	379350
4159	1,36851	348777	1,37721	335397	1,28255	401450
3818	1,37131	370294	1,38184	358778	1,29675	409300
3600	1,37471	380795	1,38999	357474	1,30275	416500
3477	1,37994	386444	1,39087	362851	1,30805	418500
3136	1,38608	406893	1,38335	382071	1,32835	416800
2795	1,39394	418346	1,39110	368621	1,35115	399500
2454	1,39456	400889	1,41094	358026	1,35750	371500
2113	1,41074	361657	1,43608	332864	1,37755	338600

Observa-se na Tabela 5.2 que os valores de vazão mássica e pressão estática na saída não foram mantidos iguais entre os modelos de turbulência. Pois o objetivo era que as

simulações tivessem condições similares às condições experimentais de pressão total na entrada e na saída.

5.1.2 Critérios de convergência numérica

As equações RANS foram resolvidas utilizando o software ANSYS CFX v.15.0. Todos os modelos de turbulência analisados neste trabalho são implementados dentro do software utilizado, CFX v. 15.0. Os resíduos RMS para as equações de continuidade, momento e energia tiveram comportamento semelhante em todas as simulações. Portanto, os resíduos RMS para 3.136 RPM usando o modelo $k - \varepsilon RNG$ são mostrados na Figura 5.2.

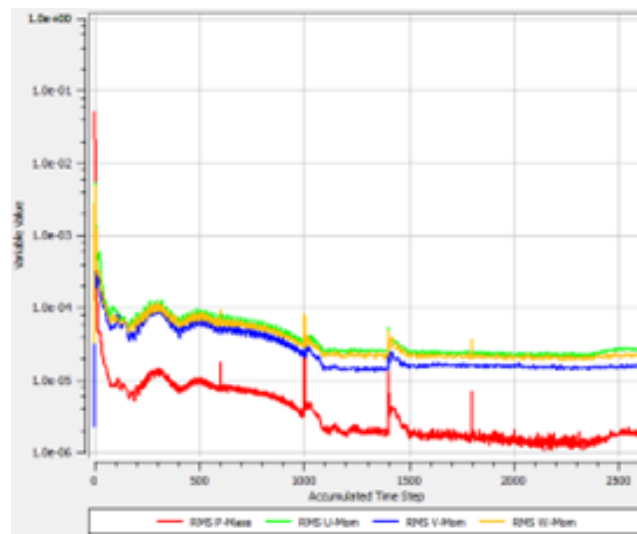


FIGURA 5.2 – Resíduos numéricos das equações de continuidade e momento obtidos nas simulações para 3,136 RPM usando o modelo $k - \varepsilon RNG$.

Existem algumas descontinuidades nos resíduos mostrados nesta figura, representados por picos. Estas são causadas por mudanças sensíveis no fluxo de massa e pressão estática nas condições de contorno de saída, visando manter as pressões totais próximas aos valores nominais do experimento. Idealmente, os resíduos deveriam alcançar o valor nulo. Apesar de isso não ocorrer, eles se mantiveram valores abaixo de 10^{-4} . Segundo (ANSYS, 2015), uma solução razoavelmente convergente requer um nível residual máximo não superior a $5 \cdot 10^{-4}$. Os valores finais utilizados são os apresentados na Tabela 5.3, e representam o final deste processo, ou seja, quando a pressão total na entrada e saída do estágio estava dentro da tolerância de 0,3% em relação aos valores estabelecidos em (BOYNTON; ROHLIK, 1976).

Os resíduos RMS para variáveis de Turbulências tiveram comportamento semelhante em todas as simulações, estabilizando em torno de um valor após uma quantidade suficiente de iterações. Portanto, as turbulências de resíduos RMS para 3.818 RPM usando o modelo $k - \varepsilon RNG$ são mostradas na Figura 5.3.

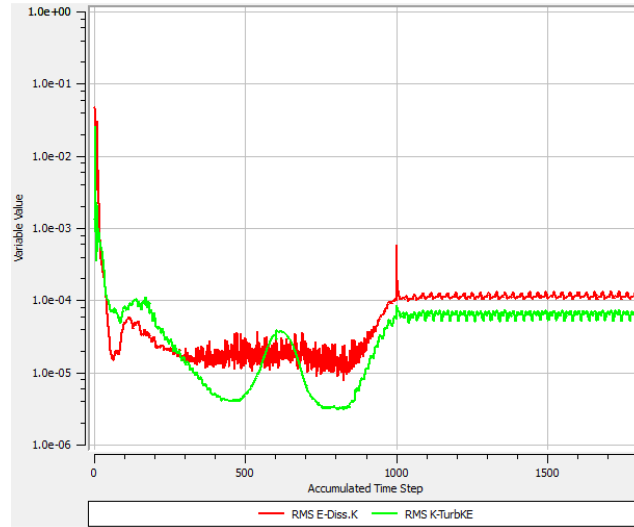


FIGURA 5.3 – Resíduos numéricos das equações de turbulência obtidos nas simulações para 3,818 RPM usando o modelo $k - \varepsilon RNG$.

Os valores de razão de pressão, pressão total na entrada e pressão total na saída foram usados para monitorar a convergência numérica. Este procedimento foi realizado para todas as condições operacionais analisadas neste trabalho. As Figuras 5.4 a 5.6 mostram uma representação dessas propriedades durante o processo de convergência.

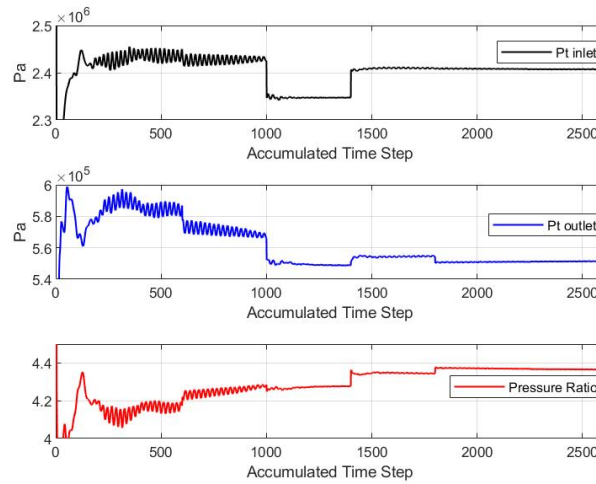


FIGURA 5.4 – Monitoramento da razão de pressão, pressão total na entrada e pressão total na saída para 3,136 RPM usando o modelo $k - \varepsilon RNG$.

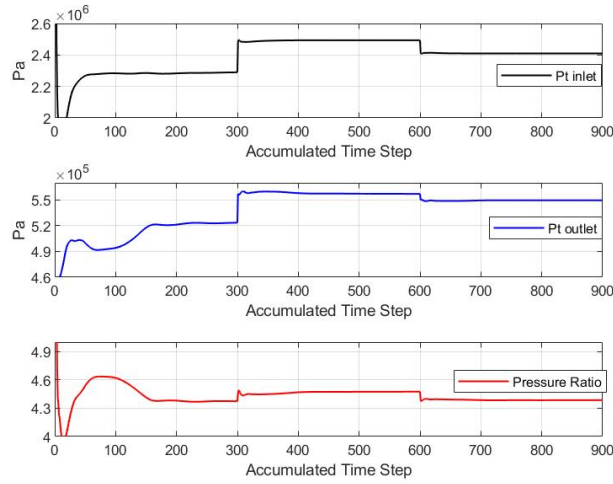


FIGURA 5.5 – Monitoramento da razão de pressão, pressão total na entrada e pressão total na saída para 3,600 RPM usando o modelo $k - \varepsilon$ *Standard*.

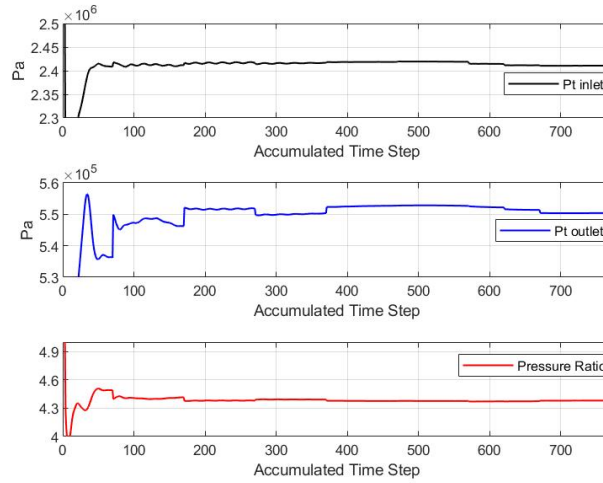


FIGURA 5.6 – Monitoramento da razão de pressão, pressão total na entrada e pressão total na saída para 3,477 RPM usando o modelo $SST\ k - \omega$.

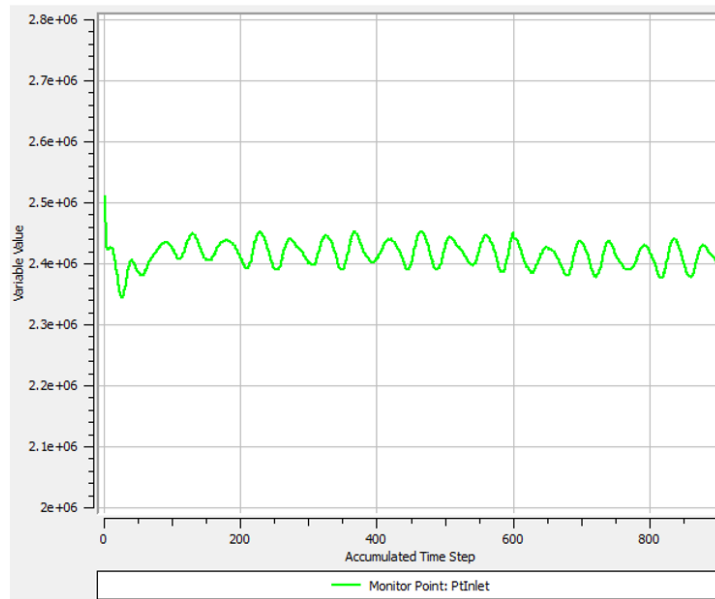
5.1.3 Pós-processamento

Considerando as condições de contorno da Tabela 5.2, os resultados referentes às pressões totais de entrada e saída do estágio apresentados na Tabela 5.3. As diferenças entre esses resultados e os valores nominais estão dentro da faixa de 0,3% para os modelos $k - \varepsilon$ e dentro da faixa de 0,1% para o modelo SST, foram obtidos em trabalhos anteriores (TONON *et al.*, 2020), conforme já mencionado.

TABELA 5.3 – Resultados de pressão total na entrada e na saída para $k - \varepsilon Standard$, $k - \varepsilon RNG$ e $SSTk - \omega$

	$k - \varepsilon Standard$		$k - \varepsilon RNG$		$SSTk - \omega$	
$N [rpm]$	$p_{T,i} [Pa]$	$p_{T,e} [Pa]$	$p_{T,i} [Pa]$	$p_{T,e} [Pa]$	$p_{T,i} [Pa]$	$p_{T,e} [Pa]$
4500	1,36277	316492	1,37391	300354	1,27835	379350
4159	1,36851	348777	1,37721	335397	1,28255	401450
3818	1,37131	370294	1,38184	358778	1,29675	409300
3600	1,37471	380795	1,38999	357474	1,30275	416500
3477	1,37994	386444	1,39087	362851	1,30805	418500
3136	1,38608	406893	1,38335	382071	1,32835	416800
2795	1,39394	418346	1,39110	368621	1,35115	399500
2454	1,39456	400889	1,41094	358026	1,35750	371500
2113	1,41074	361657	1,43608	332864	1,37755	338600

Ao realizar as simulações numéricas, verificou-se que para as condições superiores a 2795 rpm após um certo número de iterações, os valores de saída total e pressão de entrada do estágio permaneceram constantes. No entanto, para as três velocidades mais baixas estudadas, esses valores permaneceram oscilando em torno de um valor médio, para o modelo $k - \varepsilon Standard$ e para o modelo $k - \varepsilon RNG$. Este tipo de oscilação também foi verificado para as mesmas velocidades no modelo $SSTk - \omega$ em trabalhos anteriores (TONON *et al.*, 2020). A Figura 5.7 apresenta um exemplo do histórico de pressão total na entrada para a condição de 2454 rpm com o $k - \varepsilon Standard$.

FIGURA 5.7 – histórico de pressão total na entrada para a condição de 2454 rpm com o $k - \varepsilon Standard$.

Para as três velocidades mais baixas, como valor de parâmetro representativo, foi utilizado o valor médio de acordo com as últimas 150 iterações para o modelo $k - \varepsilon$ *Standard* e para as últimas 200 iterações para o modelo $k - \varepsilon$ *RNG*. O que pode estar associado a essas flutuações nos resultados é a natureza transitória do escoamento no estágio da turbina. Como essas condições de operação estão distantes do Ponto de Projeto (DP), é razoável que apareçam flutuações nos resultados devido à instabilidade inerente ao fluxo.

As simulações com o modelo $SSTk - \omega$ também apresentaram essas flutuações nos resultados, porém nenhuma figura que demonstre esta questão foi adicionada neste trabalho, uma vez que o modelo $SSTk - \omega$ não foi simulado neste trabalho.

Um parâmetro importante para a comparação de desempenho dos dois modelos de turbulência é a eficiência. A eficiência total do estágio da turbina por ser calculada usando a seguinte equação como mostra (WHITACKER, 2017):

$$\eta_{TT} = \frac{2\pi N\tau}{60 \cdot Z \cdot (p_{T,i} - p_{T,o}) \cdot \frac{\dot{m}}{\rho}} \quad (5.1)$$

Onde Z é o número de pás no estator, τ é o torque total no rotor, ρ é a densidade e η_{TT} a eficiência.

A fim de realizar a comparação de eficiência entre os valores experimentais e os valores das simulações numéricas com modelos de turbulência distintos, foi utilizado o parâmetro “Blade-jet-speed ratio”, que é calculado pela equação (5.2) como em (BOYNTON; ROHLIK, 1976):

$$\frac{U}{C_0} = \frac{2\pi N\tau}{60 \cdot \sqrt{2 \cdot (p_{T,i} - p_{T,o}) \cdot \frac{1}{\rho}}} \quad (5.2)$$

Em cada condição de estudo tem-se três variáveis, pressões totais de entrada e saída do estágio e a velocidade de rotação. A equação (5.2) visa utilizar um único parâmetro no lugar das três variáveis e relacionar com a eficiência. Sendo assim, com os resultados numéricos e as equações (5.1) e (5.2), foi possível construir o gráfico da Figura 5.8.

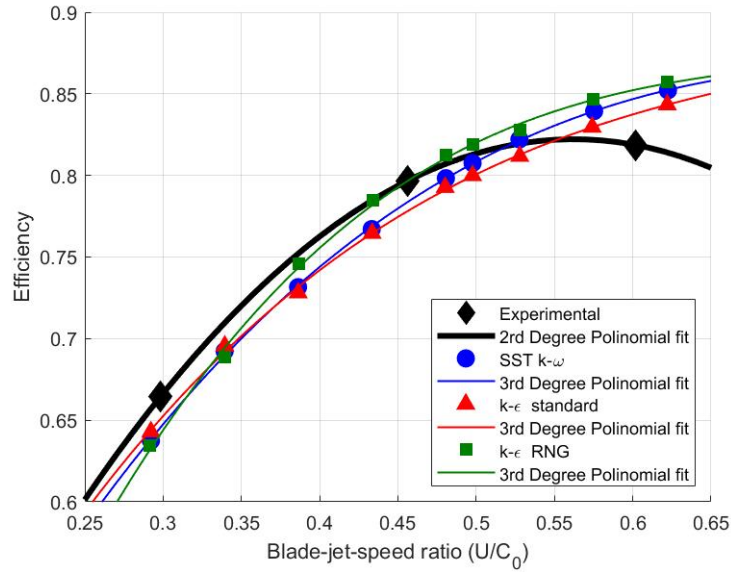


FIGURA 5.8 – Comparação entre os dados experimentais e as simulações computacionais.

Para poder comparar os resultados experimentais e numéricos quantitativamente, foram utilizadas interpolações polinomiais, para os pontos considerados em cada caso. Este é um processo semelhante ao já usado em trabalhos anteriores, (WHITACKER, 2017). Os polinômios relacionados aos resultados obtidos com malhas estruturadas e não estruturadas são de terceiro grau. Porém, para os dados experimentais, foi utilizado um polinômio de segundo grau, pois, para a faixa analisada, apenas três pontos experimentais são conhecidos. A Tabela 5.4 apresenta os coeficientes de cada um desses polinômios e a Tabela 5.5 apresenta a comparação quantitativa entre os dados experimentais e os resultados utilizando os diferentes modelos.

Os resultados da Tabela 5.5 e sua representação gráfica na Figura 5.8, mostram um comportamento quantitativo semelhante entre os três modelos utilizados. A Tabela 5.5 indica que o modelo $k - \epsilon$ RNG apresenta um melhor ajuste aos resultados experimentais na maior parte da faixa de velocidade rotacional, principalmente em regiões distantes do Ponto de Projeto. Essa conclusão é feita porque, na maior parte da faixa de velocidade rotacional, as diferenças percentuais absolutas em relação ao teste experimental são menores para os resultados obtidos com o modelo $k - \epsilon$ RNG do que com os demais modelos. Em velocidades de rotação próximas ao ponto DP, os modelos SST $k - \omega$ e $k - \epsilon$ RNG apresentam melhores resultados que o modelo $k - \epsilon$ Standard. O $k - \epsilon$ RNG apresenta o melhor resultado no Ponto de Projeto.

Apesar da diferença de erro entre os modelos, os valores são em sua maioria menores que 3%. E como nos dados experimentais do relatório da NASA não há registro de incertezas de medições, um erro de 3% pode ser considerado bem pequeno.

TABELA 5.4 – Coeficientes dos ajustes polinomiais

	$\eta_{TT} = A \cdot \frac{U}{C_0}^3 + B \cdot \frac{U}{C_0}^2 + C \cdot \frac{U}{C_0} + D$			
	A	B	C	D
Experimental	0	-2,2662	2,5480	0,1060
$SST k - \omega$	0,9652	-2,7546	2,5352	0,1088
$k - \varepsilon Standard$	1,4120	-3,2231	2,6272	0,1164
$k - \varepsilon RNG$	2,4600	-5,3079	3,9214	-0,1212

TABELA 5.5 – Comparação entre eficiência utilizando os 3 modelos de turbulência

Tipo do Ponto de Operação	Erro absoluto (Relative Error)			
	U/C_0	$k - \varepsilon Standard$	$k - \varepsilon RNG$	$SST k - \omega$
Ponto de projeto	0,4706	0,0171 (2,13%)	0,0019 (0,24%)	0,0108 (1,34%)
Experimental	0,2983	0,0137 (2,06%)	0,0228 (3,44%)	0,0188 (2,83%)
	0,4559	0,0186 (2,34%)	0,0001 (0,01%)	0,0131 (1,64%)
	0,6017	0,0192 (2,34%)	0,0339 (4,14%)	0,0286 (1,60%)
	0,2922	0,0130 (1,97%)	0,0242 (3,68%)	0,0185 (2,82%)
	0,3289	0,0169 (2,41%)	0,0170 (2,43%)	0,0199 (2,84%)
	0,3656	0,0196 (2,66%)	0,0114 (1,55%)	0,0200 (2,72%)
	0,4023	0,0207 (2,71%)	0,0068 (0,88%)	0,0185 (2,42%)
	0,4390	0,0198 (2,51%)	0,0023 (0,29%)	0,0153 (1,93%)
	0,4757	0,0165 (2,05%)	0,0027 (0,33%)	0,0099 (1,23%)
	0,5124	0,0103 (1,26%)	0,0089 (1,09%)	0,0021 (0,26%)
	0,5491	0,0009 (0,11%)	0,0172 (2,09%)	0,0083 (1,02%)
	0,5858	0,0123 (1,49%)	0,0281 (3,43%)	0,0218 (2,65%)
	0,6225	0,0295 (3,62%)	0,0425 (5,23%)	0,0384 (4,72%)

Outros parâmetros interessantes para a comparação entre os modelos de turbulência são a distribuição de pressão estática ao longo do estágio, Figuras 5.9 a 5.17, e o campo de velocidade ao longo do estágio, Figuras 5.18 a 5.26.

Observando os gráficos de distribuição de pressão estática ao longo do estágio das Figuras 5.9 a 5.17, nota-se que há pouca diferença entre os modelos $k - \varepsilon$ na mesma altura de pá. As diferenças mais significativas são a intensidade e o tamanho das regiões de baixa pressão.

Analisando as Figuras 5.9 a 5.17, existem algumas diferenças, principalmente no bordo de fuga do estator, na garganta do estator e próximo ao bordo de ataque do rotor. É possível observar que existem regiões onde a pressão tem um valor negativo. Como os resultados

são apresentados em valores absolutos, o valor negativo não tem significância física. No entanto, esse comportamento indica que ocorreu cavitação nessas regiões, conforme já discutido em estudos anteriores (TONON *et al.*, 2020).

Ainda observando as Figuras 5.9 a 5.17, nos modelos $k - \varepsilon$, as regiões de pressão negativa são mais pronunciadas em valores de pressão reduzida do que no modelo $SST k - \omega$. Além disso, pode-se notar que, utilizando os três modelos de turbulência, existem regiões de gradiente de pressão adverso.

Para o mesmo modelo de turbulência, pode-se notar que de 5% a 50% da altura da pá, a intensidade e o tamanho das regiões de baixa pressão aumentam no rotor e diminuem no estator.

Analisando as Figuras 5.15 a 5.26, nota-se que na região do estator, a redução do tamanho das regiões de baixa pressão usando os modelos $k - \varepsilon$ e quase nula usando o modelo $SST k - \omega$.

Na região do rotor, há semelhança para os três modelos na região próxima ao bordo de fuga no lado de sucção. No entanto, existem diferenças em outros locais onde existem regiões de baixa pressão. Há uma maior intensidade da região de pressão no bordo de fuga usando os modelos $k - \varepsilon$. Além disso, existem regiões de baixa pressão distantes do rotor no lado de sucção usando os modelos $k - \varepsilon$, o que não ocorre com o modelo $SST k - \omega$.

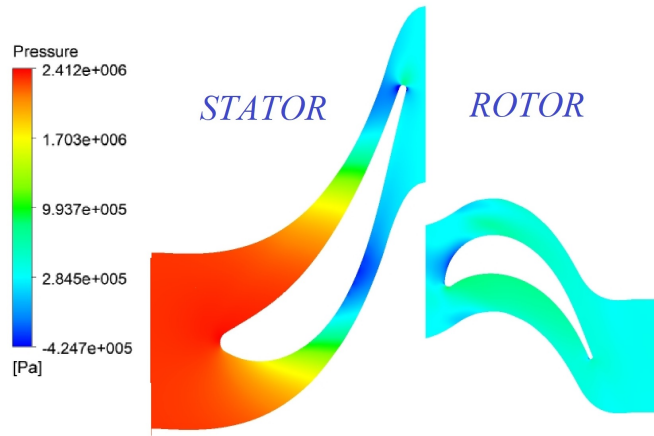


FIGURA 5.9 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 5% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon RNG$.

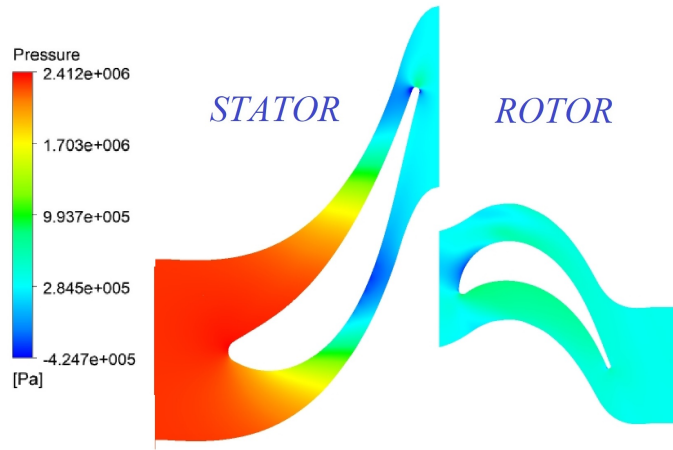


FIGURA 5.10 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 5% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon$ Standard.

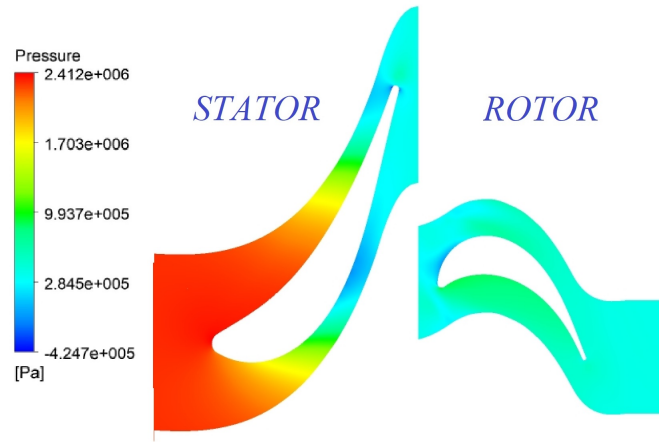


FIGURA 5.11 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 5% da altura da pá usando o modelo $SST k - \omega$.

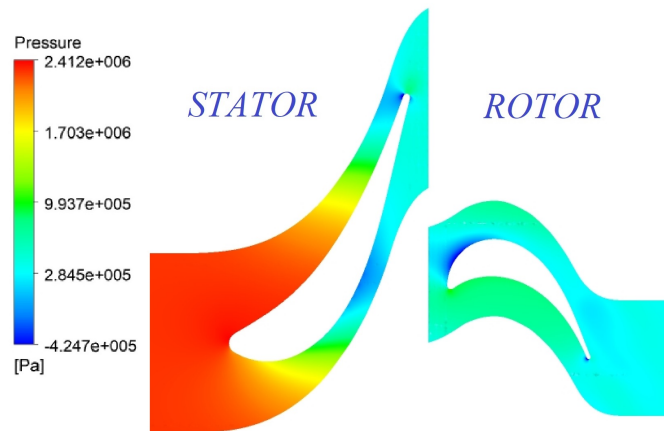


FIGURA 5.12 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 50% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon$ RNG.

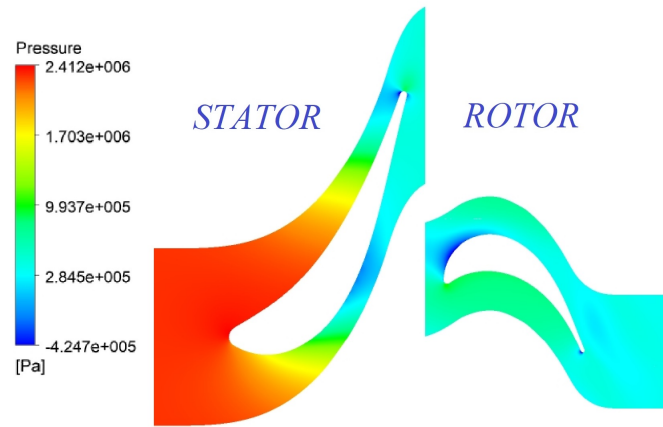


FIGURA 5.13 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 50% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon$ Standard.

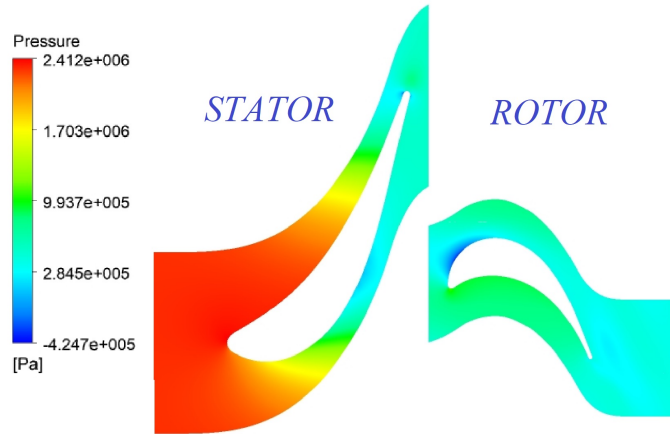


FIGURA 5.14 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 50% da altura da pá usando o modelo $SST k - \omega$.

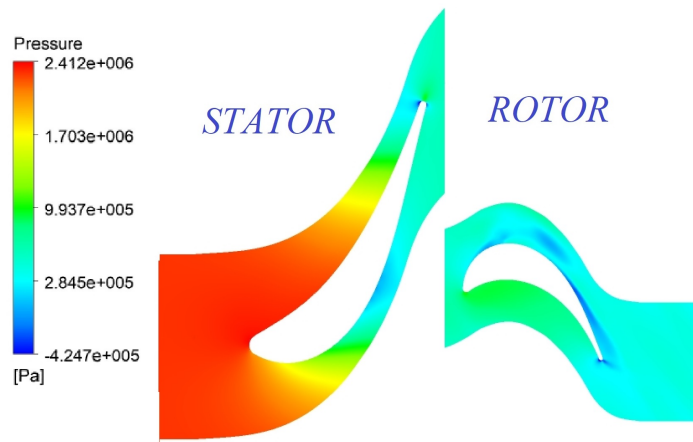


FIGURA 5.15 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 95% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon$ RNG.

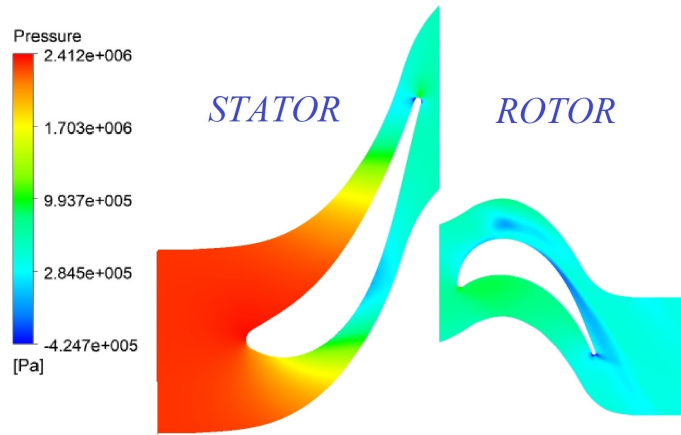


FIGURA 5.16 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 95% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon$ Standard.

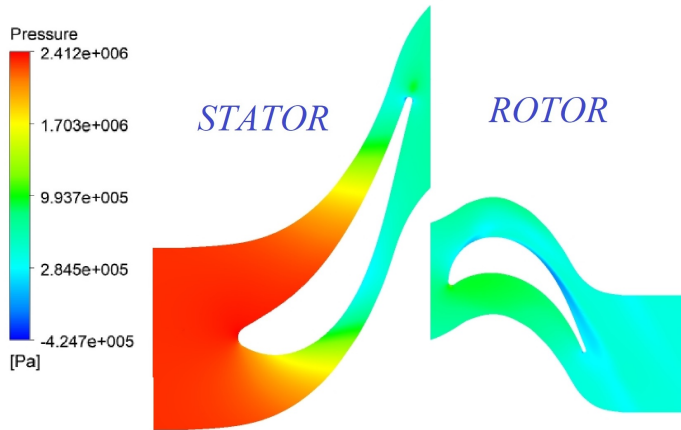


FIGURA 5.17 – Distribuição da pressão estática ao longo do estágio para 3477 rpm à 95% da altura da pá usando o modelo $SST k - \omega$.

Tal como acontece com a distribuição de pressão, também existem diferenças no campo de velocidade. Analisando as Figuras 5.18 a 5.26, na região do estator e na mesma altura de pá nota-se que há pouca diferença entre os modelos $k - \varepsilon$. No entanto, próximo ao bordo de fuga e garganta do estator, há uma maior região de altas velocidades no modelo $k - \varepsilon$ do que no modelo $SST k - \omega$. Além disso, é possível verificar a formação de uma esteira no bordo de fuga do estator utilizando os três modelos. No entanto, pode-se notar uma diferença no formato e na magnitude dos valores.

Analisando a região do rotor das Figuras 5.18 a 5.20 (a 5% da altura da pá), nota-se que existem regiões de velocidade zero distantes do rotor, mas próximas ao bordo de ataque. Para o mesmo modelo, esta região é mais intensa no lado da sucção. Entre os modelos $k - \varepsilon$, esta região é mais intensa no $k - \varepsilon$ RNG. Além disso, há uma região mais intensa de velocidade zero no bordo de fuga do rotor usando o modelo $SST k - \omega$.

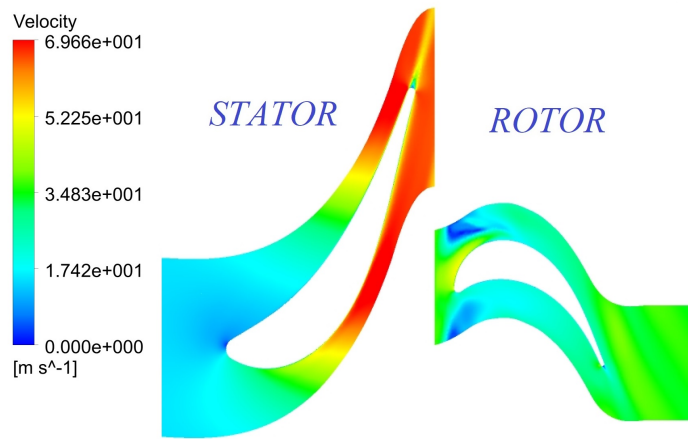


FIGURA 5.18 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 5% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon$ *RNG*.

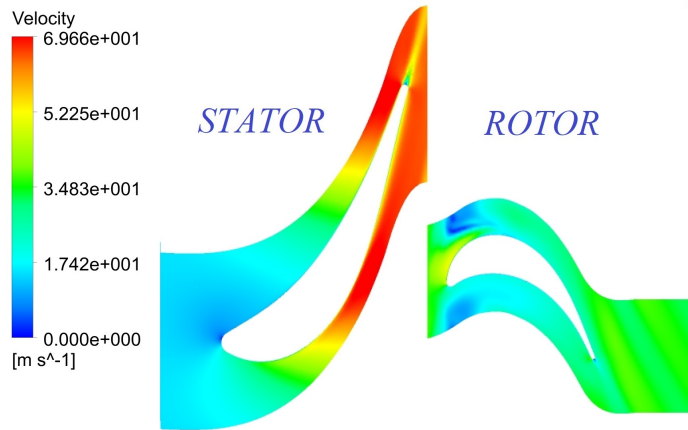


FIGURA 5.19 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 5% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon$ *Standard*.

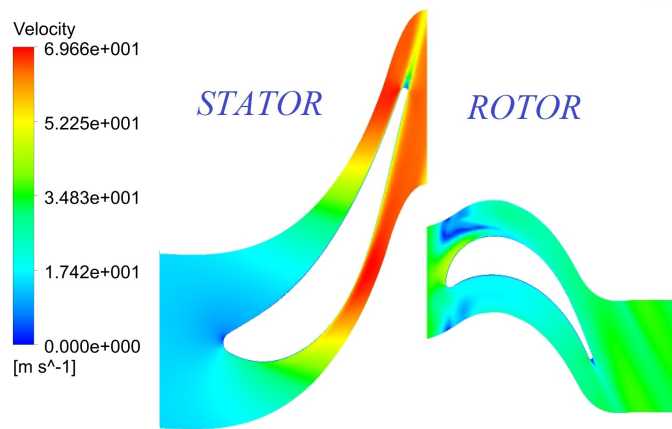


FIGURA 5.20 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 5% da altura da pá usando o modelo $SST k - \omega$.

Analisando a região do rotor das Figuras 5.21 a 5.23 (a 50% da altura da pá), não há

diferença clara entre o $SST\ k - \omega$ e $k - \varepsilon\ Standard$. No entanto, considerando o modelo $k - \varepsilon\ RNG$, um fenômeno interessante também pode ser observado na esteira próxima ao bordo de fuga do rotor, conforme mostrado na Figura 5.21. Com este modelo, a região com velocidade igual a zero é muito maior do que com o outros, além de estarem ligeiramente afastados do bordo de fuga.

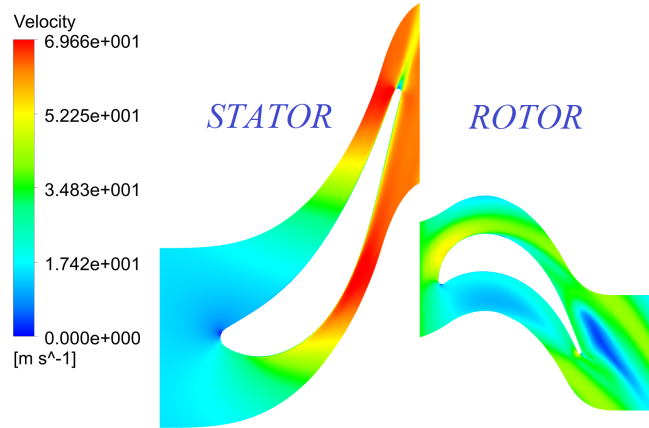


FIGURA 5.21 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 50% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon\ RNG$.

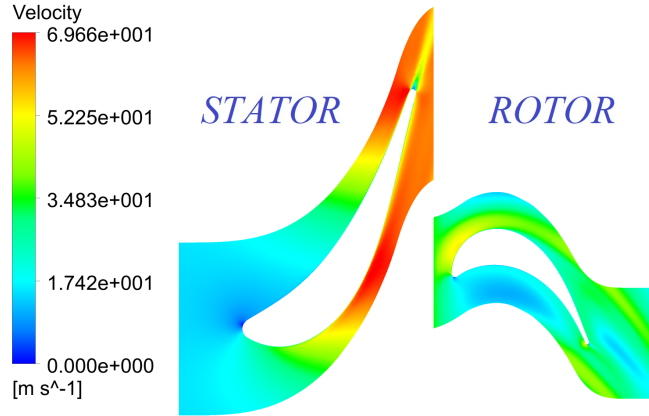


FIGURA 5.22 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 50% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon\ Standard$.

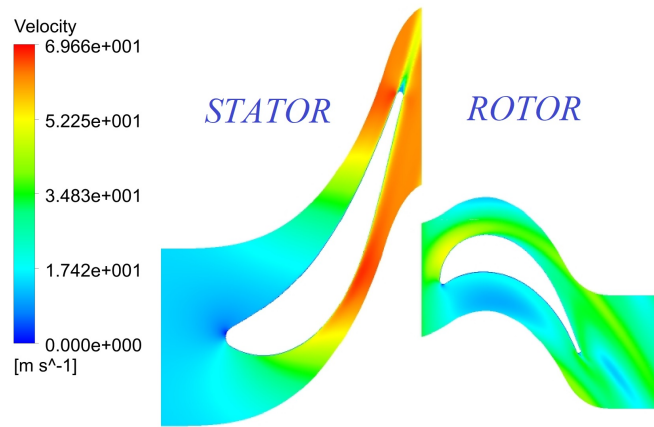


FIGURA 5.23 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 50% da altura da pá usando o modelo $SST k - \omega$.

Analisando a região do rotor das Figuras 5.24 a 5.26 (a 95% da altura da pá), a formação da esteira próxima ao bordo de fuga é semelhante entre o $SST k - \omega$ e $k - \varepsilon Standard$. A região de esteira usando o $k - \varepsilon RNG$ é menor, porém mais intensa que os outros dois modelos. Além disso, há mais regiões com baixa velocidade usando o $k - \varepsilon RNG$.

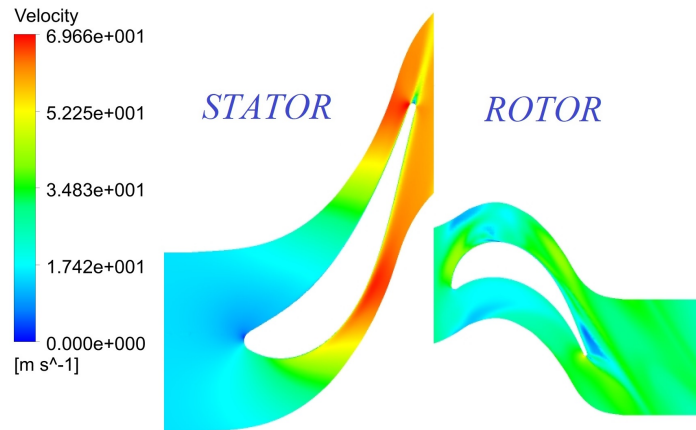


FIGURA 5.24 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 95% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon RNG$.

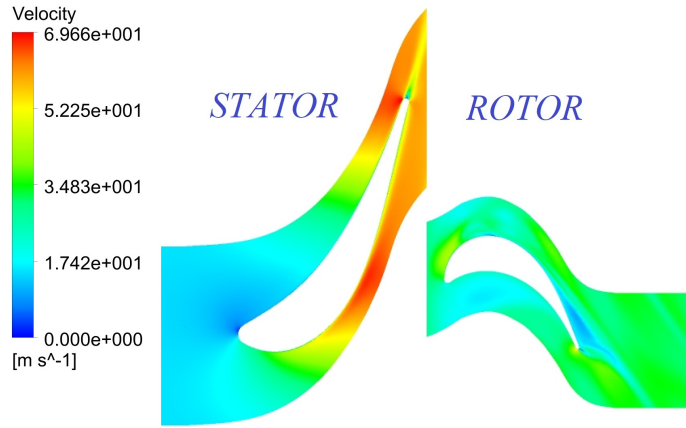


FIGURA 5.25 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 95% da altura da pá usando o modelo $k - \varepsilon$ *Standard*.

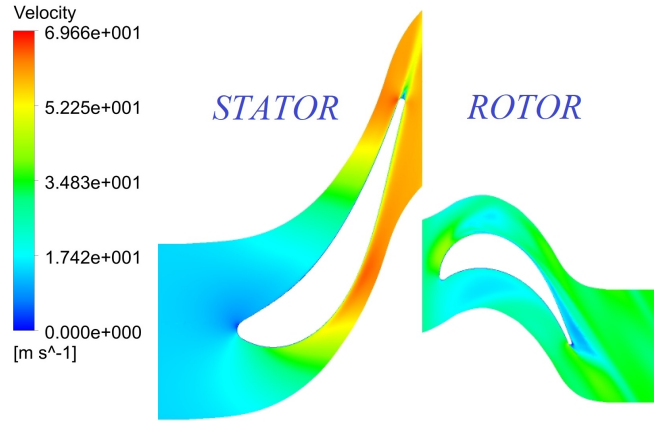


FIGURA 5.26 – Distribuição da velocidade ao longo do estágio para 3477 rpm à 95% da altura da pá usando o modelo $SST k - \omega$.

Observando as figuras de distribuição de pressão estática e campo de velocidade das simulações usando o modelo $k - \varepsilon$ *Standard*, há regiões onde ocorre a separação da camada limite e há gradientes de pressão adversos, situações em que, segundo (ARGYROPOULOS; MARKATOS, 2015), o $k - \varepsilon$ *Standard* pode apresentar problemas numéricos. Assim, embora o modelo $k - \varepsilon$ *Standard* apresente melhores resultados em condições operacionais distantes do ponto de projeto, como mostra a Tabela 5.5, não há certeza de que esses resultados representem uma boa aproximação da aplicação real.

Outra informação interessante para a comparação entre os modelos de turbulência é sobre o comportamento do escoamento na folga de topo e na formação de vórtices. Para tanto, foram geradas figuras de vetores de velocidade, Figuras 5.27 a 5.29, e contornos de entropia estática, Figuras 5.30 a 5.32.

Como pode ser visto nas Figuras 5.27 a 5.29, que o comportamento da formação dos vórtices é semelhante para a utilização dos três modelos de turbulência. Existem pequenas

diferenças nas posições dos vórtices.

Para os três modelos, pode-se observar que há um escoamento através da folga de topo formando um Vórtice de Vazamento (SILVA, 2012). Além disso, próximo a esse vazamento de ponta, ocorre a formação do *Scrapping Vortex*, que tem sentido de rotação contrário ao Vórtice de Vazamento. Devido ao sentido de rotação diferente, um vórtice amortece o outro, diminuindo a geração de entropia.

Quanto ao vazamento pela folga da ponta, aparentemente, parece ser mais intenso com o modelo $k - \varepsilon$ *Standard* do que nos outros dois modelos.

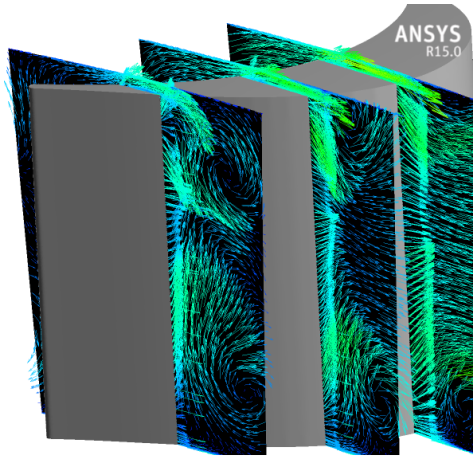


FIGURA 5.27 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor usando o modelo $k - \varepsilon$ *RNG*.

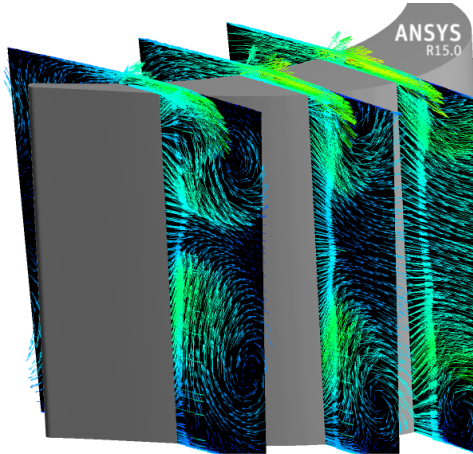


FIGURA 5.28 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor usando o modelo $k - \varepsilon$ *Standard*.

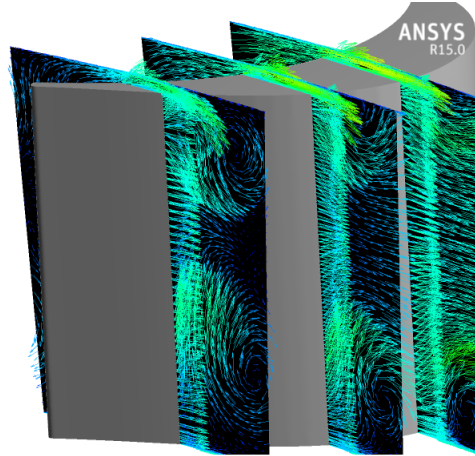


FIGURA 5.29 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor usando o modelo $SST k - \omega$.

Analisando as Figuras 5.30 a 5.32, próximo à folga da ponta e do lado de sucção do rotor, observa-se uma região de grande geração de entropia semelhante aos três modelos, mas de intensidades diferentes. Utilizando o modelo $k - \varepsilon RNG$ é o de menor intensidade, seguido pelo $SST k - \omega$ e $k - \varepsilon Standard$. Como as condições de operação de 3.477 rpm são as mais próximas do Ponto de Projeto, uma relação coerente entre este comportamento de geração de entropia e as eficiências encontradas para o Ponto de projeto ($U/C_0 = 0,471$) pode ser verificada na Figura 5.8. Onde a maior eficiência no Ponto de Projeto é para $k - \varepsilon RNG$, seguido por $SST k - \omega$ e $k - \varepsilon Standard$.

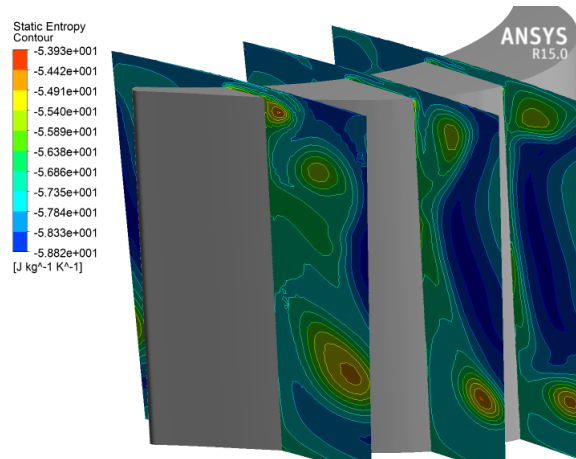
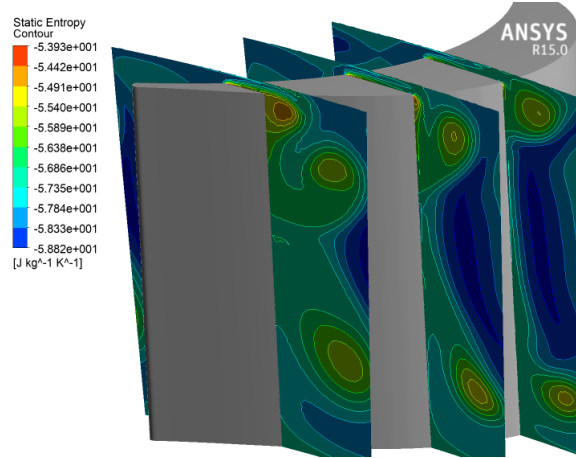
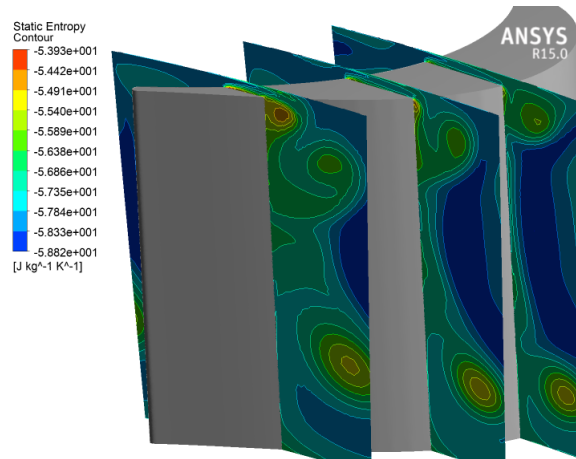


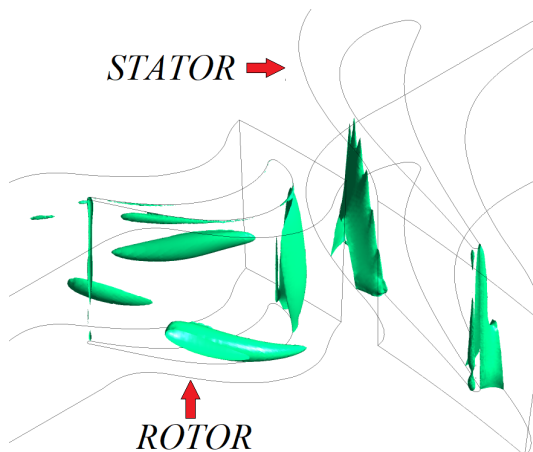
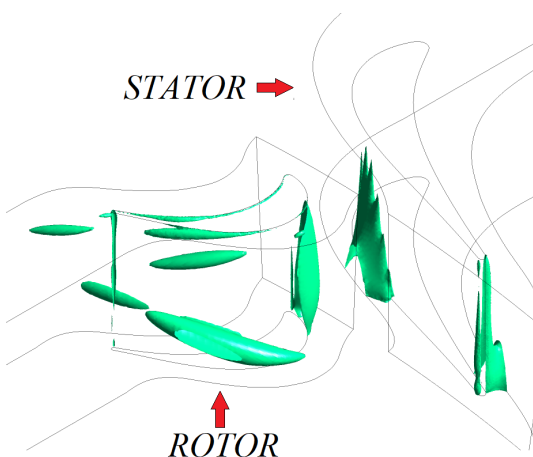
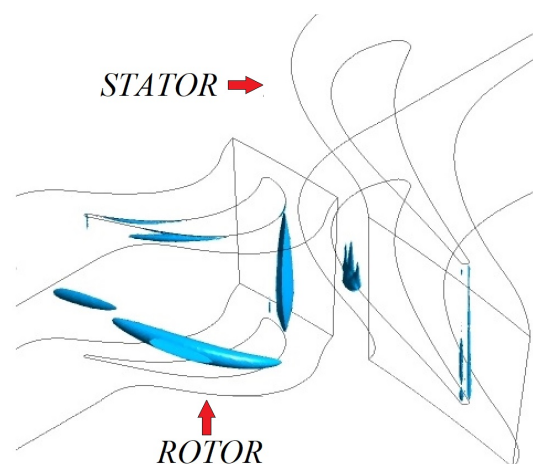
FIGURA 5.30 – Contornos de Entropia Estática no escoamento pelo rotor usando o modelo $k - \varepsilon RNG$.

FIGURA 5.31 – Contornos de Entropia Estática no escoamento pelo rotor usando o modelo $k-\varepsilon$ Standard.FIGURA 5.32 – Contornos de Entropia Estática no escoamento pelo rotor usando o modelo $SST k - \omega$.

Também pôde ser investigado as regiões onde a pressão tem valor negativo, o que não tem significado físico, mas pode indicar a presença do fenômeno de cavitação. Para isso, foram construídas superfícies isobáricas de pressão igual a zero para ambos os modelos (sendo as do modelo $SST k - \omega$, obtido em trabalhos anteriores (TONON *et al.*, 2020)), Figuras 5.33 a 5.35.

Como pode ser visto, existe alguma semelhança entre as regiões onde ocorre a cavitação. Os modelos $k - \varepsilon$ são muito semelhantes. Em comparação com o modelo $SST k - \omega$, os modelos $k - \varepsilon$, apresentam maior intensidade de cavitação, além de outras regiões onde a cavitação não é observada no $SST k - \omega$.

A Figura 5.36 também apresenta os resultados dessas regiões de cavitação considerando simulações multifásicas, disponíveis em (WHITACKER *et al.*, 2018). O resultado da análise multifásica se compara muito bem com os das simulações monofásicas realizadas para o $SST k - \omega$ (WHITACKER *et al.*, 2018), porém, apresenta algumas divergências com as simulações para o $k - \varepsilon$.

FIGURA 5.33 – Região de cavitação para 3477 rpm usando o modelo $k - \varepsilon RNG$.FIGURA 5.34 – Região de cavitação para 3477 rpm usando o modelo $k - \varepsilon Standard$.FIGURA 5.35 – Região de cavitação para 3477 rpm usando o modelo $SST k - \omega$.

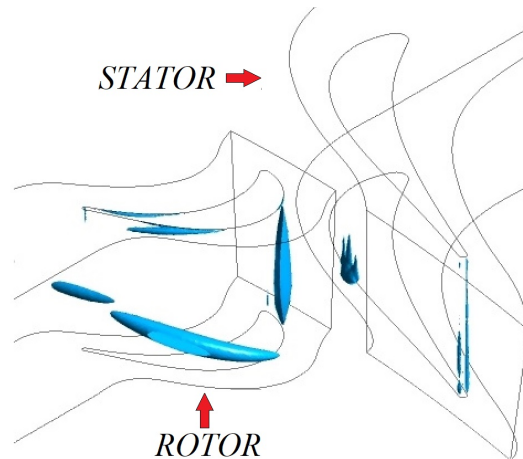


FIGURA 5.36 – Região de cavitação para 3477 rpm usando simulações multifásicas, (Whitacker,2018), utilizando o modelo $SST k - \omega$.

5.2 Simulação em Regime Transitório

Diferente da simulação em regime estacionário, na simulação de um escoamento em regime transitório, a parte temporal da equação (4.6), deve ser levada em consideração na resolução. Devendo assim, haver uma discretização temporal.

O comportamento dependente do tempo para simulações em regimes transitórios no software ANSYS CFX é especificado por meio da duração total da simulação, *Total time*, e do passo de tempo, *Timestep*. Existe a possibilidade do *Timestep* ser variável ao longo da simulação. Porém, como o objetivo deste trabalho é estudar a evolução temporal dos eventos, é adequado escolher um passo de tempo fixo, Figura 5.37. Existe também a possibilidade de se escolher a quantidade de *Timesteps* da simulação.

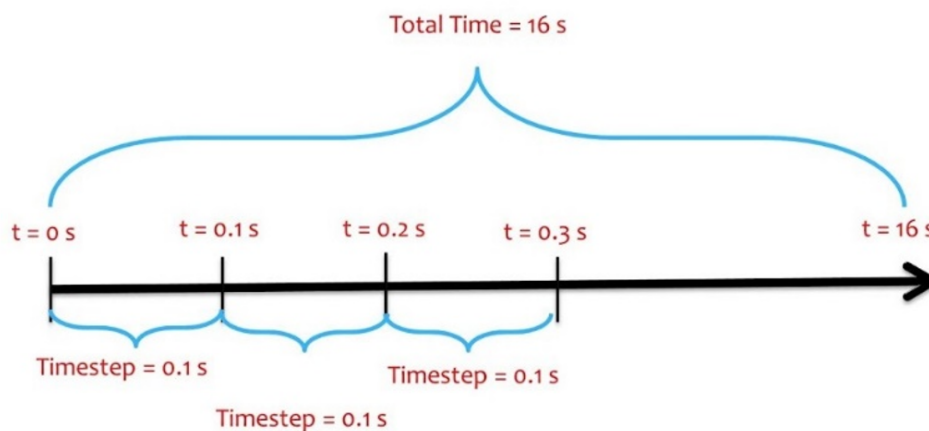


FIGURA 5.37 – Ilustração da discretização temporal da simulação.

Dentro de cada *timestep*, é realizado uma série de iterações até atingir a convergência.

Em simulações em regimes transitórios, a não seleção dos parâmetros adequados para a discretização temporal, podem levar a não convergência da simulação. Isso ocorre principalmente quando se parte de condições iniciais nulas, pois os eventos transitórios iniciais ocorrem numa escala de tempo muito pequena. Quando não se está interessado no comportamento inicial do escoamento, é comum usar a técnica chamada de Transiente Distorcido. Essa técnica se baseia em usar uma condição inicial diferente da real, mas próxima da condição em regime estacionário (ou, no caso deste trabalho, num regime estatisticamente estacionário).

5.2.1 Condições de contorno

As condições de contorno utilizadas nas simulações são as mesmas de trabalhos anteriores. Sendo alguns itens específicos de simulações em regimes transitórios e da condição de operação a ser estudada:

- Fluido de trabalho: água;
- Modelo de Turbulência: $SST\ k - \omega$;
- Na entrada: vazão mássica no valor de $1,37755\ kg/s$, fluxo na direção axial, temperatura total de $294K$;
- Na saída: pressão estática média à 50% da altura da pá e sua determinação pela equação de equilíbrio radial no valor de $338.600\ Pa$;
- Nas paredes: condição de não-eskorregamento;
- Nas superfícies entre as pás: periodicidade;
- Na interface entre as grades: *Sliding Mesh* (Malha deslizante).
- *Timestep*: $1/100$ do tempo de um passo da pá ($4,23816 \cdot 10^{-6}\ s$);
- *Total Time*: 5070 vezes o *timestep* ($2.14875 \cdot 10^{-2}\ s$);

5.2.2 Critérios de convergência numérica

Como o objetivo é estudar o comportamento do escoamento onde deveria estar em regime estacionário, foi utilizado resultados de simulações não dependente do tempo, (TONON *et al.*, 2020), para inicializar as simulações dependente do tempo.

Durante as simulações numéricas, foi acompanhado o histórico de resíduos RMS das equações de continuidade, momento, energia e dos modelos de turbulência. Inicialmente,

foi utilizada a quantidade de 100 iterações para cada *timestep* durante a simulação. Porém, foi verificado que depois do quarto *timestep*, todos os resíduos atingiam um valor aproximadamente constante a partir da décima iteração. Nas Figura 5.38 a 5.40, estão representados os históricos de resíduos para as simulações para a condição de 2113 rpm. Idealmente, os resíduos deveriam alcançar o valor nulo, apesar de isso não ocorrer, eles se mantiveram valores abaixo de $5 \cdot 10^{-4}$.

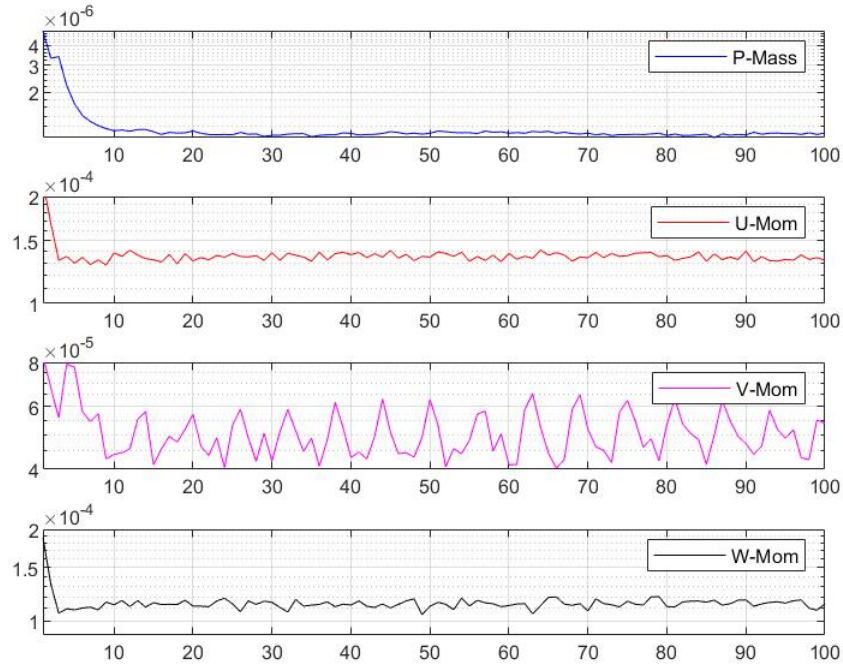


FIGURA 5.38 – Histórico de resíduos numéricos para o quarto *timestep* das equações de continuidade e quantidade de movimento na condição de 2113 rpm.

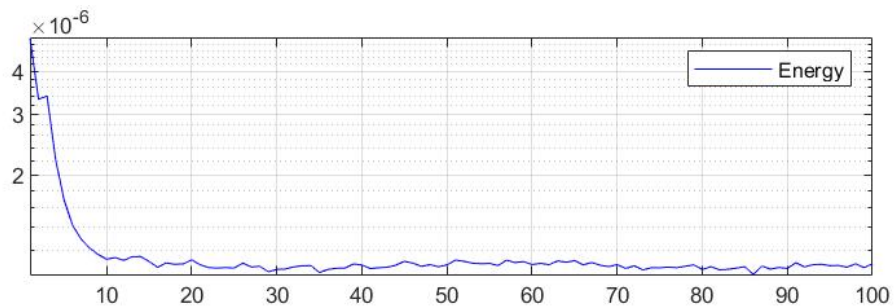


FIGURA 5.39 – Histórico de resíduos numéricos para o quarto *timestep* das equação da energia na condição de 2113 rpm.

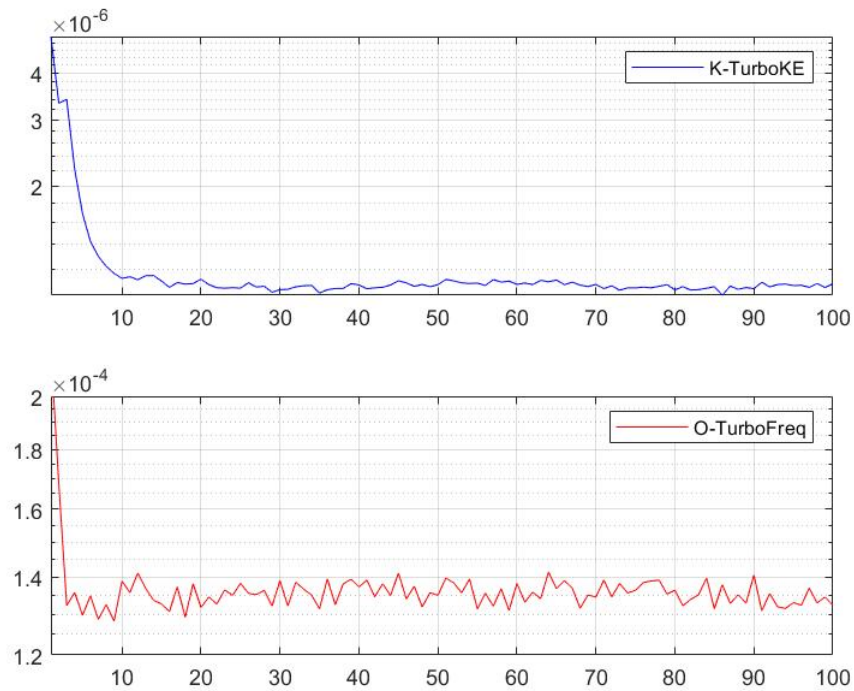


FIGURA 5.40 – Histórico de resíduos numéricos para o quarto *timestep* das equações do modelo de turbulência de energia na condição de 2113 rpm.

Na Figura 5.41, está representado o histórico das iterações para o quarto *timestep* dos parâmetros: razão de pressão, pressão total na entrada, pressão total na saída e torque. Pode ser verificado que a variação entre os valores das iterações 10 e 100 é muito pequena. Para o quarto *timestep*, os erros para esses 4 parâmetros entre a iteração 10 e 100 são: 0,089%, 0,088%, 0,001% e 0,008%. E esse comportamento se mantém semelhante para os *timestep* subsequentes.

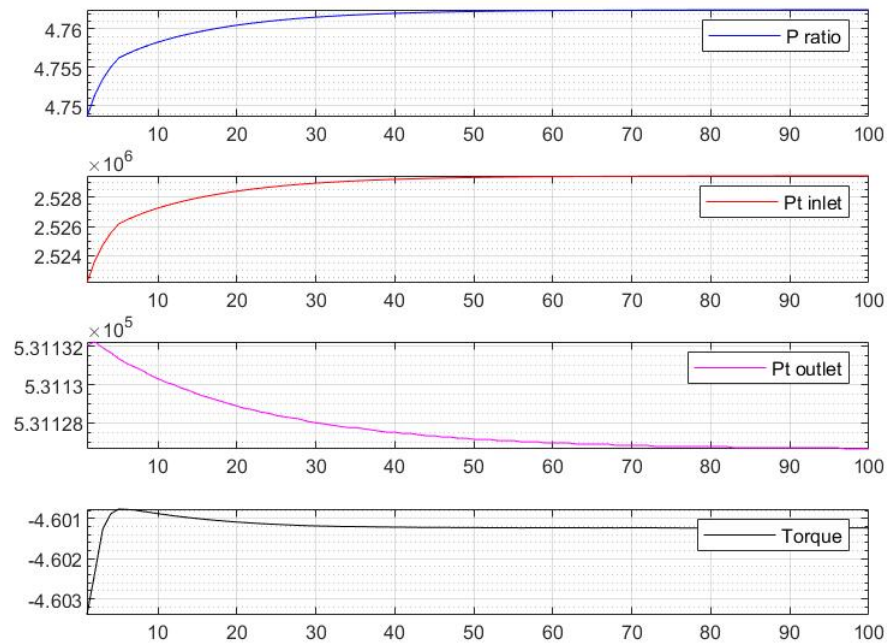


FIGURA 5.41 – Histórico de Razão de pressão, Pressão Total na Entrada, Pressão Total na Saída, Torque) para o quarto *timestep* na condição de 2113 rpm.

Após ser verificado esse comportamento dos resíduos e de outros parâmetros, foi realizado uma análise de independência de malha temporal, a partir da quinta simulação e utilizando o valor de 10 iterações para cada *timestep* das simulações subsequentes. Essa análise visou verificar se o valor do *timestep* utilizado era pequeno o suficiente, de forma que os resultados das simulações seriam independentes do *timestep*.

Sendo assim, foram comparados históricos de Razão de Pressão, Pressão Total e torque de algumas simulações com 4 *timestep* diferentes, apresentados na Tabela 5.6.

TABELA 5.6 – Valores dos *timestep* e do tempo total de simulação utilizados na análise de independência.

Simulação	<i>Timestep</i> (s)		<i>Tempo Total</i> (s)	
	absoluto	Normalizado	absoluto	Normalizado
1	$2,11908 \cdot 10^{-6}$	$0,5^*$		
2	$4,23816 \cdot 10^{-6}$	t^*	$445,01 \cdot 10^{-6}$	$105 \cdot t^*$
3	$8,47632 \cdot 10^{-6}$	$2 \cdot t^*$		
4	$16,95264 \cdot 10^{-6}$	$4 \cdot t^*$		

Com o intuito de facilitar a visualização e a apresentação dos gráficos, os *timestep* foram normalizados com o valor da segunda simulação, Tabela 5.6. Vale ressaltar que os primeiros $5t^*$ segundos para todos os 4 *timestep* foram realizados da análise anterior, ou

seja, utilizando o *timestep* igual a t^* .

Para a análise, comparou-se cada uma das simulações com a que utiliza o *timestep* mais refinado, $0,5t^*$. Na figura a seguir, está representado o histórico de erro percentual das 4 simulações em relação a simulação 4 para os parâmetros de: pressão total na entrada, pressão total na saída, razão de pressão e torque. Vale notar que o erro para a simulação 4 será zero em todo o tempo, pois se está comparando com ela mesma.

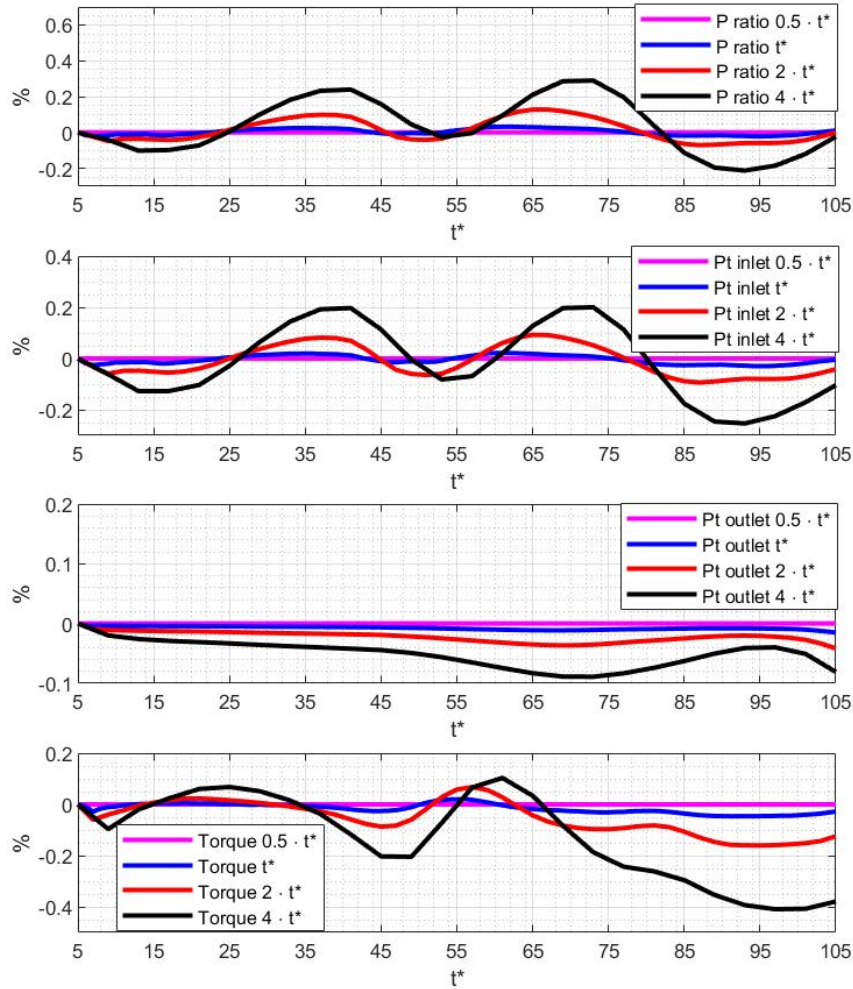


FIGURA 5.42 – Histórico de alguns parâmetros de interesse na análise de independência de malha temporal.

Observando os gráficos da Figura 5.42, é notável que com o refinamento do *timestep*, a diferença entre duas simulações consecutivas diminui. Além disso, observa-se que as curvas das simulações com *timesteps* de $0,5t^*$ e t^* são muito próximas (com valores de erro menores que 0.05%) e, em alguns casos, quase indistinguíveis. Ou seja, qualquer valor de *timestep* menor t^* acrescenta muito pouco na precisão da representação do escoamento e

aumenta em muito o custo computacional. Sendo assim, para as simulações deste trabalho manteve-se o *timestep* de t^* ($4,23816 \cdot 10^{-6}$).

Com o *timestep* definido, continuou-se a simulação em regime transitório monitorado o histórico da razão de pressão, pressão total na entrada, pressão total na saída e o torque, figure 5.43. Pode-se também monitorar o histórico do desvio do valor da Pressão Total na entrada e saída com relação à condição de contorno experimental, 5.44, e monitorar o histórico de eficiência e de *Blade jet speed ratio* utilizando as equações (5.2) e (5.1).

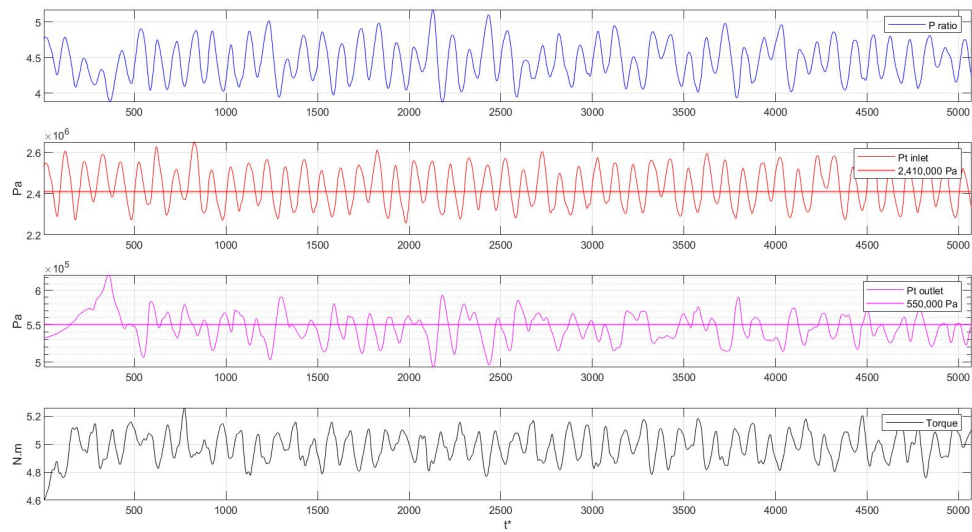


FIGURA 5.43 – Monitoramento do histórico da razão de pressão, pressão total na entrada, pressão total na saída e o torque.

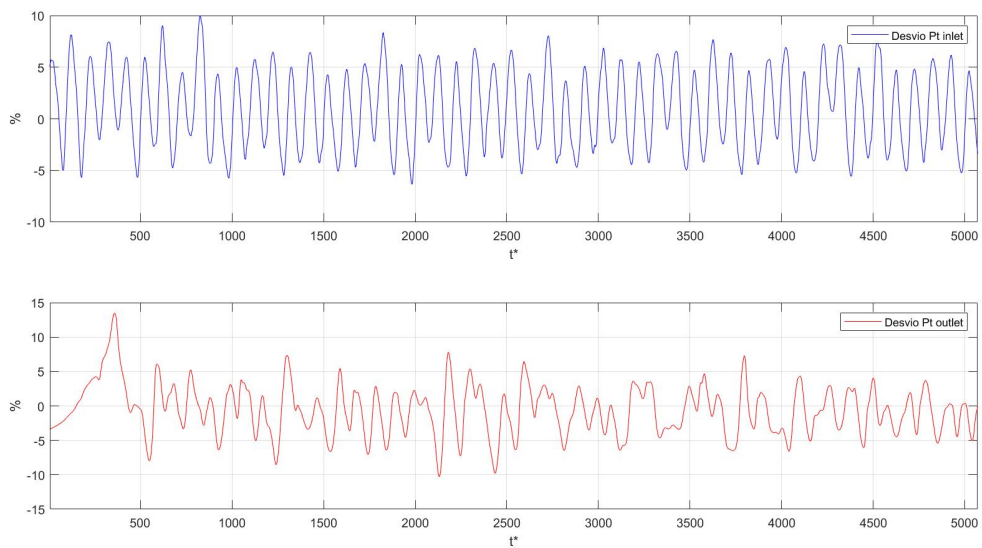


FIGURA 5.44 – Monitoramento do histórico do desvio do valor da Pressão Total na entrada e saída com relação à condição de contorno experimental.

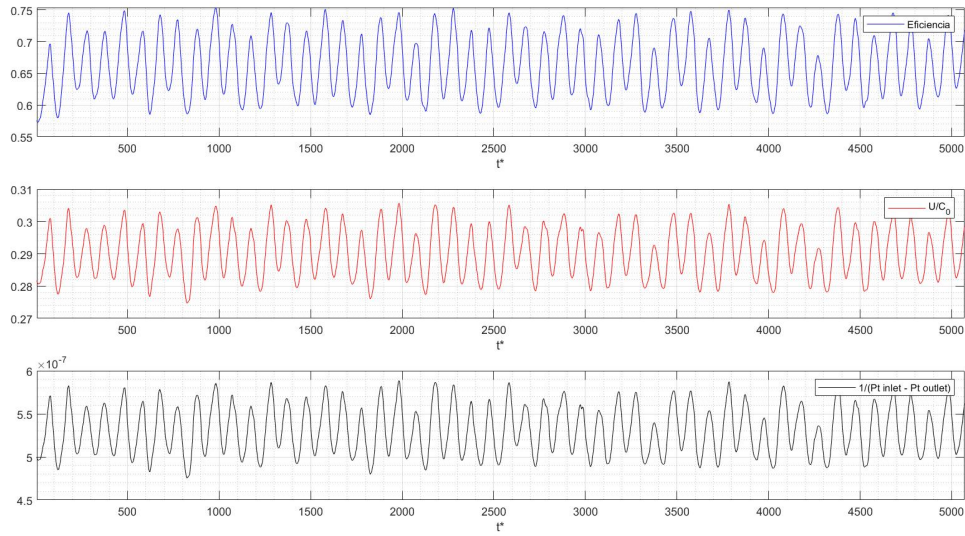


FIGURA 5.45 – Monitoramento do histórico da eficiência, do *Blade jet speed ratio* e do inverso da diferença entre a pressão total na entrada e saída.

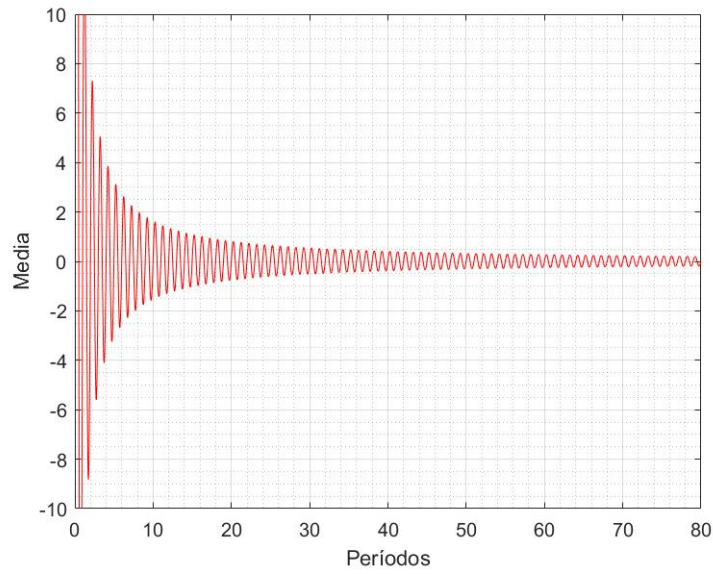
Observando as Figuras 5.43 a 5.45, é possível notar que nos primeiros 500 *timestep* ainda há um transitório devido a condição inicial, principalmente ao observar a curva da pressão total na saída. E a partir do *timestep* 500, há bastante oscilação entorno de uma média. Sendo assim, pode-se dizer que o escoamento está estatisticamente estacionário.

Analisando a Figura 5.44, pode ser notado que apesar do histórico da Pressão Total na entrada e saída estar próximo dos valores das condições de contorno experimentais, a amplitude de oscilação é bastante elevada, da ordem de 5% a 10%.

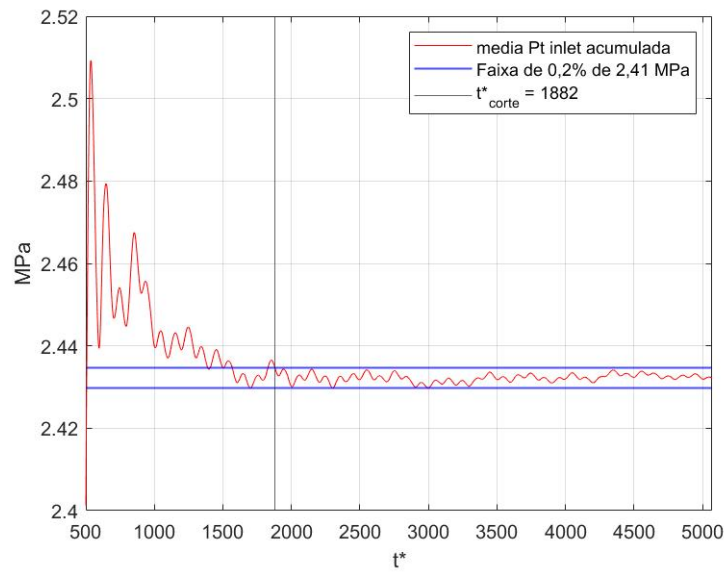
Um outro fato relevante, é o padrão oscilatório dos resultados de eficiência e do *Blade jet speed ratio*, Figura 5.45. Ambos estão em fase com a curva de $1/(p_{T,inlet} - p_{T,outlet})$. Isso evidencia que na oscilação dos resultados, o termo $1/(p_{T,inlet} - p_{T,outlet})$ das equações (5.2) e (5.1) é o que domina.

Após a identificação do *timestep* onde o escoamento começa a estar estatisticamente estacionário, deve-se determinar o tempo total da simulação em regime transitório que é suficiente para a análise. Para fins de comparação com resultados experimentais, o que são relevantes são os valores médios dos parâmetros. Sendo assim, foi adotado o monitoramento da média acumulada dos parâmetros.

Como pode-se observar, há bastante oscilação dos parâmetros. Uma função com oscilação, bem comportada e de média conhecida é a função cosseno. O monitoramento da média acumulada da função $100 \cdot \cos(x)$ pode ser observado na Figura 5.46. Como pode ser observado no gráfico, com o aumento do tamanho da amostra, mais próximo da média o gráfico se aproxima, se aproxima de forma assintótica.

FIGURA 5.46 – Monitoramento da média acumulada da função $100\cos(x)$.

Da mesma forma como a função cosseno, foi monitorado a média acumulada da pressão total na entrada, Figura 5.47, e a pressão total na saída, Figura 5.48. Durante o monitoramento, foi identificado o *timestep* a partir do qual a média acumulada passa a estar sempre dentro de uma faixa de 0,2% dos valores nominais da condição de contorno experimental, denominado t_{corte}^* . Esses *timesteps* foram $t_{corte}^* = 1882$ para pressão total na entrada e $t_{corte}^* = 2805$ para pressão total na saída.

FIGURA 5.47 – Monitoramento da média acumulada da pressão total na entrada desconsiderando $t^* < 500$.

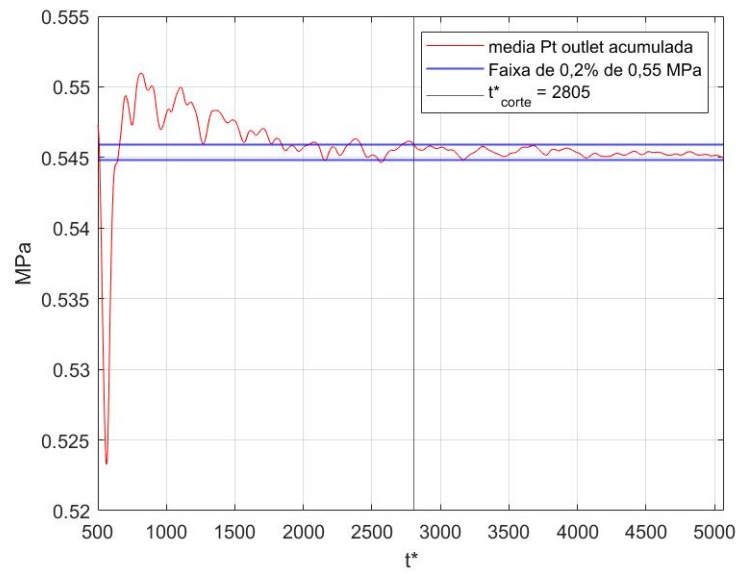


FIGURA 5.48 – Monitoramento da média acumulada da pressão total na saída desconsiderando $t^* < 500$.

Para se verificar o comportamento da eficiência e do *Blade jet speed ratio*, foi monitorado a média acumulada desses dois parâmetros identificando o maior t_{corte}^* , que no caso é o 2805, e uma faixa de 0,2%.

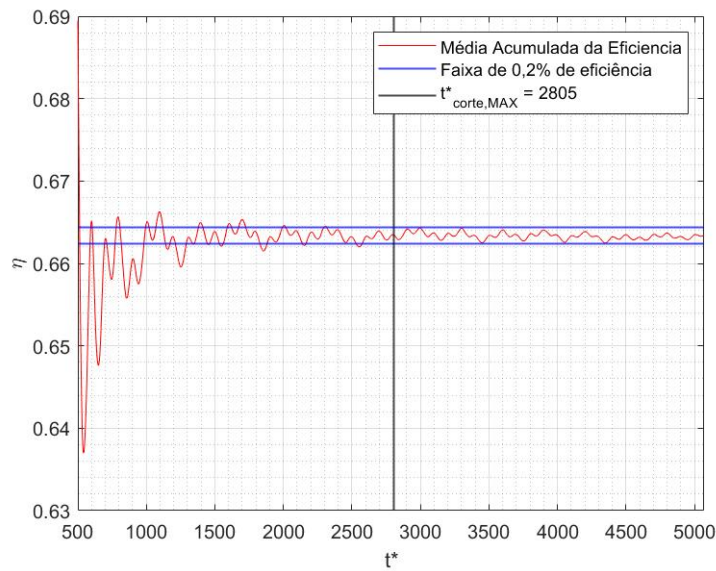


FIGURA 5.49 – Monitoramento da média acumulada da eficiência desconsiderando $t^* < 500$.

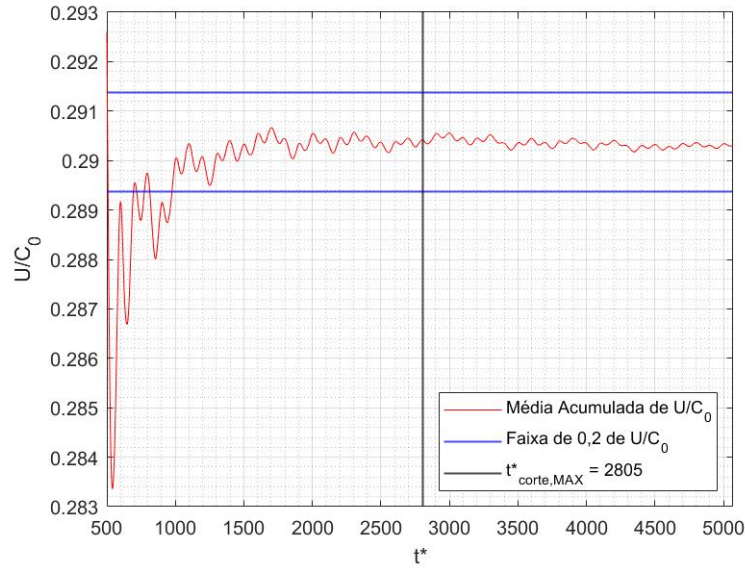


FIGURA 5.50 – Monitoramento da média acumulada do *Blade jet speed ratio* desconsiderando $t^* < 500$..

Para os 4 gráficos, nota-se que com o aumento da quantidade de *timesteps*, a média acumulada oscila numa faixa mais restrita, indicando um comportamento assintótico para uma média absoluta. E a identificação do t^*_{corte} observando as pressões totais na entrada e saída foi suficiente para que a média acumulada da eficiência e do *Blade jet speed ratio* permanecessem numa faixa suficientemente restrita.

Sendo assim, a amostra de 5070 *timesteps* foi mais que suficiente para a análise do escoamento do estágio.

5.2.3 Pós-processamento

Considerando os valores dos parâmetros do último *timestep* e os valores para a simulação em regime estacionário correspondente, foi possível construir o gráfico da Figura 5.51. Além disso, com o ponto de operação da simulação em regime transitório e os coeficientes para interpolação polinomial na curva da simulação em regime estacionário, construiu-se a Tabela 5.7.

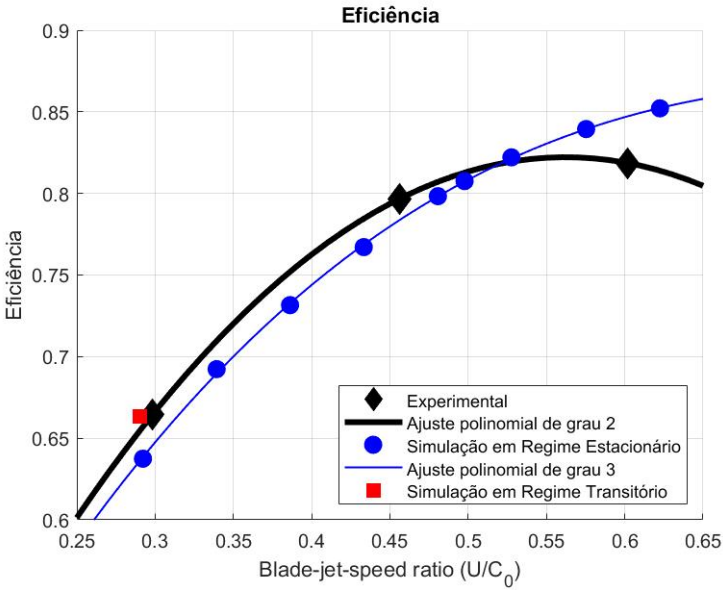


FIGURA 5.51 – Comparação entre a simulação em regime estacionário e a simulação em regime transitório.

TABELA 5.7 – Comparação entre eficiência utilizando Regime estacionário e Regime Transitório

Erro absoluto (Relative Error)		
U/C_0	Regime estacionário	Regime Transitório
0,2903	0,0184 (2,82%)	0,009 (1,33%)

Como pode ser notado qualitativamente ao observar a Figura 5.51 e quantitativamente na Tabela 5.7, a simulação em regime transitório teve uma aproximação significativa dos valores experimentais. Indicando assim, que os fenômenos transitórios são responsáveis pela imprecisão da simulação em regime estacionário para baixas rotações.

Para se analisar a evolução dos eventos transitórios, selecionou-se 9 pontos de interesse na curva de torque, Figura 5.52, e gerados algumas imagens de pós-processamento.

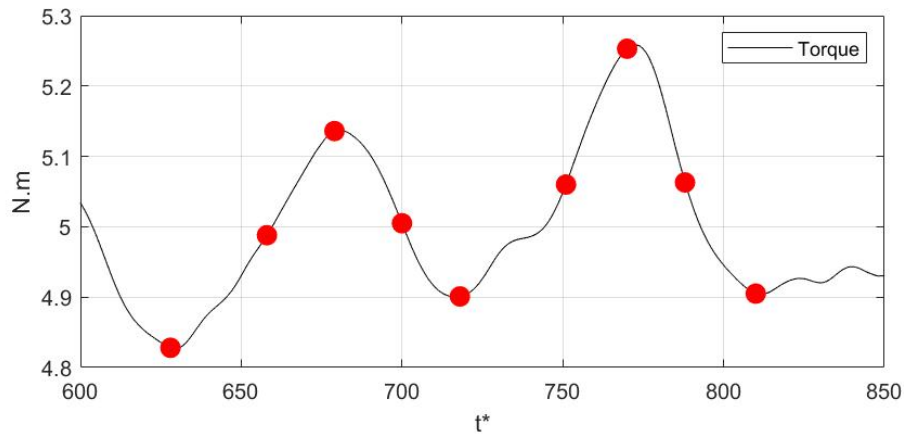
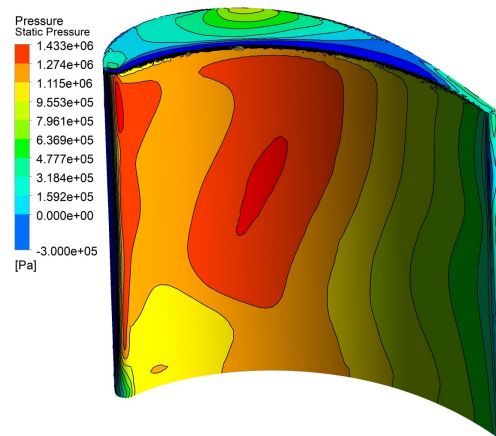
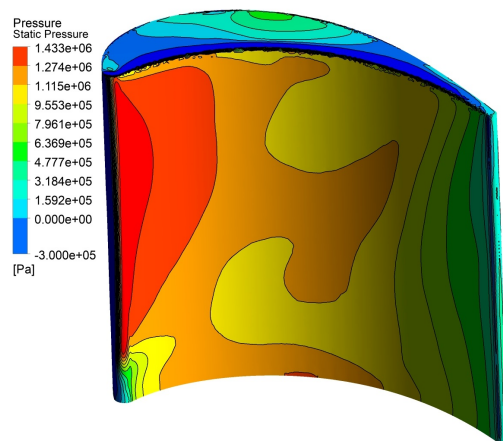
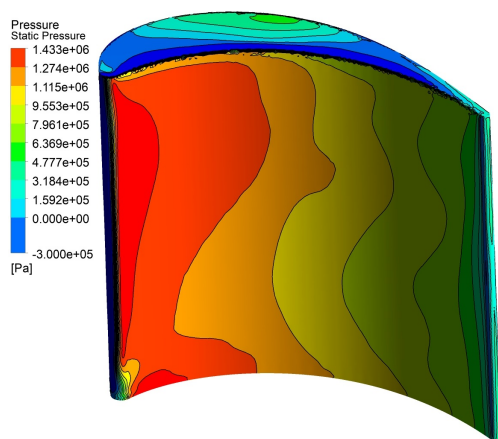
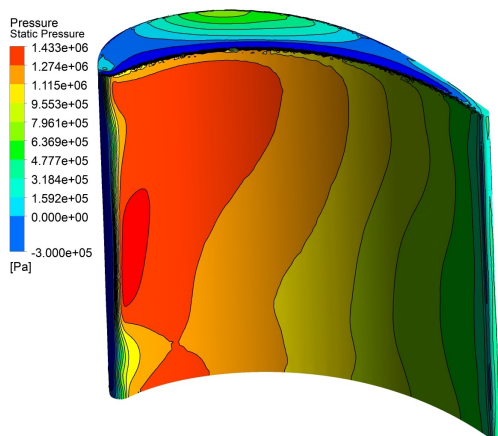


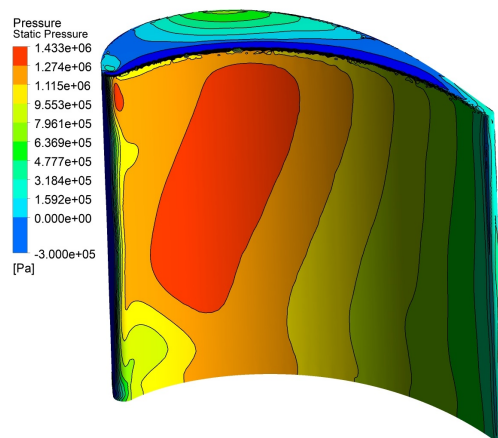
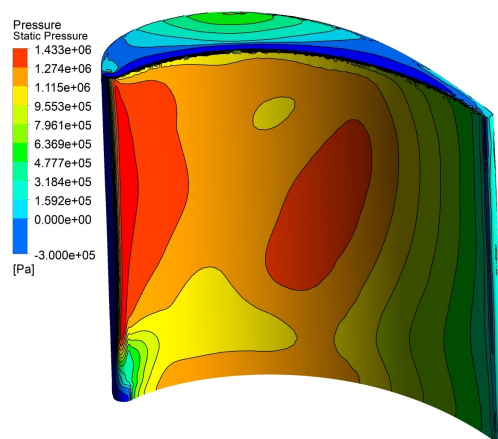
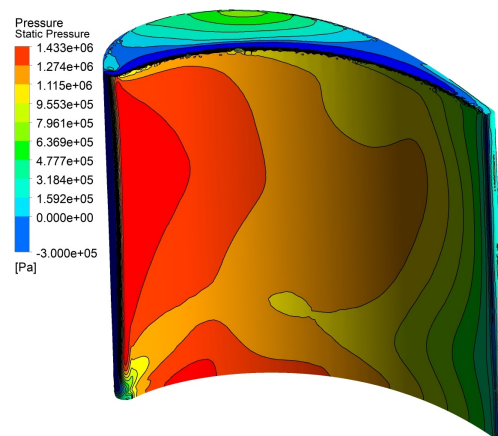
FIGURA 5.52 – Pontos de interesse no histórico do torque.

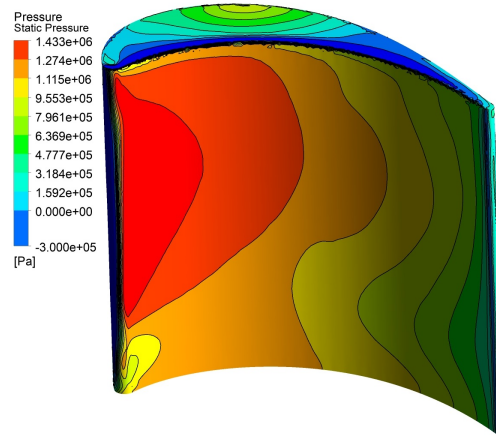
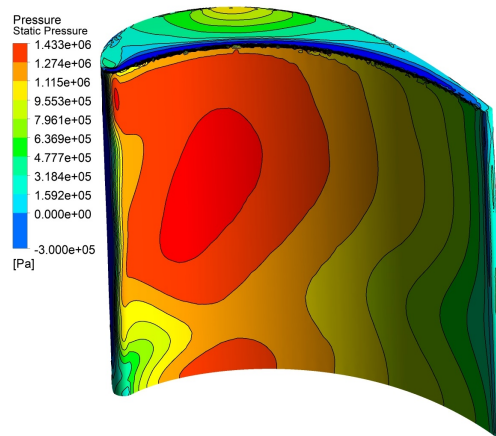
Para esses pontos, foram gerados imagens de distribuição de pressão estática na superfície da pá do rotor no lado de pressão, Figuras 5.53 a 5.61, e no lado de sucção, Figuras 5.62 a 5.70.

Observando as Figuras de 5.53 a 5.61, é possível notar uma periodicidade do movimento da região de alta pressão. Nos *timestep* em que se tem menor torque (628, 718 e 810), a região de alta pressão está mais próxima da garganta. Já nos *timestep* em que se tem maior torque (679 e 770), a região de alta pressão está mais próxima do bordo de ataque. Além disso, é possível notar região de pressão negativa no topo da pá em todos os instantes, que significa o fenômeno de cavitação.

FIGURA 5.53 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no *timestep* = 628

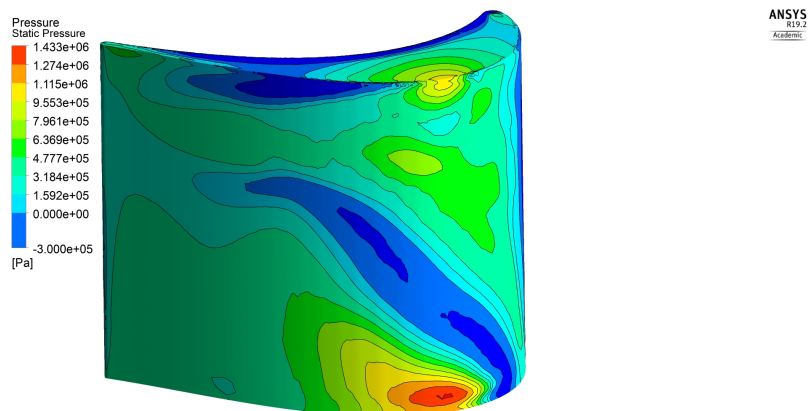
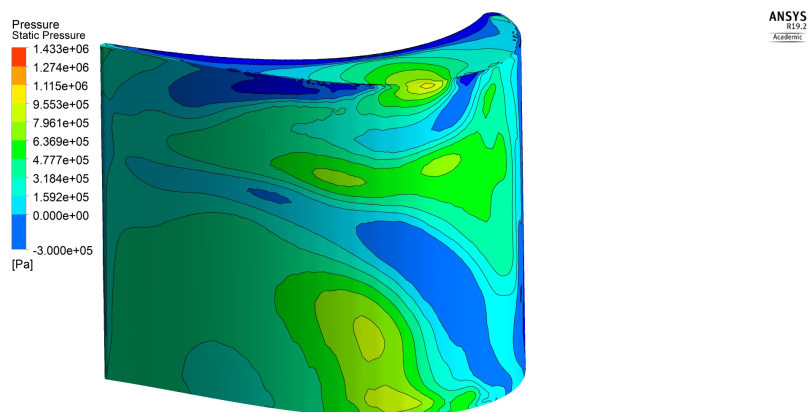
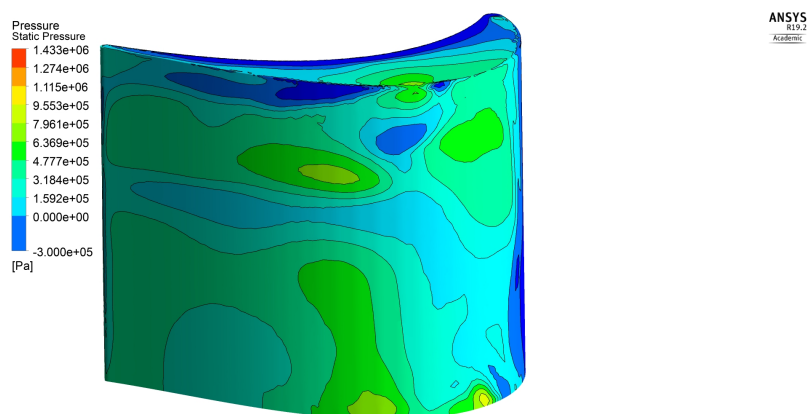
FIGURA 5.54 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no *timestep* = 658FIGURA 5.55 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no *timestep* = 679FIGURA 5.56 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no *timestep* = 700

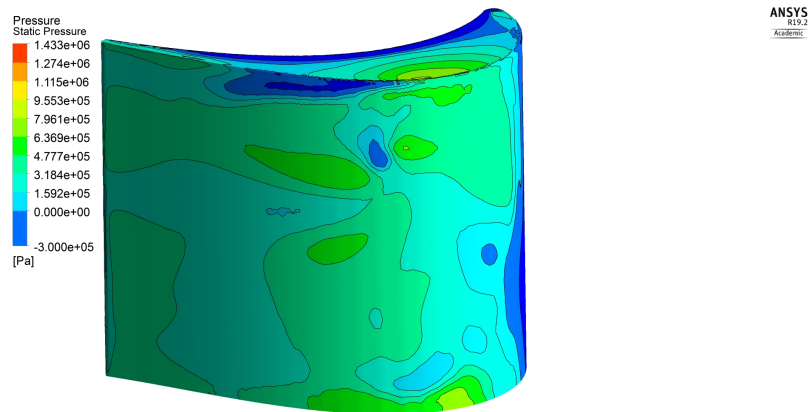
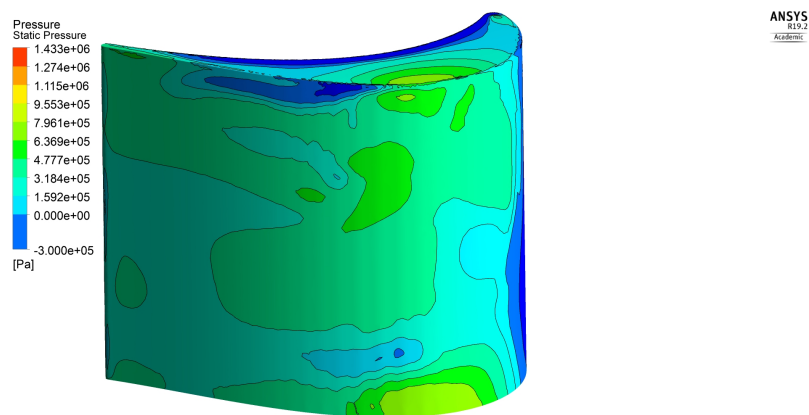
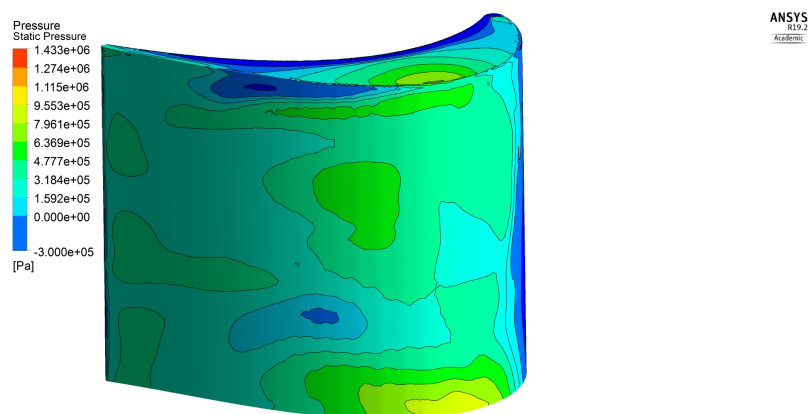
FIGURA 5.57 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no *timestep* = 718FIGURA 5.58 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no *timestep* = 751FIGURA 5.59 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no *timestep* = 770

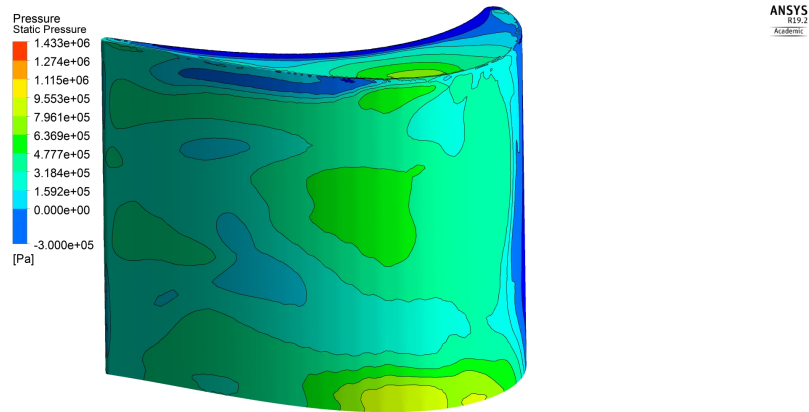
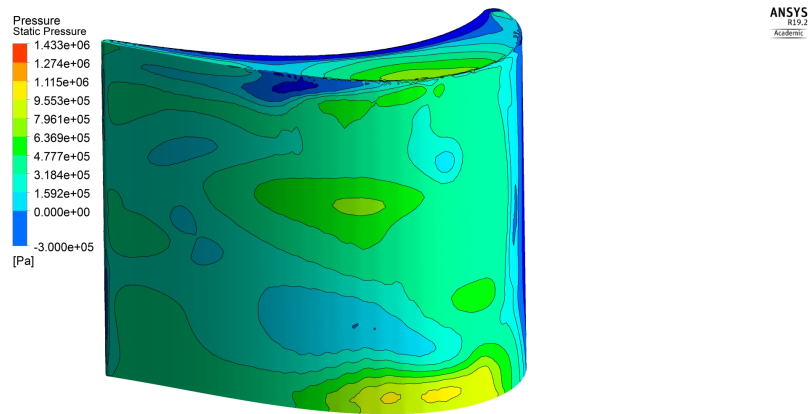
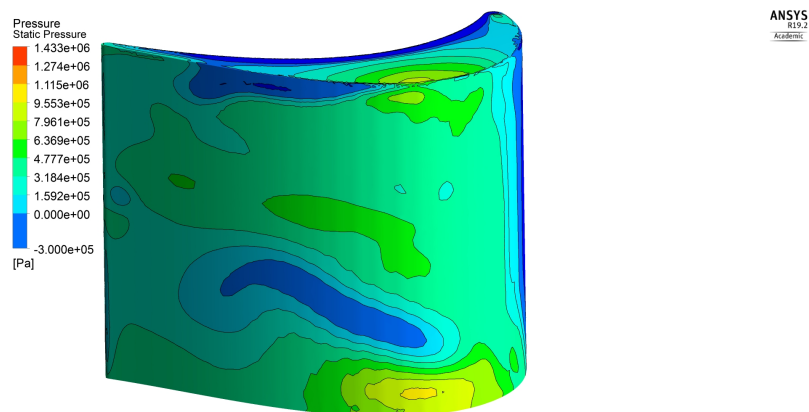
FIGURA 5.60 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no *timestep* = 788FIGURA 5.61 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de pressão no *timestep* = 810

Observando as Figuras de 5.62 a 5.70, é possível notar que há bastante mudança no comportamento da distribuição de pressão sobre a pá no lado de sucção. No *timestep* = 628, Figura 5.62, observa-se uma grande região de cavitação cruzando a superfície da pá. Além de uma região de pressão alta na base da pá, o que gera perda de torque, pois está gerando pressão no lado oposto ao de pressão. Nos outros *timestep* referente a menores torques (718 e 810), predominam regiões de pressões mais altas na superfície da pá, regiões em verde e amarela, ao contrário dos instantes em que o torque é maior.

Ainda observando as Figuras de 5.62 a 5.70, pode ser notado regiões de cavitação que são aproximadamente fixas ao longo do tempo. Isso ocorre na região próximo da folga de topo e no bordo de ataque.

FIGURA 5.62 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no *timestep* = 628FIGURA 5.63 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no *timestep* = 658FIGURA 5.64 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no *timestep* = 679

FIGURA 5.65 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no *timestep* = 700FIGURA 5.66 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no *timestep* = 718FIGURA 5.67 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no *timestep* = 751

FIGURA 5.68 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no *timestep* = 770FIGURA 5.69 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no *timestep* = 788FIGURA 5.70 – Distribuição de pressão estática na pá no lado de sucção no *timestep* = 810

Nos resultados de pressão estática, foram observadas as regiões onde a pressão tem valor negativo, o que não tem um significado físico, mas pode indicar a presença do fenômeno de cavitação. Com esse fim, para os *timesteps* selecionados, foram construídas

superfícies isobáricas de pressão igual a zero, Figuras 5.71 a 5.79. Nas mesmas figuras, foram geradas linhas de correntes que partissem da folga de topo (linhas laranja), para visualizar os vórtices de vazamento e o *scraping vortex*, e outras linhas de corrente (linhas verdes) para que pudesse ser visualizado o vórtice de passagem.

Observando as imagens das Figuras 5.71 a 5.79, notam-se duas regiões de cavitação em que há pouca variação com a evolução temporal, próxima do bordo de ataque no rotor e próximo da folga de topo. Já as regiões de cavitação no meio do canal entre pás, é possível notar grande variação entre os instantes. Um fato interessante que pode ser observado é uma relação entre as regiões de cavitação com os vórtices de vazamento, de passagem e o *scraping vortex*. Esse fato se assemelha ao caso de cavitação em vórtices.

Além disso, é possível notar uma certa periodicidade dos fenômenos de formação e movimentação dos vórtices e cavitação, na passagem entre pás. No primeiro instante, o vórtice de passagem está atravessando o canal e próximo de interagir com o vórtices de vazamento e o *scraping vortex*. Nos instantes seguintes, há uma interação destrutiva desses vórtices, bem como da cavitação. Posteriormente, o vórtice de passagem começa a se formar e em seu núcleo, uma região de cavitação. Na sequência, o vórtice de passagem se alonga e começa a ganhar altura, tornando a ficar próximo de interagir com o vórtices de vazamento e o *scraping vortex*.

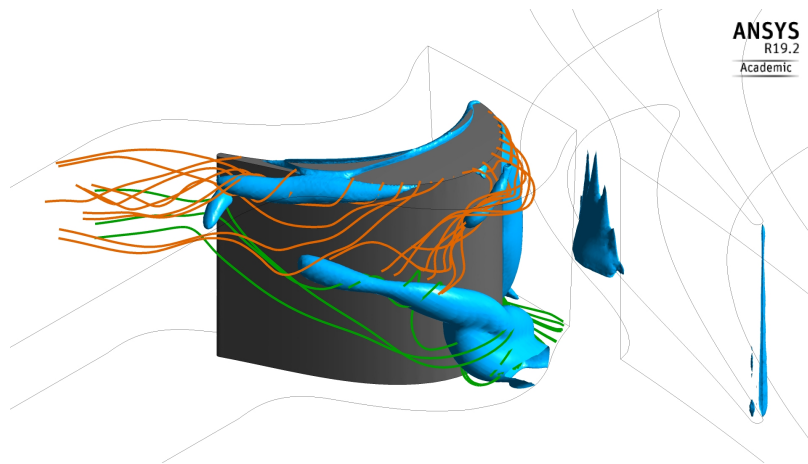
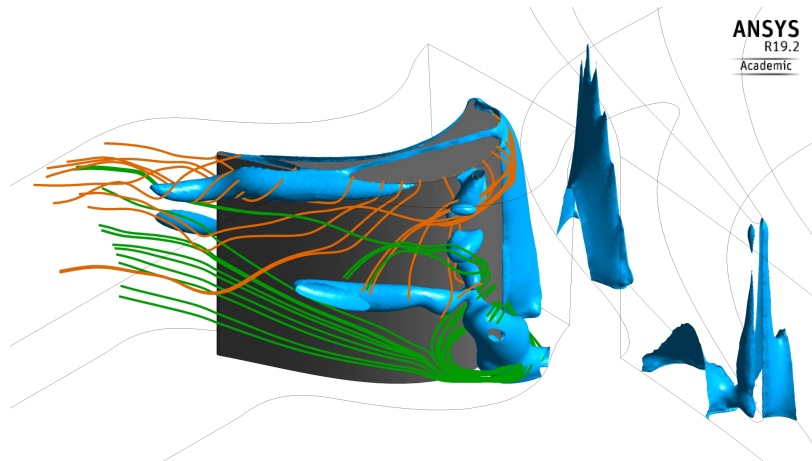
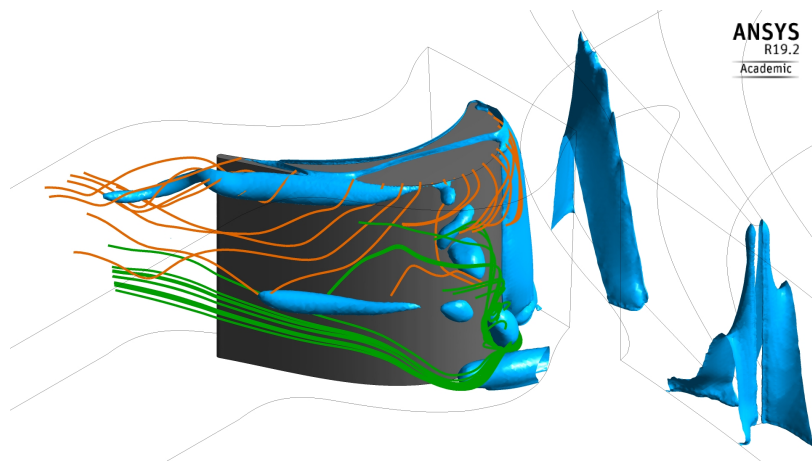
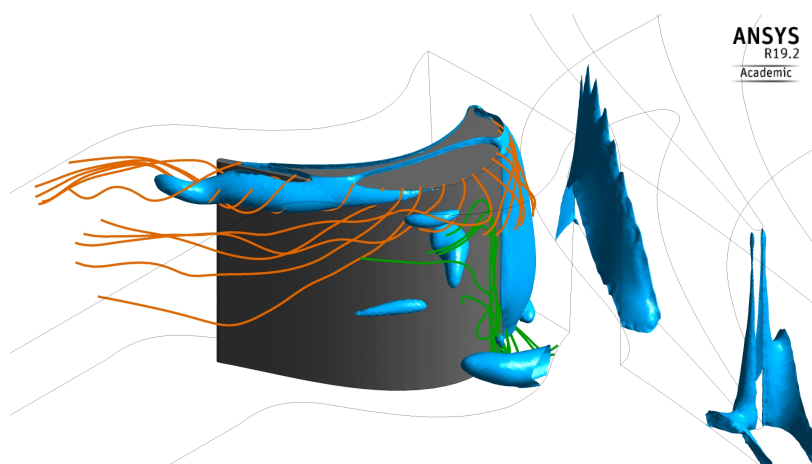
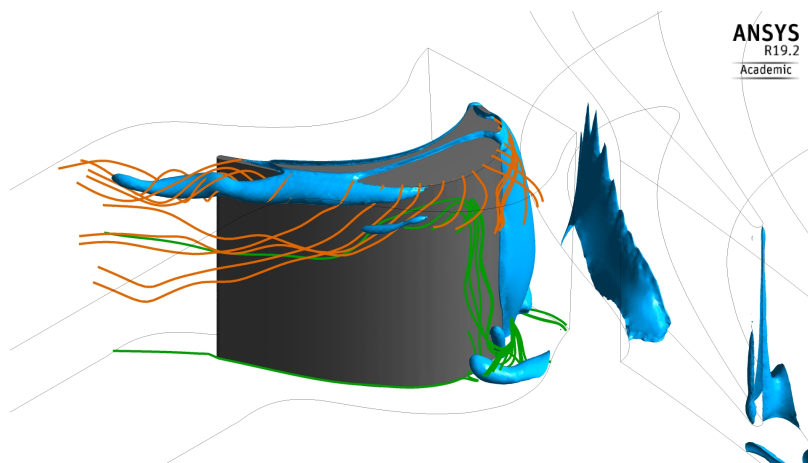
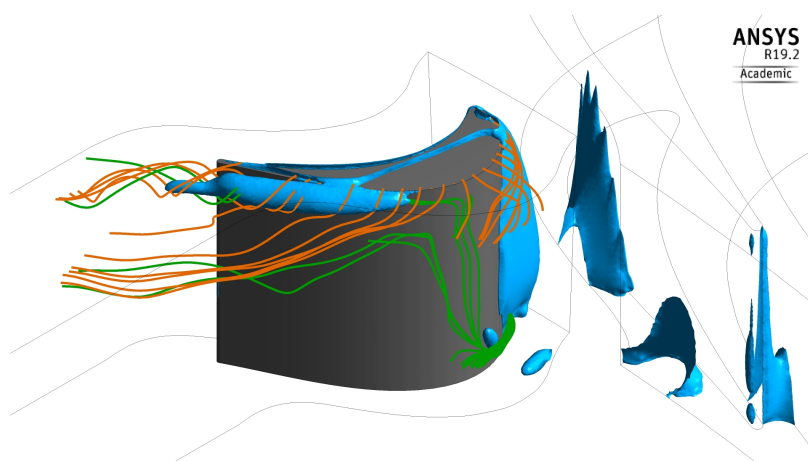
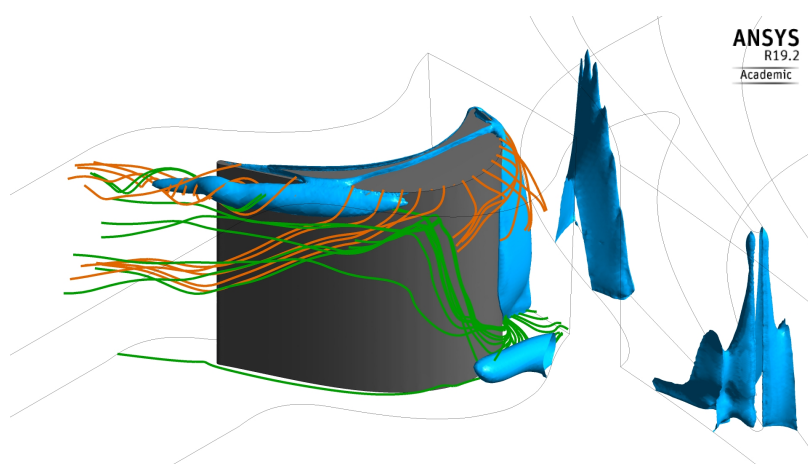
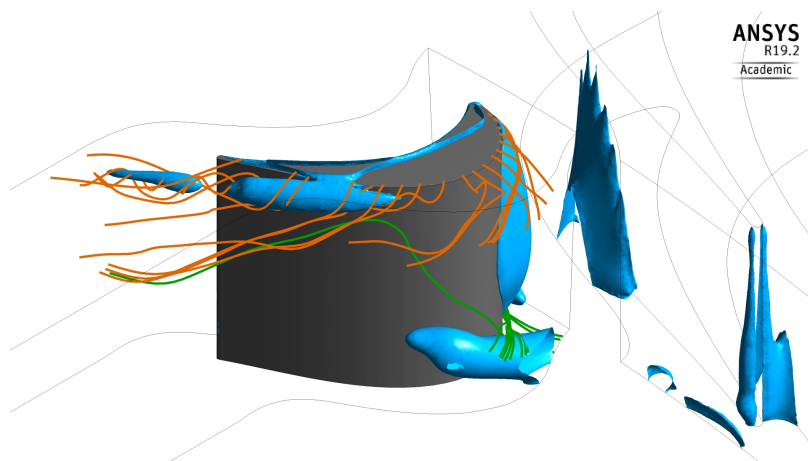
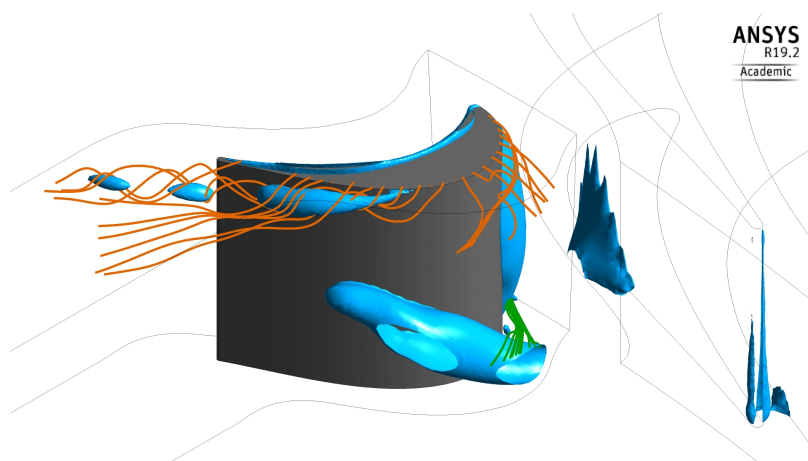


FIGURA 5.71 – Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no *timestep* = 628

FIGURA 5.72 – Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no *timestep* = 658FIGURA 5.73 – Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no *timestep* = 679FIGURA 5.74 – Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no *timestep* = 700

FIGURA 5.75 – Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no *timestep* = 718FIGURA 5.76 – Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no *timestep* = 751FIGURA 5.77 – Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no *timestep* = 770

FIGURA 5.78 – Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no *timestep* = 788FIGURA 5.79 – Regiões de cavitação e algumas linhas de corrente no *timestep* = 810

Foram também geradas figuras de vetores de velocidade tangentes a seções transversais ao escoamento no rotor para observar a vorticidade, que são apresentadas nas Figuras 5.80 a 5.88. Nessas figuras, é possível notar mais claramente que existe um fluxo através da folga de topo formando o vórtice de vazamento, com um sentido horário de rotação, iniciando no meio do perfil. Além disso, próximo a esse vazamento, ocorre a formação do *Scraping Vortex*, que possui o sentido de rotação contrário ao vórtice de vazamento. Outro vórtice que pode ser observado é o vórtice de passagem que cruza a passagem entre as pás, que tem sentido horário de rotação. A evolução temporal dos vórtices e suas interações construtivas e destrutivas podem ser visualizadas de forma mais clara.

Observando simultaneamente as figuras de pressão estática na superfície do rotor no lado de sucção, Figuras 5.62 a 5.70, e as figuras de vetores de velocidade, Figuras 5.80 a 5.88, podemos notar uma relação entre algumas regiões de pressão na superfície da pá e os vórtices. No *timestep* = 628, o vórtice de passagem é próximo da base da pá e devido o seu sentido de rotação, há um aumento do escoamento do fluido sobre a pá nessa região, gerando assim uma região de pressão alta próximo a base da pá. Com a evolução

temporal, há uma movimentação desse vórtice e mudança de intensidade, o que faz variar a pressão sobre a pá nessa região.

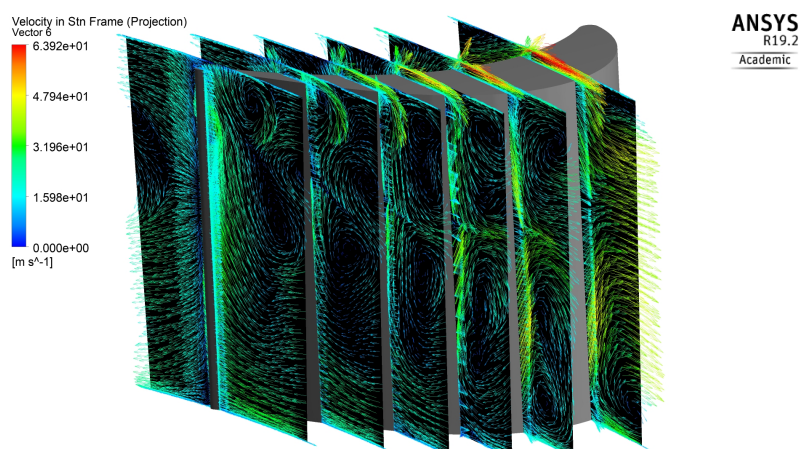


FIGURA 5.80 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no $timestep = 628$

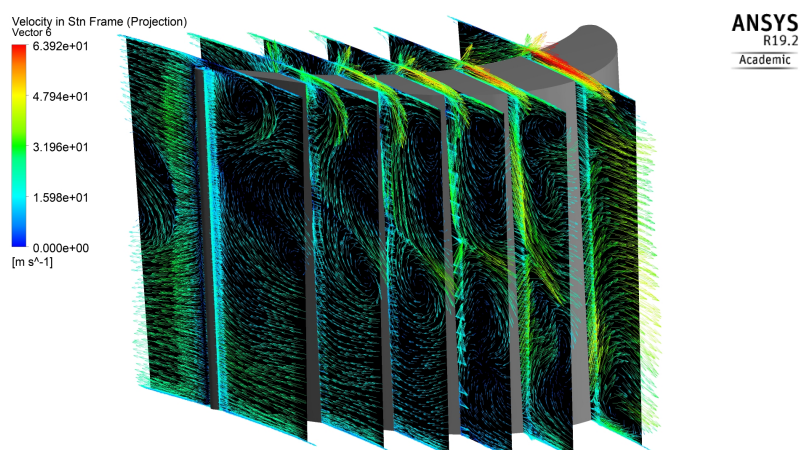


FIGURA 5.81 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no $timestep = 658$

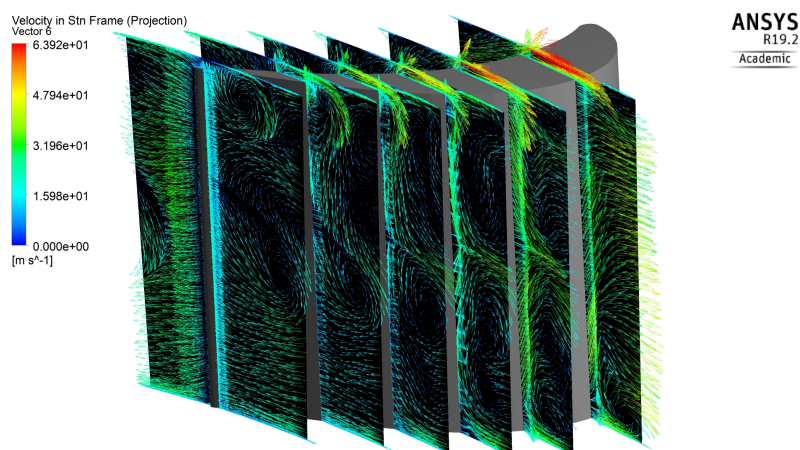
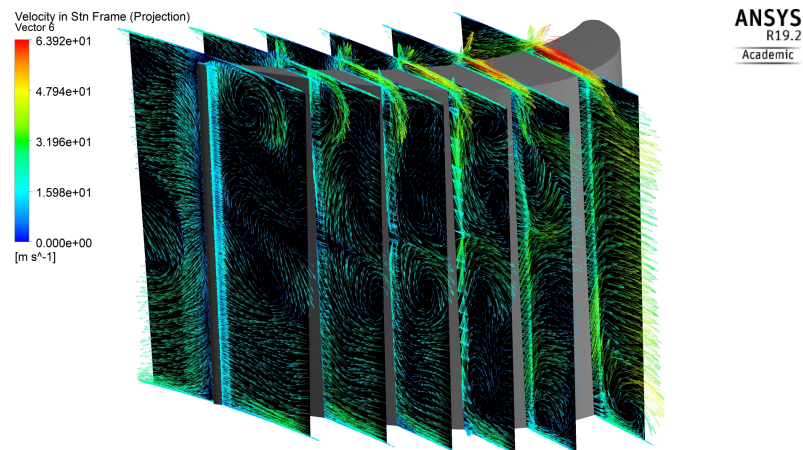
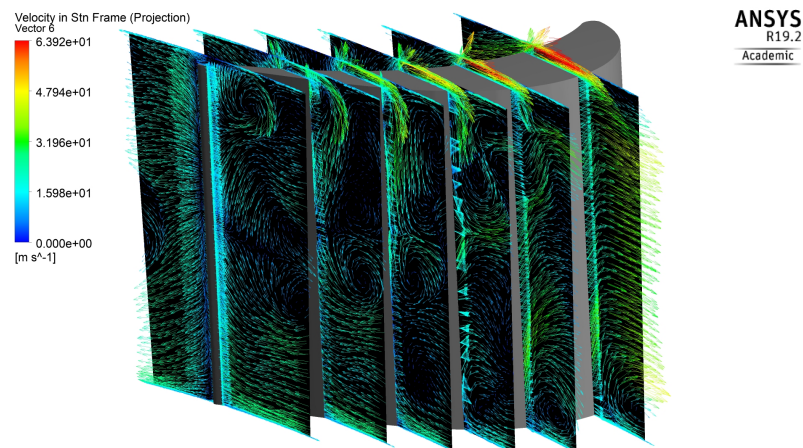
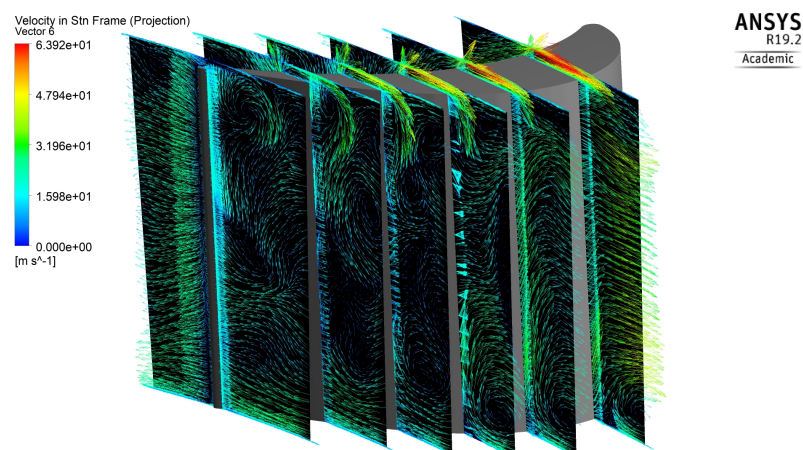
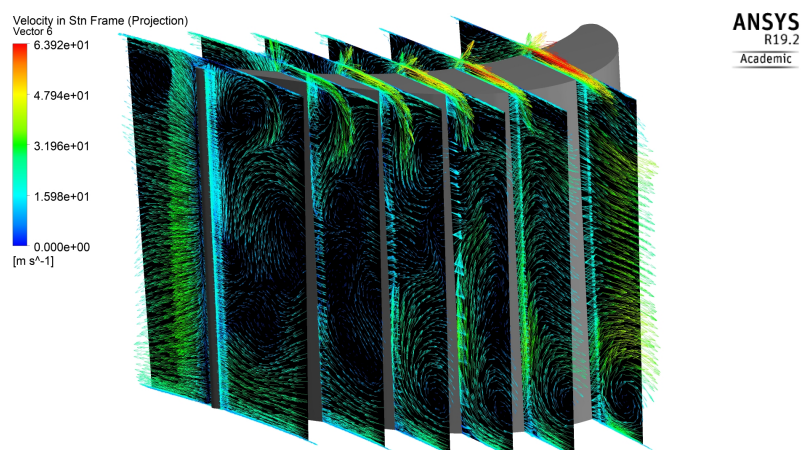
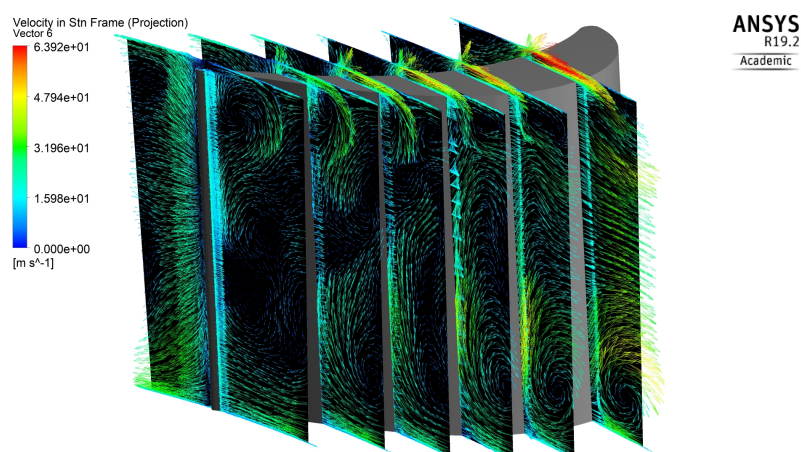
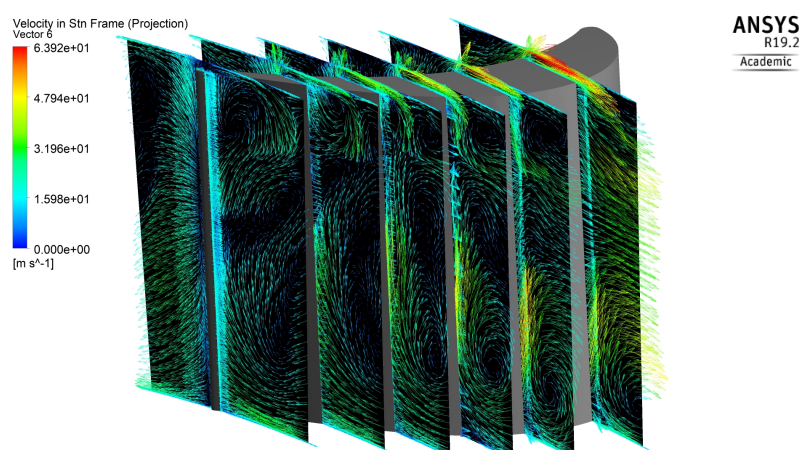


FIGURA 5.82 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no $timestep = 679$

FIGURA 5.83 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no *timestep* = 700FIGURA 5.84 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no *timestep* = 718FIGURA 5.85 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no *timestep* = 751

FIGURA 5.86 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no *timestep* = 770FIGURA 5.87 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no *timestep* = 788FIGURA 5.88 – Vetores de velocidade no escoamento pelo rotor no *timestep* = 810

Por fim, foram geradas imagens de contorno de entropia estática. Pode ser verificado, comparando com as figuras anteriores, que as regiões onde há vórtices e cavitação, coincidem com células de geração de entropia. Assim, a mesma análise de evolução do

comportamento dos vórtices pode ser observada com os contornos de entropia de forma complementar. Além disso, pode-se notar a grande geração de entropia que ocorre no vórtice da folga de topo juntamente com a sua região de cavitação.

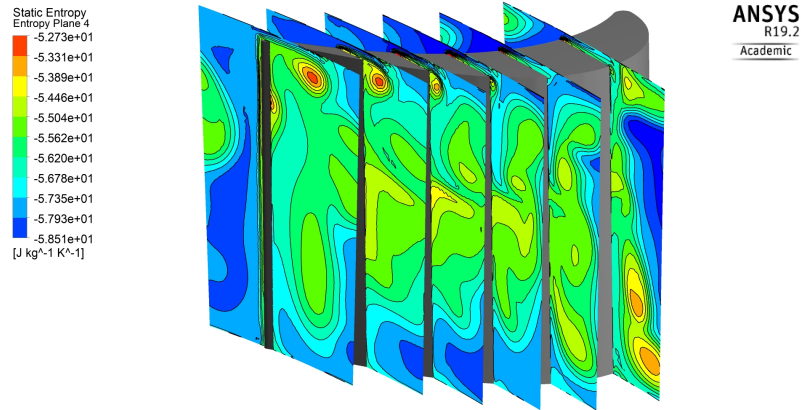


FIGURA 5.89 – Contornos de entropia estática no *timestep* = 628

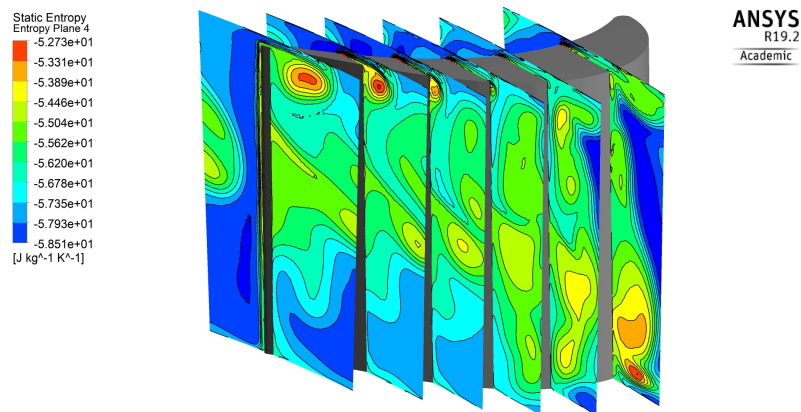


FIGURA 5.90 – Contornos de entropia estática no *timestep* = 658

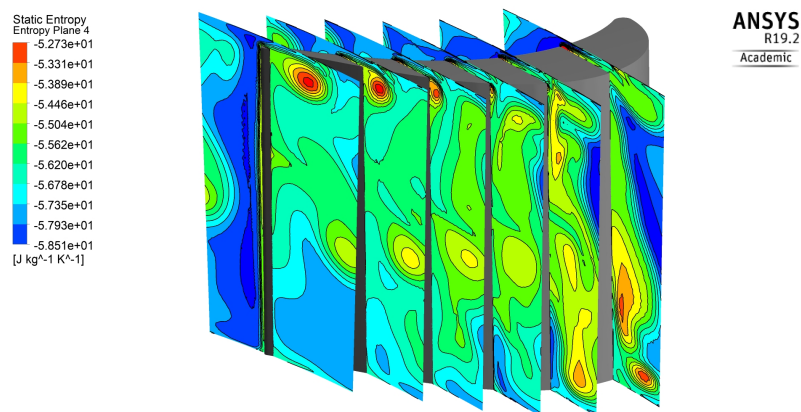
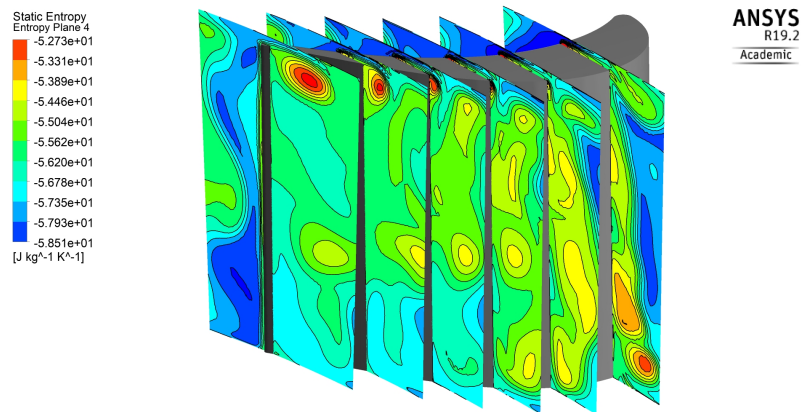
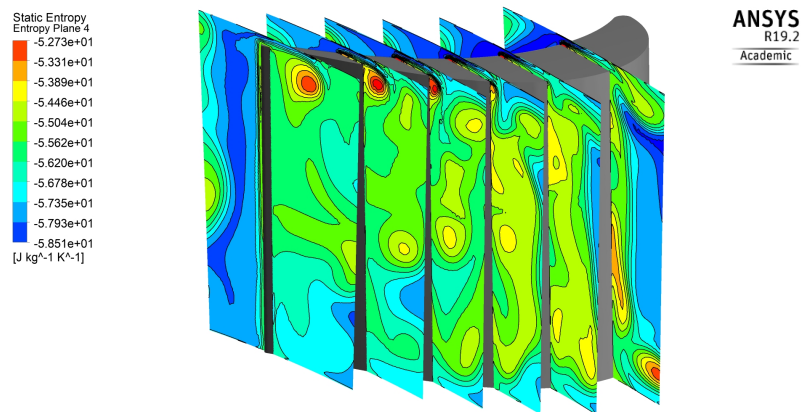
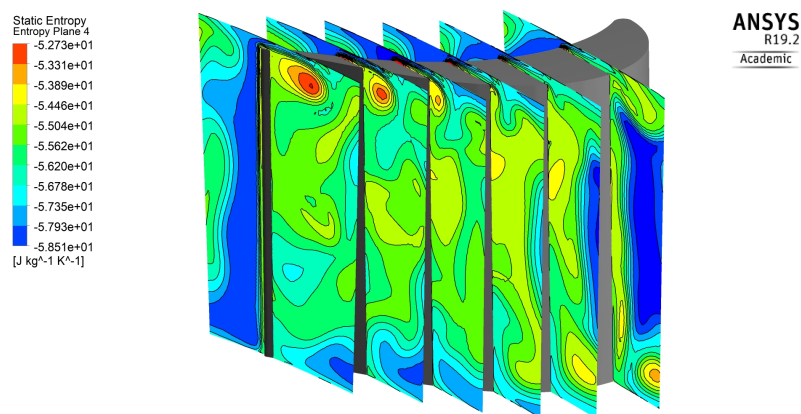
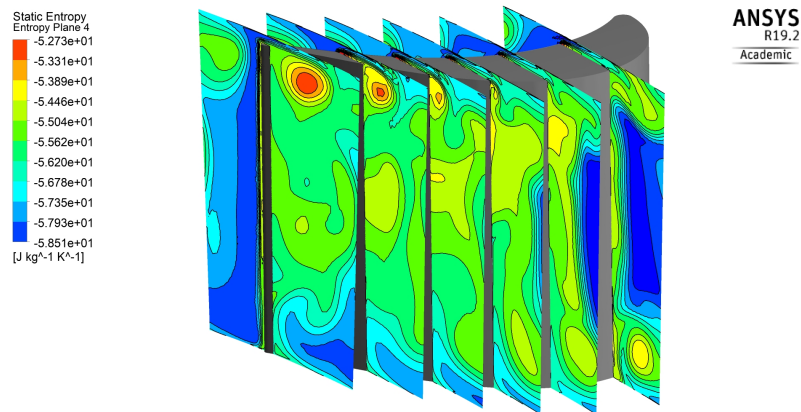
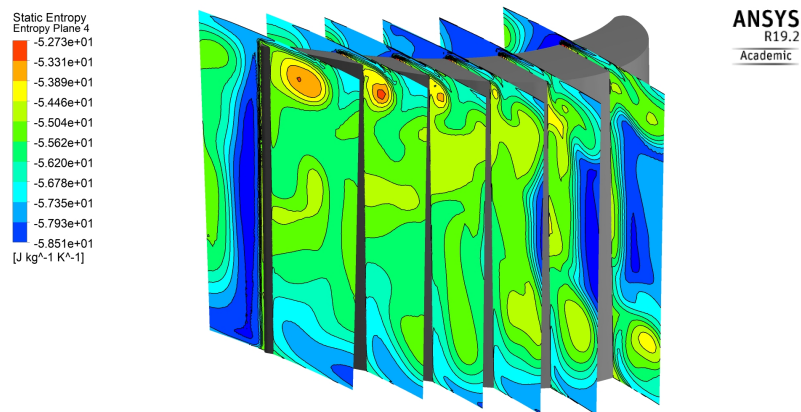
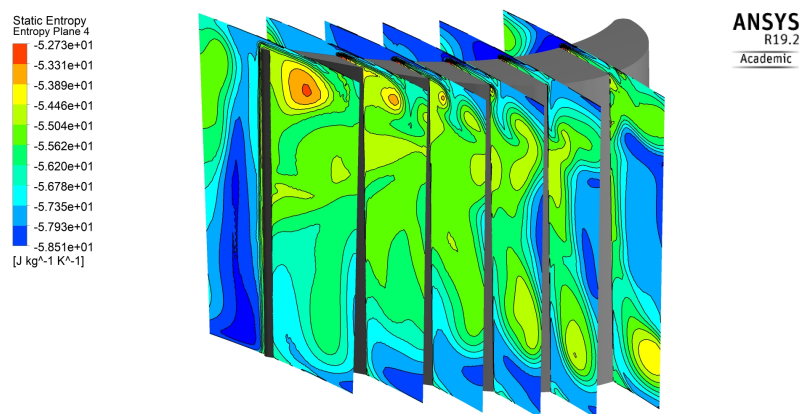


FIGURA 5.91 – Contornos de entropia estática no *timestep* = 679

FIGURA 5.92 – Contornos de entropia estática no *timestep* = 700FIGURA 5.93 – Contornos de entropia estática no *timestep* = 718FIGURA 5.94 – Contornos de entropia estática no *timestep* = 751

FIGURA 5.95 – Contornos de entropia estática no *timestep* = 770FIGURA 5.96 – Contornos de entropia estática no *timestep* = 788FIGURA 5.97 – Contornos de entropia estática no *timestep* = 810

6 Conclusão

Este trabalho apresenta os resultados de simulações computacionais, utilizando o software comercial ANSYS CFX v.15.0, para as simulações em regime estacionário com o fim de comparar o uso do modelo de turbulência diferentes, e o ANSYS CFX v.19.2 para as simulações em regime transitório, para se investigar o comportamento transitório em baixa rotação.

O estudo foi realizado com referência ao primeiro estágio da turbina booster SSME LOX. Tanto suas condições de contorno quanto a malha não estruturada utilizada neste trabalho foram obtidas da referência de trabalho anterior (TONON *et al.*, 2020).

Quanto as simulações em regime estacionário, foi simulado utilizando o modelo de turbulência $k - \varepsilon Standard$ e o modelo $k - \varepsilon RNG$, além de compará-los com resultados de trabalhos anteriores que utilizaram o modelo $SSTk - \omega$.

Os resultados utilizando os três modelos de turbulência permitiram algumas conclusões. Primeiramente, com o uso dos modelos $k - \varepsilon$, em algumas condições operacionais, foram encontradas dificuldades em sua estabilidade numérica devido ao comportamento transitório do escoamento em velocidades rotacionais mais baixas, o que fez com que tanto os resíduos RMS quanto os valores da entrada do estágio e a pressão total de saída oscilar em torno de um valor médio. O mesmo ocorreu em estudos anteriores utilizando o modelo $SSTk - \omega$. Nestas condições de operação, utilizou-se como valor representativo o valor médio dos resultados obtidos nas últimas 150 iterações para o modelo $k - \varepsilon Standard$ e os obtidos nas últimas 200 iterações para o modelo $k - \varepsilon RNG$.

Quanto aos resultados de eficiência, os três modelos de turbulência apresentaram valores próximos aos dados experimentais, a diferença foi inferior a 3% na maior parte da faixa de operação. Para condições próximas ao ponto de projeto, os modelos $k - \varepsilon RNG$ e $SSTk - \omega$ são os que mais se aproximam dos valores experimentais. As curvas de eficiência dos três modelos de turbulência se comportam de forma semelhante aos dados experimentais na maior parte da faixa de velocidade de rotação. No entanto, eles se distanciam dos resultados experimentais em condições de operação distante do ponto de projeto.

Quanto à distribuição de pressão ao longo do estágio, foram identificadas regiões de pressão negativa que podem estar relacionadas ao fenômeno da cavitação. Essas regiões

são maiores nos modelos $k - \varepsilon$.

Com relação ao campo de velocidade, foram identificadas algumas diferenças entre os diferentes modelos no bordo de fuga do estator, onde ocorre a formação da esteira, na região da garganta, e também existem diferentes áreas de alta velocidade. No rotor, uma grande formação de esteira foi identificada ao usar o modelo $k - \varepsilon RNG$ com 50% da altura da pá.

Quanto à formação de vórtices, o comportamento é semelhante para a utilização dos três modelos de turbulência. Mas, aparentemente, o vazamento pela folga da ponta parece ser mais intenso com o modelo $k - \varepsilon Standard$ do que nos outros dois modelos. Com relação à geração de entropia, há uma região de grande geração de entropia semelhante aos três modelos, mas de intensidades diferentes. A utilização do modelo $k - \varepsilon RNG$ é o de menor intensidade.

Em relação ao fenômeno da cavitação, os três modelos foram comparados com uma simulação multifásica de trabalhos anteriores. Com os modelos $k - \varepsilon$, a cavitação tem maior intensidade e alcance do que o modelo multifásico e o $SSTk - \omega$. Este último sendo semelhante ao modelo multifásico por ter sido utilizado o mesmo modelo de turbulência.

Embora os valores encontrados para a eficiência usando o modelo $k - \varepsilon Standard$ estejam próximos dos resultados experimentais, não há certeza de que esses resultados representem uma boa aproximação da aplicação real, pois, na análise da distribuição de pressão e velocidade, em alguns regiões ao longo do estágio, a presença de gradiente de pressão adverso e separação da camada limite, que são condições em que a bibliografia indica que haverá divergência com os valores reais na utilização deste modelo.

Além disso, as simulações realizadas nesta parte do trabalho foram realizadas assumindo um regime de regime estacionário, monofásico e incompressível. No entanto, é possível verificar regiões de escoamento possivelmente transitório. Este problema pode estar associado tanto à presença do fenômeno de cavitação quanto à natureza transitória do escoamento para condições de operação distantes do DP.

De maneira geral, a comparação entre os modelos de turbulência mostrou que os três modelos de turbulência apresentaram valores próximos aos experimentais. Apesar da aproximação do problema para o caso de escoamento estacionário, os resultados são satisfatórios nas condições operacionais próximas ao ponto de projeto. Além disso, observou-se que não houve grandes diferenças na utilização dos diferentes modelos de turbulência.

Quanto as simulações em regime transitório, foi possível desenvolver uma metodologia para a simulação. Realizando uma análise de critério de convergência: análise de independência de malha temporal, identificação do início do comportamento estatisticamente estacionário e identificação do tamanho suficiente da amostra temporal para análise através do monitoramento da média acumulada.

Com os resultados, constatou-se que as oscilações numéricas identificadas nas simulações em regime estacionário para a condição de operação de baixa rotação é devido a fenômenos transitórios do escoamento. Além disso, observou-se que o padrão oscilatório dos resultados de eficiência e do *Blade jet speed ratio* estão em fase com o termo $1/(p_{T,inlet} - p_{T,outlet})$, mostrando que esse termo é o que domina sobre os outros termos de suas respectivas equações.

Comparando-se o resultado da simulação em regime transitório com o da simulação em regime estacionário, a primeira teve uma aproximação significativa dos dados experimentais. Indicando assim, que os fenômenos transitórios são responsáveis pela imprecisão da simulação em regime estacionário para baixas rotações.

Foi possível verificar a grande variação temporal dos parâmetros do escoamento. Como por exemplo, a variação de pressão estática sobre a pá do rotor. Além da presença de cavitação sobre a pá em vários instantes.

Um fato interessante que pôde ser observado é uma relação entre as regiões de cavitação com os vórtices de vazamento, de passagem e o *scraping vortex*. As regiões de cavitação que se desenvolvem ao longo do canal entre pás estão sempre no interior de vórtices. Esse fato se assemelha ao caso de cavitação em vórtices. Além disso, foi possível analisar a evolução do comportamento temporal dos vórtices e de regiões de cavitação com os contornos de entropia estática, as superfícies isobáricas de pressão nula, as linhas de corrente e os vetores de velocidade.

Outros estudos podem ser realizados, como continuação deste trabalho, para investigar o comportamento transitório do escoamento em outras condições operacionais.

Referências

ANSYS. **ANSYS CFX**: Solver theory guide. Canonsburg, 2015. 418 p.

ARGYROPOULOS, C.; MARKATOS, N. Recent advances on the numerical modelling of turbulent flows. **Applied Mathematical Modeling**, n. 39, p. 693–732, jul. 2015.

BOYNTON, J. L.; ROHLIK, H. E. **Effect of Tip Clearance on Performance of Small Axial Hydraulic Turbine**. Cleveland, Ohio 44135: NASA TM X-3339, 1976.

DUNHAM, J. Cfd validation for propulsion system components. **AGARD**, 1998.

FOX, R.; MCDONALD, A.; PRITCHARD, P. **Introduction to Fluid Mechanics**. 9ed.. ed. New York: John Wiley Sons, Inc, 2016.

PECNIK, R.; PIERINGER, P.; SANZ, W. Numerical investigation of the secondary flow of a transonic turbine stage using various turbulence models. **ASME TURBO EXPO**, 2005.

SILVA, L. M. D. **Cálculo do escoamento em uma turbina axial de alta pressão com diferentes configuração na geometria do topo do rotor utilizando técnicas de CFD**. 2012. 180 f. Dissertation (Mestrado em Mecânica Aerodinâmica, Propulsão e Energia) — Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2012.

SILVA, T. A. D. **Análise de Desempenho de Uma Turbina Axial de Dois Estágios de Booster de Motor Foguete a Propelente Líquido Operando com Cavitação**. 2018. 127 f. Dissertation (Mestrado em ropulsão aeroespacial e energia) — Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2018.

SIVOLELLA, D. **The space shuttle program: technologies and accomplishments**. Chichester: Springer Praxis Books, 2017.

SUTTON, G. P.; BIBLARZ, O. **Rocket propulsion elements**. 7rd. ed. New York: John Wiley Sons, Inc, 2001.

TARTINVILLE, B.; LORRAIN, E.; HIRSCH, C. Application of the v2-f turbulence model to turbomachinery configurations. **ASME TURBO EXPO**, 2005.

TARTINVILLE, B.; LORRAIN, E.; HIRSCH, C. Numerical validations of secondary flows and loss development downstream of highly loaded low pressure turbine outlet guide vane. **ASME TURBO EXPO**, 2007.

TONON d. S.; TOMITA, J. T.; GARCIA, E. C.; BRINGHENTI, C.; DÍAZ, R. B.; WHITACKER, L. H. L. Comparative study between structured and unstructured meshes applied in turbopump's hydraulic turbine. **ASME TURBO EXPO**, 2020.

WHITACKER, L. H. L. **Determinação da influência da folga de topo na eficiência de uma turbina axial multiestágio utilizada em booster de motor foguete para operação com LOX**. 2017. 184 f. Dissertation (Mestrado em Aerodinâmica, Propulsão e Energia) — Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2017.

WHITACKER, L. H. L.; TOMITA, J. T.; BRINGHENTI, C. An evaluation of the tip clearance effects on turbine efficiency for space propulsion applications considering liquid rocket engine using turbopumps. **Aerospace Science and Technology**, v. 70, p. 55–65, set./nov. 2017.

WHITACKER, L. H. L.; TOMITA, J. T.; BRINGHENTI, C. Turbopump booster turbine performance: comparison between monophasic and multiphase flows using cfd. **ASME TURBO EXPO**, jun. 2018.

FOLHA DE REGISTRO DO DOCUMENTO

1. CLASSIFICAÇÃO/TIPO TC	2. DATA 22 de novembro de 2022	3. DOCUMENTO Nº DCTA/ITA/TC-085/2022	4. Nº DE PÁGINAS 93
5. TÍTULO E SUBTÍTULO: Determinação das características de operação de uma turbina axial hidráulica de uso aeroespacial através da técnica de CFD em regimes estacionário e transitório			
6. AUTOR(ES): Daniel Ferreira Corrêa Barbosa			
7. INSTITUIÇÃO(ÕES)/ÓRGÃO(S) INTERNO(S)/DIVISÃO(ÕES): Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA			
8. PALAVRAS-CHAVE SUGERIDAS PELO AUTOR: CDF; Modelos de Turbulência; Regime estacionário; Regime transitório; Turbobomba; Turbina Axial.			
9. PALAVRAS-CHAVE RESULTANTES DE INDEXAÇÃO: Dinâmica dos fluidos computacionais; Turbinas axiais; Estado estacionário; Modelos de turbulência; Análise numérica; Turbomáquinas; Engenharia mecânica.			
10. APRESENTAÇÃO: (X) Nacional () Internacional ITA, São José dos Campos. Curso de Mestrado. Programa de Graduação em Engenharia Mecânica-Aeronáutica. Orientador: Prof. Dr. Jesuino Takachi Tomita. Coorientador: Prof. Dr. Daniel da Silva Tonon (IFSP). Defesa em 11/11/2022. Publicada em 2022.			
11. RESUMO: O presente trabalho tem como objetivo o estudo dos diferentes modelos de turbulência aplicados em problemas modelados através da técnica de Dinâmica dos Fluidos Computacional (do inglês, <i>Computational Fluid Dynamics</i> , CFD) em regime estacionário e o estudo do comportamento transitório do escoamento na mesma turbomáquinas para uma condição de operação de baixa velocidade rotacional e distante da Ponto de Projeto (do inglês, <i>Design Point</i> , DP), neste caso, em um estágio de turbina axial utilizado em turbobomba (TP). A modelagem do escoamento turbulento baseada nas equações de Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) resulta em termos nas equações de Navier-Stokes que tem características próprias de cada escoamento. Sendo assim, a escolha adequada do modelo de turbulência para o estudo de um determinado escoamento é essencial para a obtenção de bons resultados, devido ao fato de que não existe um modelo geral de turbulência para todas as aplicações de engenharia que possuem fluido e escoamento. No estudo de turbomáquinas, apesar do escoamento sempre ser transitório, geralmente o escoamento pode ser aproximado como em regime estacionário, principalmente quando se trabalha com o DP. No entanto, esta aproximação torna-se imprecisa quando se estudam condições operacionais distantes do DP e apresentam muitas oscilações numéricas de amplitudes não desprezíveis devido à relevância dos fenômenos transitórios. Os principais fenômenos associados à transitoriedade do escoamento neste tipo de turbomáquinas são a formação de vórtices e cavitação. A turbomáquina considerada no presente trabalho é o primeiro estágio da turbina axial hidráulica utilizada na Turbobomba Oxidante de Baixa Pressão (LPOTP) do Motor Principal do Ônibus Espacial (SSME), considerando a configuração de folga de ponta de 3,0% em relação à altura da pá do rotor. Todas as simulações foram realizadas utilizando o software comercial da ANSYS CFX v15.0 (para o estudo dos modelos de turbulência) e v19.2 (para o estudo do comportamento transitório). Todas as configurações numéricas e como as condições de contorno foram impostas em diferentes superfícies são explicadas no trabalho. Os resultados das simulações numéricas foram sintetizados e comparados com os dados experimentais publicados pela <i>National Aeronautics and Space Administration</i> (NASA), nos quais a eficiência da turbina e seu parâmetro de velocidade do jato são analisados para resultados. O fluido de trabalho definido nas simulações numéricas foi a água, pois este foi o fluido utilizado nos testes experimentais.			
12. GRAU DE SIGILO: (X) OSTENSIVO () RESERVADO () SECRETO			