

ALEXANDRE D'AGOSTINI NETO

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO  
NO TUBO DE SUCÇÃO DE TURBINAS HIDRÁULICAS**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São  
Paulo para a obtenção do título de  
Mestre em Engenharia

**CONSULTA  
FD-5771  
Ed. rev.**

São Paulo  
2011

OK

ALEXANDRE D'AGOSTINI NETO

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO  
NO TUBO DE SUCÇÃO DE TURBINAS HIDRÁULICAS**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São  
Paulo para a obtenção do título de  
Mestre em Engenharia

Área de Concentração:  
Energia e Fluidos

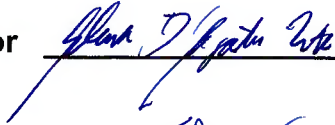
Orientador: Prof. Dr. Fábio Saltara

São Paulo  
2011

**Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.**

**São Paulo, 22 de outubro de 2011.**

**Assinatura do autor**



**Assinatura do orientador**



## **FICHA CATALOGRÁFICA**

**D Agostini Neto, Alexandre**

**Simulação numérica do escoamento no tubo de sucção de turbinas hidráulicas / A. D Agostini Neto. -- ed. rev. -- São Paulo, 2011.**

**107 p.**

**Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1. Turbinas hidráulicas 2. Turbulência 3. Escoamento I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

À minha família, pelo constante e  
irrestrito apoio.

## **AGRADECIMENTOS**

Especial agradecimento ao meu caro orientador Prof. Dr. Fábio Saltara pelos conselhos, incentivo e apoio que foram fundamentais ao longo de minha carreira desde o período de Graduação na EPUSP, e pela orientação de mais este trabalho.

Aos meus colegas e superiores da empresa Voith Hydro em São Paulo e da matriz, na Alemanha, que permitiram e apoiaram a viabilização deste trabalho disponibilizando recursos, excelente estrutura e resultados indispensáveis à sua elaboração.

Aos meus familiares e amigos pela paciência, apoio e agradável convívio durante todos estes anos, e por todos os momentos difíceis que acabaram por tornar mais fáceis.

*Scientists study the world as it is;  
engineers create the world that never  
has been.*

(Theodore von Kármán)

## RESUMO

Este trabalho apresenta uma investigação do escoamento no tubo de sucção de turbinas hidráulicas obtido através de cálculo por Método de Volumes Finitos. Para tanto são investigados três pontos de operação característicos das mesmas, sendo um deles fortemente caracterizado por fenômenos transientes.

A investigação é feita com base em grandezas globais integrais relativas à operação de uma turbina hidráulica e em perfis de velocidades médios no tempo, medidos através da técnica LDA (*Laser-Doppler-Anemometry*) em ensaio de modelo reduzido (medições realizadas em trabalho utilizado como referência). Os perfis de velocidade em questão foram medidos nos tubos de sucção de duas turbinas diferentes (Francis e Propeller) e são a principal base de avaliação das simulações numéricas. Os perfis de velocidades são calculados através de simulações em regime permanente em todas as condições mencionadas para os dois casos, e através de simulações transientes para a condição de carga parcial na turbina Francis.

O impacto da variação de parâmetros e modelos de simulação básicos são mostrados no decorrer do trabalho. As simulações em regime permanente para a turbina Francis foram realizadas para 4 diferentes malhas computacionais. Já para a turbina Propeller foi avaliada a influência da posição da interface entre os domínios computacionais correspondentes ao rotor e ao tubo de sucção nos perfis em questão.

As simulações em regime transiente foram realizadas para a turbina Francis na condição de carga parcial, e foram avaliados os efeitos da utilização de modelagem de turbulência híbrida RANS/LES.

## ABSTRACT

This work presents an investigation of the flow on hydraulic turbines draft tubes calculated through Finite Volume Method. Three characteristic operating conditions were simulated, being one of them strongly characterized by transient phenomena.

The investigation is performed using integral global variables related to the operation of the hydraulic turbine and time-averaged velocity profiles measured on reduced model through the LDA (*Laser-Doppler-Anemometry*) technique (measurements were performed in another work which was taken as reference). The velocity profiles were measured in two different draft tubes, one related to a Francis and the other to a Propeller turbine, and are the main basis for the evaluation of the numerical simulations. They were calculated through steady-state simulations in all the mentioned operating conditions for both the turbines, and through transient simulation for part-load operation of the Francis turbine.

The impact of different basic simulation parameters are shown in this work. The simulation in steady state for the Francis turbine has been performed for four different computational grids. On the Propeller turbine, the influence of the interface between the runner and draft tube domains has been also evaluated, once it is commonly a topic of discussions for axial machines.

The transient simulations have been performed for the Francis Turbine at part load condition and the effects of different turbulence treatment has also been evaluated, through the application of a hybrid RANS/LES turbulence model.



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Vista em corte de uma turbina tipo Francis (Voith Hydro).....	4
Figura 2 – Vista superior de uma turbina Pelton de eixo vertical (Voith Hydro).....	4
Figura 3 – Vista em corte de uma Turbina Kaplan (Voith Hydro).....	5
Figura 4 – Campo de aplicação dos principais tipos de turbinas hidráulicas ([19]).....	6
Figura 5 – Esquema geral de uma usina hidrelétrica (Voith Hydro).....	8
Figura 6 – Vista em cortes de turbina Francis ([19]).....	8
Figura 7 – Exemplo de triângulos de velocidades para o caso de uma bomba ([27]).....	10
Figura 8 – Curva para cálculo da circulação ao redor de uma pá ([7]).....	12
Figura 9 – Vista esquemática planificada para cálculo de circulação ao redor de uma pá ([7]).....	12
Figura 10 – Velocidades do escoamento: decomposição cilíndrica e triângulos de velocidades na entrada e saída da pá de uma turbina tipo Francis ([6]).....	16
Figura 11 – Visualização esquemática dos triângulos de velocidades na seção de saída de um rotor Francis: a. cargas parciais – sentido de rotação igual ao do rotor da turbina; b. regime ótimo – rotação residual praticamente nula; c. sobrecarga – rotação de sentido oposto ao do rotor da turbina ([28]).....	16
Figura 12 – Variação da área da seção transversal de um tubo de sucção em função de distância ao longo de sua linha de centro ([26]).....	17
Figura 13 – Exemplo de tubo de sucção típico ([1]).....	18
Figura 14 – Diagrama de colinas indicando limitações operativas típicas para turbinas Francis, fenômenos característicos observados em ensaio de modelo reduzido (vórtices cavitantes) e contornos de velocidade absoluta resultados de simulações em regime permanente para cada um dos casos de carga indicados ([26]). Detalhes destas simulações serão mostrados à diante.....	21
Figura 15 – Exemplo de gradientes no escoamento causados pelo esquema <i>upwind</i> .....	25
Figura 16 – Distribuição da grandeza $\theta$ nas proximidades de uma fonte, para diferentes números de Peclet ([44]).....	26
Figura 17 – Visualização esquemática da modelagem de turbulência em termos do espectro de energia turbulenta ([18]).....	30
Figura 18 – Vista 2-d simplificada do difusor em questão (ERCOFTAC – Qnet Database).....	39
Figura 19 – Seções onde foram realizadas as medições ([29]).....	39
Figura 20 – Exemplo de malha computacional considerada como pouco refinada, utilizada por Mauri ([29]).....	40
Figura 21 – Modelos apresentados por Page et al para o caso teste em questão ([32]).....	40
Figura 22 – Resultados apresentados por Page et al para o Modelo 1, considerando-se modelos de turbulência $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ SST ([32]).....	41
Figura 23 – Resultados apresentados por Page et al comparando-se o Modelo 2 com o 1 e modelos de turbulência $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ SST ([32]).....	41

Figura 24 – Curva de Eficiência de turbina com tubo de sucção utilizado no projeto FLINDT em função da vazão mássica. Notar súbita queda de eficiência entre 100% e 102% ([4]).	44
Figura 25 – Geometria dos tubos de sucção estudados no presente trabalho.	45
Figura 26 – Posicionamento dos pontos onde são medidas as pressões estáticas no tubo de sucção para cálculo dos parâmetros integrais.	47
Figura 27 – Ilustração da posição do acesso óptico no difusor do tubo de sucção para medições dos perfis de velocidades (esquerda) e identificação das linhas de medição. A direção X é a predominante do escoamento ([5]).	49
Figura 28 – Ilustração da posição do acesso óptico para medições de perfis de velocidades no tubo de sucção de turbina Propeller ([5]).	50
Figura 29 – Identificação das linhas utilizadas para medição. A direção X é a direção predominante do escoamento ([5]).	50
Figura 30 – Blocos de pré-distribuidor e palhetas, rotor e tubo de sucção.	51
Figura 31 – Vista geral da malha computacional com os três grandes blocos.	52
Figura 32 – Domínio do rotor composto pela totalidade do número de pás.	54
Figura 33 – Malhas do domínio SVWG utilizadas para cálculos em regime permanente.	56
Figura 34 - Malhas do domínio RU utilizadas para cálculos em regime permanente.	57
Figura 35 – Malhas do domínio DT utilizadas para cálculos em regime permanente.	57
Figura 36 – Perfis de velocidades na direção do escoamento - LC01 – Posições 1, 2 e 3 da esquerda para a direita.	60
Figura 37 – Perfis de velocidades na direção transversal à do escoamento - LC01 – Posições 1, 2 e 3 da esquerda para a direita.	60
Figura 38 – Perfis de velocidades na direção do escoamento - LC02 – Posições 1, 2 e 3 da esquerda para a direita.	60
Figura 39 – Perfis de velocidades na direção transversal à do escoamento - LC02 – Posições 1, 2 e 3 da esquerda para a direita.	61
Figura 40 – Perfis de velocidades na direção do escoamento - LC03 – Posições 1, 2 e 3 da esquerda para a direita.	61
Figura 41 – Perfis de velocidades na direção transversal à do escoamento - LC03 – Posições 1, 2 e 3 da esquerda para a direita.	61
Figura 42 – Malha computacional - Turbina B - 1 - Interface entre domínios RU e DT após a seção cônica do tubo de sucção.	65
Figura 43 – Malha computacional - Turbina B - 2 - Interface entre domínios RU e DT a 50% da altura da seção cônica do tubo de sucção.	65
Figura 44 – Malha computacional - Turbina B - 3 - Interface entre domínios RU e DT antes da seção cônica do tubo de sucção.	66
Figura 45 – Perfis de velocidades na direção do escoamento - LC01 – Posições 2, 5, 8 e 9 da esquerda para a direita.	67
Figura 46 – Perfis de velocidades na direção transversal à do escoamento - LC01 – Posições 2, 5, 8 e 9 da esquerda para a direita.	67

Figura 47 – Perfis de velocidades na direção do escoamento - LC02 – Posições 2, 5, 8 e 9 da esquerda para a direita.....	67
Figura 48 – Perfis de velocidades na direção transversal à do escoamento - LC02 – Posições 2, 5, 8 e 9 da esquerda para a direita.....	68
Figura 49 – Perfis de velocidades na direção do escoamento - LC03 – Posições 2, 5, 8 e 9 da esquerda para a direita.....	68
Figura 50 – Perfis de velocidades na direção transversal à do escoamento - LC03 – Posições 2, 5, 8 e 9 da esquerda para a direita.....	68
Figura 51 – Vetores de Velocidades para o tubo de sucção B em um plano central, caso de carga LC01 - <i>Full Load</i> .....	71
Figura 52 – Contornos de velocidades no fim do domínio relativo ao rotor - caso de carga LC01 – <i>Full Load</i> .....	72
Figura 53 – Perfis de velocidades na direção do escoamento – Simulação transiente - <i>k-<math>\omega</math> SST</i> .....	78
Figura 54 – Perfis de velocidades na direção perpendicular à do escoamento – Simulação transiente - <i>k-<math>\omega</math> SST</i> .....	78
Figura 55 – Oscilações de pressão – montante – resultados normalizados (esq.) e resultados relativos a medições em ensaios de modelo (dir.) – Simulação Transiente - <i>k-<math>\omega</math> SST</i> .....	79
Figura 56 – Oscilações de pressão – jusante – resultados normalizados (esq.) e resultados relativos a medições em ensaios de modelo (dir.) – Simulação Transiente - <i>k-<math>\omega</math> SST</i> .....	79
Figura 57 – Perfis de velocidades na direção do escoamento – Simulação transiente - SAS SST – Malha 1.....	80
Figura 58 – Perfis de velocidades na direção perpendicular à do escoamento – Simulação transiente - SAS SST – Malha 1.....	81
Figura 59 – Oscilações de pressão – montante – resultados normalizados (esq.) e resultados relativos a medições em ensaios de modelo (dir.) – Simulação Transiente - SAS SST – Malha 1.....	82
Figura 60 – Oscilações de pressão – jusante – resultados normalizados (esq.) e resultados relativos a medições em ensaios de modelo (dir.) – Simulação Transiente – SAS SST – Malha 1.....	82
Figura 61 – Contornos de $Q = 0.002$ para visualização do vórtice no tubo de sucção e de estruturas turbulentas em diferentes instantes de tempo. A posição angular do rotor varia de 0 a 500 graus.....	83
Figura 62 – Contornos de $Q = 0.002$ para visualização do vórtice no tubo de sucção e de estruturas turbulentas em diferentes instantes de tempo. A posição angular do rotor varia de 500 a 1000 graus.....	84
Figura 63 – Contornos de $Q = 0.002$ para visualização do vórtice no tubo de sucção e de estruturas turbulentas em diferentes instantes de tempo. A posição angular do rotor varia de 1000 a 1100 graus.....	85
Figura 64 – Perfis de velocidades na direção do escoamento – Simulação transiente - SAS SST – Malha 2.....	86

Figura 65 – Perfis de velocidades na direção perpendicular à do escoamento – Simulação transiente - SAS SST – Malha 2.....	86
Figura 66 – Oscilações de pressão – montante – resultados normalizados (esq.) e resultados relativos a medições em ensaios de modelo (dir.) – Simulação Transiente - SAS SST –Malha 2.	87
Figura 67 – Oscilações de pressão – jusante – resultados normalizados (esq.) e resultados relativos a medições em ensaios de modelo (dir.) – Simulação Transiente - SAS SST – Malha 2. .	87
Figura 68 – Superfícies de $Q = 0.005$ para os modelos $k-\omega$ SST (Malha 1) (A), SAS-SST (Malha 1) (B), SAS-SST (Malha 2) (C). .....	88
Figura 69 – Superfícies de $Q = 0.003$ para os modelos $k-\omega$ SST (Malha 1) (A), SAS-SST (Malha 1) (B), SAS-SST (Malha 2) (C). .....	89
Figura 70 –Superfícies de $Q=0.001$ para os modelos $k-\omega$ SST (Malha 1) (A), SAS-SST (Malha 1) (B), SAS-SST (Malha 2) (C). .....	90
Figura 71 – Perfis de velocidades na direção do escoamento – Resumo.....	91
Figura 72 – Perfis de velocidades na direção perpendicular à do escoamento – Resumo.....	91
Figura 73 – Viscosidade Turbulenta média nas três posições de referência para os modelos computacionais transientes avaliados. ....	92
Figura 74 – Densidade Espectral da componente axial da velocidade para o modelo SAS-SST nas duas malhas computacionais avaliadas. Linha preta indica decaimento de $-5/3$ . Nota-se que porcentagem maior da turbulência é calculada no modelo de malha mais refinada.	93
Figura 71 – Superfície de pressão constante mostrando o vórtice no tubo de sucção, característico de cargas parciais.....	105
Figura 72 – Contornos de $Q$ constante para visualização de estruturas turbulentas. ....	105
Figura 73 – Espectro de frequências calculado a partir de sinais de pressão no tempo, medidas no cone do tubo de sucção.....	106
Figura 74 – Espectro de frequências calculado a partir de sinais de pressão no tempo - detalhe ....	106
Figura 75 – Modelo com interface deslocada, prolongamento do domínio do tubo de sucção na direção de saída e novas condições de contorno .....	107

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BSL	New Baseline $k-\omega$ Turbulence Model
CFD	Computational Fluid Dynamics
DES	Detached Eddy Simulation
ERCOFTAC	European Research Community on Flows, Turbulence and Combustion
FLINDT	Flow Investigation in Draft Tubes
LC	<i>Load Case</i>
LDA	Laser Doppler Anemometry
LES	Large Eddy Simulation
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
U-RANS	Unsteady - Reynolds Averaged Navier-Stokes
SAS	Scale Adaptative Simulation
SST	Shear Stress Transport

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área
$c$	Velocidade absoluta (eq. de Euler)
$c_u$	Velocidade circunferencial
$c_\mu$	Constante de modelo
$c_a$	Velocidade axial
$c_r$	Velocidade radial
$D$	Dimensão característica
$f$	Frequência
$f_n$	Frequência de rotação
$F_1$ e $F_2$	Funções de modelo de turbulência
$g$	Aceleração da gravidade
$h$	Altura
$H$	Queda bruta
$H_l$	Queda líquida
$k$	Energia cinética da turbulência
$kL$	Função de correlação
$L$	Comprimento
$L_{vk}$	Escala de comprimento de Von-Karman
$n$	Rotação
$n_1'$	Rotação unitária
$n_q$	Rotação específica
$Nvol$	Número de volumes
$P$	Pressão
$Pe$	Número de Peclet
$Q$	Vazão volumétrica, critério para visualização de estruturas coerentes
$Q_1'$	Vazão unitária
$r$	Raio
$R_{ij}$	Função de correlação
$Re$	Número de Reynolds
$S$	Swirl Intensity, termo fonte, tensor taxa de deformação
$St$	Número de Strouhal

$t$	Tempo
$u$	Velocidade circunferencial (eq. de Euler), velocidade instantânea (dir. X)
$u'$	Componente flutuante de $u$
$\vec{u}$	Vetor velocidade
$U$	Componente média de $u$
$V$	Velocidade (de forma genérica), volume, componente média de $v$
$v$	Velocidade instantânea (dir. Y)
$v'$	Componente flutuante de $v$
$W$	Componente média de $w$
$w$	Velocidade relativa (eq. de Euler), velocidade instantânea (dir. Z)
$w'$	Componente flutuante de $w$
$z$	Número de pás
$y$	Distância da parede
$Y+$	Distância normalizada à parede
$\beta$	Ângulo da velocidade relativa com direção circunferencial, cte. de modelo
$\Gamma$	Coefficiente de difusividade
$\Gamma_{Sch}$	Circulação do escoamento ao redor de uma pá
$\varepsilon$	Taxa de dissipação da turbulência
$\zeta$	Fator de perda de energia
$\eta$	Eficiência, incremento
$\mu$	Viscosidade dinâmica
$\nu$	Viscosidade cinemática
$\nu_t$	Viscosidade turbulenta
$\rho$	Massa específica
$\sigma$	Constante de modelo
$\varphi$	Coefficiente de vazão
$\emptyset$	Propriedade transportada
$\chi$	Fator de recuperação de pressão
$\psi$	Coefficiente de energia
$\omega$	Velocidade angular, dissipação por unidade de energia cinética turbulenta

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1.	BREVE HISTÓRICO SOBRE MÁQUINAS HIDRÁULICAS [1][13] .....	2
1.2.	BREVE DESCRITIVO DE TURBINAS HIDRÁULICAS A REAÇÃO E SEUS COMPONENTES .....	6
2	ALGUNS TÓPICOS EM MÁQUINAS HIDRÁULICAS .....	9
2.1.	PARÂMETROS BÁSICOS DE OPERAÇÃO .....	9
2.2.	EQUAÇÃO DE EULER.....	10
2.3.	NÚMEROS ADIMENSIONAIS E CONDIÇÕES OPERATIVAS .....	12
2.4.	ESCOAMENTO NO ROTOR DE UMA TURBINA TIPO FRANCIS – OPERAÇÃO EM CARGA PARCIAL E SOBRECARGA .....	15
2.5.	TUBO DE SUCÇÃO .....	17
3	MÉTODO DE VOLUMES FINITOS .....	23
3.1.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	23
4	TURBULÊNCIA E MODELOS DE TURBULÊNCIA .....	28
4.1.	O MODELO $k-\varepsilon$ .....	31
4.2.	O MODELO $k-\omega$ .....	31
4.3.	O MODELO $k-\omega$ SST.....	33
4.4.	O MODELO SAS SST .....	34
5	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	38
5.1.	O ESCOAMENTO EM DIFUSORES CÔNICOS.....	38
5.2.	O ESCOAMENTO EM TUBOS DE SUCÇÃO .....	42
6	METODOLOGIA E DESCRIÇÃO DO MODELO NUMÉRICO .....	45
6.1.	CASOS DE CARGA CONSIDERADOS .....	47
6.2.	PERFIS DE VELOCIDADES NO TUBO DE SUCÇÃO .....	48
6.2.1.	Turbina A.....	48
6.2.1.	Turbina B.....	49



6.3.	MODELO DE CÁLCULO .....	50
6.4.	ESTRUTURAÇÃO DO PRESENTE TRABALHO .....	54
7	SIMULAÇÕES EM REGIME PERMANENTE .....	55
7.1.	MALHAS COMPUTACIONAIS - TURBINA A .....	55
7.2.	RESULTADOS GLOBAIS.....	58
7.3.	RESULTADOS GLOBAIS – DISCUSSÃO.....	58
7.4.	PERFIS DE VELOCIDADES .....	59
7.5.	PERFIS DE VELOCIDADES – DISCUSSÃO .....	62
7.6.	PERFIS DE VELOCIDADES – CONCLUSÃO.....	63
7.7.	MALHAS COMPUTACIONAIS - TURBINA B .....	64
7.8.	PERFIS DE VELOCIDADES - TURBINA B .....	66
7.9.	PERFIS DE VELOCIDADES – DISCUSSÃO .....	69
7.10.	PERFIS DE VELOCIDADES – CONCLUSÕES .....	73
8	SIMULAÇÕES EM REGIME TRANSIENTE .....	74
8.1.	INFORMAÇÕES GERAIS SOBRE OS MODELOS TRANSIENTES .....	74
8.2.	OSCILAÇÕES DE PRESSÃO .....	76
8.3.	SIMULAÇÃO COM MODELO DE TURBULÊNCIA $K-\omega$ SST .....	77
8.4.	SIMULAÇÃO COM MODELO DE TURBULÊNCIA SAS-SST – MALHA 1 ...	80
8.5.	SIMULAÇÃO COM MODELO DE TURBULÊNCIA SAS-SST – MALHA 2 ...	85
8.6.	COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES SOBRE OS RESULTADOS EM REGIME TRANSIENTE.....	93
9	CONCLUSÕES.....	95
10	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	97
	Anexo A – Visualização do Escoamento.....	102
	Anexo B – Simulações transientes utilizando domínio SVWG para prover condição de entrada para o rotor.....	104

# 1 INTRODUÇÃO

O projeto de máquinas hidráulicas tem evoluído de maneira bastante rápida com o auxílio de métodos computacionais avançados tanto no aspecto estrutural quanto no hidráulico, sendo, neste último, utilizada a dinâmica dos fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamics* – CFD) como uma das ferramentas fundamentais.

A constante redução do custo de recursos computacionais e o aumento da capacidade de processamento de informações vêm viabilizando uma maior utilização de modelos numéricos que permitem minimizar o número de modelos físicos ensaiados em um projeto. No entanto, os modelos numéricos apresentam suas limitações e, dependendo da condição operativa simulada, os resultados obtidos não representam adequadamente a realidade física observada em máquinas hidráulicas, visto que são, em sua maior parte, baseados nas equações médias de Navier-Stokes e em diferentes modelagens de turbulência.

Assim, o objetivo deste trabalho é a modelagem, simulação e caracterização de escoamentos tridimensionais complexos presentes em turbinas hidráulicas e a avaliação da capacidade de predição de simulações numéricas em máquinas hidráulicas através da comparação de resultados de ensaio de modelo reduzido. Em particular, é dada atenção à simulação numérica do tubo de sucção, visto que por ser caracterizado por um escoamento de grande complexidade, constitui um desafio mesmo aos modelos de turbulência mais avançados. Como condição de entrada nesse componente, existe um escoamento turbulento com elevada circulação proveniente do rotor da turbina. Em seguida, ocorre forte desvio da direção das linhas de corrente através de um cotovelo e, por fim, existe um escoamento com gradiente de pressão adverso, proveniente do aumento da área da seção transversal do mesmo para aumento da pressão estática. Cada uma dessas características é bem conhecida por constituir um desafio a modelos matemáticos numéricos. Adicionalmente, a modelagem *quase estática* para escoamentos tipicamente transientes, como o do tubo de sucção, também é avaliada.

Efeitos dinâmicos, tais como pulsações de pressão e vórtice no tubo de sucção, também são avaliados.

## 1.1. BREVE HISTÓRICO SOBRE MÁQUINAS HIDRÁULICAS [1][13]

Desde o início da civilização, o homem defrontou-se basicamente com dois problemas em sua luta pela sobrevivência: o de deslocar a água ou outro líquido de um local a outro, e o de utilizar a energia da água para acionar dispositivos mecânicos. Vitruvius, um século antes de Cristo, projetou e instalou diversas rodas d'água para o acionamento de mecanismos primitivos [25]. Com o passar do tempo, estas passaram a ser utilizadas para atender às exigências de pequenas oficinas e moinhos. A partir de 1882, com o progresso tecnológico e científico, a realização de tal trabalho foi aplicada à geração de energia elétrica. O aproveitamento da energia hidráulica com o objetivo de transformá-la em trabalho mecânico é a finalidade das máquinas motrizes hidráulicas [25].

O deslocamento de água para irrigação realizou-se sempre que possível por meio de canais, valas e valetas. Para uso doméstico, artesanal e industrial, empregaram-se encanamentos cuja natureza variou desde as formas primitivas com bambu até as formas dos materiais modernos que conhecemos. No entanto, as condições topográficas nem sempre se apresentaram favoráveis ao escoamento da água por gravidade. Daí a necessidade de se recorrer a meios para deslocá-la até o ponto onde deve ser utilizada [25].

As turbinas hidráulicas, por si só, têm uma longa e variada história. Turbinas hidráulicas modernas são derivadas das primitivas rodas d'água. Tiveram boa parte de seu desenvolvimento na França, que, diferentemente da Inglaterra, não possuía grandes reservas de carvão que desencadearam a Revolução Industrial no século 18. Na França, o termo *houille blanche* já foi bastante utilizado para designar a energia hidráulica que, literalmente, significa "carvão branco".

Em 1826 [3], a *Société d'Encouragement pour l'Industrie Nationale* ofereceu um prêmio de 6000 francos para quem conseguisse implementar, de maneira satisfatória e em larga escala, turbinas hidráulicas com pás curvas de Belidor em fazendas e fábricas. As rodas d'água descritas pelo engenheiro militar hidráulico Belidor partiram de uma forma construtiva com eixo de rotação vertical. Além disso, as rodas ficavam enclausuradas em uma longa câmara cilíndrica de 1 metro de diâmetro. Grandes quantidades de água alimentavam a câmara por um duto tangente à mesma e nela entravam com uma considerável velocidade rotacional.

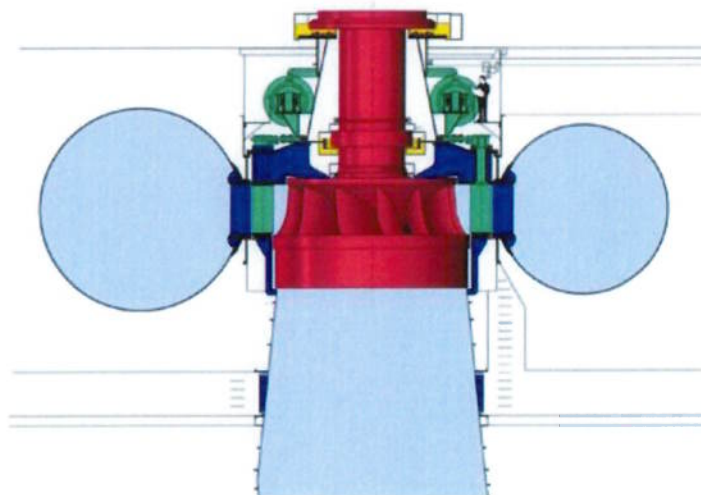
Essa velocidade, somada à própria força peso da água, representava a força motriz do conjunto. A eficiência medida era da ordem de 15 a 20%.

Engenheiros como John Smeaton (1724-1792), da Inglaterra, e J.V. Poncelet (1788-1867), da França, viabilizaram a clássica roda d'água com eixo horizontal, com eficiência da ordem de 60 a 70%. O grande matemático suíço Leonhard Euler (1707-1783) investigou a teoria de operação desses componentes. Já o teórico Burdin introduziu o nome turbina na terminologia da engenharia [3] e contribuiu muito para o entendimento do projeto de turbinas e desempenho. Seus trabalhos levaram aos principais requerimentos para a entrada e saída da água de modo a ter a menor quantidade possível de perdas. Um estudante de Burdin, Benoit Fourneyron [3] (1802-1867), foi responsável por desenvolver turbinas de alta velocidade com eficiência da ordem de 80%. No entanto, essas turbinas tinham baixa flexibilidade, apresentando boa eficiência em uma estreita faixa de operações. A turbina de Fourneyron era uma turbina centrífuga de ação total da água em escoamento. Constava de um distribuidor fixo e de uma roda que girava em torno de um eixo vertical. As pás do distribuidor tinham por finalidade guiar a água de modo a permitir o escoamento da mesma nos canais formados pelas pás da roda em uma direção adequada. Entre 1830 e 1840, Samuel B. Howd e Uriah A. Boyden focaram seu trabalho num aperfeiçoamento da turbina de Fourneyron, e James B. Francis (1815-1892) acabou por projetar o que seria o precursor da turbina Francis moderna. As turbinas Francis possuem um tubo para conduzir a água da saída do rotor, localizado internamente a um distribuidor, até o reservatório inferior. Esse tubo recebeu o nome de tubo de sucção e sua função é manter a continuidade da massa líquida em escoamento durante toda a saída da mesma. Dessa maneira, é possível obter-se um aumento da queda hidráulica e, portanto, pode-se também aumentar a potência gerada pela turbina [3].

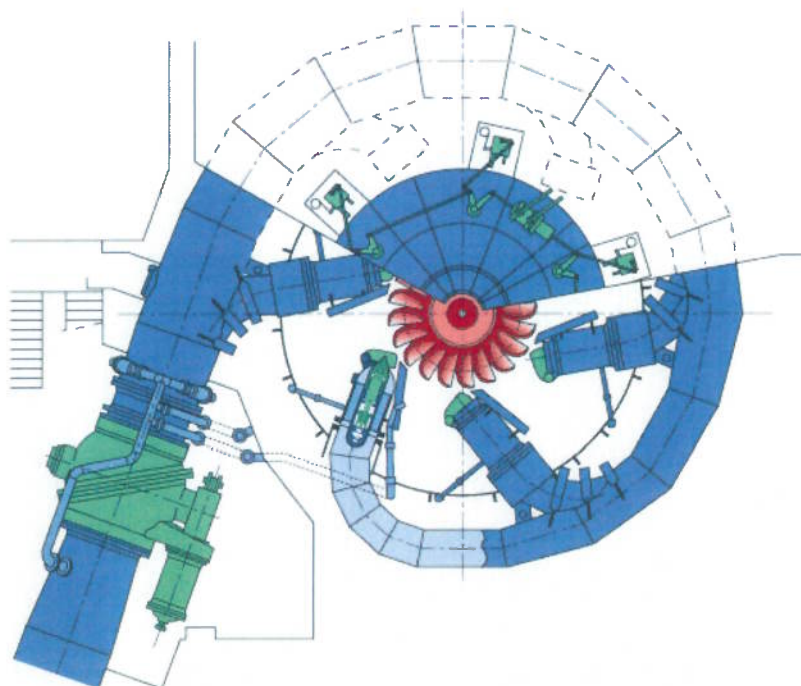
Ao mesmo tempo, os europeus focaram seu trabalho em máquinas de fluxo axial, com ângulo de incidência das pás regulável. Esses tipos de rotores ajustáveis geralmente usam mecanismos desenvolvidos por Viktor Kaplan.

Assim como as turbinas de Belidor levaram às modernas turbinas Francis e Kaplan (reação), as clássicas rodas d'água horizontais evoluíram para as modernas turbinas a ação. Em 1826, Poncelet lançou algumas ideias para turbinas a ação mais eficientes. Um grupo de engenheiros da Califórnia desenvolveu essas ideias; um deles, Lester A. Pelton, teve seu nome atribuído a um determinado tipo de

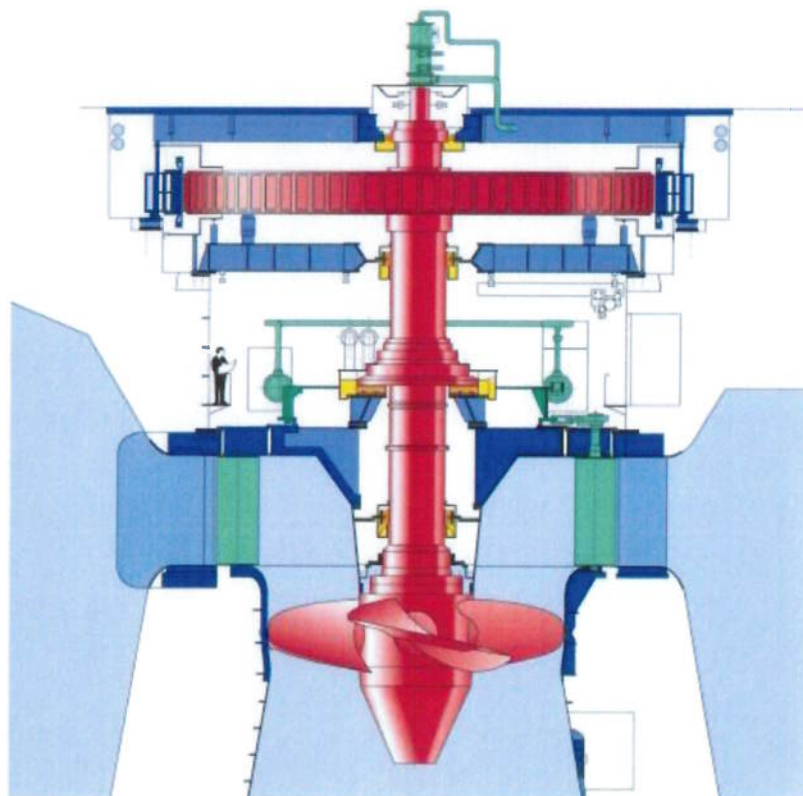
turbina. Esta consiste em um ou mais jatos de água atingindo diretamente conchas devidamente conformadas que defletem o jato e geram, portanto, um momento torsor. Os três principais tipos de turbina seguem representados nas figuras 1, 2 e 3.



**Figura 1** – Vista em corte de uma turbina tipo Francis (Voith Hydro).



**Figura 2** – Vista superior de uma turbina Pelton de eixo vertical (Voith Hydro).



**Figura 3** – Vista em corte de uma Turbina Kaplan (Voith Hydro).

A seleção de cada um dos tipos de turbina é feita com base em um parâmetro definido como rotação específica ( $n_q$ ), que é dado pela equação:

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H_l^{0.75}} \quad (1.1)$$

sendo:  $n$  = Rotação da unidade geradora [rpm]  
 $Q$  = Vazão volumétrica de água [m<sup>3</sup>/s]  
 $H_l$  = Queda Líquida [m.c.a.]

A rotação específica permite previsão das características do escoamento em uma máquina hidráulica. Turbinas com baixa rotação específica são conhecidas por máquinas lentas, e o escoamento é conduzido para o rotor praticamente na direção radial. Já turbinas com alta rotação específica são conhecidas por máquinas rápidas, e o escoamento é conduzido para o rotor em direção axial.

O campo de aplicação dos mesmos é ilustrado graficamente na Figura 4.



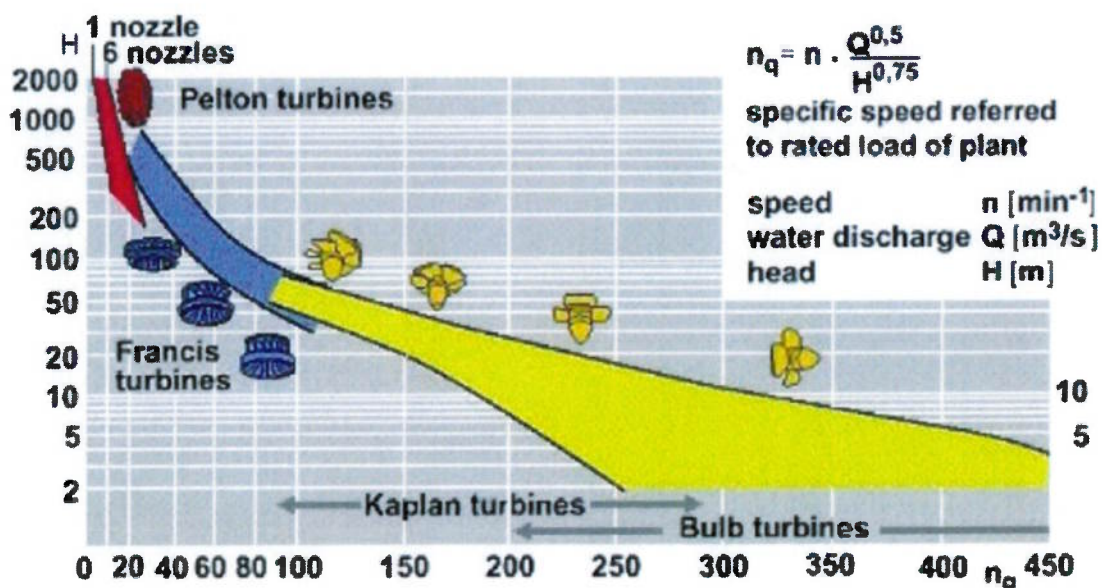


Figura 4 – Campo de aplicação dos principais tipos de turbinas hidráulicas ([19]).

## 1.2. BREVE DESCRITIVO DE TURBINAS HIDRÁULICAS A REAÇÃO E SEUS COMPONENTES

De maneira bastante simplificada, podemos descrever o funcionamento de uma turbina hidráulica a reação do tipo Francis da seguinte forma: a água, inicialmente acumulada em uma barragem, é conduzida até a seção de entrada da caixa espiral localizada em uma cota inferior através de um conduto forçado. A caixa espiral é um conduto em forma de “caracol”, com seção transversal variável ao longo de seu comprimento, que modifica gradualmente a direção do escoamento e tem por função garantir que o mesmo seja distribuído de maneira uniforme ao longo da direção circunferencial, com a menor perda de pressão possível. Antes de atingir o rotor, que é o componente no qual a energia hidráulica é transformada em energia mecânica, a água passa através do pré-distribuidor e do distribuidor. O pré-distribuidor é constituído por diversos perfis hidrodinâmicos fixos, as travessas, distribuídos uniformemente na direção circunferencial, e tem por função iniciar o direcionamento do escoamento da água para o rotor em uma direção favorável. Mecanicamente, a função desse componente é também transmitir os esforços provenientes da turbina para o concreto [19]. Do pré-distribuidor, a água segue para o distribuidor, dotado de palhetas diretrizes que têm seu ângulo de abertura

controlado por servomotores hidráulicos através de um mecanismo de bielas e de um aro de regulação. A abertura do distribuidor é diretamente responsável por controlar a vazão da máquina. Assim, no caso de demanda de uma menor potência, diminui-se a vazão da mesma e não se altera a sua rotação. O projeto das palhetas, ou pás diretrizes, de um distribuidor obedece a algumas considerações teóricas e de indicações práticas. A condição teórica mais importante a ser atendida é a de direcionar o escoamento de modo a garantir a incidência na pá do rotor formando um ângulo  $\alpha$  com a direção circunferencial constante em todos os pontos de entrada situados em uma circunferência contida em um mesmo plano normal ao eixo de rotação [25].

No rotor ocorre efetivamente a transformação de energia hidráulica em energia mecânica, que é transmitida através do eixo da turbina para o gerador, onde é gerada a energia elétrica. O torque gerado no rotor é consequência da diferença entre a circulação do escoamento na seção de entrada e na de saída, como será mostrado mais adiante. Isoladamente, os fenômenos que geram as forças nas pás do rotor são a alteração da direção da velocidade relativa, dada pela curvatura das mesmas, a mudança do valor da velocidade relativa, através do estreitamento/alargamento do canal de passagem da água (quando presente), e também através de forças de Coriolis, pois as “partículas fluidas” atravessam áreas de diferentes velocidades tangenciais [34].

Por fim, após deixar a aresta de saída das pás do rotor, a água segue para o tubo de sucção, através do qual chegará ao canal de fuga. O tubo de sucção permite que o escoamento deixe o rotor de forma contínua, ao invés de ser descarregado diretamente na atmosfera, possibilitando que a pressão na saída do rotor seja inferior à atmosférica. Normalmente é composto de um cone, logo inferior ao rotor, de um cotovelo e de um difusor em que a área da seção transversal aumenta de modo a recuperar parte da energia cinética que deixa o rotor [25].

A Figura 5 apresenta uma vista geral de uma usina hidrelétrica em corte, e a Figura 6 mostra uma vista em corte de uma unidade geradora com turbina do tipo Francis, com indicação dos principais componentes.



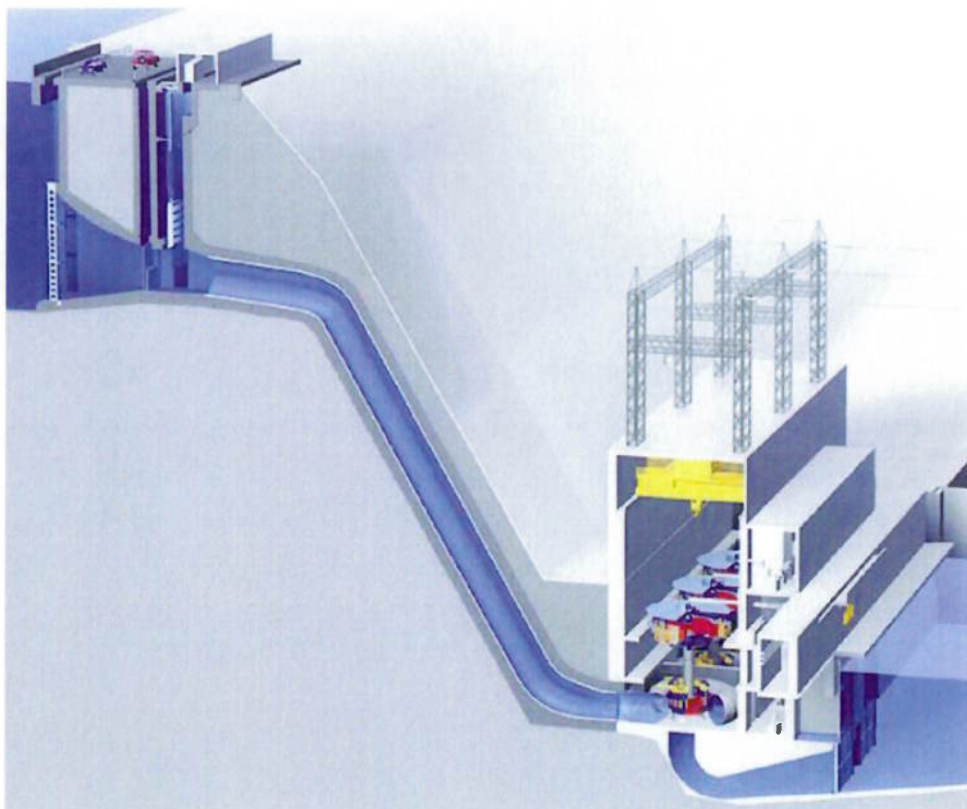


Figura 5 – Esquema geral de uma usina hidrelétrica (Voith Hydro).

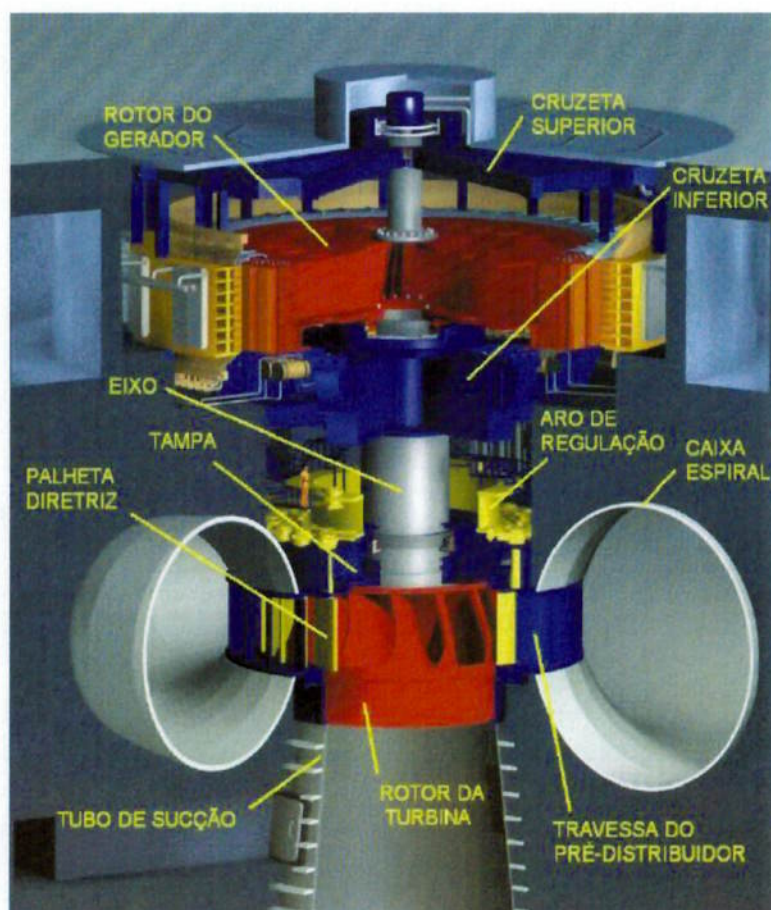


Figura 6 – Vista em cortes de turbina Francis ([19]).

## 2 ALGUNS TÓPICOS EM MÁQUINAS HIDRÁULICAS

Nesta seção são apresentados alguns conceitos relativos a máquinas hidráulicas, parâmetros de operação e condições de projeto, visto que são necessários para o entendimento completo do trabalho.

### 2.1. PARÂMETROS BÁSICOS DE OPERAÇÃO

#### **Queda Bruta - $H$**

A queda bruta é uma medida da energia hidráulica existente em uma partícula fluida de volume unitário que escoar através de uma turbina. Normalmente, esta é dada em metros de coluna d'água [m.c.a] e é calculada a partir da diferença entre as cotas do nível da água nos reservatórios superior e inferior, quando a vazão turbinada é nula.

#### **Queda Líquida - $H_l$**

A queda líquida é a queda que efetivamente está disponível para a máquina hidráulica. Ela é calculada a partir da queda bruta, descontando-se as perdas nas tubulações de entrada e na saída da mesma. Essas perdas não devem ser atribuídas à mesma.

#### **Vazão Volumétrica - $Q$**

A Vazão Volumétrica é avaliada como o volume de fluido escoando através de um volume de controle durante um período de tempo unitário. Neste caso, é a vazão engolida pela unidade geradora em uma dada condição de operação. Normalmente, é apresentada em  $m^3/s$ .

## 2.2. EQUAÇÃO DE EULER

A equação de Euler, ou equação fundamental das máquinas de fluxo [34], foi deduzida por L. Euler em 1754. Ela utiliza como hipóteses o escoamento incompressível, não viscoso e em regime permanente. Adicionalmente, o escoamento é suposto perfeitamente tangente às pás do rotor (modelo de infinitas pás), o que significa que os ângulos do escoamento são os mesmos impostos por elas. Para descrição dos perfis de velocidades, são utilizadas a velocidade absoluta ( $c$ ), relativa ( $w$ ) e circumferencial ( $u$ ). A velocidade relativa possui ângulo  $\beta$  com a direção circumferencial e é tangente às pás do rotor. A velocidade circumferencial depende do ponto que está sendo analisado e corresponde ao produto entre velocidade angular e distância do ponto ao eixo de rotação. A velocidade absoluta é a soma vetorial entre a circumferencial e a relativa, forma um ângulo  $\alpha$  com a direção circumferencial e é normalmente decomposta em componente circumferencial ( $c_u$ ), axial ( $c_a$ ) e radial ( $c_r$ ). A soma vetorial entre a componente axial e radial resulta na componente meridiana ( $c_m$ ). Esta componente é calculada a partir da equação da continuidade.

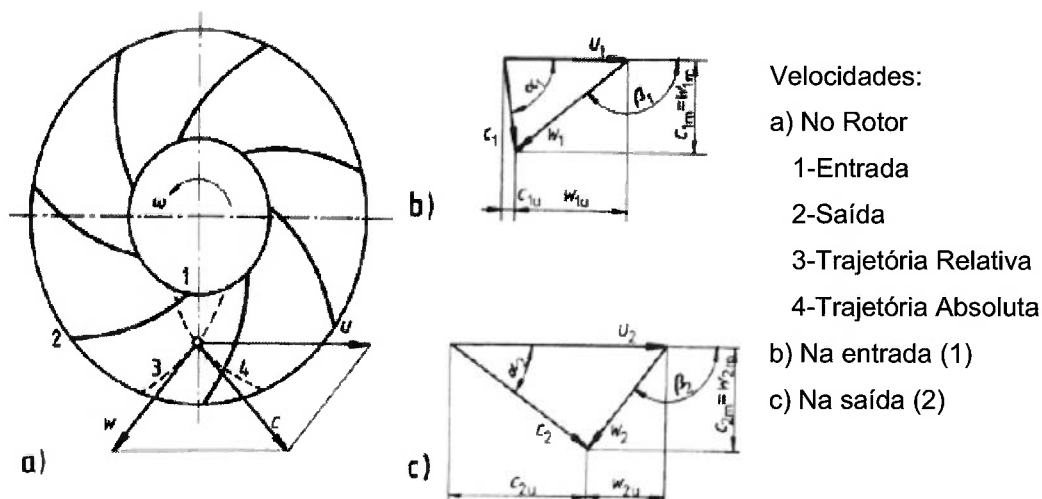


Figura 7 – Exemplo de triângulos de velocidades para o caso de uma bomba ([27]).

A equação de Euler pode ser deduzida a partir da circulação do escoamento ao redor das pás (segundo [7]). Essa circulação é calculada utilizando-se a equação a seguir.

$$\Gamma_{Sch} = \oint \vec{c} \cdot d\vec{s} \quad (2)$$

As parcelas da circulação calculadas entre os trechos BC e DA através da equação anterior se cancelam mutuamente uma vez que, teoricamente, possuem o mesmo valor em magnitude mas direções e, portanto, sinais, opostos. Assim, dessa forma, restam apenas as parcelas correspondentes aos trechos AB e CD, de acordo com o que é mostrado na Figura 8.

$$\text{Trecho AB} \quad \int_A^B \vec{c} \cdot d\vec{s} = c_{u2} \cdot t_2 \quad (3)$$

$$\text{Trecho CD} \quad \int_C^D \vec{c} \cdot d\vec{s} = -c_{u1} \cdot t_1 \quad (4)$$

Portanto:

$$\Gamma_{Sch} = c_{u2} \cdot t_2 - c_{u1} \cdot t_1 \quad (5)$$

Sendo o número de pás do rotor representado por  $z$ , tem-se que a circulação no rotor,  $\Gamma_L$ , é dada por

$$\Gamma_L = z \cdot \Gamma_{Sch} \quad (6)$$

$$\Gamma_L = z \cdot (c_{u2} \cdot t_2 - c_{u1} \cdot t_1) \quad (7)$$

Da geometria, tem-se que  $z \cdot t_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2$  e  $z \cdot t_1 = 2 \cdot \pi \cdot r_1$

$$\Gamma_L = 2 \cdot \pi \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}) \quad (8)$$

Assim, finalmente, sendo:

$$\Gamma_L = 2 \cdot \pi \cdot \frac{M}{\dot{m}} \quad (9)$$

Obtém-se uma forma equivalente da equação de Euler:

$$Y_{th} = \frac{\Gamma_L \cdot \omega}{2 \cdot \pi} = \frac{z \cdot \Gamma_{Sch} \cdot \omega}{2 \cdot \pi} \quad (10)$$

Por fim, simplificando-se para sua forma mais conhecida:

$$Y_{th} = U_2 c_{u2} - U_1 c_{u1} \quad (11)$$

Assim, em outras palavras, verifica-se que o momento transmitido pelas pás do rotor é função da diferença entre a circulação na seção de entrada e de saída do

escoamento. O parâmetro apresentado na equação anterior é utilizado para validação dos resultados do cálculo CFD, conforme será mostrado mais adiante.

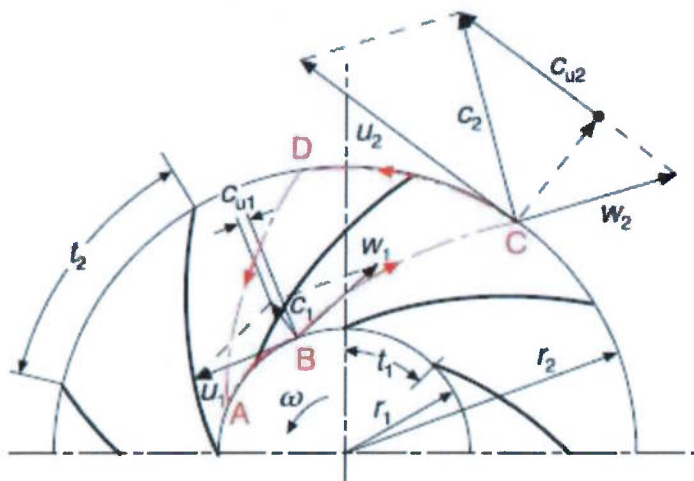


Figura 8 – Curva para cálculo da circulação ao redor de uma pá ([7]).

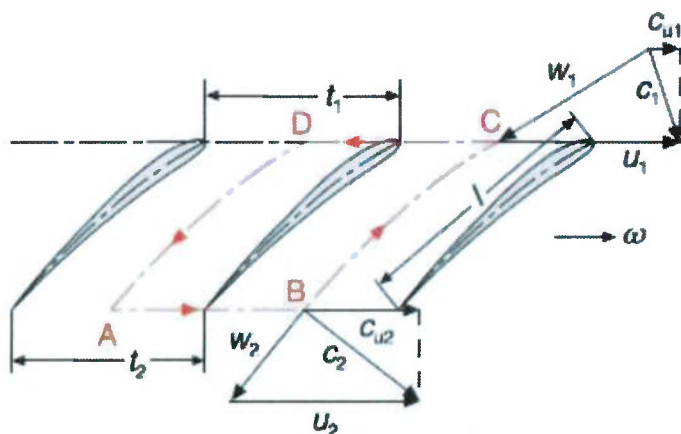


Figura 9 – Vista esquemática planificada para cálculo de circulação ao redor de uma pá ([7]).

### 2.3. NÚMEROS ADIMENSIONAIS E CONDIÇÕES OPERATIVAS

No desenvolvimento de novos projetos hidráulicos e para a avaliação de comportamento em operação de máquinas hidráulicas, normalmente são utilizadas as informações de projetos semelhantes ou de ensaios de modelos, ou seja, dados de operação de turbinas de diferentes dimensões, em diferentes rotações. A comparação desses resultados se dá através das leis de semelhança da mecânica dos fluidos através de números adimensionais, que são obtidos através das formas

não dimensionais das equações de Navier-Stokes e da continuidade, ou então de números dimensionais característicos.

a) Número de Reynolds -  $Re$

É a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas em um escoamento. É utilizado normalmente para a correção do rendimento de protótipo para modelo reduzido, e a dimensão característica e a velocidade normalmente variam para o componente analisado. De forma geral, utiliza-se o diâmetro da seção de saída do rotor ( $D_2$ ).

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (12)$$

b) Número de Strouhal -  $St$

É o critério de semelhança de movimentos de fluidos não estacionários, mas notadamente periódicos. É utilizado na análise dos movimentos não estacionários como esteiras de vórtices ou movimentos de ondas. Normalmente é calculado da seguinte forma:

$$St = f \cdot \frac{D}{U} \quad (13)$$

na qual a dimensão característica e a velocidade são funções do fenômeno analisado. No caso de esteiras de vórtices, por exemplo, adota-se como dimensão característica a distância entre os pontos de separação das camadas-limites. No caso de estudos acústicos em máquinas de fluxo, adota-se, por exemplo, o diâmetro da seção de saída do rotor ( $D_2$ ). O mesmo vale para a velocidade ao longe.

c) Número de Froude -  $Fr$

É o número adimensional que caracteriza os escoamentos em que há ação da força gravitacional. É significativo em movimentos de corpos submersos, nos quais há ação de forças de empuxo, ou em movimentos de ondas. Está também fortemente relacionado a escoamentos nos quais há superfície livre.

$$Fr = \frac{V^2}{g \cdot L} \quad (14)$$

d) Coeficiente de Energia -  $\psi$ 

Já utilizado a longa data em máquinas de fluxo, o coeficiente de energia é uma relação entre o trabalho específico interno e o quadrado da velocidade tangencial.

$$\psi = \frac{g \cdot h}{(\omega \cdot D)^2} \quad (15)$$

e) Coeficiente de Vazão -  $\varphi$ 

O coeficiente de vazão, ou coeficiente de descarga, foi originalmente definido como uma relação entre a velocidade meridiana e a velocidade tangencial. Sendo a velocidade meridiana proporcional à vazão volumétrica que, por sua vez, é função das dimensões do canal de passagem de água do rotor da turbina, usa-se, ao invés da velocidade meridiana propriamente dita, uma velocidade equivalente que é definida como:

$$c_D = \frac{4 \cdot Q}{D^2 \cdot \pi} \quad (16)$$

Assim, o coeficiente de vazão fica definido como:

$$\varphi = \frac{c_D}{u} = \frac{4 \cdot Q}{D^3 \cdot \pi^2 \cdot n} \quad (17)$$

De acordo com [7], algumas publicações mais recentes utilizam a seguinte forma para a equação anterior:

$$\varphi = \frac{Q}{D^3 \cdot n} \quad (18)$$

Aqui, a dimensão  $D$  corresponde ao diâmetro característico do rotor ( $D_1$ )

Além de números adimensionais, existem também os valores unitários para potência, rotação, e queda:

f) Rotação Unitária -  $n'_1$ 

De maneira simplificada pode ser vista como a rotação de uma turbina de diâmetro unitário operando com queda unitária. Para duas turbinas geometricamente semelhantes, operando sob mesmos valores de  $n'_1$ , a relação entre a velocidade

tangencial e a velocidade absoluta é constante. Assim, o ângulo de incidência é similar.

$$n_1' = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \quad (19)$$

g) Vazão Unitária -  $Q_1'$

Para duas turbinas geometricamente semelhantes operando sob mesmos valores de  $Q_1'$ , a relação entre a velocidade meridional e a velocidade absoluta é constante.

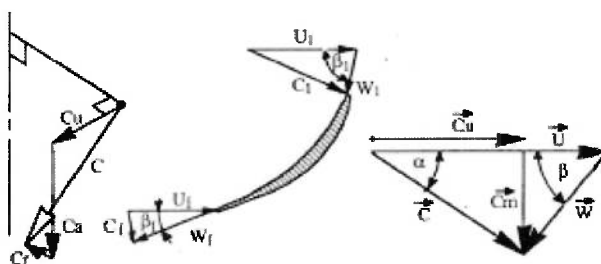
$$Q_1' = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}} \quad (20)$$

Sendo  $n_1'$  e  $Q_1'$  iguais, pode-se afirmar que duas turbinas operam em pontos cinematicamente similares. Por fim, deve-se notar então que diagramas de colina dados em termos de  $n_1'$  e  $Q_1'$  são espelhados, quando comparados aos dados em termos de  $H$  e  $Q$ , visto que esses parâmetros são inversamente proporcionais à raiz quadrada de  $H$ . Já diagramas de colina dados em termos de  $\varphi$  e  $\psi$  não se apresentam espelhados.

#### **2.4. ESCOAMENTO NO ROTOR DE UMA TURBINA TIPO FRANCIS – OPERAÇÃO EM CARGA PARCIAL E SOBRECARGA**

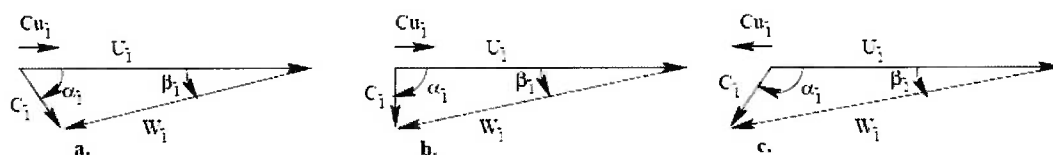
A equação fundamental das máquinas de fluxo nos permite obter a relação entre a energia hidráulica por unidade de massa transferida pelo escoamento para o rotor a partir dos componentes de velocidades existentes na entrada e na saída das pás. A Figura 10 mostra uma representação esquemática de triângulos de velocidades típicos em seções de pás de rotores Francis. Nessa figura, a seção de entrada é representada pelo número 1 e a de saída da pá pelo símbolo  $\bar{1}$ .





**Figura 10** – Velocidades do escoamento: decomposição cilíndrica e triângulos de velocidades na entrada e saída da pá de uma turbina tipo Francis ([6]).

Para explicar agora a diferença do escoamento na saída do rotor Francis em função da condição operativa, pode-se fazer o seguinte raciocínio qualitativo: supõe-se que no ponto ótimo, a componente circunferencial do escoamento  $C_{u1}$  seja nula. Na realidade, nesse ponto ainda existe alguma rotação residual do escoamento na saída de modo a dificultar a separação do escoamento no tubo de sucção. Com o aumento da vazão volumétrica pela turbina, e supondo-se que a velocidade na saída da pá se mantém tangente à mesma, sem ocorrência de separação, a componente meridiana da velocidade aumenta e, conseqüentemente, o ângulo  $\alpha$ , através do aparecimento de uma componente  $C_{u1}$  negativa. Por outro lado, com uma redução da vazão, e, por conseqüência, da velocidade meridiana, surge uma componente  $C_{u1}$  positiva. Assim, partindo-se do regime parcial para um regime de operação em plena carga (acima do ponto ótimo), verifica-se que ocorre uma inversão no sentido de rotação do escoamento na saída do rotor, sendo que em cargas parciais o sentido de rotação é o mesmo da unidade geradora, e em plena carga é oposto ao da mesma.



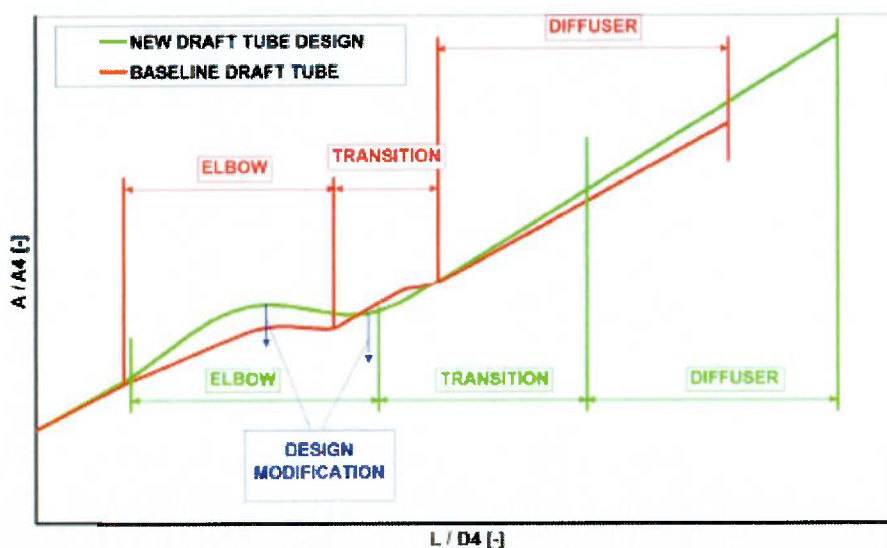
**Figura 11** – Visualização esquemática dos triângulos de velocidades na seção de saída de um rotor Francis: **a.** cargas parciais – sentido de rotação igual ao do rotor da turbina; **b.** regime ótimo – rotação residual praticamente nula; **c.** sobrecarga – rotação de sentido oposto ao do rotor da turbina ([28]).

Assim, pode-se dizer que a rotação do escoamento é criada na caixa espiral e nas palhetas, a montante do rotor. O rotor gira no mesmo sentido dessa circulação e, devido à curvatura das pás, a mesma é em parte ou totalmente “neutralizada” em

condições de operação no ponto ótimo. No entanto, em cargas parciais, o escoamento deixa o rotor da turbina com grande circulação, podendo ocorrer a formação de um vórtice no tubo de sucção. Esse vórtice tem forma helicoidal e gira ao redor do eixo geométrico do tubo de sucção, com frequência de rotação inferior à de rotação da unidade geradora, conforme será mostrado mais adiante. A rotação desse vórtice induz uma oscilação periódica de pressão, que pode causar, por exemplo, falhas por fadiga ou uma eventual excitação dinâmica do sistema hidráulico como um todo [14].

## 2.5. TUBO DE SUCÇÃO

O objetivo principal do tubo de sucção é aumentar a eficiência da turbina hidráulica através da conversão de parte da energia cinética do escoamento que deixa o rotor em pressão estática. Essa conversão é feita através do aumento da área da seção transversal, fazendo com que a velocidade decresça quadraticamente e a pressão aumente até atingir a pressão de jusante (equação de Bernoulli) [21]. Uma das curvas características do projeto de tubo de sucção é a curva que mostra a área da seção transversal em função da distância percorrida ao longo de sua linha de centro.



**Figura 12** –Variação da área da seção transversal de um tubo de sucção em função de distância ao longo de sua linha de centro ([26]).

O aumento da área da seção transversal não pode ser feito de maneira abrupta, visto que, por se tratar de um escoamento com gradiente de pressão adverso, pode ocorrer separação do escoamento da parede. Este constitui um dos maiores desafios no projeto hidráulico do mesmo.

Um tubo de sucção típico é constituído de um cone de seção transversal circular abaixo do aro de saída, um cotovelo e um difusor. A Figura 13 mostra uma vista lateral e uma vista de topo de um tubo de sucção, com indicação de algumas dimensões de referência.

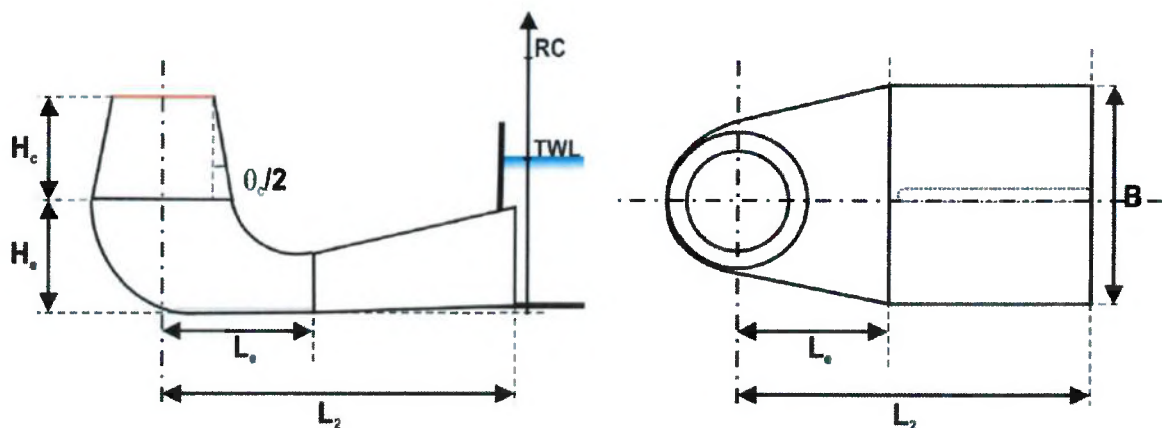


Figura 13 – Exemplo de tubo de sucção típico ([1]).

No difusor, de modo a garantir sua integridade estrutural, também podem existir pilares. Na figura anterior é representado um caso onde existe apenas um pilar.

A eficiência do tubo de sucção pode ser avaliada [1] através do fator de recuperação de pressão ( $\chi$ ) ou das perdas de carga totais, sendo ambos parâmetros integrais de avaliação. O fator de recuperação de pressão é uma relação existente entre a diferença de pressões na saída e na entrada do tubo de sucção e a energia cinética disponível na entrada do mesmo. Esse pode ser avaliado com base nas pressões estáticas medidas nas paredes ou então com base na pressão média nas seções transversais de referência. De qualquer forma, ambos os fatores superestimam a eficiência calculada, visto que são baseados em uma energia cinética média, a menos que haja a correção da mesma para os perfis de velocidade em questão. Tal correção pode ser facilmente realizada em cálculos por CFD, visto que a obtenção de perfis de velocidades em seções transversais ao escoamento é fácil, e também a realização de operações de integração numérica dos mesmos sobre uma superfície, mas, por outro lado, é uma tarefa complexa em bancadas de

ensaios, uma vez que exigiria medições de velocidades detalhadas nas seções de interesse, o que nem sempre pode ser feito por questões de custo e acessibilidade. O fator de correção é calculado da seguinte forma:

$$\alpha = \frac{1}{AU^3} \int_A U^3 dA \quad (21)$$

O fator de perdas de carga ( $\zeta$ ) mostra as perdas normalizadas pela energia cinética disponível na seção de entrada. Novamente, para correta avaliação desse parâmetro, é necessário o conhecimento de todos os componentes do campo de velocidades nas seções de referência.

O equacionamento a seguir, seguindo [1], apresenta as definições dos parâmetros mencionados anteriormente:

### Fator de Recuperação de Pressão

$$\chi = \frac{P_{saída} - P_{cone}}{\frac{1}{2}\rho \left(\frac{Q}{A_{ref}}\right)^2} \quad (22)$$

Nesta equação,  $A_{ref}$  é a área na seção de entrada do tubo de sucção.

### Fator de Perda de Energia

$$\zeta = \frac{\iint_{A_1} p_1 c_{a1} dA_1 - \iint_{A_2} p_2 c_{a2} dA_2 + \iint_{A_1} \rho \frac{|c_1|^2}{2} c_{a1} dA_1 - \iint_{A_2} \rho \frac{|c_2|^2}{2} c_{a2} dA_2}{\iint_{A_1} \rho \frac{|c_1|^2}{2} c_{1a} dA_1} \quad (23)$$

Nesta equação,  $A_1$  é a área da seção de entrada do tubo de sucção, enquanto  $A_2$  é a área de saída. Nota-se, novamente, que o denominador é um balanço de energia médio entre essas duas seções.

Conforme mencionado anteriormente, um escoamento com grande circulação é criado na caixa espiral da turbina. Ao entrar no tubo de sucção, parte dessa circulação ainda existe no escoamento, e sua intensidade depende do ponto de operação da unidade geradora. Pequena circulação pode ser admitida mesmo em ponto ótimo, visto que pode ajudar a evitar a separação da camada-limite. Em cargas parciais, existem pequenas aberturas das palhetas diretrizes de modo a garantir pequena vazão mássica. Como consequência disso, ocorre um aumento da

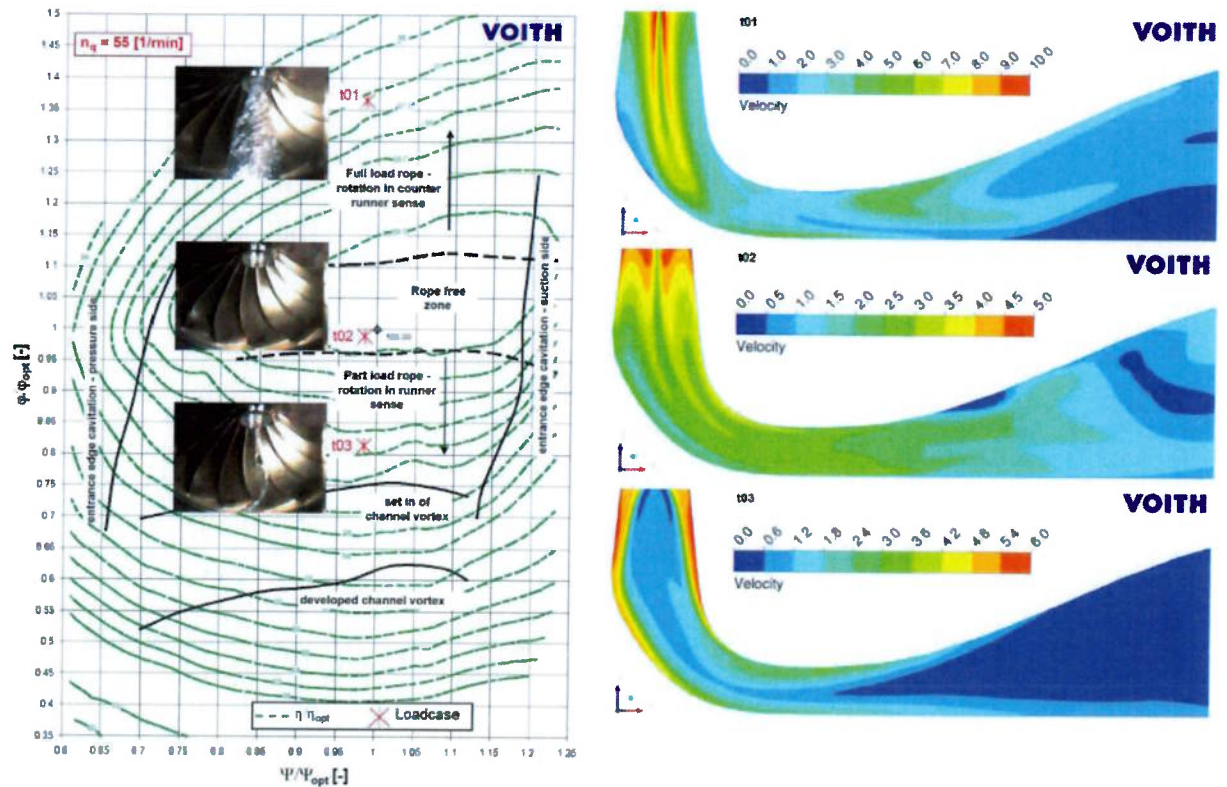
circulação na entrada do rotor. Como apenas uma pequena parcela dessa circulação será convertida em torque pelas pás do mesmo, o escoamento entra no tubo de sucção com alta velocidade tangencial. A solução em regime permanente para esse tipo de escoamento depende do nível da circulação na entrada do tubo de sucção. Quando há alta circulação, forma-se uma zona de recirculação na região central do tubo de sucção, com um ponto de estagnação em sua região superior e velocidades axiais elevadas próximas à parede, devido ao efeito das forças de inércia atuantes no escoamento. Esse escoamento é praticamente simétrico. Por outro lado, sob certas condições, o escoamento, até então quase cilíndrico e estacionário, transforma-se em um vórtice assimétrico que gira em torno do eixo geométrico do cone do tubo de sucção com frequência inferior à de rotação da unidade geradora, e também em torno de seu próprio eixo [21]. Um parâmetro importante para a descrição desse fenômeno é o fator conhecido como “*swirl intensity*”, e é definido como:

$$S = \frac{\int_A c_u r (\rho c_a) dA}{\rho \int_A c_a^2 dA} = \frac{1}{R} \frac{\int_{r_0}^{r_0+R} c_a c_u r^2 dr}{\int_{r_0}^{r_0+R} c_a^2 r dr} \quad (24)$$

Esse fator pode ser interpretado como a relação entre o fluxo de momento angular através da superfície de entrada do tubo de sucção e o fluxo de quantidade de movimento na direção axial (normal).

Visualizações do escoamento em função do ponto operativo e diagrama de colina do projeto utilizado como referência para o presente trabalho com indicações dos fenômenos observados no tubo de sucção são mostrados na Figura 14. Também podem ser observados os contornos de velocidades em regime permanente para os pontos de operação indicados no diagrama de colina em questão.





**Figura 14** – Diagrama de colinas indicando limitações operativas típicas para turbinas Francis, fenômenos característicos observados em ensaio de modelo reduzido (vórtices cavitantes) e contornos de velocidade absoluta resultados de simulações em regime permanente para cada um dos casos de carga indicados ([26]). Detalhes destas simulações serão mostrados à diante.

O diagrama de colina é mostrado em função dos coeficientes de energia e descarga relativos,  $\psi/\psi_{opt}$  e  $\varphi/\varphi_{opt}$ . Os fenômenos relativos à cavitação na aresta de entrada das pás delimitam a faixa operativa da turbina e são indicadas na direção de variação de queda. Os limites operativos na direção de variação do fluxo para uma turbina hidráulica no estado da arte são definidos e mostrados no diagrama por fenômenos de cavitação do rotor, como cavitação nas pás para plena carga e o aparecimento de vórtices cavitantes entre duas pás consecutivas em carga parcial.

As condições operativas mostradas na figura são as relativas à turbina Francis do presente estudo. Nota-se que nos três casos de carga a queda líquida é mantida constante e a vazão mássica é alterada. Na foto observada para o caso de carga *t03* (cargas parciais), nota-se a existência do vórtice helicoidal abaixo do rotor. Próximo ao ponto ótimo não é verificado nenhum fenômeno cavitante característico. Aumentando-se a vazão mássica para *t01* (*full load*), ocorre a inversão do sentido de rotação na saída do rotor e o aparecimento de um vórtice no centro do tubo de sucção.

Por comparação direta entre a foto do ensaio de modelo e o resultado numérico, pode-se notar que a solução em regime permanente apresentada para o ponto de operação em carga parcial não representa adequadamente o escoamento em questão uma vez que os fenômenos transientes característicos não estão representados. Detalhes serão mostrados posteriormente.

### 3 MÉTODO DE VOLUMES FINITOS

#### 3.1. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O método dos volumes finitos (MVF) é um método tradicional para solução numérica de equações diferenciais. Tal método foi desenvolvido para a análise de problemas complexos de Mecânica dos Fluidos e baseia-se no equacionamento de balanços da propriedade do escoamento em questão (massa, quantidade de movimento, entalpia, etc.) nos volumes elementares, ou então integrando-se sobre um volume elementar no espaço e no tempo. Portanto, as equações que governam o escoamento de um fluido são as que representam as leis da conservação da física.

A equação geral do transporte pode ser escrita de duas formas: conservativa e não conservativa. Em sua forma geral, a equação na forma conservativa é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho\phi\vec{u}) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) + S_\phi \quad (25)$$

Em que:

$\rho$  : massa específica

$\vec{u}$  : velocidade de escoamento

$\phi$  : propriedade transportada

$\Gamma$  : coeficiente de difusividade

De modo resumido:

Taxa de variação de $\phi$ (termo transiente)	+	Taxa de convecção de $\phi$ do volume de controle	=	Taxa de variação de $\phi$ devido a difusão	+	Variação de $\phi$ devido à presença de fontes
---	---	---	---	--	---	--

Em escoamentos de fluidos, é importante satisfazer os princípios de conservação em nível discreto. Realizando a integração das equações em nível discreto para todos os volumes elementares, obtém-se uma equação algébrica para cada volume.



Para se chegar à solução, é utilizada uma técnica de volume de controle que consiste em:

- Divisão do domínio contínuo em volumes de controles discretos usando a malha computacional;
- Integração das equações nos volumes de controle individuais para construir equações algébricas para as variáveis discretas dependentes, tais como velocidades e temperatura;
- Linearização das equações discretas e solução do sistema de equações lineares resultante para produzir valores atualizados das variáveis independentes.

Inicialmente, para os cálculos computacionais do método dos volumes finitos, é utilizada a equação de conservação da propriedade  $\phi$  na forma conservativa. Considerando-se regime permanente:

$$\nabla \cdot (\rho \phi \vec{u}) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) + S_\phi \quad (26)$$

Integrando-se no volume de controle:

$$\int_{VC} \nabla \cdot (\rho \phi \vec{u}) dV = \int_{VC} \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) dV + \int_{VC} S_\phi dV \quad (27)$$

Utilizando-se o teorema do divergente, tem-se:

$$\oint \nabla \cdot (\rho \phi \vec{u}) d\vec{A} = \oint \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) d\vec{A} + \int_{VC} S_\phi dV \quad (28)$$

Em seguida, aplica-se essa equação para cada volume de controle, ou célula, no domínio computacional.

$$\sum_f^{Nfaces} (\rho_f \vec{u}_f \phi_f) \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{Nfaces} \Gamma_f (\nabla \phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (29)$$

Em que:

$N_{\text{faces}}$ : é o número de faces de cada célula

$\phi_f$ : é o valor da propriedade  $\phi$  advectada através da face  $f$

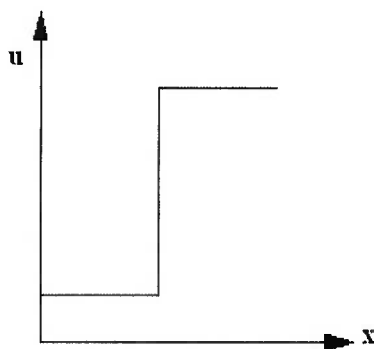
$\rho_f \vec{u}_f \vec{A}_f$ : é o fluxo de massa através da face  $f$

$\vec{A}_f$ : é a área da face  $f$

$(\nabla\phi)_n$ : é a magnitude de  $\nabla\phi$  normal à face  $f$

$V$ : é o volume da célula

Essa equação é aplicada à malha. No entanto, é necessário interpolar os valores das propriedades nas faces de cada célula. Existem vários esquemas para realizar essa interpolação. O esquema de diferenças centradas, por exemplo, pode ser usado na interpolação da difusão de  $\phi$ . No entanto, esse esquema não leva em conta a direção do escoamento quando utilizado na convecção. Para suprir essa deficiência, surgiu o esquema "upwind". Nele, o valor de  $\phi_f$  é tomado na célula a montante, relativa à direção normal da velocidade do escoamento. A deficiência nesse caso ocorre quando a direção do escoamento não está alinhada às linhas da malha [44]. Esse esquema é muito robusto, mas também pode introduzir erros difusivos.



**Figura 15** – Exemplo de gradientes no escoamento causados pelo esquema *upwind*

Existe um adimensional que indica a relação entre a difusão e a convecção na face da célula. Esse adimensional é o número de Reynolds da célula, ou, para a equação da energia, será o número de Peclet.

$$Pe = \frac{F}{D} \quad (30)$$

$$F = \rho u \quad (31)$$

$$D = \frac{\Gamma_{\phi}}{\delta x} \quad (32)$$

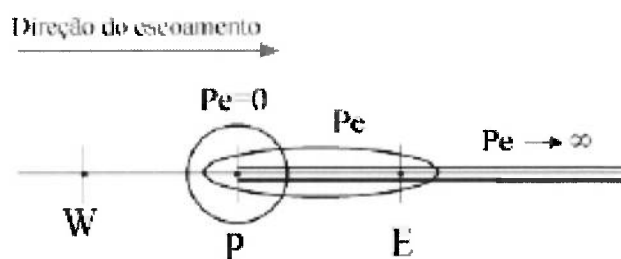
$$Pe = \frac{\rho u}{\frac{\Gamma_{\phi}}{\delta x}} \quad (33)$$

Em que:

$F$ : fluxo de massa convectivo

$D$ : condutância difusiva

A Figura 16 mostra a distribuição de  $\phi$  nas proximidades de uma fonte para diferentes  $Pe$ . Com o aumento do número de Peclet, as informações caminham mais na direção do escoamento, até um caso limite de convecção pura.



**Figura 16** – Distribuição da grandeza  $\phi$  nas proximidades de uma fonte, para diferentes números de Peclet ([44]).

O solver do software comercial Ansys CFX utiliza, de forma genérica, o termo de advecção dado por:

$$\phi_f = \phi_{UP} + \beta \nabla \phi \cdot \Delta \vec{r} \quad (34)$$

Em que:

$\phi_{UP}$ : é o valor da propriedade  $\phi$  no nó *upwind*

$\vec{r}$ : é o vetor do nó *upwind* ao nó da face onde o fluxo é avaliado

As funções  $\beta$  e  $\nabla \phi$  são funções do esquema utilizado. Como exemplo, para o esquema *upwind* de primeira ordem, a função  $\beta$  vale zero.

O esquema implementado no Ansys CFX que será extensivamente utilizado no presente trabalho, além do *upwind*, é o “*High Resolution Scheme*”. Nesse esquema, a função  $\beta$  é utilizada de tal forma a ficar o mais próximo possível do valor 1, mas sem que haja oscilação da função interpolante. No caso de escoamentos unidimensionais, esse esquema se compara ao TVD – *Total Variation Diminishing*, que pode ser encontrado em [44].

Uma das maiores dificuldades apresentadas no método de Volumes Finitos é a obtenção do campo de pressão e velocidades. A dificuldade está na solução da equação de Navier-Stokes devido às suas não linearidades.

## 4 TURBULÊNCIA E MODELOS DE TURBULÊNCIA

O estudo de um escoamento turbulento é de substancial interesse em engenharia, visto que a maioria dos escoamentos presentes em casos reais é de tal natureza.

Sabe-se que para altos valores de número de Reynolds ( $Re$ ) em um escoamento, uma complicada série de eventos passa a exercer grande influência e a alterar radicalmente o comportamento do mesmo, fazendo com que este passe a ser instável. É o chamado regime turbulento.

O caráter aleatório de um escoamento turbulento permite decompor, por exemplo, a velocidade em uma componente média e em uma componente flutuante ( $u(t)=U+u'(t)$ ).

De maneira a ilustrar a influência das flutuações turbulentas no escoamento médio, devemos considerar as equações de Navier-Stokes para escoamento incompressível com viscosidade constante. Tomando-se o sistema de coordenadas cartesiano como base, temos:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (35)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla(u \cdot \vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \cdot \nabla^2 u \quad (36)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \nabla(v \cdot \vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \cdot \nabla^2 v \quad (37)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \nabla(w \cdot \vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \cdot \nabla^2 w \quad (38)$$

Adicionando-se os termos com flutuação nas equações anteriores, elas adquirem a seguinte forma:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (39)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \nabla(U \cdot \vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \cdot \nabla^2 U + \left[ -\frac{\overline{\partial u^2}}{\partial x} - \frac{\overline{\partial u v}}{\partial y} - \frac{\overline{\partial u w}}{\partial z} \right] \quad (40)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \nabla(V \cdot \vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \cdot \nabla^2 V + \left[ -\frac{\overline{\partial u v}}{\partial x} - \frac{\overline{\partial v^2}}{\partial y} - \frac{\overline{\partial v w}}{\partial z} \right] \quad (41)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \nabla(W \cdot \vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \cdot \nabla^2 W + \left[ -\frac{\overline{\partial u w}}{\partial x} - \frac{\overline{\partial v w}}{\partial y} - \frac{\overline{\partial w^2}}{\partial z} \right] \quad (42)$$

Esses últimos termos adicionados a cada uma das equações resultam em seis tensões adicionais: três normais e três cisalhantes. Tais tensões são as chamadas tensões de Reynolds.

Um modelo de turbulência é um procedimento teórico que consiste em determinar um “escoamento médio” de tal forma que escoamentos com características semelhantes às necessárias para a aplicação do mesmo possam ser resolvidos. Para a grande maioria das aplicações em engenharia, não é necessário obter soluções exatas para as variações turbulentas, mas sim apenas para as alterações que as mesmas causam no escoamento médio.

Os modelos de turbulência podem ser classificados pela razão entre a quantidade da energia turbulenta que é representada pelo modelo em si e a quantidade computada pelos princípios básicos. Os modelos com base nas equações médias de Navier-Stokes – RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) – apresentam quase que a totalidade da energia turbulenta modelada. Em literatura, esses modelos são comumente designados por modelos RANS. Assim, essa designação será utilizada algumas vezes neste texto, embora o termo RANS refira-se às equações médias propriamente ditas. As simulações do tipo LES (*Large Eddy Simulation*) computam boa parte da energia através de princípios básicos, e modelam apenas uma porcentagem. Nesse tipo de simulações, as equações de Navier-Stokes são filtradas e as escalas de comprimento e parâmetros do filtro utilizado são diretamente dependentes das dimensões dos volumes da malha computacional. Entre modelos com base nas RANS e LES, existem também os chamados URANS (*Unsteady RANS*) e VLES. A chamada DNS (*Direct Numerical Simulation*) consiste na solução numérica das equações de Navier-Stokes sem modelagem alguma. Essa técnica implica em custos computacionais muito elevados,

alem de demandar muito tempo devido à alta resolução que é requerida. A Figura 17 mostra de forma esquemática o espectro de energia turbulenta e a parcela que é modelada e calculada para cada um dos modelos mencionados anteriormente.

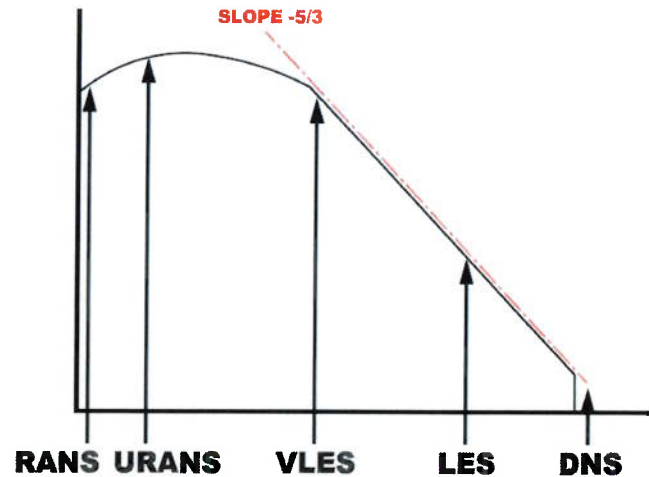


Figura 17 – Visualização esquemática da modelagem de turbulência em termos do espectro de energia turbulenta ([18]).

Os modelos clássicos de comprimento de mistura e  $k-\varepsilon$  são baseados na hipótese de que existe uma analogia entre as ações de tensões viscosas e tensões de Reynolds no escoamento médio.

Em 1877, foi proposto por Boussinesq que as tensões de Reynolds poderiam ser ligadas às taxas médias de deformação. Dessa forma, sob essa hipótese, está implícito que a difusão nas menores escalas turbulentas corresponde de forma linear às taxas de deformação do escoamento resolvido, bem como as tensões viscosas se comportam em fluidos Newtonianos. Assim, é introduzido o conceito de viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ , que, utilizando a notação de sufixos, é mostrada na equação a seguir:

$$\frac{\tau_{ij}}{\rho} = -\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (43)$$

#### 4.1. O MODELO $k-\varepsilon$

O modelo  $k-\varepsilon$  é, atualmente, o mais utilizado modelo de turbulência. No entanto, esse sempre revelou discrepâncias sistemáticas como, por exemplo, altos valores de atrito com superfícies para escoamentos relativamente simples, sujeitos a grandes gradientes adversos de pressão. Deve-se ressaltar que gradientes adversos de pressão estão presentes e são significativos no tipo de escoamento que é estudado neste trabalho. Esse modelo calcula a viscosidade turbulenta da seguinte maneira:

$$\nu_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (44)$$

em que  $k$  é a energia cinética turbulenta,  $\varepsilon$  é a sua taxa de dissipação e  $c_\mu$  é uma constante empírica, sendo os valores locais de  $k$  e  $\varepsilon$  são calculados por equações de transporte.

Conforme já mencionado, temos que o modelo em questão gera valores muito altos de coeficiente de atrito com superfícies quando aplicado a camadas-limites com grande desaceleração. Basicamente, tal fenômeno é causado pelo grande aumento da energia cinética turbulenta e, conseqüentemente, da tensão cisalhante  $-\overline{u'_i u'_j}$  nas regiões próximas à parede. Esse aumento é causado pelo pequeno valor de  $\varepsilon$  comparado à taxa de produção de  $k$  [35].

#### 4.2. O MODELO $k-\omega$

Kolmogorov (1942) propôs o primeiro modelo de duas equações para turbulência. O modelo de Kolmogorov tem a energia cinética turbulenta como sendo um dos parâmetros de seu modelo. O segundo era a dissipação por unidade de energia cinética,  $\omega$ . Com o passar do tempo, tal modelo foi sofrendo diversas modificações, mas o seu desenvolvimento passa pelos seguintes passos [47]:

- Sabendo-se que  $\nu_t \propto k$ , as dimensões de  $\nu_t$  são  $(L)^2/(T)$  enquanto as de  $k$  são  $(L)^2/(T)^2$



- Consequentemente  $\nu_t / k$  tem dimensão (T)
- A dissipação turbulenta  $\varepsilon$  tem dimensões  $(L)^2 / (T)^3$
- Consequentemente  $\varepsilon / k$  tem dimensões  $1 / (T)$

O próximo passo seria postular uma equação para  $\omega$ , a qual foi desenvolvida por Kolmogorov.

$$\rho \frac{\partial \varpi}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \varpi}{\partial x_j} = -\beta \rho \varpi^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \sigma \mu_t \frac{\partial \varpi}{\partial x_j} \right) \quad (45)$$

em que  $\beta$  e  $\sigma$  são duas constantes do modelo.

O que se deve notar sobre a equação anterior é que não há um termo de produção de  $\omega$ , o que é consistente com a ideia de Kolmogorov de que  $\omega$  está associada com as pequenas escalas de turbulência, e, portanto, não tem associação direta com o escoamento médio. Sua lógica falha à medida que em grandes escalas a energia turbulenta de fronteira seria responsável pela dissipação propriamente dita e pela determinação das escalas de tempo.

Com o passar do tempo, surgiram também diferentes interpretações para o significado físico de  $\omega$ . Segundo Wilcox [47] e Speziale et al [42] apud Wilcox [47],  $\omega$  é definida como a razão de dissipação por unidade da energia cinética turbulenta. Esses autores, entre outros, também passaram a introduzir modificações na equação de  $\omega$ , adotando, por exemplo, um termo de produção para essa grandeza diferentemente do que foi proposto inicialmente. Assim, tem-se a definição das seguintes equações:

### Viscosidade Turbulenta

$$\mu_t = \rho k / \varpi \quad (46)$$

### Energia Cinética Turbulenta

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \varpi + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (47)$$

### Taxa de Dissipação Específica

$$\rho \frac{\partial \varpi}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \varpi}{\partial x_j} = \alpha \frac{\varpi}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \rho \varpi^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma \mu_t) \frac{\partial \varpi}{\partial x_j} \right] \quad (48)$$

com  $\alpha, \beta, \beta^*, \sigma, \sigma^*$  constantes do modelo, e

$$\varepsilon = \beta^* \omega k \quad (49)$$

$$l = k^{1/2} / \omega \quad (50)$$

A deficiência desse modelo é a grande dependência do nível de turbulência do escoamento médio. Para resolver esse problema, Menter [30] propôs, em 1992, um modelo conhecido por BSL. Nele existe uma função que faz com que se comporte como o modelo  $k-\varepsilon$  em regiões afastadas às paredes, e como o  $k-\omega$  em regiões próximas às mesmas. Assim, um modelo acaba por suprir a deficiência do outro.

#### 4.3. O MODELO $k-\omega$ SST

O modelo  $k-\omega$  SST foi proposto em 1992 por Florian Menter [30]. Esse modelo leva em conta o transporte das tensões cisalhantes e possui melhor comportamento em escoamentos sujeitos a gradientes adversos de pressão, além de prever com maior precisão regiões de separação, quando comparado ao modelo  $k-\varepsilon$ . Esse modelo possui a função que altera o modelo utilizado entre  $k-\varepsilon$  e  $k-\omega$  em função da distância à parede do ponto considerado (utilizada no modelo BSL), e uma segunda função que limita a viscosidade turbulenta em escoamentos com gradientes adversos de pressão. A primeira função,  $F_1$ , é dada por:

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{w2}k}{CD_{k\omega}y^2} \right]^4 \right\} \quad (51)$$

A viscosidade turbulenta, como já mencionado anteriormente, é calculada utilizando-se uma segunda função limitadora. Assim, têm-se as equações principais do modelo dadas por:

#### Viscosidade Turbulenta

$$\mu_t = \frac{\rho \alpha_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (52)$$

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (53)$$

### Energia Cinética Turbulenta

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (54)$$

### Taxa de Dissipação Específica

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = & \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \\ & + (1 - F_1) \frac{\sigma_\omega}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (55)$$

Com relação ao modelo  $k-\omega$ , deve-se notar o aparecimento de um último termo na equação de transporte da taxa de dissipação específica.

## 4.4. O MODELO SAS SST

O modelo SAS SST faz parte da classe de modelos de turbulência conhecida por modelos híbridos RANS-LES. Assim como em modelos criados com base nas equações médias de Navier-Stokes apresentados anteriormente, existem funções capazes de alterar a modelagem de turbulência entre dois modelos. Dessa forma, existem modelos capazes de se comportar como um modelo baseado nas equações médias de Navier-Stokes em regime transiente em algumas regiões do escoamento, e como LES em outras, de modo a não demandar grande esforço na solução, por exemplo, de regiões de menor importância.

Um dos modelos híbridos de primeira geração é o DES (*Detached Eddy Simulation*), que foi proposto por Spalart em 1997 [41]. Ele consiste em alternar entre LES e URANS através da troca da escala de comprimento nas equações de transporte. Nesse caso, existe um termo adicional na equação da viscosidade turbulenta que tem como um de seus parâmetros a distância à parede. Assim, a viscosidade turbulenta tem sua produção controlada em regiões mais afastadas, e a escala de comprimento que passa a ser utilizada é baseada nas dimensões dos volumes, assim como em LES. A grande dificuldade apresentada por esses modelos

é a grande dependência da malha computacional e o acoplamento entre os modelos na interface existente entre os mesmos.

A segunda geração desses modelos híbridos consiste em uma modelagem parcial da turbulência em que a viscosidade turbulenta é reduzida sem que exista uma dependência explícita da malha computacional utilizada. Dessa forma, as escalas de comprimento que passam a ser utilizadas são dadas com base em escalas físicas do escoamento. Esse é o caso dos modelos SAS - *Scale Adaptive Simulation* e PANS - *Partially-Averaged Navier-Stokes*. No presente trabalho, somente será abordado o modelo SAS.

Como se sabe nos modelos de duas equações (RANS)  $k-\varepsilon$  e  $k-\omega$ , apenas uma escala turbulenta é utilizada nas equações de energia cinética e dissipação; esta é proveniente do escoamento médio resolvido e dada por  $S$ , ou seja, taxas de deformação. A ideia por trás do modelo SAS é a introdução de um termo na equação de  $\omega$  que seja sensível à instabilidade do escoamento. Dessa forma, em regiões onde o escoamento tende a ser instável, há um aumento de  $\omega$  que ocasiona uma redução da viscosidade turbulenta, visto que  $\omega$  aparece no denominador de  $\mu_t$  e, portanto, do amortecimento que é ocasionado por ela, fazendo com que as equações de Navier-Stokes passem a um regime instável.

O modelo proposto por Menter [31] usa como referência o modelo  $k-kL$ , desenvolvido por Rotta [36] apud Menter [31] na década de 60. Nesse modelo, a equação exata de  $kL$  é dada em função da escala integral:

$$kL = \frac{3}{16} \int R_{ij}(x, \eta) d\eta \quad (56)$$

Em que

$$R_{ij} = \overline{u_i(x)u_j(x+\eta)} \quad (57)$$

Essa correlação é dada por medições de velocidades utilizando-se dois pontos em duas posições diferentes. Em medições a distâncias pequenas entre eles, todas as escalas turbulentas contribuem; para distâncias maiores, apenas as maiores contribuem.

Na equação de  $kL$  na forma de equação de camada-limite, o termo fonte é composto por duas parcelas:

$$S_{kl} = -\frac{3}{16} \frac{\partial \bar{u}(x)}{\partial y} \int R_{21} d\eta - \frac{3}{16} \int \frac{\partial \bar{u}(x+\eta)}{\partial y} R_{12} d\eta \quad (58)$$

O segundo termo é simplificado através de expansão em série de Taylor. Nesta, o termo de primeira ordem é incorporado pelo primeiro termo da equação anterior, e o termo de segunda ordem deve ser igual a zero, pela simetria de  $R_{12}$  com relação a  $\eta$  em escoamentos cisalhantes puros. Assim, sobra um termo de terceira ordem que, segundo Menter et al, apud Davidson [12], não é intuitivo e pode trazer problemas numéricos. Assim, sugerem que o segundo termo da equação anterior seja modelado por

$$S_{kl,IIb} = -\frac{3}{16} \int \frac{\partial \bar{u}(x+\eta)}{\partial y} R_{12} d\eta = -c |\overline{uv}| \left| \frac{\partial^2 \bar{u}(x)}{\partial x^2} \right| L^2 \quad (59)$$

No modelo  $k$ - $kL$ , a viscosidade turbulenta e o termo de dissipação na equação de  $k$  têm a seguinte forma:

$$\nu_t = c_1 \frac{kL}{\sqrt{k}} \quad (60)$$

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{k^3}}{kL} \quad (61)$$

Assim, o termo  $SkL,IIb$  funciona como um termo fonte que reduz  $kL$ . Então, a viscosidade turbulenta também é reduzida. Conforme visto anteriormente, esse termo fonte inclui a segunda derivada do perfil de velocidades, que é o conhecido escala de comprimento de von Kármán.

$$L \sim \kappa \frac{\left| \frac{\partial U}{\partial y} \right|}{\left| \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right|} = L_{vk} \quad (62)$$

Esse comprimento característico tende a ser reduzido quando as equações de momento resolvem parte da turbulência. Assim, os comprimentos característicos são menores para perfis instantâneos de velocidades, quando comparados a perfis médios. Ainda de acordo com Davidson [12], em simulações utilizando-se URANS ou DES, em regiões do escoamento onde existem instabilidades e a resolução da malha é suficientemente alta, as equações são resolvidas considerando menores

escalas. Para esses mesmos modelos operando em forma de RANS, a alta viscosidade turbulenta tende a amortecer a instabilidade em regiões onde o fluido é estável. Dessa forma, permitindo-se que as mesmas sejam resolvidas até as maiores escalas turbulentas, a precisão da solução é maior. Assim, o papel de  $SkL, //b$  é aumentar quando perfis de velocidades instáveis surgem no escoamento.

Sob esse princípio, Menter e Egorov aplicaram esses conceitos no modelo  $k-\omega$  SST, transformando a equação de  $kL$  na equação de  $\omega$ . Assim, surge um novo termo,  $P_{SAS}$ , na equação da taxa de dissipação específica, mostrado a seguir:

### Taxa de Dissipação Específica

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \varpi}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \varpi}{\partial x_j} = \alpha \frac{\varpi}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \rho \varpi^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma \mu_t) \frac{\partial \varpi}{\partial x_j} \right] + \\ + (1 - F_1) \frac{\sigma_\omega}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \varpi}{\partial x_j} + P_{SAS} \end{aligned} \quad (63)$$

$$P_{SAS} = F_{SAS} \max(T_1 - T_2, 0)$$

$$T_1 = \tilde{\zeta}_2 \kappa S^2 \frac{L}{L_{vK}}$$

$$T_2 = \frac{2k}{\sigma} \max \left( \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \frac{1}{k^2} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (64)$$

$$L = \frac{k^{\frac{1}{2}}}{\omega c_\mu^{\frac{1}{4}}}$$

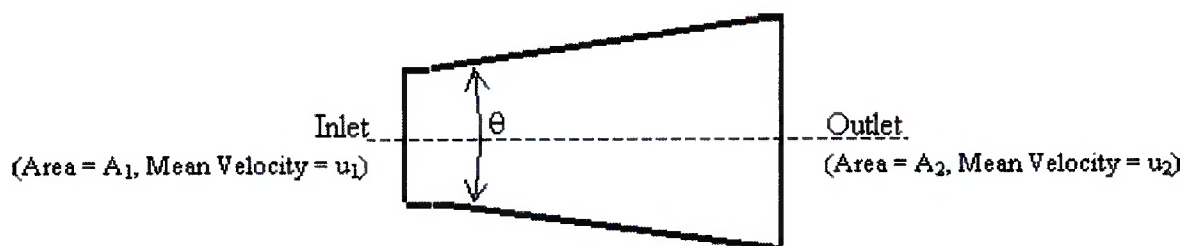
## 5 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

### 5.1. O ESCOAMENTO EM DIFUSORES CÔNICOS

O escoamento turbulento em regime permanente em difusores cônicos foi estudado experimentalmente por Clausen et al [10], e os resultados de medições experimentais encontram-se disponíveis no banco de dados do ERCOFTAC (*European Research Community on Flows, Turbulence And Combustion*). Esse caso consiste no escoamento rotacional em um difusor de seção transversal circular e apresenta considerável semelhança com o escoamento existente no tubo de sucção, visto que se trata de um escoamento com rotação, sujeito a um gradiente adverso de pressões.

Deve-se lembrar que, no tubo de sucção, o projeto hidráulico visa garantir a desaceleração do escoamento sem que existam regiões de separação do escoamento. A geometria existente nesse caso (divergente) gera o gradiente adverso de pressões que propicia a separação do escoamento. Por outro lado, deve-se lembrar que o fluxo que deixa o rotor da turbina ainda apresenta alguma circulação, cuja magnitude varia em função do ponto de operação da unidade geradora. Essa circulação atua positivamente, visto que gera uma componente de força radial no escoamento que energiza a camada-limite e aumenta o componente axial da velocidade, evitando, ou retardando, assim, a sua separação. Deve-se atentar também para o fato de que uma rotação excessiva do escoamento pode ocasionar uma queda acentuada da velocidade axial na região central, de tal forma que ocorra escoamento reverso nessa área.

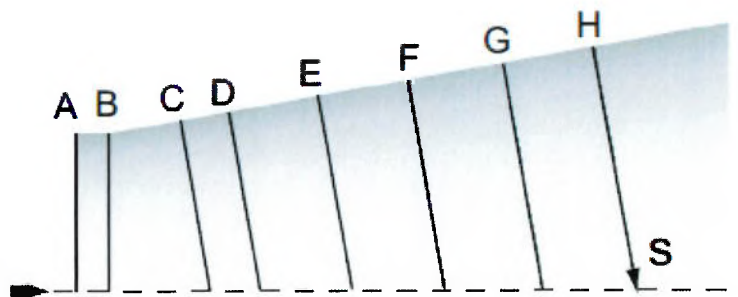
Uma seção longitudinal simplificada de um difusor cônico é mostrada na Figura 18.



**Figura 18** – Vista 2-d simplificada do difusor em questão (ERCOFTAC – Qnet Database).

Nesse caso, o escoamento na entrada do difusor é proveniente de um duto de parede rotativa no qual perfis de velocidade também foram medidos para posterior comparação com resultados numéricos. Por si só o escoamento no interior desse duto já constitui um caso teste para validação de modelos de turbulência, uma vez que a correta predição dos perfis de velocidades nesse caso depende da utilização de modelos de turbulência com correção para curvatura ou de modelos mais sofisticados.

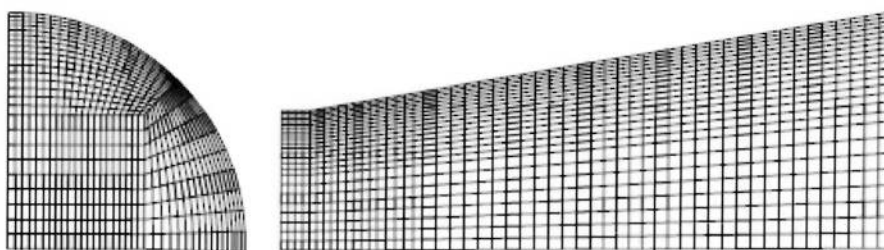
Para as seções do difusor em  $X = (0.1, 0.23, 0.38, 0.67, 0.96, 1.27, 1.56) \times D$  foram medidas as componentes axiais e tangenciais da velocidade do escoamento utilizando-se anemometria a fio quente, pressões estáticas medidas na parede e flutuações turbulentas. Essas grandezas também foram obtidas na seção de entrada do mesmo ( $X = -0.1 \times D$ ) e podem ser utilizadas como condição de contorno.



**Figura 19** – Seções onde foram realizadas as medições ([29]).

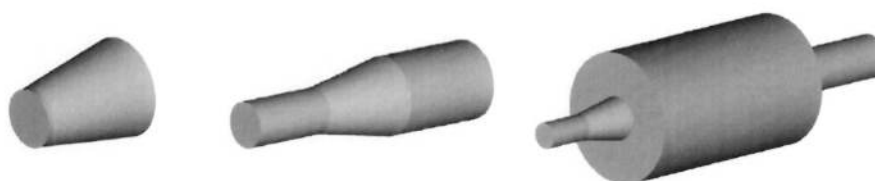
Mauri [29] apresenta o resultado de simulações utilizando-se modelo de turbulência  $k-\varepsilon$ , simetria na direção tangencial e nenhum prolongamento da geometria para aplicação da condição de contorno de jusante. Como condições de entrada, são impostos o perfil de velocidades medido na seção de entrada e intensidade turbulenta de 5%. O autor verifica que as velocidades axiais próximas à parede são subestimadas, enquanto junto ao centro do difusor, as mesmas são superestimadas.





**Figura 20** – Exemplo de malha computacional considerada como pouco refinada, utilizada por Mauri ([29]).

Page et al [32] apresenta um estudo sistemático no qual diferentes condições de entrada e saída são simuladas, conforme mostrado na Figura 21. Nesse caso, foram testados apenas o difusor (Modelo 0), no qual as componentes de velocidades tangencial e axial são aplicadas diretamente na seção identificada como A, o difusor e a seção onde é gerada a rotação do escoamento e um prolongamento a jusante (Modelo 1) e, por fim, um modelo semelhante ao anterior, mas incluindo uma câmara de jusante (Modelo 2).



**Figura 21** – Modelos apresentados por Page et al para o caso teste em questão ([32]).

Quanto à distribuição de velocidades próximas à saída, nota-se que o Modelo 2 apresenta resultados mais próximos aos medidos experimentalmente quando comparado ao Modelo 1 (ver Figura 22). Quanto à modelagem de turbulência, verifica-se que a distribuição de velocidades para os modelos em comparação mantiveram-se bastante próximas, mas que a energia cinética turbulenta variou de modelo para modelo.

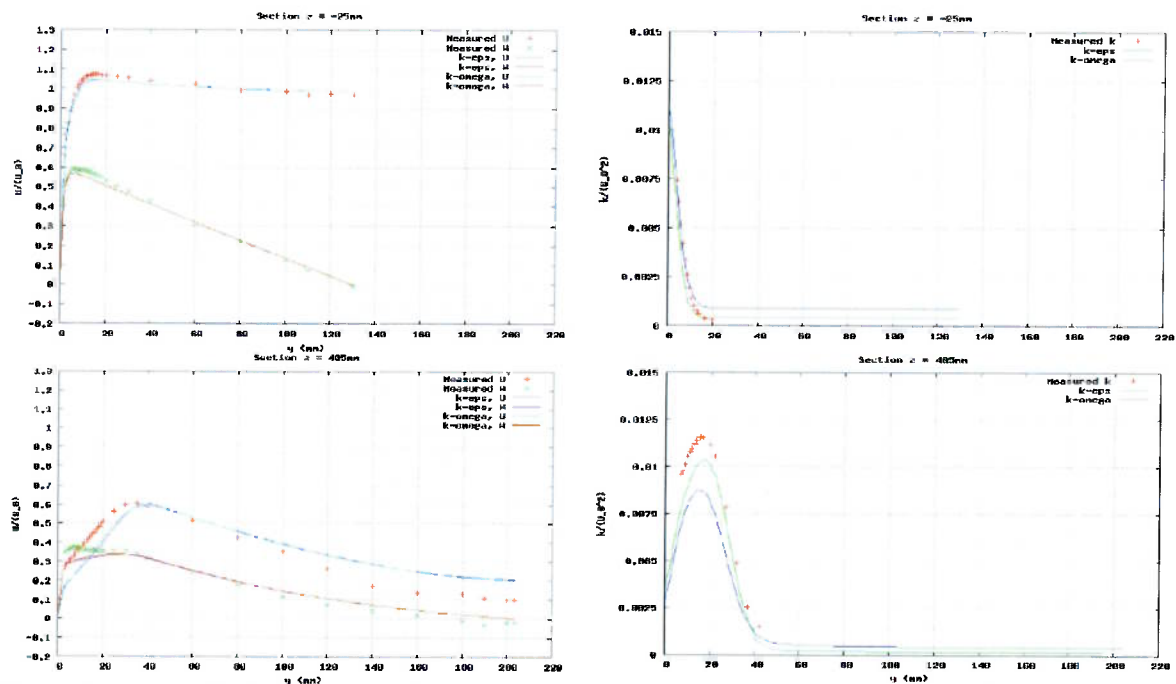


Figura 22 – Resultados apresentados por Page et al para o Modelo 1, considerando-se modelos de turbulência  $k-\epsilon$  e  $k-\omega$  SST ([32]).

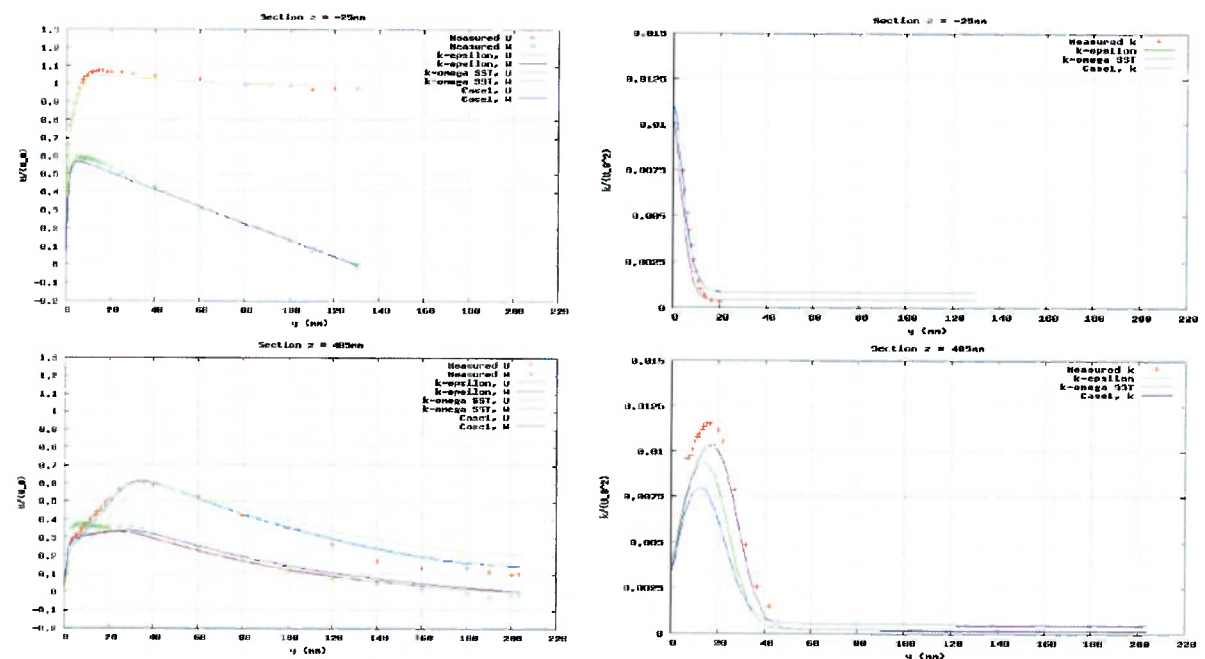


Figura 23 – Resultados apresentados por Page et al comparando-se o Modelo 2 com o 1 e modelos de turbulência  $k-\epsilon$  e  $k-\omega$  SST ([32]).

Deve-se notar que os cálculos anteriores não demonstram o aparecimento de regiões de recirculação próximas à seção de saída. Payette et al [33] mostram que isso é significativamente influenciado pela presença de componente de velocidade radial na seção de entrada do difusor, visto que essa componente é responsável pelas trocas de energia entre o escoamento médio e a camada-

limite, fazendo com que o escoamento permaneça predominantemente na região central do difusor e que essa região apresente velocidades mais elevadas.

Por outro lado, um fato interessante e aparentemente contraditório é o de que boa parte dos resultados observados sem a imposição de velocidades radiais e utilizando-se o modelo  $k-\varepsilon$  apresentam melhor concordância com os resultados experimentais do que os resultados, sob mesma condição, utilizando-se modelo  $k-\omega$  SST. Uma das prováveis causas para esse fato é a de que a deficiência de energia na camada-limite, ocasionada pelo modelo  $k-\omega$  SST sem velocidades radiais, é compensada pela elevada “rigidez” das funções de parede utilizadas pelo modelo  $k-\varepsilon$ . Assim, um efeito acaba por compensar o outro.

## 5.2. O ESCOAMENTO EM TUBOS DE SUCÇÃO

O tubo de sucção representa uma considerável parcela das perdas de eficiência em turbinas hidráulicas. Dessa forma, o número de projetos e grupos de pesquisa relacionados a fabricantes de turbinas e a universidades vem crescendo nas últimas décadas. Avellan [4] apresenta um resumo histórico das publicações referentes a esse assunto em seu texto introdutório do projeto FLINDT (*Flow Investigation in Draft Tubes*). Vincent [45] e Mauri [29] também apresentam breve resumo histórico sobre os estudos existentes para o escoamento nesse componente. Seguindo esses autores os primeiros estudos datam de 1988, em que Vu et al [46] comparam resultados de simulações viscosas a ensaios efetuados em túnel de vento. Tanabe [43], Combes [11] e Ruprecht [37] realizam também comparações de simulações de escoamento turbulento com medições experimentais. De  $10^4$  volumes nessa época, realizam-se hoje simulações com algo da ordem de  $10^6$  volumes com relativa facilidade. Os  $10^4$  volumes estão relacionados ao fato de estudos de convergência de malha realizados também em Vu et al [46] mostrarem que a precisão dessa simulação é comparável à incerteza de medições realizadas com tubo de pitot.

Shyy et al [40], em 1986, faz considerações e apresenta a influência da rotação do escoamento na entrada do tubo de sucção no fator de recuperação de

pressão e na separação do escoamento no difusor. Isso também é mostrado em estudos recentes relativos ao projeto FLINDT, que será comentado adiante.

Em 1992, Drtina et al [15] mostram influências da existência de pilares no escoamento como um todo. Os autores mostram também que as discrepâncias existentes nos perfis de velocidades ocorrem predominantemente próximo às paredes. É reconhecido também que o escoamento é bastante sensível às condições de entrada (velocidades e grandezas relativas à turbulência).

Em 1994, Ruprecht [38] realizou comparações semelhantes às realizadas neste trabalho, utilizando medições de perfis de velocidades obtidos através da técnica LDA e um gerador de escoamento rotacional fixo. Essa técnica continua sendo bastante utilizada para obtenção de resultados experimentais, uma vez que não perturba o escoamento pelo fato de não ser intrusiva.

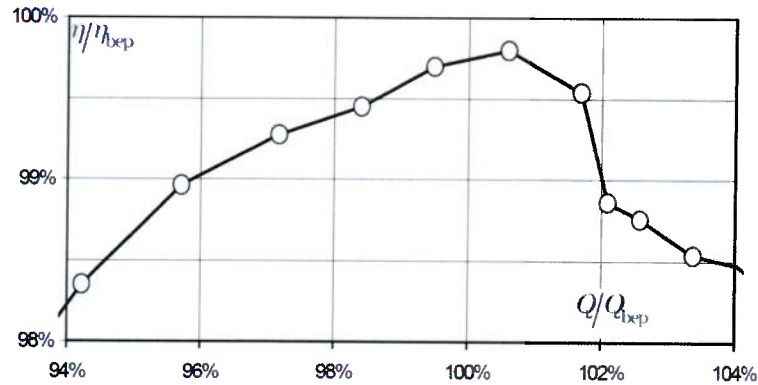
Em 1995, houve o início da aplicação de LES para uma turbina completa. No entanto, segundo Mauri [29], para malhas computacionais efetivamente grosseiras. Esses resultados são apresentados por Chen [9].

Ruprecht et al [39] apresentaram em 2001 simulações numéricas do vórtice existente no tubo de sucção de turbinas hidráulicas utilizando modelagem de turbulência com base nas equações médias de Navier-Stokes. Nesse trabalho, por exemplo, existe boa correlação entre a frequência medida experimentalmente e a frequência calculada para as oscilações de pressão no tubo de sucção.

Embora haja diversos estudos, que vão desde casos particulares nos quais a geometria do tubo de sucção já é conhecida por apresentar algum tipo de comportamento particular, até aqueles em que a geometria é simplificada de modo a possibilitar estudos sistemáticos de parâmetros de simulação e sua influência em grandezas relacionadas ao mesmo (distribuições de grandezas turbulentas, velocidades, pressões, por exemplo), ainda há a necessidade de validação de códigos CFD com respeito a medições detalhadas de velocidades, por exemplo.

O projeto FLINDT foi iniciado com o objetivo de validar os diversos códigos CFD através de extensivas medições realizadas em um tubo de sucção em particular [4]. Um grande banco de dados foi levantado em diversas condições operativas de modo a permitir melhor compreensão do escoamento em tubo de sucção e um *assessment* das práticas de engenharia relacionadas à análise de CFD deste componente. Este tubo de sucção em particular foi feito com base em uma geometria existente, para a qual uma súbita queda de eficiência da turbina foi

observada aumentando-se a vazão mássica no mesmo. Esta queda de eficiência foi atribuída à baixa circulação nesta condição operativa, que causa repentina separação da camada limite.



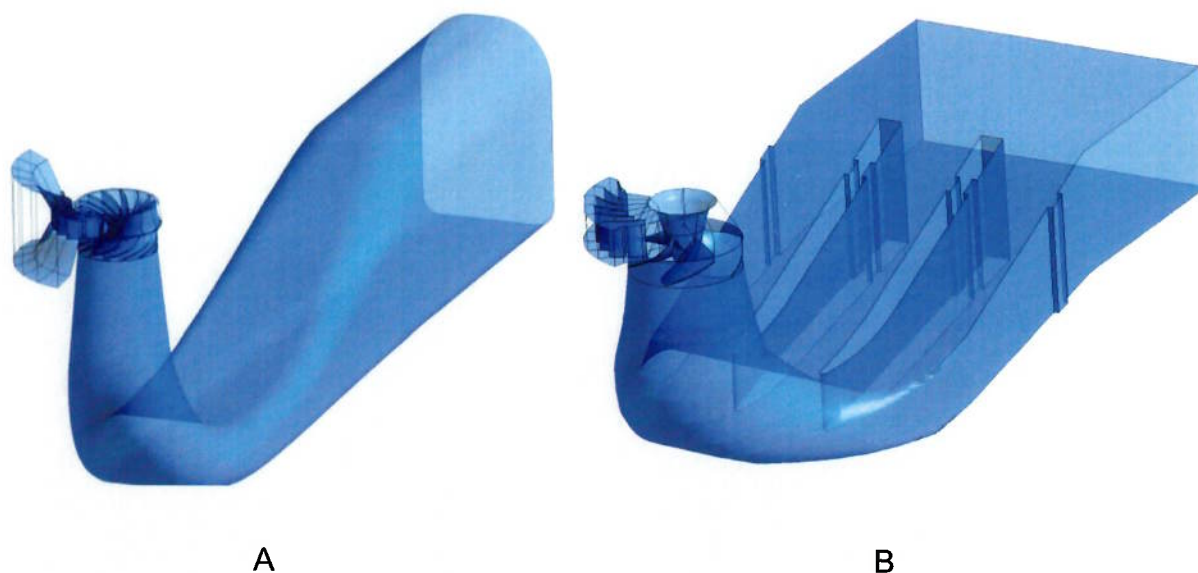
**Figura 24** – Curva de Eficiência de turbina com tubo de sucção utilizado no projeto FLINDT em função da vazão mássica. Notar súbita queda de eficiência entre 100% e 102% ([4]).

Embora limitações ainda existam nos métodos numéricos menos custosos, as simulações numéricas do escoamento no tubo de sucção são comumente utilizadas durante a fase de projeto de máquinas hidráulicas.

## 6 METODOLOGIA E DESCRIÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

No presente trabalho, são avaliados os escoamentos em tubos de sucção de duas turbinas diferentes, sendo uma turbina do tipo Francis (Projeto A), e a outra do tipo Propeller (Projeto B). Este segundo tipo constitui uma turbina de fluxo predominantemente axial, mas o ângulo de operação das pás do rotor é mantido constante em toda a sua faixa operativa. Dessa forma, ela se assemelha a uma turbina Francis pela forma como é operada.

As geometrias dos tubos de sucção das duas turbinas são consideravelmente diferentes. No tubo de sucção A não existem pilares, a seção cônica abaixo do rotor da turbina é mais longa e o mesmo é mais profundo, como consequência do tipo de turbina em questão. No tubo de sucção B existem dois pilares por razões estruturais, a seção cônica é mais curta e a altura do mesmo é consideravelmente inferior. Uma das dificuldades para os códigos CFD comuns é a correta predição da distribuição dos fluxos por cada uma das passagens entre pilares.



**Figura 25** – Geometria dos tubos de sucção estudados no presente trabalho.

As simulações numéricas são realizadas utilizando-se o código comercial de volumes finitos CFX, em sua versão 12.1. Para avaliação dos resultados numéricos, são utilizados dados experimentais obtidos em ensaio de modelo reduzido como

referência, obtidos no laboratório “*Brunnenmühle*” de desenvolvimento hidráulico da empresa Voith Hydro, localizado na cidade de *Heidenheim an der Brenz*, na Alemanha.

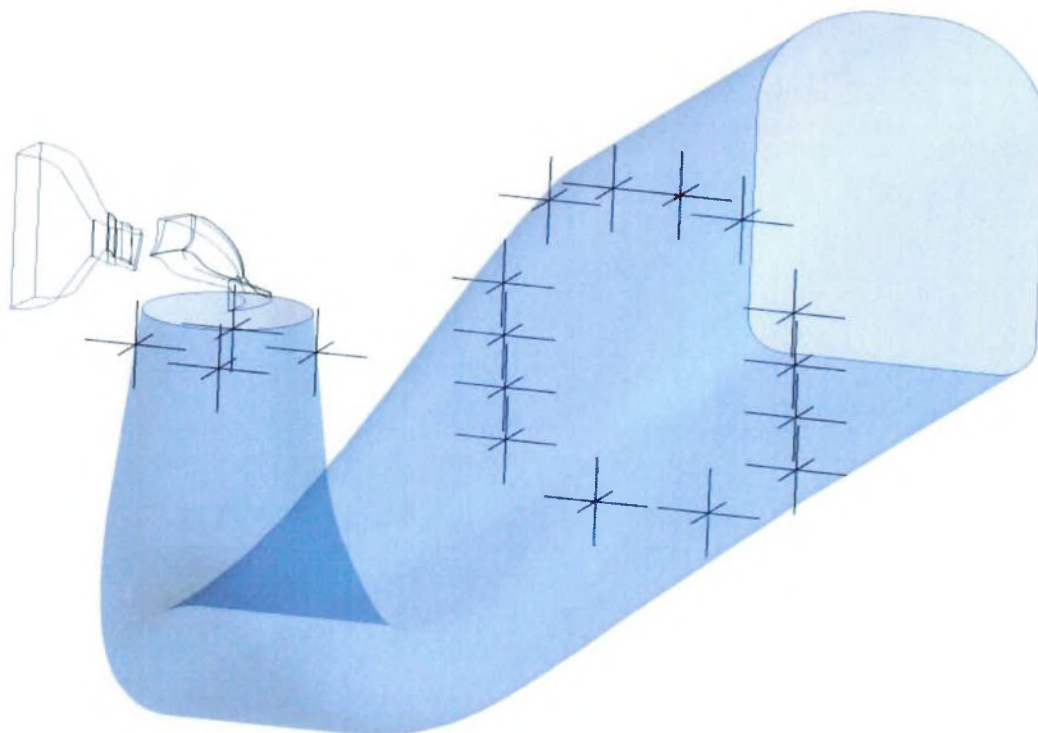
Para o tubo de sucção A são utilizados tanto um parâmetro global integral relativo à operação deste componente para comparação entre CFD e ensaio de modelo reduzido, quanto perfis de velocidades médias locais, medidos através da técnica LDA - *Laser Doppler Anemometry*. Os detalhes das medições dos perfis de velocidades e da técnica utilizada para medições podem ser encontrados em Beck [5].

O parâmetro global a ser utilizado é o fator de recuperação de pressão, introduzido por Avellan [4], calculado através de medições de pressão estáticas nas paredes do tubo de sucção em sua seção de entrada e saída. Essas medições são realizadas nas paredes do cone e do difusor. Os detalhes das medições dessas pressões não fazem parte do escopo do presente trabalho. Para termos de energia cinética, quando presentes, é utilizada a aproximação em que a velocidade média em uma seção transversal ao escoamento é obtida dividindo-se a vazão mássica pela área da mesma e pela densidade do fluido. Conforme já mencionado anteriormente, é bastante fácil realizar operações de integração e obter fatores de correção para energia cinética em códigos de CFD. No entanto, essa tarefa exige medições detalhadas de velocidades em ensaios de modelos, que são inviáveis. Assim, para que sempre seja mantida a mesma base de comparação, essa simplificação é adotada.

A Figura 26 mostra de modo esquemático o posicionamento dos pontos utilizados para avaliação de pressões estáticas no tubo de sucção, tanto em ensaio de modelo reduzido quanto no modelo numérico. A pressão considerada é a pressão média em cada uma das seções, sempre medida com relação à linha de centro do distribuidor, para que os termos hidrostáticos possam ser desconsiderados.

Para o tubo de sucção B, apenas perfis de velocidades obtidos através da mesma técnica são avaliados. Quando houver alterações importantes em parâmetros integrais do escoamento, as mesmas serão mencionadas, mas não serão detalhadas.





**Figura 26** – Posicionamento dos pontos onde são medidas as pressões estáticas no tubo de sucção para cálculo dos parâmetros integrais.

Para os projetos em questão, os cálculos são realizados em mesma escala que o modelo reduzido e não em escala de protótipo, também para que se mantenha mesma base de comparação. Medições de pulsação de pressão existentes em cargas parciais também podem não corresponder entre modelo e CFD, visto que em modelo existe a influência da dinâmica da linha hidráulica de toda a bancada de ensaio, que inexistente no modelo de CFD. Também se deve considerar que o modelo numérico possui fluido incompressível e modelo unifásico, o que também pode ser significativo para comparação deste resultado.

### 6.1. CASOS DE CARGA CONSIDERADOS

As condições operativas investigadas são relativas a características distintas do escoamento na seção de saída do rotor da turbina, sendo o caso de carga parcial caracterizado pelo vórtice rotativo no tubo de sucção já explicado anteriormente, que tem elevada influência na eficiência do mesmo e da dinâmica da unidade geradora como um todo. Os pontos estão listados na Tabela 1 para a Turbina A, e estão ilustrados no diagrama de colina representado na Figura 14, com fotos provenientes



de ensaio de modelo reduzido mostrando os fenômenos em questão. A Tabela 2 mostra os pontos para o tubo de sucção B.

**Tabela 1** – Pontos de operação simulados – Tubo de Sucção A.

<b>Caso de Carga</b>	$\psi / \psi_{\text{ótimo}}$	$\varphi / \varphi_{\text{ótimo}}$
<b>LC1 - Full Load</b>	0.98	1.37
<b>LC2 - Design Point</b>	0.98	1.00
<b>LC3 - Part Load</b>	0.98	0.82

**Tabela 2** – Pontos de operação simulados – Tubo de Sucção B.

<b>Caso de Carga</b>	$\psi / \psi_{\text{ótimo}}$	$\varphi / \varphi_{\text{ótimo}}$
<b>LC1 - Full Load</b>	0.81	1.05
<b>LC2 - Design Point</b>	0.81	1.00
<b>LC3 - Part Load</b>	0.81	0.84

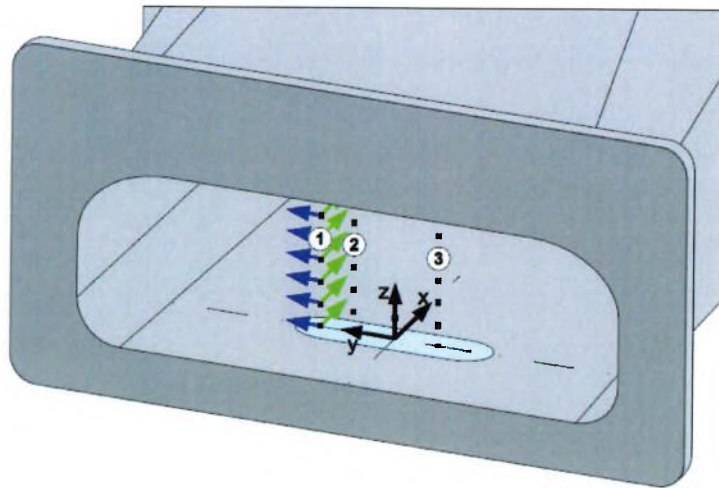
## 6.2. PERFIS DE VELOCIDADES NO TUBO DE SUCÇÃO

Os perfis de velocidades para os dois tipos de turbina foram medidos através da técnica LDA em ensaio de modelo reduzido. As medições foram feitas especificamente para os dois projetos em questão, e também para a caixa espiral de uma turbina-bomba [5].

### 6.2.1. Turbina A

As medições dos perfis de velocidades para a turbina do tipo Francis foram realizadas através de acesso óptico criado para esta finalidade no início do difusor do tubo de sucção. As medições foram realizadas em três linhas diferentes, perpendicularmente à parede do mesmo, designadas por POS1, POS2 e POS3. O equipamento para medição dos perfis de velocidade é conhecido por LDA com laser

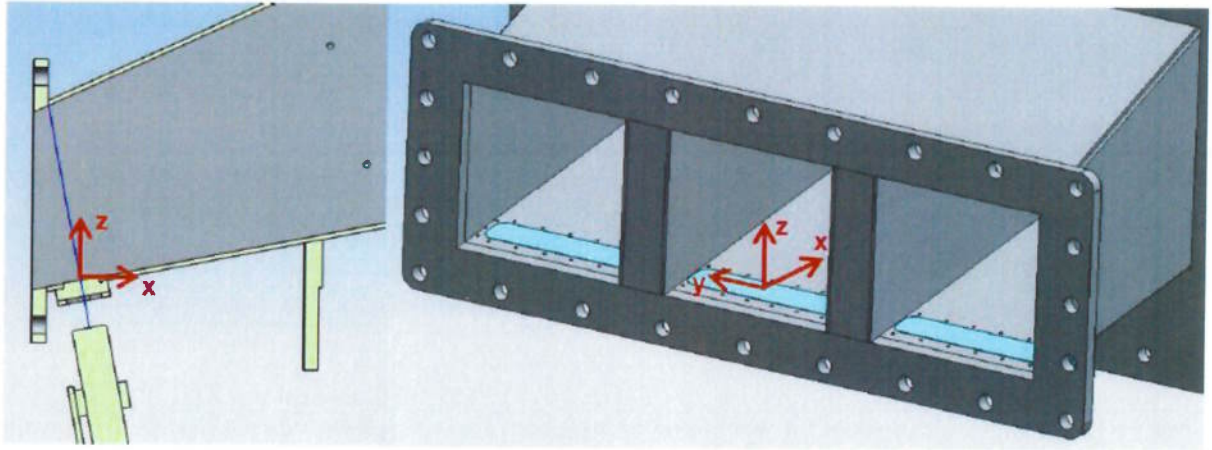
de argônio e permite uma medição de duas componentes de velocidade em um ponto simultaneamente. Um sistema automatizado desloca o cabeçote de modo a permitir a medição das velocidades em diferentes posições ao longo da altura total da seção em análise. Neste caso, foram medidas as componentes de velocidade axial, designadas por X, e transversal, designadas por Y. Esta última provê informações relativas à rotação do escoamento, bem como de suas estruturas.



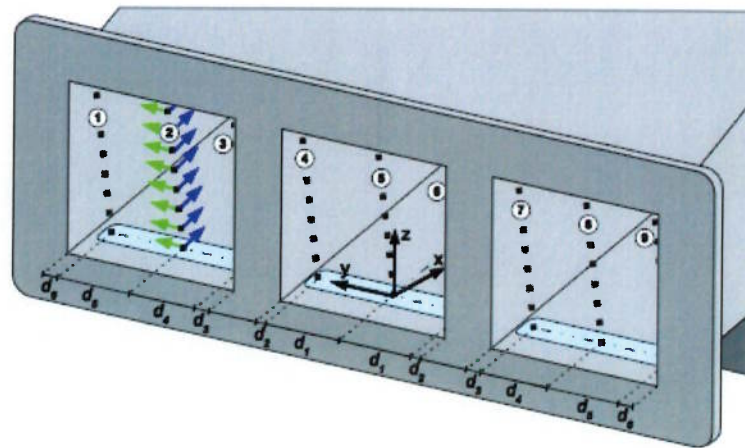
**Figura 27** – Ilustração da posição do acesso óptico no difusor do tubo de sucção para medições dos perfis de velocidades (esquerda) e identificação das linhas de medição. A direção X é a predominante do escoamento ([5]).

### 6.2.1. Turbina B

As medições de velocidades para a turbina do tipo Propeller também foram realizadas no difusor do tubo de sucção, nos vãos entre os pilares existentes, através de acesso óptico criado para essa finalidade, em direção normal à parede do mesmo. Da mesma forma que na turbina A, a direção X designa componentes de velocidades na direção do escoamento, e a direção Y designa componentes na direção transversal ao mesmo. A Figura 28 mostra a posição do acesso óptico no difusor e ilustra o arranjo experimental utilizado nas medições. A Figura 29 mostra a identificação das linhas onde foram levantados os perfis de velocidades. Como nem todas as linhas estão disponíveis para todos os casos de carga, serão apenas apresentados os perfis em comum a todos eles. Neste caso, as posições apresentadas sempre serão a dois, no vão esquerdo, cinco, no central, oito e nove no direito.



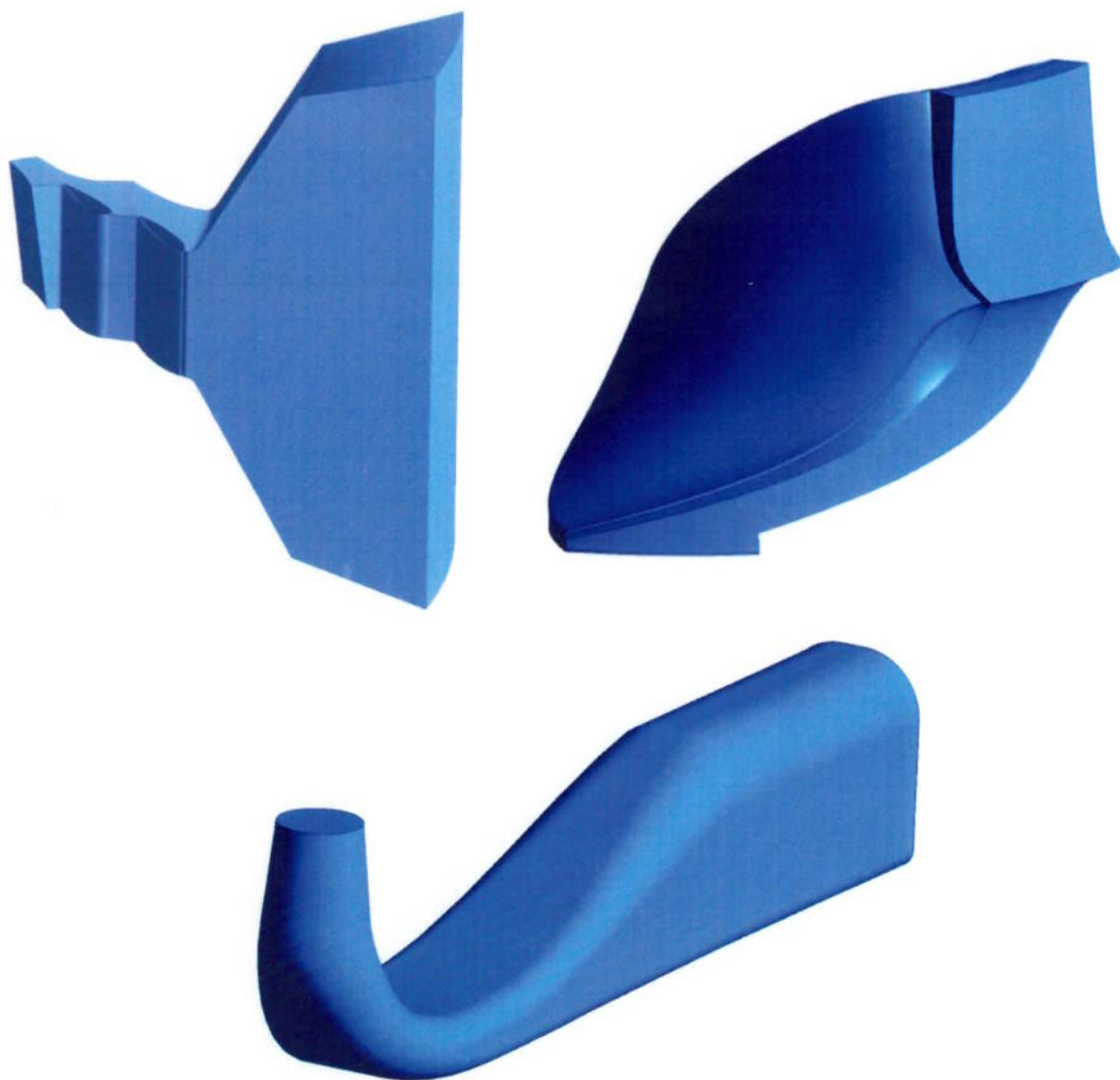
**Figura 28** – Ilustração da posição do acesso óptico para medições de perfis de velocidades no tubo de sucção de turbina Propeller ([5]).



**Figura 29** – Identificação das linhas utilizadas para medição. A direção X é a direção predominante do escoamento ([5]).

### 6.3. MODELO DE CÁLCULO

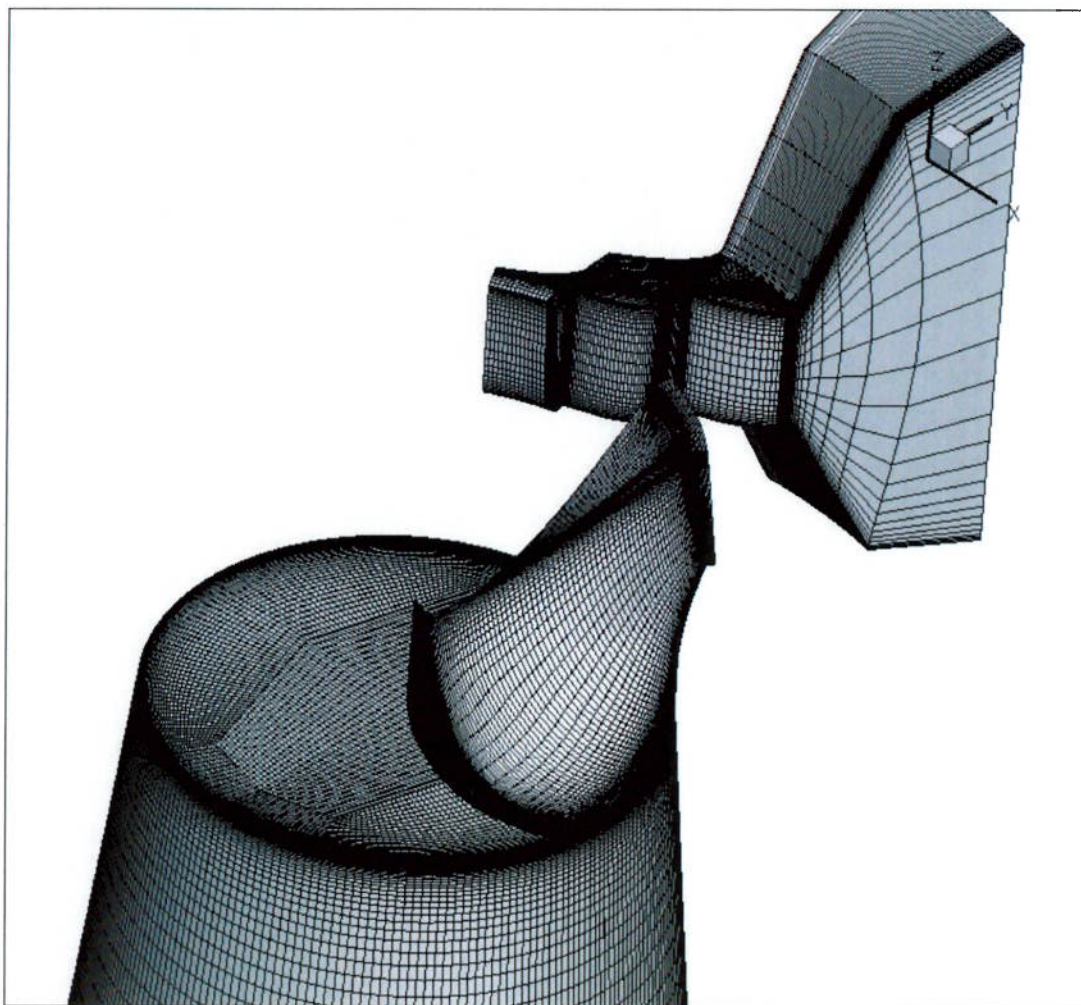
O modelo utilizado para cálculo é composto de três domínios, e, embora as duas turbinas tenham geometrias diferentes, o mesmo é similar para ambas. O primeiro deles corresponde à seção de entrada do escoamento na turbina, onde existem as travessas do pré-distribuidor e as palhetas diretrizes (SVWG). O segundo corresponde ao rotor (RU) e, por fim, o tubo de sucção (DT).



**Figura 30** – Blocos de pré-distribuidor e palhetas, rotor e tubo de sucção.

A malha computacional é do tipo estruturada por blocos. No conjunto SVWG e RU existe um bloco próximo às paredes dos perfis hidrodinâmicos que permitem controle do posicionamento do primeiro nó com relação a esta, bem como do número de volumes existentes na região da camada-limite. A malha entre travessas, palhetas e pás é estruturada na forma de um “H”. No tubo de sucção existe uma região central com geometria controlável e um bloco constituído por linhas radiais ao seu redor.





**Figura 31** – Vista geral da malha computacional com os três grandes blocos.

Através deste modelo as condições de entrada do escoamento no tubo de sucção são provenientes do rotor e não de imposição de perfil de velocidades ou de pressões. Conforme já foi verificado por Mauri et al [28] e já mencionado por Payette et al [33] em seus estudos relativos a difusores cônicos, todas as componentes de velocidades na entrada do tubo de sucção são importantes e a maneira mais precisa de se levar isto em conta é, efetivamente, a utilização do rotor para gerar condições de entrada apropriadas nesse componente.

Para cada condição operativa, a abertura das palhetas diretrizes é fixada de acordo com a observada em ensaio de modelo reduzido. São impostos como condições de contorno a vazão mássica na seção que corresponde à entrada da caixa espiral e a direção do vetor de velocidades. Na saída tem-se a imposição de um nível de pressões constante e derivadas nulas na direção normal à mesma. A distribuição de pressões ao longo do domínio é obtida implicitamente. No rotor são impostas também velocidades angulares às paredes das pás, cubo e coroa. Diferentemente do praticado em ensaios de modelo, é também acrescentado um

prolongamento na seção de saída do tubo de sucção de modo a afastar as influências da condição de contorno de jusante da região de interesse do domínio. A influência desse prolongamento também é verificada por Mauri [29].

O esquema utilizado para os fluxos advectivos nas células é o denominado *high resolution*, existente no software comercial CFX. Como condição inicial, é utilizada a solução proveniente de uma simulação do mesmo modelo, utilizando esquema *upwind* de primeira ordem. Por ser mais robusto, este apresenta rápida convergência, mas não apresenta a precisão necessária para o cálculo. No entanto, provê boa condição inicial para o esquema de ordem superior.

Quanto à modelagem de turbulência, neste trabalho foram avaliados os resultados utilizando-se modelos *k- $\omega$  SST* e *SAS SST*. Nas simulações que serão apresentadas em regime permanente, somente será utilizado o modelo *k- $\omega$  SST*. Para as soluções transientes, serão avaliados ambos os modelos, que serão devidamente mencionados em comparativos de resultados.

Nas fronteiras circunferenciais do conjunto SWWG e RU são aplicadas condições de simetria cíclica. Assim, com apenas uma passagem entre palhetas e uma passagem entre pás pode-se prever o comportamento da turbina como um todo. A conexão entre os dois domínios é feita através da modelagem de interfaces existente no código CFX. O modelo adotado para a transição entre as malhas é o *STAGE*. Deve-se ressaltar que esta abordagem é adequada em regime permanente visto que se espera obter soluções simétricas para o escoamento na turbina, mas não é adequada para cálculos transientes principalmente em cargas parciais, visto que, devido à existência do vórtice no tubo de sucção o escoamento não se distribui de forma simétrica na seção de saída do rotor. Dessa forma, para os cálculos transientes executados no presente trabalho é utilizado um modelo de rotor completo (domínio rotativo) e não o de apenas um canal, como o mostrado anteriormente. É utilizada também uma interface transiente entre os domínios (*Transient Rotor-Stator – Sliding Mesh*), na qual não há a utilização de valores médios no espaço e no tempo.



**Figura 32** – Domínio do rotor composto pela totalidade do número de pás.

#### **6.4. ESTRUTURAÇÃO DO PRESENTE TRABALHO**

Este trabalho é dividido em duas partes. A primeira consiste de simulações em regime permanente das condições operativas em questão para as duas turbinas. Nesta etapa serão avaliadas malhas com diferentes espaçamentos entre a posição do primeiro volume e as paredes ( $Y^+$ ), e também com diferentes números de volumes para a turbina tipo A, e a influência da posição da interface entre os domínios do rotor e do tubo de sucção para a turbina tipo B. Para todos os casos, a topologia das malhas é mantida a mesma. A segunda consiste em, tendo-se duas malhas com números de volumes diferentes, verificar as diferenças nos resultados para modelos transientes utilizando-se para a modelagem de turbulência os modelos  $k-\omega$  SST e SAS SST, para a turbina A. Nessa fase é utilizado o modelo de rotor completo.

Neste caso, o interesse industrial por trás deste estudo é a avaliação do comportamento dos parâmetros locais e globais explicados anteriormente com os parâmetros que estão sendo estudados. Com isso, pode-se chegar a conclusões de viabilidade ou não da execução de certos cálculos em fases antecipadas de projeto hidráulico em si. Essas conclusões não fazem parte do presente trabalho, mas servem como motivação para o mesmo.

## 7 SIMULAÇÕES EM REGIME PERMANENTE

Nesta seção, o escoamento é assumido como sendo estabelecido e estável, mesmo estas características não se aplicando a todos os regimes em questão, e levando-se em conta que o caráter de regime permanente é sempre dependente da escala do escoamento que está sendo analisada. As medições realizadas em modelo reduzido mostram, para algumas das condições operativas em questão, oscilações de pressão e de componentes de velocidades. No entanto, são tomados como referências os resultados médios no tempo.

### 7.1. MALHAS COMPUTACIONAIS - TURBINA A

Foram analisadas quatro diferentes malhas nas primeiras simulações. O objetivo é avaliar o comportamento das grandezas locais e globais do tubo de sucção variando-se o número de volumes existentes e o parâmetro  $Y+$  médio (distância do primeiro volume à parede). Neste estudo as malhas são refinadas progressivamente até que o valor médio do parâmetro  $Y+$  para o tubo de sucção esteja na faixa  $1 < Y+ < 5$ . Uma tabela resumo do número de volumes em cada domínio e dos valores médio e máximo de  $Y+$  nos mesmos é apresentada.

**Tabela 3** – Malhas utilizadas para cálculo em regime permanente (1).

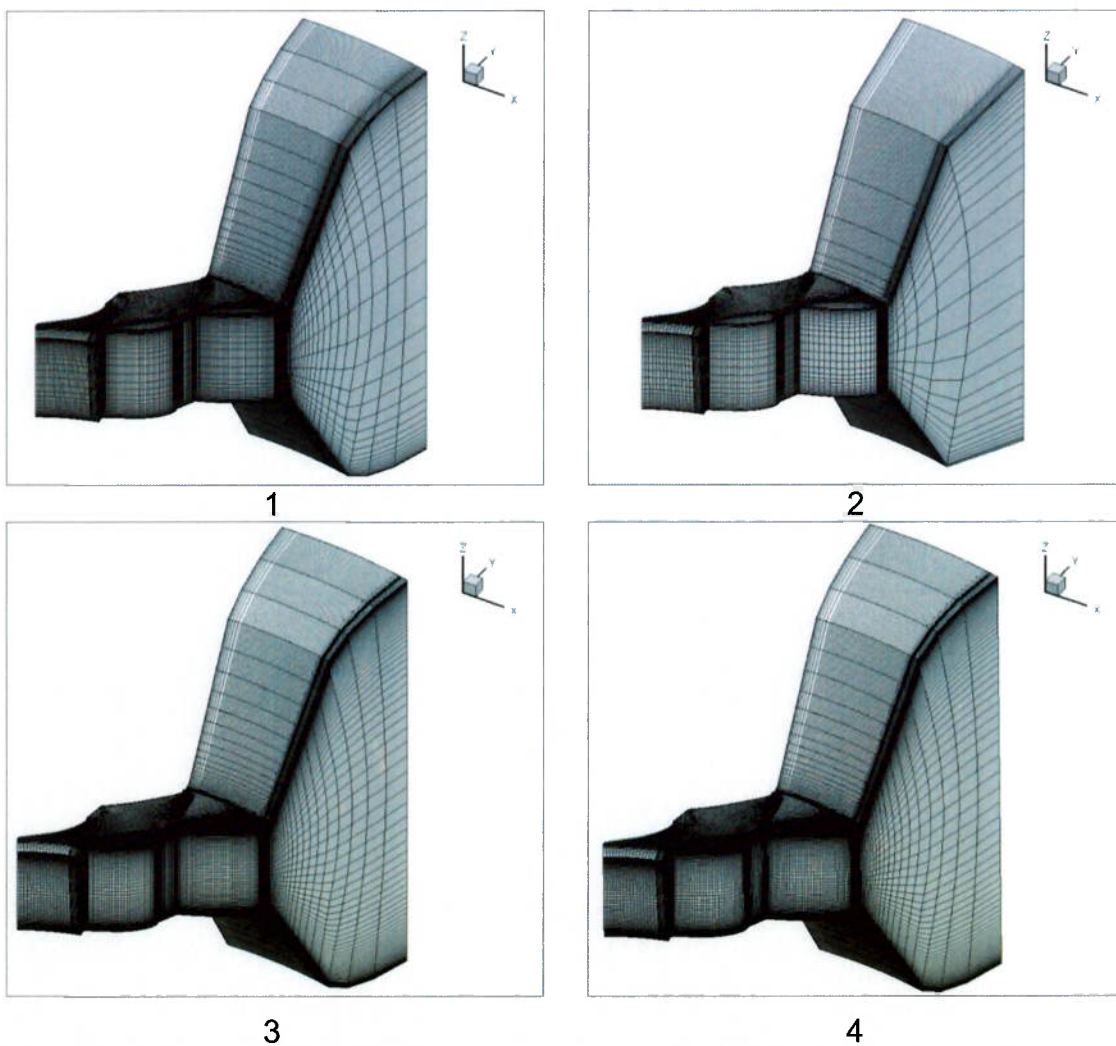
Malha	1			2		
	SVWG	RU	DT	SVWG	RU	DT
Max $Y+$	84,5	1015,8	300,4	197,9	517,4	154,9
Ave $Y+$	33,2	306,4	62,5	66,2	135,2	31,5
N Vol	9,5E+05	1,2E+05	4,5E+05	2,2E+05	1,5E+05	1,8E+06
Ntotal	1,5E+06			2,2E+06		

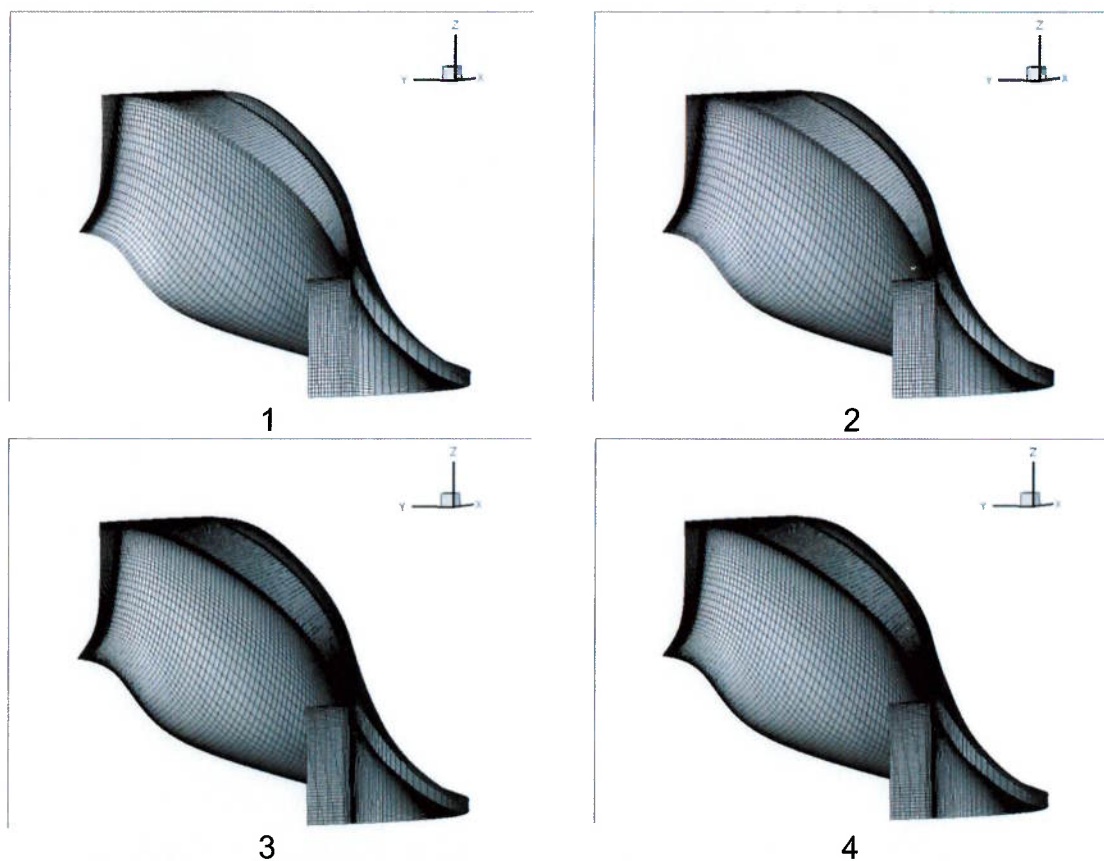


**Tabela 4** - Malhas utilizadas para cálculo em regime permanente (2).

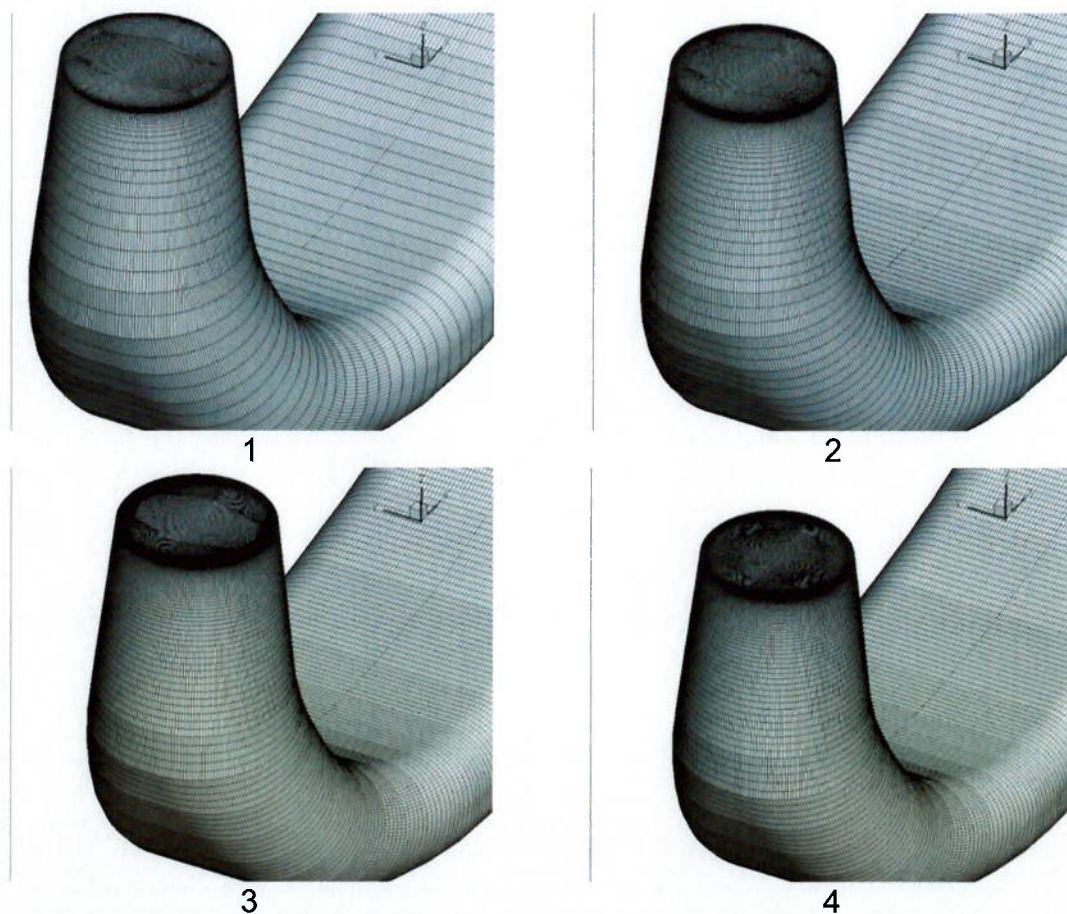
Malha	3			4		
	SVWG	RU	DT	SVWG	RU	DT
Max $Y+$	67,2	124,2	91,6	67,2	124,2	11,0
Ave $Y+$	18,5	36,7	18,5	18,5	36,7	2,2
N Vol	8,4E+05	6,1E+05	3,6E+06	8,4E+05	6,1E+05	4,4E+06
Ntotal	5,1E+06			5,8E+06		

A Figura 33 mostra as diferentes malhas do domínio SVWG utilizadas para os estudos em regime permanente. As figuras que a seguem mostram as malhas para os domínios RU e DT.

**Figura 33** – Malhas do domínio SVWG utilizadas para cálculos em regime permanente.



**Figura 34** - Malhas do domínio RU utilizadas para cálculos em regime permanente.



**Figura 35** - Malhas do domínio DT utilizadas para cálculos em regime permanente.

## 7.2. RESULTADOS GLOBAIS

Os resultados apresentados nesta seção são resultados globais da simulação numérica em questão. Assim, são avaliados três parâmetros principais: a energia específica (p.11), o fator de perdas no tubo de sucção (p.19) e o fator de recuperação de pressão (p.19). Esses fatores são analisados em função das malhas computacionais em questão, tendo-se em vista que foram mantidas constantes a abertura das palhetas diretrizes e a rotação, conforme ensaio de modelo reduzido. Os resultados são apresentados normalizados em função dos valores medidos em ensaio de modelo. Assim, visualiza-se com facilidade a relação entre os valores medidos e os calculados. Conforme mencionado anteriormente, foram utilizados os mesmos pontos para medição das grandezas em ambos os modelos de modo a possibilitar análise sistemática dos resultados.

**Tabela 5** – Resultados globais para os cálculos em regime permanente.

	LC01 – Full Load			LC02 – Design Point			LC03 – Part Load		
	$Y/Y_m$	$\zeta/\zeta_m$	$\chi/\chi_m$	$Y/Y_m$	$\zeta/\zeta_m$	$\chi/\chi_m$	$Y/Y_m$	$\zeta/\zeta_m$	$\chi/\chi_m$
<b>Malha 1</b>	1,04	0,99	1,00	1,01	0,69	1,07	1,07	0,71	1,50
<b>Malha 2</b>	1,05	1,00	1,00	1,01	0,71	1,07	1,08	0,69	1,53
<b>Malha 3</b>	1,04	1,10	0,97	1,01	0,87	1,03	1,08	0,73	1,47
<b>Malha 4</b>	1,04	1,16	0,95	1,01	0,93	1,02	1,07	0,72	1,48

## 7.3. RESULTADOS GLOBAIS – DISCUSSÃO

Pode-se notar que a energia específica obtida como resultado das simulações através da equação de Euler permaneceu invariante com a malha. Isso significa que as malhas utilizadas se mostram adequadas para este problema. Deve-se notar que nas três primeiras o primeiro elemento se encontra na camada logarítmica, e na última na subcamada viscosa.

Conforme pode ser visualizado na tabela anterior, as perdas calculadas no tubo de sucção dependem consideravelmente da malha computacional, visto que o atrito com as paredes depende do perfil de velocidades da camada-limite, e,

portanto, do uso ou não de funções de parede. A tendência mostrada é de aumento das perdas calculadas com o aumento da proximidade do primeiro volume à parede.

Novamente, nota-se que o ponto no qual ocorrem maiores desvios é o de operação em carga parcial. A energia específica apresenta valores discrepantes da esperada, para mesma abertura de palheta, e perdas subestimadas. Um dos fatores importantes a ser mencionado é que a solução em regime permanente apresenta como resultado altos valores de velocidades próximo à parede na região do cone. Assim, a pressão estática local é consideravelmente inferior à pressão estática média na seção, fazendo com que a eficiência do tubo de sucção também seja superestimada pela forma como a mesma é avaliada.

De qualquer forma, a comparação direta e em termos absolutos de perdas calculadas através de simulação CFD com perdas medidas em ensaio de modelos possui ressalvas. Verifica-se que uma predição absoluta correta de perdas depende consideravelmente do ponto de operação avaliado. No entanto, as tendências repetiram-se para as três condições avaliadas. Assim, conclui-se que as perdas sempre devem ser avaliadas de forma relativa entre variantes diferentes em um mesmo projeto, mantendo-se mesmos parâmetros de malha computacional, e não em termos absolutos.

#### **7.4. PERFIS DE VELOCIDADES**

Os resultados apresentados nesta seção seguem a convenção mostrada no item 6.2 e na Figura 27.

As figuras a seguir mostram os perfis de velocidades normalizados pela velocidade média na seção de entrada do tubo de sucção.



- LC01 – Full Load - Direção do escoamento

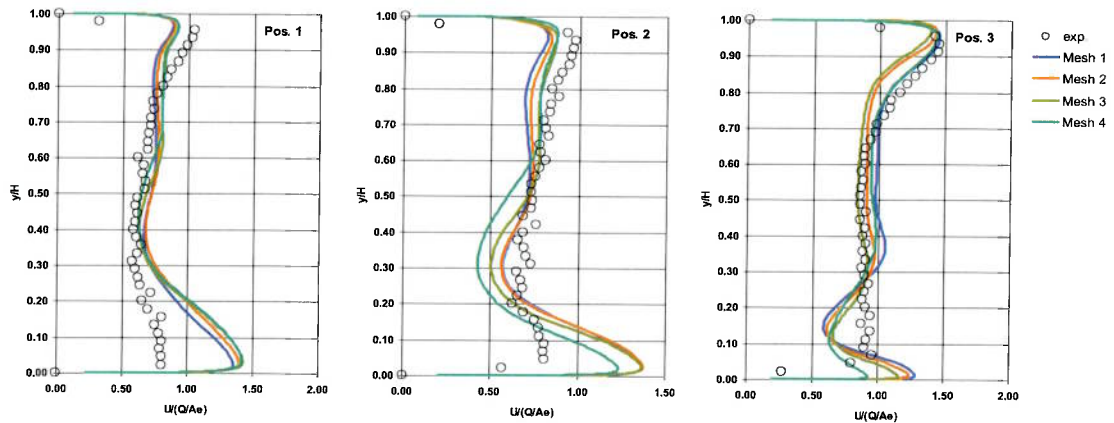


Figura 36 – Perfis de velocidades na direção do escoamento - LC01 – Posições 1, 2 e 3 da esquerda para a direita.

- LC01 – Full Load - Transversal à direção do escoamento

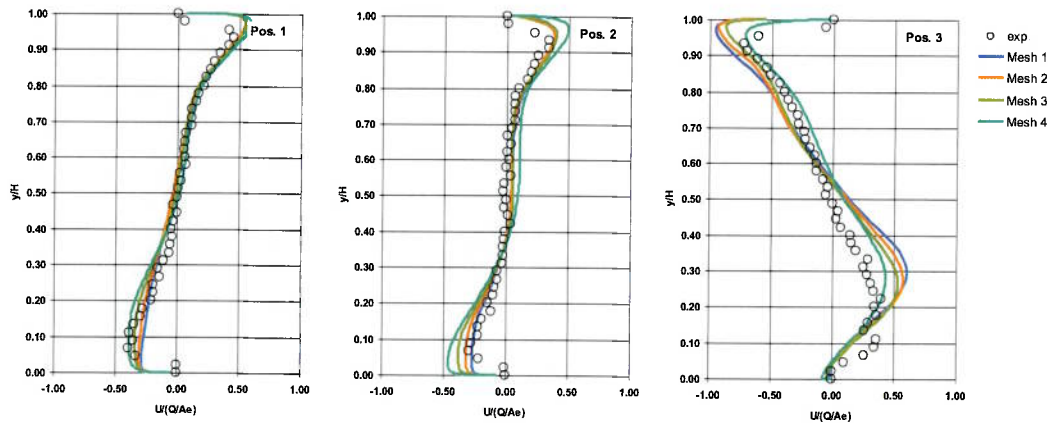


Figura 37 – Perfis de velocidades na direção transversal à do escoamento - LC01 – Posições 1, 2 e 3 da esquerda para a direita.

- LC02 – Design Point - Direção do escoamento

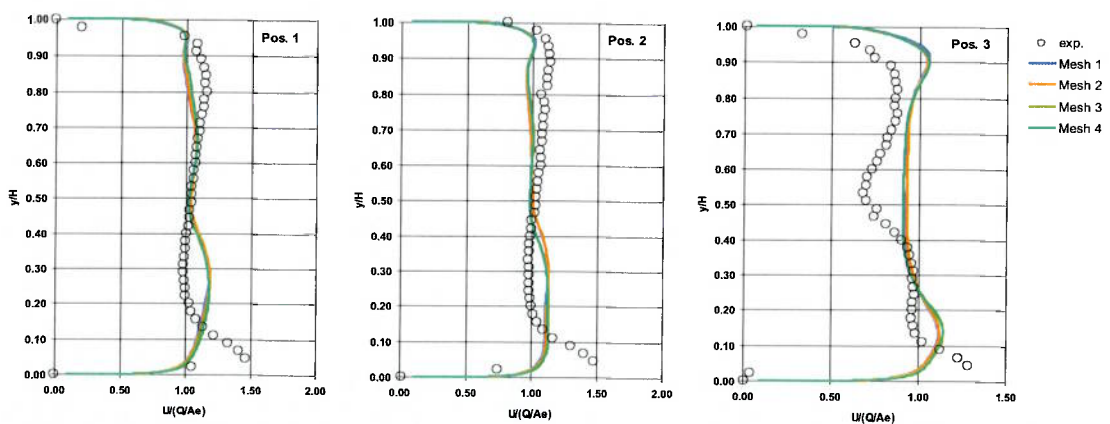


Figura 38 – Perfis de velocidades na direção do escoamento - LC02 – Posições 1, 2 e 3 da esquerda para a direita.

- LC02 – *Design Point* - Transversal à direção do escoamento

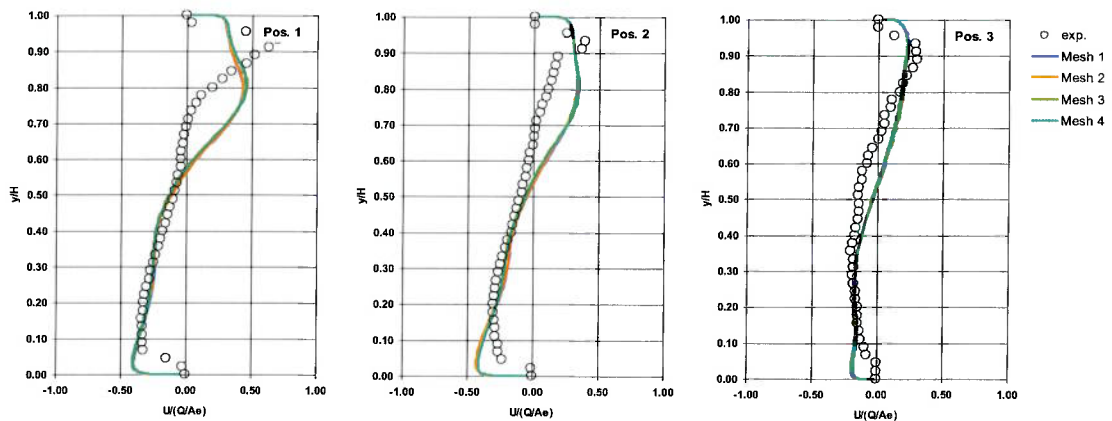


Figura 39 – Perfis de velocidades na direção transversal à do escoamento - LC02 – Posições 1, 2 e 3 da esquerda para a direita.

- LC03 – *Part Load* - Direção do escoamento

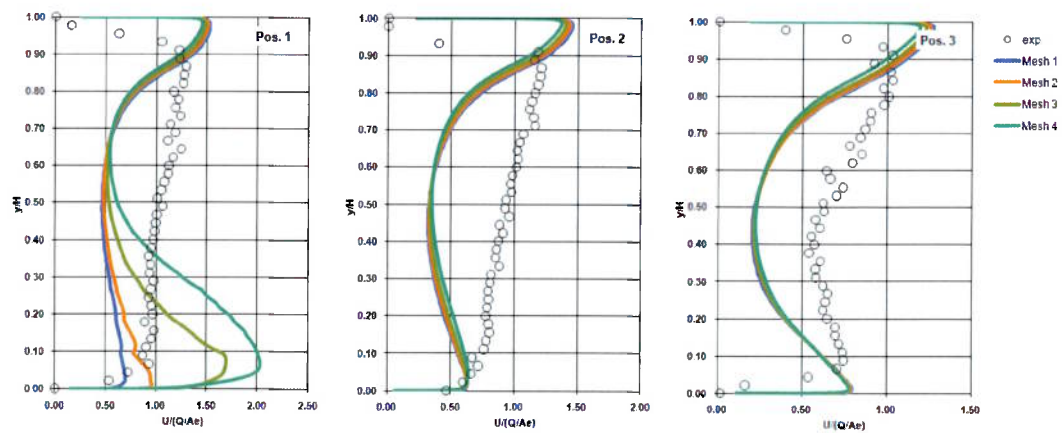


Figura 40 – Perfis de velocidades na direção do escoamento - LC03 – Posições 1, 2 e 3 da esquerda para a direita.

- LC03 – *Part Load* - Transversal à direção do escoamento

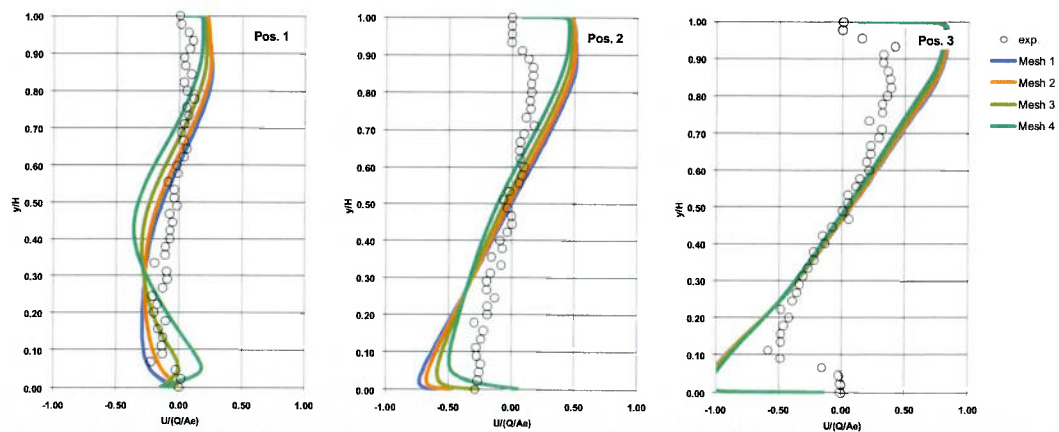


Figura 41 – Perfis de velocidades na direção transversal à do escoamento - LC03 – Posições 1, 2 e 3 da esquerda para a direita.

## 7.5. PERFIS DE VELOCIDADES – DISCUSSÃO

Para interpretação dos resultados, deve-se considerar que o sentido de rotação da turbina é horário, quando visto de cima para baixo.

Em termos gerais, verifica-se que o cálculo de CFD consegue prever as características globais do escoamento, tais como sentidos de rotação e velocidades para os pontos de operação um (*full load*) e dois (*design point*). No entanto, os resultados divergem para o caso de carga três (*part load*).

A componente da velocidade na direção do escoamento no ponto de operação dois apresenta uma distribuição consideravelmente uniforme ao longo de toda a seção do tubo de sucção, com exceção de um pico observado próximo à parede inferior do mesmo. Esse pico aparece nas três posições de medição. Na posição três, o perfil é caracterizado por uma redução de velocidades em  $y/h=0.5$ , que indica uma diferença na vazão mássica entre os lados direito e esquerdo do mesmo.

O sentido de rotação observado para o *design point* é o mesmo de rotação do rotor. Esse efeito é visualizado através das figuras de velocidade transversal à direção predominante do escoamento. Isso também é observado para o caso de carga parcial, mas não ocorre para o caso de plena carga. Neste último, observa-se que existe um segundo sentido de rotação do escoamento. Isso ocorre devido ao efeito de escoamentos secundários na mudança de direção que existe no cotovelo do tubo de sucção. Neste caso, o efeito é sempre o de haver o escoamento da parte mais interna para a parte mais externa do mesmo, observando-se uma seção vertical. Neste caso, o CFD também foi capaz de prever esse efeito. Por outro lado, sabe-se também que não foi feito nenhum tipo de correção no modelo de turbulência para correção do efeito de curvatura das linhas de corrente.

Em *full load* também se observa que na direção predominante do escoamento, o CFD consegue prever o pico de velocidades que ocorre na seção superior, mas o valor do pico calculado é menor do que o medido.

Para o caso de operação em carga parcial, as simulações em regime permanente não preveem adequadamente as estruturas do escoamento. Nesse caso, da simulação numérica tem-se que o alto nível de circulação que deixa o rotor

faz com que exista uma região de baixas velocidades no centro do tubo de sucção, e altas velocidades próximo às paredes. As medições, por serem médias no tempo, apresentam significativa influência do vórtice central e mostram a não existência dessa estrutura na região onde foi realizada a medição.

Quanto aos resultados das diferentes malhas, observa-se que nos casos nos quais existe maior rotação (*full load* e *part load*), os perfis de velocidades são mais dependentes da resolução da malha próxima à parede devido ao uso ou não de funções de parede. Em *full load* e *design point*, percebe-se que embora em magnitude existam pequenas variações das componentes de velocidades, não existem variações de tendências dos mesmos. Já no caso de *part load*, com maior rotação do escoamento, o mesmo não é observado. Esse comportamento pode ser atribuído às funções de parede e à não correção do modelo de turbulência para perfis de velocidades com curvaturas.

## 7.6. PERFIS DE VELOCIDADES – CONCLUSÃO

Em termos gerais, as simulações em regime permanente conseguem uma boa predição das maiores estruturas existentes no escoamento para os casos de cargas um e dois. No entanto, para o caso de carga três isso não se verifica. Neste caso, para esta condição operativa, serão apresentados mais adiante resultados utilizando-se modelos transientes e também modelagem de turbulência híbrida.

Quanto à malha computacional utilizada, verifica-se que mantendo o primeiro volume na região logarítmica da camada-limite tem-se uma estabilidade dos resultados para os casos um e dois. Para o caso três em regime permanente, com alta circulação na saída do rotor, verifica-se que os resultados são mais sensíveis a essa variação, mas entende-se que o fator dominante para melhor precisão dos resultados seria o uso de cálculo transiente, e não somente um refinamento da malha.



## 7.7. MALHAS COMPUTACIONAIS - TURBINA B

A turbina utilizada nesta seção é do tipo Propeller. Foram analisados três modelos computacionais diferentes, nos quais a posição da interface entre os domínios do rotor e do tubo de sucção é alterada. No primeiro, a interface é posicionada ao final da seção cônica do tubo de sucção. No segundo, a interface é posicionada em uma posição correspondente a 50% da seção cônica do tubo de sucção e, no terceiro, logo após a saída das pás do rotor. O defletor existente a jusante do mesmo é dividido pela interface em metade de sua altura no último caso. Nestes casos, os parâmetros básicos das malhas computacionais são mantidos os mesmos, tais como  $Y+$ , tamanho de volumes, entre outros.

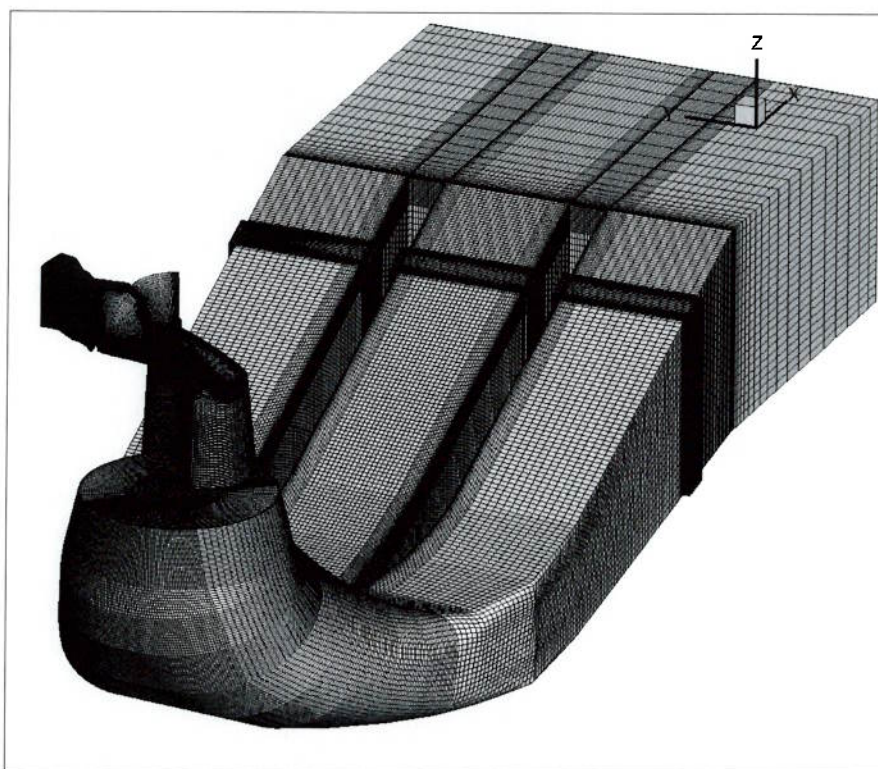
**Tabela 6** – Malhas Utilizadas para cálculo em regime permanente (1)  
Turbina Propeller.

Malha	1			2		
	SVWG	RU	DT	SVWG	RU	DT
Max $Y+$	36,9	1161,3	2035,3	36,9	2990,2	1107,1
Ave $Y+$	8,9	33,6	15,7	8,9	38,2	23,2
N Vol	7,3E+05	1,1E+06	3,1E+06	7,3E+05	1,1E+06	3,8E+06
Ntotal	5,0E+06			5,8E+06		

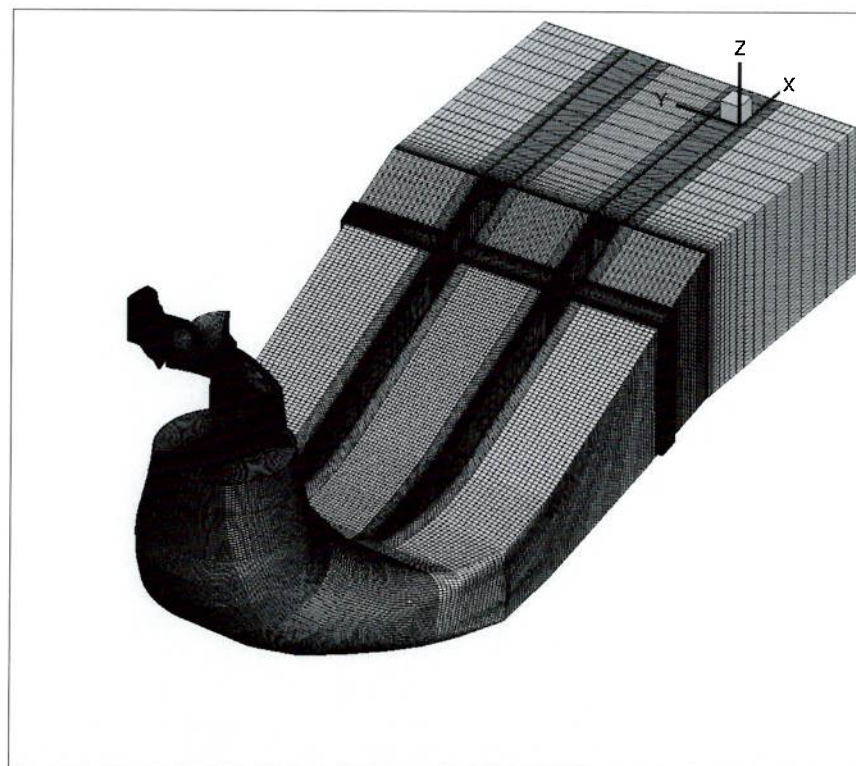
**Tabela 7** - Malhas Utilizadas para cálculo em regime permanente (2)  
Turbina Propeller.

Malha	3		
	SVWG	RU	DT
Max $Y+$	36,9	91,8	1734,6
Ave $Y+$	8,9	33,8	16,5
N Vol	7,3E+05	8,1E+05	3,9E+06
Ntotal	5,5E+06		

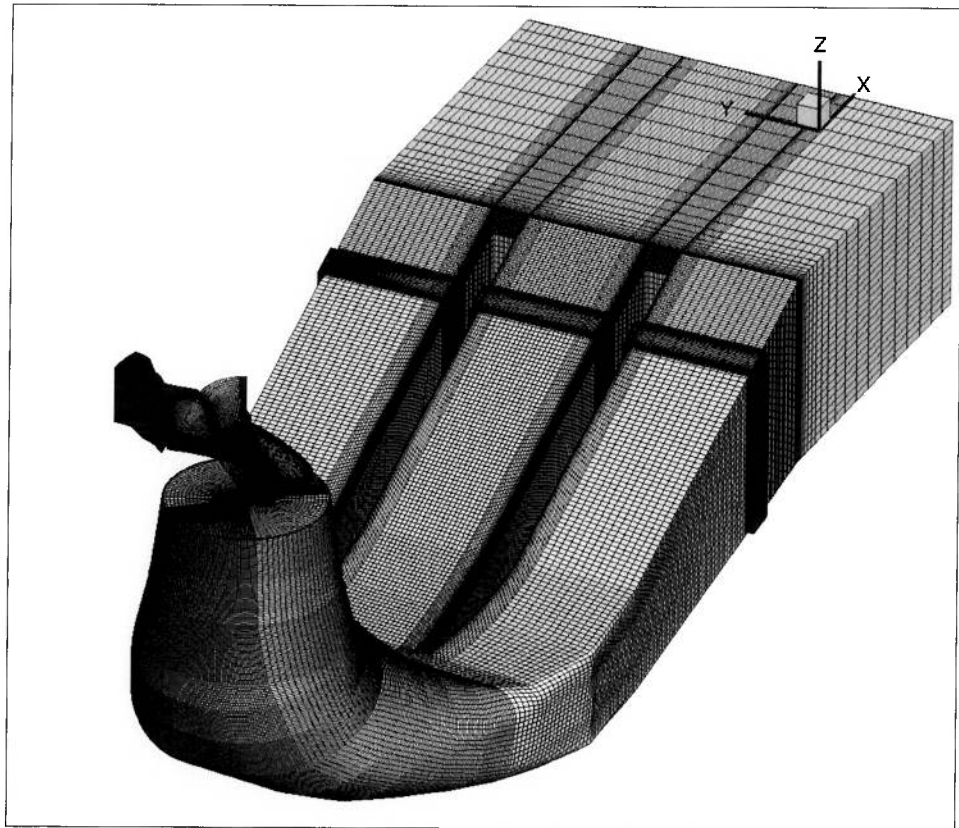
As figuras a seguir ilustram os três modelos em questão.



**Figura 42** – Malha computacional - Turbina B - 1 - Interface entre domínios RU e DT após a seção cônica do tubo de sucção.



**Figura 43** – Malha computacional - Turbina B - 2 - Interface entre domínios RU e DT a 50% da altura da seção cônica do tubo de sucção.



**Figura 44** – Malha computacional - Turbina B - 3 - Interface entre domínios RU e DT antes da seção cônica do tubo de sucção.

## 7.8. PERFIS DE VELOCIDADES - TURBINA B

De acordo com Beck [5], para os casos de carga em questão estão disponíveis somente os perfis de velocidades das seções dois, cinco, oito e nove, de acordo com a definição da Figura 29. Assim, estes serão os perfis comparados para cada caso de carga. As figuras que seguem mostram perfis de velocidades normalizados pela velocidade média na seção de entrada do tubo de sucção. Novamente, são apresentados componentes da velocidade na direção predominante do fluxo e em direção transversal a ele.

- LC01 – Full Load - Direção do escoamento

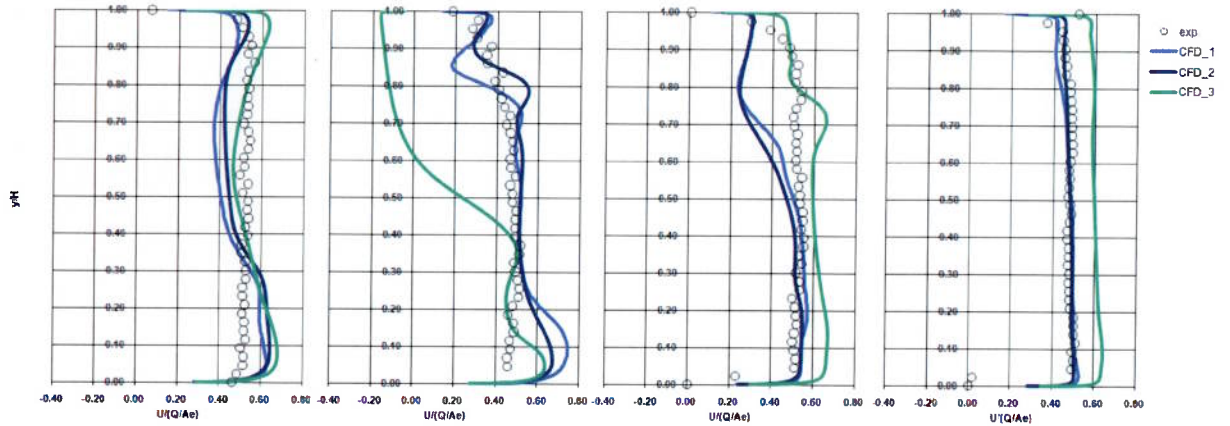


Figura 45 – Perfis de velocidades na direção do escoamento - LC01 – Posições 2, 5, 8 e 9 da esquerda para a direita.

- LC01 – Full Load – Transversal à direção do escoamento

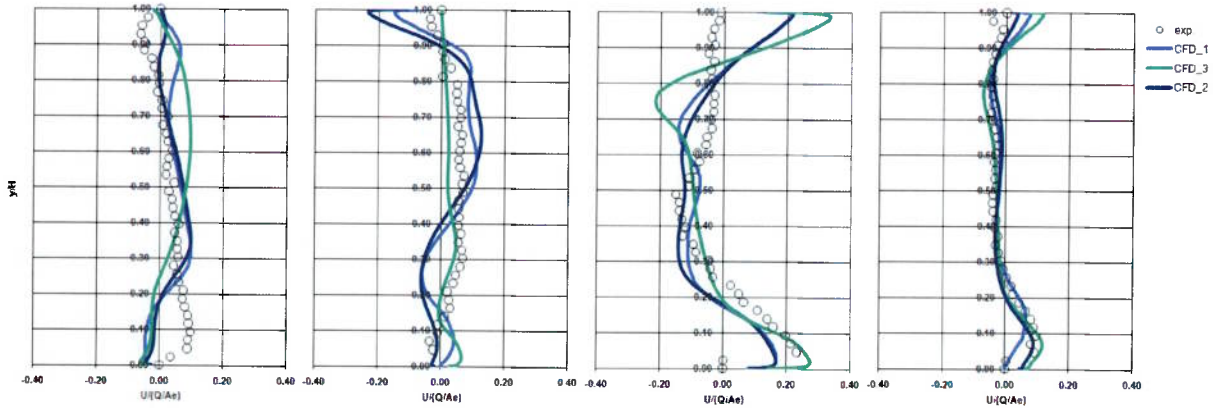


Figura 46 – Perfis de velocidades na direção transversal à do escoamento - LC01 – Posições 2, 5, 8 e 9 da esquerda para a direita.

- LC02 – Design Point - direção do escoamento

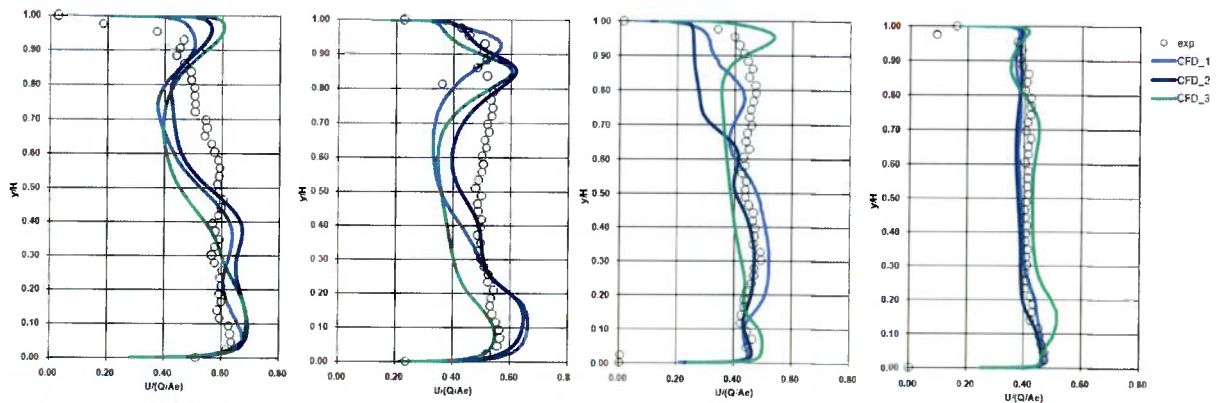


Figura 47 – Perfis de velocidades na direção do escoamento - LC02 – Posições 2, 5, 8 e 9 da esquerda para a direita.



- LC02 – Design Point - Transversal à direção do escoamento

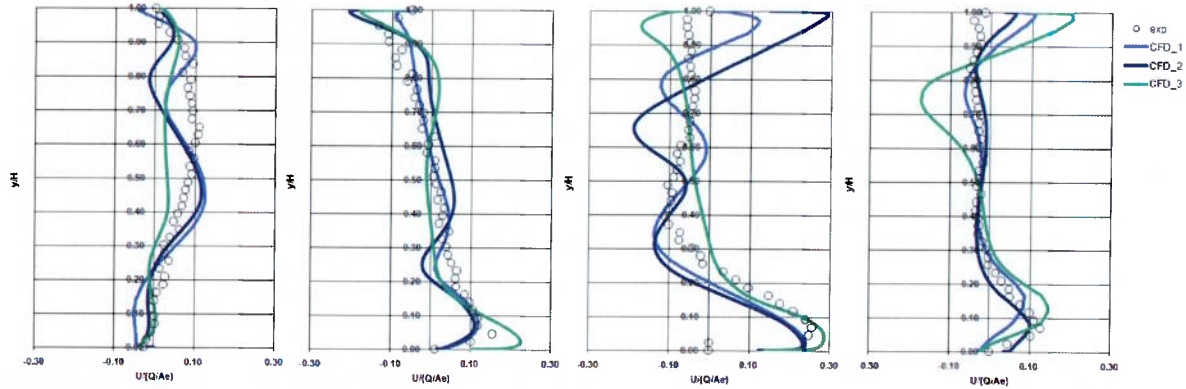


Figura 48 – Perfis de velocidades na direção transversal à do escoamento - LC02 – Posições 2, 5, 8 e 9 da esquerda para a direita.

- LC03 – Part Load - Direção do escoamento

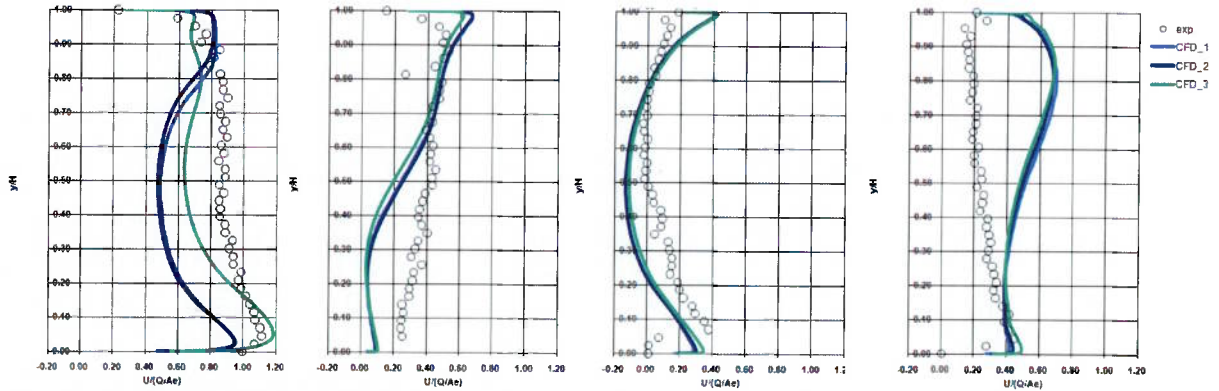


Figura 49 – Perfis de velocidades na direção do escoamento - LC03 – Posições 2, 5, 8 e 9 da esquerda para a direita.

- LC03 – Part Load - Transversal à direção do escoamento

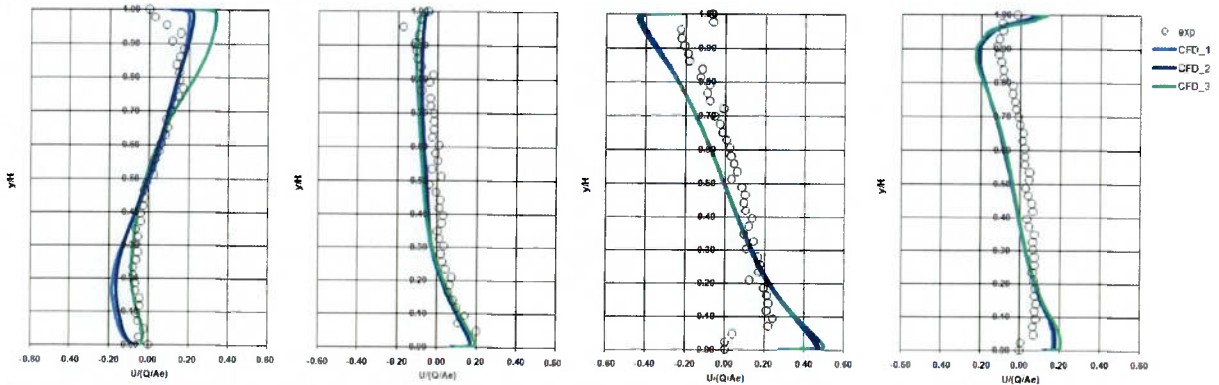


Figura 50 – Perfis de velocidades na direção transversal à do escoamento - LC03 – Posições 2, 5, 8 e 9 da esquerda para a direita.

## 7.9. PERFIS DE VELOCIDADES – DISCUSSÃO

Para interpretação dos resultados, novamente deve-se considerar que o sentido de rotação da turbina é horário, quando visto de cima para baixo.

Em termos gerais, notam-se discrepâncias entre os modelos avaliados. No entanto, para os casos um e dois, os perfis de velocidades apresentam boa aderência aos perfis médios medidos. No entanto, para o caso três, carga parcial, existem grandes desvios entre os resultados calculados e medidos.

A componente de velocidade medida na direção predominante do escoamento no ponto de operação um é praticamente uniforme nas quatro seções avaliadas. Dessa forma, verifica-se que a vazão mássica é distribuída de maneira relativamente uniforme entre os pilares do tubo de sucção. No entanto, é interessante notar que o modelo de cálculo três apresenta uma região de fluxo reverso no vão central, o que não acontece com os modelos um e dois. Isso pode ser visto na posição cinco, em  $0,4 < y/H < 1,0$ . Nota-se também um pico calculado próximo à parede inferior. Ainda nesse ponto de operação, verifica-se que na posição dois, embora componentes rotacionais sejam de pequena magnitude, as mesmas não são reproduzidas corretamente pelo CFD. É interessante notar que na posição oito existe boa concordância entre as velocidades transversais próximas à parede inferior para os três modelos, mas o mesmo não ocorre próximo à parede superior. Em todos eles, as tendências observadas são as mesmas.

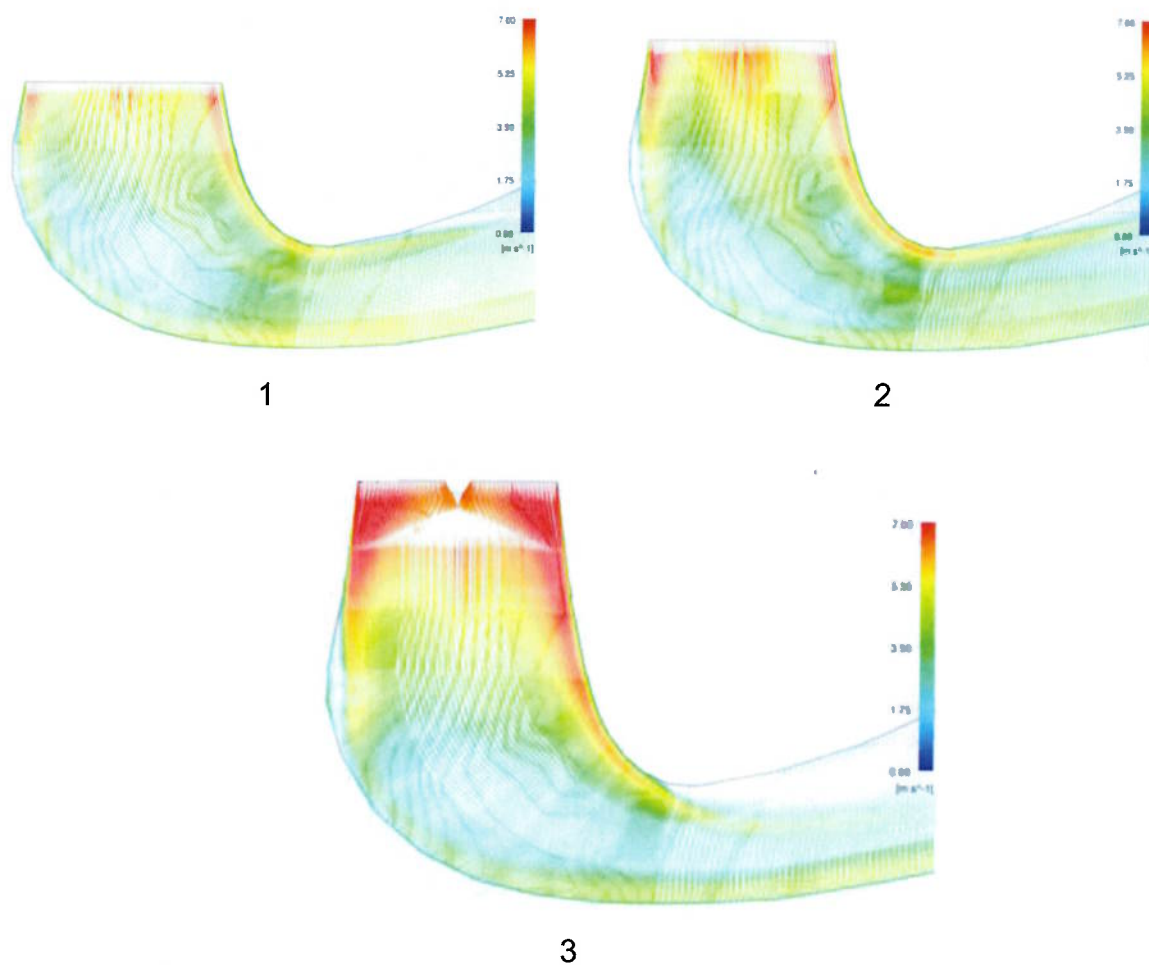
No caso de operação dois, a componente da velocidade na direção predominante do escoamento apresenta boa concordância com os resultados medidos no vão direito (posições cinco e oito) e apresenta um ligeiro déficit nos vãos esquerdo e central. Para a componente transversal observam-se dois sentidos de rotação para o escoamento, devido a escoamentos secundários consequentes da existência do cotovelo e da baixa circulação na saída do rotor, da mesma forma que na turbina Francis. Interessante notar também as oscilações das magnitudes dessa componente da velocidade para ambos os modelos ao longo de toda a seção medida. Nas posições oito e nove, nota-se que as velocidades transversais mais altas próximas à parede foram corretamente obtidas por ambos os modelos avaliados.

Para o caso de operação em carga parcial, a aderência dos resultados numéricos aos experimentais não é elevada na direção predominante do escoamento. Nas posições dois e cinco, existe um déficit de vazão mássica em comparação à velocidade média medida, e na posição nove o fluxo calculado é maior. As componentes rotacionais apresentam concordância com as medições. Apesar do que foi mencionado, verifica-se que a concordância dos perfis de velocidade para as simulações em carga parcial em regime permanente para a turbina B é melhor do que para a turbina A, para mesma condição operativa.

Quanto aos modelos computacionais em si, verificou-se que, em termos gerais, nenhum dos três consegue prever corretamente os perfis de velocidades medidos em sua totalidade. Enquanto, por exemplo, para o caso de carga um o modelo computacional consegue prever mais corretamente as componentes na direção do escoamento, nos casos dois e três os dois modelos apresentam tendências semelhantes.

Em geral, as falhas apresentadas pelos dois modelos são caracterizadas, por exemplo, pela súbita variação local de componentes de velocidades, ou pela aceleração do escoamento próximo à parede em certos pontos.

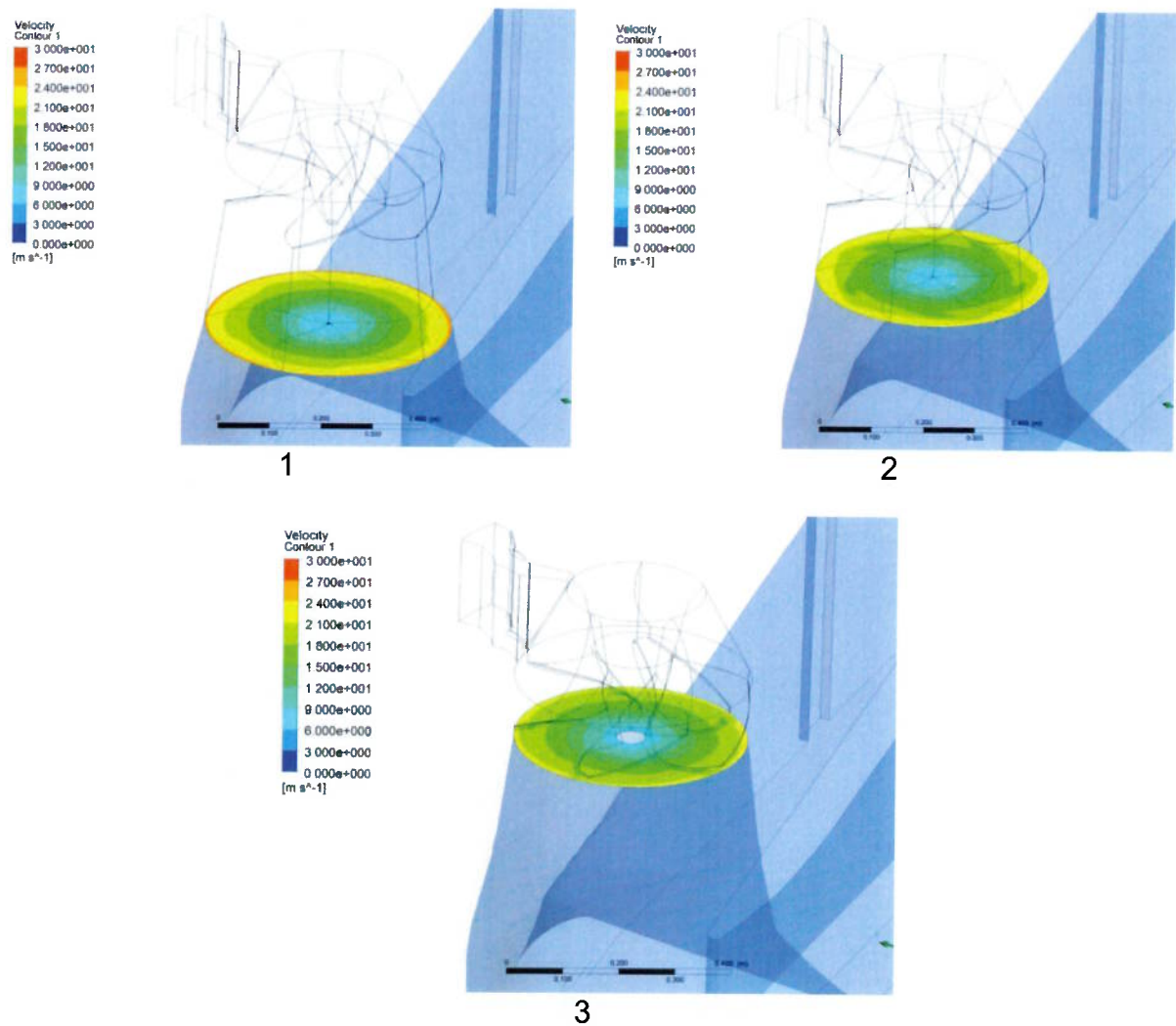
Um aspecto importante e interessante a ser notado é que os modelos um e dois apresentam boa concordância entre si, embora os resultados não sejam idênticos. Já o modelo três, em alguns casos, diverge. O caso de carga no qual isso é mais significativo é o de número um. Nele, verifica-se forte separação do escoamento para o modelo três no vão central, que não é observado experimentalmente. A Figura 51 mostra vetores de velocidades em um plano de corte central no tubo de sucção, onde esse fenômeno fica claro.



**Figura 51** – Vetores de Velocidades para o tubo de sucção B em um plano central, caso de carga LC01 - *Full Load*.

Na Figura 52 pode-se visualizar para os três modelos em questão os contornos de velocidade na saída do domínio do rotor da turbina.





**Figura 52** – Contornos de velocidades no fim do domínio relativo ao rotor - caso de carga LC01 – *Full Load*.

Verifica-se que no modelo três, no qual a interface está mais próxima à aresta de saída do rotor, há grande influência das pás do mesmo no escoamento na região onde é feita média circunferencial das grandezas do escoamento pela STAGE interface, para que seja determinada a condição de entrada no tubo de sucção. Essa influência é reduzida no modelo dois, e é praticamente nula no modelo um. Medições realizadas por Andersson [1] também mostram esse fenômeno em turbinas axiais.

## 7.10. PERFIS DE VELOCIDADES – CONCLUSÕES

Nesta seção, a conclusão de maior importância é a de que a correta predição das velocidades na entrada do tubo de sucção é fundamental para que haja um desenvolvimento do escoamento condizente com o medido experimentalmente em um tubo de sucção. Neste caso em particular, o modelo no qual ocorre a transição entre domínios de rotor e tubo de sucção na posição mais próxima do rotor apresentou resultados fisicamente inválidos devido à influência de tridimensionalidades e de efeitos viscosos na região onde médias circunferenciais realizadas na interface entre domínios de rotor e tubo de sucção são realizadas. Normalmente, em turbinas de fluxo predominantemente axial as pás exercem grande influência no escoamento a jusante do rotor, no sentido de não haver um escoamento suficientemente uniforme na direção circunferencial.

## 8 SIMULAÇÕES EM REGIME TRANSIENTE

No caso de operação em cargas parciais são observados fenômenos transientes que podem ter significativa influência nos resultados obtidos para os perfis de velocidades anteriores e para as perdas calculadas no tubo de sucção. Dessa forma, nesta seção são apresentados resultados de simulações nesse regime, de forma a verificar a influência dos mesmos nas velocidades calculadas.

A influência da modelagem da turbulência também é avaliada. Assim, são apresentados resultados de uma simulação em regime transiente utilizando-se para a modelagem de turbulência o modelo  $k-\omega$  SST, a ser utilizado como base de referência. Em seguida, também é avaliado o modelo SAS SST, tendo sido realizada também uma avaliação da capacidade de predição desse modelo para duas malhas computacionais diferentes. Assim, as estruturas obtidas no escoamento para os três modelos diferentes também são comparadas.

### 8.1. INFORMAÇÕES GERAIS SOBRE OS MODELOS TRANSIENTES

Os modelos de cálculo em regime transiente são diferentes dos utilizados nos cálculos em regime permanente. Neste caso, a geometria da turbina A é utilizada e é, obviamente, mantida a mesma para as duas abordagens em questão. A topologia da malha computacional também é mantida para os dois casos. No entanto, para esta nova abordagem, não é utilizado um domínio SVWG. O motivo é apresentado no Anexo B.

Tendo em vista também que para a operação em regime de carga parcial o escoamento na saída do rotor é assimétrico e instável, é utilizado um modelo do rotor completo, sem condição de periodicidade, e a interface entre os domínios do rotor e do tubo de sucção é do tipo *Transient Rotor-Stator Interaction*. Nesse tipo de interface, efetivamente o fluxo que atravessa do domínio rotativo para o domínio estático é transportado de célula para célula [2] para cada passo de tempo, sem que

sejam feitas médias circunferenciais, como ocorre nas *Stage Interfaces* utilizadas anteriormente. Nesse caso também, a rotação do rotor é simulada e efetivamente há movimentação relativa de um domínio em relação ao outro. A condição de entrada do escoamento no rotor, diferentemente dos casos anteriores, é dada pela aplicação direta do perfil de velocidades obtido através de uma simulação em regime permanente com um modelo completo da turbina. De modo a garantir que as componentes da velocidade se mantenham corretas em todos os passos de tempo, as mesmas são aplicadas em coordenadas cilíndricas.

O esquema utilizado para os fluxos advectivos nas células continua sendo o denominado "*high resolution*", existente no software comercial CFX para todas as simulações.

A condição inicial para o cálculo transiente é dada por uma simulação em regime permanente utilizando-se esquema numérico *upwind*, pelas mesmas razões apresentadas anteriormente. No início da simulação em regime transiente, é utilizado um passo de tempo correspondente a uma rotação completa do rotor. Essa etapa da simulação é realizada até que um volume de fluido correspondente ao volume total do domínio computacional já tenha percorrido totalmente o mesmo. Em seguida, o passo de tempo é reduzido progressivamente até que atinja um valor correspondente a uma rotação de dois graus para o rotor da turbina. Ele é suficiente para esse tipo de análise em regime transiente, uma vez que se espera que a frequência característica observada seja a da rotação do vórtice no tubo de sucção, que varia, normalmente, de vinte a quarenta por cento da velocidade de rotação da turbina [14]. Nesse momento, começa a se formar o vórtice no tubo de sucção. Deve-se ressaltar também que com este passo de tempo, o valor RMS do número de Courant nas células do domínio oscila ao redor de 4 para a malha menos refinada avaliada nesta fase, o que é aceitável do ponto de vista numérico. Como critério de convergência, utilizou-se 1E-05 como máximo valor admissível para os resíduos.

As velocidades que resultam dessas simulações são, obviamente, médias no tempo. Perfis instantâneos de velocidades não podem ser comparados com os perfis médios que estão sendo utilizados como referência. Assim, para que sejam feitas as médias aritméticas das grandezas do escoamento como um todo, espera-se o estabelecimento de um regime, levando-se em conta as medições de pressão no

cone do tubo de sucção, e, em seguida, efetua-se a operação de média aritmética para cinco rotações do vórtice característico de cargas parciais.

## 8.2. OSCILAÇÕES DE PRESSÃO

Em ensaio de modelo reduzido, oscilações periódicas de pressão são avaliadas em diversos pontos da turbina como um todo, entre eles na caixa espiral, no espaço existente entre o rotor e as palhetas, no cone do tubo de sucção e no difusor. Como fontes de oscilação de pressão em geral, podem ser mencionados vórtices no tubo de sucção em carga parcial e plena carga, oscilações durante transientes hidráulicos (oscilações livres do sistema) e interação entre parte rotativa e estacionária da turbina (*Rotor-Stator Interaction*) [24].

A existência do vórtice no tubo de sucção em cargas parciais gera oscilações de pressão estática de baixa frequência que podem ser verificadas através do monitoramento dessa grandeza em pontos existentes no cone e no difusor do mesmo. No presente trabalho, serão avaliadas as pressões medidas apenas no cone.

Embora essas medições sejam comumente realizadas em ensaio de modelo reduzido, só há boa transposição dos resultados para protótipo se houver uma mínima interação dinâmica entre o sistema excitante e o sistema hidráulico como um todo. Fisher [17] realizou uma comparação sistemática entre seis diferentes instalações e avaliou a transposição de resultados no domínio da frequência. Segundo o autor, flutuações de pressões podem ser corretamente avaliadas em modelo reduzido se as medições realizadas em modelos na faixa de frequências de interesse não forem afetadas pela interação dinâmica da bancada de testes e se não houver interferência mútua entre o comportamento dinâmico do protótipo e a excitação hidráulica.

Normalmente, em ensaio de modelo reduzido, são medidas oscilações de pressão no cone do tubo de sucção em pontos situados na parte traseira e dianteira da turbina, ou seja, do lado do reservatório de montante e de jusante. A mesma abordagem foi realizada para as simulações numéricas. Os próximos itens apresentam também o espectro de frequências calculadas para cinco revoluções do

vórtice na sucção. A frequência é normalmente normalizada pela frequência de rotação da turbina, e a amplitude pico a pico pela queda líquida na condição operativa em questão. Dessa forma, serão apresentados dois gráficos: o primeiro com os resultados numéricos simplesmente normalizados da forma mencionada e o segundo com resultados numéricos normalizados pelos resultados observados em ensaio de modelo reduzido, ou seja, com frequências normalizadas pela frequência de rotação medida do vórtice de sucção, e a amplitude pela amplitude medida. Com esse segundo tipo de representação, pode-se comparar as grandezas medidas com as calculadas para a turbina em questão.

### 8.3. SIMULAÇÃO COM MODELO DE TURBULÊNCIA $k-\omega$ SST

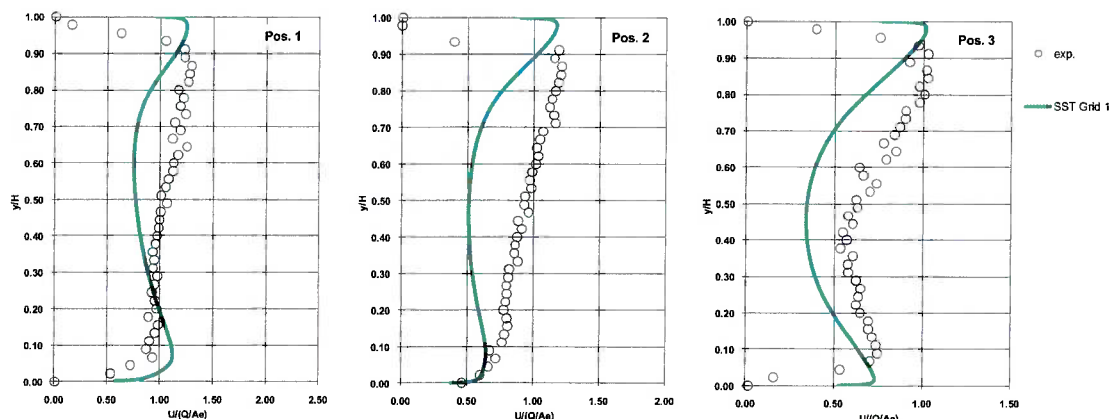
Nesta seção, são apresentados os resultados para o cálculo transiente utilizando-se para modelagem da turbulência o modelo  $k-\omega$  SST. A malha computacional utilizada é bastante próxima à designada pelo número dois nas simulações em regime permanente. Com estes resultados, pode-se verificar as modificações nos perfis de velocidades consequentes da realização de um cálculo transiente por si só, sem modificação do tratamento dado à turbulência. A Tabela 8 mostra os parâmetros utilizados para a malha computacional em questão.

**Tabela 8** – Malha utilizada para cálculo transiente utilizando-se modelo  $k-\omega$  SST.

Malha	1	
	RU	DT
Max $Y+$	465,4	159,8
Ave $Y+$	28,2	35,8
N Vol	6,7E+06	2,7E+06
Ntotal	9,4E+06	

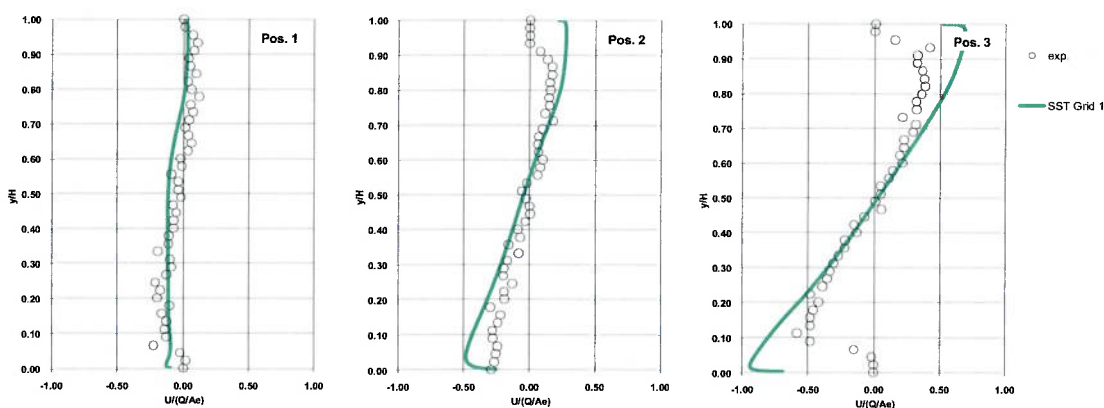
As figuras a seguir mostram os perfis de velocidades médias normalizadas pela velocidade média na seção de entrada do tubo de sucção, de acordo com a convenção mostrada no item 6.2, e na Figura 27.

- Perfis de Velocidades Médias - Direção do escoamento



**Figura 53** – Perfis de velocidades na direção do escoamento – Simulação transiente -  $k-\omega$  SST.

- Perfis de Velocidades Médias - Transversal à direção do escoamento



**Figura 54** – Perfis de velocidades na direção perpendicular à do escoamento – Simulação transiente -  $k-\omega$  SST.

Os perfis de velocidades apresentados podem ser comparados aos apresentados no item 7.4, LC03.

Na direção do escoamento, pode-se notar um aumento da velocidade média na região central do tubo de sucção e uma redução de velocidades acentuadas próximas à parede, principalmente da superior. Melhor concordância é notada principalmente na posição três. No entanto, apesar dessas melhorias, ainda é observada acentuada curvatura do perfil de velocidades em direção contrária à predominante do escoamento, indicando ainda a existência de região de recirculação observada nas soluções em regime permanente.

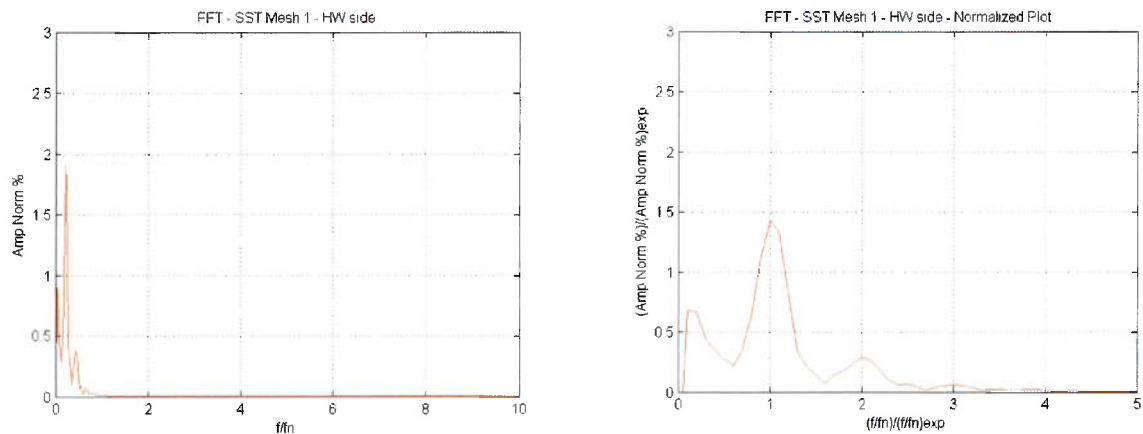
Para os perfis transversais ao escoamento, nota-se também uma melhoria na qualidade dos resultados. Verifica-se que na posição um há boa concordância entre

o perfil medido e o calculado, que não havia anteriormente. Na posição dois a inclinação do perfil é consideravelmente mais próxima à do perfil medido do que para a solução em regime. O mesmo ocorre para o perfil três, inclusive com redução dos valores de velocidades próximas às paredes superior e inferior.

É observado também um vórtice no tubo de sucção, conforme esperado de ensaio de modelo reduzido. Esse vórtice gira em torno do eixo do tubo de sucção, com frequência inferior à de rotação do rotor da turbina, também conforme esperado.

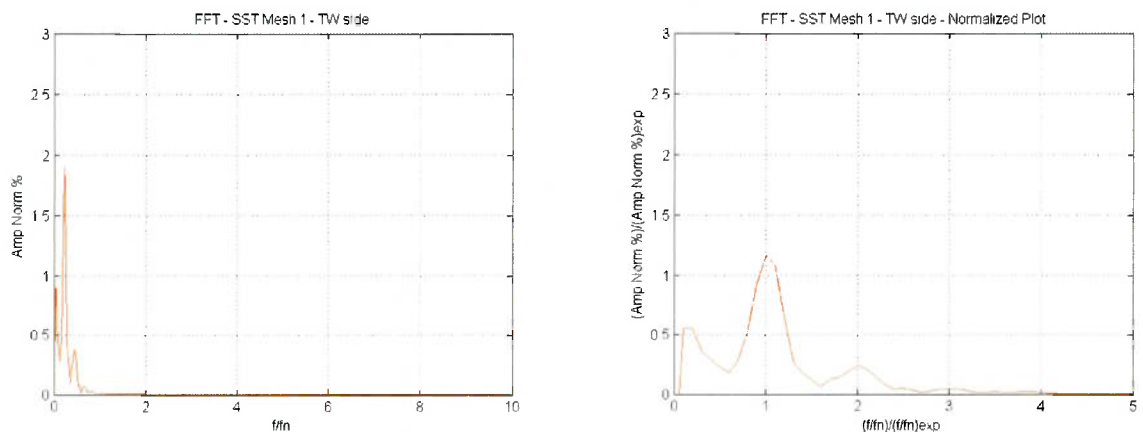
Verifica-se que há boa concordância entre a frequência medida experimentalmente e a calculada.

- Oscilações de Pressão – Ponto situado a montante



**Figura 55** – Oscilações de pressão – montante – resultados normalizados (esq.) e resultados relativos a medições em ensaios de modelo (dir.) – Simulação Transiente -  $k-\omega$  SST.

- Oscilações de Pressão – Ponto situado a jusante



**Figura 56** – Oscilações de pressão – jusante – resultados normalizados (esq.) e resultados relativos a medições em ensaios de modelo (dir.) – Simulação Transiente -  $k-\omega$  SST.



## 8.4. SIMULAÇÃO COM MODELO DE TURBULÊNCIA SAS-SST – MALHA 1

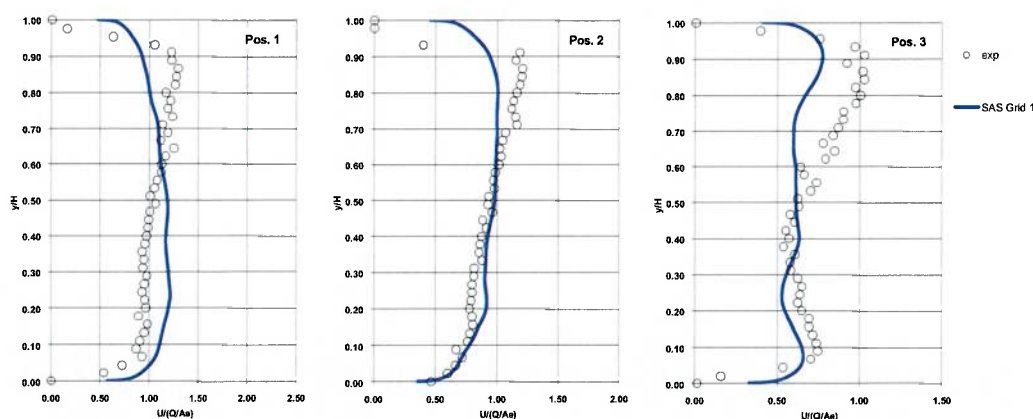
Nesta seção, são apresentados os resultados para o cálculo transiente utilizando-se para modelagem da turbulência o modelo SAS SST. A malha computacional utilizada é equivalente à designada pelo número dois nas simulações em regime permanente, que é a mesma utilizada nas simulações da seção anterior, com modelo  $k-\omega$  SST. Com estes resultados, pode-se verificar as modificações nos perfis de velocidades consequentes da modificação do modelo de turbulência. Os perfis obtidos através do cálculo transiente utilizando-se o modelo  $k-\omega$  SST são utilizados para comparações diretas. A Tabela 9 mostra os parâmetros utilizados para a malha computacional em questão.

**Tabela 9** – Malha utilizada para cálculo transiente utilizando-se modelo SAS SST.

Malha	1	
	RU	DT
Max $Y^+$	469,5	173,0
Ave $Y^+$	28,2	32,9
N Vol	6,7E+06	2,7E+06
Ntotal	9,4E+06	

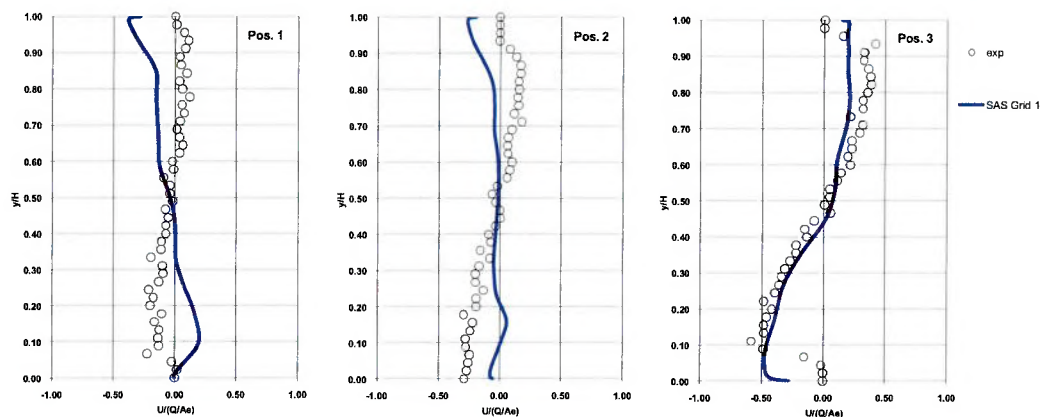
As figuras a seguir mostram os perfis de velocidades médias normalizadas pela velocidade média na seção de entrada do tubo de sucção, de acordo com a convenção mostrada no item 6.2, e na Figura 27.

- Perfis de Velocidades Médias - Direção do escoamento



**Figura 57** – Perfis de velocidades na direção do escoamento – Simulação transiente - SAS SST – Malha 1.

- Perfis de Velocidades Médias - Transversal à direção do escoamento



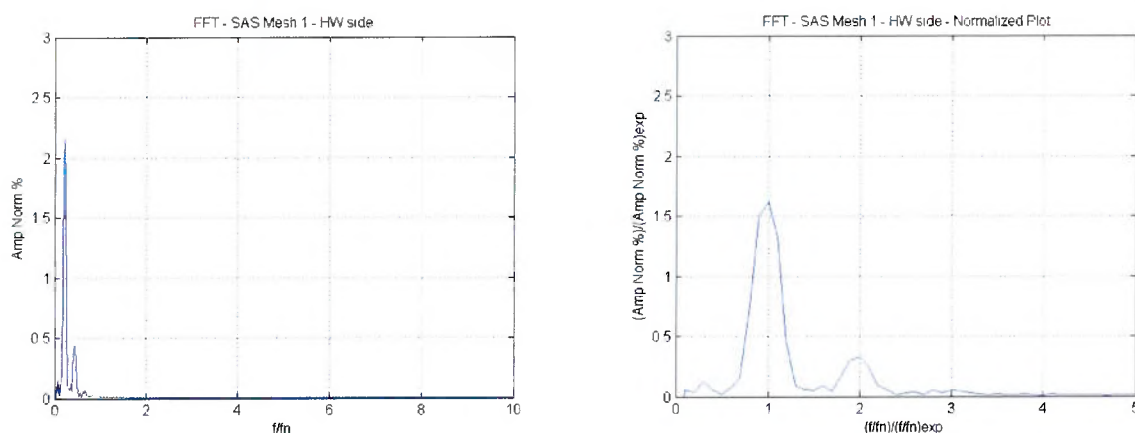
**Figura 58** – Perfis de velocidades na direção perpendicular à do escoamento – Simulação transiente - SAS SST – Malha 1.

Os perfis de velocidades apresentados podem ser comparados aos apresentados no item 7.4, LC03, e no item 8.3.

Na direção do escoamento, pode-se notar que a curvatura existente no perfil de velocidade no sentido oposto ao predominante do escoamento desaparece. Desaparecem também as velocidades superestimadas próximas à parede. Na metade superior do perfil um, as velocidades são ligeiramente inferiores às medidas experimentalmente, e na metade inferior, ligeiramente superiores. Para o perfil dois, verifica-se boa concordância entre o perfil medido e o calculado. No entanto, a distribuição das velocidades calculadas é relativamente uniforme ao longo da altura total da seção, o que não ocorre nas medições. Para o perfil três, é interessante notar que até  $y/H = 0.3$  ocorre boa concordância de tendências entre velocidades medidas e calculadas. No entanto, o restante do perfil apresenta considerável desvio com relação às medições.

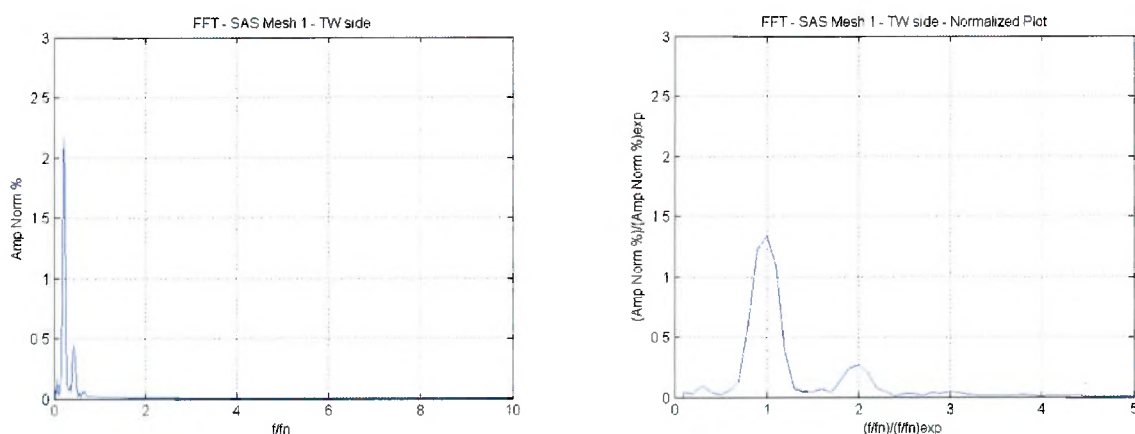
Na direção perpendicular ao escoamento, nota-se uma inversão dos perfis de velocidades nas posições um e dois, quando comparados às medições. No entanto, o perfil três apresenta ótima concordância, sem que se observem velocidades elevadas locais no perfil em geral. A inclinação do perfil também é respeitada nesta posição.

- Oscilações de Pressão – Ponto situado a montante



**Figura 59** – Oscilações de pressão – montante – resultados normalizados (esq.) e resultados relativos a medições em ensaios de modelo (dir.) – Simulação Transiente - SAS SST – Malha 1.

- Oscilações de Pressão – Ponto situado a jusante

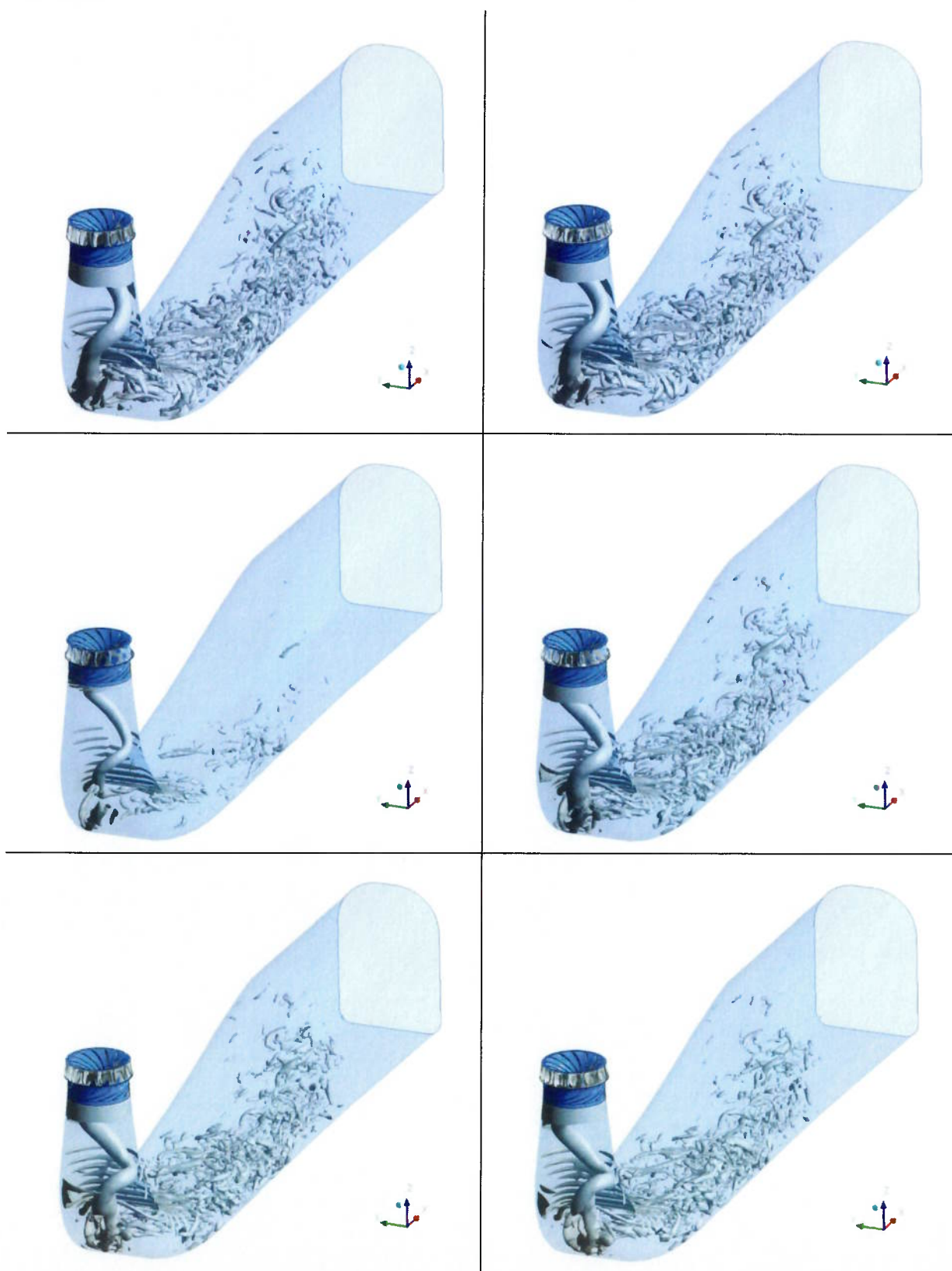


**Figura 60** – Oscilações de pressão – jusante – resultados normalizados (esq.) e resultados relativos a medições em ensaios de modelo (dir.) – Simulação Transiente – SAS SST – Malha 1.

Novamente, há boa concordância entre os resultados medidos experimentalmente e os calculados para a frequência de rotação do vórtice na sucção. A amplitude praticamente não se altera quando comparada à calculada utilizando-se o modelo  $k-\omega$  SST.

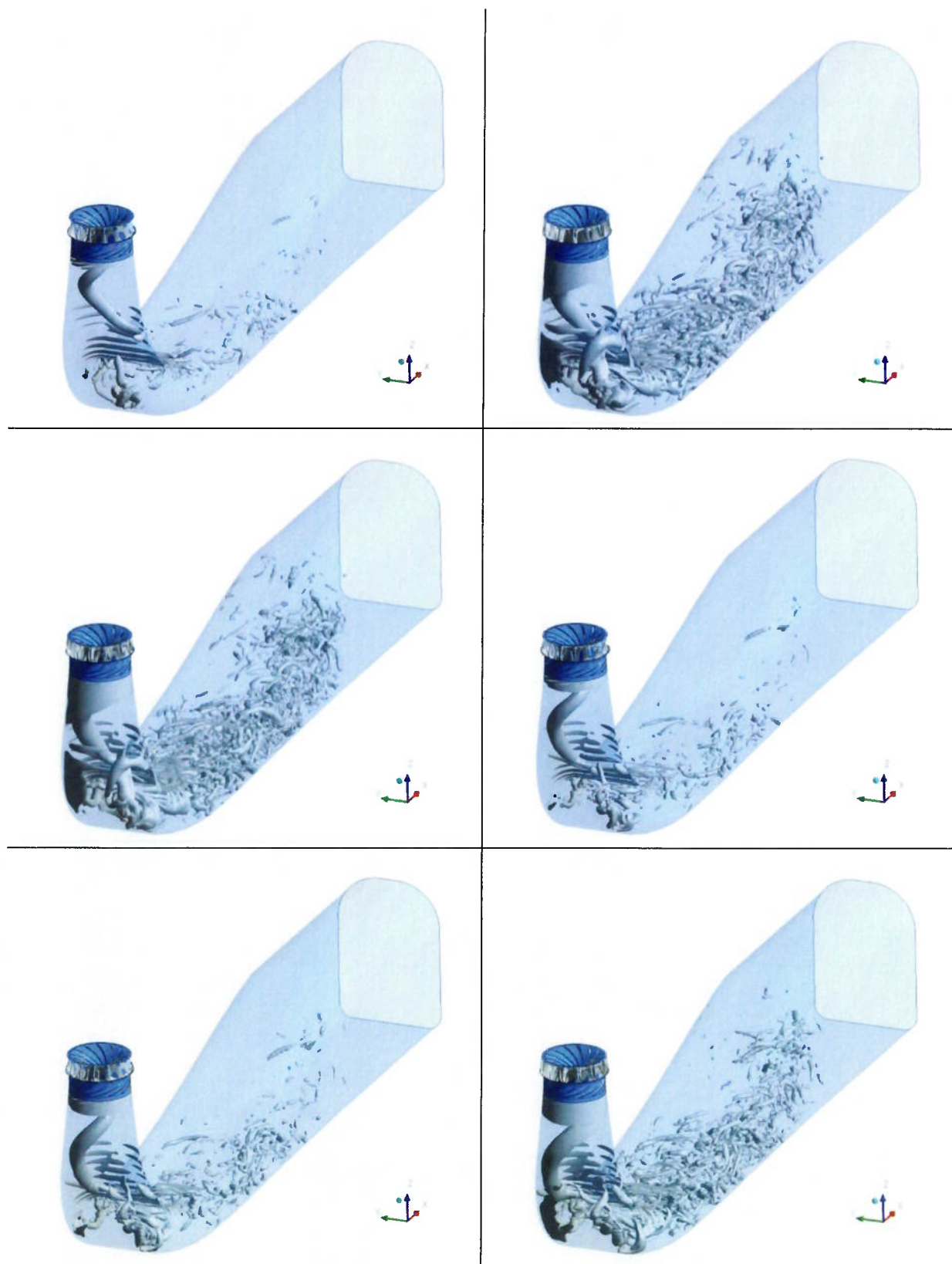
As figuras a seguir mostram o vórtice no tubo de sucção para instantes de tempo defasados entre si. Entre uma figura e outra, houve deslocamento angular do rotor correspondente a cem graus. A visualização é feita através de superfícies de  $Q = 0.002$  para visualização de vórtices (Ver Anexo A para definição de  $Q$ ). Foram

observadas também pequenas estruturas turbulentas relativas à simulação em questão.

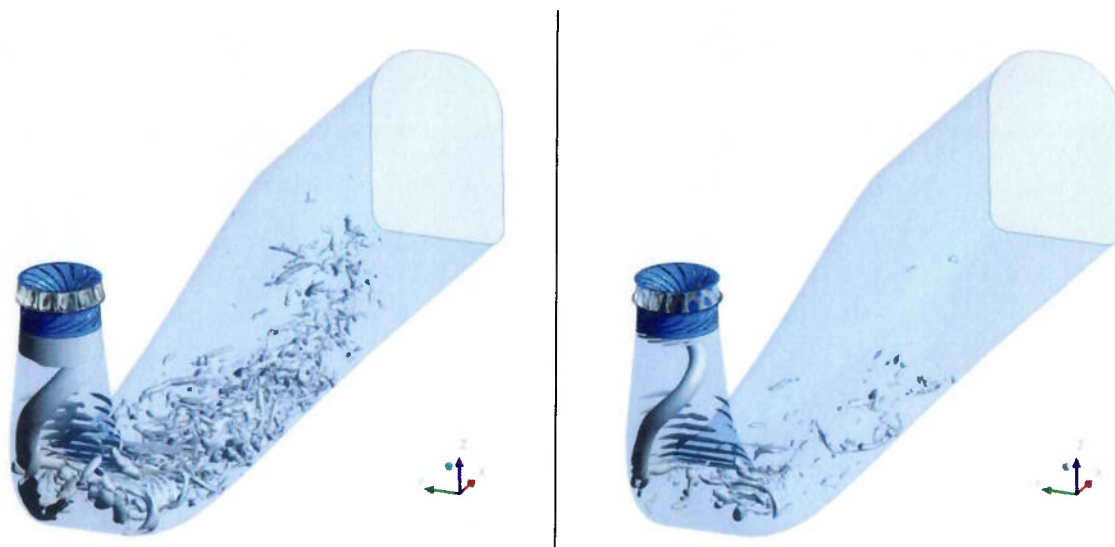


**Figura 61** – Contornos de  $Q = 0.002$  para visualização do vórtice no tubo de sucção e de estruturas turbulentas em diferentes instantes de tempo. A posição angular do rotor varia de 0 a 500 graus





**Figura 62** – Contornos de  $Q = 0.002$  para visualização do vórtice no tubo de sucção e de estruturas turbulentas em diferentes instantes de tempo. A posição angular do rotor varia de 500 a 1000 graus.



**Figura 63** – Contornos de  $Q = 0.002$  para visualização do vórtice no tubo de sucção e de estruturas turbulentas em diferentes instantes de tempo. A posição angular do rotor varia de 1000 a 1100 graus.

### 8.5. SIMULAÇÃO COM MODELO DE TURBULÊNCIA SAS-SST – MALHA 2

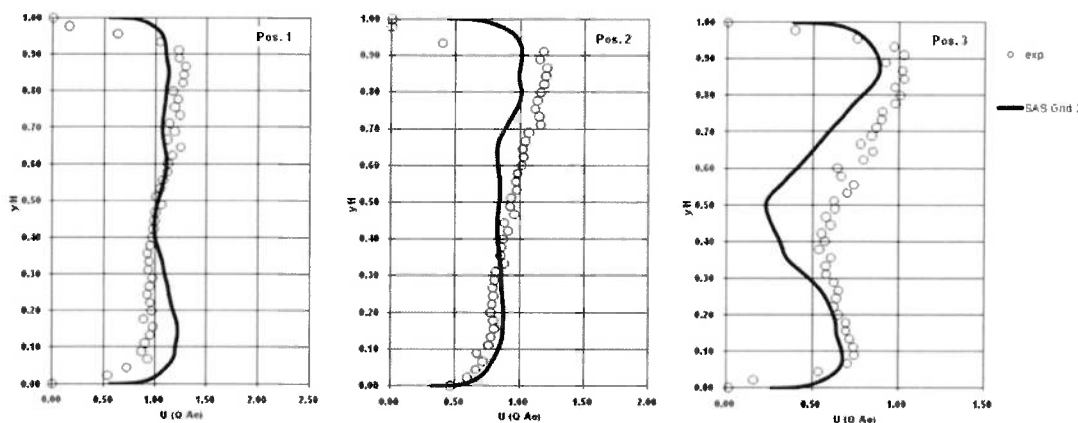
Nesta seção, são apresentados os resultados para o cálculo transiente utilizando-se para modelagem da turbulência o modelo SAS SST. A malha computacional utilizada é consideravelmente refinada, de modo a se comparar a diferença entre as estruturas turbulentas obtidas nas simulações da seção anterior com as obtidas com uma malha na qual os volumes são menores, lembrando-se que o modelo em questão é autoadaptativo. A Tabela 10 mostra os parâmetros utilizados para a malha computacional em questão.

**Tabela 10** – Malha utilizada para cálculo transiente utilizando-se modelo SAS SST.

Malha	2	
	RU	DT
Max $Y+$	492,6	115,8
Ave $Y+$	40,5	23,7
N Vol	8,1E+06	14,4E+06
Ntotal	22,4E+06	

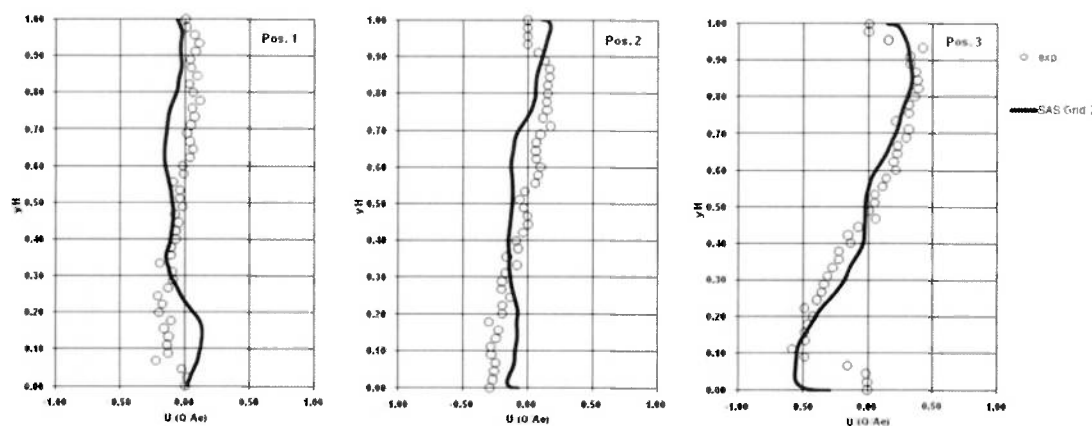
As figuras a seguir mostram os perfis de velocidades médias normalizadas pela velocidade média na seção de entrada do tubo de sucção, de acordo com a convenção mostrada no item 6.2, e na Figura 27.

- Perfis de Velocidades Médias - Direção do escoamento



**Figura 64** – Perfis de velocidades na direção do escoamento – Simulação transiente - SAS SST – Malha 2.

- Perfis de Velocidades Médias - Transversal à direção do escoamento



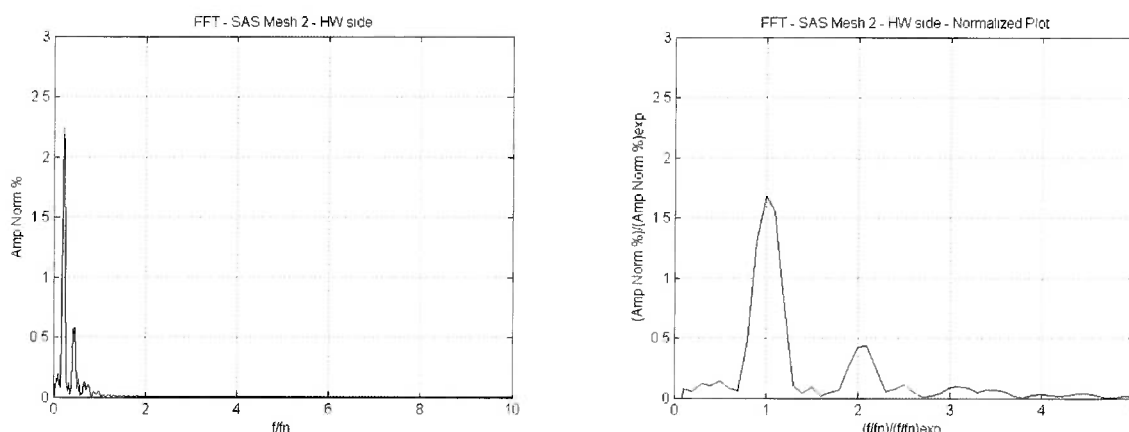
**Figura 65** – Perfis de velocidades na direção perpendicular à do escoamento – Simulação transiente - SAS SST – Malha 2.

Na direção do escoamento, nota-se ligeira alteração dos perfis de velocidade nas posições um e dois. Neste caso, a concordância é melhor, embora as mudanças observadas não sejam muito expressivas. Nota-se, de forma geral, que houve um aumento de vazão mássica na metade superior da seção em questão. Na posição três, embora exista boa concordância na tendência entre os perfis de velocidades medido e calculado, os valores em si apresentam divergências relativamente grandes, principalmente próximo de  $y/H = 0.5$ .

Na direção perpendicular à do escoamento, nota-se agora boa concordância entre perfis medidos e calculados nas três posições em questão. Não há ocorrência de velocidades elevadas próximo a paredes, e, na posição três, novamente a inclinação do perfil também é concordante com as medições. Em geral, ocorrem pequenos desvios locais, mas de magnitude relativamente pequena quando comparados aos resultados de regime permanente.

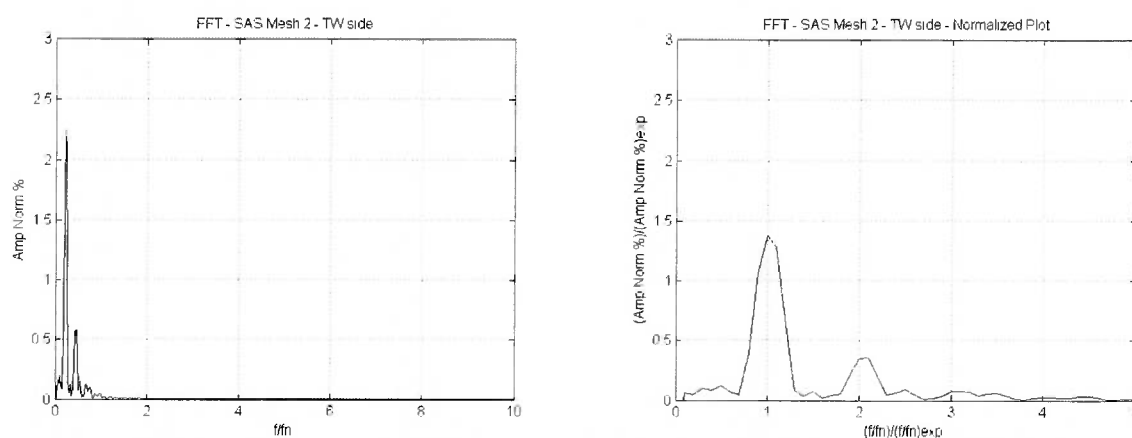
Quanto às frequências de oscilações de pressão, verifica-se também boa concordância entre resultados medidos e calculados, mas novamente a amplitude é superestimada.

- Oscilações de Pressão – Ponto situado a montante



**Figura 66** – Oscilações de pressão – montante – resultados normalizados (esq.) e resultados relativos a medições em ensaios de modelo (dir.) – Simulação Transiente - SAS SST – Malha 2.

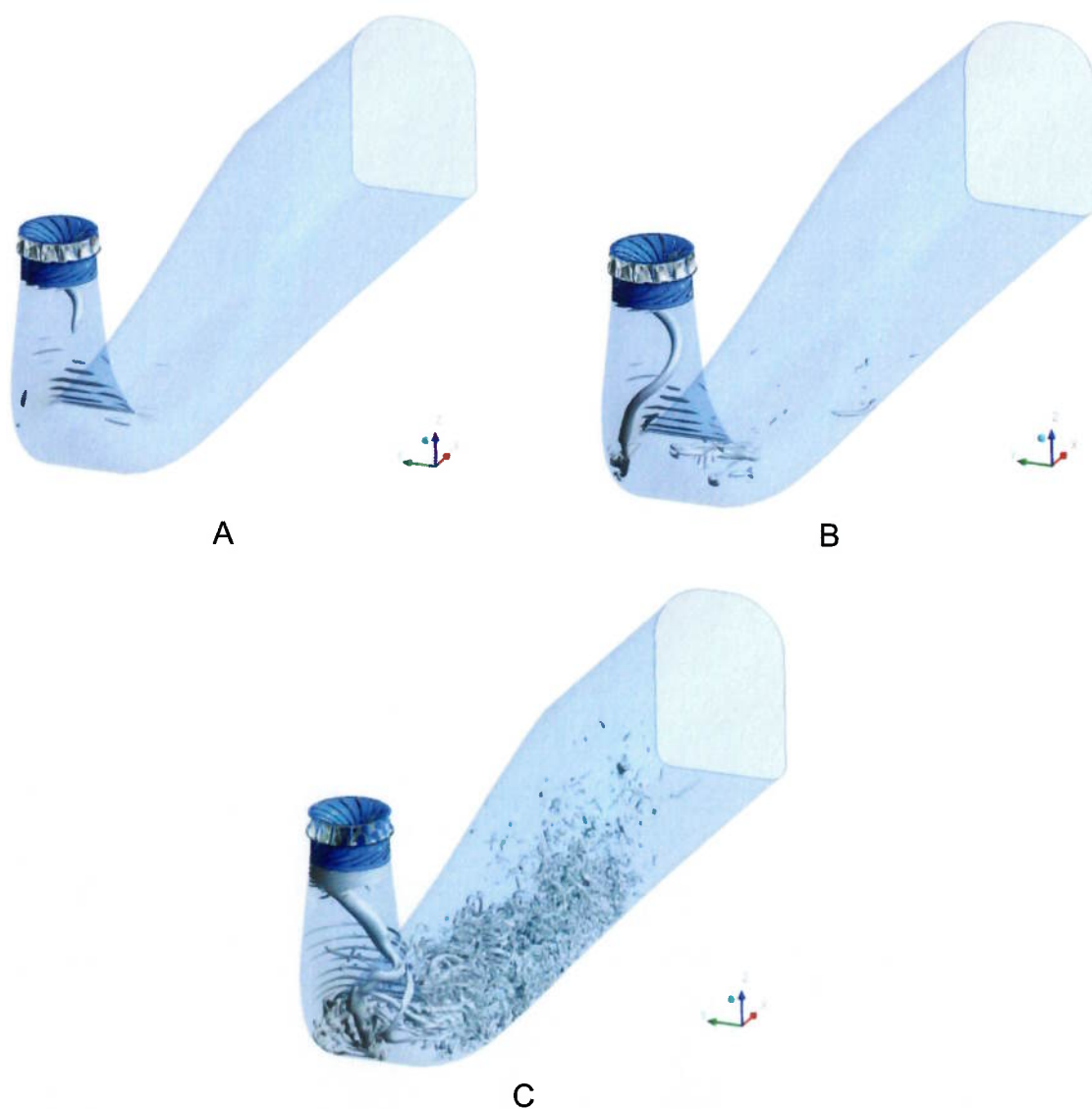
- Oscilações de Pressão – Ponto situado a jusante



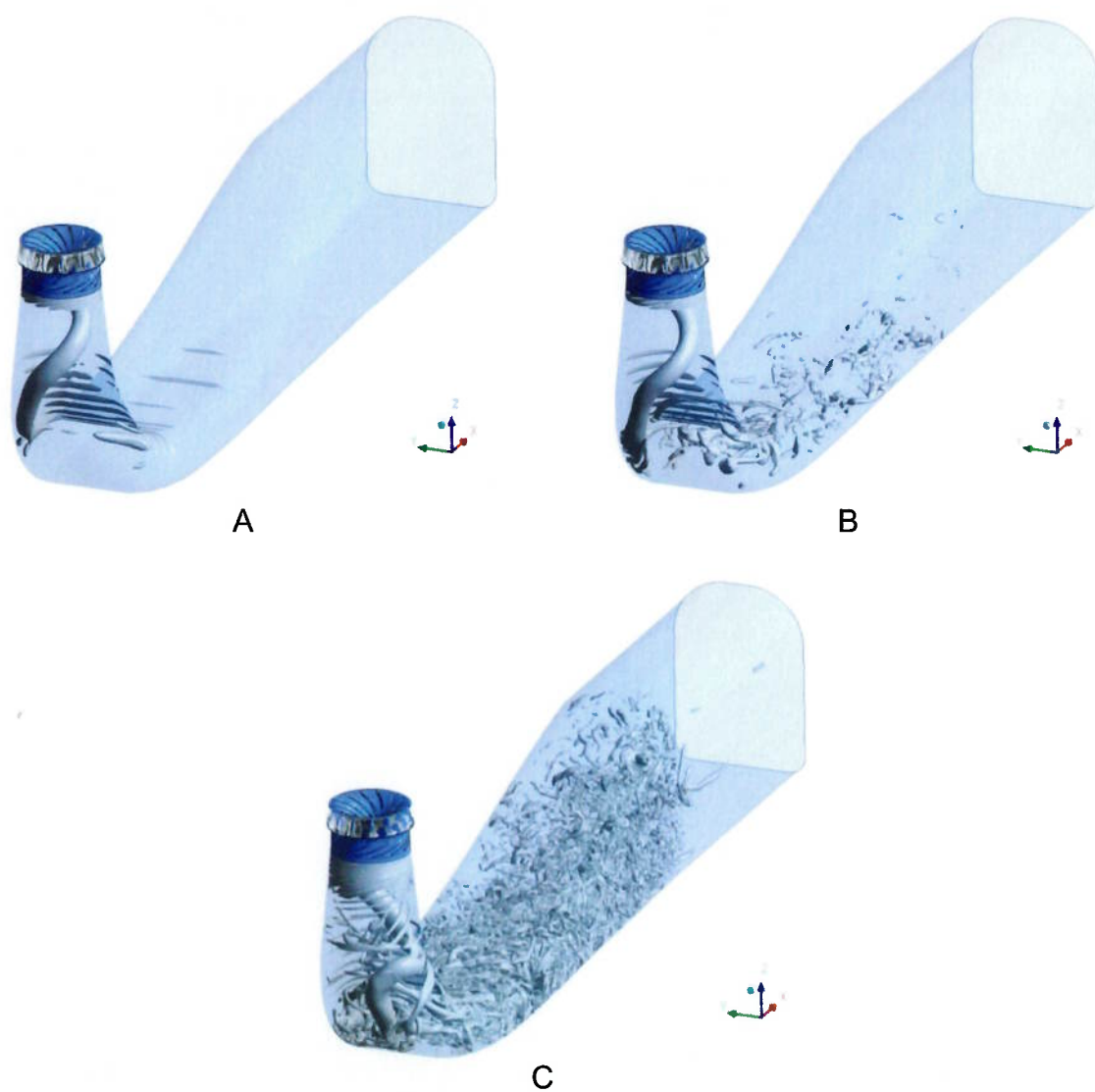
**Figura 67** – Oscilações de pressão – jusante – resultados normalizados (esq.) e resultados relativos a medições em ensaios de modelo (dir.) – Simulação Transiente - SAS SST – Malha 2.



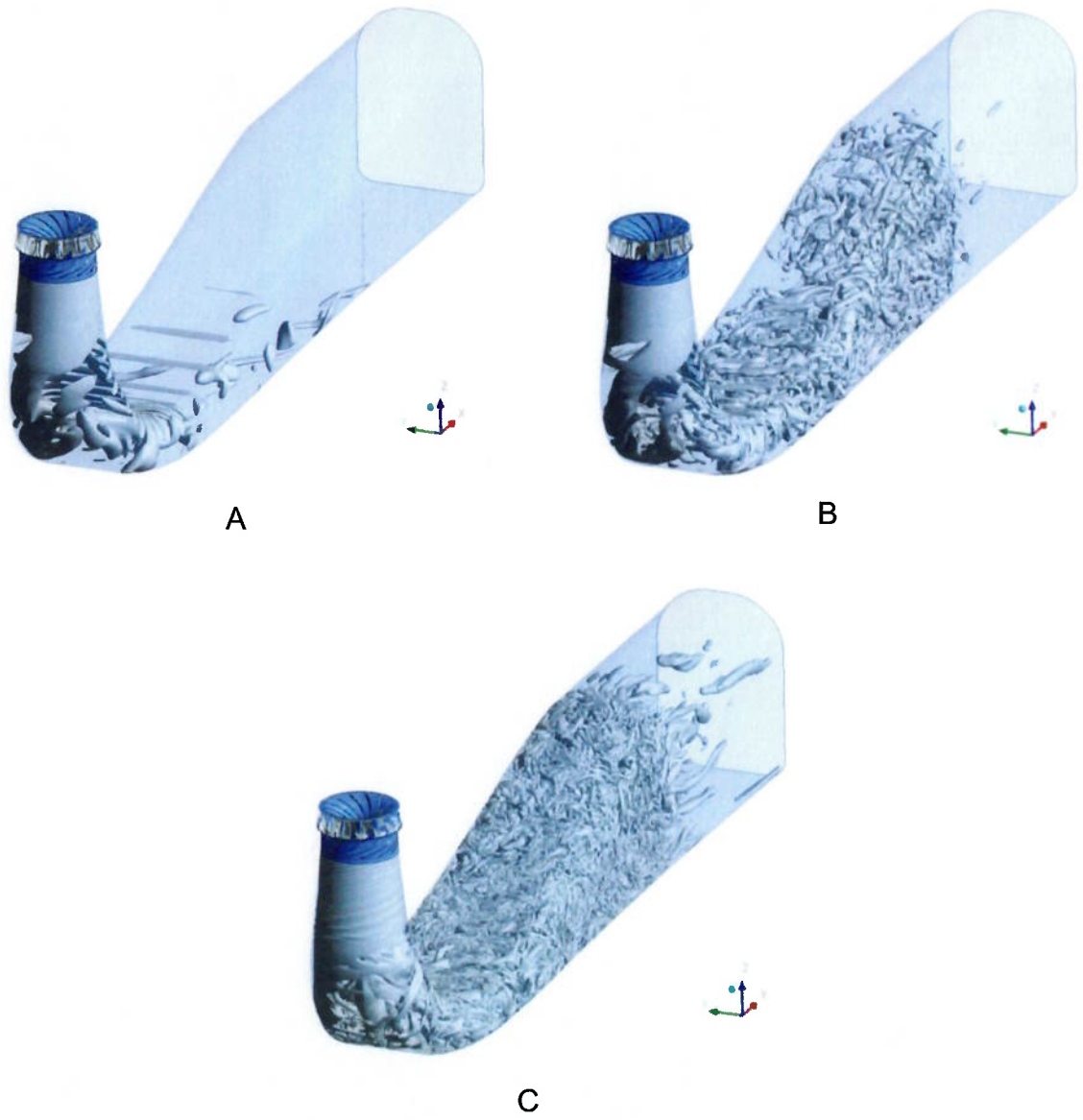
As figuras a seguir mostram as diferentes estruturas do escoamento que podem ser visualizadas utilizando-se o critério Q para identificação de vórtices com os diferentes tratamentos para a turbulência e as diferentes malhas computacionais utilizadas.



**Figura 68** – Superfícies de  $Q = 0.005$  para os modelos  $k-\omega$  SST (Malha 1) (A), SAS-SST (Malha 1) (B), SAS-SST (Malha 2) (C).



**Figura 69** – Superfícies de  $Q = 0.003$  para os modelos  $k-\omega$  SST (Malha 1) (A), SAS-SST (Malha 1) (B), SAS-SST (Malha 2) (C).



**Figura 70** –Superfícies de  $Q=0.001$  para os modelos  $k-\omega$  SST (Malha 1) (A), SAS-SST (Malha 1) (B), SAS-SST (Malha 2) (C).

## 8.6. PERFIS DE VELOCIDADES - RESUMO

De maneira resumida, as velocidades mostradas nos itens anteriores deste capítulo são mostradas a seguir.

- Perfis de Velocidades Médias - Direção do escoamento

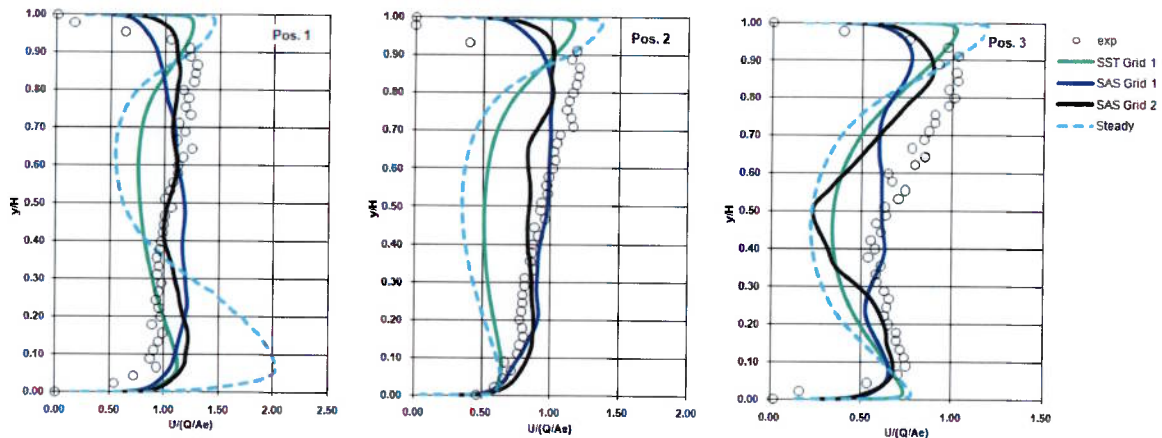


Figura 71 – Perfis de velocidades na direção do escoamento – Resumo.

- Perfis de Velocidades Médias - Transversal à direção do escoamento

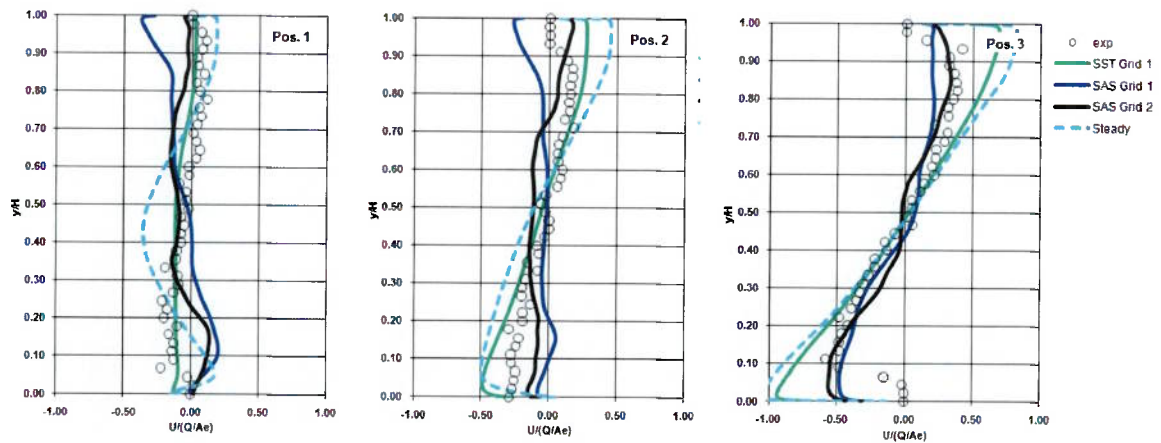
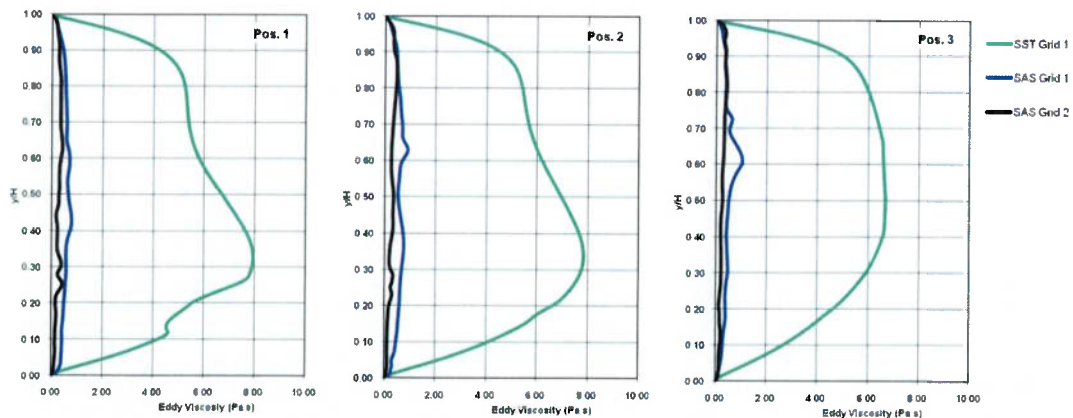


Figura 72 – Perfis de velocidades na direção perpendicular à do escoamento – Resumo.

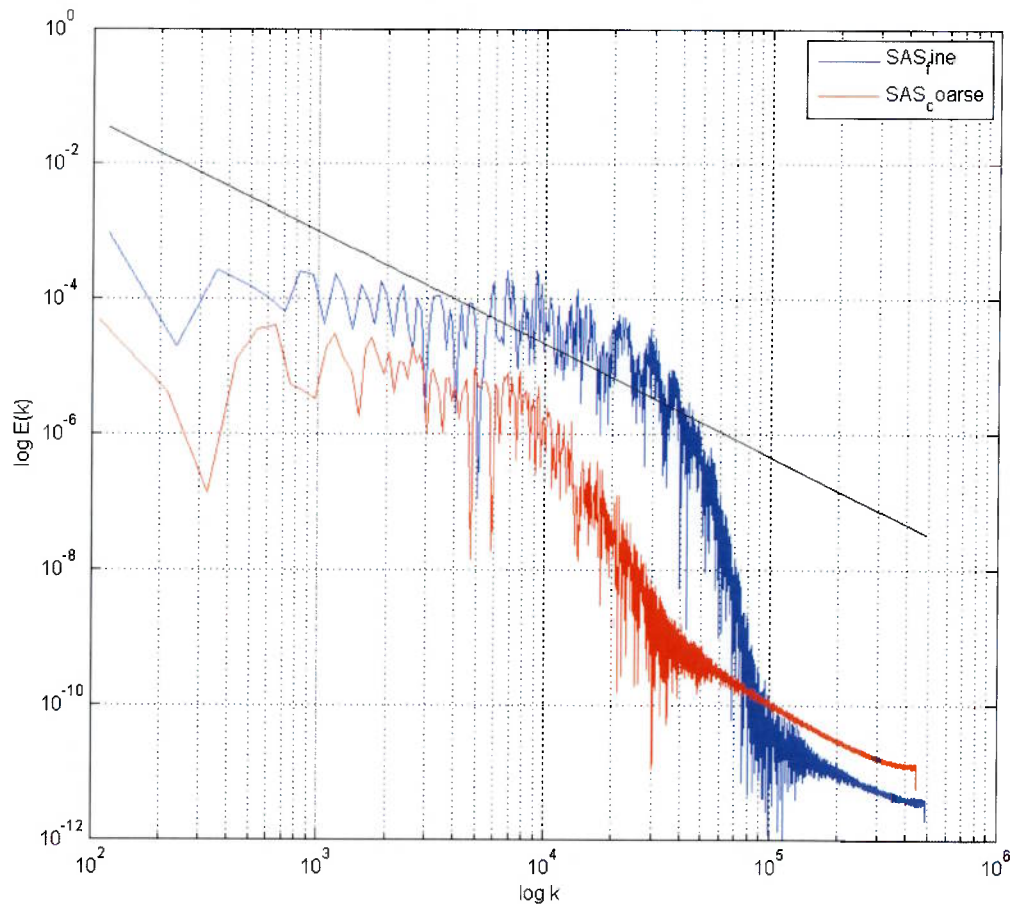
## 8.7. MODELAGEM DE TURBULÊNCIA – COMENTÁRIOS

As figuras exibidas anteriormente mostraram que diferentes escalas do escoamento turbulento foram calculadas para diferentes malhas computacionais e diferentes modelagens numéricas. A Figura 77 mostra a distribuição da viscosidade turbulenta média  $\nu_t$  nas posições de referência. Nota-se claramente, conforme esperado, que há significativa redução da mesma com o uso do modelo SAS-SST. Nota-se que para o modelo SAS uma malha mais refinada levou também a uma redução da viscosidade turbulenta e, por consequência, ao cálculo de escalas menores do escoamento. A Figura 74 mostra a densidade espectral da componente axial da velocidade em função da malha computacional utilizada. Maior quantidade de energia está sendo efetivamente calculada pelo modelo SAS-SST no modelo computacional com malha mais refinada. A inclinação de  $-5/3$  referente à parte inercial da turbulência também é indicada na figura.



**Figura 73** – Viscosidade Turbulenta média nas três posições de referência para os modelos computacionais transientes avaliados.





**Figura 74** – Densidade Espectral da componente axial da velocidade para o modelo SAS-SST nas duas malhas computacionais avaliadas. Linha preta indica decaimento de  $-5/3$ . Nota-se que porcentagem maior da turbulência é calculada no modelo de malha mais refinada.

## 8.8. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES SOBRE OS RESULTADOS EM REGIME TRANSIENTE

Com os resultados dos cálculos efetuados em regime transiente, é possível verificar a influência isolada desse tipo de abordagem, uma vez que para o primeiro modelo não houve alteração do modelo de turbulência utilizado com relação às simulações em regime permanente, e a influência da utilização de modelagem de turbulência híbrida nos perfis de velocidades.

A solução utilizando o modelo  $k-\omega$  SST, embora tenha apresentado resultados ligeiramente melhores do que os apresentados pelas soluções em regime permanente, ainda não é satisfatória. Existe a observação de um vórtice no tubo de

sucção, porém este não influencia significativamente os perfis de velocidades calculados. Ainda é observada curvatura no sentido oposto ao do escoamento.

As soluções utilizando-se o modelo SAS-SST foram consideravelmente superiores. Em tendências e em valores, os resultados assemelham-se muito mais aos medidos do que a primeira abordagem utilizada.

Quanto a custos computacionais, não se pode precisar o número de horas gastas para cálculo de cada um dos modelos com exatidão. No entanto, pode-se mencionar que os modelos um e dois apresentam custos computacionais comparáveis. O modelo três necessitou de mais recursos para sua realização, tendo levado, aproximadamente, 30 dias para sua conclusão, utilizando-se 64 CPUs. Os modelos um e dois necessitaram de aproximadamente 15 a 20 dias, com número de CPUs variáveis, mas inferiores a 64.

No entanto, verificou-se que para as condições de simulações verificadas, o aumento da densidade da malha computacional não trouxe benefícios significativos aos perfis de velocidades, quando se compara os modelos dois ao três. Para que efetivamente se possa verificar como uma malha mais refinada poderia melhorar ainda mais os resultados (ou não), o passo de tempo deveria ser reduzido.

Os três modelos apresentaram boa precisão para o cálculo das grandezas dinâmicas (oscilações de pressão). A frequência calculada é sempre próxima da medida, mas as amplitudes não apresentam boa concordância, pelos motivos já mencionados anteriormente.

Assim, por fim, verifica-se que é relevante a alteração da abordagem dada à turbulência para esse tipo de escoamento.

## 9 CONCLUSÕES

Os resultados apresentados no presente trabalho mostraram que efetivamente a simulação do escoamento em tubos de sucção é uma tarefa complexa. As dificuldades vão desde problemas sistemáticos relativos à modelagem de turbulência até a grande dependência de fenômenos transientes por si só.

As simulações efetuadas para a turbina Francis mostraram, em termos gerais, boa concordância com resultados medidos para as condições de *full load* e nominal. Para a condição de carga parcial, desvios significativos foram observados nos perfis de velocidades, e estruturas fisicamente não estáveis foram obtidas como solução para o escoamento. Condições operativas em que há grande circulação residual na saída do rotor da turbina dependem significativamente da malha computacional. O modelo de turbulência  $k-\omega$  SST apresenta falhas sistemáticas no cálculo do escoamento em questão no presente trabalho, que se mostram evidentes através de componentes da velocidade elevados próximo a paredes, ou então de oscilações locais não esperadas das mesmas.

Perdas no tubo de sucção também dependem significativamente da malha, e não se pode observá-las em termos absolutos. Para o caso de carga parcial, a abordagem utilizada para avaliação de perdas, na qual não se leva em conta a pressão média na seção, mas sim a média de pressões avaliadas próximo às paredes do mesmo, mostrou-se inapropriada por subestimá-las neste componente para o resultado em regime permanente.

As simulações efetuadas para a turbina Propeller mostraram a importância da correta imposição de um perfil de velocidades na entrada do domínio do tubo de sucção. Em termos gerais, os resultados calculados têm relativamente boa aderência para os casos de carga *full load* e *design point*. Para o caso de cargas parciais, novamente existem desvios significativos nos perfis de velocidades, mas estes são menores do que os observados na turbina Francis. O maior problema observado neste caso foi o posicionamento da interface entre domínios de rotor e tubo de sucção. Verificou-se que esta deve estar posicionada em uma região suficientemente afastada da aresta de saída das pás, onde há grande perturbação do escoamento pelas mesmas. Esta abordagem não é a melhor em termos de



avaliação de perdas individuais em cada componente da turbina, mas evita que soluções fisicamente não realísticas sejam obtidas.

Em termos gerais, simulações em regime permanente são confiáveis para avaliação de variantes em um projeto hidráulico de uma turbina em condições operativas não transientes e até mesmo para verificação de fenômenos como separação abrupta do escoamento ao longo da faixa operativa, conforme visto em referências bibliográficas, mas para condições em que fenômenos transientes são significativos esta abordagem mostrou-se não adequada.

Simulações em regime transiente para a turbina Francis mostraram que o uso de modelagem de turbulência do tipo SAS-SST, com custos computacionais comparáveis aos do modelo  $k-\omega$  SST, foi decisiva para a obtenção de perfis de velocidades confiáveis para o caso de cargas parciais. Para o modelo SAS, tendo em vista que o passo de tempo utilizado foi relativamente grande (em termos de flutuações turbulentas), um refinamento significativo da malha computacional permitiu uma solução de estruturas turbulentas menores, mas não trouxe ganhos significativos ao resultado final. Os resultados verificados para o modelo  $k-\omega$  SST assemelham-se bastante aos obtidos para regime permanente, ainda que haja a solução de um vórtice de carga parcial no tubo de sucção. Dessa forma, conclui-se que esta abordagem para a modelagem da turbulência não foi adequada.

Para os fenômenos transientes, os três modelos apresentaram resultados confiáveis em termos de frequências de oscilação de pressões. No entanto, a amplitude foi superestimada, conforme já era esperado.

## 10 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ANDERSSON, Urban. *An Experimental Study of the Flow in a Sharp-Heel Kaplan Draft Tube*, Dissertação (Doutorado) – Luleå University of Technology, Sweden, 2009.
- [2] ANSYS-CFX, *Documentation of ANSYS CFX 12.0*, PDF Files of the documentation on the installation CD, Ansys Inc., Canonsburg, USA, 2009
- [3] ASME – Hidro Power Technical Committee. *The Guide to Hydropower Mechanical Design*, 1996.
- [4] AVELLAN, François. *Flow Investigation in a Francis Draft Tube: the FLINDT project*. 20<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, 2000.
- [5] BECK, Johannes. *Durchführung von 1D und 2D LDA - Messungen zur Bestimmung von gemittelten Geschwindigkeitsprofilen an hydraulischen Versuchsständen*. Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2010.
- [6] BLOMMAERT, Gino. *Etude du Comportement Dynamique des Turbines Francis: Contrôle Actif de Leur Stabilité de Fonctionnement*. École Polytechnique de L'université de Lausanne, 2000.
- [7] BOHL, Wili; ELMENDORF, Wolfgang, *Strömungsmaschinen 1 – Aufbau und Wirkungsweise*, 10. Auflage, Vogel Buchverlag, 2008.
- [8] BOVET, Th. *Application de la Théorie de la Mécanique des Fluides aux Machines Hydrauliques*, Publication no. 2. École Polytechnique de L'université de Lausanne, 1967.
- [9] CHEN, X. *Multi-Dimensional Finite Volume Simulation of Fluid Flows on Fixed, Moving and Deforming Mesh Systems*, PhD thesis, University of Minnesota, 1995.
- [10] CLAUSEN, P. D.; KOH, S. G.; WOOD, D. H. *Measurements of a swirling turbulent boundary layer developing in a conical diffuser*, Experimental Thermal and Fluid Science, 6 (1), 39-48, 1993.

- [11] COMBES, J.F. et al. *Numerical and Experimental Analysis of the Flow Inside an Elbow Draft Tube*, Symposium on Modern Technology in Hydraulic Energy Production, Belgrade, 1990.
- [12] DAVIDSON, L. *The SAS model: a turbulence model with controlled modeled dissipation*, 20<sup>th</sup> Nordic Seminar on Computational Mechanics. Göteborg, 2007.
- [13] D'AGOSTINI NETO, A. *Estudo de Vibrações Induzidas pelo Escoamento em Travessas de Pré-Distribuidores de Turbinas Hidráulicas*. Trabalho de Formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.
- [14] DÖRFLER, P. *Saugrohrschwinkungen in Systemen mit Francisturbinen bei Anregung durch den Teillast-Wirbelzopf*, Dissertação (Doutorado) – Zürich, Outubro 1982.
- [15] DRTINA, P.; GOEDE, E.; SCHACHENMANN, A. *Three-Dimensional Turbulent Flow Simulation for Two Different Hydraulic Turbine Draft Tubes*, Computational Fluid Dynamics 92, pp. 199-206, V. Karman Institute, Elsevier Science, 1992.
- [16] EGOROV, Y. et al. *The Scale-Adaptative Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions. Part 2: Application to Complex Flows*, Flow Turbulence Combustion, 85:139-165, 2010.
- [17] FISHER, R. K.; ULITH, P. *Comparison of Draft Tube Surging of Homologous Scale Models and Prototype Francis Turbines*, Voith Research and Construction, Vol. 28e, Paper 7, 1982.
- [18] GADEBUSCH, J. A. *On the Development of Self-Adapting (RANS/LES) Turbulence Models for Fluid Simulation at Any Mesh Resolution*, Dissertação (Mestrado) – University of Massachusetts Amherst, 2007.
- [19] GISSONI, H. de C. *Análise Mecânica de vibrações em travessas do pré-distribuidor de turbinas hidráulicas*, Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.
- [20] GREEN, M. A.; ROWLEY, C. W.; HALLER, G. Detection of Lagrangian coherent structures in three-dimensional turbulence. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 572, pp. 111-120, 2007.

- [21] GYLLENRAM, Walter. *Analytical and Numerical Studies of Internal Swirling Flows*, Dissertação (Doutorado). Chalmers University of Technology, Sweden, 2008.
- [22] GYLLENRAM, W.; NILSSON, H.; DAVIDSON, L. On the failure of the quasicylindrical approximation and the connection to vortex breakdown in turbulent swirling flow. *Physics on Fluids*, 19, 2007.
- [23] HALLER, G. An objective definition of a vortex. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 525, pp. 1-26, 2005.
- [24] KOUTNIK, J.; FAIGLE, P.; MOSER, W. *Pressure Fluctuation in Francis Turbines – Theoretical Prediction and Impact on Turbine*, 24<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Foz do Iguaçu, 2008.
- [25] MACYNTYRE, A. J. *Máquinas Motrizes Hidráulica*. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.
- [26] MAIVALD, M.; JESTER-ZÜRKER, R.; D'AGOSTINI NETO, A. *Numerical Investigation of Francis Turbine Draft Tubes with respect to geometry modification and turbulence treatment*, 25<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Romania, 2010.
- [27] MENNY, K. *Strömungsmaschinen – Hydraulische und thermische kraft und Arbeitsmaschinen*, Wiesbaden, Teubner Verlag, 5a edição, 2006.
- [28] MAURI, S.; KUENY, J. L.; AVELLAN, F. *Numerical Prediction of the Flow in a Turbine Draft Tube: influence of the Boundary Conditions*, ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting , Estados Unidos, 2000.
- [29] MAURI, S. *Numerical Simulation and Flow Analysis of and Elbow Diffuser*, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, 2002.
- [30] MENTER, F. *Improved two-equation  $k-\omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows*, NASA Technical Memorandum 103975, California, 1992.
- [31] MENTER, F.; EGOROV, Y. *The Scale-Adaptative Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions. Part I: Theory and Model Description*, Flow Turbulence Combustion, 85:113-138, 2010.

- [32] PAGE, M et al. "ERCOFTAC Conical Diffuser case-studies", OFW3, Milão, 2008.
- [33] PAYETTE, F.A., HENAU, V. DE, DUMAS, G., SABOURIN, M., "Sensitivity of Draft Tube Flow Predictions to Boundary Conditions", 24<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Foz do Iguaçu, 2008.
- [34] PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H. *Strömungsmaschinen*, 6. Auflage, Berlin, Springer Verlag, 1991.
- [35] RODI, W.; SCHEUERER, G. Scrutinizing the k- $\epsilon$  Turbulence Model Under Adverse Pressure Gradient Conditions. *Journal of Fluids Engineering*, Vol 108, June 1986.
- [36] ROTTA, J. C. *Über eine methode zur Berechnung turbulenter Scherströmungen*, Aerodynamische Versuchsanstalt Göttingen, 1968.
- [37] RUPRECHT, A. *Numerical Analysis of the Flow in the Elbow Draft Tube of a Kaplan Turbine*. 15th IAHR Symposium on Modern Technology in Hydraulic Energy Production, Belgrado, 1990.
- [38] \_\_\_\_\_. *Experimental and Numerical Analysis of the three dimensional flow in elbow draft tubes*, 17th IAHR Symposium on Modern Technology in Hydraulic Energy Production, Beijing, 1990.
- [39] RUPRECHT, A. et al. *Simulation of Pressure Surge in a Hydro Power Plant caused by an Elbow Draft Tube*, In the Behaviour of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory Conditions. X International Meeting.
- [40] SHYY, W.; BRAATEN, M. E. Three-Dimensional Analysis of the Flow in a Curved Hydraulic Turbine Draft Tube. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 6:861-882, 1986.
- [41] SPALART, P. R. et al. *Comments on the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach*, First AFORS Int. Conf. On DNS&LES, Louisiana, 1997.
- [42] SPEZIALE, C. G.; ABID, R.; ANDERSON, E. C. *A Critical Evaluation of Two-Equation Models for Near Wall Turbulence*, AIAA, 90-1481, Seattle, 1990.

- [43] Tanabe, S. et al. *Turbulent Flow Analysis in Water Turbine Draft Tube*, 15<sup>th</sup> IAHR Symposium on Modern technology in hydraulic energy production, Belgrade, 1990.
- [44] VERSTEEG, H.K.; MALALASEKERA, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, Research Studies Pr, 1995.
- [45] VINCENT, P. B. *Simulations avancées de l'écoulement turbulent dans les aspirateurs de turbines hydrauliques*, Dissertação (Mestrado) – Faculté des sciences et de genie Université Laval, Québec, 2010.
- [46] VU, T. C. *Viscous Flow Analysis for Hydraulic Turbines Draft Tubes*, 14<sup>th</sup> IAHR Symposium on Progress within large and high-specific energy units, Trondheim, 1988.
- [47] WILCOX, D. C. *Turbulence Modeling for CFD*, DCW Industries Inc. California, 1994.

## Anexo A – Visualização do Escoamento

Diversas técnicas para visualização de vórtices e estruturas turbulentas são utilizadas na dinâmica dos fluidos computacional. Uma das formas mais imediatas é a utilização de superfícies de pressão constante. Através dessa técnica, com superfícies em regiões de pressões relativamente baixas quando comparadas ao restante do escoamento, pode-se fazer a visualização de vórtices de mesma escala, uma vez que se sabe que em sua região central há uma pressão mínima que é função de sua taxa de rotação. No entanto, conforme mencionado, tal técnica permite apenas a visualização de vórtices de mesma escala, visto que o nível das pressões entre eles é semelhante. Assim, existem outros critérios com base no tensor taxa de deformação que permitem melhor visualização das estruturas turbulentas.

Uma delas, utilizada no presente trabalho, é dada com base no parâmetro conhecido por visualização através de “Q”, que é definido em Hunt, Wray & Moint (1988) *apud* Haller [23]. Este foi o primeiro critério criado para visualização tridimensional de vórtices, e é calculado com base na decomposição do tensor gradiente de velocidades em tensor de rotação e tensor de deformação.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = S + \Omega \quad (\text{A.1})$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{A.2})$$

A definição de um vórtice através de “Q” é dada pela região do espaço em que a norma Euclidiana do tensor de rotação supera a da taxa de deformação.

$$Q = \frac{1}{2} [|\Omega|^2 - |S|^2] = \frac{1}{2} [\Omega_{ij}\Omega_{ij} - S_{ij}S_{ij}] > 0 \quad (\text{A.3})$$

O parâmetro apresentado anteriormente é o segundo invariante do tensor taxa de deformação, e pode também ser representado por  $II \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$

Seguindo [21], temos que tomando-se o divergente da equação de Navier-Stokes, assumindo-se escoamento incompressível:



$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x_j^2} = 2\rho \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{A.5})$$

Dessa forma, verifica-se pela equação anterior que o fator Q age como termo fonte para a pressão. Assim, superfícies de Q constante são aquelas em que a pressão é significativamente influenciada pelo escoamento ao seu redor. Adicionalmente, sendo a equação anterior uma equação de Poisson, ocorre que a mesma possui um mínimo apenas se o fator Q for maior que zero. Dessa forma, fica assim também estabelecido que, pelo fato de um vórtice ser caracterizado por um valor de pressão mínimo em seu centro, este está normalmente envolto por uma região de Q positivo, o que permite sua fácil identificação.

Deve-se notar que, no presente trabalho, a representação adotada foi a do software CFX. Esta representação é normalizada pelo mesmo [2], sendo os valores mostrados para estas grandezas não dimensionais.

## Anexo B – Simulações transientes utilizando domínio SVWG para prover condição de entrada para o rotor

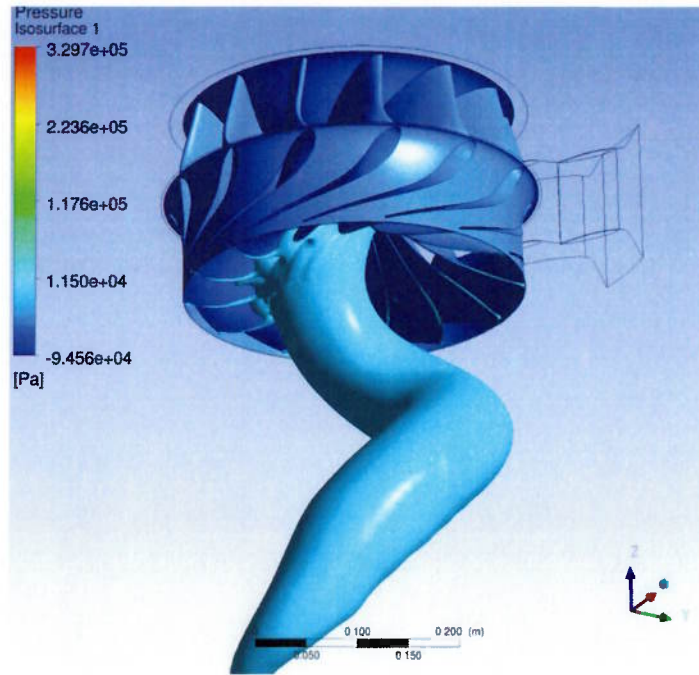
Aqui são apresentados resultados de uma primeira análise do modelo de turbulência SAS SST. Nesta primeira análise, a condição de entrada do escoamento no rotor é dada por um modelo de um canal no domínio SVWG, utilizando-se a periodicidade como condição de contorno, e treze canais no rotor, que correspondem à totalidade do número de pás, uma vez que o escoamento sob esta condição não é simétrico. Entre os domínios SVWG e RU existe uma interface do tipo STAGE, uma vez que não há interesse em efeitos dinâmicos provenientes de interação entre rotor e estator (partes rotativa e fixa da turbina).

Foi utilizada uma malha computacional consideravelmente fina, de modo a permitir a simulação das menores escalas turbulentas. A Tabela 11 mostra informações gerais a respeito da malha. Como condição inicial, o procedimento foi o mesmo utilizado em simulações em regime permanente. Os esquemas numéricos também permaneceram iguais.

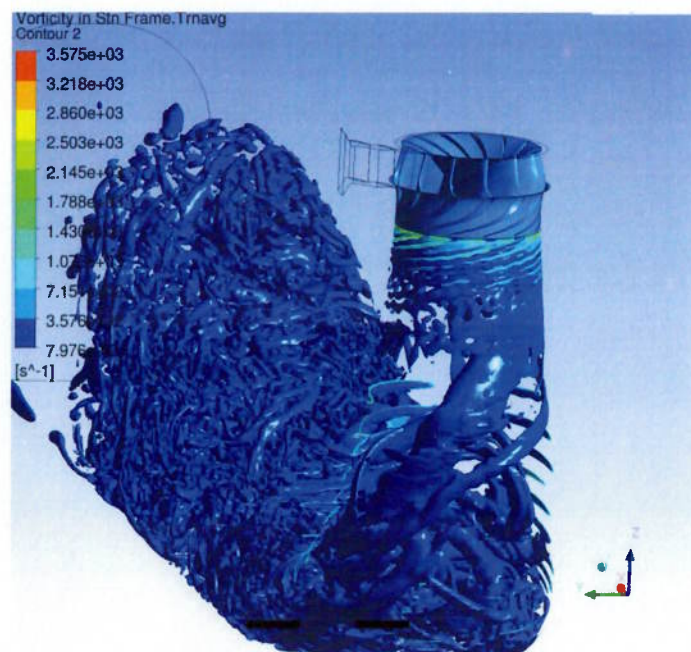
**Tabela 11** – Malha Utilizadas para cálculo transiente utilizando-se modelo SAS-SST

Malha	1		
	SVWG	RU	DT
Max $Y^+$	77,2	544,8	118,8
Ave $Y^+$	22,3	38,3	22,9
N Vol	6,5E+05	8,9E+06	13,3E+06
Ntotal	22,8E+06		

A Figura 75 mostra, em superfície de isopressão, o vórtice no tubo de sucção. A Figura 76 mostra superfícies de Q constante que permitem visualizar as estruturas turbulentas.

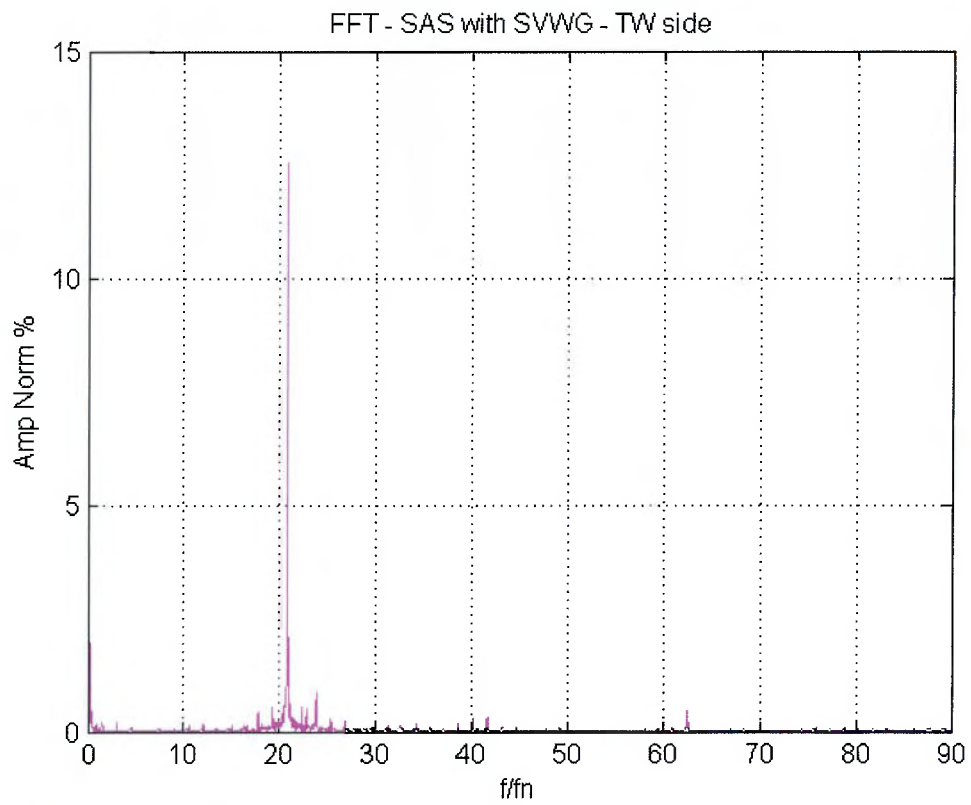


**Figura 75** – Superfície de pressão constante mostrando o vórtice no tubo de sucção, característico de cargas parciais.

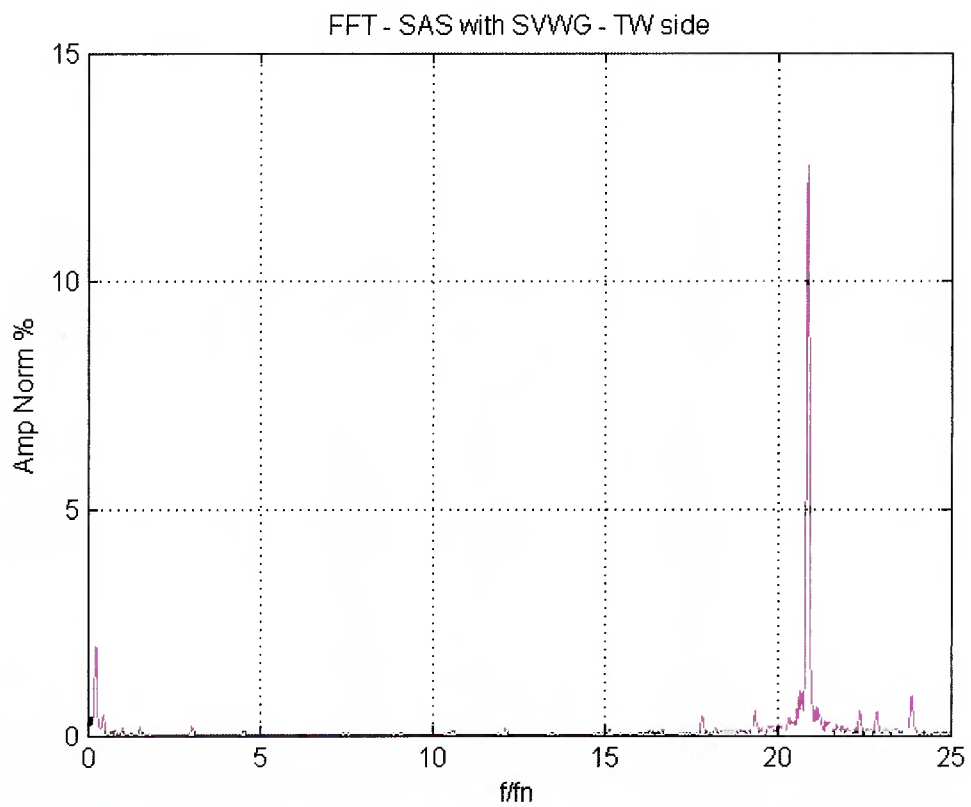


**Figura 76** – Contornos de Q constante para visualização de estruturas turbulentas.

Embora um vórtice tenha sido observado no tubo de sucção, e aparentemente os resultados estivessem coerentes, uma análise dos espectros de frequências dos sinais de pressão no cone do tubo de sucção no tempo mostrados na Figura 77 mostra a ocorrência de uma oscilação de pressões de grande amplitude, de frequência aproximadamente 20 vezes maior do que a frequência de rotação da unidade geradora.



**Figura 77** – Espectro de frequências calculado a partir de sinais de pressão no tempo, medidas no cone do tubo de sucção

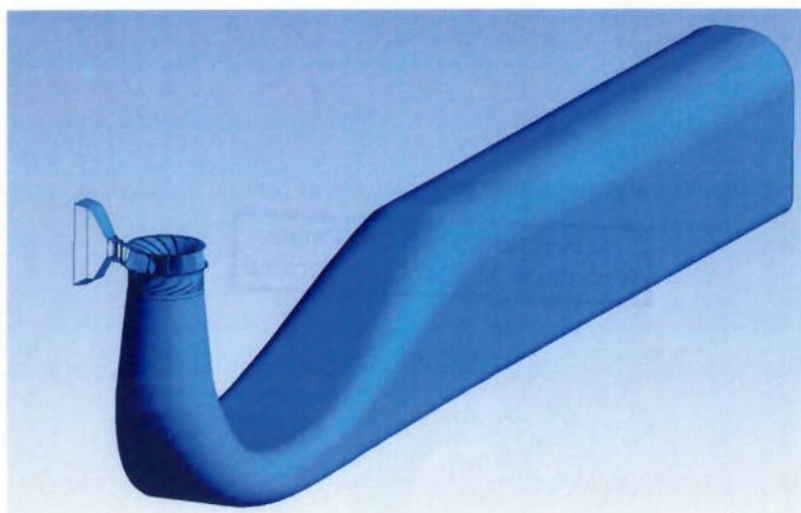


**Figura 78** – Espectro de frequências calculado a partir de sinais de pressão no tempo - detalhe

Embora a componente de baixa frequência de oscilação de pressões no tubo de sucção tenha boa concordância com o ensaio de modelo, a componente de alta frequência não foi obtida em ensaio de modelo reduzido, e tampouco observada em literatura.

É interessante também que essas oscilações de pressão de alta frequência foram medidas em todo o domínio do tubo de sucção (inclusive no fim do difusor), e em fase em todos os pontos. No entanto, a amplitude observada na região do difusor é inferior à observada na região do cone. Isso ocorre, possivelmente, pelo fato de após o difusor existir a imposição de um nível médio de pressões na condição de contorno de saída, que, de alguma forma, restringe essas oscilações. Isso seria um indicativo de que pode tratar-se de um problema numérico.

Diferentes modelos foram avaliados em cálculos transientes para verificar a influência do modelo numérico neste fenômeno. Assim, foram testadas novas posições de interface, um maior prolongamento do tubo de sucção, afastando ainda mais a condição de saída do final geométrico efetivo do mesmo, e novas condições de contorno.



**Figura 79** – Modelo com interface deslocada, prolongamento do domínio do tubo de sucção na direção de saída e novas condições de contorno

Nenhuma dessas variáveis teve influência na ocorrência do fenômeno. No entanto, uma última tentativa consistiu em retirar do modelo computacional o domínio correspondente às travessas e às palhetas, e aplicar diretamente o perfil de velocidades na seção de entrada do rotor. Essa abordagem solucionou o problema e não alterou parâmetros operativos da turbina. Os resultados foram mostrados no decorrer do texto.