

# Contenido

<b>1</b>	<b>Introducción</b>	<b>21</b>
<b>2</b>	<b>Simulación numérica de turbomáquinas hidráulicas</b>	<b>25</b>
2.1	Estado del arte . . . . .	26
2.2	Antecedentes de operación de turbinas Francis en condiciones desfavorables . . . . .	30
<b>3</b>	<b>Fuentes de error en la simulación de turbomáquinas</b>	<b>37</b>
3.1	Fuentes de error en los cálculos numéricos . . . . .	37
3.2	Errores de modelado en las turbomáquinas . . . . .	40
3.2.1	Interacción rotor-estator . . . . .	41
3.3	Errores numéricos en las turbomáquinas . . . . .	43
<b>4</b>	<b>Consideraciones generales sobre la simulación</b>	<b>45</b>
4.1	El proceso de simulación . . . . .	45
4.1.1	Objetivos de la simulación . . . . .	45
4.1.2	Evaluación de pérdidas . . . . .	46
4.1.3	Subdivisión del dominio . . . . .	46
4.1.4	Enmallado . . . . .	48
4.2	Análisis del flujo . . . . .	49
4.3	Procesos no estacionarios . . . . .	53
4.4	Revisión del estado del arte en simulaciones no estacionarias en turbinas Francis . . . . .	57
<b>5</b>	<b>Generación de la geometría y proceso de mallado</b>	<b>61</b>
5.1	Notación empleada en las simulaciones . . . . .	61
5.2	Generación de la malla . . . . .	63
5.2.1	Mallado de la carcasa espiral . . . . .	64
5.2.2	Mallado de la corona de los álabes fijos y móviles . . . . .	66
5.2.3	Mallado del rotor . . . . .	68
5.2.4	Mallado del tubo de descarga . . . . .	68

<b>6</b>	<b>Simulaciones estacionarias</b>	<b>71</b>
6.1	Curva característica . . . . .	71
6.2	Análisis de las pérdidas hidráulicas . . . . .	72
6.3	Eficiencia . . . . .	76
6.4	Metodología para las simulaciones estacionarias . . . . .	76
6.4.1	Simulación tipo 1 . . . . .	80
6.4.2	Simulación tipo 2 . . . . .	81
6.4.3	Comentarios adicionales . . . . .	82
6.4.4	Etapa de proceso . . . . .	84
6.4.5	Validación frente a medidas experimentales . . . . .	85
6.5	Resultados de las simulaciones estacionarias de la turbina . . .	86
6.5.1	Determinación de la curva característica de la turbina ( <i>Hill chart</i> ) . . . . .	87
6.5.2	Pérdidas energéticas . . . . .	89
6.5.3	Comparación con experimentos . . . . .	90
6.6	Comentario final acerca de las simulaciones estacionarias . . . .	93
<b>7</b>	<b>Simulaciones transitorias</b>	<b>95</b>
7.1	Descripción de la interacción rotor-estator . . . . .	96
7.1.1	Frecuencias propias de la interacción rotor-estator . . .	97
7.2	Dinámica vortical en el tubo de descarga . . . . .	98
7.2.1	Frecuencias propias del vórtice en el tubo de descarga .	98
7.3	Metodología para las simulaciones no estacionarias . . . . .	99
7.3.1	Consideraciones adicionales . . . . .	103
7.4	Medidas experimentales . . . . .	104
7.5	Resultados de las simulaciones no estacionarias . . . . .	107
7.5.1	Estudio de la interacción rotor-estator . . . . .	107
7.5.2	Estudio de la dinámica vortical en el tubo de descarga de la turbina Francis . . . . .	111
7.5.3	Dinámica vortical en el tubo de descarga . . . . .	115
7.6	Comentario final acerca de las simulaciones transitorias . . . .	120
<b>8</b>	<b>Simulación de los modos anormales de funcionamiento</b>	<b>123</b>
8.1	Introducción . . . . .	123
8.2	Ciclo de vida de una turbina Francis . . . . .	125
8.2.1	Aspectos generales del ciclo de vida de una turbina . . .	126
8.3	Modos de falla de una turbina hidráulica . . . . .	130
8.3.1	Erosión . . . . .	130
8.3.2	Cavitación . . . . .	141
8.3.3	Fugas . . . . .	146
8.3.4	Fatiga . . . . .	146

<b>9</b>	<b>Resultados de los modos anormales de funcionamiento</b>	<b>153</b>
9.1	Erosión . . . . .	153
9.1.1	Resultados obtenidos en el modo de erosión . . . . .	156
9.2	Fugas hidráulicas . . . . .	167
9.2.1	Resultados obtenidos en el modo de fugas . . . . .	169
9.3	Cavitación . . . . .	172
9.3.1	Resultados obtenidos en el modo de cavitación . . . . .	173
9.4	Fatiga . . . . .	179
9.4.1	Estimación de las cargas alternantes en el rodete . . . . .	180
9.4.2	Resultados en el modo de fatiga para el rodete . . . . .	182
9.5	Comentario final acerca de los modos anormales de operación . . . . .	188
<b>10</b>	<b>Conclusiones y perspectivas</b>	<b>191</b>
<b>11</b>	<b>Anexos</b>	<b>199</b>
11.1	Metodología para la generación de la malla en el anillo de álabes fijos y móviles . . . . .	199
11.2	Implementación de variables para el cálculo de la potencia y las pérdidas hidrodinámicas . . . . .	202
11.3	Configuración para el cálculo en paralelo . . . . .	203
	<b>Bibliografía</b>	<b>207</b>



# Índice de figuras

Figura 1.1	Malla computacional y distribución de presiones alrededor de un rodete de una turbina Francis . . . . .	22
Figura 1.2	Simulación no estacionaria de la torcha que aparece a la salida del rotor de una turbina Francis . . . . .	23
Figura 3.1	Fuentes de error y división de una tarea CFD . . . . .	38
Figura 3.2	Modelado del acople rotor-estator con el método <i>frozen rotor</i> . La velocidad $\mathbf{c}$ se transforma según $\mathbf{c} = \mathbf{v} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}$ para cada nodo de la interfaz . . . . .	42
Figura 4.1	Geometría de una turbina Francis . . . . .	46
Figura 4.2	Mallado tipo del primer dominio sugerido . . . . .	47
Figura 4.3	Detalle de la malla del segundo dominio . . . . .	47
Figura 4.4	Comportamiento del valor de presión estática frente al tamaño de la malla para el segundo dominio de cálculo sugerido . . . . .	49
Figura 4.5	Comparaciones entre las simulaciones y los experimentos de la potencia en función del caudal . . . . .	49
Figura 4.6	Campo de presiones en la superficie del rotor de una turbina Francis a 10 MW . . . . .	52
Figura 4.7	Visualización del flujo separado en el codo del turbo de descarga FLINDT . . . . .	53
Figura 4.8	Esquema de interfaz deslizante con mallas solapadas no coincidentes . . . . .	56
Figura 4.9	Diagrama de isoeficiencias típico de una turbina Francis . . . . .	58
Figura 4.10	Interacción rotor-estator entre los álabes directrices y los del rodete en una turbina Francis . . . . .	60
Figura 5.1	Corte transversal de la turbina Francis. Localización de sus componentes (izquierda). Nomenclatura abreviada para las diferentes regiones consideradas (derecha) . . . . .	62

Figura 5.2	Zonas con diferente sección transversal en la carcasa espiral de una turbina Francis (izquierda). Topología <i>o-grid</i> sobre una geometría circular (derecha) . . . . .	64
Figura 5.3	Sección 1 de la carcasa espiral (izquierda). Topología de bloques (derecha) . . . . .	64
Figura 5.4	Sección 2 de la carcasa espiral (izquierda). Topología de bloques (centro y derecha) . . . . .	65
Figura 5.5	Malla con <i>o-grid</i> colapsada . . . . .	65
Figura 5.6	Malla completa para la carcasa espiral de la turbina Francis de la central La Herradura . . . . .	66
Figura 5.7	Verificación de los criterios de calidad de la malla para la carcasa espiral . . . . .	66
Figura 5.8	Malla generada para el canal hidráulico formado por dos álabes consecutivos. Álabes fijos y móviles . . . . .	67
Figura 5.9	Verificación de los criterios de calidad de la malla para los álabes fijos y móviles . . . . .	67
Figura 5.10	Ortogonalidad de la malla respecto a los álabes fijos y la zona de entrada . . . . .	67
Figura 5.11	Malla generada para el canal hidráulico formado por álabes consecutivos en el rodete . . . . .	68
Figura 5.12	Verificación de los criterios de calidad para la malla del rotor. Valor del determinante, 0.4-1 (derecha). Valor de los ángulos, 28-88°(izquierda) . . . . .	68
Figura 5.13	Topología para un canal hidráulico del rodete . . . . .	69
Figura 5.14	Malla generada para el tubo de aspiración . . . . .	69
Figura 5.15	Topología utilizada para la malla del tubo de aspiración . . . . .	69
Figura 6.1	Mapa de distribución de la energía y las eficiencias en una turbina Francis . . . . .	73
Figura 6.2	Identificación de Secciones e interfaces de los componentes de una turbina Francis . . . . .	74
Figura 6.3	Independencia del torque frente al tamaño de malla . . . . .	79
Figura 6.4	Enmallado de los componentes . . . . .	80
Figura 6.5	Interfaces simulación tipo 1 . . . . .	81
Figura 6.6	Dominios considerados en la simulación tipo 1 . . . . .	82
Figura 6.7	Interfaces de simulación tipo 2 . . . . .	82
Figura 6.8	Dominios considerados en la simulación tipo 2 . . . . .	83
Figura 6.9	Carrera del servomotor vs. la apertura de los álabes del distribuidor . . . . .	84
Figura 6.10	Ilustración del diámetro de apertura . . . . .	84
Figura 6.11	Evolución de los residuos de masa y momento . . . . .	85
Figura 6.12	Convergencia de las variables de monitoreo . . . . .	86

Figura 6.13	Curvas características para las diferentes aperturas mencionadas . . . . .	87
Figura 6.14	Curvas de eficiencia para las diferentes aperturas mencionadas . . . . .	88
Figura 6.15	Potencia frente a caudal . . . . .	88
Figura 6.16	Fuerza axial y fuerza radial vs. caudal . . . . .	89
Figura 6.17	Pérdidas en la cámara espiral . . . . .	90
Figura 6.18	Pérdidas en el distribuidor . . . . .	90
Figura 6.19	Pérdidas en el rodete . . . . .	91
Figura 6.20	Torque frente a caudal experimental y calculado . . . . .	92
Figura 6.21	Potencia frente a caudal. Curvas de fabricante, experimental y numérica . . . . .	94
Figura 7.1	Variación temporal de la presión en el distribuidor . . . . .	97
Figura 7.2	Frecuencias características de la interacción rotor-estator y de la torcha en el distribuidor de una turbina Francis . . . . .	99
Figura 7.3	Dominio CFD . . . . .	100
Figura 7.4	Mallas del dominio CFD . . . . .	102
Figura 7.5	Comportamiento de los residuos de masa y momento frente al número de iteraciones . . . . .	104
Figura 7.6	Posición e instalación de los sensores de presión . . . . .	105
Figura 7.7	Secciones de medición en el tubo de descarga . . . . .	105
Figura 7.8	Posición e instalación de las galgas extensiométricas . . . . .	106
Figura 7.9	Variación del coeficiente de presión para el punto $\varphi_1^*$ . . . . .	108
Figura 7.10	Variación del coeficiente de presión para el punto $\varphi_1^*$ sin inyección de aire . . . . .	109
Figura 7.11	Variación del coeficiente de presión para los puntos $\varphi_2^*$ , $\varphi_3^*$ , $\varphi_4^*$ , y $\varphi_5^*$ , sin inyección de aire . . . . .	110
Figura 7.12	Evolución temporal en cada sensor de la sección A del tubo de descarga del coeficiente de presión para los puntos $\varphi_1^*$ , $\varphi_2^*$ y $\varphi_3^*$ (datos experimentales) . . . . .	112
Figura 7.13	Evolución temporal en cada sensor de la sección A del tubo de descarga del coeficiente de presión para los puntos $\varphi_4^*$ y $\varphi_5^*$ (datos experimentales) . . . . .	113
Figura 7.14	Evolución temporal en cada sensor de la sección A del tubo de descarga del coeficiente de presión para los puntos $\varphi_1^*$ , $\varphi_2^*$ y $\varphi_3^*$ (simulación numérica) . . . . .	114
Figura 7.15	Evolución temporal en cada sensor de la sección A del tubo de descarga del coeficiente de presión para los puntos $\varphi_4^*$ y $\varphi_5^*$ (simulación numérica) . . . . .	115
Figura 7.16	Espectro de las señales de coeficiente de presión en cada sensor de la sección A del tubo de descarga para los puntos de operación $\varphi_1^*$ , $\varphi_2^*$ y $\varphi_3^*$ . . . . .	116

Figura 7.17	Espectro de las señales de coeficiente de presión en cada sensor de la sección A del tubo de descarga para los puntos de operación $\varphi_4^*$ y $\varphi_5^*$ . . . . .	117
Figura 7.18	Coeficiente de presión vs. tiempo para $\varphi_1^*$ (arriba). Espectro para $\varphi_1^*$ (abajo) . . . . .	118
Figura 7.19	Visualización del vórtice (torcha) en el punto de operación $\varphi_1^*$ . . . . .	119
Figura 7.20	Coeficiente de presión vs. tiempo para $\varphi_2^*$ (arriba). Espectro para $\varphi_2^*$ (abajo) . . . . .	119
Figura 7.21	Torcha formada en el punto de operación $\varphi_2^*$ . . . . .	120
Figura 8.1	Fenómenos hidráulicos que se presentan en diferentes condiciones de operación. Cavitación a la entrada del álabe (izquierda). Cavitación <i>whirl</i> con baja carga (derecha) .	124
Figura 8.2	Fenómenos hidráulicos que se presentan en diferentes condiciones de operación. Cavitación entre álabes (izquierda). Movimiento de burbujas en un rodete Francis (derecha) . . . . .	125
Figura 8.3	Daño en el <i>linner</i> de una turbina hidráulica, causado por la erosión debida a partículas de arena en el agua . . .	126
Figura 8.4	Ciclo de vida de una turbina hidráulica . . . . .	127
Figura 8.5	Aproximación del ciclo de vida . . . . .	129
Figura 8.6	Mecanismos de erosión. a) Corte por abrasión; b) Fatiga superficial; c) Deformación plástica; d) Fractura frágil .	132
Figura 8.7	Representación esquemática de la capa límite en la formación de un vórtice de herradura . . . . .	134
Figura 8.8	Líneas de corriente para el vórtice a un Reynolds de $5.0 \times 10^3$ . . . . .	134
Figura 8.9	Fuerzas que actúan sobre las partículas en un fluido . .	135
Figura 8.10	Zonas típicas de erosión por cavitación para una turbina Francis. a) y b) cavitación de borde de ataque ( <i>leading edge cavitation</i> ); c) viaje de burbujas ( <i>travelling cavitation bubble</i> ); y d) vórtice entre álabes ( <i>inter-cavitation vortex</i> ) . . . . .	143
Figura 8.11	Fugas de agua. Volumen ocupado por el agua . . . . .	147
Figura 8.12	Falla por fatiga en el álabe del rodete de una turbina Francis . . . . .	148
Figura 8.13	Tipos de elementos y su dimensión. a) Elementos barras, 1D; b) Elementos triangulares, 2D; c) Elementos tetraedros, 3D; y d) Elementos hexaedros, 3D . . . . .	149
Figura 8.14	Representación de la interacción fluido-estructura . . . .	150
Figura 8.15	Curva típica del límite de fatiga vs. el número de ciclos .	151



Figura 9.1	Dominios de análisis y condiciones de frontera para el análisis de erosión. A. Álabes fijos y directrices, B. Rodete. C. Tubo de aspiración; 1. <i>Inlet</i> , 2. Interfaz periódica, 3. Interfaz rotor-estator. 4. <i>Outlet</i> . 5. <i>Wall</i> . . . . .	154
Figura 9.2	Distribución del tamaño de las partículas en el tanque de carga . . . . .	155
Figura 9.3	Patrones de daño. a) Álabes del rodete; b) Superficies <i>hub</i> y <i>shroud</i> del rodete . . . . .	157
Figura 9.4	Patrones de daño. a) Álabes fijos y directrices; b) Superficie de las cubiertas anterior y posterior; c) Daño generado por las partículas en las respectivas superficies . . . . .	157
Figura 9.5	Trayectoria de las partículas y su impacto en las cubiertas anterior y posterior de una turbina Francis . . . . .	158
Figura 9.6	Trayectoria recorrida según tamaño de partícula. a) Diámetro de partículas inferior que 40 $\mu\text{m}$ ; b) Diámetro de partículas entre 40 y 100 $\mu\text{m}$ . . . . .	158
Figura 9.7	Trayectoria recorrida según el tamaño de partícula. a) Diámetro de partículas entre 100 y 200 $\mu\text{m}$ ; b) Diámetro de partículas mayor que 200 $\mu\text{m}$ . . . . .	158
Figura 9.8	Patrones de daño. a) Álabes del rodete; b) Superficies <i>hub</i> y <i>shroud</i> del rodete . . . . .	159
Figura 9.9	Patrones de daño. a) Álabes fijos y directrices; b) Superficie del <i>faceplate</i> ; c) Daño generado por las partículas en las respectivas superficies . . . . .	159
Figura 9.10	Trayectoria de las partículas y su impacto en las cubiertas anterior y posterior . . . . .	160
Figura 9.11	Trayectoria recorrida según el tamaño de partícula. a) Diámetro de partículas menor que 40 $\mu\text{m}$ ; b) Diámetro de partículas mayor que 40 $\mu\text{m}$ y menor que 100 $\mu\text{m}$ . . . . .	160
Figura 9.12	Trayectoria recorrida según el tamaño de partícula. a) Diámetro de partículas mayor que 100 $\mu\text{m}$ y menor que 200 $\mu\text{m}$ ; b) Diámetro de partículas mayor que 200 $\mu\text{m}$ . . . . .	160
Figura 9.13	Velocidad de erosión de los componentes de la turbina funcionando a diferentes potencias . . . . .	162
Figura 9.14	Pérdida de material en función del tiempo . . . . .	162
Figura 9.15	Origen y longitud del vórtice de herradura en el anillo de álabes . . . . .	163
Figura 9.16	Detalle del vórtice de herradura en el anillo de álabes . . . . .	164
Figura 9.17	Daño de erosión por partículas generado por el vórtice de herradura en el álabe fijo . . . . .	164

Figura 9.18	Zonas de erosión: a) Región erosionada por las partículas a una potencia de 10 MW. b) Región erosionada por las partículas a una potencia de 4 MW . . . . .	165
Figura 9.19	Vórtice entre los álabes. Ausencia del vórtice entre los álabes a una potencia de 10 MW (izquierda). Formación del vórtice a una potencia de 4 MW (derecha). a) Región que ubica al vórtice entre los álabes a una potencia de 4 MW . . . . .	166
Figura 9.20	Velocidades de las partículas de arena entre la entrada y salida del rodete. Potencia de 10 MW (izquierda). Potencia de 4 MW (derecha) . . . . .	166
Figura 9.21	Dominio del análisis en el modo de fugas . . . . .	168
Figura 9.22	Ensamble del rodete y la cubierta anterior . . . . .	168
Figura 9.23	Condiciones de frontera para el análisis de fuga . . . . .	170
Figura 9.24	Comparación de los coeficientes de velocidad . . . . .	171
Figura 9.25	Distribución de la presión en el laberinto de fuga. Valor mínimo: 0.665 MPa. Valor máximo: 2.61 MPa . . . . .	171
Figura 9.26	Distribución de velocidades en el tubo de aspiración: efecto de la tubería en el comportamiento de flujo . . . . .	172
Figura 9.27	Coefficiente de velocidad axial del agua debajo de la salida de agua del tubo de conexión . . . . .	173
Figura 9.28	Dominios de análisis y condiciones de frontera para cavitación. . . . .	174
Figura 9.29	Distribución del coeficiente de cavitación $\kappa$ (KVAP) en el tubo de aspiración, a una potencia de 10 MW. Valor mínimo: 0. Valor máximo: 1.8. a) Vapor de agua . . . . .	175
Figura 9.30	Distribución del coeficiente de cavitación $\kappa$ (KVAP) en el rodete de la turbina, a una potencia de 10 MW. a) Región con coeficiente de cavitación $\kappa = 5.0$ . . . . .	175
Figura 9.31	Distribución del coeficiente de cavitación $\kappa$ (KVAP) en el tubo de aspiración, a una potencia de 4 MW. Valor mínimo: 0 (-). Valor máximo: 17 (-). a) Región con coeficiente de cavitación $\kappa = 17.0$ (-) . . . . .	176
Figura 9.32	Distribución del coeficiente de cavitación $\kappa$ (KVAP) en el tubo de aspiración, a una potencia de 2 MW. Valor mínimo: 0. Valor máximo: 1.8. a) Vapor de agua . . . . .	176
Figura 9.33	Detalle del coeficiente de cavitación $\kappa$ (KVAP) en el rodete de la turbina, a una potencia de 2 MW . . . . .	176
Figura 9.34	Coefficiente de cavitación $\kappa$ (KVAP) en el tubo de aspiración, a una potencia de 2 MW. a) Región con coeficiente de cavitación $\kappa = 50.0$ . . . . .	177

Figura 9.35 Distribución del coeficiente de cavitación $\kappa$ aguas abajo del rodete . . . . .	177
Figura 9.36 Fracción de vapor de agua a una potencia de 10 MW. Fracción de vapor igual a 0.1 (-) (izquierda). Fracción de vapor igual a 0.5 (-) (derecha) . . . . .	178
Figura 9.37 Fracción de vapor de agua a una potencia de 10 MW. Fracción de vapor igual a 0.9 (-) (izquierda). Fracción de vapor igual a 0.994 (-) (derecha) . . . . .	178
Figura 9.38 Energía potencial de las cavidades de vapor y detalle a la salida del rodete. Valor mínimo: 0 J. Valor máximo: 17007 J . . . . .	179
Figura 9.39 Dominios y condiciones de frontera para la fatiga . . . . .	180
Figura 9.40 Malla generada para el rodete . . . . .	181
Figura 9.41 Distribución de presiones a potencias de 4 y 10 MW . . . . .	183
Figura 9.42 Distribución de presiones a potencias de 4 y 10 MW . . . . .	184
Figura 9.43 Comparación de presiones calculadas . . . . .	185
Figura 9.44 Esfuerzos generados en el rodete a 10 MW . . . . .	185
Figura 9.45 Desplazamientos en el rodete a 10 MW . . . . .	186
Figura 9.46 Esfuerzos en el rodete con una potencia de 4 MW . . . . .	187
Figura 9.47 Desplazamientos en el rodete, a una potencia de 4 MW . . . . .	188
Figura 11.1 Bloque inicial en álabes consecutivos . . . . .	199
Figura 11.2 Topología de bloques álabes . . . . .	200
Figura 11.3 Proyección de los bloques a la entrada y salida del agua . . . . .	200
Figura 11.4 Definición de periodicidad . . . . .	201
Figura 11.5 Definición de la familia de partes . . . . .	201
Figura 11.6 Malla final para los álabes fijos y los álabes móviles . . . . .	202
Figura 11.7 Configuración de cálculo en paralelo . . . . .	205



# Índice de tablas

Tabla 6.1	Tipos de simulaciones . . . . .	77
Tabla 6.2	Resumen de mallas generadas . . . . .	78
Tabla 6.3	Características específicas de las mallas estructuradas . . . . .	79
Tabla 6.4	Condiciones de frontera simulación tipo 1 . . . . .	81
Tabla 6.5	Condiciones de frontera simulación tipo 2 . . . . .	83
Tabla 6.6	Datos experimentales . . . . .	92
Tabla 6.7	Datos numéricos . . . . .	93
Tabla 6.8	Porcentaje de error en las comparaciones entre valores numéricos y experimentales . . . . .	93
Tabla 7.1	Parámetros de la simulación no estacionaria . . . . .	100
Tabla 7.2	Tamaño de las mallas consideradas . . . . .	101
Tabla 7.3	Características de la malla media. Desarrollada en ICEM CFD con una topología estructurada . . . . .	101
Tabla 7.4	Condiciones de frontera . . . . .	102
Tabla 7.5	Puntos de operación . . . . .	103
Tabla 8.1	Constantes para los modelos de erosión . . . . .	141
Tabla 9.1	Características de las mallas para el dominio analizado en la erosión . . . . .	155
Tabla 9.2	Propiedades de las partículas sólidas en el dominio de los análisis . . . . .	155
Tabla 9.3	Condiciones de frontera para el dominio analizado en el modo de erosión . . . . .	156
Tabla 9.4	Velocidades de erosión a diferentes potencias . . . . .	161
Tabla 9.5	Ángulos de impacto de las partículas sobre las paredes del anillo a 10 MW . . . . .	164
Tabla 9.6	Ángulos de impacto de las partículas sobre las paredes del anillo a 4 MW . . . . .	165
Tabla 9.7	Características de las mallas para el dominio analizado en el modo de fugas . . . . .	169

Tabla 9.8	Condiciones de frontera para el dominio analizado en el modo de fugas . . . . .	169
Tabla 9.9	Comparación de las simulaciones con y sin fugas . . . . .	170
Tabla 9.10	Características de las mallas empleadas en el modo de cavitación . . . . .	174
Tabla 9.11	Condiciones de frontera para el dominio en el modo de cavitación . . . . .	174
Tabla 9.12	Características de las mallas para el dominio analizado en fatiga . . . . .	180

# Presentación

Este libro recoge los resultados más relevantes acerca de la simulación computacional de máquinas hidráulicas, obtenidos en el desarrollo del proyecto de investigación *Modelación dinámica computacional de la turbina Francis en condiciones reales de explotación, que permita la simulación del comportamiento de la condición de estado de la turbina en diferentes modos de fallas*, desarrollado conjuntamente entre el Grupo de Mecánica Aplicada de la Universidad EAFIT y el Grupo de Mecánica de Fluidos de la Universidad Autónoma de Occidente. Dicho proyecto de investigación forma parte del contrato N.º 272 del 11 de diciembre de 2006, suscrito entre Colciencias, Empresas Públicas de Medellín y la Universidad EAFIT, para realizar el proyecto de investigación DIFRANCI, *Investigación para el diagnóstico técnico de una turbina Francis en la central hidroeléctrica La Herradura, bajo una aproximación holística*.

Como parte del desarrollo del proyecto DIFRANCI, también se suscribió un acuerdo de cooperación académica y científica en el campo *Hydropower Science and Technology* con la École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL), Suiza, con la colaboración directa del director del Laboratorio de Máquinas Hidráulicas, el profesor François Avellan.

Durante los últimos 20 años, la aplicación del *software Computational Fluid Dynamics*, CFD, a problemas industriales, ha venido incrementándose día tras día. La principal ventaja de la CFD yace, por un lado, en la predicción de las condiciones de funcionamiento; y, por el otro, en el análisis del flujo interno o externo, algo que desde el punto de vista experimental a veces es difícil o imposible de lograr. Una gran ventaja frente a las medidas experimentales, es la disponibilidad de las ecuaciones de evolución temporal del flujo. Además, la realización de estudios paramétricos, por ejemplo, variaciones en la geometría y condiciones de carga, es rápida y barata. Sin embargo, el flujo en una turbomáquina hidráulica es extremadamente complejo, puesto que generalmente es turbulento, no estacionario, aparecen altos gradientes de presión, posiblemente bifásicos agua-aire y altamente tridimensionales, con fuertes efectos de la rotación y la curvatura. Por estas razones, la simulación numérica y predicción del flujo en estas máquinas es una tarea muy exigente que no está exenta

de dificultades, y requiere de grandes esfuerzos por parte de personal experimentado. Debido a ello, el uso de esta técnica no es muy común en países en vías de desarrollo.

Adicionalmente, hasta donde llega nuestro conocimiento, no existe en la literatura especializada un documento dedicado a abordar las especificidades de la simulación numérica de turbomáquinas hidráulicas que utilice la CFD; por ello, los autores creemos que este libro puede resultar de gran utilidad a aquellos ingenieros que deseen o necesiten adentrarse en el mundo de la simulación numérica de sistemas, con elementos rotantes tales como turbinas, bombas o aerogeneradores.

El texto se encuentra organizado de la siguiente forma: en el Capítulo 1 se realiza una introducción que contextualiza el papel de la simulación numérica en el campo de las turbomáquinas hidráulicas, seguida, en el Capítulo 2, de una revisión del estado del arte en este mismo campo. El Capítulo 3 se dedica a la discusión de las diferentes fuentes de error que aparecen cuando se realizan simulaciones numéricas en turbomáquinas hidráulicas. El Capítulo 4 aborda la revisión de las simulaciones recientes de los procesos no estacionarios relevantes en turbinas Francis, es decir, la interacción rotor-estator y la dinámica vortical en el tubo de descarga. Al estudiar la simulación de una turbina Francis, es necesario tener en cuenta sus especificidades, tal como se explica en el Capítulo 5, para cuyo desarrollo fueron imprescindibles los comentarios y sugerencias del profesor François Avellan. El proceso de mallado de los diferentes dominios computacionales se describe con gran detalle en el Capítulo 6. El Capítulo 7 describe tanto la metodología como los resultados obtenidos en las simulaciones estacionarias, las cuales estuvieron encaminadas a determinar la curva característica de la turbina y las pérdidas de energía entre sus diferentes componentes. El Capítulo 8 expone la metodología y los resultados alcanzados con las simulaciones no estacionarias, dirigidas a describir la interacción rotor-estator y la dinámica vortical en el tubo de descarga, fenómenos que se compararon con medidas experimentales tomadas en el sitio. En el Capítulo 9 se repasan diferentes modos anormales de funcionamiento de la turbina Francis (modos de falla), que repercuten en el ciclo de vida de la máquina, tales como la erosión, las fugas, la cavitación y la interacción fluido-estructura. El Capítulo 10 presenta los resultados obtenidos para estos modos de falla en diferentes puntos de operación de la turbina: el nominal y un punto por debajo del rango de operación recomendado por el fabricante, así como su influencia en el ciclo de vida de la máquina. La sección de Anexos, en el Capítulo 11, resume los principales resultados obtenidos, y presenta las recomendaciones y sugerencias para la operación de la turbina en condiciones por fuera del punto de diseño.



# Capítulo 1

## Introducción

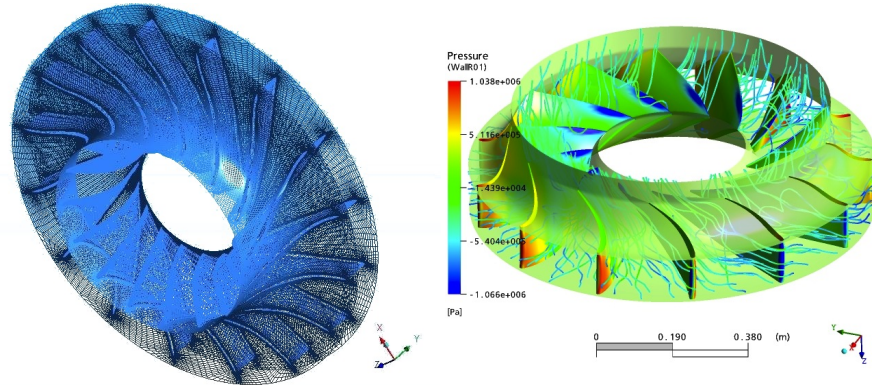
La energía hidroeléctrica es una fuente limpia y renovable, puesto que utiliza únicamente agua. Las máquinas que procesan esa fuente de energía son las turbinas hidráulicas, construidas desde finales del siglo XIX. Su tecnología ha alcanzado un gran desarrollo, y la eficiencia máxima lograda supera el 95 %. Sin embargo, conseguir esta eficiencia requiere un gran esfuerzo de ingeniería, ya que las turbinas hidráulicas usualmente son productos individuales y deben diseñarse para unas condiciones locales determinadas, tales como la altura de salto (*head*) y el caudal o descarga, que demandan un diseño específico para sus diferentes componentes. El proceso tradicional de diseño contempla experimentos, medidas y análisis de modelos, lo cual implica una gran inversión de tiempo y dinero. En los últimos 15 o 20 años, la simulación numérica o CFD (*Computational Fluid Dynamics*) se ha adoptado como un elemento más en el proceso de diseño y análisis de turbinas, y ha permitido disminuir los tiempos de desarrollo y los costos.

Además, en el sector hidroeléctrico, pequeñas mejoras en la geometría de los elementos rotantes de una turbina hidráulica pueden tener un gran efecto positivo, desde el punto de vista de costos de mantenimiento y operación. Sin embargo, para que dichas mejoras puedan identificarse en los primeros momentos del proceso de diseño, se necesita considerar todos y cada uno de los componentes e interacciones entre ellos. El proceso de optimización basado en la simulación consiste en un paquete de software de simulación avanzada, acoplado con un entorno CAD (*Computer-aided Design*), que puede desempeñar un papel crítico en los diseños preliminares, y ayuda a detectar posibles problemas y a encontrar el camino más rápido para la optimización de la máquina.

El primer paso en cualquier modelo CFD es crear una geometría que represente el objeto que va a ser modelado. Por consiguiente, se debe generar una malla como la que se muestra en la Figura 1.1, izquierda, donde viven las celdas o volúmenes de control. Una vez que la malla está finalizada, se especifican las

condiciones iniciales de frontera y los valores de entrada, y el software resuelve las ecuaciones de estado para cada celda hasta que se obtiene una convergencia aceptable. Cuando el modelo ha sido resuelto, los resultados pueden analizarse numérica y gráficamente como se ilustra en la Figura 1.1, derecha.<sup>1</sup>

Figura 1.1 Malla computacional y distribución de presiones alrededor de un rodete de una turbina Francis



De hecho, en los últimos años, con el rápido desarrollo de la tecnología computacional y la CFD avanzada, la simulación del flujo interno en componentes individuales o múltiples de una turbomáquina es casi una tarea rutinaria (Labrecque, Sabourin y Deschênes, 1996; Ruprecht, Heitele, Helmrich *et al.*, 2000; Ciocan, Iliescu, Vu *et al.*, 2007).

Sin embargo, el flujo en una turbina hidráulica es extremadamente complejo, puesto que generalmente es turbulento, no estacionario y aparece con altos gradientes de presión, posiblemente bifásico agua-aire, y altamente tridimensional (3D), con fuertes efectos de la rotación y la curvatura. Por estas razones, la simulación numérica y la predicción del flujo en estas máquinas es una tarea muy exigente y no está exenta de dificultades.

Una situación concreta en el caso de las turbinas hidráulicas, viene determinada por el hecho de la demanda variable de energía en el mercado, lo cual significa que el beneficio económico depende muy a menudo de la capacidad de operación eficiente con cargas parciales, lejos de las condiciones óptimas de funcionamiento. Sin embargo, cuando las turbinas Francis operan con carga parcial, presentan un vórtice muy intenso o torcha (*vortex rope*) a la salida del rotor. Conforme el flujo rotante se desacelera en el tubo de descarga, surge una inestabilidad hidrodinámica en la que el vórtice anterior cambia su posición de forma periódica, creando altas fluctuaciones de presión no estacionarias en las

<sup>1</sup>Las figuras que no tienen fuente fueron elaboradas por los autores.

paredes del tubo de descarga, las cuales, con el tiempo, pueden llevar a un fallo por fatiga del material. Este fenómeno es especialmente severo cuando la frecuencia de las oscilaciones de la torcha se acopla con la frecuencia resonante de la turbina o del circuito. Dado que no es posible, o requiere una gran inversión de recursos, medir el comportamiento de la torcha en las turbinas en funcionamiento, la simulación numérica constituye una alternativa para obtener la frecuencia, la amplitud de los pulsos de presión y otros parámetros, bajo varias condiciones de operación y geometrías de turbina. Esta información posibilita optimizar el diseño de las turbinas para reducir la intensidad de la torcha y mitigar las fluctuaciones de presión residuales, minimizando el daño por fatiga. Sin embargo, para calcular esos efectos dinámicos, es esencial realizar una simulación transitoria del flujo, que incluye las diferentes interacciones entre los componentes. Debido a la no uniformidad del flujo en la carcasa espiral y al desigual posicionamiento de los álabes del distribuidor y del rodete, es necesario considerar la turbina completa con todos los canales hidráulicos del rotor y los álabes directrices con una malla suficientemente refinada. Actualmente, esa simulación está fuera del alcance de la capacidad de cálculo, por lo que en la literatura se encuentra que es común realizar simplificaciones en las simulaciones no estacionarias. En el Capítulo 4 se revisan algunas de esas aproximaciones.

Figura 1.2 Simulación no estacionaria (izquierda) de la torcha que aparece a la salida del rotor de una turbina Francis (derecha)



Fuente: Iliescu, M. S., Ciocan, G. D. y Avellan, F. (2008). “Analysis of the cavitating draft tube vortex in a francis turbine using particle image velocimetry measurements in two-phase flow”. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 130, núm. 2, 021105. doi:10.1115/1.2813052

Es necesario recalcar que el uso de la CFD en el diseño y análisis de turbomáquinas ha sido ampliamente aceptado por las grandes compañías hidroeléctricas en las últimas dos décadas. Esto se ve reflejado en el artículo “Simulation Software” de la revista *Water Power* (Water Power, 2005). En este

artículo, los ingenieros de GE Hydro recalcan la importancia de las simulaciones en los procesos de diseño. Afirman por ejemplo que los resultados de las simulaciones no estacionarias que han realizado muestran una muy buena concordancia al comparar las predicciones de la simulación y las mediciones físicas. La diferencia entre los resultados experimentales y las predicciones numéricas fue menor de 2.5% para niveles medios de presión, aproximadamente igual a la exactitud con la que se realizaron las mediciones. También en la comparación de los campos de velocidad los ingenieros de GE Hydro afirman que la velocidad numérica promedio también mostró buena concordancia con las medidas físicas. En la simulación de los procesos transitorios, como la formación de la torcha en el tubo de descarga, el campo de vorticidad, que muestra la posición del vórtice fue correctamente predicho por los cálculos numéricos, con una diferencia de 5% del radio entre la posición predicha y la medida. La intensidad del vórtice es 18% más pequeña en los cálculos numéricos. Esta diferencia, concluyen los analistas, puede ser explicada por la malla relativamente gruesa usada para la modelación de la geometría del tubo, especialmente en la región del cono. Las simulaciones de la torcha (vortex rope) fueron comparadas con medidas experimentales detalladas, en condiciones libres de cavitación. Estos experimentos se realizaron en el laboratorio de maquinas hidráulicas de la Escuela Politécnica Federal de Lausana (EPFL) en Suiza.

En el mismo artículo se resalta que la exactitud de las predicciones para las cantidades globales del vórtice, la amplitud de la pulsación de presión y la frecuencia del vórtice, es realmente buena. Los análisis cuantitativos del campo de velocidad medio, el campo de velocidad promedio de fase, la vorticidad y la posición del centro del vórtice, también presentaron una buena predicción. Thi Vu, ingeniero hidráulico sénior de GE Energy, afirma que estos resultados confirman las ventajas del uso de la CFD para simular la torcha, para diseñar nuevas turbinas hidroeléctricas y para solucionar problemas de las existentes. También menciona las ventajas de aprovechar las capacidades de computación en paralelo de la CFD, utilizando un gran número de rápidos procesadores para reducir los tiempos de solución, preferiblemente a menos de 24 horas. Finalmente concluye diciendo que Ansys CFX permite diseñar turbinas de forma rápida y con un amplio rango de operación, ayudando a convertir a GE Energy en una empresa más competitiva para el mercado.