



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**EVALUACIÓN DE LA OPERACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TURBINA
FRANCIS Y TURBINA PELTON DEL LABORATORIO DE HIDRÁULICA,
ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL, UNIVERSIDAD DE CARABOBO.**

CANCHICA JESÚS

VALENCIA, DICIEMBRE 2016



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**EVALUACIÓN DE LA OPERACIÓN DE LOS SISTEMAS DE TURBINA
FRANCIS Y TURBINA PELTON DEL LABORATORIO DE HIDRÁULICA,
ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL, UNIVERSIDAD DE CARABOBO.**

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

CANCHICA JESÚS

VALENCIA, DICIEMBRE 2016

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de Grado titulado "*Evaluación de la operación de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Escuela de Ingeniería Civil, Universidad de Carabobo.*", realizado por el bachiller: Canchica Jesús, cédula de identidad: 22.519.184, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.



Prof. Adriana Márquez
Tutor


Prof. José Velázquez
Jurado


Prof. Gruber Caraballo
Jurado

VALENCIA, DICIEMBRE 2016

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de Grado titulado “*Evaluación de la operación de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Escuela de Ingeniería Civil, Universidad de Carabobo.*”, realizado por el bachiller: Canchica Jesús, cédula de identidad: 22.519.184, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

Prof. Adriana Márquez
Tutor

Prof. José Velázquez
Jurado

Prof. Gruber Caraballo
Jurado

VALENCIA, DICIEMBRE 2016

DEDICATORIA

A mi Mamá y mi Papá, Malilla Silva y Jesús Canchica, las dos personas mas importantes de mi vida, quienes han estado para mi en todo momento, en cada paso de mi vida, apoyándome en cada proyecto que he emprendido. A mis hermanos, Yenilee, Raúl e Ibrahim que incondicionalmente han estado para ayudarme siempre y son mis compañeros de vida desde que nací. A Onassis Salazar que ha sido mi compañera, amiga, confidente y apoyo en los últimos cuatro años con quien he recorrido este camino que es la carrera de Ingeniería Mecánica.

A ustedes dedico este trabajo que luego de mucho esfuerzo y dedicación significa la culminación de mis estudios de pregrado. Espero los enorgullezca, gracias por estar siempre a mi lado.

Jesús E. Canchica S.

AGRADECIMIENTO

A mi tutora Dra. Adriana Márquez, por su valioso trabajo realizado. Sin su apoyo, conocimiento, guía, persistencia, constante motivación y trabajo incansable no habría podido realizar este Trabajo Especial de Grado.

Al Centro de Investigaciones Hidrológicas y Ambientales (CIHAM UC) por contribuir en la coordinación técnica del proyecto de fortalecimiento institucional “REACTIVACIÓN DE TRES BANCOS DE PRUEBAS DE GENERADORES DE ALTA, MEDIA Y BAJA POTENCIA PARA CONVERSIÓN DE ENERGÍA HIDRÁULICA, LABORATORIO DE HIDRÁULICA ELÍAS SÁNCHEZ, UNIVERSIDAD DE CARABOBO”.

Al Fondo Nacional de Ciencia, Tecnología e Investigación (FONACIT) adscrito al Ministerio del Poder Popular para la Educación Universitaria, Ciencia y Tecnología (MPPEUCT) por su apoyo financiero para el fortalecimiento institucional mediante el proyecto “REACTIVACIÓN DE TRES BANCOS DE PRUEBAS DE GENERADORES DE ALTA, MEDIA Y BAJA POTENCIA PARA CONVERSIÓN DE ENERGÍA HIDRÁULICA, LABORATORIO DE HIDRÁULICA ELÍAS SÁNCHEZ, UNIVERSIDAD DE CARABOBO”.

Al Ministerio del Poder Popular para la Energía Eléctrica, a través de la Alta Comisionaduría de generación por promover el apoyo para la rehabilitación de las turbinas hidráulicas del Laboratorio de Hidráulica UC desde la empresa CORPOELEC.

A la Autoridades de la Universidad de Carabobo por apoyar en la logística de gestiones administrativas de adquisición de equipos y materiales, bajo el proyecto financiado por FONACIT-MPPEUCT.

A la Corporación Eléctrica Nacional (CORPOELEC) representada en la Escuela de Formación Técnica “German Celis Saune”, filial Planta Centro y su División de

Mecánica de Planta por su apoyo técnico-económico para la rehabilitación de las turbinas hidráulicas del Laboratorio de Hidráulica UC.

A los muchachos del Grupo SAE-UC, a MAKROFUSION, Envases Internacionales, FERREAGROINDUSTRIALJS, Profesora Bettys Farías, Profesora Mairim Márquez, Alcaldía de Municipio Guacara y Alumnos de Servicio Comunitario quienes fueron parte crucial de la culminación de este trabajo de grado con su apoyo y donaciones de materiales y mano de obra.

A los profesores y autoridades de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo (UC) y la Universidad de los Andes (ULA) por brindar la asesoría en la realización del presente Trabajo Especial de Grado.

A los compañeros y profesores de las Escuelas de Ingeniería Mecánica, Eléctrica y Civil de la Universidad de Carabobo por brindar apoyo y asesoría en las etapas de instalación y puesta en funcionamiento del presente Trabajo Especial de Grado.

RESUMEN

En este trabajo se describe la evaluación de la operación de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Escuela de Ingeniería Civil, Universidad de Carabobo. El procedimiento seguido para realizar la evaluación incluye: 1) diseño de las pruebas experimentales, para lo que se usa un método de diseño factorial multinivel que permite analizar los efectos de cada factor sobre las variables de respuesta. 2) Elaboración de las curvas de funcionamiento, para lo que se realiza una gráfica por cada variable de respuesta involucrada como: la carga neta, potencia generada y la eficiencia; de la turbina con respecto a los factores experimentales como: caudal de entrada, velocidad de giro, entre otros. 3) Diseño de la metodología a seguir para la realización de las prácticas de laboratorio siguiendo como guía la metodología utilizada en las prácticas realizadas en el Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” - UC y el manual de mantenimiento del banco de ensayos para mantener en correcto funcionamiento el banco de ensayos. 4) Comparación de las curvas características de funcionamiento de los sistemas de turbinas con las curvas y punto de funcionamiento de los sistemas de turbina del IUTEB y la ULA, respectivamente. En Ambos sistemas de turbina, el factor experimental que genera mayor efecto sobre el funcionamiento es el caudal, la evaluación del funcionamiento del sistema de Turbina Francis conduce a afirmar que este sistema requiere alineación del conjunto eje, impulsor, anillo de desgaste y carcasa para minimizar las pérdidas en la transformación de la energía hidráulica a mecánica; lo que influye en la eficiencia de funcionamiento significativamente. En cuanto a la Turbina Pelton, la eficiencia en la conversión de la energía ha sido cerca de 90%; basado en el adecuado funcionamiento de los sistemas de regulación de caudal y partes móviles como el conjunto: rodete, eje, rodamientos y regulación de velocidad rotacional constituido por el freno Prony. Con las metodologías planteadas para las prácticas de Laboratorio y el mantenimiento del banco de ensayos se garantiza que estará siempre en funcionamiento y podrá ser usado para el estudio de las Turbina hidráulicas por parte de los estudiantes de la Universidad de Carabobo.

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidad
A_e	Área de entrada	m^2
C	Velocidad absoluta del fluido del triángulo de velocidad de una maquina hidráulico	m./s
G	Aceleración de Gravedad	m/s^2
H	Carga Neta	M
H_{r-int}	Perdidas Hidráulicas	M
H_u	Altura de Euler	M
M	Momento torsor	N.m
P	Potencia teórica	W
P_a	Potencia de Accionamiento	W
P_{amb}	Presión Ambiental	Pa
P_e	Presión de entrada a la turbina	Pa
P_{elec}	Potencia Eléctrica	W
P_i	Potencia interna	W
P_m^r	Perdidas por rozamientos mecánicos	W
P_s	Presión de salida de la turbina	Pa
Q	Caudal	m^3/s , gpm
R	Resistencia Eléctrica	Ohm
U	Velocidad absoluta del alabe del triángulo de velocidad de una maquina hidráulico	m/s
V	Velocidad relativa del fluido respecto del alabe del triángulo de velocidad de una maquina hidráulico	m/s
v	Tensión eléctrica	V
V_e	Velocidad de entrada del fluido a la turbina	m/s
V_s	Velocidad de salida del fluido de la turbina	m/s
Z_e	Cota geodésica de la entrada de la turbina	M
Z_s	Cota geodésica de la salida de la turbina	M

α	Angulo entre las velocidades absolutas del triángulo de velocidad de una maquina hidráulica	Grados
β	Angulo entre la velocidad absolutas del alabe y la velocidad relativa del fluido respecto al alabe del triángulo de velocidad de una maquina hidráulica	Grados
ξ_t	Grado de reacción de una turbina	-
η_h	Rendimiento hidráulico	-
η_i	Rendimiento interno	-
η_m	Rendimiento mecánico	-
η_{total}	Rendimiento total	-
ρ	Densidad	Kg/m ³
ω	Velocidad angular	Rad/s, RPM

ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	v
RESUMEN	vii
NOMENCLATURA	viii
ÍNDICE DE FIGURAS	xvi
ÍNDICE DE TABLAS	xxiii
INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO I: Objeto de Estudio	3
1.1 Planteamiento del problema.....	3
1.2 Objetivo General.....	5
1.3 Objetivos Específicos.....	6
1.4 Justificación.....	6
1.5 Limitaciones.....	7
1.6 Alcance.....	7
CAPITULO II: Marco Teórico	8
2.1 Antecedentes de la Investigación.....	8
2.2 Bases Teóricas.....	9
2.2.1 Turbina.....	9
2.2.2 Clasificación de las turbinas.....	10
2.2.3 Variación de la presión a lo largo de la turbina.....	10
2.2.4 Turbina de Reacción: Turbina Francis.....	11
2.2.5 Triángulos de velocidad de una Turbina Francis.....	13
2.2.6 Turbina de Acción: Turbina Pelton.....	14
2.2.7 Triángulos de velocidad de una Turbina Pelton.....	16
2.2.8 Estimación de la Carga Neta de una Turbina Hidráulica.....	18
2.2.9 Perdidas, Potencias y Rendimientos de una Turbina Hidráulica.....	19
2.2.9.1 Perdidas en una Turbina Hidráulica.....	19

2.2.9.2 Potencias de una Turbina Hidráulica.....	20
2.2.9.3 Rendimientos de una Turbina Hidráulica.....	21
2.2.10 Generador Eléctrico.....	22
2.2.10.1 Partes principales de un Generador de Corriente Continua.....	22
2.2.10.2 Principio de Funcionamiento de un Generador de Corriente Continua.....	23
2.2.11 Freno Prony.....	23
2.2.11.1 Funcionamiento del Freno Prony.....	24
2.2.12 Potencia Eléctrica.....	25
2.2.13 Banco de ensayos de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Universidad de Carabobo.....	25
CAPITULO III: Marco Metodológico.....	29
3.1 Nivel de la Investigación.....	29
3.2 Diseño de la Investigación.....	30
3.3 Población y Muestra.....	30
3.4 Técnicas e Instrumentos de recolección de datos.....	30
3.5 Técnicas de procesamiento y análisis de datos.....	31
3.6 Fases de la investigación.....	31
3.6.1 Diseño de las pruebas experimentales para el funcionamiento de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica – UC.....	31
3.6.1.1 Diseño de las Pruebas Experimentales para el Sistema de Turbina Francis.....	32
3.6.1.2 Diseño de las Pruebas Experimentales para el Sistema de Turbina Pelton.....	32
3.6.2 Elaborar las curvas de funcionamiento para la representación de las variables involucradas en los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica de la Universidad de Carabobo.....	33
3.6.2.1 Curvas de funcionamiento del Sistema de Turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” – UC.....	34

3.6.2.2 Curvas de funcionamiento del Sistema de Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” – UC.....	34
3.6.3 Establecer la Metodología para la Realización de las Practicas y el Mantenimiento de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” – UC.....	35
3.6.3.1 Establecer la metodología para la realización de las practicas de laboratorio de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” – UC.....	35
3.6.3.2 Establecer la metodología para el mantenimiento de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” – UC.....	35
3.6.4 Comparar las curvas características del funcionamiento, obtenidas a través de las pruebas al sistema de turbinas Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz -UC, con las curvas de funcionamiento de sistemas similares.....	36
CAPITULO IV: Desarrollo de la Investigación.....	38
4.1 Diseño de las pruebas experimentales para el funcionamiento del sistema de turbina Francis y de Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	38
4.1.1 Diseño de las pruebas experimentales para el funcionamiento del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	51
4.1.1.1 Resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta a la carga neta disponible para la generación de potencia de la Turbina Francis.....	52
4.1.1.1.1 Resultados de la curva de contornos superficiales de la carga neta para la acción de la turbina Francis en relación a los factores experimentales...	52
4.1.1.1.2 Resultados de los efectos de principales de los factores experimentales sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Francis.....	54
4.1.1.1.3 Resultados de los efectos de interacción sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Francis.....	58

4.1.1.2 Resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta la Potencia Eléctrica Generada por la Turbina Francis.....	59
4.1.1.2.1 Resultados de la curva de contornos superficiales de la Potencia Eléctrica generada por la turbina Francis en relación a los factores experimentales.....	59
4.1.1.2.2 Resultados de los efectos de principales de los factores experimentales sobre la potencia eléctrica generada por la turbina Francis.....	60
4.1.1.2.3 Resultados de los efectos de interacción sobre la Potencia Eléctrica generada por la turbina Francis.....	64
4.1.2 Diseño de las pruebas experimentales para el funcionamiento del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	65
4.1.2.1 Resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta a la carga neta disponible para la generación de potencia de la Turbina Pelton.....	66
4.1.2.1.1 Resultados de la curva de contornos superficiales de la carga neta para la acción de la turbina Pelton en relación a los factores experimentales....	66
4.1.2.1.2 Resultados de los efectos de principales de los factores experimentales sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Pelton.....	68
4.1.2.1.3 Resultados de los efectos de interacción sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Pelton.....	74
4.1.2.2 Los resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta a La potencia de Freno Generada por la Turbina.....	78
4.1.2.2.1 Resultados de la curva de contornos superficiales de la potencia de freno generada por la turbina Pelton en relación a los factores experimentales..	79
4.1.2.2.2 Resultados de los efectos de principales de los factores experimentales sobre la Potencia de freno generada por la turbina Pelton.....	81
4.1.2.2.3 Resultados de los efectos de interacción sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Pelton.....	84
4.2 Elaboración de las curvas de funcionamiento para la representación de las	89

variables involucradas en el sistema de turbinas Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica-UC.....	
4.2.1 Curvas de funcionamiento para representación de las variables involucradas en el sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica-UC.....	89
4.2.1.1 Curva de Caudal Vs Velocidad de Giro del Sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	90
4.2.1.2 Curva de Caudal Vs Carga Neta del Sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	91
4.2.1.3 Curva de Caudal Vs Potencia Eléctrica generada por el Sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	94
4.2.1.4 Curva de Caudal Vs Eficiencia producida por el Sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	96
4.2.2 Curvas de funcionamiento para representación de las variables involucradas en el sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	97
4.2.2.1 Curva de Caudal vs Velocidad de Giro del Sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica – UC.....	98
4.2.2.2 Curva de Caudal vs Carga Neta del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	99
4.2.2.3 Curvas de Velocidad de Giro vs Potencia de Freno del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	102
4.2.2.4 Velocidad de Giro vs Eficiencia del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	106
4.3 Metodología para la realización de las prácticas y el mantenimiento del sistema de turbinas Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.....	111
4.3.1 Practica de Laboratorio para el sistema de Turbina Francis.....	111
4.3.2 Practica de Laboratorio para el sistema de turbina Pelton.....	117
4.3.3 Metodología para el mantenimiento del sistema de turbinas Francis y	123

Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.....	
4.4 Comparación de las curvas características del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del laboratorio de hidráulica Elías Sánchez Díaz – Universidad de Carabobo, con las curvas obtenidas de sistemas similares.....	135
4.4.1 Comparación de las curvas características del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz – Universidad de Carabobo, con las curvas características del Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar y el punto operacional de la Turbina Francis de la ULA.....	137
4.4.2 Comparación de las curvas características del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz – Universidad de Carabobo, con las curvas características del Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar.....	140
CONCLUSIONES	143
RECOMENDACIONES	146
BIBLIOGRAFÍA	147
APÉNDICE A. Diseño experimentales de las pruebas realizadas a los sistemas de Turbina.....	150
ANEXO A. Correo Prof. Ávila –Prof. Márquez, Solicitud de Información de Puntos característicos de funcionamiento de Turbina Francis ULA.....	161

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Turbina Francis lenta construida por la firma Escher Wyss, Suiza, con tubo de aspiración troncocónico.....	13
Figura 2.2 Triangulo de Velocidad del flujo interno de una turbina Francis.....	14
Figura 2.3. Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo. 1 Inyector de la Turbina. 2 Volante regulador del Inyector. 3 Rodete. 4 Alabes o Cucharas.....	15
Figura 2.4 Triángulos de velocidad de la Turbina Pelton.....	16
Figura 2.5 Freno Prony Acoplado a la Turbina Pelton del banco de ensayos del Laboratorio de hidráulica UC.....	24
Figura 2.6. Banco de ensayos de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica. 1 Tanque de reserva de Agua. 2 Turbina Francis. 3 Turbina Pelton. 4 Sistema de tubería Manifold.....	26
Figura 2.7. Banco de ensayos de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica. 5 bomba auxiliar del Banco de ensayos..	27
Figura 2.8. Banco de ensayos de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica. 6 Piezómetro para medición de caudal...	27
Figura 2.9. Banco de ensayos de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica. 7 Panel eléctrico para control de la Bomba Auxiliar y el Generador Eléctrico de la Turbina Francis.....	28
Figura 4.1 Contornos de Superficie de Respuesta Estimada para la Carga Neta Disponible para la Generación de Potencia en la turbina Pelton en función de la Apertura del Distribuidor y el Caudal. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	54
Figura 4.2. Efecto Principal del Caudal sobre la Carga Media Disponible para la Generación de Potencia. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	55
Figura 4.3. Efecto Principal de la apertura del distribuidor sobre la Carga	56

Media Disponible para la Generación de Potencia. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	
Figura 4.4. Efectos Principales del Caudal (GPM) y Apertura del distribuidor sobre la Carga Neta Media Disponible para la Acción de la Turbina Francis (m.c.a.). Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	57
Figura 4.5. Efectos de Interacción del Caudal y la Apertura del distribuidor sobre la Carga Neta Media Disponible para la Acción de la Turbina Francis (m.c.a.). Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	58
Figura 4.6 Contornos de Superficie de Respuesta Estimada de potencia eléctrica generada por la Turbina Francis en función del Caudal y la apertura del distribuidor. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	60
Figura 4.7. Efecto Principal del Caudal sobre la Potencia Eléctrica Generada. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	62
Figura 4.8. Efecto Principal de la apertura del distribuidor sobre la potencia eléctrica generada. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	63
Figura 4.9. Efectos Principales del Caudal (GPM) y Apertura del distribuidor sobre la potencia eléctrica generada por la Turbina Francis (W). Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	64
Figura 4.10. Efectos de Interacción del Caudal y la Apertura del distribuidor sobre la potencia eléctrica generada por la Turbina Francis (W). Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	65
Figura 4.11 Contornos de Superficie de Respuesta Estimada para la Carga Neta Disponible para la Generación de Potencia en la Turbina Pelton en	68

función del recorrido del punzón y el Caudal. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	
Figura 4.12. Efecto Principal del Caudal sobre la Carga Media Disponible para la Generación de Potencia. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	70
Figura 4.13. Efecto Principal del Recorrido del Punzón sobre la Carga Neta Disponible para la Acción de la Turbina Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	71
Figura 4.14. Efecto Principal de la Velocidad de Giro sobre la Presión Media. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	72
Figura 4.15. Efectos Principales del Caudal (GPM), recorrido del punzón y Velocidad de la Turbina (RPM) sobre la Carga Neta Media Disponible para la Acción de la Turbina Pelton (m.c.a.). Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	74
Figura 4.16. Efectos de Interacción del Caudal y el Recorrido del Punzón sobre la Carga Neta Media Disponible para la Acción de la Turbina Pelton (m.c.a.). Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	75
Figura 4.17. Efectos de Interacción del Caudal y la Velocidad de la Turbina sobre la Carga Neta Media Disponible para la Acción de la Turbina Pelton (m.c.a.). Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	76
Figura 4.18. Efectos de Interacción del Recorrido del Punzón y la Velocidad de la Turbina del Impulsor sobre la Carga Neta Media Disponible para la Acción de la Turbina Pelton (m.c.a.). Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	77
Figura 4.19. Efectos de Interacción: $AB=Caudal \times Recorrido \text{ del Punzón}$, $AC=Caudal \times Velocidad$ y $BC= Recorrido \text{ del Punzón} \times Velocidad$ sobre la Carga Neta Media Disponible para la Acción de la Turbina Pelton (m.c.a.). Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	78

Figura 4.20. Contornos de Superficie de Respuesta Estimada para la Potencia al Freno en función de la Recorrido del Punzón y el Caudal. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	80
Figura 4.21. Efecto Principal del Caudal sobre la Potencia al Freno. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	81
Figura 4.22. Efecto Principal del Recorrido del Punzón sobre la potencia al freno media. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	82
Figura 4.23 Efecto Principal de la Velocidad de Giro sobre la Potencia Al Freno Media. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	83
Figura 4.24. Efectos Principales del Caudal, recorrido del Punzón y Velocidad de Giro sobre la Potencia de Freno Media. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	84
Figura 4.25. Efectos de Interacción del Caudal y el Recorrido del Punzón sobre la Potencia al Freno. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	86
Figura 4.26. Efectos de Interacción de la Velocidad de Giro y el Recorrido del Punzón sobre la Potencia al Freno. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	87
Figura 4.27. Efectos de Interacción del Caudal y la Velocidad de Giro del Impulsor sobre la Potencia al Freno. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	88
Figura 4.28. Efectos de Interacción: $AB=Caudal \times Recorrido \text{ del Punzón}$, $AC=Caudal \times Velocidad$ y $BC= Recorrido \text{ del Punzón} \times Velocidad$ sobre la Potencia al Freno. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	89
Figura 4.29 Curvas de Caudal vs Velocidad de giro. Banco de Ensayos de	91

Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	
Figura 4.30 Curvas de Caudal vs Carga Neta suministrada a la turbina. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	94
Figura 4.31 Curvas de Caudal vs Potencia Eléctrica generada por el sistema de Turbina Francis. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	96
Figura 4.32 Curvas de Caudal Vs Eficiencia generada por el sistema de Turbina Francis. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	97
Figura 4.33 Curvas de Caudal Vs Velocidad de Giro del sistema de Turbina Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	99
Figura 4.34. Caudal vs Carga Neta de Entrada a una velocidad de giro de 400 RPM. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	101
Figura 4.35 Velocidad de Giro vs Potencial al freno con un caudal de entrada de 200 GPM. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	103
Figura 4.36 Velocidad de Giro vs Potencial al freno con un caudal de entrada de 150 GPM. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	104
Figura 4.37. Velocidad de Giro vs Potencial al freno con un caudal de entrada de 100 GPM. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	105
Figura 4.38. Velocidad de Giro vs Potencial al freno con un caudal de entrada de 50 GPM. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	106
Figura 4.39. Velocidad de Giro vs Eficiencia con un caudal de entrada de 200 GPM. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica –	108

Universidad de Carabobo.....	
Figura 4.40. Velocidad de Giro vs Eficiencia con un caudal de entrada de 150 GPM. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	109
Figura 4.41. Velocidad de Giro vs Eficiencia con un caudal de entrada de 100 GPM. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	110
Figura 4.42. Velocidad de Giro vs Eficiencia con un caudal de entrada de 50 GPM. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	110
Figura 4.44 Comparación del comportamiento de las curvas Caudal vs Potencia Eléctrica Generada, de los sistemas de Turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo, el Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar y de la Universidad de Los Andes, respectivamente.....	138
Figura 4.45 Comparación del comportamiento de las curvas Caudal vs Eficiencia, de los sistemas de Turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo, el Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar y de la Universidad de Los Andes, respectivamente.....	139
Figura 4.46 Comparación del comportamiento de las curvas Caudal vs Carga Neta, de los sistemas de Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo y el Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar, respectivamente.....	140
Figura 4.47 Comparación del comportamiento de las curvas Caudal vs potencia Mecánica Generada, de los sistemas de Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo y el Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar, respectivamente.....	141
Figura 4.48 Comparación del comportamiento de las curvas Caudal vs	142

Eficiencia Mecánica, de los sistemas de Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo y el Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar, respectivamente.....

Apéndice A.1 Correo para solicitud de información de puntos característicos de funcionamiento de la Turbina Francis de la ULA..... 162

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Factores experimentales y niveles para el diseño de pruebas del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	32
Tabla 3.2 Factores experimentales y niveles para el diseño de pruebas del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	33
Tabla 4.1 Resultados de la Aplicación del Diseño Experimental a la Turbina Hidráulica Francis. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	40
Tabla 4.2 Resultados de la Aplicación del Diseño Experimental a la Turbina Hidráulica Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	42
Tabla 4.3. Condiciones del agua y características geométricas de la turbina....	92
Tabla 4.4 Datos obtenidos de la corrida número 16 de las pruebas realizadas al sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	92
Tabla 4.5. Datos obtenidos de la corrida número 178 de las pruebas realizadas al sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.....	99
Tabla 4.6. Área de entrada y densidad del fluido correspondiente a las pruebas realizadas al sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica – UC.....	100
Tabla 4.7 Equipos de laboratorio utilizados para la realización de la práctica del sistema de Turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.....	113
Tabla 4.8 Tabla para recolección de datos de las pruebas realizadas al sistema de turbina Francis del laboratorio de hidráulica –UC.....	114
Tabla 4.9 Equipos de laboratorio utilizados para la realización de la práctica del sistema de Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.....	118
Tabla 4.10 Ejemplo de Tabla para la recolección de datos de las pruebas	119

realizadas en la parte uno de la práctica de laboratorio del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.....	
Tabla 4.11 Ejemplo de Tabla de Recolección de Datos para la parte dos de la práctica de laboratorio del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.....	119
Tabla 4.12 Factores experimentales y niveles para elaborar las gráficas de potencia de freno, eficiencia y carga neta vs caudal en la práctica de laboratorio del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC...	120
Tabla 4.13 Actividades de mantenimiento del sistema de tuberías – Manifold del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.....	124
Tabla 4.14 Actividades de mantenimiento para la válvulas de compuerta del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.....	125
Tabla 4.15 Actividades de mantenimiento para la bomba del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.....	126
Tabla 4.16 Actividades de mantenimiento para el sistema de tanques del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.....	127
Tabla 4.17 Actividades de mantenimiento para las placas orificio del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.....	128
Tabla 4.18 Actividades de mantenimiento del piezómetro mercurio - agua del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.....	129
Tabla 4.19 Actividades de mantenimiento para los manómetros y vacuómetros del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.....	130
Tabla 4.20 Actividades de mantenimiento la turbina Francis y el generador	130

eléctrico del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.....	
Tabla 4.21 Actividades de mantenimiento para la Turbina Pelton del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.....	132
Tabla 4.22 Actividades de mantenimiento para del Freno Prony de la Turbina Pelton del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.....	133
Tabla 4.23 Cálculos de Potencias y Eficiencia de la turbina Francis banco de ensayos H81.....	135
Tabla 4.24 Cálculos de Potencias y Eficiencia de la turbina Pelton banco de ensayos H81.....	136
Tabla 4.25 Punto operacional Turbina Francis ubicada en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de los Andes.....	136
Apéndice A.1 Diseño Experimental de la Turbina Hidráulica Francis. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	151
Apéndice A.2 Diseño Experimental de la Turbina Hidráulica Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.....	152

INTRODUCCIÓN

Actualmente el sistema eléctrico nacional comprende un equipamiento que tiene una capacidad instalada de generación que supera los veinticinco mil megavatios, de los cuales más del 70% es del tipo hidráulico, en las cuales se utilizan este tipo de tecnologías por lo cual se ha vuelto una necesidad en el país formar de una manera adecuada a los profesionales que podrían laborar algún día en este tipo de plantas. Debido a que, el personal encargado de controlar y desarrollar proyectos de mejoras en el área de generación de energía son los ingenieros, es de suma importancia que los estudiantes de ingeniería puedan contar con laboratorios y bancos de prueba; donde se puedan llevar a cabo ensayos con turbinas para así ampliar conocimientos en el funcionamiento tanto teórico como práctico de las mismas.

Mediante esta investigación se pretende contribuir con la evaluación del funcionamiento y diseño de prácticas apropiadas para los sistemas de turbina Francis y Turbina Pelton ubicado en el Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Universidad de Carabobo, con el fin de que los estudiantes de la facultad puedan estudiar y entender el funcionamiento de estos tipos de turbinas.

La evaluación de los sistemas de turbina Francis y turbina Pelton se realizan por medio de pruebas experimentales, en las que se estudian todos los factores experimentales presentes en los sistemas de turbinas y su influencia en el funcionamiento, además se generan curvas que caracterizan el funcionamiento y se comparan con sistemas similares que se toman como referencia para garantizar un estudio objetivo del banco de ensayos de los sistemas de turbina Francis y Turbina Pelton ubicado en el Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz”.

Esta investigación está estructurada en cuatro capítulos; cuyo contenido se describe brevemente a continuación:

En el Capítulo I se trata sobre el Objeto de Estudio; indicando un diagnóstico a nivel nacional y local que incluye: causas, consecuencias y medidas de control; así

como el planteamiento del problema, el objetivo general y los específicos, la justificación y el alcance y limitaciones. El aspecto local incluye el diagnóstico del banco de ensayo del sistema de turbina Francis y Pelton de la Universidad de Carabobo.

En el Capítulo II denominado Marco Teórico se incluyen los antecedentes, bases teóricas y una breve descripción de los componentes de los Sistemas de Turbinas Francis y Pelton, ubicados en el Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

En el Capítulo III identificado como Marco Metodológico consiste del tipo, nivel y diseño de la investigación, población y muestra; en el diseño de la investigación cada fase ha sido asociada a los objetivos específicos de la investigación; exponiendo el procedimiento mediante el cual se dará respuesta a los propósitos propuestos en esta investigación.

En el Capítulo IV, denominado Desarrollo de la Investigación se describe la respuesta a cada objetivo específico propuesto en la investigación sobre la evaluación del funcionamiento de los sistemas de turbinas hidráulicas Francis y Pelton ubicadas en el laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo. También, se incluye una discusión de los resultados en cada objetivo específico planteado en el estudio basado en la comparación de las curvas derivadas de las observaciones en la operación actual y aquellas dadas como una referencia por el fabricante GILKES, (1963); la Universidad de Los Andes (ULA), así como desde resultados presentados por el Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar (IUTEB) sobre las curvas características de los bancos de pruebas de las turbinas hidráulicas involucradas en esta investigación.

Finalmente, se presentan las conclusiones y recomendaciones de la investigación.

CAPÍTULO I

OBJETO DE ESTUDIO

1.1 Planteamiento del Problema.

Con cerca de 7 mil millones de personas que habitamos en el mundo se consumen unos 20 mil teravatios-hora de energía eléctrica. Cada vez es mayor el consumo energético a nivel global, la energía fósil es la más utilizada en la actualidad, diariamente se consumen más de 83 millones de barriles de petróleo de los cuales el 60% se destina al transporte de bienes y personas y un 5,5% de ese petróleo va a la generación de electricidad. Los combustibles fósiles como carbón, gas y petróleo se utilizan para generar casi el 68% de la energía eléctrica del mundo [1].

Los combustibles fósiles son utilizados para producir energía térmica y eléctrica [2]. La combustión, la extracción, la elaboración y el transporte de estos combustibles fósiles tienen una consecuencia directa en el efecto invernadero. Casi un 80% de las emisiones de dióxido de carbono provienen del consumo y de la transformación de los combustibles fósiles en energía [3].

Debido a la creciente demanda de energía eléctrica en el mundo se han tenido que implementar distintas formas de obtención de esta. Puesto que las fuentes de energía fósil son finitas, se estimó en el 2013 que las reservas mundiales de petróleo están cerca de 1678,9 miles de millones de barriles y la producción se encontraba cerca de los 88.808 miles de barriles al día (Banco Mundial, 2015). Es inevitable que en un determinado momento la demanda no pueda ser abastecida y todo el sistema colapse, salvo que se descubran y desarrollen otros nuevos métodos para obtener energía: éstas serían las energías alternativas [4].

Entre los tipos de energías alternativas, la energía hidráulica es una fuente confiable y muy utilizada actualmente para la generación de energía eléctrica. La conversión de la energía hidráulica se logra mediante el uso de ciertos componentes o

artefactos que tienen la capacidad de convertir la energía cinética producto del movimiento del agua, en energía mecánica y luego a energía eléctrica. La energía hidráulica es la forma de energía renovable más utilizada en todo el mundo y representa la quinta parte de la electricidad mundial. Ha ayudado a impulsar el crecimiento [1].

Las oportunidades son enormes, pero el desarrollo de la energía hidroeléctrica conlleva también riesgos y desafíos complejos. Estos riesgos varían significativamente según el tipo, el emplazamiento y la escala de los proyectos. Y si bien una planta hidroeléctrica de almacenamiento de gran tamaño puede ofrecer amplios beneficios a la sociedad, también suele conllevar grandes riesgos. La construcción de embalses en ocasiones exige reasentar comunidades enteras e inundar grandes áreas de tierra, y entraña cambios significativos en los ecosistemas de los ríos.

En la República Bolivariana de Venezuela como en todo el mundo cada vez es mayor el consumo de energía eléctrica, de 1960 a 1998, la demanda creció 7 mil megavatios en poco menos de 40 años, entre 1998 y 2010 paso de 9 mil megavatios a 18.600 megavatios. Actualmente, Venezuela cuenta con una de las centrales hidroeléctricas más grandes del mundo, la cual posee una capacidad de producción 10.000 MW, superada solamente por la central hidroeléctrica Itaipú de Brasil y Paraguay. Esta central hidroeléctrica también se encuentra entre los 10 embalses más grandes del mundo [5].

Actualmente el sistema eléctrico nacional comprende un equipamiento que tiene una capacidad instalada de generación que supera los veinticinco mil megavatios, de los cuales más del 70% es del tipo hidráulico, en las cuales se utilizan este tipo de tecnologías por lo cual se ha vuelto una necesidad en el país formar de una manera adecuada a los profesionales que podrían laborar algún día en este tipo de plantas. Debido a que, el personal encargado de controlar y desarrollar proyectos de mejoras en el área de generación de energía son los ingenieros. Por ello, es de suma

importancia que los estudiantes de ingeniería puedan contar con laboratorios y bancos de prueba; donde se puedan llevar a cabo ensayos con turbinas para así ampliar conocimientos en el funcionamiento tanto teórico como práctico de las mismas.

Debido a la falta de planes de mantenimiento tanto eléctrico como mecánico de los equipos que se encuentran en el Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Días de la Universidad de Carabobo (LHESD-UC) unido a la problemática presupuestaria por la cual ha atravesado la Universidad de Carabobo en los últimos años, ha traído como consecuencia la carencia de mantenimiento preventivo y correctivo de los bancos de ensayos de los sistemas de turbinas Francis, Kaplan y Pelton para propósitos de aplicaciones prácticas; lo que ha imposibilitado el uso de éstos equipos por los alumnos de las Escuelas de Ingeniería Civil, Mecánica y Eléctrica como se efectuaba en el pasado.

Mediante esta investigación se pretende contribuir con la evaluación del funcionamiento y diseño de prácticas apropiadas para los sistemas de turbina Francis y Turbina Pelton ubicado en el Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Días” de la Universidad de Carabobo, con el fin de que los estudiantes de la facultad puedan estudiar y entender el funcionamiento de estos tipos de turbinas. La formación en esta área de conocimientos es fundamental para el desarrollo del ingeniero y del país.

1.2 Objetivo General.

Evaluar la operación de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Días”, Escuela de Ingeniería Civil, Universidad de Carabobo.

1.3 Objetivos Específicos.

1. Diseñar las pruebas experimentales para la puesta a punto del sistema de turbinas Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz - UC.
2. Elaborar las curvas de funcionamiento para la representación de las variables involucradas en el sistema de turbinas Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz -UC
3. Establecer la metodología para la realización de las prácticas y el mantenimiento del sistema de turbinas Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.
4. Comparar las curvas características del funcionamiento, obtenidas a través de las pruebas al sistema de turbinas Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz -UC, con las curvas de funcionamiento con sistemas similares.

1.4 Justificación.

A medida que crece la demanda de energía limpia, confiable y accesible, y en vista de la urgente necesidad de ampliar el acceso a la electricidad para incluir a los sectores desatendidos, la energía hidroeléctrica cobra importancia crítica. Las enseñanzas extraídas del pasado, junto con la nueva dinámica mundial, han llevado a reformular la función de la energía hidroeléctrica e impulsado la reactivación de las inversiones y la rehabilitación de la capacidad existente. Es por esto que desde el punto de vista social es de importancia el desarrollo de trabajos como este que fomenten el estudio de las energías renovables.

Desde la perspectiva Académica tiene relevancia porque se establecerá la metodología para la realización de las prácticas y el mantenimiento del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC, con lo que se podrán poner en práctica los conocimientos impartidos por cátedras como Laboratorio de hidráulica, mecánica de los fluidos, turbomáquinas entre otras, de esta

forma se verán beneficiados los alumnos y profesores del departamento de Térmica y Energética de la Escuela de Ingeniería Mecánica, así como el Centro de Investigaciones Hidrológicas y Ambientales de la Escuela de Ingeniería Civil de la Universidad de Carabobo.

1.5 Limitaciones.

Las limitaciones a las que pudiese estar sometida la investigación son básicamente de tiempo de acuerdo a la disposición del investigador para efectuar todas las actividades necesarias para el logro de los objetivos, así como de recursos materiales, tecnológicos y de la accesibilidad a la información de la mano de empresas o profesionales especialistas de la materia.

Otro aspecto que puede ser limitante para el contexto de la investigación, refiere la disponibilidad del banco de prueba y del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.

1.6 Alcance.

A través de las pruebas experimentales para la puesta a punto del sistema de turbinas Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC, que permiten elaborar las curvas de funcionamiento para la representación de las variables del sistema de turbina Francis-Pelton, y la comparación de éstas con las curvas de funcionamiento de sistemas similares, se pretende evaluar el comportamiento de ambas turbinas. Además se diseña la metodología de las prácticas que los estudiantes de la facultad podrán realizar con la finalidad de estudiar y entender el funcionamiento de los sistemas similares utilizados para la generación de energía. Así como se propone un plan de mantenimiento en el cual se tomen en cuenta todas las partes del sistema de manera que se mantenga en correcto funcionamiento.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de la investigación.

E. Porras [6], trabajo en la recuperación mecánica y eléctrica del banco, así como también, modernizar la tecnología para la adquisición de datos, la elaboración de un manual de funcionamiento que permite el uso adecuado del software y a su vez, observar la parte que requiere mantenimiento y los pasos a seguir para la conservación del mismo.

R. González [7], construyó un banco de pruebas dotado por una turbina Turgo que simula el funcionamiento de una pequeña central hidroeléctrica y permite disponer como herramienta para capacitar e incentivar a estudiantes en energías limpias y renovables. Abarcó la construcción de un sistema que muestra el funcionamiento de una turbina Turgo, aprovechando la operación de 3 bombas centrífugas para simular el salto hidráulico. El banco de pruebas permite visualizar el proceso de transformación de energía, determinar las zonas de aplicación de la turbina hidráulica, determinar las curvas de funcionamiento y evaluar el comportamiento de la turbina. Con la instalación de luminarias simuló la demanda de electricidad de una central hidráulica para de esta manera tener un panorama real de todo el funcionamiento del proyecto.

L. Farrada. [8] en su trabajo de grado, realizó un estudio de las teorías hidráulicas más utilizadas y su uso en microgeneración, en esta revisión se observa que las teorías hidráulicas se basan en la fluido dinámica del problema y por lo tanto son válidas para microgeneración. En esta misma revisión se nota la discrepancia de algunos autores para determinar las dimensiones de la cuchara, elemento principal de la turbina, ya que, aquí se realiza la transferencia de la energía cinética del agua al rodete, por lo que se decide realizar la optimización de la turbina Pelton según cuatro casos que representan las discrepancias de los distintos autores mencionados y que

permiten obtener el rodete más eficiente. Los casos considerados son cuatro y se varía el largo 10 y 11 cm y el ancho para 12, 14 y 16 cm.

J. García, et al [9], realizaron la evaluación de la operación de un sistema de turbina Kaplan. Mediante este estudio proporcionaron métodos que garantizan el aprendizaje acerca del funcionamiento del sistema de turbina Kaplan por parte de los estudiantes de ingeniería. Para lograr este propósito, evaluaron la operación de un sistema de Turbina Kaplan mediante distintos parámetros como presión, caudal, velocidad de giro, posición de los álabes del distribuidor y rodete, entre otros. De este modo, les fue posible obtener el rendimiento del sistema y graficar curvas de rendimiento para cada posición del ángulo del rodete. Adicionalmente, en esta investigación se propusieron actividades de mantenimiento para preservar operativo el sistema de turbina Kaplan.

I. Salazar [10], abordó una propuesta de reactivación de bancos de ensayos de turbinas Kaplan, Pelton y Francis. Realizó la detección de componentes mecánicos dañado o defectuosos, condiciones en las que se encontraban los motores, generadores, circuitos eléctricos, entre otros. De acuerdo a los resultados obtenidos en la revisión general de las condiciones de los bancos de turbinas, realizó propuestas y estimaciones de costo para el mejoramiento, reparación y modernización de los equipos mecánicos, eléctricos, sistemas de control e instrumentación de los mismos.

2.2 Bases Teóricas.

2.2.1 Turbina.

En una turbina hidráulica, el agua es usada como recurso para generar energía. La turbina hidráulica convierte la energía cinética y potencia del agua en energía mecánica. Los principales tipos de turbinas hidráulicas son las turbinas de acción y las turbinas de reacción. La turbina de acción que predomina es la turbina Pelton, la

cual es apropiada para rangos de carga entre 150 y 2000 m.c.a. Las turbinas de reacción se subdividen en turbina Francis, la cual se caracteriza por un rotor de flujo radial, y la turbina Kaplan, la cual es una máquina de flujo axial [11]. A continuación se estudian la turbina Francis y Turbina Pelton en cuanto a triángulos de velocidad, eficiencia, reacción y método de operación.

2.2.2 Clasificación de las turbinas.

Las turbinas hidráulicas, según el grado de reacción, se clasifican en dos grupos: turbinas de acción y turbinas de reacción. Si el grado de reacción es igual a 0, la turbina se llama de acción. Si el grado de reacción es distinto de 0, la turbina se llama de reacción.

El grado de reacción de una turbina se define como lo expresa la ecuación 2.1:

$$\varepsilon_T = \frac{\text{Altura de presión absorbida por el rodete}}{\text{Altura total absorbida por el rodete}} \quad (2.1)$$

En una turbina de acción la presión del agua no varía en los álabes. El rodete no está inundado, se encuentra a presión atmosférica. Por lo que las turbinas de acción son de admisión parcial.

Por el contrario en una turbina de reacción, la presión a la entrada del rodete es superior a la atmosférica y a la salida inferior, el rodete está inundado. Las turbinas de reacción son de admisión total. [12]

2.2.3 Variación de la presión a lo largo de la turbina.

En turbinas de acción:

- Tubería Forzada: la altura de presión aumenta a costa de la altura geodésica, que disminuye. La altura de velocidad permanece constante, si la sección de la tubería es constante.

- Distribuidor: al altura de presión baja a cero o sea a la presión ambiente. La velocidad del fluido aumenta porque el distribuidor transforma la energía de presión en energía cinética. El aumento de esta última es un poco menor que la disminución de la primera por las pérdidas.
- Rodete: la altura de presión permanece constante. Todo el rodete se encuentra a la presión atmosférica. La velocidad disminuye, porque la energía cinética del chorro se va transformando en energía útil en el eje. En estas turbinas no hay tubo de aspiración.

En turbinas de reacción:

- Tubería forzada: igual que en las turbinas de acción. Si no hay tubería forzada, sino que el agua llega a la turbina por un canal de lámina libre, la altura de presión permanece constante.
- Distribuidor: la presión disminuye, pero no tanto como en las turbinas de acción $\frac{P_1}{\rho g} > \frac{P_{amb}}{\rho g}$. La Velocidad Aumenta.
- Rodete: la presión Sigue disminuyendo hasta un valor menor que en las turbinas de acción $\frac{P_2}{\rho g} < \frac{P_{amb}}{\rho g}$. La velocidad disminuye también ya que el rodete transforma energía de presión y cinética en energía útil en el eje.
- Tubo de aspiración: la energía de presión aumenta desde un valor negativo hasta cero. Gracias al tubo de aspiración el salto de presión en el rodete ha sido mayor [12].

2.2.4 Turbinas de reacción: turbina Francis.

La mayoría de turbinas Francis están dispuestas de modo que el eje es vertical. (Algunas máquinas más pequeñas pueden tener ejes horizontales). El agua entra a través de una caja espiral llamada voluta de desplazamiento que rodea el rotor. El área de la sección transversal de la voluta disminuye a lo largo de la trayectoria del flujo de una manera que la velocidad de flujo permanece constante. De la voluta el

flujo entra en un anillo de paletas guías estacionarias que lo dirigen hacia el rotor en el ángulo más apropiado.

Una vez que el agua fluye a través del rotor el momento angular del agua se reduce y el trabajo se suministra al eje de la turbina. Según la condición de diseño todo el flujo sale del rotor axialmente hacia el tubo de aspiración y, por último, el flujo entra al canal de salida. La salida del tubo de aspiración debe estar sumergida en el nivel del canal de salida de manera de mantener a la turbina llena de agua. El tubo de aspiración también actúa como un difusor; Mediante un diseño cuidadoso, puede asegurar una recuperación máxima de la energía a través de la turbina reduciendo significativamente la energía cinética de salida [13].

La figura 2.1 representa una turbina Francis en corte longitudinal en la que se enumeran cada una de las partes a continuación:

1. Caja espiral.
2. Distribuidor.
3. Rodete.
4. Codo de entrada en el tubo de aspiración.
5. Sección de salida

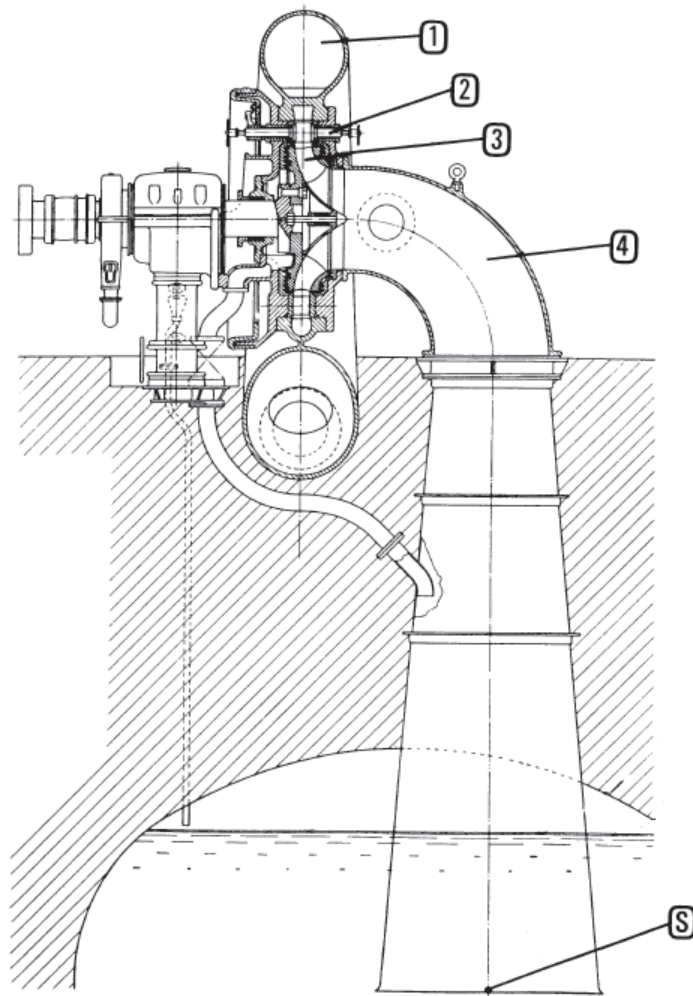


Figura 2.1. Turbina Francis lenta construida por la firma Escher Wyss, Suiza, con tubo de aspiración troncocónico[12] .

2.2.5 Triángulos de velocidad de una turbina Francis.

A medida que el agua fluye sobre la curvatura de los álabes, la carga de presión se transforma en carga de velocidad. Por lo tanto, el agua que sale del álabe tiene una gran velocidad relativa pero una velocidad absoluta pequeña. Por lo tanto, la mayor parte de la energía inicial del agua se da al rotor [11].

En la figura 2:2 se observan los vectores de velocidad que forman los triángulos de velocidades de entrada y salida de una turbina Francis.

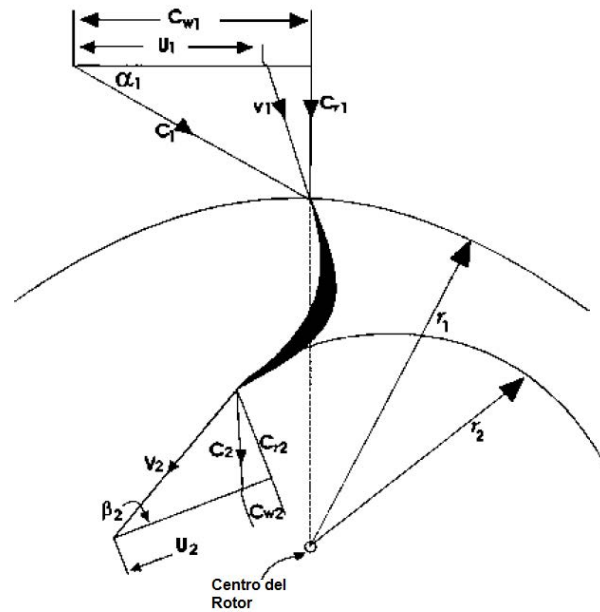


Figura 2.2 Triángulo de Velocidad del flujo interno de una turbina Francis [13].

Donde:

U : Velocidad absoluta del álabe.

C : Velocidad absoluta del fluido.

V : Velocidad relativa del fluido respecto al álabe.

α : Angulo que forman las velocidades absolutas.

β : Angulo que forman la velocidad absoluta del álabe y la velocidad relativa.

r : Radio del rodete.

Las notaciones 1 y 2 corresponden a la entrada y salida del fluido respectivamente.

2.2.6 Turbinas de acción: Turbina Pelton.

Este es la única turbina de acción de uso común. Es una máquina eficiente y adecuada particularmente a altas cargas. El rotor consiste en un disco circular con un número de cucharas igualmente espaciadas alrededor de su perímetro. Una o más boquillas se instalan de tal manera que cada una dirija su chorro a lo largo de una tangente a la circunferencia que pasa por los centros de las cucharas. Hay un divisor o

cresta que divide el chorro en aproximadamente dos corrientes iguales de modo que, después de fluir alrededor de la superficie interna de las cucharas, las dos corrientes salen del cubo en una dirección casi opuesta a la del chorro entrante [13].

En la figura 2.3 se representa la turbina Pelton del Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo, la cual consta de los siguientes elementos:

1. Inyector, Es el distribuidor de las turbinas Pelton. Transforma la energía de presión del fluido en energía cinética. Consta de tobera y válvula de agua.
2. Volante regulador del Inyector.
3. Rodete.
4. Álabes o Cucharas

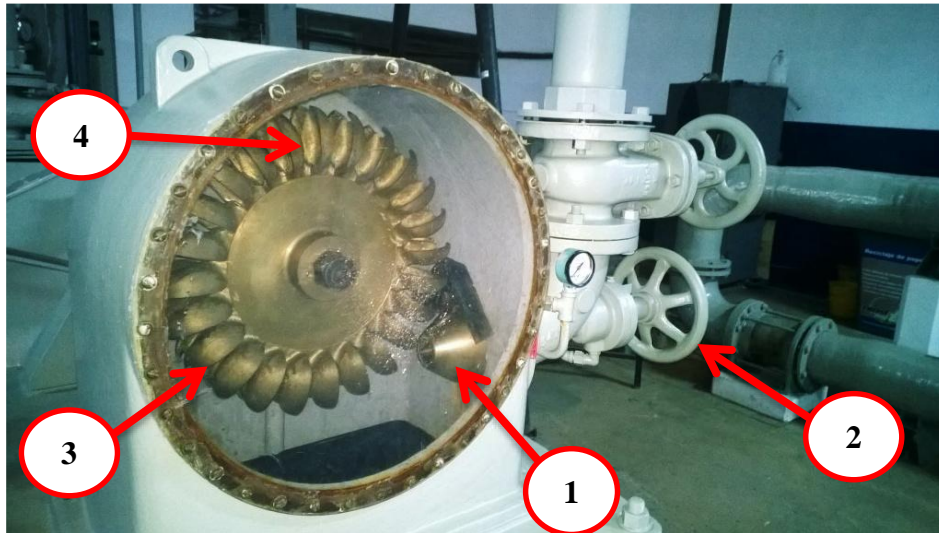


Figura 2.3. Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo. 1 Inyector de la Turbina. 2 Volante regulador del Inyector. 3 Rodete. 4 Alabes o Cucharas.

2.2.7 Triángulos de velocidad de una turbina Pelton.

En la Figura 2.4 puede verse la forma de las cucharas. Las diferentes dimensiones suelen expresarse tomando como unidad el diámetro del chorro cuando la turbina trabaja a carga nominal, generalmente $3/4$ de la carga máxima.

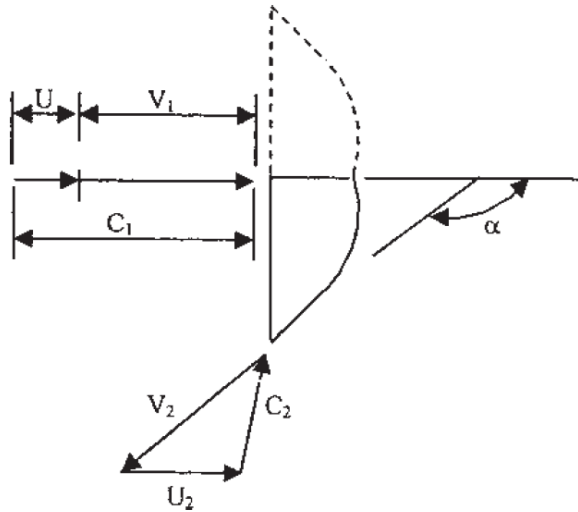


Figura 2.4 Triángulos de velocidad de la Turbina Pelton [13].

Donde:

U: Velocidad absoluta del álabe.

C: Velocidad absoluta fluido.

V: Velocidad relativa del fluido respecto al álabe.

α : Ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad absoluta del fluido.

La trayectoria de una particular de agua en la cuchara es tangencial, de manera que en las turbinas Pelton el módulo de la velocidad absoluta del álabe tanto a la entrada como a la salida del rodete será el mismo tal como lo expresa la ecuación 2.2.

$$u_1 = u_2 = u \quad (2.2)$$

Donde:

u_1 : Velocidad absoluta del álabe a la entrada del rotor [m/s].

u_2 : Velocidad absoluta del álabe a la salida del rotor [m/s].

u : Velocidad absoluta del álabe [m/s].

Si no hay rozamiento al ser el flujo en la cuchara de lámina libre idealmente las velocidades relativas serán iguales como lo define la ecuación 2.3.

$$v_1 = v_2 \quad (2.3)$$

Donde,

v_1 : Velocidad relativa del fluido respecto al álabe a la entrada del rodete [m/s].

v_2 : Velocidad relativa del fluido respecto al álabe a la salida del rodete [m/s].

La velocidad real de v_2 es algo menor que v_1 .

Si no hay pérdidas en el inyector el chorro sale del inyector a la atmosfera con una velocidad, c_1 , que, según la ecuación 2.4 idealmente será:

$$c_1 = 0,97\sqrt{2gH} \quad (2.4)$$

Donde:

c_1 : Velocidad absoluta del fluido a la entrada del rodete [m/s].

g : Aceleración de gravedad [m/s²].

H : Carga neta [m.c.a].

Idealmente se demuestra que la turbina Pelton alcanza su rendimiento óptimo cuando u_1 se define como lo muestra la ecuación 2.5.

$$u_1 = 0,45\sqrt{2gH}. \quad (2.5)$$

Donde,

u_1 : Velocidad absoluta del álabe a la entrada del rodete [m/s].

g : Aceleración de gravedad [m/s²].

H : Carga neta [m.c.a].

De acuerdo con lo definido por la ecuaciones desde la 2.2 hasta la 2.5, se proyectan los triángulos de velocidades que pueden verse en la figura 2.4.

2.2.8 Estimación de la carga neta de una turbina hidráulica.

La carga neta es la carga puesta a disposición de la turbina. Una turbina absorbe energía hidráulica y restituye energía mecánica. La diferencia entre la energía

especifica que tiene el fluido a la entrada de la turbina y la salida es la energía suministrada a la turbina, que puesta en forma de carga se denomina carga neta H .

La carga neta no es la altura útil aprovechada por la turbina, sino la carga teórica que hubiera aprovechado si no hubiera habido pérdidas. Parte de esta carga se disipa, pues, en pérdidas hidráulicas, el agua intercambia con el rodete una carga menor que la que ha absorbido. Esta última carga que en este caso es la carga hidráulica útil es la carga o altura de Euler. Por tanto la carga neta se define como lo indica la ecuación 2.6:

$$H = H_u + H_{r-int} \quad (2.6)$$

Donde:

H : Carga neta [m.c.a].

H_u : Altura de euler: [m.c.a].

H_{r-int} : Pérdidas hidráulicas [m.c.a].

Para cálculo práctico de la carga neta H tenemos la ecuación 2.7.

$$H = \frac{P_e - P_s}{\rho g} + (z_e - z_s) + \frac{v_e^2 + v_s^2}{2g} \quad (2.7)$$

Donde,

H : Carga neta [m.c.a].

P_e : Presión del fluido a la entrada de la turbina [Pa].

P_s : Presión del fluido a la salida de la turbina [Pa].

ρ : Densidad del fluido [Kg/m³].

g : Aceleración de gravedad [m/s²].

z_e : Cota geodésica de la entrada de la turbina [m].

z_s : Cota geodésica de la salida de la turbina [m].

v_e : Velocidad de entrada del fluido [m/s].

v_s : Velocidad de salida del fluido [m/s].

En el caso particular de la turbina Pelton el constructor debe procurar que $c_2^2/2g \cong 0$ porque al no tener la turbina Pelton tubo de aspiración, dicha energía cinética en la salida constituye una pérdida que disminuye su rendimiento y es imputable a la turbina. Teniendo en cuenta esto y sabiendo que $v_s^2/2g$ es igual a $c_2^2/2g$ entonces este término no figura en la ecuación para el cálculo de la carga neta. Además la presión de salida P_s es la presión atmosférica por lo que será igual a cero. Simplificando la ecuación 2.7, se obtiene la ecuación 2.8 [12].

$$H = \frac{P_e}{\rho g} + (z_e - z_s) + \frac{v_e^2}{2g} \quad (2.8)$$

2.2.9 Pérdidas, potencias y rendimientos de una turbina hidráulica.

2.2.9.1 Pérdidas en una turbina hidráulica.

Las pérdidas en la turbina se clasifican en tres grupos: pérdidas hidráulicas, pérdidas volumétricas y pérdidas mecánicas.

- Las pérdidas hidráulicas tienen lugar desde la sección de entrada hasta el distribuidor o el inyector; entre el distribuidor y el rodete; en el rodete y finalmente en el tubo de aspiración, si lo hay.
- Las pérdidas volumétricas o intersticiales se dividen en pérdidas exteriores y pérdidas interiores. Las pérdidas interiores se generan debido a una porción del caudal que no circula a través del rodete sino que pasa entre el espacio que existe entre el rodete y la carcasa, por lo que esta porción no aporta su energía al rodete sino que se pierde por estrangulamiento en el exterior del rodete. Mientras que las pérdidas exteriores las constituye la porción del fluido que escapa de la carcasa por el juego entre la carcasa y el eje de la turbina que la atraviesa.

- Las pérdidas mecánicas se generan por rozamiento entre el eje y los rodamientos, accionamiento de auxiliares como cuenta revoluciones, caja de engranes para lubricación, entre otros [12].

2.2.9.2 Potencias en una turbina hidráulica.

- Potencia teórica: es la potencia hidráulica puesta a disposición de la turbina, se puede calcular con la ecuación 2.9.

$$P = Q\rho gH \quad (2.9)$$

Donde:

P: Potencia teórica [W].

Q: Caudal [m³/s].

ρ : Densidad del fluido [Kg/m³].

g: Aceleración de gravedad [m/s²].

H: Carga neta [m.c.a].

- Potencia de accionamiento: es la potencia teórica descontando todas las pérdidas internas de la turbina y se define con la ecuación 2.10.

$$P_a = M\omega \quad (2.10)$$

Donde:

P_a: Potencia de accionamiento [W].

M: Momento torsor [N.m].

ω : Velocidad angular [rad/s].

- Potencia interna: potencia suministrada a la turbina descontando la potencia necesaria para vencer los rozamientos mecánicos.

$$P_i = P_a + P_m^r \quad (2.11)$$

Donde:

P_i : Potencia interna [W].

P_a : Potencia de accionamiento [W].

P_m^r : Perdidas por rozamientos mecánicos [W].

2.2.9.3 Rendimientos de una turbina hidráulica.

- Rendimiento hidráulico: según la ecuación 2.12 será:

$$\eta_h = \frac{H_u}{H} \quad (2.12)$$

Donde,

η_h : Rendimiento hidráulico.

H_u : Altura de euler [m.c.a].

H : Carga neta [m.c.a].

- Rendimiento interno: según lo expresado por la ecuación 2.13 será:

$$\eta_i = \frac{P_i}{P} \quad (2.13)$$

Donde:

η_i : Rendimiento interno.

P_i : Potencia interna [W].

P : Potencia teórica [W].

- Rendimiento mecánico: según la ecuación 2.14 será:

$$\eta_m = \frac{P_a}{P_i} \quad (2.14)$$

Donde:

η_m : Rendimiento mecánico.

P_a : Potencia de accionamiento [W].

P_i : Potencia interna [W].

- Rendimiento total: según lo expresado por la ecuación 2.15 será:

$$\eta_{total} = \frac{P_a}{P} \quad (2.15)$$

Donde:

η_{total} : Rendimiento total.

P_a : Potencia de accionamiento [W].

P : Potencia teórica [W].

2.2.10 Generador eléctrico.

Una dinamo es una máquina eléctrica que produce energía eléctrica en forma de corriente continua aprovechando el fenómeno de inducción electromagnética. Para ello está dotada de un armazón fijo (estator) encargado de crear el campo magnético en cuyo interior gira un cilindro (rotor) donde se crearán las fuerzas electromotrices inducidas [14].

2.2.10.1 Partes principales de un generador de corriente continua.

- Estator: Consta de un electroimán encargado de crear el campo magnético fijo conocido por el nombre de inductor.
- Rotor: Es un cilindro donde se enrollan bobinas de cobre, que se hace girar a una cierta velocidad cortando el flujo inductor y que se conoce como inducido.

2.2.10.2 Principio de Funcionamiento de un generador de corriente continua.

Haciendo girar una espira en un campo magnético se produce una f.e.m. inducida en sus conductores. La tensión obtenida en el exterior a través de un anillo colector y una escobilla en cada extremo de la espira tiene carácter senoidal. Conectando los extremos de la espira a unos semianillos conductores aislados entre sí, conseguiremos que cada escobilla esté siempre en contacto con la parte de inducido que presenta una

determinada polaridad. Durante un semiperiodo se obtiene la misma tensión alterna pero, en el semiperiodo siguiente, se invierte la conexión convirtiendo el semiciclo negativo en positivo.

El inducido suele tener muchas más espiras y el anillo colector está dividido en un mayor número de partes o delgas, aisladas entre sí, formando lo que se denomina el colector. Las escobillas son de grafito o carbón puro montado sobre porta escobillas que mediante un resorte aseguran un buen contacto. Al aumentar el número de delgas, la tensión obtenida tiene menor ondulación acercándose más a la tensión continua que se desea obtener [14].

2.2.11 Freno Prony

El problema de cómo medir la potencia de un eje rotatorio fue resuelto por Gaspard de Prony en Francia en 1826 cuando invento el primer freno de fricción. Este dispositivo llegó a ser conocido como freno Prony [15]. En la Figura 2.5 se muestra el freno Prony acoplado a la turbina Pelton del banco de ensayos del Laboratorio de hidráulica UC.



Figura 2.5 Freno Prony Acoplado a la Turbina Pelton del banco de ensayos del Laboratorio de hidráulica UC.

2.2.11.1 Funcionamiento del freno Prony.

Al aplicar presión sobre las zapatas del freno Prony mientras el eje de la turbina gira, se genera una fuerza de fricción que frena al eje de la turbina, esta energía no es completamente disipada por lo que la fuerza de fricción genera un momento torsor sobre la palanca del freno Prony que en su extremo tiene una carga de peso aplicada. El momento torsor contrarresta la carga aplicada al extremo de la palanca por lo que la lectura en la balanza será menor a la colocada físicamente. La diferencia entre el peso físico aplicado y el leído en la balanza será la fuerza que se genera por el giro de la turbina que al ser multiplicada por la longitud de la palanca del freno Prony da una medida del momento torsor generado por la turbina.

La ecuación para el cálculo de la potencia de accionamiento a través del freno Prony acoplado a la turbina Pelton será la ecuación 2.16:

$$P_a = \omega \times 0.1047 \times M = \omega \times 0.1047 \times B_{fp} \times \Delta P \times g \quad (2.16)$$

Donde:

P_a : Potencia de accionamiento o potencia de freno.

ω : Velocidad angular [rpm].

M : Momento torsor [N.m].

B_{fp} : Longitud de la palanca del freno Prony, que equivale a 0.4599 m.

ΔP : Diferencia de peso entre la física y la medida por la balanza [kg].

g : Aceleración de gravedad [m/s^2].

2.2.12 Potencia eléctrica.

La potencia eléctrica es la relación de paso de energía de un flujo por unidad de tiempo; es decir, la cantidad de energía entregada o absorbida por un elemento en un momento determinado. La unidad en el Sistema Internacional de Unidades es el vatio (watt).

Cuando una corriente eléctrica fluye en cualquier circuito, puede transferir energía al hacer un trabajo mecánico o termodinámico. La potencia eléctrica puede calcularse como lo indica la ecuación 2.17:

$$P_{elec} = \frac{v^2}{R} \quad (2.17)$$

Donde,

P_{elec} : Potencia eléctrica [W].

v: Voltaje [v].

R: Resistencia eléctrica [Ohm].

2.2.13 Banco de ensayos de los sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz de la Universidad de Carabobo.

El Banco de ensayos de los sistemas de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz de la Universidad de Carabobo se divide en los siguientes componentes principales:

- Tanques de reserva de agua
- Turbina Francis
- Turbina Pelton
- Sistema de tuberías Manifold
- Bomba Auxiliar
- Piezómetro para medición de caudal
- Panel Eléctrico para control de Bomba y Generador Eléctrico de la Turbina Francis

En las figuras desde el número 2.6 hasta la 2.9 se observan los distintos componentes principales del Banco de Ensayos.

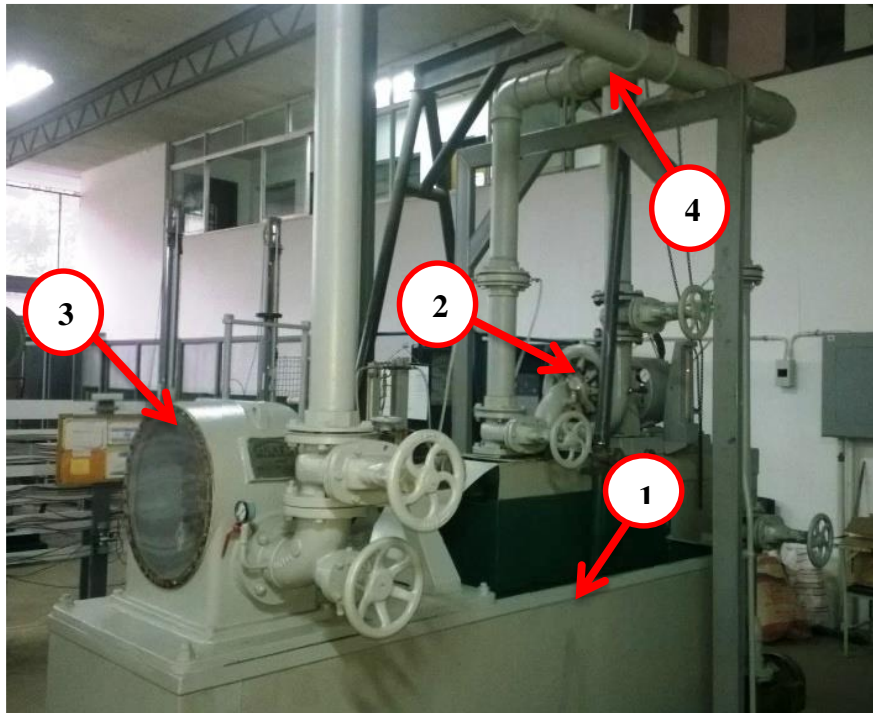


Figura 2.6. Banco de ensayos de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica. 1 Tanque de reserva de Agua. 2 Turbina Francis. 3 Turbina Pelton. 4 Sistema de tubería Manifold.



Figura 2.7. Banco de ensayos de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica. 5 bomba auxiliar del Banco de ensayos.

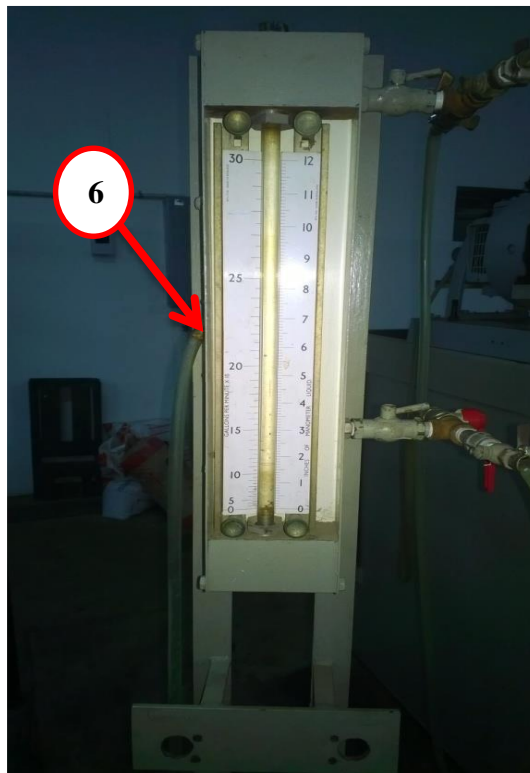


Figura 2.8. Banco de ensayos de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica. 6 Piezómetro para medición de caudal.



Figura 2.9. Banco de ensayos de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica. 7 Panel eléctrico para control de la Bomba Auxiliar y el Generador Eléctrico de la Turbina Francis.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLOGICO

En el contexto del presente Capítulo, se establecen los procedimientos que permiten el desarrollo del estudio, enfatizado sobre la presentación y el orden lógico que induzcan a cumplir correctamente las distintas fases para la investigación.

3.1 Nivel de la Investigación.

De acuerdo al tipo de estudio y el alcance de la investigación, la metodología se considera descriptiva. Los estudios descriptivos buscan especificar las propiedades importantes de personas, grupos comunidades o cualquier otro fenómeno que sea sometido a análisis. Miden o evalúan diversos aspectos, dimensiones o componentes del fenómeno o fenómenos a investigar. Desde el punto de vista científico, describir es medir. Esto es, en un estudio descriptivo se selecciona una serie de cuestiones y se mide cada una de ellas independientemente para así, valga la redundancia, describir lo que se investiga [16].

En esta investigación se busca evaluar la operación de los Sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz”, Escuela de Ingeniería Civil, Universidad de Carabobo. Esta evaluación se basa en el análisis de las curvas características del funcionamiento de los sistemas de turbina Francis y Turbina Pelton. En el sistema de Turbina Francis, las características reguladas son caudal y apertura del distribuidor; así como las características observadas son: velocidad de giro, corriente y tensión de salida en el eje del generador. Las características estimadas son: carga y potencia eléctrica. En el sistema de Turbina Pelton, las características reguladas son caudal, recorrido del punzón en la válvula de aguja y velocidad de giro; así como las características observadas son: presión, fuerza resultante en el eje. Las características estimadas son: carga y potencia

de freno. Finalmente, se describe la metodología para realizar prácticas de laboratorio y mantenimiento de los sistemas.

3.2 Tipo de Investigación.

El estudio se presenta como una investigación del tipo documental y experimental, debido que para el desarrollo de la misma, se estudia la teoría que describe el funcionamiento de cada turbina así como también se pretende someter a cada uno de los sistemas de turbinas a una serie de ensayos y pruebas que arrojen datos que permitan caracterizar el funcionamiento de los mismos.

3.3 Población y Muestra.

La población es el conjunto de tratamientos experimentales resultantes de aplicar un diseño factorial para estudiar los sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz”. En el primer banco de ensayos, el diseño factorial incluye 20 pruebas experimentales. En el segundo bancos de ensayos, el diseño factorial incluye 180 pruebas experimentales, respectivamente. La estimación de la población se describe más adelante en este Capítulo.

La muestra está compuesta por el conjunto de pruebas que han sido posibles ejecutar durante la aplicación de las pruebas del diseño experimental. Este aspecto será descrito y justificado en la sección 4.1 del Capítulo IV.

3.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

Como técnica de recolección se utiliza la observación directa de los datos arrojados por cada una de las pruebas a las que se sometan los sistemas de turbinas. De esta forma los instrumentos a utilizar para la captación de los datos, serán manómetros, piezómetro, balanza y computadores.

3.5 Técnicas de procesamiento y análisis de datos.

Como técnica de procesamiento se utilizarán tablas y gráficos de análisis de forma tal de poder comparar cuantitativamente los datos arrojados por cada una de las pruebas y a su vez generar las curvas que caracterizan cada uno de los sistemas.

3.6 Diseño de la Investigación.

Para la ejecución del presente trabajo es necesario seguir una serie de pasos los cuales permitirán dar respuesta a los objetivos antes planteados, estos pasos son enumerados a continuación.

- ***Diseño de las pruebas experimentales para el funcionamiento del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC***

Para las pruebas experimentales que se aplica a cada uno de los sistemas de turbinas se usa un *diseño factorial* del cual se obtienen todas las combinatorias posibles de los factores experimentales que están involucradas en el funcionamiento del banco de ensayos y permite estudiar cómo influyen estos factores sobre las variables de respuestas. El número total de corridas experimentales se obtiene mediante el producto del número de niveles de cada variable independiente. Este procedimiento se lleva a cabo a través del uso de un programa estadístico; donde se configura el diseño y éste arroja la secuencia en la cual cada prueba será realizada. Los diseños experimentales para la Turbina Francis y la Turbina Pelton pueden ser observados en apéndice A.

Una vez que se realiza cada prueba, se introducen los resultados obtenidos al programa estadístico y éste proporciona las curvas de tendencia de cada variable, efectos principales y efectos de interacción entre la variable de respuesta y los factores experimentales en cada nivel.

➤ ***Diseño de Pruebas experimentales para el Sistema de Turbina Francis.***

El diseño de las pruebas experimentales del sistema de turbina Francis se muestra en la tabla 3.1; donde se observan dos (2) factores experimentales: 1) Caudal de entrada (m^3/h) y 2) Apertura del distribuidor.

Tabla 3.1 Factores experimentales y niveles para el diseño de pruebas del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC

Factores Experimentales	Numero de Niveles	Niveles
1) Caudal de entrada [m^3/h], (gpm)	10	11,36; 17,03; 22,71; 28,39; 34,07; 39,74; 45,42; 51,10; 56,78; 62,45; (50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250, 275)
2) Apertura del Distribuidor	2	50%, 100%

Para un total de combinaciones en los factores igual a $10 \times 2 = 20$ Pruebas

El orden y condiciones de cada prueba se muestran en el Apéndice A.1

➤ ***Diseño de pruebas experimentales para el Sistema de Turbina Pelton***

El diseño de las pruebas experimentales del Sistema de Turbina Pelton se muestra en la Tabla 3.2; dónde se observan tres (3) factores experimentales: 1) Caudal de entrada (m^3/h), 2) Recorrido del Punzón y 3) Velocidad de Giro (rpm). El primero es probado en cuatro niveles. El segundo es probado en cinco niveles. El tercero es probado en nueve niveles respectivamente.

Tabla 3.2 Factores experimentales y niveles para el diseño de pruebas del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC

Factores Experimentales	Numero de Niveles	Niveles
1) Caudal de Entrada [m^3/h] (gpm)	4	11,36; 22,71; 34,07; 45,42; (50, 100, 150, 200)
2) Recorrido del Punzón	5	0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1
3) Velocidad de Giro (rpm)	9	400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1100, 1200

Para un total de combinaciones en los factores igual a $4 \times 5 \times 9 = 180$ *Pruebas*

El orden y condiciones de cada prueba se muestran en el Apéndice A.2.

- ***Elaboración las curvas de funcionamiento para la representación de las variables involucradas en los sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica-UC.***

Para la elaboración las curvas características del funcionamiento de los sistemas de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica-UC, primero se procesan los datos obtenidos de las pruebas experimentales; lo que implica estimar las variables de respuesta que representan el funcionamiento de una máquina hidráulica, como lo son: a) Potencia generada, b) Eficiencia, c) Carga neta disponible, entre otras. Cada una de estas variables de respuesta se grafican con respecto a los factores experimentales controlados o fijados durante las pruebas, como son: Turbina Francis: a) la apertura de distribuidor, y b) caudal que circula por la turbina. Turbina Pelton: a) la velocidad de giro, b) recorrido de punzón y c) caudal que circula por la turbina. De esta forma se obtiene una curva de tendencia del funcionamiento de los sistemas de turbinas para cada combinación de estos factores.

- ***Curvas de funcionamiento del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.***

El funcionamiento de la turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC se caracteriza a través de las siguientes cuatro curvas: 1) Caudal vs Velocidad de giro, 2) Carga vs Caudal, 3) Potencia eléctrica vs Caudal, y 4) Eficiencia vs Caudal. En éstas, para cada gráfico se generaran dos curvas correspondientes a los dos niveles de apertura del distribuidor de entrada a la turbina.

➤ ***Curvas de funcionamiento del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.***

El funcionamiento del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC se describe por medio de las siguientes cuatro gráficos: 1) Carga vs Caudal, 2) Caudal vs Velocidad de giro, 3) Potencia de freno vs Velocidad de giro y 4) Eficiencia Vs Velocidad de giro. Cada gráfico muestra 5 curvas correspondientes a los 5 niveles del recorrido del punzón de la válvula de entrada a la turbina Pelton.

• ***Metodología para la realización de las prácticas y el mantenimiento de los sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.***

➤ ***Metodología para la realización de las prácticas de laboratorio de los sistemas de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC***

Para el diseño de la metodología de las prácticas que llevaran a cabo los estudiantes en el banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC se utiliza la estructura del manual de prácticas que actualmente se realizan en el laboratorio de hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Escuela de Ingeniería Civil de la Universidad de Carabobo. Es conveniente indicar que, las Escuelas de Ingeniería Mecánica, Eléctrica, entre otras de la Universidad de Carabobo podrán realizar sus manuales de prácticas adaptándola a sus contenidos y programación de las asignaturas; donde éstas prácticas constituyan aplicaciones complementarias a los contenidos teóricos.

En el manual de la Escuela de Ingeniería Civil UC, cada una de las prácticas es presentada bajo la siguiente estructura; la cual incluye siete aspectos: 1) Objetivo de

la práctica, 2) Introducción teórica al tema a tratar, 3) Equipos que se utilizan, 4) Tabla para recolección de datos, 5) Procedimiento a seguir para la realización de la práctica, 6) Cálculos preliminares que debe realizar y 7) Cálculos del informe que debe entregar.

➤ ***Metodología para el mantenimiento de los sistemas de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC***

La metodología para el mantenimiento del banco de ensayos de los sistemas de turbina Francis y turbina Pelton se basa en tres aspectos: 1) Recomendaciones dadas por los fabricantes de los diferentes componentes del banco de ensayo, 2) Metodología de mantenimiento preventivo y 3) Metodología del mantenimiento predictivo. Esto permite que se prevea la obtención de recursos para garantizar el mantenimiento de los bancos de ensayos de turbinas hidráulicas del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC. El propósito es coadyuvar a que hayan condiciones óptimas o sea condiciones para que éstos sean usados permanentemente por los estudiantes de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo.

• ***Comparación de las curvas características del funcionamiento, obtenidas a través de las pruebas al sistema de turbinas Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz -UC, con las curvas de funcionamiento de sistemas similares.***

Con los resultados obtenidos a través pruebas realizadas al sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz – UC se generan curvas características de su funcionamiento. Estas curvas deben ser comparadas con curvas de funcionamiento de sistemas similares con el fin de: 1) comparar el funcionamiento obtenido con el observado en otros sistemas y 2) evaluar o juzgar el funcionamiento en términos de variables: geométricas, dinámicas y cinemáticas.

Para hacer esta comparación se toma como referencia el trabajo de ascenso; llamado, Pruebas Operacionales del Banco de Ensayos H81 para Turbinas Pelton y Francis del IUTEB; realizado por, Gustavo Marturet. [17]; el cual incluye propósitos de elaboración de las curvas características de la turbina Francis y turbina Pelton del banco de ensayos H81 del IUTEB.

Tomando los resultados de este objetivo del trabajo realizado por G. Marturet, y los resultados de las pruebas realizadas al Banco de ensayos de los sistemas de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica - UC, se procede a elaborar tres gráficos para cada sistema de turbina: Caudal vs Carga neta, Caudal vs Potencia generada, Caudal vs Eficiencia. En cada gráfico se colocan dos curvas, una de ellas muestra el comportamiento del sistema del IUTEB y la otra el funcionamiento del sistema del laboratorio de hidráulica UC. De esta forma se hace una comparación directa de cada sistema de turbina con respecto a lo observado en el banco de ensayos del IUTEB.

Así mismo; se comparan los resultados obtenidos mediante el sistema de Turbina Francis UC con un punto operacional de la Turbina Francis ubicada en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de los Andes; los cuales son obtenidos en la práctica de esta turbina indicada en el documento “Guía de Prácticas del Laboratorio de Turbomáquinas” según Ávila, [18], con permiso de los Profesores: Manuel Ávila y Jesús Muñoz, Anexo A.

CAPÍTULO IV

DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN

En este Capítulo se desarrolla la metodología descrita en el Capítulo III, con el fin de evaluar el funcionamiento de los sistemas de turbinas hidráulicas Francis y Pelton ubicadas en el laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

4.1 Diseño de las pruebas experimentales para el funcionamiento del sistema de turbina Francis y de Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica -UC.

Los resultados del diseño de las pruebas experimentales para el funcionamiento del sistema de turbina Francis y turbina Pelton son presentados en las Tablas 4.1 y 4.2; donde se observa que el diseño experimental aplicado es del tipo factorial, ya que este tipo de diseño sirve para estudiar el efecto individual y de interacción de varios factores sobre una variable respuesta [19].

En la tabla 4.1 se muestran los resultados de la aplicación del diseño experimental a la turbina hidráulica Francis del Laboratorio de hidráulica – Universidad de Carabobo; donde se observa que una muestra de 7 tratamientos experimentales fueron ejecutados; mientras que 13 no pudieron aplicarse.

De acuerdo a los resultados obtenidos y mostrados en la tabla 4.1 se puede notar que para mayores presiones de entrada, la turbina gira a más velocidad, lo que produce un aumento en la tensión eléctrica generada por el sistema, para una apertura menor del distribuidor, la presión aumenta, esto se debe a que el caudal de entrada debe circular por un área menor, lo que debería significar mayor velocidad de giro y tensión generada, sin embargo durante las pruebas se pudo observar una fuga hidráulica proveniente del sello mecánico de la turbina, que disminuye la eficiencia de la turbina, como consecuencia de esta pérdida se pudo observar emulsión del aceite dentro de la caja de engranes y del gobernador hidráulico de la turbina. Debido a la emulsión del aceite y las bajas velocidades de giro de la turbina ocasionada por la

pérdida hidráulica no se pudieron realizar las demás pruebas presentes en la población de ensayos a realizar ya que se podían generar daños mayores en los rodamientos y engranes, que se encuentran en el interior de la caja de engranes, así como en el sistema interno del gobernador hidráulico.

Tabla 4.1 Resultados de la Aplicación del Diseño Experimental a la Turbina Hidráulica Francis. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

PRUEBA	CAUDAL DE ENTRADA [m ³ /h] (gpm)	APERTURA DEL DISTRIBUIDOR [%]	PRESIÓN DE ENTRADA [Kpa] (psi)	VELOCIDAD DE GIRO [rpm]	TENSION [V]
1	11,36 (50)	50			
2	17,03 (75)	50			
3	22,71 (100)	50			
4	28,39 (125)	50			
5	34,07 (150)	50			
6	39,74 (175)	50			
7	45,42 (200)	50	206,84 (30)	200	13,5
8	51,10 (225)	50			
9	56,78 (250)	50	275,79 (40)	500	30
10	62,45 (275)	50	310,26 (45)	600	32
11	11,36 (50)	100			
12	17,03 (75)	100			
13	22,71 (100)	100			
14	28,39 (125)	100			
15	34,07 (150)	100	82,74 (12)	300	12,8
16	39,74 (175)	100			
17	45,42 (200)	100	124,10 (18)	400	21,1
18	51,10 (225)	100			
19	56,78 (250)	100	179,26 (26)	900	48
20	62,45 (275)	100	206,84 (30)	1100	60,6

En la tabla 4.2 se muestran los resultados de la aplicación del diseño experimental a la turbina hidráulica Pelton. Laboratorio de hidráulica – Universidad de Carabobo; donde se observa que una muestra de 65 pruebas experimentales fueron ejecutados; mientras que 115 no pudieron aplicarse.

De acuerdo a los resultados comentados para una velocidad de giro de 400 rpm se puede ver que a medida que la presión de entrada y la altura neta son mayores la potencia de freno generada es mayor ya que se entrega mayor energía a la turbina en forma de carga neta y ésta la transforma en energía mecánica, además se puede observar que al aumentar el caudal en valores entre 150 y 200 gpm no se pueden realizar las pruebas en los cuales el recorrido del punzón es menor esto debido a que la presión de entrada aumenta a niveles mayores a los que se pueden medir con el manómetro ubicado en la entrada de la turbina además de ocasionar altas vibraciones en el sistema de tubería, por otra parte para caudales inferiores entre el rango 100 y 50 gpm no se pueden realizar las pruebas en los que el recorrido del punzón es cercano al máximo, ya que la energía entregada por el fluido es muy baja y no se genera suficiente movimiento angular para hacer una medición de potencia.

Tabla 4.2 Resultados de la Aplicación del Diseño Experimental a la Turbina Hidráulica Pelton.
Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
1	11,36 (50)	0,2	400	117,21 (17,00)	0,30	12,00
2	11,36 (50)	0,2	500	117,21 (17,00)	0,19	12,00
3	11,36 (50)	0,2	600	117,21 (17,00)	0,11	12,00
4	11,36 (50)	0,2	700			
5	11,36 (50)	0,2	800			
6	11,36 (50)	0,2	900			
7	11,36 (50)	0,2	1000			
8	11,36 (50)	0,2	1100			
9	11,36 (50)	0,2	1200			
10	11,36 (50)	0,4	400	20,68 (3,00)	0,08	2,12
11	11,36 (50)	0,4	500			
12	11,36 (50)	0,4	600			

Tabla 4.2 Resultados de la Aplicación del Diseño Experimental a la Turbina Hidráulica Pelton.
 Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.
 Continuación.

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
13	11,36 (50)	0,4	700			
14	11,36 (50)	0,4	800			
15	11,36 (50)	0,4	900			
16	11,36 (50)	0,4	1000			
17	11,36 (50)	0,4	1100			
18	11,36 (50)	0,4	1200			
19	11,36 (50)	0,6	400			
20	11,36 (50)	0,6	500			
21	11,36 (50)	0,6	600			
22	11,36 (50)	0,6	700			
23	11,36 (50)	0,6	800			
24	11,36 (50)	0,6	900			
25	11,36 (50)	0,6	1000			
26	11,36 (50)	0,6	1100			
27	11,36 (50)	0,6	1200			
28	11,36 (50)	0,8	400			
29	11,36 (50)	0,8	500			
30	11,36 (50)	0,8	600			
31	11,36 (50)	0,8	700			
32	11,36 (50)	0,8	800			
33	11,36 (50)	0,8	900			
34	11,36 (50)	0,8	1000			
35	11,36 (50)	0,8	1100			
36	11,36 (50)	0,8	1200			
37	11,36 (50)	1	400			

Tabla 4.2 Resultados de la Aplicación del Diseño Experimental a la Turbina Hidráulica Pelton.
 Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.
 Continuación.

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
38	11,36 (50)	1	500			
39	11,36 (50)	1	600			
40	11,36 (50)	1	700			
41	11,36 (50)	1	800			
42	11,36 (50)	1	900			
43	11,36 (50)	1	1000			
44	11,36 (50)	1	1100			
45	11,36 (50)	1	1200			
46	22,71 (100)	0,2	400			
47	22,71 (100)	0,2	500			
48	22,71 (100)	0,2	600			
49	22,71 (100)	0,2	700			
50	22,71 (100)	0,2	800			
51	22,71 (100)	0,2	900			
52	22,71 (100)	0,2	1000			
53	22,71 (100)	0,2	1100			
54	22,71 (100)	0,2	1200			
55	22,71 (100)	0,4	400	227,53 (33.00)	1,51	23,30
56	22,71 (100)	0,4	500	227,53 (33.00)	1,42	23,30
57	22,71 (100)	0,4	600	227,53 (33.00)	1,36	23,30
58	22,71 (100)	0,4	700	227,53 (33.00)	1,32	23,30
59	22,71 (100)	0,4	800	227,53 (33.00)	1,21	23,30
60	22,71 (100)	0,4	900	227,53 (33.00)	0,85	23,30
61	22,71 (100)	0,4	1000	227,53 (33.00)	0,19	23,30
62	22,71 (100)	0,4	1100			

Tabla 4.2 Resultados de la Aplicación del Diseño Experimental a la Turbina Hidráulica Pelton.
 Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.
 Continuación.

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
63	22,71 (100)	0,4	1200			
64	22,71 (100)	0,6	400	110,32 (16,00)	0,83	11,31
65	22,71 (100)	0,6	500	110,32 (16,00)	0,66	11,31
66	22,71 (100)	0,6	600	110,32 (16,00)	0,34	11,31
67	22,71 (100)	0,6	700	110,32 (16,00)	0,26	11,31
68	22,71 (100)	0,6	800			
69	22,71 (100)	0,6	900			
70	22,71 (100)	0,6	1000			
71	22,71 (100)	0,6	1100			
72	22,71 (100)	0,6	1200			
73	22,71 (100)	0,8	400	68,947 (10,00)	0,68	7,08
74	22,71 (100)	0,8	500	68,947 (10,00)	0,28	7,08
75	22,71 (100)	0,8	600			
76	22,71 (100)	0,8	700			
77	22,71 (100)	0,8	800			
78	22,71 (100)	0,8	900			
79	22,71 (100)	0,8	1000			
80	22,71 (100)	0,8	1100			
81	22,71 (100)	0,8	1200			
82	22,71 (100)	1	400	68,947 (10,00)	0,38	7,08
83	22,71 (100)	1	500			
84	22,71 (100)	1	600			
85	22,71 (100)	1	700			
86	22,71 (100)	1	800			
87	22,71 (100)	1	900			
88	22,71 (100)	1	1000			
89	22,71 (100)	1	1100			
90	22,71 (100)	1	1200			
91	34,07 (150)	0,2	400			
92	34,07 (150)	0,2	500			
93	34,07 (150)	0,2	600			
94	34,07 (150)	0,2	700			
95	34,07 (150)	0,2	800			
96	34,07 (150)	0,2	900			
97	34,07 (150)	0,2	1000			
98	34,07 (150)	0,2	1100			
99	34,07 (150)	0,2	1200			

Tabla 4.2 Resultados de la Aplicación del Diseño Experimental a la Turbina Hidráulica Pelton.
 Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.
 Continuación.

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
100	34,07 (150)	0,4	400	347,31 (54.00)	2,65	38,15
101	34,07 (150)	0,4	500	347,31 (54.00)	3,21	38,15
102	34,07 (150)	0,4	600	347,31 (54.00)	3,17	38,15
103	34,07 (150)	0,4	700	347,31 (54.00)	3,31	38,15
104	34,07 (150)	0,4	800	347,31 (54.00)	3,17	38,15
105	34,07 (150)	0,4	900	347,31 (54.00)	3,23	38,15
106	34,07 (150)	0,4	1000	347,31 (54.00)	3,02	38,15
107	34,07 (150)	0,4	1100	347,31 (54.00)	2,29	38,15
108	34,07 (150)	0,4	1200	347,31 (54.00)	0,91	38,15
109	34,07 (150)	0,6	400	227,53 (33.00)	2,12	23,34
110	34,07 (150)	0,6	500	227,53 (33.00)	2,08	23,34
111	34,07 (150)	0,6	600	227,53 (33.00)	2,27	23,34
112	34,07 (150)	0,6	700	227,53 (33.00)	2,38	23,34
113	34,07 (150)	0,6	800	227,53 (33.00)	1,66	23,34
114	34,07 (150)	0,6	900	227,53 (33.00)	1,36	23,34
115	34,07 (150)	0,6	1000	227,53 (33.00)	0,38	23,34
116	34,07 (150)	0,6	1100			
117	34,07 (150)	0,6	1200			
118	34,07 (150)	0,8	400	165,47 (24.00)	1,66	16,99
119	34,07 (150)	0,8	500	165,47 (24.00)	1,89	16,99
120	34,07 (150)	0,8	600	165,47 (24.00)	1,47	16,99
121	34,07 (150)	0,8	700	165,47 (24.00)	1,06	16,99
122	34,07 (150)	0,8	800	165,47 (24.00)	0,76	16,99
123	34,07 (150)	0,8	900			
124	34,07 (150)	0,8	1000			

Tabla 4.2 Resultados de la Aplicación del Diseño Experimental a la Turbina Hidráulica Pelton.
 Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.
 Continuación.

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
125	34,07 (150)	0,8	1100			
126	34,07 (150)	0,8	1200			
127	34,07 (150)	1	400	144,79 (21,00)	1,51	14,88
128	34,07 (150)	1	500	144,79 (21,00)	1,42	14,88
129	34,07 (150)	1	600	144,79 (21,00)	1,36	14,88
130	34,07 (150)	1	700	144,79 (21,00)	1,06	14,88
131	34,07 (150)	1	800			
132	34,07 (150)	1	900			
133	34,07 (150)	1	1000			
134	34,07 (150)	1	1100			
135	34,07 (150)	1	1200			
136	45,42 (200)	0,2	400			
137	45,42 (200)	0,2	500			
138	45,42 (200)	0,2	600			
139	45,42 (200)	0,2	700			
140	45,42 (200)	0,2	800			
141	45,42 (200)	0,2	900			
142	45,42 (200)	0,2	1000			
143	45,42 (200)	0,2	1100			
144	45,42 (200)	0,2	1200			
145	45,42 (200)	0,4	400			
146	45,42 (200)	0,4	500			
147	45,42 (200)	0,4	600			
148	45,42 (200)	0,4	700			
149	45,42 (200)	0,4	800			
150	45,42 (200)	0,4	900			
151	45,42 (200)	0,4	1000			
152	45,42 (200)	0,4	1100			
153	45,42 (200)	0,4	1200			
154	45,42 (200)	0,6	400	365,42 (53,00)	3,40	37,50
155	45,42 (200)	0,6	500	365,42 (53,00)	3,97	37,50
156	45,42 (200)	0,6	600	365,42 (53,00)	4,08	37,50
157	45,42 (200)	0,6	700	365,42 (53,00)	4,63	37,50
158	45,42 (200)	0,6	800	365,42 (53,00)	4,69	37,50
159	45,42 (200)	0,6	900	365,42 (53,00)	4,59	37,50
160	45,42 (200)	0,6	1000	365,42 (53,00)	3,78	37,50
161	45,42 (200)	0,6	1100	365,42 (53,00)	3,53	37,50

Tabla 4.2 Resultados de la Aplicación del Diseño Experimental a la Turbina Hidráulica Pelton.
Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.
Continuación.

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
162	45,42 (200)	0,6	1200	365,42 (53,00)	1,59	37,50
163	45,42 (200)	0,8	400	275,79 (40,00)	3,02	28,33
164	45,42 (200)	0,8	500	275,79 (40,00)	3,31	28,33
165	45,42 (200)	0,8	600	275,79 (40,00)	3,51	28,33
166	45,42 (200)	0,8	700	275,79 (40,00)	3,57	28,33
167	45,42 (200)	0,8	800	275,79 (40,00)	3,48	28,33
168	45,42 (200)	0,8	900	275,79 (40,00)	2,89	28,33
169	45,42 (200)	0,8	1000	275,79 (40,00)	1,89	28,33
170	45,42 (200)	0,8	1100	275,79 (40,00)	0,62	28,33
171	45,42 (200)	0,8	1200			
172	45,42 (200)	1	400	220,63 (32,00)	2,57	22,69
173	45,42 (200)	1	500	220,63 (32,00)	2,83	22,69
174	45,42 (200)	1	600	220,63 (32,00)	2,83	22,69
175	45,42 (200)	1	700	220,63 (32,00)	2,65	22,69
176	45,42 (200)	1	800	220,63 (32,00)	2,57	22,69
177	45,42 (200)	1	900	220,63 (32,00)	1,70	22,69
178	45,42 (200)	1	1000	220,63 (32,00)	0,38	22,69
179	45,42 (200)	1	1100			
180	45,42 (200)	1	1200			

4.1.1 Diseño de las pruebas experimentales para el funcionamiento del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.

Los resultados del diseño experimental de la turbina Francis se basan en dos factores y dos variables de respuesta. Los factores que se ajustan en la operación de la turbina Francis son dos: 1) el caudal, y 2) la apertura del distribuidor de la turbina. Las variables de respuesta son dos: 1) la carga neta disponible para la generación de potencia de la turbina y 2) la potencia eléctrica generada. Los resultados de la evaluación del diseño experimental consisten de: 1) Resultados de la curva de contornos superficiales de la variable de respuesta en relación a los factores experimentales, 2) Resultados de los efectos principales de los factores

experimentales sobre las variables de respuestas de la turbina Francis y 3) Resultados de los efectos de interacción sobre las variables de respuestas de la turbina Francis.

4.1.1.1 Resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta a la carga neta de la Turbina Francis.

Los resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta a la carga neta de la Turbina Francis se muestran en las figuras 4.1 a 4.5.

4.1.1.1.1 Resultados de la curva de contornos superficiales de la carga neta de la turbina Francis en relación a los factores experimentales.

En la figura 4.1 se observan los contornos de superficie de valores obtenidos de carga neta dependiendo de los factores experimentales, apertura del distribuidor y el caudal de entrada a la turbina Francis; donde se muestra para un mismo caudal, las bandas de variación de la carga neta disponible según la apertura del distribuidor que regula el caudal de agua hacia la turbina Francis.

El rango de los factores experimentales basados en los caudales de entrada a la turbina Francis y la apertura del distribuidor establecidos en la prueba variaron entre 50 y 275 gpm; 0,5 y 1 (C.A.: completamente abierta); respectivamente. Con respecto a la carga neta disponible para la generación de potencia, el rango varió entre 5,03 y 18,41 m.c.a; cuya representación es mostrada en las bandas desde 4 hasta 6 m.c.a (fucsia), 6 hasta 8 m.c.a. (verde), 8 hasta 10 m.c.a (naranja), 10 hasta 12 m.c.a (cyan), 12 hasta 14 m.c.a (verde grama), 14 hasta 16 m.c.a (marrón), 16 hasta 18 m.c.a (Amarillo), 18 hasta 20 m.c.a (morado), como se muestra en la Figura 4.1; el resto de las bandas son estimaciones bajo condiciones que no se lograron en el experimento.

Las pruebas no ejecutadas en el experimento realizado en la turbina Francis se deben a las siguientes razones según sean las cargas netas altas o bajas (Figura 4.1):

- **En el rango de las cargas netas altas estimadas** por el caudal de agua a la entrada a la turbina entre 19 y 20 m.c.a no ha podido ser observado debido a que es necesario suministrar un mayor caudal que produce un alto consumo de corriente en la bomba del banco de ensayos lo que podría generar daños al motor acoplado a la bomba.
- **En el rango de las cargas netas bajas estimadas** entre 0 a 4 m.c.a. La energía transferida es insuficiente para lograr el torque de la turbina; disipándose sin generar movimiento angular.

El comportamiento mostrado en la turbina Francis han sido como sigue: 1) caudal de 250 gpm y aperturas del distribuidor de entre 0,5 y 1 se obtienen valores de carga neta entre 7 y 17 m.c.a. 2) Para un caudal de 200 gpm y aperturas de distribuidor entre 0.5 y 1 se estiman cargas netas entre 6 y 14 m.c.a. 3) Para un caudal de 150 gpm y aperturas entre 50 % y 100% (totalmente abierto) en la gráfica se observan cargas netas entre 5 y 12 m.c.a. 4) Para un caudal de 100 gpm y aperturas entre 0,5 y 1 habrán cargas netas de 4 y 9 m.c.a. 5) para un caudal de 50 gpm y apertura entre 0,5 y 1 se observan cargas netas entre 3 y 6 m.c.a.

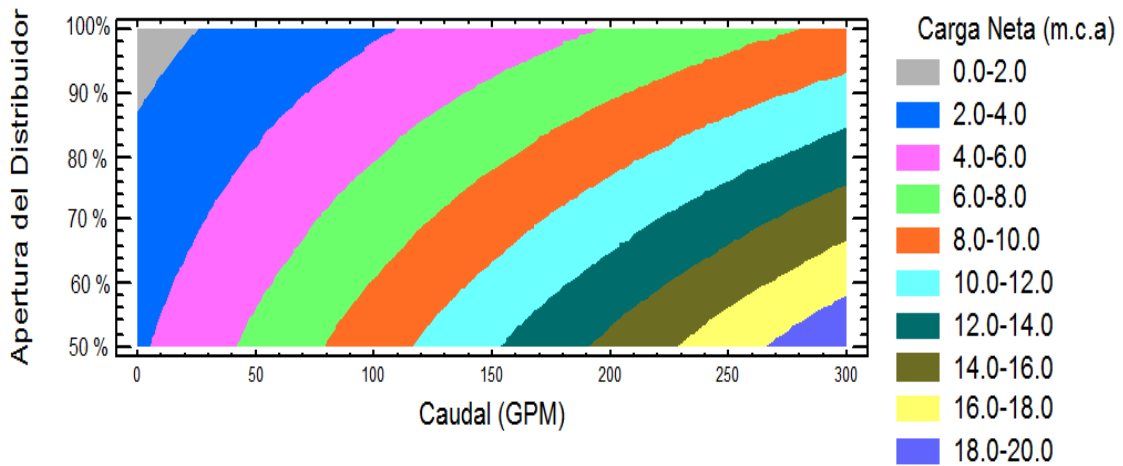


Figura 4.1 Contornos de superficie de valores obtenidos de carga neta en función de la Apertura del distribuidor y el Caudal. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.1.1.1.2 Resultados de los efectos de principales de los factores experimentales sobre la carga neta de la turbina Francis.

Los resultados de los efectos principales de los factores experimentales: caudal, y Apertura del distribuidor se muestran en las figuras 4.2 a 4.3. Un efecto principal es igual a la respuesta promedio observada en el nivel alto de un factor menos la respuesta promedio en el nivel bajo del factor [19].

- ***Resultados del efecto principal del caudal sobre la carga neta de la turbina Francis.***

En la figura 4.2 se muestra el efecto principal del factor experimental caudal sobre la variable de respuesta basada en la carga media disponible para la generación de la potencia de la turbina Francis debido a un cambio en el nivel de dicho factor desde 50 gpm hasta 275 gpm. Matemáticamente el efecto principal del factor caudal es la diferencia entre la carga media observada cuando el caudal está en su nivel alto y la carga media observada cuando el caudal está en su nivel bajo. Por ejemplo, para los datos de la figura 4.2, el efecto principal del caudal está dado por:

$$\text{Efecto A: Caudal} = 13,1996 - (4,5183) = 8,6813 \text{ [m. c. a.]}$$

En la figura 4.2 se observa que la carga neta media estimada cuando el caudal está en su nivel alto igual a 275 GPM es igual a 13,1996 m.c.a; mientras que la carga neta media cuando el caudal está en su nivel bajo estimada es 4,5183 m.c.a. El efecto principal del caudal sobre la carga neta media es igual a 8,6813.

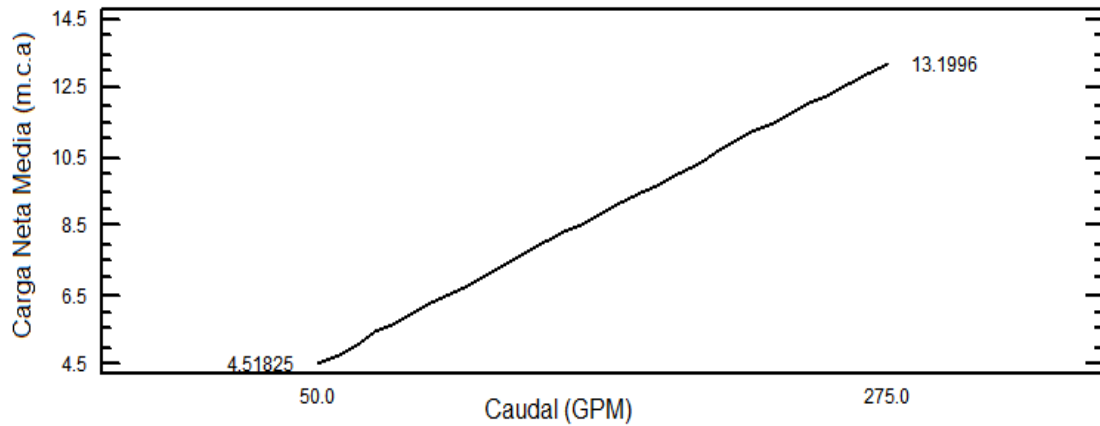


Figura 4.2. Efecto principal del Caudal sobre la Carga media. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados del efecto principal de la Apertura del distribuidor sobre la Carga neta de la turbina Francis.***

En la figura 4.3 se muestra el efecto principal del factor experimental Apertura del distribuidor sobre la variable de respuesta basada en la carga media de la turbina Francis debido a un cambio en el nivel de dicho factor desde 50% hasta 100% (C.A: completamente abierto). Para los datos de la figura 4.3, el efecto principal de la apertura del distribuidor está dado por:

$$\text{Efecto B: Apertura del distribuidor} = 5,2699 - 12,5102 = -7,2403 \text{ [m. c. a.]}$$

En la figura 4.3 se observa que la carga neta media obtenida cuando la apertura del distribuidor está en su nivel alto (100%) es igual a 5,2699 m.c.a; mientras que la carga neta media cuando la apertura del distribuidor está en su nivel bajo (50%) estimada es 12,5102 m.c.a. El efecto principal del caudal sobre la carga neta media es igual a -7,2403.

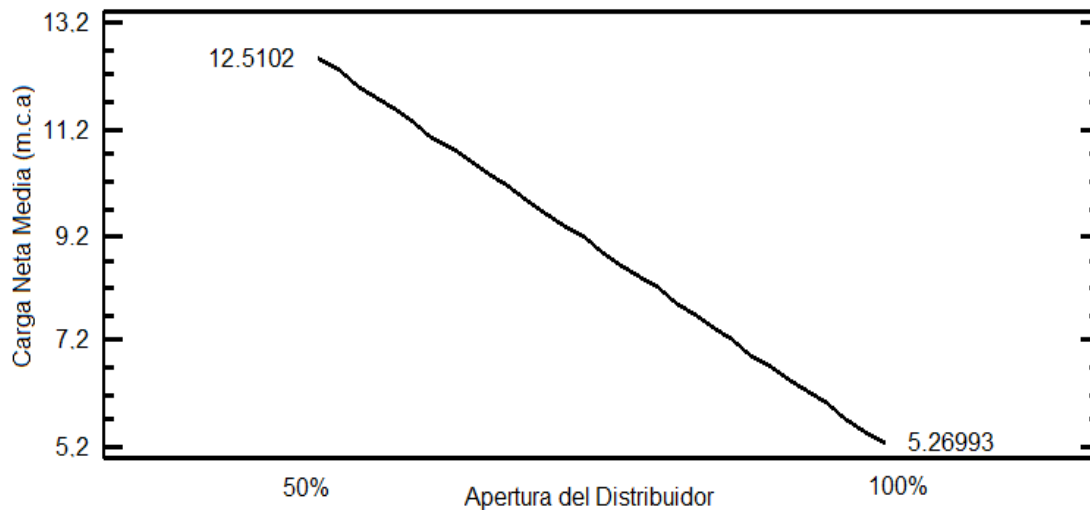


Figura 4.3. Efecto principal de la Apertura del distribuidor sobre la Carga media. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados de la Comparación de los efectos de principales de los factores sobre sobre la carga neta de la turbina Francis.***

En la figura 4.4 se muestra la comparación de las gráficas de medias de carga neta disponible en relación a los siguientes dos factores: 1) caudal (gpm) y 2) apertura del distribuidor (%). La estimación de los efectos principales del caudal, apertura de distribuidor son: 8,6813 y -7,2403; respectivamente. Los valores absolutos, sin importar el signo de los efectos principales son una medida de la magnitud de su efecto sobre la variable de respuesta. Así, entre más grande sea el valor absoluto de un efecto, mayor influencia tendrá sobre la variable respuesta [19]. En este caso, los valores absolutos de los efectos principales de los factores que influyen sobre la carga neta de la turbina Francis son: caudal, apertura del distribuidor; cuyos valores son: 8,6813 y 7,2403, respectivamente. Como se observa, el efecto principal sobre la carga neta disponible corresponde al caudal por ser el mayor, seguido de la apertura del distribuidor. En el caso mostrado en la Figura 4.4, las mejores condiciones de operación de la turbina Francis dependen principalmente del caudal de entrada a la turbina. La carga neta media aumenta desde aproximadamente 4,5 hasta 12,5 m.c.a a medida que el caudal aumenta desde 50 hasta 275 GPM, respectivamente. La carga

neta media es mayor a una apertura de distribuidor de 50% en comparación a aquella correspondiente a la posición completamente abierta de la apertura del distribuidor.

Según lo observado en la figura 4.4 la carga neta aumenta a medida que el caudal de entrada se incrementa caso contrario que al modificar la apertura del distribuidor ya que al pasar de 50% de apertura, siendo este el nivel bajo, y colocar la apertura del distribuidor en totalmente abierto (100%), nivel alto de la variable, la carga neta media disminuye. Es decir que no se puede modificar el caudal sin tomar en cuenta la posición del distribuidor ya que esto podría conllevar a valores de carga neta distintos a los que se requieren, lo mismo ocurre al variar la apertura del distribuidor sin tomar en cuenta el caudal de entrada. Por lo que la regulación de ambas variables es importante cuando se requieren valores de carga neta específicos.

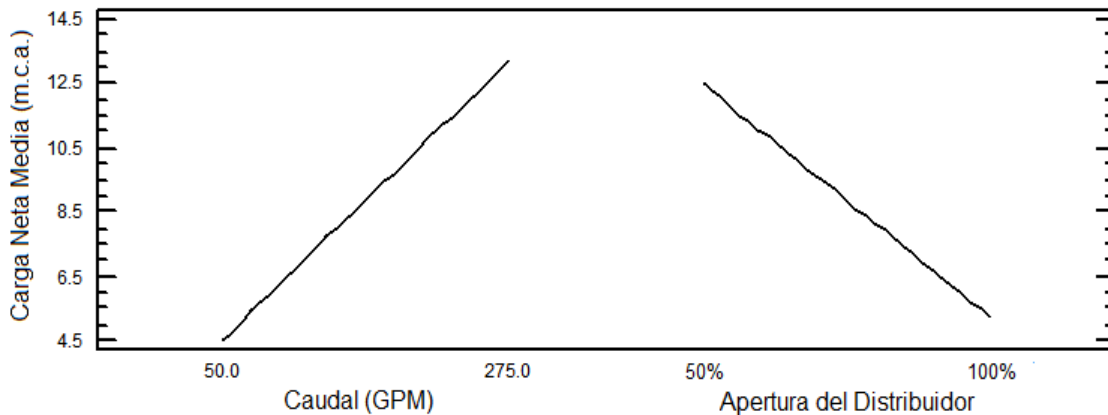


Figura 4.4. Efectos Principales del Caudal (GPM) y Apertura del distribuidor sobre la Carga Neta Media de la Turbina Francis (m.c.a.). Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.1.1.1.3 Resultados de los efectos de interacción sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Francis.

En la figura 4.5 se muestran los efectos de interacción de dos factores como son la combinación: caudal y apertura del distribuidor. Dos factores interactúan entre sí o tienen un efecto de interacción sobre la variable de respuesta, cuando el efecto de un factor depende del nivel en que se encuentra el otro [19]. En la figura 4.5 se aprecia

que si el caudal se incrementa desde 50 hasta 275 gpm, cuando la apertura del distribuidor es igual a 100% (C.A.) correspondiente en su nivel alto la carga disponible también se incrementa; pero si la apertura del distribuidor está fijada en 50% correspondiente a su nivel bajo, la carga se incrementa de manera importante. En otras palabras, la apertura del distribuidor tiene mayor influencia sobre la carga neta disponible dependiendo del nivel donde se encuentre el caudal. De esta manera, con un efecto de interacción como el de la figura 4.5, si se quiere maximizar, minimizar o llevar a un valor objetivo de la carga neta disponible no se puede mover al factor de apertura del distribuidor sin tomar en cuenta en qué nivel está el caudal, y viceversa.

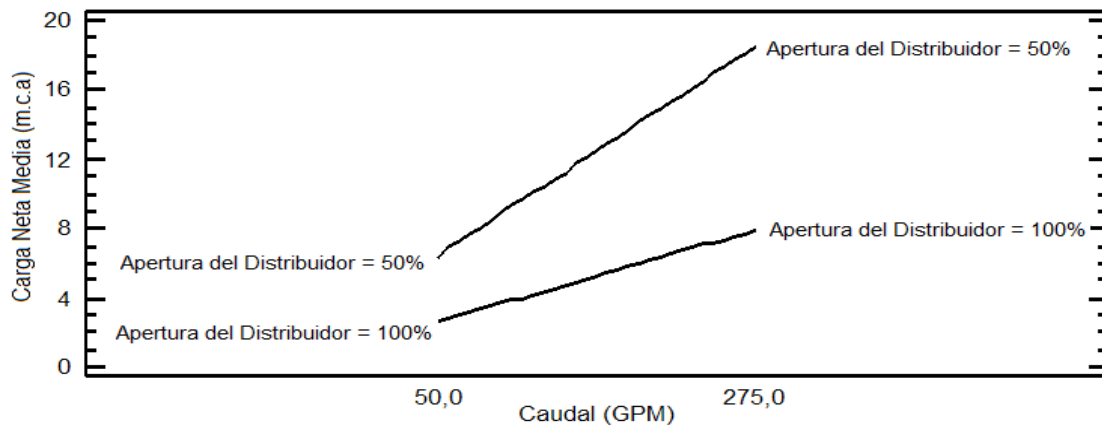


Figura 4.5. Efectos de interacción del Caudal y la Apertura del distribuidor sobre la Carga neta media de la Turbina Francis (m.c.a.). Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.1.1.2 Resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta la Potencia Eléctrica Generada por la Turbina Francis.

Los resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta a potencia eléctrica generada por la turbina Francis se muestran en las figuras 4.6 a 4.10.

4.1.1.2.1 Resultados de la curva de contornos superficiales de la Potencia Eléctrica generada por la turbina Francis en relación a los factores experimentales.

Los resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta a potencia eléctrica generada por la turbina Francis se muestran en las figuras 4.6 a 4.10.

En la figura 4.6 se observan los contornos de superficie de valores obtenidos de potencia eléctrica generada por la turbina Francis dependiendo de los factores experimentales, apertura del distribuidor y el caudal de entrada a la turbina Francis; donde se muestra para un mismo caudal, las bandas de variación de la potencia eléctrica generada según la apertura del distribuidor que regula el caudal de agua hacia la turbina Francis.

El rango de los factores experimentales basados en los caudales de entrada a la turbina Francis y la apertura del distribuidor establecidos en la prueba variaron entre 50 y 275 GPM; 50% y 100% (C.A.: completamente abierta); respectivamente. Con respecto a potencia eléctrica generada, el rango valores varió entre 8,19 y 183,62 W; cuya representación es mostrada en las bandas desde 0 hasta 60 W (Gris), 60 hasta 120 W (Azul), 120 hasta 180 W (Fucsia), como se muestra en la figura 4.6; el resto de las bandas son estimaciones bajo condiciones que no han sido logradas en el experimento.

Las pruebas que no han sido ejecutadas en el experimento realizado en la turbina Francis se deben a las siguientes razones:

- **En el rango de potencia eléctrica generada altas estimadas** entre 180 y 540 W no ha podido ser observado debido a una pérdida hidráulica que se genera en el sello mecánico de la turbina, por esta razón se pierde gran parte de la energía del fluido sin poder aprovecharla en la generación eléctrica.

Las observaciones encontradas en la Turbina Francis han sido como sigue: 1) caudal de 250 gpm y aperturas del distribuidor de entre 50% y 100% se observan valores de potencia eléctrica entre 0 y 120 W 2) Para un caudal de 200 gpm y aperturas de distribuidor entre 50% y 100% se observan potencias eléctricas generadas entre 0 y 60 W. 3) Para un caudal de 150 gpm y aperturas entre 50% y 100% la gráfica muestra potencia eléctricas entre 0 y 60 W 4) Para un caudal de 100 gpm y aperturas entre 50% y 100% habrán una generación eléctrica entre 60 y 120 W. 5) para un caudal de 50 gpm, y apertura entre 50% y 100% se observa una generación de 180 y 300 W.

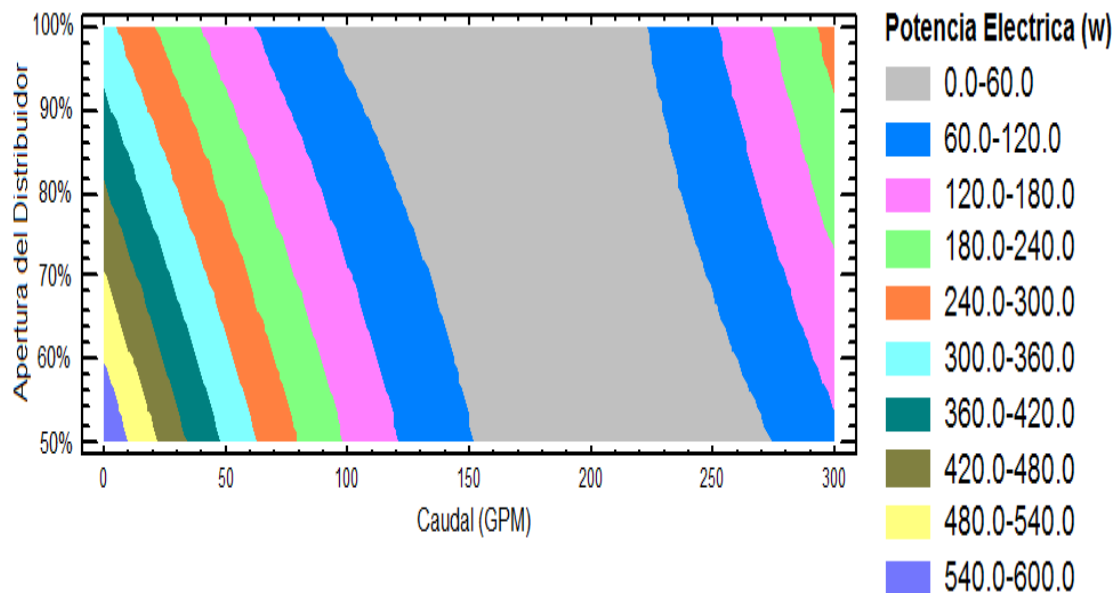


Figura 4.6 Contornos de Superficie de valores obtenidos de potencia eléctrica generada por la turbina Francis en función del Caudal y la apertura del distribuidor. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.1.1.2.2 *Resultados de los efectos de principales de los factores experimentales sobre la potencia eléctrica generada por la turbina Francis.*

Los resultados de los efectos principales de los factores experimentales: Caudal, Apertura del distribuidor; sobre la potencia generada por la turbina Francis se muestran en las figuras 4.7 y 4.8.

- ***Resultados del efecto principal del caudal sobre la potencia eléctrica generada por la turbina Francis.***

En la figura 4.7 se muestra el efecto principal del factor experimental caudal sobre la variable de respuesta potencia eléctrica generada por la turbina Francis debido a un cambio en el nivel de dicho factor desde 50 gpm hasta 275 gpm. Para los datos de la figura 4.7, el efecto principal del caudal está dado por:

$$\text{Efecto A: Caudal} = 121,665 - (251,447) = -129,78 \text{ [W]}$$

En la figura 4.7 se observa que la potencia eléctrica media obtenida cuando el caudal está en su nivel alto igual a 275 gpm, es igual a 121,665 W; mientras que cuando el caudal está en su nivel bajo el valor de potencia es de 251,447 W. El efecto principal del caudal sobre la potencia eléctrica media es igual a -129,78 W.

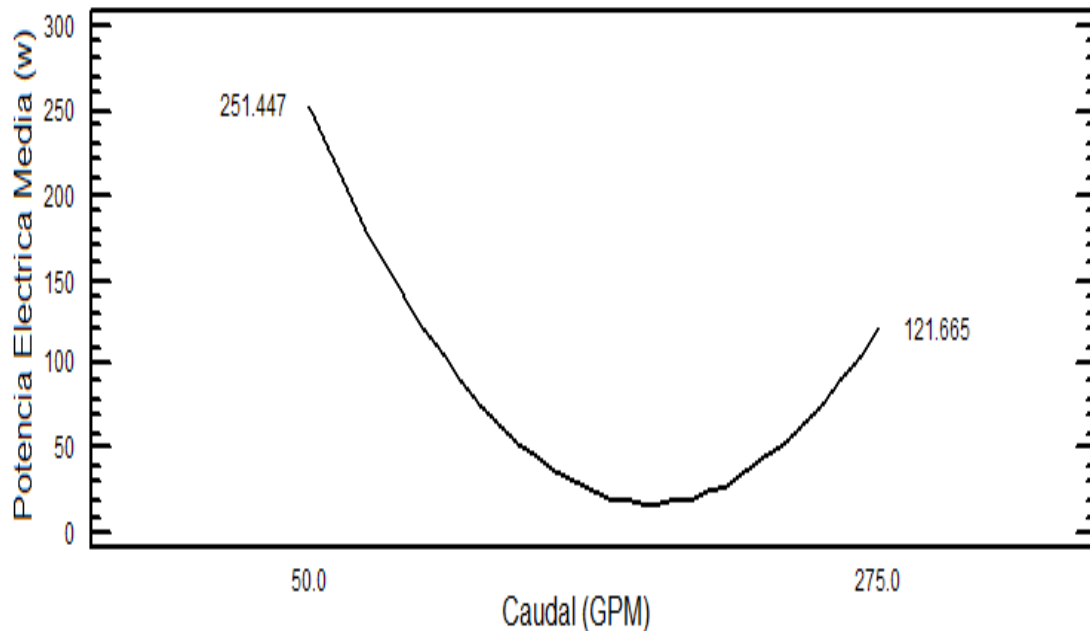


Figura 4.7. Efecto principal del Caudal sobre la Potencia eléctrica generada. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados del efecto principal del Apertura del Distribuidor sobre la Potencia Eléctrica Generada por la turbina Francis.***

En la figura 4.8 se muestra el efecto principal del factor experimental Apertura del distribuidor sobre la variable de respuesta potencia eléctrica generada por la turbina Francis debido a un cambio en el nivel de dicho factor desde 50% hasta 100% (C.A: completamente abierto). Para los datos de la Figura 4.8, el efecto principal de la apertura del distribuidor está dado por:

$$\text{Efecto B: Apertura del distribuidor} = 4.7024 - 44.5907 = -39.8883 \text{ [W]}$$

En la figura 4.8 se observa que potencia eléctrica media estimada cuando la apertura del distribuidor está en su nivel alto igual a 100% es igual a 4.7024 W; mientras que la potencia eléctrica media estimada cuando la apertura del distribuidor está en su nivel bajo (50%) es de 44.5907 W. El efecto principal del caudal sobre la carga neta media es igual a -39.8883 W.

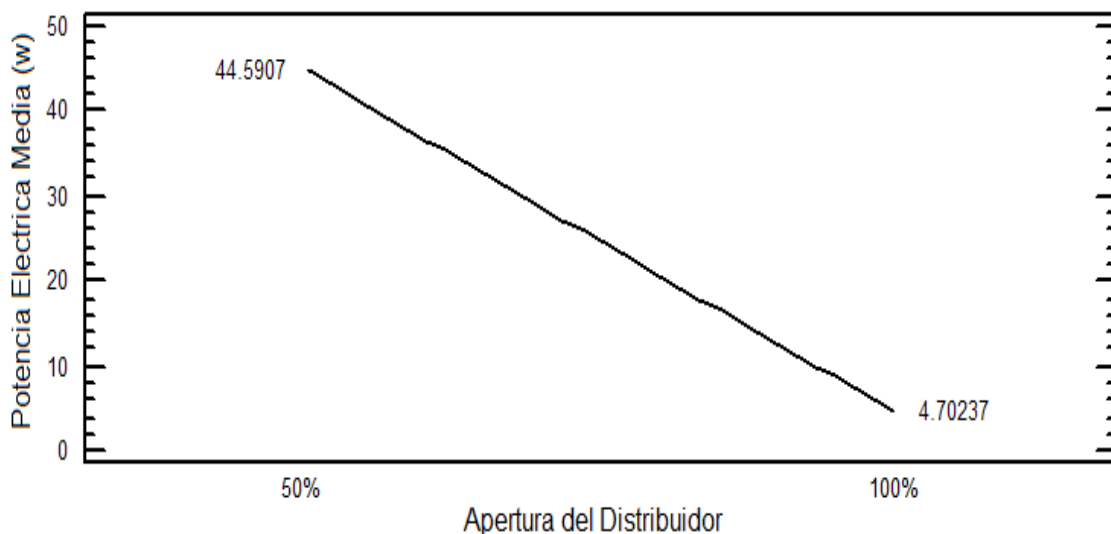


Figura 4.8. Efecto principal de la apertura del distribuidor sobre la potencia eléctrica generada. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados de la Comparación de los efectos de principales de los factores sobre la potencia eléctrica generada por la turbina Francis.***

En la figura 4.9 se muestra la comparación de las gráficas de medias de potencia eléctrica generada en relación a los siguientes dos factores: 1) Caudal (gpm) y 2) Apertura del distribuidor. La estimación de los efectos principales del caudal, apertura de distribuidor son: -129,78 y -39,8883; respectivamente. En este caso, los valores absolutos de los efectos principales de los factores que influyen sobre la potencia eléctrica generada por la turbina Francis son: caudal, apertura del distribuidor; cuyos valores son: 129,78 y 39,8883, respectivamente por lo que se puede decir que el efecto principal sobre la potencia eléctrica corresponde al caudal por ser el mayor. En el caso mostrado en la figura 4.9, las mejores condiciones de operación de la turbina Francis dependen principalmente lugar del caudal de entrada a la turbina.

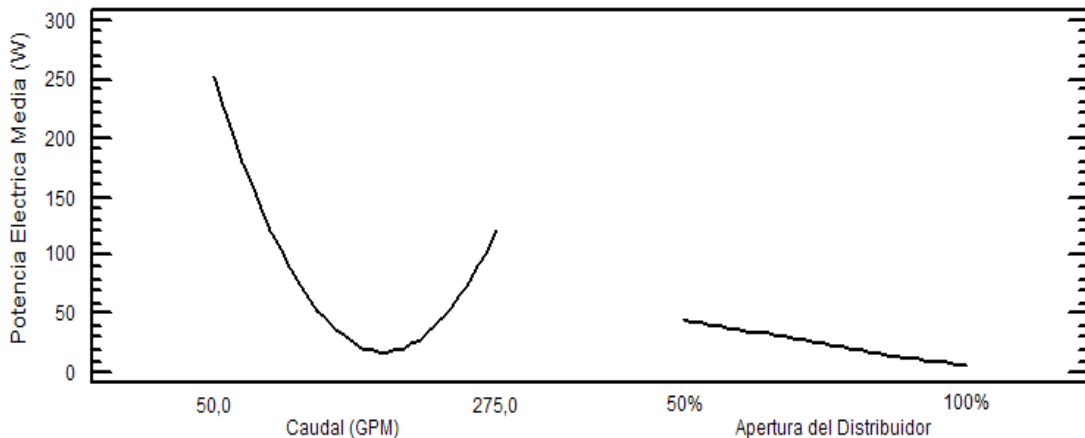


Figura 4.9. Efectos principales del Caudal (GPM) y Apertura del distribuidor sobre la Potencia eléctrica generada por la turbina Francis (W). Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.1.1.2.3 Resultados de los efectos de interacción sobre la Potencia Eléctrica generada por la turbina Francis

En la figura 4.10 se muestran los efectos de interacción de dos factores como son la combinación: caudal y apertura del distribuidor. Se aprecia que si el caudal se

incrementa desde 50 hasta 275 gpm, cuando el recorrido del punzón es igual a 100% (C.A.) correspondiente en su nivel alto, la potencia generada adquiere un comportamiento de parábola; de igual forma ocurre para una apertura de 50% correspondiente al nivel bajo. Debido a que existe un comportamiento muy similar en ambos caso se puede concluir que no existe interacción entre los factores experimentales.

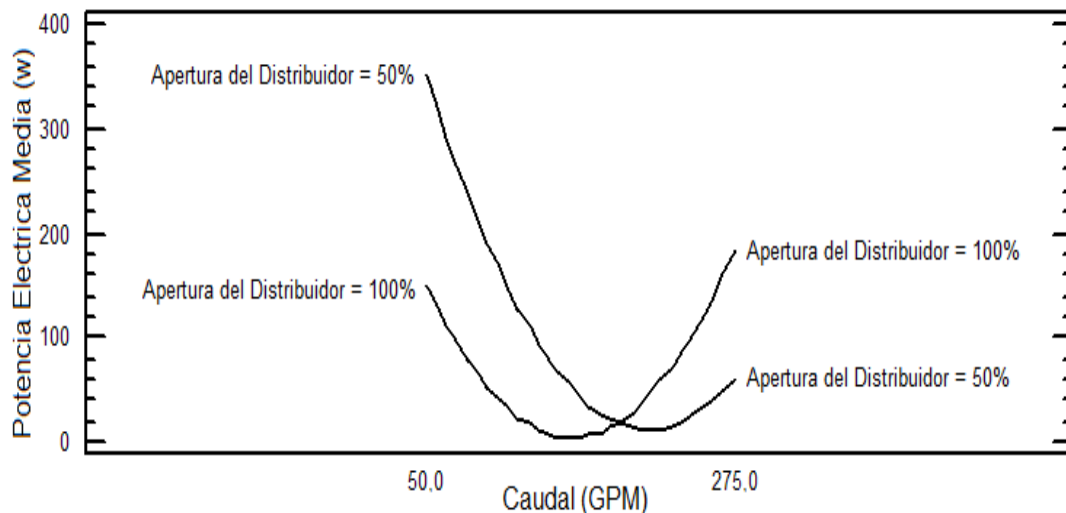


Figura 4.10. Efectos de Interacción del caudal y la apertura del distribuidor sobre la Potencia eléctrica generada por la turbina Francis (W). Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.1.2 Diseño de las pruebas experimentales para el funcionamiento del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.

Los resultados del diseño experimental de la Turbina Pelton se basan en tres factores y dos variables de respuesta. Los factores que se ajustan en la operación de la turbina Pelton son tres: el caudal, el recorrido del punzón en la válvula de aguja o inyector y las velocidades de la turbina. Las variables de respuesta son dos: la carga neta disponible para la generación de potencia de la turbina y la potencia al freno. Los resultados de la evaluación del diseño experimental consisten de: 1) Resultados de la curva de contornos superficiales de la variable de respuesta en relación a los factores experimentales, 2) Resultados de los efectos principales de los factores

experimentales sobre las variables de respuestas de la turbina Pelton y 3) Resultados de los efectos de interacción sobre las variables de respuestas de la turbina Pelton.

4.1.2.1 Resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta a la carga neta de la turbina Pelton.

Los resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta a la carga neta disponible para la generación de potencia de la Turbina Pelton se muestran en las figuras 4.11 a 4.19. La turbina Pelton es la única turbina hidráulica de acción de uso común. Es una máquina eficiente y es especialmente adecuada para aplicaciones de alta carga. Una o más toberas se montan de tal manera que cada tobera (boquilla) dirige su chorro a lo largo de una tangente a la circunferencia que pasa por los centros de los álabes o cubos de la turbina [13]. El agua suministrada es de una alta carga a través de un largo conducto denominado conducto forzado. El agua es acelerada en la tobera y la carga se convierte en la velocidad y se descarga a alta velocidad en la forma de un chorro a presión atmosférica. El chorro choca desviando las cubetas unidas al borde de una rueda giratoria. El punzón de la tobera que se mueve dentro de ella controla el agua hacia la turbina [20].

4.1.2.1.1 Resultados de la curva de contornos superficiales de la carga neta de la turbina Pelton en relación a los factores experimentales.

En la figura 4.11 se observan los contornos de superficie de respuesta estimada vinculada a la carga neta disponible para la generación de potencia en la salida de la tobera externa al rotor de la turbina Pelton dependiendo de los factores experimentales, recorrido del punzón o aguja del inyector y el caudal de entrada a la turbina Pelton; donde se muestra para un mismo caudal, las bandas de variación de la carga neta disponible en la salida de la tobera según el recorrido del punzón que regula el chorro de agua hacia los álabes de la turbina Pelton.

El rango de los factores experimentales basados en los caudales de entrada a la turbina Pelton y recorrido del punzón establecidos en la prueba variaron entre 50 y 200 gpm; y 0,2 (1/5) y 1 (C.A.: completamente abierta); respectivamente. Con respecto a la carga neta disponible para la generación de potencia, el rango de observaciones ha variado entre 2 y 38 m.c.a; cuya representación es mostrada en las bandas desde 2 hasta 14 m.c.a (azul), 14 hasta 26 m.c.a. (fucsia), 26 hasta 38 m.c.a (verde), como se muestra en la figura 4.11; el resto de las bandas son estimaciones bajo condiciones que no han sido logradas en el experimento.

Las condiciones que no han sido probadas en el experimento realizado en la turbina Pelton se deben a las siguientes razones según las cargas netas sean altas o bajas (figura 4.11):

- **En el rango de las cargas netas altas estimadas** por el caudal de agua a la entrada a la turbina entre 38 y 122 m.c.a no ha podido ser observado debido a que el manómetro ubicado próximo a la entrada del caudal de agua a la turbina tiene un rango de variación entre 0 y 60 psi, menor a 66 psi. La presión máxima en la entrada del agua hacia la turbina Pelton observada en el experimento ha resultado ser igual a 54 psi, bajo los siguientes dos tratamientos experimentales ajustando: 1) el recorrido del punzón en la válvula reguladora del caudal de entrada a la turbina en 0,4 y el caudal en 150 gpm y 2) el recorrido del punzón en la válvula de 0,6 y un caudal igual a 200 gpm. En estas dos pruebas experimentales se observaron los siguientes dos efectos: a) alta vibración en la tubería de alimentación de agua a la turbina Pelton, b) alta posibilidad de producir golpe de ariete en caso que se aplique un cierre rápido de la válvula de regulación del inyector; lo que produce sobrepresiones al sistema de tubería de entrada a la turbina; lo cual debe ser evitado en los sistemas de tuberías.
- **En el rango de las cargas netas bajas estimadas** entre -10 a 2 m.c.a.; éste ocurre para caudales establecidos inferiores a 50 gpm y recorridos del punzón entre 0,4 y 1 (C.A.), la energía transferida es insuficiente para lograr el torque de la turbina; disipándose sin generar movimiento angular.

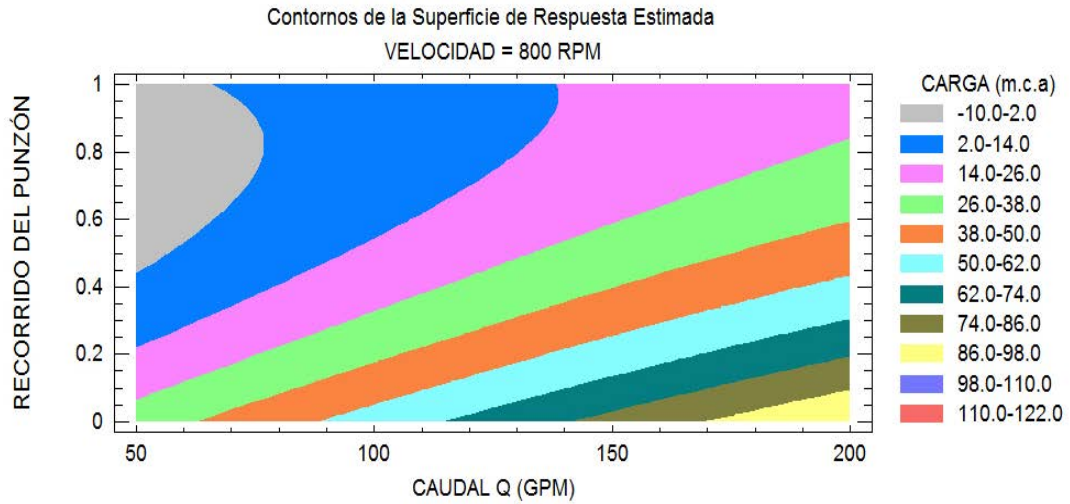


Figura 4.11 Contornos de superficie de valores obtenidos de Carga Neta de la Turbina Pelton en función del recorrido del punzón y el caudal. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.1.2.1.2 *Resultados de los efectos de principales de los factores experimentales sobre la carga neta de la turbina Pelton.*

Los resultados de los efectos principales de los factores experimentales: caudal, recorrido de punzón y velocidad de la turbina se muestran en las figuras 4.12 a 4.15. Un efecto principal es igual a la respuesta promedio observada en el nivel alto de un factor menos la respuesta promedio en el nivel bajo del factor [19].

- ***Resultados del efecto principal del caudal sobre la carga neta de la turbina Pelton.***

En la figura 4.12 se muestra el efecto principal del factor experimental **caudal** sobre la variable de respuesta basada en la carga media de la turbina Pelton debido a un cambio en el nivel de dicho factor desde 50 gpm hasta 200 gpm. En este caso, el efecto principal es el cambio en la media de la variable carga neta de la Turbina Pelton debido a la acción individual del factor caudal. Matemáticamente el efecto

principal del factor caudal es la diferencia entre la carga media observada cuando el caudal está en su nivel alto y la carga media observada cuando el caudal está en su nivel bajo. Por ejemplo, para los datos de la figura 4.12, el efecto principal del caudal está dado por:

$$\text{Efecto A: Caudal} = 37,6802 - (-2,94659) = 40,63 \text{ [m. c. a.]}$$

En la figura 4.12 se observa que la carga neta media obtenida cuando el caudal está en su nivel alto igual a 200 gpm es igual a 37,68 m.c.a; mientras que la carga neta media cuando el caudal está en su nivel bajo es de -2,94 m.c.a. El efecto principal del caudal sobre la carga neta media es igual a 40,63.

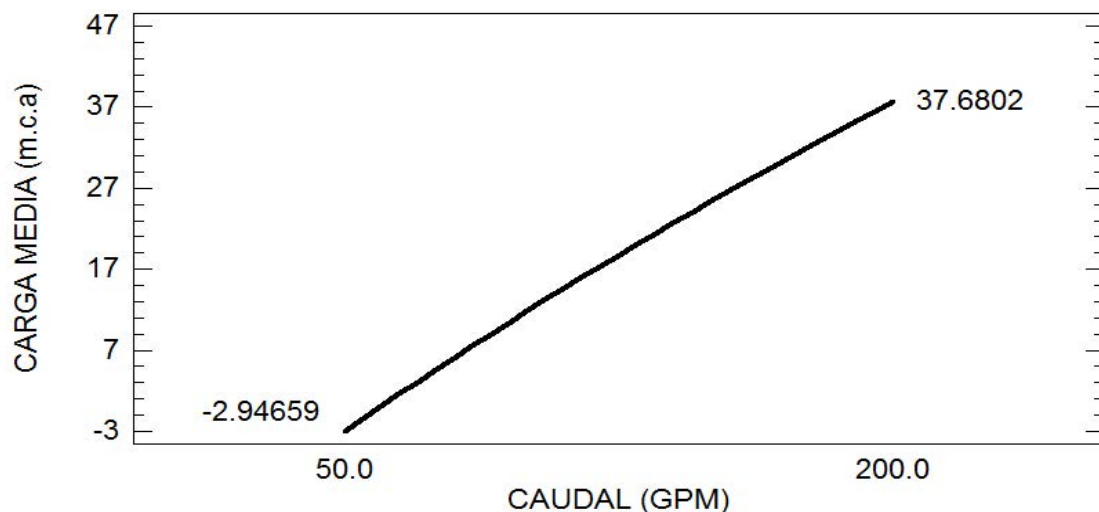


Figura 4.12. Efecto principal del caudal sobre la carga media. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados del efecto principal del recorrido del punzón sobre la carga neta de la turbina Pelton.***

En la Figura 4.13 se muestra el efecto principal del factor experimental del recorrido del punzón en la válvula de aguja que inyecta el chorro impactando a los álabes de la Turbina Pelton sobre la variable de respuesta basada en la carga media de la Turbina Pelton debido a un cambio en el nivel en el recorrido del punzón desde

0.2 hasta 1. En este caso, el efecto principal es el cambio en la media de la variable carga neta disponible debido a la acción individual del factor recorrido del punzón. Matemáticamente el efecto principal del factor de recorrido del punzón es la diferencia entre la carga neta media observada cuando el recorrido del punzón está en su nivel alto y la carga neta media observada cuando el recorrido del punzón está en su nivel bajo. Por ejemplo, para los datos de la figura 4.13, el efecto principal de la apertura del inyector está dado por:

$$\text{Efecto B: Recorrido del Punzón} = 11,9877 - 45,721 = -33,73 \text{ [m. c. a]}$$

En la figura 4.13 se observa que la carga neta media estimada cuando el recorrido del punzón está en su nivel alto igual a 1 (C.A.: completamente abierto) es igual a 11,987 m.c.a; mientras que la carga neta media cuando el recorrido del punzón está en su nivel bajo estimada es 45,721 m.c.a. El efecto principal del recorrido del punzón sobre la carga neta media es igual a -33,73 m.c.a.

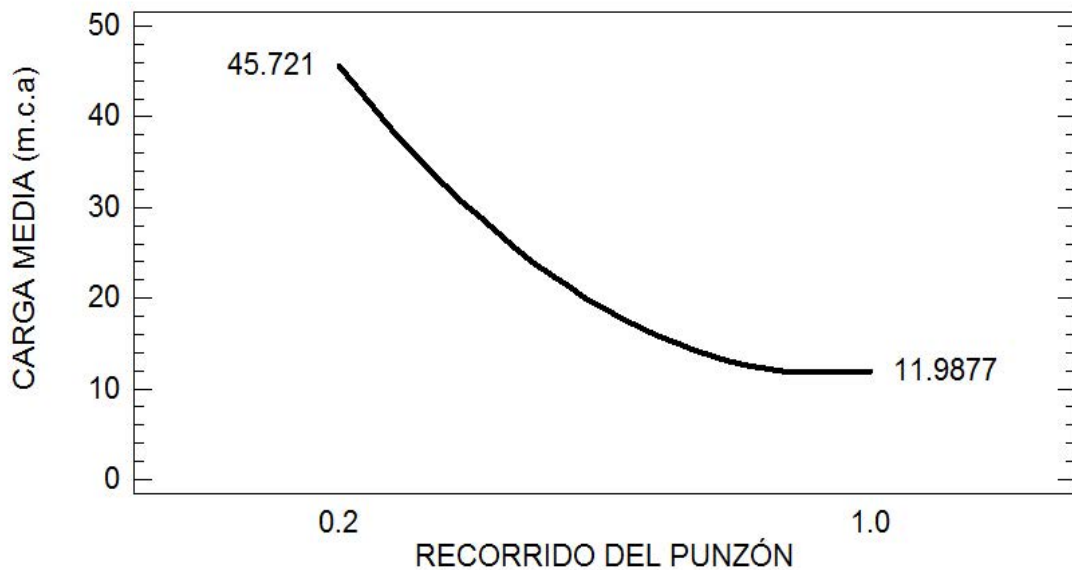


Figura 4.13. Efecto principal del recorrido del punzón sobre la carga neta de la turbina Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados del efecto principal de la velocidad de la turbina sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Pelton.***

En la figura 4.14 se muestra el efecto principal del factor experimental de la velocidad de la turbina Pelton sobre la carga neta media de la turbina Pelton debido a un cambio en el nivel de la velocidad de la turbina desde 400 hasta 1200 rpm. En este caso, el efecto principal es el cambio en la media de la variable carga neta media disponible debido a la acción individual del factor velocidad de la turbina. Matemáticamente el efecto principal del factor velocidad de la turbina es la diferencia entre la carga neta media observada cuando la velocidad de giro está en su nivel alto y la carga neta media observada cuando la velocidad de la turbina está en su nivel bajo. Por ejemplo, para los datos de la figura 4.14, el efecto principal de la velocidad de la turbina está dado por:

$$\text{Efecto C: Velocidad de la Turbina} = 20,0162 - (18,0883) = 1,93 \text{ [m. c. a.]}$$

En la figura 4.14 se observa que la carga neta media obtenida cuando la velocidad de la turbina está en su nivel alto igual a 1200 RPM es igual a 20,02 m.c.a; mientras que la carga neta media cuando el recorrido del punzón está en su nivel bajo es 18,09 m.c.a. El efecto principal del recorrido del punzón sobre la carga neta media es igual a 1,93.

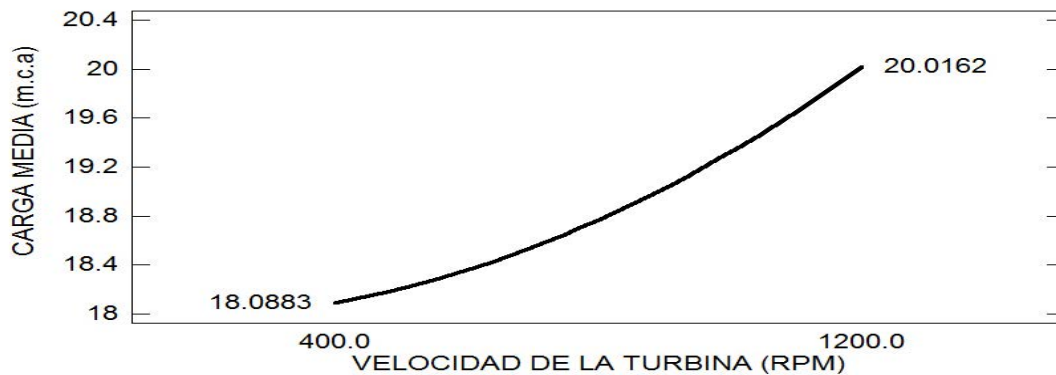


Figura 4.14. Efecto principal de la velocidad de giro sobre la presión media. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados de la Comparación de los efectos de principales de los factores sobre la carga neta de la turbina Pelton.***

En la figura 4.15 se muestra la comparación de las gráficas de medias de carga neta con respecto a los siguientes tres factores: 1) caudal (gpm), 2) recorrido del punzón y 3) velocidad de turbina (rpm). Los efectos principales de cada factor individual han sido calculados según los ejemplos antes presentados. Los efectos principales del caudal, el recorrido del punzón y la velocidad de la turbina son: 40,63, -33,73 y 1,93; respectivamente. Los valores absolutos, sin importar el signo de los efectos principales son una medida de la magnitud de su efecto sobre la variable de respuesta. Así, entre más grande sea el valor absoluto de un efecto, mayor influencia tendrá sobre la variable respuesta [19]. Como se observa, el efecto principal sobre la carga neta disponible corresponde al caudal por ser el mayor, seguido de la recorrido del punzón y en menor medida por la velocidad de la turbina; cuyo efecto es poco significativo o prácticamente nulo. Este último aspecto se debe a que se pueden ajustar diferentes velocidades de la turbina mediante el freno Prony manteniendo la presión de entrada y el caudal de agua a la Turbina Pelton constante. Mediante los efectos que están activos o que influyen de manera significativa en la respuesta, se procede por ejemplo, a determinar las mejores condiciones de operación del proceso [19]. En el caso mostrado en la figura 4.15, las mejores condiciones de operación de la turbina Pelton dependen en primer lugar del caudal de entrada a la turbina, seguido del recorrido del punzón dentro de la válvula que regula la velocidad del chorro que impacta los álabes de la turbina Pelton; logrando el movimiento del rotor.

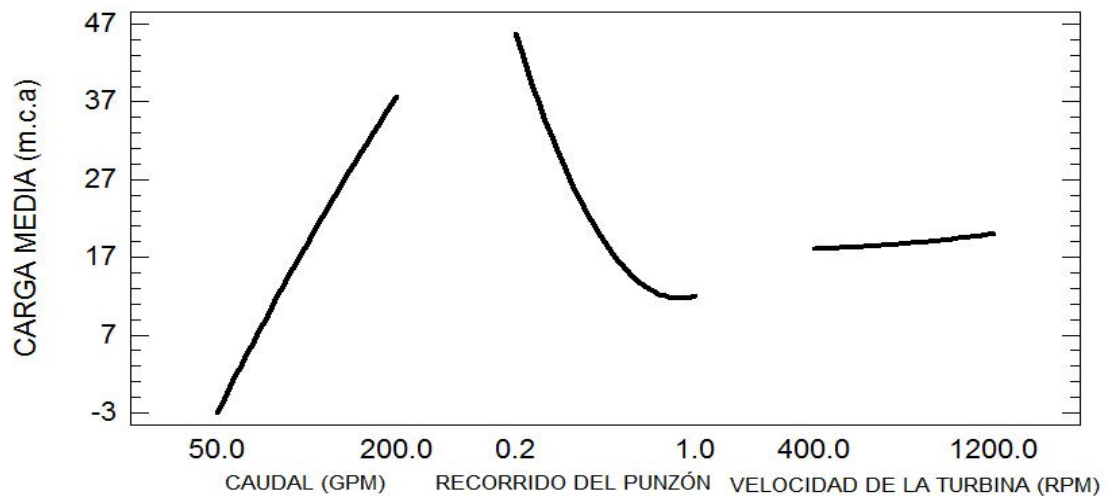


Figura 4.15. Efectos principales del caudal (gpm), recorrido del punzón y velocidad de la turbina (rpm) sobre la carga neta media de la Turbina Pelton (m.c.a.). Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.1.2.1.3 Resultados de los efectos de interacción sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Pelton.

En las figuras 4.16 a 4.18 se muestran los efectos de interacción de al menos dos factores como son las combinaciones: caudal y recorrido de punzón (ver figura 4.16), caudal y velocidad (ver figura 4.17), así como apertura del inyector y velocidad de la turbina (ver figura 4.18) sobre la carga neta disponible para la generación de potencia en la turbina Pelton; mientras que la figura 4.19 muestra la comparación entre los efectos de interacción mostrados en las figuras 4.16 a 4.18. Dos factores interactúan entre sí o tienen un efecto de interacción sobre la variable de respuesta, cuando el efecto de un factor depende del nivel en que se encuentra el otro [19].

- ***Resultados de los efectos de la interacción del caudal y el recorrido del punzón sobre la carga neta de la turbina Pelton.***

En la figura 4.16 se muestran los efectos de interacción del caudal y el recorrido del punzón sobre la carga neta disponible; donde se observa que las líneas obtenidas tienen una pendiente muy diferente. Se aprecia que si el caudal se incrementa desde

50 hasta 200 gpm, cuando el recorrido del punzón es igual a 1 (C.A.) correspondiente en su nivel alto la carga disponible también se incrementa; pero si el recorrido del punzón está fijado en 0,2 correspondiente a su nivel bajo, la presión se incrementa de manera importante. En otras palabras, el recorrido del punzón tiene mayor influencia sobre la carga neta disponible dependiendo del nivel donde se encuentre el caudal. De esta manera, con un efecto de interacción como el de la figura 4.16, si se quiere maximizar, minimizar o llevar a un valor objetivo de la carga neta disponible no se puede mover al factor de recorrido del punzón sin tomar en cuenta en qué nivel está el caudal, y viceversa.

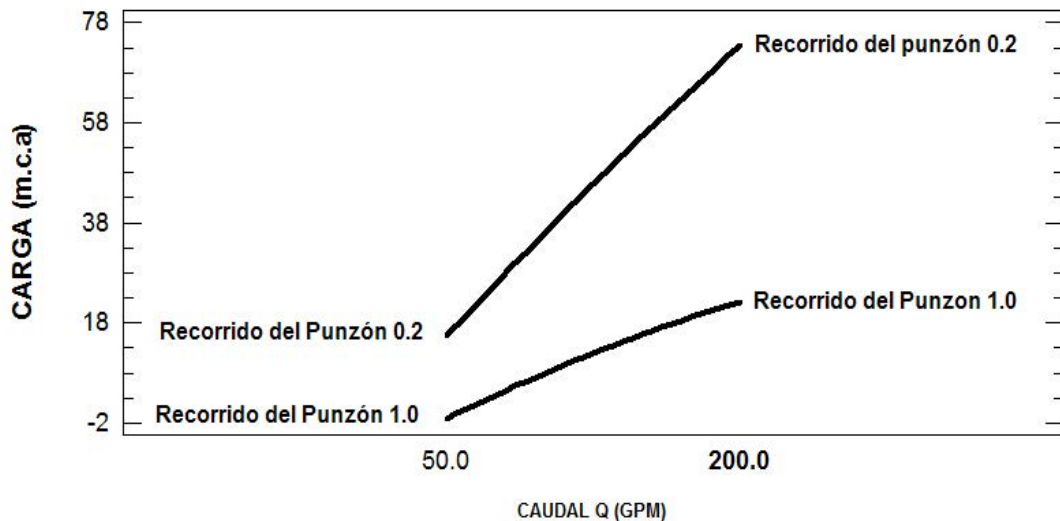


Figura 4.16. Efectos de interacción del caudal y el recorrido del punzón sobre la carga neta media de la turbina Pelton (m.c.a.). Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados de los efectos de la interacción del caudal y la velocidad de la turbina sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Pelton.***

En la figura 4.17 se muestran los efectos de interacción del caudal y la velocidad de la turbina sobre la carga neta media de la turbina Pelton (m.c.a.); donde se observa que si el factor de caudal se aumenta desde 50 a 200 gpm, la variable de respuesta dada por la carga neta disponible aumenta de forma similar para ambos niveles del factor velocidad de la turbina correspondientes a 400 rpm en el nivel bajo y 1.200

rpm en el nivel alto. De esta manera, la figura 4.17 muestra que no hay interacción, ya que el efecto del caudal no depende del nivel donde esté la velocidad de la turbina, y viceversa.

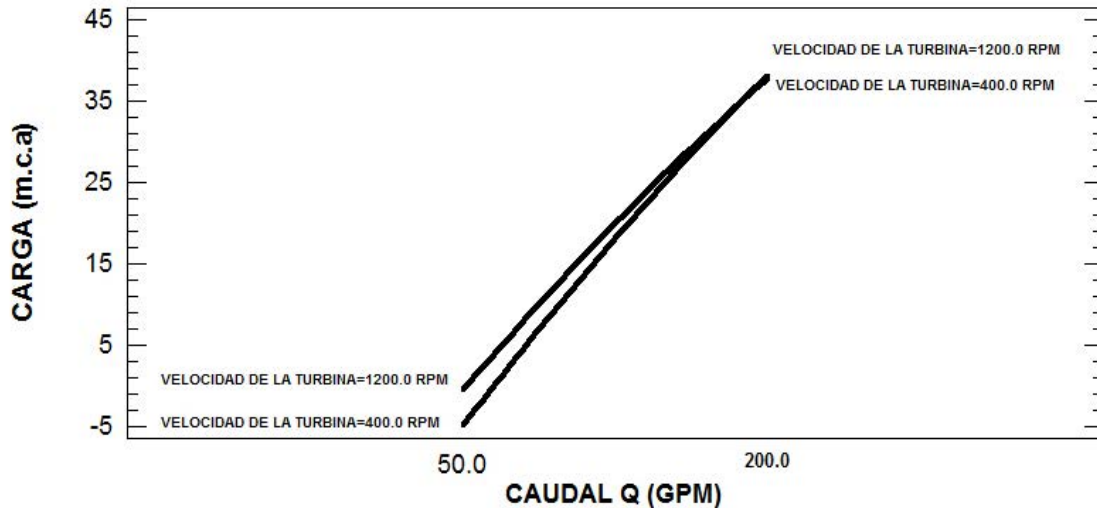


Figura 4.17. Efectos de interacción del caudal y la velocidad de la turbina sobre la carga neta media de la turbina Pelton (m.c.a.). Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados de los efectos de la interacción del recorrido del punzón y la velocidad de la turbina sobre la carga neta de la turbina Pelton.***

En la figura 4.18 se muestran los efectos de interacción del recorrido del punzón y la velocidad de la turbina sobre la carga neta media de la turbina Pelton (m.c.a.), donde se observa que si el factor de recorrido del punzón se aumenta desde 0,2 a 1, la variable de respuesta dada por la carga neta disponible disminuye de forma similar para ambos niveles del factor velocidad de la turbina correspondientes a 400 rpm en el nivel bajo y 1200 rpm en el nivel alto. De esta manera, la figura 4.18 muestra que no hay interacción, ya que el efecto del recorrido del punzón no depende del nivel donde esté la velocidad de la turbina, y viceversa.

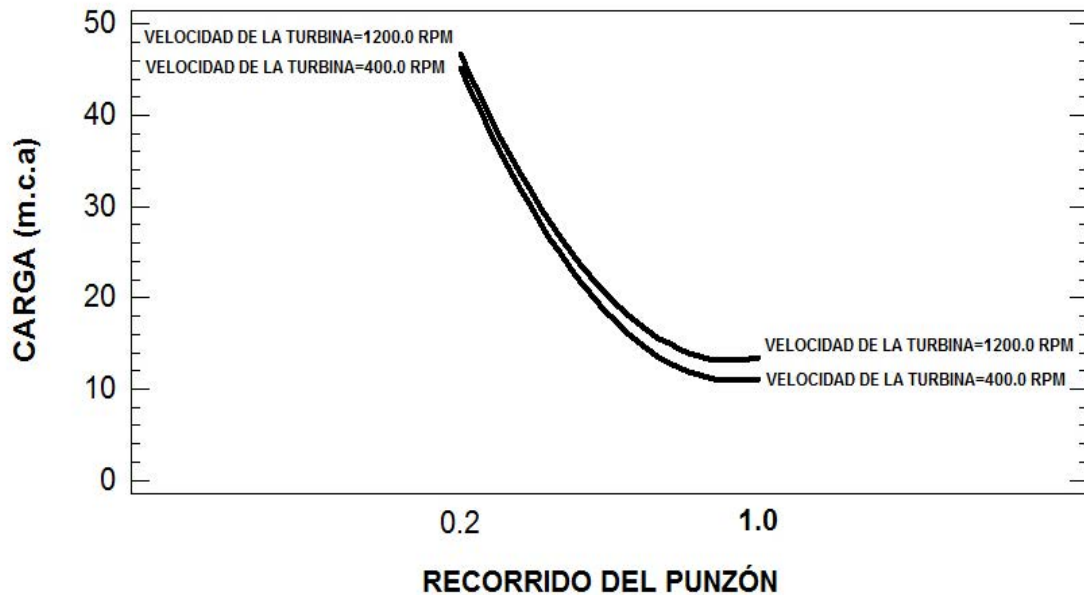


Figura 4.18. Efectos de interacción del recorrido del punzón y la velocidad de la turbina sobre la carga neta media de la turbina Pelton (m.c.a.). Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados de la comparación de los efectos de interacción sobre la carga neta de la turbina Pelton.***

En la figura 4.19 se muestra la comparación de los efectos de interacción de AB=caudal x recorrido del punzón, AC=caudal x velocidad de la turbina y BC= recorrido del punzón x velocidad de la turbina sobre la carga neta media de la turbina Pelton (m.c.a.); dónde se observa que la interacción AB se distingue de las interacciones AC y BC; siendo ésta la única significativa; mientras que se puede afirmar que no hay interacción en AC y BC sobre la variable de respuesta. En el caso particular de la interacción AB; el recorrido del punzón tiene mayor influencia sobre la Carga Neta Media Disponible para la Acción de la Turbina Pelton dependiendo del nivel donde se encuentre el caudal. En los casos AC y BC el efecto del caudal sobre la presión del agua en la entrada no depende del nivel donde esté la velocidad de la turbina, y viceversa; así como el efecto del recorrido del punzón sobre la carga neta disponible no depende del nivel donde esté la velocidad de la turbina, y viceversa. Muchos procesos industriales hay factores que tienen un efecto fuerte de interacción,

y que si esto se ignora, entonces lo que algunas veces es una solución (por ejemplo, incrementar el caudal cuando el recorrido está en su nivel bajo= 0.2), otras veces resulta insuficiente o incluso contraproducente (incrementar el caudal cuando el recorrido está en su nivel alto=1), debido a que las condiciones en el otro factor que interactúa eran diferentes. Esto en la práctica, al ingeniero lo lleva al desconcierto, le genera explicaciones falsas y finalmente a desconocer aspectos básicos de su proceso. [19]

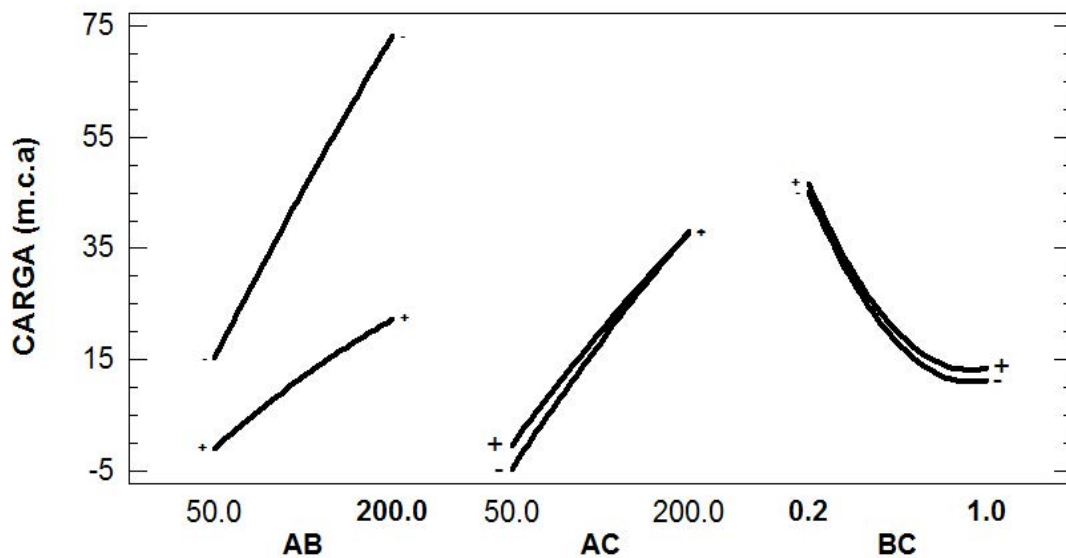


Figura 4.19. Efectos de Interacción: AB=Caudal x Recorrido del Punzón, AC=Caudal x Velocidad y BC= Recorrido del Punzón x Velocidad sobre la Carga Neta Media Disponible para la Acción de la Turbina Pelton (m.c.a.). Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.1.2.2 Los resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta a La potencia de Freno Generada por la Turbina.

Los resultados del diseño experimental, considerando como variable de respuesta a la potencia de freno generada por la Turbina Pelton se muestran en las figuras 4.20 a 4.28.

4.1.2.2.1 Resultados de la curva de contornos superficiales de la potencia de freno generada por la turbina Pelton en relación a los factores experimentales.

En la figura 4.20 se observan los contornos de superficie de la potencia al freno de la turbina Pelton dependiendo de los factores experimentales caudal de entrada y recorrido del punzón de entrada a la turbina para el caso específico de una velocidad de giro de 800 rpm, el cual es el valor medio para el rango estudiado de 400 a 1.200 rpm, donde se muestra para un mismo caudal, bandas de variación de la potencia al freno según la apertura del inyector de entrada hacia los álabes de la turbina Pelton.

El rango de los factores experimentales basados en los caudales de entrada a la turbina Pelton y recorridos del punzón de entrada de flujo establecidos en la prueba variaron entre 50 y 200 gpm; y 0,2 (1/5) y 1 (C.A.: completamente abierta); respectivamente. Con respecto a la potencia al freno de la turbina, el rango de observaciones ha variado entre 0,76 y 4,69 KW; cuya representación es mostrada en las bandas desde 0,5 hasta 2 KW (verde), 2 hasta 3,5 KW (naranja), y 3,3 hasta 55 KW (Cyan), como se muestra en la figura 4.20; el resto de las bandas son estimaciones bajo condiciones que no han sido logradas en el experimento.

Las pruebas que no han sido ejecutadas en el experimento realizado en la turbina Pelton se deben a las siguientes razones (ver figura 4.20):

- **El rango de bandas desde 5 hasta 12,5 kW** no se ha podido observar debido a que, para obtener mayor potencia de salida en el eje es necesario que el fluido entregue mayor energía a la turbina, según las condiciones del banco la forma de obtener más energía del fluido es disminuyendo el recorrido del punzón pero esto conlleva un aumento de la presión de entrada que como antes expusimos no es posible porque se generan condiciones riesgosas para el equipo y los instrumentos de medición.
- **El rango de bandas desde -4 hasta 0,5 kW de potencia al freno** fue necesario estimarlas ya que se daban en un rango de caudal 50 y 150 gpm para

recorridos del punzón entre 0,2 y 1 en las cuales no se lograban velocidades de giro significativo para hacer una toma de datos.

Las observaciones encontradas en la Turbina Pelton han las siguientes: 1) caudal de 200 gpm y recorrido del punzón entre: 0,4 y 1 se observan valores de Potencia de freno entre 2 y 5 kW. 2) Para un caudal de 150 gpm, y recorridos del punzón: entre 0,2 y 1 se estiman Potencias de freno entre 1 y 5 kW. 3) Para un caudal de 100 gpm y recorridos del punzón: entre 0 y 0,6 se obssevan potencias de freno entre -1 y 5 kW para obtener rangos coherentes con lo visto en el experimento. 4) Para un caudal de 50 gpm y recorrido del punzón: entre 0 y 0,4 se estiman Potencias de freno entre -1 y 2 kW.

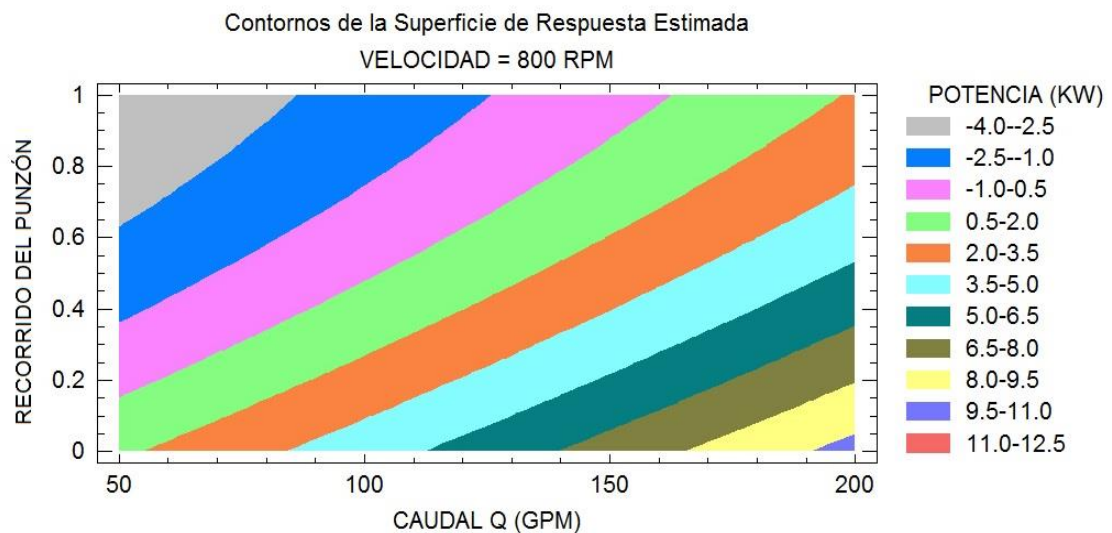


Figura 4.20. Contornos de Superficie de potencia al freno en función del recorrido del punzón y el caudal. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.1.2.2.2 *Resultados de los efectos de principales de los factores experimentales sobre la Potencia de freno generada por la turbina Pelton.*

Los efectos principales de los factores experimentales: caudal, recorrido de punzón y velocidad de la turbina se muestran en las figuras 4.21 a 4.24.

- ***Resultados del efecto principal del caudal sobre la potencia de freno generada por la turbina Pelton.***

En la figura 4.21 se muestra el efecto principal del factor experimental caudal sobre la variable de respuesta potencia de freno media debido a un cambio en el nivel de dicho factor desde 50 gpm hasta 200 gpm. En este caso, el efecto principal es el cambio en la media de la variable de respuesta (Potencia de Freno). Matemáticamente el efecto principal del factor caudal es la diferencia entre la Potencia media observada cuando el caudal está en su nivel alto y la Potencia media observada cuando el caudal está en su nivel bajo. Por ejemplo, para los datos de la figura 4.21, el efecto principal del caudal está dado por:

$$\text{Efecto A: Caudal} = 4,50486 - (-2,35147) = 6,86 \text{ [kW]}$$

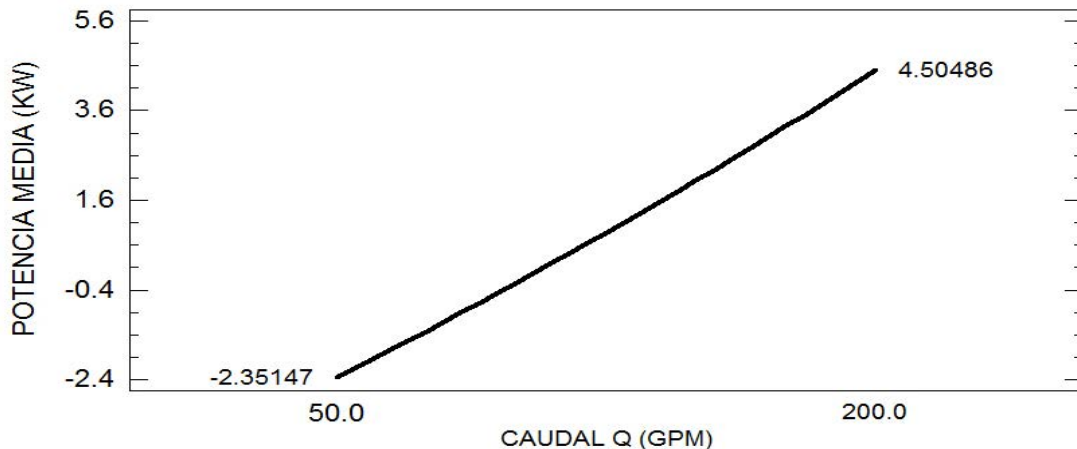


Figura 4.21. Efecto principal del caudal sobre la potencia al freno. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados del efecto principal del recorrido del punzón sobre la potencia de freno generada por la turbina Pelton.***

En la figura 4.22 se muestra el efecto principal del factor experimental del recorrido del punzón sobre la variable de respuesta basada en la potencia de freno media debido a un cambio en el nivel del recorrido del punzón desde 0,2 hasta 1. En

este caso, el efecto principal es el cambio en la media de la variable potencia de freno debido a la acción individual del factor recorrido del punzón. Para los datos de la figura 4.22, el efecto principal de la apertura del inyector está dado por:

$$\text{Efecto B: Recorrido del Punzón} = 3,83919 - (-1,02792) = 4,87 \text{ [kW]}$$

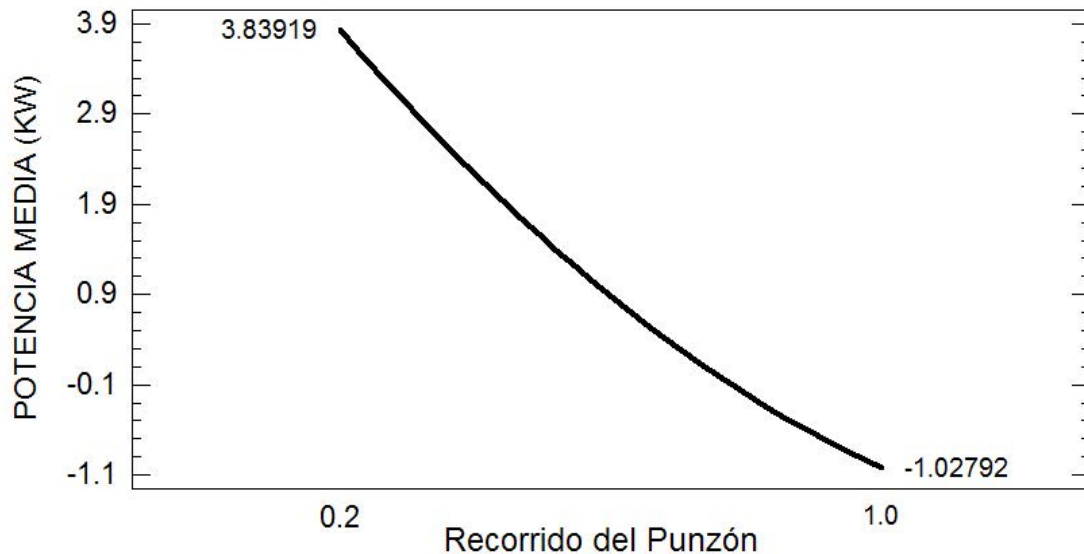


Figura 4.22. Efecto principal del recorrido del punzón sobre la potencia al freno media. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados del efecto principal de la velocidad de la turbina sobre la potencia de freno generada por la Turbina Pelton.***

En la figura 4.23 se muestra el efecto principal del factor experimental de la velocidad de giro de la turbina Pelton sobre la variable de respuesta basada en la potencia de freno media ejercida debido a un cambio en el nivel de la velocidad de giro del eje de la turbina desde 400 hasta 1.200 rpm. Matemáticamente el efecto principal del factor velocidad de giro es la diferencia entre la presión media observada cuando la velocidad de giro está en su nivel alto y la presión media observada cuando la velocidad de giro está en su nivel bajo. Por ejemplo, para los datos de la figura 4.23, el efecto principal de la velocidad de giro está dado por:

Efecto C: Velocidad de Giro = $1,25397 - (-2,1303) = 4,16$ [kw]

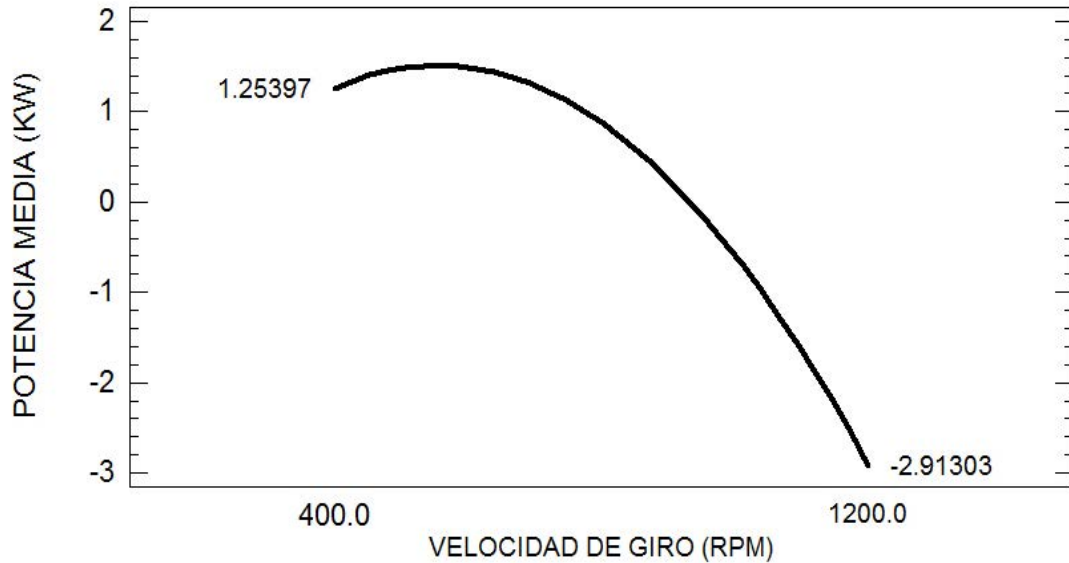


Figura 4.23 Efecto principal de la velocidad de giro sobre la potencia al freno media. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Comparación de los efectos de principales de los factores sobre sobre la potencia de freno generada por la de la turbina Pelton.***

En la figura 4.24 se muestra la comparación de las gráficas de medias de potencia de freno en relación a los siguientes tres factores: 1) caudal (gpm), 2) recorrido del punzón y 3) velocidad de giro (rpm). Los efectos principales de cada factor individual han sido estimados según los ejemplos de cálculo antes presentados. La estimación de los efectos principales del caudal, el recorrido del punzón y la velocidad de giro son: 6,86, 4,87 y 4,16; respectivamente. Como se observa, el efecto principal sobre la potencia en el eje de la turbina Pelton corresponde al caudal por ser el mayor, seguido del recorrido del punzón y en menor medida por la velocidad de giro del eje; cuyo efecto es menos significativo. Estas tendencias se deben a que, para generar mayor potencia es necesario que el fluido entregue mayor energía a la turbina para lograr esto es necesario aumentar la presión de entrada y velocidad de entrada del agua lo que se logra fácilmente con un mayor caudal o un menor recorrido del punzón.

Según esto último las mejores condiciones de operación de la turbina Pelton dependen en primer lugar del caudal de entrada a la turbina, seguido de la apertura del inyector del caudal de agua en la entrada a la turbina.

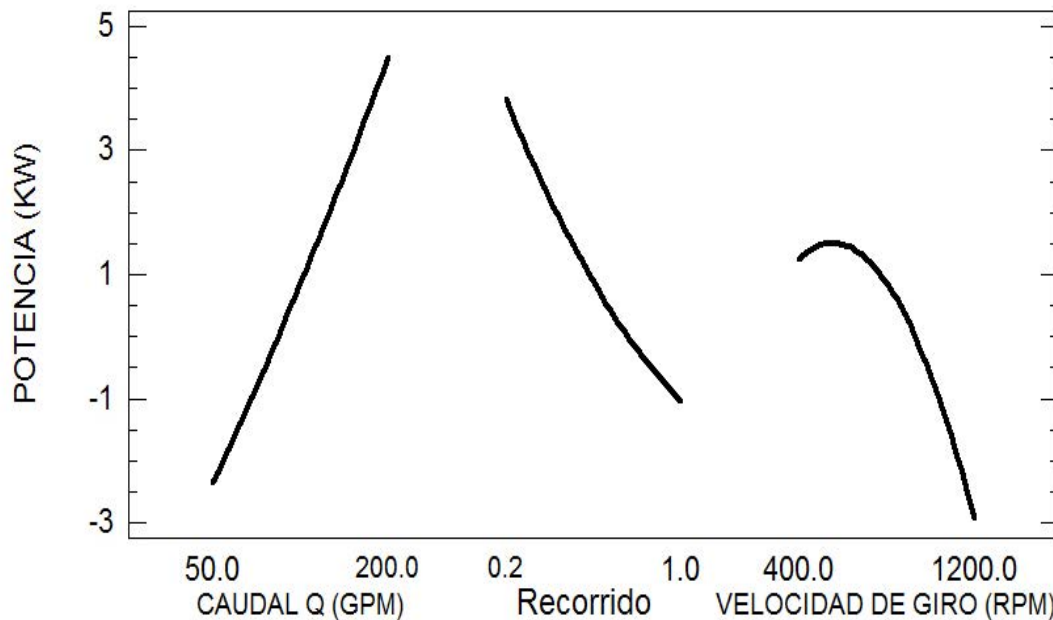


Figura 4.24. Efectos principales del caudal, recorrido del punzón y velocidad de giro sobre la potencia de freno Media. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.1.2.2.3 Resultados de los efectos de interacción sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Pelton.

En las figuras 4.25 a 4.27 se muestran los efectos de interacción de al menos dos factores como son las combinaciones: caudal y apertura (ver figura 4.25), caudal y velocidad (ver figura 4.26), así como recorrido del punzón y velocidad de giro (ver figura 4.27) sobre la potencia de freno generada por la turbina Pelton; mientras que la figura 4.28 muestra la comparación entre los efectos de interacción mostrados en las figuras 4.25 a 4.27.

- ***Resultados de los efectos de la interacción del caudal y el recorrido del punzón sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Pelton.***

En la figura 4.25 se muestran los efectos de interacción del caudal y recorrido del punzón sobre la potencia de freno. Donde se aprecia que si el caudal se incrementa desde 50 hasta 200 gpm, cuando el recorrido del punzón es igual a 1 (C.A.) correspondiente en su nivel alto la potencia de freno generada por la turbina Pelton también se incrementa; pero si el recorrido está fijado en 0,2 correspondiente a su nivel bajo, la potencia se incrementa de manera importante. En otras palabras, el recorrido del punzón tiene mayor influencia sobre la presión de entrada del agua hacia la turbina Pelton dependiendo del nivel donde se encuentre el caudal. De esta manera, con un efecto de interacción como el de la figura 4.25, si se quiere maximizar, minimizar o llevar a un valor objetivo de potencia de freno de la turbina Pelton no se puede mover al factor de recorrido del punzón sin tomar en cuenta en qué nivel está el caudal, y viceversa.

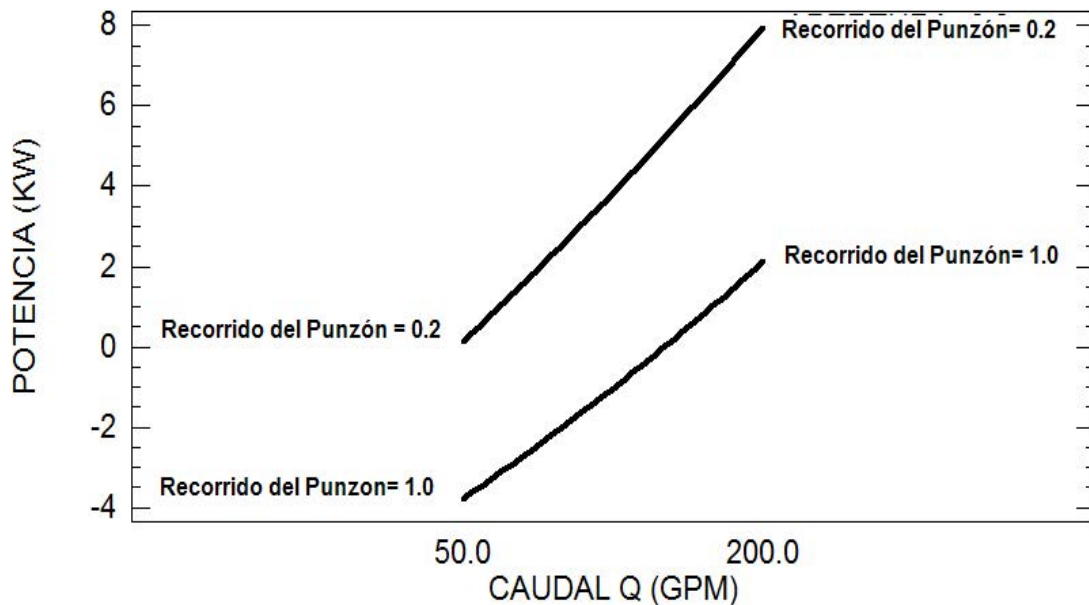


Figura 4.25. Efectos de interacción del caudal y el recorrido del punzón sobre la potencia al freno. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados de los efectos de la interacción del recorrido del punzón y la velocidad de la turbina sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Pelton.***

En la figura 4.26 se muestran los efectos de interacción del recorrido del punzón y la velocidad de giro sobre la potencia de freno. Donde se aprecia que si el recorrido del punzón se incrementa desde 0,2 hasta 1, cuando la velocidad es 400 rpm correspondiente en su nivel bajo la potencia de freno generada por la turbina Pelton disminuye; pero si la velocidad de giro está fijada en 1.200 rpm correspondiente a su nivel alto, la potencia disminuye de una forma más notable. Por esta razón se puede decir que, la velocidad de giro tiene mayor influencia sobre la potencia de freno de la turbina Pelton dependiendo del nivel donde se encuentre el recorrido del punzón. De esta manera, con un efecto de interacción como el de la figura 4.26, si se quiere maximizar, minimizar o llevar a un valor objetivo de potencia de freno de la turbina Pelton no se puede mover al factor de velocidad de giro sin tomar en cuenta en qué nivel está el recorrido del punzón, y viceversa.

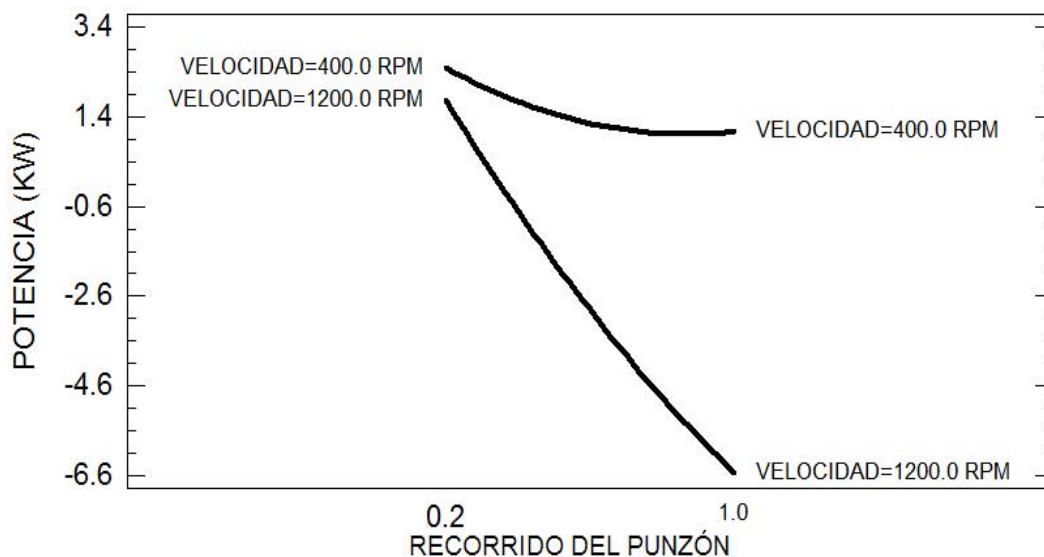


Figura 4.26. Efectos de interacción de la velocidad de giro y el recorrido del punzón sobre la potencia al freno. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Resultados de los efectos de la interacción del caudal y la velocidad de la turbina sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Pelton.***

En la figura 4.27. Se muestran los efectos de interacción del caudal y la velocidad de giro sobre la potencia de freno. Donde se aprecia que si el caudal se incrementa desde 50 hasta 200 gpm, cuando la velocidad es 400 rpm correspondiente en su nivel bajo la potencia de freno generada por la turbina Pelton también se incrementa; pero si la velocidad de giro está fijada en 1.200 rpm correspondiente a su nivel alto, la potencia se incrementa de manera importante. En otras palabras, velocidad de giro tiene mayor influencia sobre la potencia de freno de la turbina Pelton dependiendo del nivel donde se encuentre el caudal. De esta manera, con un efecto de interacción como el de la figura 4.27, si se quiere maximizar, minimizar o llevar a un valor objetivo de potencia de freno de la turbina Pelton no se puede mover al factor de velocidad de giro sin tomar en cuenta en qué nivel está el caudal, y viceversa.

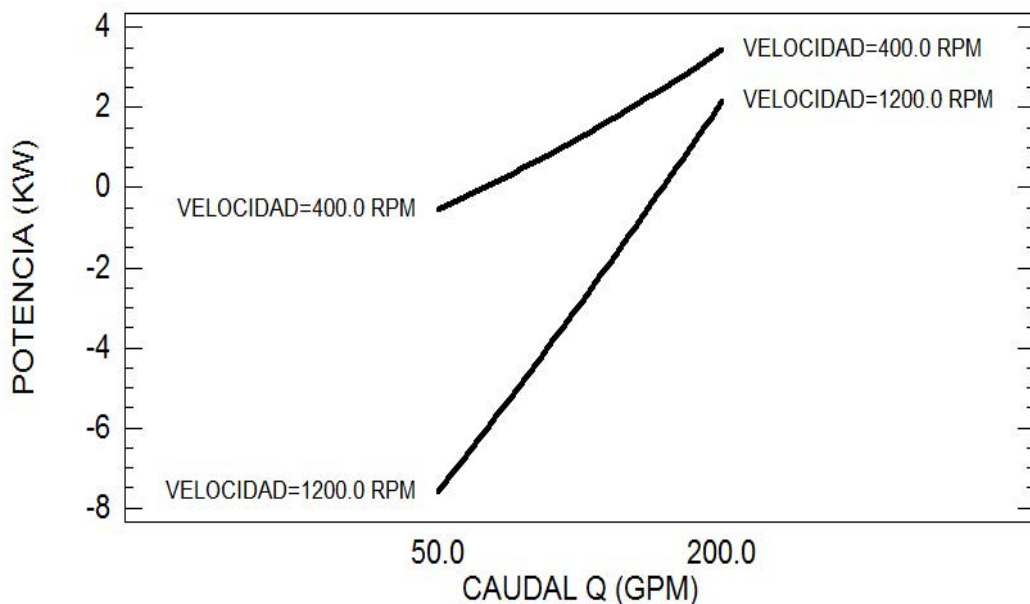


Figura 4.27. Efectos de interacción del caudal y la velocidad de giro la potencia al freno. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

- ***Comparación de los efectos de interacción sobre la carga neta disponible para la acción de la turbina Pelton***

En la figura 4.28 se muestra la comparación de los efectos de interacción de AB=caudal x recorrido del punzón, AC=caudal x velocidad y BC= recorrido del punzón x velocidad sobre la potencia generada por la turbina Pelton; donde se observa que en las tres combinaciones existe un efecto de interacción sobre la variable de respuesta.

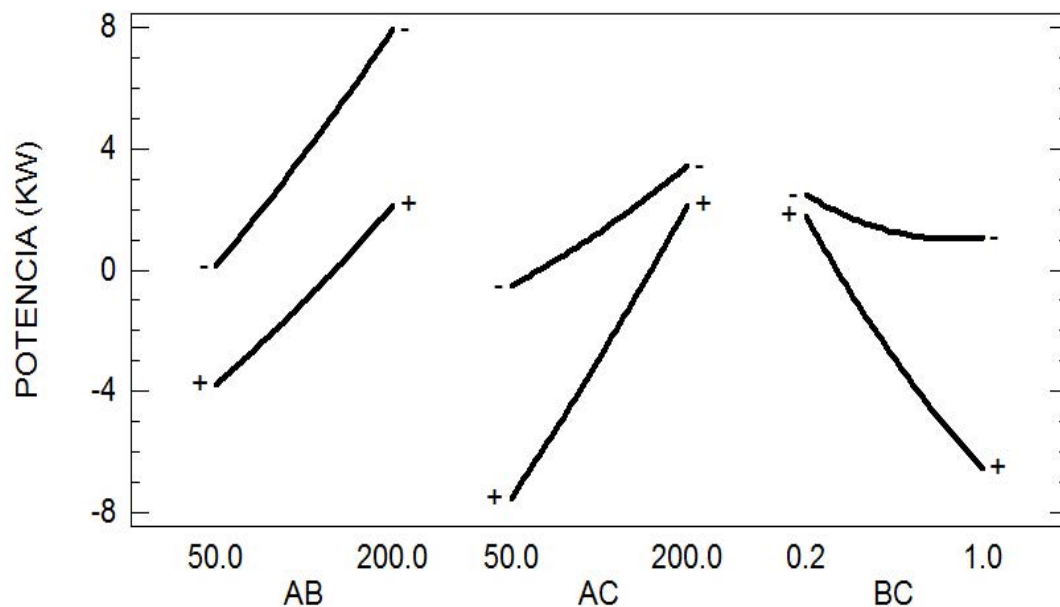


Figura 4.28. Efectos de interacción: AB=caudal x recorrido del punzón, AC=caudal x velocidad y BC= recorrido del punzón x velocidad sobre la potencia al freno. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.2 Elaboración de las curvas de funcionamiento para la representación de las variables involucradas en el sistema de turbinas Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica-UC.

Las curvas resultantes de la representación de las variables involucradas en el funcionamiento del sistema de turbina Francis y turbina Pelton son presentadas de acuerdo con el procedimiento descrito en el Capítulo III.

4.2.1 Curvas de funcionamiento para representación de las variables involucradas en el sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC

Los resultados del funcionamiento del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC se describen a través de las cuatro variables siguientes: 1) Potencia Eléctrica generada, 2) Carga neta entregada por el fluido a la turbina, 3) Velocidad de giro, y la 4) Eficiencia de la turbina. Estas variables se estudian con respecto a los factores experimentales controlados durante los ensayos realizados a la turbina los cuales son el caudal de entrada y la apertura del distribuidor de entrada.

4.2.1.1 Curva de caudal vs velocidad de giro del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.

En la figura 4.29 se observa el incremento de la velocidad de giro al aumentar el caudal de entrada a la turbina, se muestran dos curvas en el mismo gráfico, cada una corresponde a un valor de apertura del distribuidor de entrada. El incremento en la velocidad de giro se genera debido a que mientras mayor es el caudal de entrada mayor es la energía que se le proporciona a la turbina y esta la convierte en energía motriz.

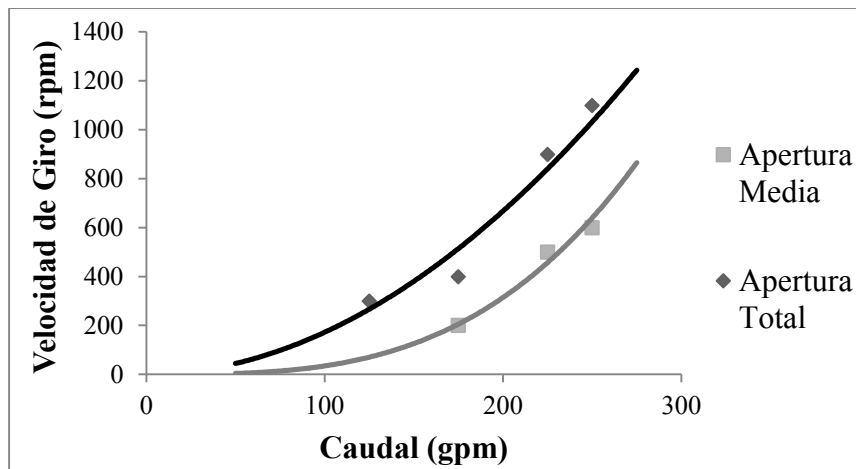


Figura 4.29 Curvas de caudal vs velocidad de giro. Banco de Ensayos de turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.2.1.2 Curva de caudal vs carga neta del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.

Para elaborar las curvas de caudal vs carga neta es necesario calcular la carga neta en cada una de las pruebas que se realizaron a la turbina, este cálculo se realiza con la ecuación 2.7. Sin embargo, primero es necesario estimar la velocidad de entrada y salida del fluido respectivamente. Así como tener en cuenta algunos datos y condiciones características del fluido y de la turbina durante los ensayos, que se indican en la tabla 4.3.

La velocidad de Entrada es calculada por medio de la siguiente ecuación:

$$v_e = \frac{(6.309 \times 10^{-5}) * Q}{A_e} \quad (4.1)$$

Donde:

V_e : Velocidad de entrada del fluido [m/s].

Q: Caudal que circula por la turbina [gpm]

A_e : Área de la sección de entrada a la turbina [m²].

La velocidad de salida es calculada por medio de la siguiente ecuación:

$$v_s = \frac{(6.309 \times 10^{-5}) * Q}{A_s} \quad (4.2)$$

Donde:

V_s : Velocidad de salida del fluido [m/s].

Q: Caudal que circula por la turbina [gpm].

A_s : Área de la sección de entrada a la turbina [m²].

Tabla 4.3. Condiciones del agua y características geométricas de la turbina.

Densidad del Agua (kg/m ³)	Área de entrada de la turbina (m ²)	Área de salida de la turbina (m ²)	Distancia vertical entre la entrada y salida de la turbina (m)	Resistencia eléctrica del panel eléctrico (ohm)
997	0,0082	0,0064	0,056	20

A continuación se muestra un ejemplo de cálculo de los valores necesarios para el cálculo de la carga. En la tabla 4.4 se muestran los datos obtenidos de la prueba número 7 realizada al sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.

Tabla 4.4 Datos obtenidos de la corrida número 16 de las pruebas realizadas al sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.

Caudal [m ³ /H] (gpm)	Apertura del distribuidor	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Presión de Salida [Kpa] (psi)	Velocidad de Giro (rpm)	Tensión Generada (V)
45,42 (200)	0,5	206,84 (30)	-6,89 (-1)	200	13,5

Sustituyendo los valores en las ecuaciones 4.1 y 4.2 tenemos:

$$v_e = \frac{(6.309 \times 10^{-5}) * 200 [\text{gpm}]}{0.0082 [\text{m}^2]} = 1.5388 [\text{m/s}]$$

$$v_s = \frac{(6.309 \times 10^{-5}) * 200 [\text{gpm}]}{0.0064 [\text{m}^2]} = 1.9716 [\text{m/s}]$$

Sustituyendo valores en la ecuación 2.7 se obtiene:

$$\begin{aligned} \text{Carga Neta} &= \left(\frac{(6894.76)(30 - (-1)) [\text{psi}]}{997 \text{ kg/m}^3 * 9.80665 \text{ m/s}^2} \right) + 0.056 [\text{m}] \\ &+ \left(\frac{1.5388^2 [\text{m/s}] - 1.9716^2 [\text{m/s}]}{2 * 9.80665 [\text{m/s}^2]} \right) = 14.4676 [\text{m. c. a}] \end{aligned}$$

La figura 4.30 muestra la variación de la carga neta que se le suministra a la turbina según sea el caudal de entrada y la posición del distribuidor de la turbina. Se puede observar que a mayores caudales, mayor es la carga neta que se genera esto debido a que al tener mayor volumen de fluido circulando por la misma área se aumentan las presiones de entrada y las velocidades del fluido. Además también se puede ver que para una apertura menor del distribuidor se puede obtener mayor carga debido a que se restringe la entrada lo que provoca un aumento en la velocidad y presión de entrada del fluido.

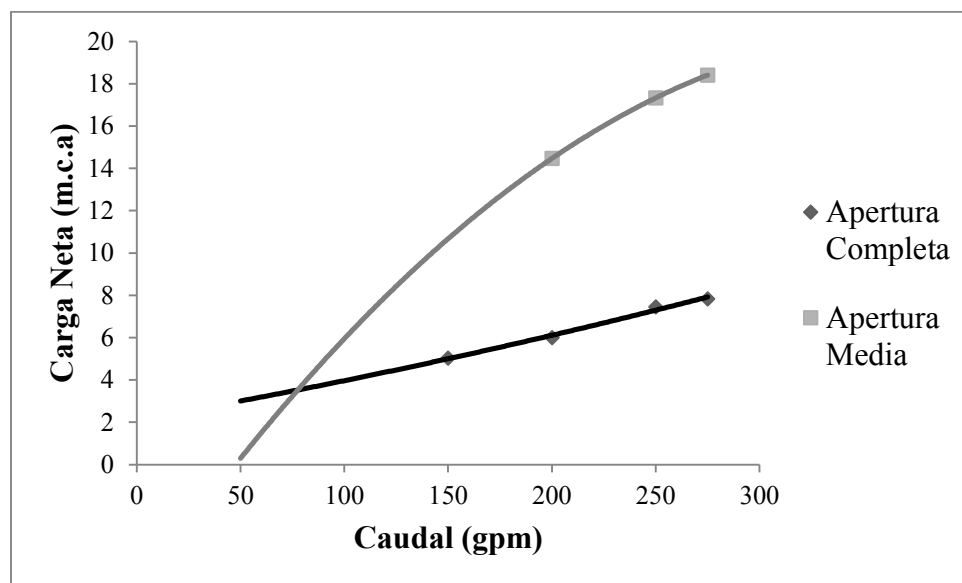


Figura 4.30 Curvas de caudal vs carga neta suministrada a la turbina. Banco de Ensayos de turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.2.1.3 Curva de caudal vs potencia eléctrica generada por el sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC.

Para generar la curva de comportamiento caudal vs potencia eléctrica es necesario estimar la potencia con los datos obtenidos a partir de cada uno de las pruebas realizadas sobre el sistema de turbina Francis, para esto se utiliza la ecuación 2.17

que define la potencia eléctrica, y se toman en consideración el valor de las resistencias eléctricas del panel eléctrico que se muestran en la tabla 4.3.

Sustituyendo en la ecuación 2.17 se calculan todos los puntos de potencia eléctrica a partir de los valores de tensión leídos durante la pruebas. Para este ejemplo de cálculo se usan los datos de la tabla 4.4.

$$Pot_{Elec} = \frac{13,5 [V]}{20 [ohm]} = 9,1125 [w]$$

En la figura 4.31 se puede ver el aumento de la potencia eléctrica con respecto del caudal, esto ocurre ya que como se ha mencionado antes, a mayor caudal de entrada mayor carga neta se entrega a la turbina, lo que produce un aumento en la potencia útil que la turbina puede generar. Para el caso del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo, esta potencia útil se traduce directamente en potencia eléctrica gracias al generador y el panel eléctrico que esta tiene acoplado.

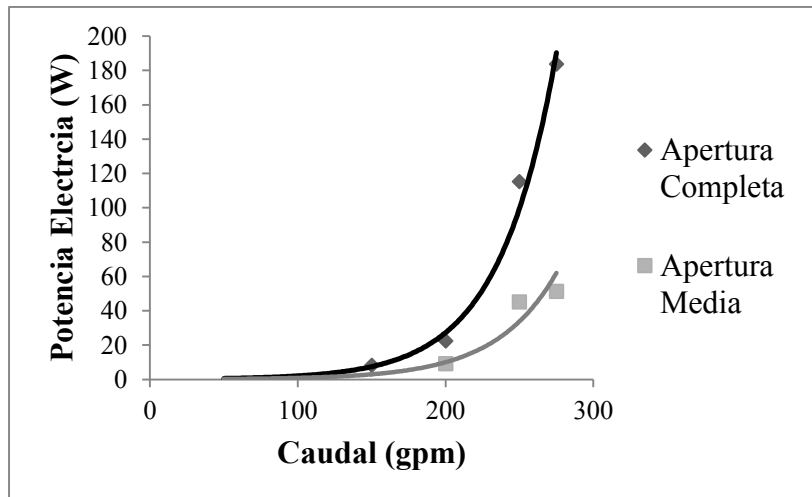


Figura 4.31 Curvas de caudal vs potencia eléctrica generada por el sistema de turbina Francis. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.2.1.4 Curva de caudal vs eficiencia producida por el sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC

La eficiencia del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica –UC se calcula por medio de la división de la potencia eléctrica generada y la potencia teórica que se le entrega al mismo a través del fluido, como lo describe la ecuación 2.9. Por lo tanto es necesario estimar los valores de la potencia teórica para cada una de las pruebas realizadas durante los ensayos.

A continuación se muestra un ejemplo de cálculo para estimar la potencia teórica así como un ejemplo para estimar la eficiencia de la turbina. Estos ejemplos serán realizados los datos de las Tablas 4.3 y 4.4.

$$P = (6.305 \times 10^{-5}) * 200[\text{gpm}] * 997 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.80665 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \\ * 14.4676 [\text{m. c. a}] = 1784.8486 [\text{w}]$$

En la Figura 4.32 se ve la eficiencia con respecto al caudal de entrada del sistema de turbina Francis del banco de ensayos del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo. En el grafico se observa que para mayores caudales de entrada la eficiencia de la turbina tiende a aumentar.

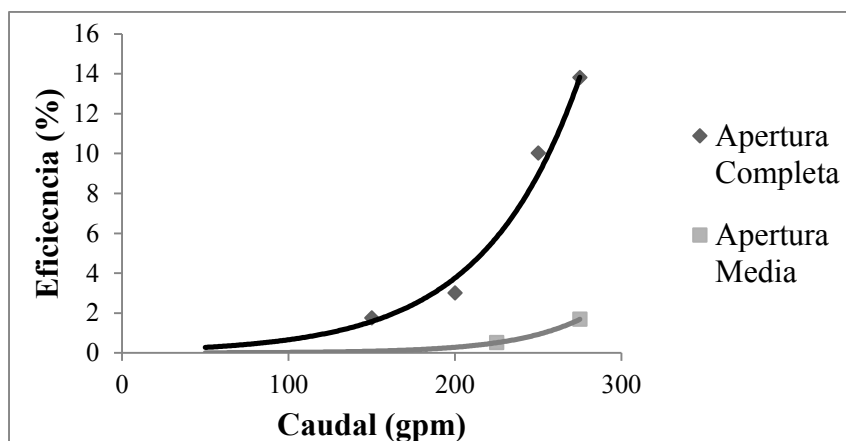


Figura 4.32 Curvas de caudal vs eficiencia generada por el sistema de turbina Francis. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.2.2 Curvas de funcionamiento para representación de las variables involucradas en el sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC

Las variables que describen el funcionamiento del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC son: la potencia al freno generada, la carga neta entregada por el fluido a la turbina y la eficiencia que se obtiene de la turbina. Cada uno de estos factores se estudia con respecto a las variables que se pueden controlar durante la prueba como son el recorrido del punzón, la velocidad de giro de la turbina y el caudal de entrada a la turbina.

4.2.2.1 Curva de Caudal vs Velocidad de Giro del Sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica – UC

En la Figura 4.33 se puede observar la variación de la velocidad de giro con respecto al aumento del caudal de entrada a la turbina. Esto es congruente con el funcionamiento teórico de una turbina el cual indica, como se ha estudiado antes, que a mayor caudal de entrada y salto del agua se entrega más energía a la turbina la cual está transformando en energía mecánica en forma de velocidad angular en el eje acoplado al rotor de la turbina.

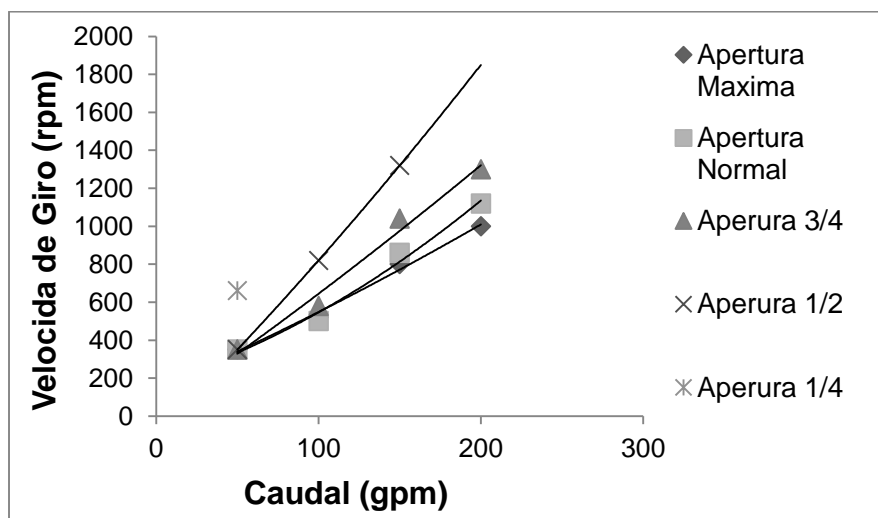


Figura 4.33 Curvas de caudal vs velocidad de giro del sistema de turbina Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.2.2.2 Curva de caudal vs carga neta del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.

Es necesario determinar los valores de carga neta para cada una de las pruebas realizadas a la turbina de esta forma se puede graficar éstos en contraposición a los valores de caudal correspondiente a cada punto, para esto se procede a través de la ecuación 2.8, que indica que también se debe determinar la velocidad de entrada del fluido a la turbina, la cual se calcula con la ecuación 4.1.

Sustituyendo los datos que se muestran en la tabla 4.5:

Tabla 4.5. Datos obtenidos de la corrida número 178 de las pruebas realizadas al sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.

Caudal [m ³ /h] (gpm)	Recorrido del Punzón	Velocidad de Giro [rpm]	Presión de Entrada [Kpa] (psi)	Fuerza Base [Kg]	Fuerza en la Balanza [Kg]
45,42 (200)	Max	1000	220,63 (32)	20	19.2

Además de estos datos que se obtienen a partir de una de las pruebas, se sabe que el fluido y la turbina cuentan con las características que se ven en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6. Área de entrada y densidad del fluido correspondiente a las pruebas realizadas al sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.

Área de Entrada (m)	Densidad del Fluido (Kg/m ³)
8.2129 x10 ⁻³	997

Sustituyendo valores en la ecuación 4.1, se tiene:

$$v_e = (6.309 \times 10^{-5}) \frac{200 \text{ [gpm]}}{8.2129 \times 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}} = 1.5363 \text{ m/s}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 2.8, se tiene:

$$Carga\ Neta = \left((6894.76) \frac{32\ [psi]}{997\ [Kg/m^3] \times 9.80665\ [m/s^2]} \right) + \left(\frac{1.5363\ [m/s]}{2 \times 9.80665\ [m/s^2]} \right) = 22.6863\ [m.c.a]$$

La figura 4.34 muestra como se incrementa la carga neta disponible para la acción de la turbina dependiendo del aumento en el caudal de entrada de la turbina así mismo se puede observar que para mayores recorridos del punzón es posible obtener datos en caudales más elevados, lo que da como resultado curvas con pendientes menos pronunciadas. Este grafico es elaborado solo con los datos de las pruebas en las que se tiene una velocidad de giro de 400 rpm, debido a que, esta es la velocidad en la que para cada combinación de los diferentes niveles de caudal y recorrido de punzón se puede obtener suficientes puntos de carga neta para generar una curva.

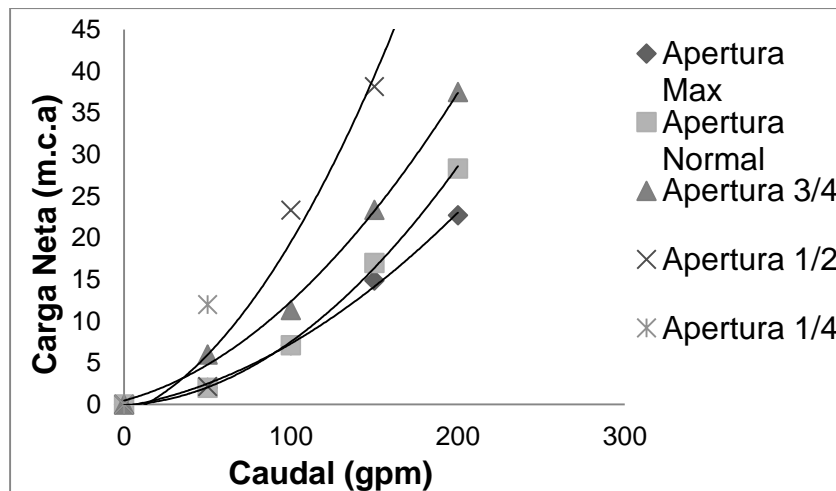


Figura 4.34. Caudal vs carga neta a una velocidad de giro de 400 rpm. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.2.2.3 Curvas de velocidad de giro vs potencia ale freno del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.

Para el cálculo de la potencia de freno o de accionamiento se utiliza la ecuación del freno Prony (ecuación 2.16). Sustituyendo en la ecuación 2.16 los datos que se muestran en la tabla 4.5, se tiene:

$$P_a = \frac{1000 [rpm] \times 0.1047 \times (20 - 19.2)[Kg] \times 9.80665 [m/s^2] \times 0.4599 [m]}{1000}$$

$$= 0.3778 [kW]$$

En Las figuras 4.35 hasta la numero 4.38 se puede ver como varia la potencia en el eje de la turbina Pelton dependiendo de la velocidad de giro de esta, así mismo se pueden comparar las potencias obtenidas y cantidad de datos recolectados dependiendo del caudal que se suministra a la turbina, es evidente que para un mayor caudal existe la posibilidad de hacer girar la turbina a mayores revoluciones y aplicando sobre el eje una mayor fuerza de freno esto se traduce en mayor potencia en el eje de la turbina incluso para recorridos del punzón mayores a los que se pueden colocar a menores caudales.

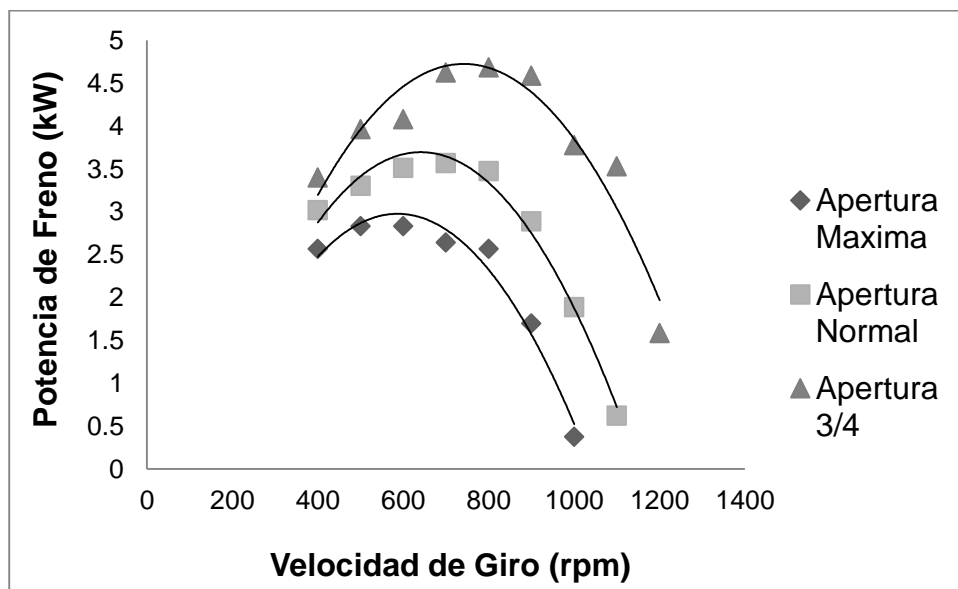


Figura 4.35 Velocidad de giro vs potencial al freno con un caudal de entrada de 200 gpm. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

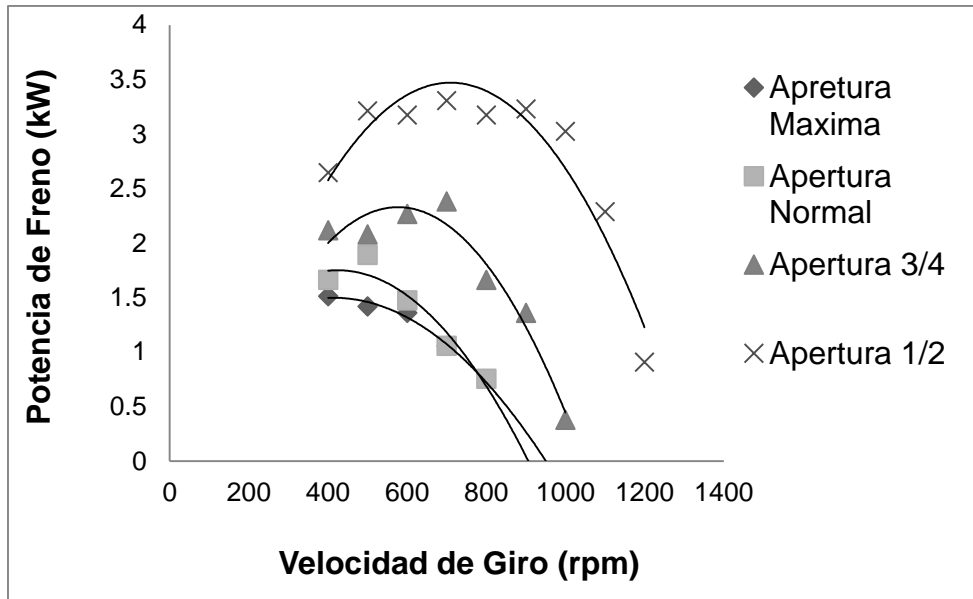


Figura 4.36 Velocidad de giro vs potencia al freno con un caudal de entrada de 150 gpm. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

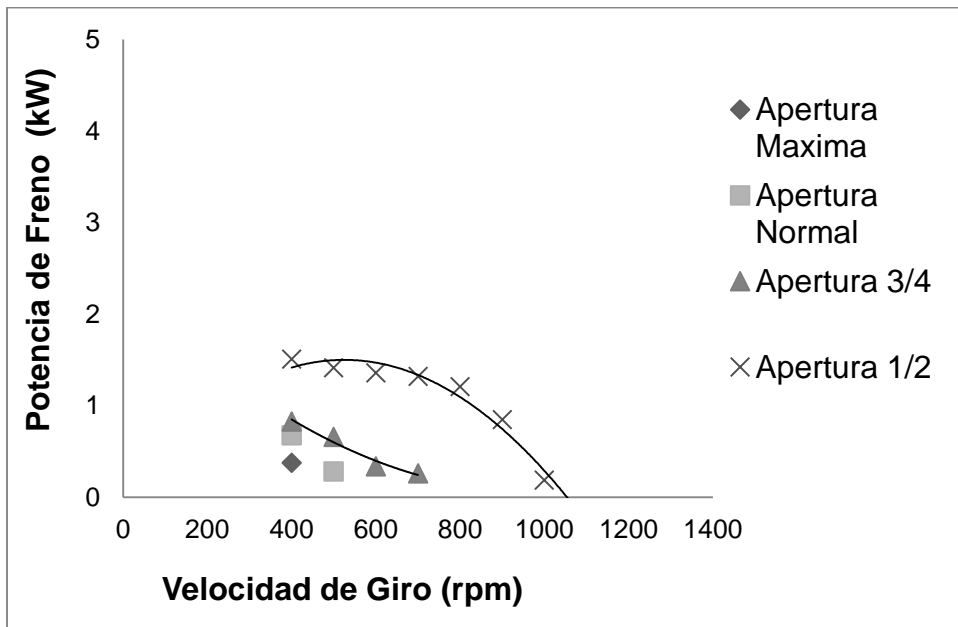


Figura 4.37. Velocidad de giro vs potencia al freno con un caudal de entrada de 100 gpm. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

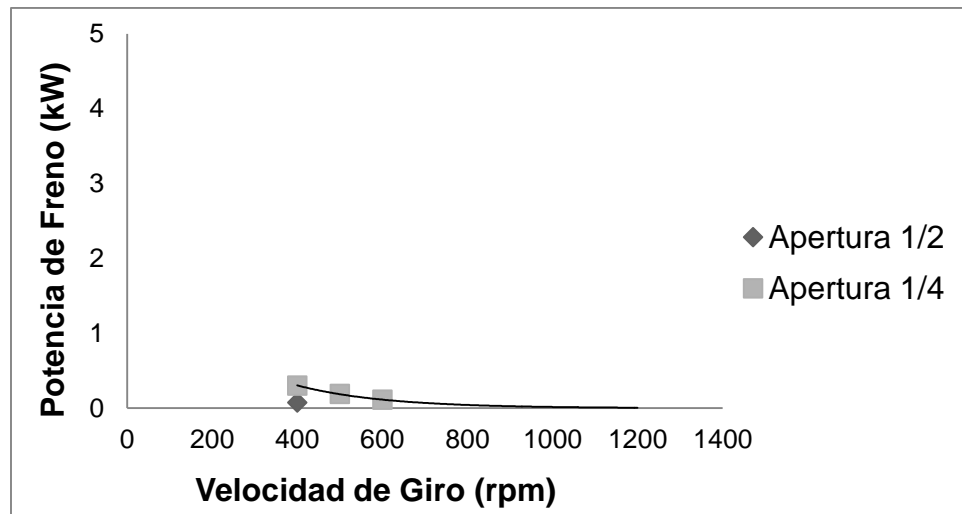


Figura 4.38. Velocidad de giro vs potencia al freno con un caudal de entrada de 50 gpm. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.2.2.4 Velocidad de giro vs eficiencia del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC.

La eficiencia de la turbina Pelton es determinada a través de la ecuación 2.15. Una de las variables de dicha ecuación es la potencia teórica producida por la turbina, dicha potencia se calculó con la ecuación 2.9. Estos cálculos se realizan para cada uno de las pruebas a las que se somete el sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC. A continuación sustituyendo los datos suministrados en la tabla 4.5 en las ecuaciones 2.9 y 2.15 se tiene:

$$P = \frac{\left((6.309 \times 10^{-5}) * 200 [\text{gpm}] \right) * 997 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] * 9.80665 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] * 22.6863 [\text{m. c. a}]}{1000}$$

$$= 2.7987 [\text{kW}]$$

$$\text{Eficiencia} = \frac{0,3778 [\text{kW}]}{2.7987 [\text{kW}]} * 100 = 13.5027 \%$$

Así mismo, como en las gráficas anteriores, a continuación se presentan desde la figura 4.39 hasta la figura 4.42 las curvas en las que se puede observar como varia la

eficiencia según la velocidad de giro de la turbina dependiendo de las distintas aperturas del inyector de entrada y los diferentes caudales de entrada con los que se tomaron los datos del experimento. Es importante notar que así como para mayores caudales se obtienen una mayor potencia de freno, la eficiencia también tiende a aumentar con el aumento del caudal que circula a través de la turbina.

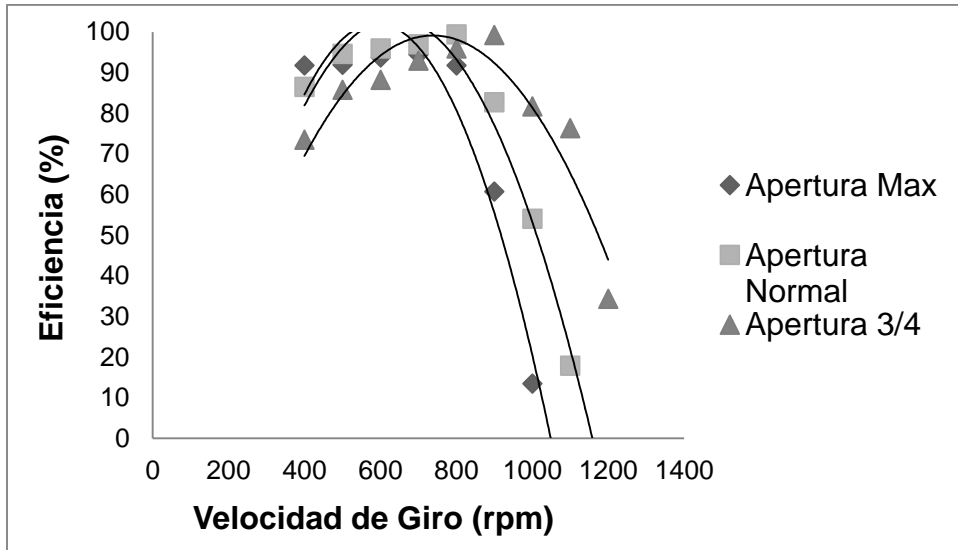


Figura 4.39. Velocidad de giro vs eficiencia con un caudal de entrada de 200 gpm. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

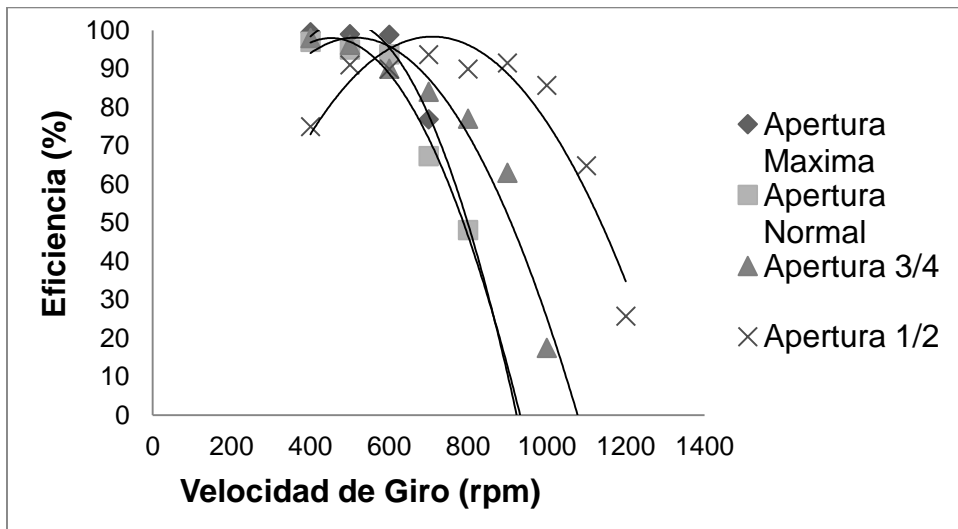


Figura 4.40. Velocidad de giro vs eficiencia con un caudal de entrada de 150 gpm. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

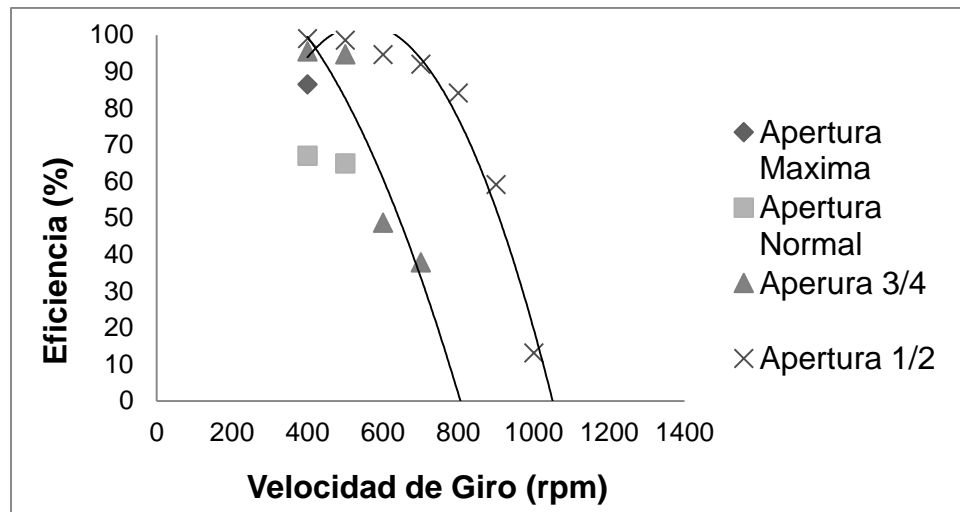


Figura 4.41. Velocidad de giro vs eficiencia con un caudal de entrada de 100 gpm. Banco de Ensayos de turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

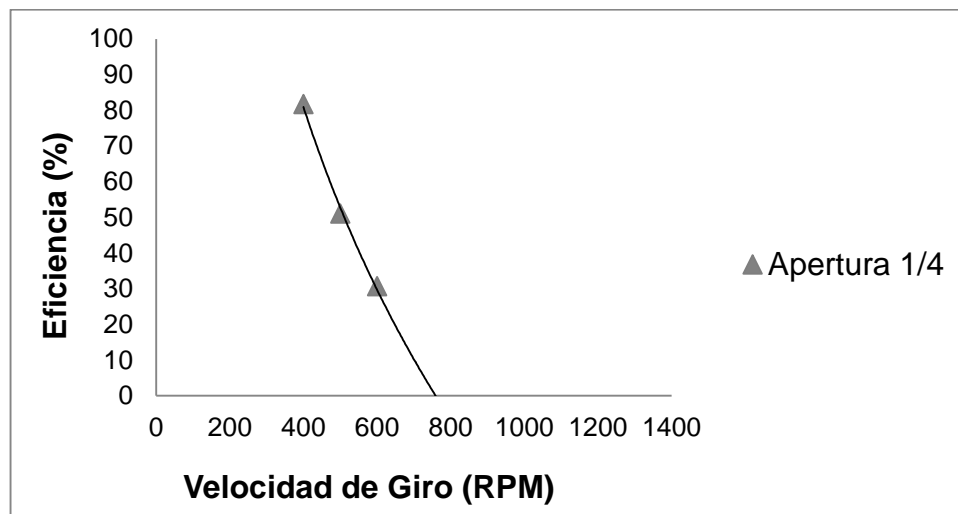


Figura 4.42. Velocidad de Giro vs Eficiencia con un caudal de entrada de 50 gpm. Banco de Ensayos de Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

4.3 Metodología para la realización de las prácticas y el mantenimiento del sistema de turbinas Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.

La metodología para la realización de las prácticas en los sistemas de turbina Francis y turbina Pelton se puede ver en el apéndice B, para cada práctica se da una breve

introducción teórica, el objetivo de la práctica, así como también, el procedimiento a seguir y los lineamientos del informe a entregar luego de la práctica.

Por otra parte, las actividades de mantenimiento destinadas a la conservación del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton pueden ser observadas en las tablas del apéndice C, las cuales garantizan el buen funcionamiento y fiabilidad. Estas actividades de mantenimiento preventivo son diseñadas para ser aplicadas semestralmente.

El banco de ensayo es dividido en varias partes con la finalidad de elaborar distintos formatos de actividades enfocados específicamente en las características y condiciones de operación de cada componente del banco de ensayos. Las partes que componen el banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC son:

- Tuberías – Sistema Manifold.
- Válvulas de Compuerta.
- Bomba.
- Tanques del sistema.
- Placas Orificio.
- Piezómetro de Mercurio - Agua.
- Manómetros y Vacuómetros.
- Turbina Francis y Generador Eléctrico.
- Turbina Pelton.
- Freno Prony de la turbina Pelton.

4.4 Comparación de las curvas características del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del laboratorio de hidráulica Elías Sánchez Díaz – Universidad de Carabobo, con las curvas obtenidas de sistemas similares.

Según el procedimiento, explicado en el capítulo anterior, para alcanzar este objetivo, a continuación se muestran 3 gráficos para cada sistema de turbina estudiado en este trabajo (6 gráficos en total). En cada caso se observan dos curvas una que muestra el comportamiento de cada una de las turbinas del Banco de Ensayos

del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz de la Universidad de Carabobo y la otra para cada turbina del Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar, además para el caso de la turbina Francis en las gráficas también se muestra un punto operacional de la Turbina Francis ubicada en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de los Andes. Las variables de respuesta que se comparan para los sistemas de Turbina Francis son: carga neta, potencia eléctrica generada y eficiencia total, sobre el caudal como factor experimental. En el caso de los sistemas de turbina Pelton, las variables de respuestas son: carga neta, potencia mecánica generada y eficiencia mecánica con respecto al caudal. Las curvas que describen las características de los sistemas de turbina Francis y turbina Pelton del banco de Ensayos H81 del IUTEB se generan a partir de los datos de las tablas 4.23 y 4.24, así mismo para el caso de la turbina Francis de la ULA cuyos datos se muestra en la tabla 4.25.

Tabla 4.23 Cálculos de Potencias y Eficiencia de la turbina Francis banco de ensayos H81 [17].

Prueba	Q (m ³ /h)	H (m)	Pi (kW)	Pm (kW)	Pelec (kW)	η_m	η_G	η_T
1	64,50	13,92	2,44	0,330	0,261	0,135	0,790	0,107
2	69,00	14,43	2,71	0,632	0,487	0,233	0,771	0,180
3	70,00	15,96	3,04	1,457	1,160	0,479	0,796	0,381
4	76,00	19,52	4,04	2,061	1,623	0,510	0,788	0,402
5	76,30	19,52	4,05	2,254	1,780	0,556	0,790	0,440
6	77,00	20,03	4,20	2,446	1,992	0,582	0,815	0,474
7	76,00	20,03	4,14	2,638	2,331	0,637	0,883	0,563

Tabla 4.24 Cálculos de Potencias y Eficiencia de la turbina Pelton banco de ensayos H81 [17].

Prueba	Q (m ³ /h)	H (m)	Pi (kW)	Pm (kW)	Pelec (kW)	η_m	η_G	η_T
1	40,60	50,97	5,64	1,068	1,353	0,189	1,266	0,240
2	43,20	57,08	6,72	1,102	1,365	0,164	1,239	0,203
3	45,10	60,14	7,39	1,503	1,705	0,203	1,135	0,231
4	45,30	61,16	7,55	1,870	2,137	0,248	1,143	0,283
5	45,30	61,16	7,55	2,371	2,169	0,314	0,915	0,287
6	45,10	61,16	7,52	2,972	2,696	0,395	0,907	0,359
7	44,80	61,16	7,47	3,172	2,795	0,425	0,881	0,374

Tabla 4.25 Punto operacional Turbina Francis ubicada en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de los Andes

Prueba	Q (m ³ /h)	H (m)	Pi (W)	Pm (W)	Pelec (W)	η_T
1	36	7,20	646,36	386,67	348	59,82

4.4.1 Comparación de las curvas características del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz – Universidad de Carabobo, con las curvas características del Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar y el punto operacional de la Turbina Francis de la ULA.

Desde la figura 4.43 hasta la figura 4.45 se pueden observar las curvas características que definen en funcionamiento de los sistemas de turbinas Francis de la UC y del IUTEB, respectivamente y el punto operacional de la turbina Francis de la ULA.

En la figura 4.43 se puede observar como la carga neta aumenta con respecto del aumento del caudal de entrada de ambas turbinas, sin embargo se nota que para el sistema de turbina Francis del IUTEB el aumento de la carga neta es mucho más pronunciado en una variación de caudal mucho más pequeña a la aplicada sobre el sistema de turbina Francis de la UC en la que se puede observar un aumento gradual de la carga neta con respecto a cambios más grandes en el caudal de entrada. Por otro lado, se ve que para un caudal cercano a 150 gpm, mínimo suministrado a la turbina Francis de la UC, la turbina Francis de la ULA logra una carga neta mayor.

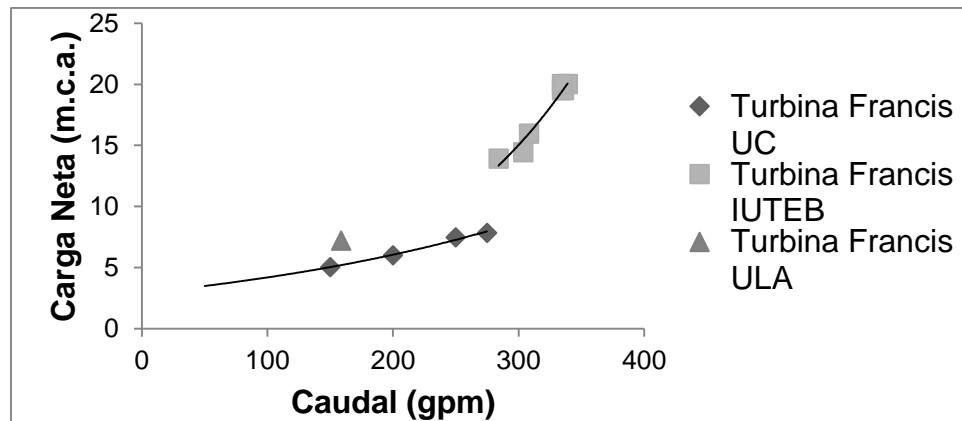


Figura 4.43 Comparación de las curvas caudal vs carga neta, de los sistemas de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo, el Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar y de la Universidad de Los Andes, respectivamente.

La figura 4.44 muestra las curvas de tendencia de la potencia eléctrica generada según el caudal de entrada de los sistemas de turbina Francis de la Universidad de Carabobo y del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar, respectivamente. En el gráfico se puede ver que para mayores caudales la potencia aumenta, se puede ver que para caudales inferiores a 300 gpm, rango de trabajo de la turbina Francis de la UC, la potencia que se genera es muy inferior a la generada por la turbina Francis del IUTEB con caudales mayores, sin embargo las curvas de tendencia prácticamente se extienden una a otra generando una sola gráfica, por lo que probablemente se podría alcanzar una tendencia similar en la turbina Francis de la UC al probarla con valores de caudales como los probados por el IUTEB. También es posible notar que para un valor cercano al caudal mínimo suministrado a la turbina Francis de la UC la turbina Francis de la ULA genera mayor potencia eléctrica, esto podría deberse a la pérdida hidráulica que presenta la turbina Francis de la UC.

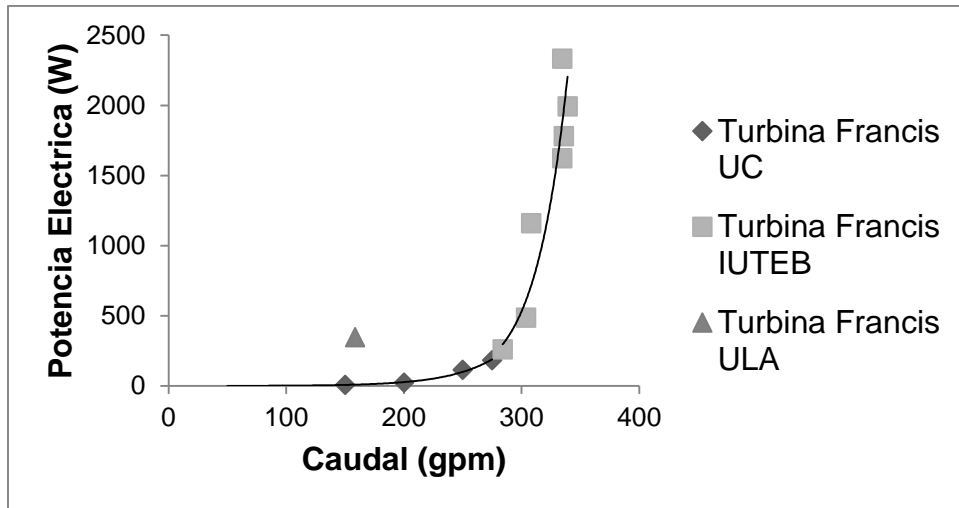


Figura 4.44 Comparación de las curvas caudal vs potencia eléctrica generada, de los sistemas de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo, el Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar y de la Universidad de Los Andes, respectivamente.

La figura 4.45 muestra las curvas de tendencia de Eficiencia con respecto del caudal en las que se observa un incremento de los valores de eficiencia a medida que se aumenta el caudal de entrada. Como en las curvas de caudal vs potencia eléctrica en este caso las curvas de los dos sistemas prácticamente se extienden con la misma tendencia formando una sola curva, el sistema de turbina Francis del IUTEB trabaja con mayor eficiencia que la turbina Francis de la UC para un rango de caudal menor al probado en la turbina Francis de la UC; ya que desde el punto más bajo hasta el más alto, el caudal de entrada en la turbina Francis del IUTEB solo varía en 50 gpm obteniendo con esta variación hasta 42 % de aumento en la eficiencia. A diferencia de la turbina Francis de la UC que como nivel más bajo se probó 50 gpm y el nivel alto fue de 275 gpm teniendo una variación de 225 gpm en la entrada de la turbina con lo que solo se logró un aumento en la eficiencia de 12%. Esta poca variación en la eficiencia puede ser producida por las pérdidas hidráulicas presentes en el sello mecánico de la turbina, por lo que muy poca de la energía del fluido es aprovechada para la generación de la turbina. Además se puede ver que para un caudal cercano a los 150 gpm la turbina Francis de la ULA tiene la mayor eficiencia de las tres

turbinas, incluso mayor a las obtenidas con el doble de caudal suministrado a la turbina del banco de ensayos del IUTEB.

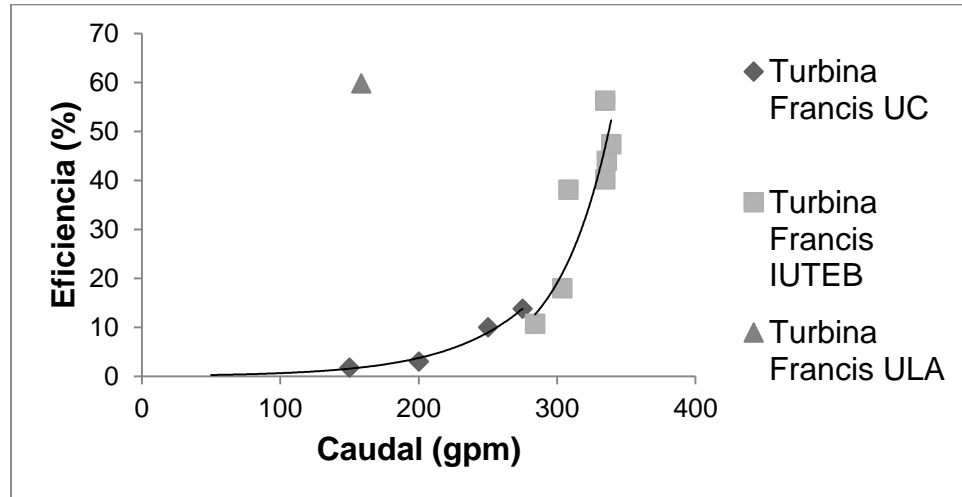


Figura 4.45 Comparación de las curvas caudal vs eficiencia, de los sistemas de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo, el Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar y de la Universidad de Los Andes, respectivamente.

4.4.2 Comparación de las curvas características del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz – Universidad de Carabobo, con las curvas características del Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar.

Desde la figura 4.46 hasta la figura 4.48 se pueden observar las curvas características que definen en funcionamiento de los sistemas de turbinas Pelton de la UC y del IUTEB, respectivamente.

En la figura 4.46 se puede observar como la carga neta aumenta con respecto del aumento del caudal de entrada de ambas turbinas, sin embargo se nota que para el sistema de turbina Pelton de la UC el aumento de la carga neta es gradual y mucho mayor debido al rango de caudal en el cual se hicieron las pruebas que va desde 50 gpm hasta 200 gpm. Mientras que la turbina Pelton del IUTEB fue probada en un rango de variación más pequeño de entres 178 gpm hasta 199 gpm, observándose también aumento de la carga para mayor caudal. También se puede ver que para un

máximo caudal de ambas turbinas próximo a 200 gpm en la turbina Pelton de la UC solo se logran 37,5 m.c.a, por otro lado la turbina Pelton del IUTEB se obtienen 61 m.c.a para 199 gpm, como valor máximo.

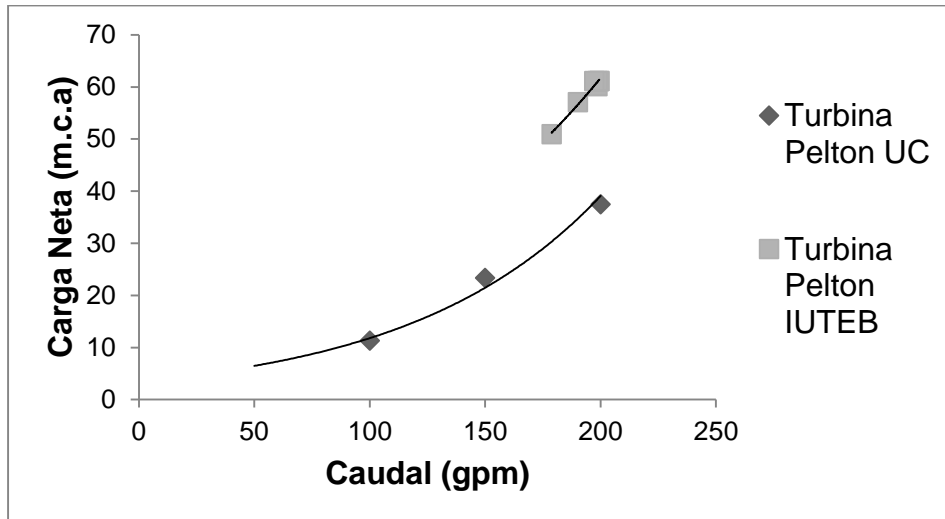


Figura 4.46 Comparación de las curvas caudal vs carga neta, de los sistemas de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo y el Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar, respectivamente.

En la figura 4.47 se observa la variación de la potencia mecánica generada con respecto al caudal de entrada de los sistemas de turbina Pelton de la UC y del IUTEB, respectivamente. Se puede observar que al probar la turbina Pelton de la UC con cambios más grandes en el caudal de entrada la potencia generada también se incrementa en valores más grandes a los que se observan en la curva de la turbina Pelton del IUTEB, incluso se puede comprar que para un caudal de 200 gpm la turbina Pelton de UC genera 4,08 kW de potencia mientras que para un valor muy próximo de 199 gpm circulando por la turbina Pelton del IUTEB esta turbina genera 2,37 kW de potencia.

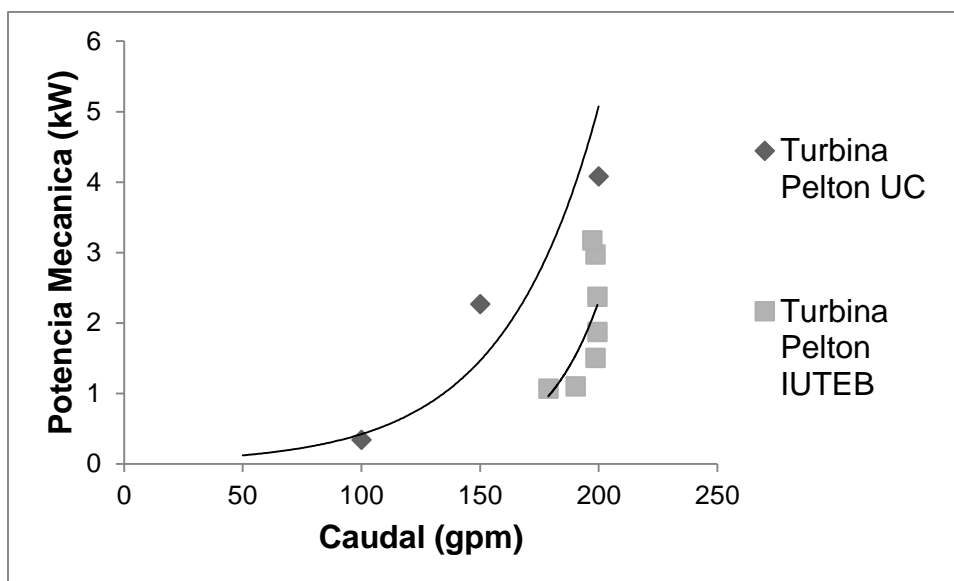


Figura 4.47 Comparación de las curvas caudal vs potencia mecánica generada, de los sistemas de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo y el Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar, respectivamente.

La figura 4.48 muestra las curvas de tendencia de la eficiencia mecánica con respecto del aumento del caudal de entrada a las turbinas Pelton de la UC y del IUTEB, respectivamente. En el gráfico se puede observar que la eficiencia de la turbina Pelton de la UC tiene una tendencia parabólica teniendo sus valores más altos para el rango de caudal entre 150 y 200 gpm. La curva de la turbina Pelton del IUTEB muestra un aumento en la eficiencia para mayores caudales, aunque no logra los mismo valores de eficiencia ya que para un caudal de entrada de 199 gpm, casi los mismo 200 gpm probados en la Turbina Pelton UC, esta tiene una eficiencia mecánica de 31,4 %.

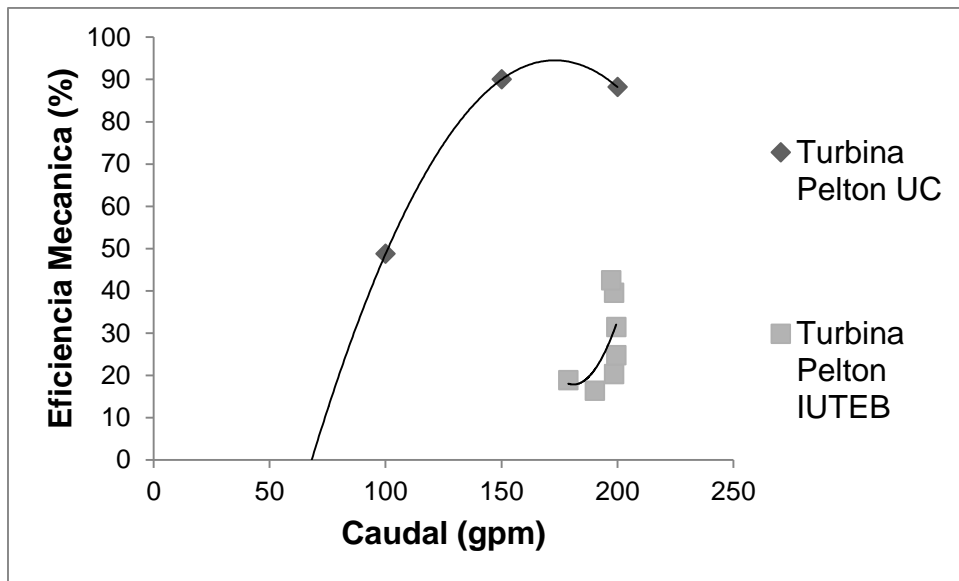


Figura 4.48 Comparación del comportamiento de las curvas caudal vs eficiencia mecánica, de los sistemas de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo y el Banco de Ensayos H81 del Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar, respectivamente.

CONCLUSIONES

Los resultados del diseño de las pruebas experimentales han permitido conocer las condiciones que influyen en la operación de cada turbina y establecer los rangos de regulación de cada parámetro en los sistemas de turbina Francis y turbina Pelton pertenecientes al laboratorio de hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Universidad de Carabobo. El diseño de factorial ha conducido a obtener 7 pruebas experimentales en el Sistema de Turbina Francis y 65 pruebas experimentales en el sistema de turbina Pelton. En ambas turbinas el factor más influyente sobre el funcionamiento y la generación de potencia es el caudal suministrado; el cual varía en el primer sistema varía entre 100 y 275 gpm; en el segundo sistema entre 50 y 250 gpm.

Respecto a las curvas de funcionamiento del sistema de turbina Francis, se generan cuatro gráficos en los que se estudian las variables principales; velocidad de giro, carga neta, potencia eléctrica generada, y eficiencia; con respecto a un rango de caudal que circula a través de la turbina de entre 50 y 275 gpm. Los gráficos muestran un funcionamiento correcto de acuerdo a lo esperado y comparado con otros sistemas similares, sin embargo se observa muy poca eficiencia. La baja eficiencia se debe a una pérdida volumétrica originada en el sello mecánico que va ensamblado entre el espacio libre de la carcasa espiral y el eje acoplado a la turbina, por lo que gran parte de la energía del fluido no es aprovechada en la generación de energía eléctrica.

En el caso de las curvas de funcionamiento del sistema de Turbina Pelton se generaron 10 gráficos en los que se puede ver la comparación de los factores experimentales con el caudal dentro de un rango de 50 hasta 200 gpm y velocidad de giro entre 400 y 1.200 rpm. Se puede decir que el rango óptimo de funcionamiento de la turbina Pelton es con un caudal de entre 100 y 150 gpm, así como velocidades de giro de entre 600 y 1.000 rpm ya que para estos rangos la eficiencia alcanza sus niveles más altos hasta casi 100%.

El sistema de Turbina Francis funciona y es posible realizar una práctica de laboratorio pero no es conveniente utilizar el sistema debido a que se pueden generar daños a los rodamientos y engranes por la emulsión del aceite de lubricación con el agua. Todos los componentes del sistema de Turbina Pelton están en óptimo funcionamiento y pueden ser usados, para realizar prácticas de laboratorio. El manual de práctica usado como metodología para la realización de las prácticas del banco de ensayos de los sistemas de turbina Francis y Turbina Pelton, garantiza que los estudiantes realicen ensayos en los sistemas con el objetivo de que adquieran conocimientos sobre el funcionamiento de este tipo de Turbinas y la influencia de cada parámetro sobre la generación de potencia. Los formatos de mantenimiento preventivos generados para cada equipo perteneciente al banco de ensayos de los sistemas de turbina Francis y Turbina Pelton garantizan la conservación y correcto funcionamiento del sistema.

La comparación de los sistemas de turbinas de la Universidad de Carabobo muestran una aproximación al Sistema de Turbina Francis de la Universidad de los Andes; en comparación con el Instituto Universitario del Estado Bolívar; sin embargo existe patrón observable similar en cuanto carga neta vs caudal, potencia vs caudal.

La evaluación del funcionamiento del sistema de turbina Francis conduce a afirmar que este sistema requiere una reducción de las vibraciones en las partes móviles; así como alineación del conjunto eje, impulsor, anillo de desgaste y carcasa para minimizar las pérdidas en la transformación de la energía hidráulica a mecánica; lo que influye en la eficiencia de funcionamiento significativamente. En cuanto a la Turbina Pelton, la eficiencia en la conversión de la energía hidráulica en mecánica ha sido alto, cerca de 90%; basado en el adecuado funcionamiento de los sistemas de regulación de caudal y partes móviles como el conjunto: rodete, eje, rodamientos y regulación de velocidad rotacional constituido por el freno Prony.

RECOMENDACIONES

- Para garantizar el óptimo funcionamiento del banco de ensayo de los sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton en su totalidad, es necesario hacer el reemplazo del sello mecánico de la Turbina Francis así como reemplazar el aceite de la caja de engranes y del gobernador hidráulico de la misma.
- Para mejorar la exactitud de la toma de datos y que sea de una forma más sencilla, se recomienda semi-automatizar la instrumentación del banco de ensayos de los sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton del laboratorio de hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la escuela de ingeniería civil de la universidad de Carabobo.
- Se recomienda cumplir con la serie de actividades de mantenimiento del banco de ensayos de los sistemas de Turbina Francis y Turbina Pelton para garantizar la conservación y funcionamiento del mismo y así permitir a los estudiantes y usuarios en general usar los sistemas a través de las prácticas diseñadas para su estudio.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] C. Neal, “Energía hidroeléctrica: Panorama general”, Marzo 2014. [En línea]. Disponible: <http://www.bancomundial.org/es/topic/hydropower/overview#1> [10 de febrero 2016].
- [2] UNESCO, “La energía hidroeléctrica”, 2015. [En línea]. Disponible: <http://www.unesco.org/new/es/natural-sciences/environment/water/wwap/facts-and-figures/all-facts-wwdr3/fact-6-hydropower/> [10 de febrero 2016].
- [3] IEA, “Panorama energético mundial”, 2008. [En línea]. Disponible: <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/weo-2008.html> [10 de febrero 2016].
- [4] Escuela de Ingeniería de Antioquia, “Elección Turbinas Pelton – Francis”, 2008. [En línea]. Disponible: http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/sel_turbinas/fondos/eleccion.htm [10 de febrero 2016].
- [5] E. Rodriguez, “Las centrales hidroeléctricas más grandes del mundo”, Diciembre 2013. [En línea]. Disponible: <http://www.fierasdelaingenieria.com/las-centrales-hidroelectricas-mas-grandes-del-mundo/> [10 de febrero 2016].
- [6] E. Porras, “Estudio en el banco de pruebas “tutor” para determinar la potencia y eficiencia de las turbinas Pelton y Francis en la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica”, Trabajo de Grado, Universidad Técnica de Ambato. Ecuador. 2011
- [7] R. González, “Construcción de un banco de pruebas para una turbina hidráulica 2 NZ”, Trabajo Especial de Grado, Facultad de Ingeniería, Universidad Pontificia Bolivariana, Bucaramanga, Santander, 2012.

- [8] L. Ferrada. “Diseño de Rodete de Turbina Hidráulica tipo Pelton para Microgeneración.” Universidad de Chile, Chile, 2012.
- [9] J. García, M. Pacheco, “Evaluación de la operación del sistema de turbina Kaplan en el Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Escuela de Ingeniería Civil de la Universidad de Carabobo”, Trabajo Especial de Grado, Facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo, Valencia, Carabobo, 2015.
- [10] I. Salazar, “Propuesta de reactivación de los bancos de turbinas Kaplan, Pelton y Francis en el Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Escuela de Ingeniería Civil-UC”, Trabajo Especial de Grado, Facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo, Valencia, Carabobo, 2015.
- [11] S. L. Dixon. Mecánica de los Fluidos, Termodinámica y Turbomáquinas. Cuarta edición. Londres, Inglaterra. Butterworth-Heinemann. 1998.
- [12] C. Mataix. Mecánica de los fluidos y Maquinas hidráulicas. Segunda Edición. Mexico. AlfaOmega. 1982.
- [13] R. Gorla, A. Khan. Turbomaquinaria, diseño y teoría. Primera edición. New York, E.E.U.U. Marcel Dekker, Inc. 2003
- [14] “Generadores de CC”, 2010 [En línea]. Disponible: <http://www.casdreams.com/cesf/foc/FOCELEC10/Generadores%20de%20CC.pdf> [30 de septiembre de 2016].
- [15] B. Babcock, El diseño, construcción, y uso de un freno Prony pequeño. 2000 [En línea]. Disponible: <http://www.gasenginemagazine.com/farm-shows/the-design-construction-and-use-of-a-small-prony-brake> [30 de septiembre de 2016].
- [16] C. Hernández, Dr. C. Fernández y Dra. P. Baptista. Metodología de la investigación, Primera edición, Colombia: Mc Graw Hill, 1997.

[17] G. Marturet, “Pruebas Operacionales del Banco de Ensayos H81 para Turbinas Pelton y Francis del IUTEB”. Trabajo de Ascenso. Departamento de Mecánica. Instituto Universitario de Tecnología del Estado Bolívar. Ciudad Bolívar. 2010.

[18] M. Avila. “Guía de Practicas del Laboratorio de Turbomáquinas”. Escuela de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad de los Andes. Mérida. 2001

[19] H. Gutiérrez y R. De la Vara, Análisis y Diseños de Experimentos, Segunda edición, Guanajuato, México: Mc Graw Hill, 2004.

[20] Z. Husain, Z. Abdullah y Z. Alimuddin. Mecánica de los Fluidos Básica y Maquinas Hidráulicas. Primera Edición. Sultan Bazar, India. 2008

APÉNDICE A

(Diseño experimentales de las pruebas realizadas a los sistemas de Turbina).

Tabla A.1 Diseño Experimental de la Turbina Hidráulica Francis. Banco de Ensayos de Turbina Francis. Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

PRUEBA	CAUDAL DE ENTRADA [m ³ /h] (gpm)	APERTURA DEL DISTRIBUIDOR [%]	PRESIÓN DE ENTRADA [Kpa] (psi)	VELOCIDAD DE GIRO [rpm]	TENSION [V]
1	11,36 (50)	50			
2	17,03 (75)	50			
3	22,71 (100)	50			
4	28,39 (125)	50			
5	34,07 (150)	50			
6	39,74 (175)	50			
7	45,42 (200)	50			
8	51,10 (225)	50			
9	56,78 (250)	50			
10	62,45 (275)	50			
11	11,36 (50)	100			
12	17,03 (75)	100			
13	22,71 (100)	100			
14	28,39 (125)	100			
15	34,07 (150)	100			
16	39,74 (175)	100			
17	45,42 (200)	100			
18	51,10 (225)	100			
19	56,78 (250)	100			
20	62,45 (275)	100			

Tabla A.2 Diseño Experimental de la Turbina Hidráulica Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Pelton.
Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo.

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
1	11,36 (50)	0,2	400			
2	11,36 (50)	0,2	500			
3	11,36 (50)	0,2	600			
4	11,36 (50)	0,2	700			
5	11,36 (50)	0,2	800			
6	11,36 (50)	0,2	900			
7	11,36 (50)	0,2	1000			
8	11,36 (50)	0,2	1100			
9	11,36 (50)	0,2	1200			
10	11,36 (50)	0,4	400			
11	11,36 (50)	0,4	500			
12	11,36 (50)	0,4	600			
13	11,36 (50)	0,4	700			
14	11,36 (50)	0,4	800			
15	11,36 (50)	0,4	900			
16	11,36 (50)	0,4	1000			
17	11,36 (50)	0,4	1100			
18	11,36 (50)	0,4	1200			
19	11,36 (50)	0,6	400			
20	11,36 (50)	0,6	500			
21	11,36 (50)	0,6	600			
22	11,36 (50)	0,6	700			
23	11,36 (50)	0,6	800			
24	11,36 (50)	0,6	900			
25	11,36 (50)	0,6	1000			
26	11,36 (50)	0,6	1100			

Tabla A.2 Diseño Experimental de la Turbina Hidráulica Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Pelton.
Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo. Continuación

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
27	11,36 (50)	0,6	1200			
28	11,36 (50)	0,8	400			
29	11,36 (50)	0,8	500			
30	11,36 (50)	0,8	600			
31	11,36 (50)	0,8	700			
32	11,36 (50)	0,8	800			
33	11,36 (50)	0,8	900			
34	11,36 (50)	0,8	1000			
35	11,36 (50)	0,8	1100			
36	11,36 (50)	0,8	1200			
37	11,36 (50)	1	400			
38	11,36 (50)	1	500			
39	11,36 (50)	1	600			
40	11,36 (50)	1	700			
41	11,36 (50)	1	800			
42	11,36 (50)	1	900			
43	11,36 (50)	1	1000			
44	11,36 (50)	1	1100			
45	11,36 (50)	1	1200			
46	22,71 (100)	0,2	400			
47	22,71 (100)	0,2	500			
48	22,71 (100)	0,2	600			
49	22,71 (100)	0,2	700			
50	22,71 (100)	0,2	800			

Tabla A.2 Diseño Experimental de la Turbina Hidráulica Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Pelton.
Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo. Continuación

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
51	22,71 (100)	0,2	900			
52	22,71 (100)	0,2	1000			
53	22,71 (100)	0,2	1100			
54	22,71 (100)	0,2	1200			
55	22,71 (100)	0,4	400			
56	22,71 (100)	0,4	500			
57	22,71 (100)	0,4	600			
58	22,71 (100)	0,4	700			
59	22,71 (100)	0,4	800			
60	22,71 (100)	0,4	900			
61	22,71 (100)	0,4	1000			
62	22,71 (100)	0,4	1100			
63	22,71 (100)	0,4	1200			
64	22,71 (100)	0,6	400			
65	22,71 (100)	0,6	500			
66	22,71 (100)	0,6	600			
67	22,71 (100)	0,6	700			
68	22,71 (100)	0,6	800			
69	22,71 (100)	0,6	900			
70	22,71 (100)	0,6	1000			
71	22,71 (100)	0,6	1100			
72	22,71 (100)	0,6	1200			
73	22,71 (100)	0,8	400			
74	22,71 (100)	0,8	500			
75	22,71 (100)	0,8	600			
76	22,71 (100)	0,8	700			

Tabla A.2 Diseño Experimental de la Turbina Hidráulica Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Pelton.
Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo. Continuación

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
77	22,71 (100)	0,8	800			
78	22,71 (100)	0,8	900			
79	22,71 (100)	0,8	1000			
80	22,71 (100)	0,8	1100			
81	22,71 (100)	0,8	1200			
82	22,71 (100)	1	400			
83	22,71 (100)	1	500			
84	22,71 (100)	1	600			
85	22,71 (100)	1	700			
86	22,71 (100)	1	800			
87	22,71 (100)	1	900			
88	22,71 (100)	1	1000			
89	22,71 (100)	1	1100			
90	22,71 (100)	1	1200			
91	34,07 (150)	0,2	400			
92	34,07 (150)	0,2	500			
93	34,07 (150)	0,2	600			
94	34,07 (150)	0,2	700			
95	34,07 (150)	0,2	800			
96	34,07 (150)	0,2	900			
97	34,07 (150)	0,2	1000			
98	34,07 (150)	0,2	1100			
99	34,07 (150)	0,2	1200			
100	34,07 (150)	0,4	400			
101	34,07 (150)	0,4	500			
102	34,07 (150)	0,4	600			

Tabla A.2 Diseño Experimental de la Turbina Hidráulica Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Pelton.
Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo. Continuación

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
103	34,07 (150)	0,4	700			
104	34,07 (150)	0,4	800			
105	34,07 (150)	0,4	900			
106	34,07 (150)	0,4	1000			
107	34,07 (150)	0,4	1100			
108	34,07 (150)	0,4	1200			
109	34,07 (150)	0,6	400			
110	34,07 (150)	0,6	500			
111	34,07 (150)	0,6	600			
112	34,07 (150)	0,6	700			
113	34,07 (150)	0,6	800			
114	34,07 (150)	0,6	900			
115	34,07 (150)	0,6	1000			
116	34,07 (150)	0,6	1100			
117	34,07 (150)	0,6	1200			
118	34,07 (150)	0,8	400			
119	34,07 (150)	0,8	500			
120	34,07 (150)	0,8	600			
121	34,07 (150)	0,8	700			
122	34,07 (150)	0,8	800			
123	34,07 (150)	0,8	900			
124	34,07 (150)	0,8	1000			
125	34,07 (150)	0,8	1100			
126	34,07 (150)	0,8	1200			
127	34,07 (150)	1	400			
128	34,07 (150)	1	500			

Tabla A.2 Diseño Experimental de la Turbina Hidráulica Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Pelton.
Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo. Continuación

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
129	34,07 (150)	1	600			
130	34,07 (150)	1	700			
131	34,07 (150)	1	800			
132	34,07 (150)	1	900			
133	34,07 (150)	1	1000			
134	34,07 (150)	1	1100			
135	34,07 (150)	1	1200			
136	45,42 (200)	0,2	400			
137	45,42 (200)	0,2	500			
138	45,42 (200)	0,2	600			
139	45,42 (200)	0,2	700			
140	45,42 (200)	0,2	800			
141	45,42 (200)	0,2	900			
142	45,42 (200)	0,2	1000			
143	45,42 (200)	0,2	1100			
144	45,42 (200)	0,2	1200			
145	45,42 (200)	0,4	400			
146	45,42 (200)	0,4	500			
147	45,42 (200)	0,4	600			
148	45,42 (200)	0,4	700			
149	45,42 (200)	0,4	800			
150	45,42 (200)	0,4	900			
151	45,42 (200)	0,4	1000			
152	45,42 (200)	0,4	1100			
153	45,42 (200)	0,4	1200			
154	45,42 (200)	0,6	400			

Tabla A.2 Diseño Experimental de la Turbina Hidráulica Pelton. Banco de Ensayos de Turbina Pelton.
Laboratorio de Hidráulica – Universidad de Carabobo. Continuación

Prueba	Caudal entrada [m ³ /h] (gpm)	Recorrido de punzón	Velocidad de giro [rpm]	Presión de entrada [Kpa] (psi)	Potencia al freno [KW]	Carga neta H [m.c.a.]
155	45,42 (200)	0,6	500			
156	45,42 (200)	0,6	600			
157	45,42 (200)	0,6	700			
158	45,42 (200)	0,6	800			
159	45,42 (200)	0,6	900			
160	45,42 (200)	0,6	1000			
161	45,42 (200)	0,6	1100			
162	45,42 (200)	0,6	1200			
163	45,42 (200)	0,8	400			
164	45,42 (200)	0,8	500			
165	45,42 (200)	0,8	600			
166	45,42 (200)	0,8	700			
167	45,42 (200)	0,8	800			
168	45,42 (200)	0,8	900			
169	45,42 (200)	0,8	1000			
170	45,42 (200)	0,8	1100			
171	45,42 (200)	0,8	1200			
172	45,42 (200)	1	400			
173	45,42 (200)	1	500			
174	45,42 (200)	1	600			
175	45,42 (200)	1	700			
176	45,42 (200)	1	800			
177	45,42 (200)	1	900			
178	45,42 (200)	1	1000			
179	45,42 (200)	1	1100			
180	45,42 (200)	1	1200			

Apéndice B

(Metodología para la realización de las prácticas de laboratorio del sistema de turbinas Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC).

Apéndice B.1 Práctica de Laboratorio para el sistema de Turbina Francis

Objetivo:

Ensayar la turbina bajo diferentes condiciones de operación para obtener las curvas que describen su funcionamiento.

Introducción teórica:

TURBINA: La turbina hidráulica es una turbomáquina motor, y por tanto esencialmente es una bomba rotodinámica que trabaja a la inversa. Así como una bomba absorbe energía mecánica y restituye energía al fluido, una turbina absorbe energía del fluido y restituye energía mecánica.

TURBINA FRANCIS: La turbina Francis fue desarrollada por James B. Francis. Se trata de una turbomáquina motora a reacción y de flujo mixto. Las turbinas Francis son turbinas hidráulicas que se pueden diseñar para un amplio rango de saltos y caudales, siendo capaces de operar en rangos de desnivel que van de los dos metros hasta varios cientos de metros. Esto, junto con su alta eficiencia, ha hecho que este tipo de turbina sea el más ampliamente usado en el mundo, principalmente para la producción de energía eléctrica en centrales hidroeléctricas.

PARTES DE LA TURBINA FRANCIS:

- ***Cámara espiral:*** Tiene como función distribuir uniformemente el fluido en la entrada del rodete. La forma en espiral o caracol se debe a que la velocidad media del fluido debe permanecer constante en cada punto de la misma. La sección transversal de la misma puede ser rectangular o circular, siendo esta última la más utilizada.
- ***Predistribuidor:*** Está compuesto por álabes fijos que tienen una función netamente estructural, para mantener la estructura de la caja espiral y conferirle rigidez transversal, que además poseen una forma hidrodinámica para minimizar las pérdidas hidráulicas.

- *Distribuidor*: Es un órgano constituido por álabes móviles directores, cuya misión es dirigir convenientemente el agua hacia los álabes del rodete (fijos) y regular el caudal admitido, modificando de esta forma la potencia de la turbina de manera que se ajuste en lo posible a las variaciones de carga de la red eléctrica, a la vez de direccionar el fluido para mejorar el rendimiento de la máquina. Este recibe el nombre de distribuidor Fink.
- *Rotor o rodete*: Es el corazón de la turbina, ya que aquí tiene lugar el intercambio de energía entre la máquina y el fluido. En forma general, la energía del fluido al momento de pasar por el rodete es una suma de energía cinética, energía de presión y energía potencial. La turbina convierte esta energía en energía mecánica que se manifiesta en el giro del rodete. El rodete a su vez transmite esta energía por medio de un eje a un generador eléctrico dónde se realiza la conversión final en energía eléctrica. El rotor puede tener diversas formas dependiendo del número específico de revoluciones para el cual esté diseñada la máquina, que a su vez depende del salto hidráulico y del caudal de diseño.
- *Tubo de aspiración*: Es la salida de la turbina. Su función es darle continuidad al flujo y recuperar el salto perdido en las instalaciones que están por encima del nivel de agua a la salida. En general se construye en forma de difusor, para generar un efecto de aspiración, el cual recupera parte de la energía que no fuera entregada al rotor en su ausencia.

USOS DE UNA TURBINA FRANCIS: Se utilizan para producción de electricidad. Las grandes turbinas Francis se diseñan de forma individual para cada aprovechamiento hidroeléctrico, a efectos de lograr el máximo rendimiento posible, habitualmente más del 90%. Son muy costosas de diseñar, fabricar e instalar, pero pueden funcionar durante décadas. También pueden utilizarse para el bombeo y almacenamiento hidroeléctrico, utilizando dos embalses, uno a cota superior y otro inferior (contraembalse); el embalse superior se llena mediante la turbina (en este caso funcionando como bomba) durante los períodos de baja demanda eléctrica, y

luego se usa como turbina para generar energía durante los períodos de alta demanda eléctrica.

FACTORES QUE DESCRIBEN EL FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA HIDRAULICA:

- Carga Neta: es el incremento de carga que absorbe la turbina en forma de presión, más la que absorbe en forma de altura geodésica, más la que absorbe en forma de carga cinética. Para el Caso de la turbina Francis del Laboratorio de hidráulica Elías Sánchez Días – UC se calcula según la ecuación siguiente:

$$H = \frac{P_e - P_s}{\rho g} + (z_e - z_s) + \frac{v_e^2 + v_s^2}{2g}$$

Donde,

H: Carga neta [m.c.a].

P_e : Presión del fluido a la entrada de la turbina [Pa].

P_s : Presión del fluido a la salida de la turbina [Pa].

ρ : Densidad del fluido [Kg/m³].

g: Aceleración de gravedad [m/s²].

Z_e : Cota geodésica de la entrada de la turbina [m].

Z_s : Cota geodésica de la salida de la turbina [m].

V_e : Velocidad de entrada del fluido [m/s].

V_s : Velocidad de salida del fluido [m/s].

- Potencia Teórica: es la potencia hidráulica puesta a disposición de la turbina.

La cual se puede calcular con la ecuación:

$$P = Q\rho gH$$

Donde:

P: Potencia teórica [W].

Q: Caudal [m³/s].

ρ : Densidad del fluido [Kg/m³].

g: Aceleración de gravedad [m/s²].

H: Carga neta [m.c.a].

- Potencia de Freno: Es la potencia útil en el eje de la turbina. Que se puede calcular con la ecuación

$$P_a = M\omega$$

Donde:

P_a : Potencia de accionamiento [W].

M : Momento torsor [N.m].

ω : Velocidad angular [rad/s].

- Eficiencia: es la división entre la potencia teórica y la potencia de freno generada por la turbina.

Descripción del Sistema de Turbina Francis.

Desde la imagen B.1, a la B.5 se muestran las válvulas, turbina Francis y equipos que componen el banco de ensayos:

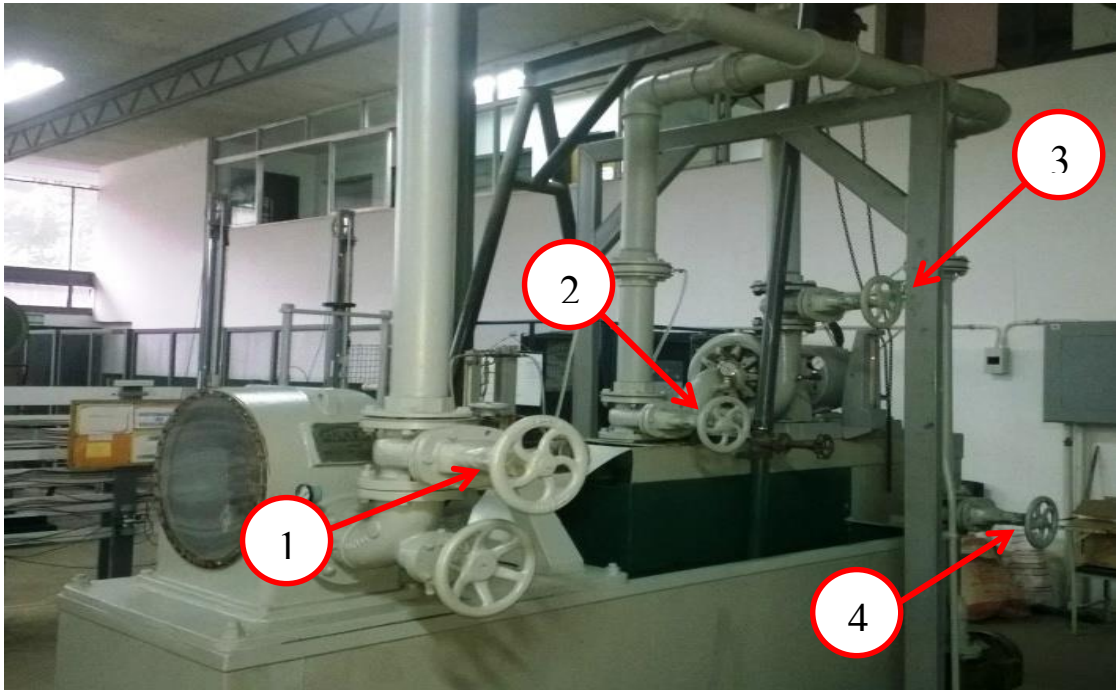


Figura B.1 banco de ensayos de sistemas de turbinas Francis y Pelton del laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” –UC. 1) válvula de entrada a la turbina Pelton, 2) válvula de desagüe de manifold, 3) válvula de entrada a la turbina Francis y 4) válvula de descarga de la bomba.



Figura B.2 Turbina Francis del laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Universidad de Carabobo.



Figura B.3 Generador eléctrico de la turbina Francis del laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Universidad de Carabobo.



Figura B.4 papel de control electrico de la turbina Francis del laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Universidad de Carabobo.



Figura B.5 Piezómetro para medición d caudal del laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Universidad de Carabobo.

Equipos de Laboratorio

El sistema de turbina Francis cuenta una serie componentes (tabla B.1) usados para el estudio del comportamiento del sistema

Tabla B.1 Equipos de laboratorio utilizados para la realización de la práctica del sistema de Turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.

Equipo	Uso
Manómetro ubicados en la entrada de la turbina	Medición de presión de entrada
Manovacuumetro ubicados en la salida de la turbina	Medición de presión de salida
Piezómetro de Hg-H ₂ O	Medir el caudal de entrada a la turbina
Tacómetro	Registrar la velocidad de giro del eje de la turbina
Amperímetro	Medir la Corriente de entrada a la bomba.
Multímetro Digital	Medir la Tensión generada por la turbina en el panel eléctrico

Tabla para recolección de Datos

La tabla B.2 muestra los datos que se registran en cada una de las pruebas de la práctica de laboratorio del sistema de turbinas Francis del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Días- UC.

Tabla B.2 Tabla para recolección de datos de las pruebas realizadas al sistema de turbina Francis del laboratorio de hidráulica -UC

Numero de Prueba	Caudal (gpm)	Apertura del distribuidor	Presión de entrada (psi)	Presión de salida (psi)	Velocidad de giro (rpm)	Voltaje generado (V)
1	275	1.0				
2	250	1.0				
3	225	1.0				
4	200	1.0				
5	175	1.0				
6	150	1.0				
7	125	1.0				
8	100	1.0				
9	75	1.0				
10	50	1.0				
11	275	0.5				
12	250	0.5				
13	225	0.5				
14	200	0.5				
15	175	0.5				
16	150	0.5				
17	125	0.5				
18	100	0.5				
19	75	0.5				
20	50	0.5				

Procedimiento

PARA COLOCAR EL SISTEMA DE TURBINA FRANCIS A PUNTO PARA INICIAR LAS PRUEBAS:

1. Cerrar la válvula de entrada a la turbina Pelton y la válvula de desagüe del sistema manifold asegurándose así que todo el caudal circule hacia la turbina Francis.

2. Abrir completamente la válvula de entrada de la turbina Francis y colocar el Distribuidor de entrada en la apertura máxima.
3. Cerrar la válvula de descarga de la bomba.
4. Encender la bomba.
5. Abrir lentamente la válvula de descarga hasta llegar a una tensión de 35amp en los cables de la bomba.
6. Purgar el Sistema del Piezómetro y placas Orificios para obtener las lecturas de caudal que circula por el sistema.

PARA INICICAR LAS PRUEBAS Y RECOLECTAR LOS DATOS DE LA PRÁCTICA:

1. Fijar el caudal de entrada a la Turbina en 275 GPM. Con la apertura máxima en el distribuidor
2. Leer y documentar los valores de presión de entrada, presión de salida, velocidad de giro, y voltaje.
3. Abrir la válvula hasta hacer circular 250 GPM a través de la turbina y repetir el paso 2.
4. Repetir el paso 3 hasta obtener datos para todos los caudales que se muestran en la Tabla 4.6 para la apertura del distribuidor = 1.0
5. Fijar la apertura del distribuidor en 0.5 y repetir los pasos 1, 2, 3 y 4.

Requerimientos y Cálculos Preliminares

- Es necesario calcular la carga neta, potencia teórica, potencia de freno y Eficiencia para cada prueba realizada en la práctica.
- representar en un mismo grafico las curvas de Caudal vs Velocidad de Giro correspondientes a cada apertura del distribuidor.
- Elaborar en un mismo grafico las curvas de caudal vs carga para los dos niveles de apertura del distribuidor.

- En el mismo grafico dibujar las curvas correspondientes caudal vs potencia eléctrica generada
- En el mismo grafico dibujar las curvas correspondientes caudal vs Eficiencia generada.

Informe a Presentar.

1. Bases teórica de las turbinas Francis, su funcionamiento y variables experimentales.
2. Colocar las gráficas generadas con los datos obtenidos de la práctica.
3. Comente los resultados obtenidos de la práctica y establezca las conclusiones con respecto al funcionamiento del sistema de turbina Francis de laboratorio Elías Sánchez Días- UC.
4. Referencias bibliográficas.

Apéndice B.2 Práctica de Laboratorio para el sistema de turbina Pelton

Objetivo:

Ensayar la turbina bajo diferentes condiciones de operación para obtener las curvas que describen su funcionamiento.

Introducción teórica:

TURBINA: La turbina hidráulica es una turbomáquina motor, y por tanto esencialmente es una bomba rotodinámica que trabaja a la inversa. Así como una bomba absorbe energía mecánica y restituye energía al fluido, una turbina absorbe energía del fluido y restituye energía mecánica.

TURBINA PELTON: es uno de los tipos más eficientes de turbina hidráulica. Es una turbomáquina motora, de flujo radial, admisión parcial y de acción. Consiste en una rueda dotada de cucharas en su periferia, las cuales están especialmente diseñadas para convertir la energía de un chorro de agua que incide sobre las cucharas.

Las turbinas Pelton están diseñadas para explotar grandes saltos hidráulicos de bajo caudal. Las centrales hidroeléctricas dotadas de este tipo de turbina cuentan, en su mayoría, con una larga tubería llamada galería de presión para transportar al fluido desde grandes alturas, a veces de hasta más de 1500 metros. Al final de la galería de presión se suministra el agua a la turbina por medio de una o varias válvulas de aguja, también llamadas inyectoros, los cuales tienen forma de tobera para aumentar la velocidad del flujo que incide sobre las cucharas.

FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA PELTON: La tobera o inyector lanza directamente el chorro de agua contra la serie de paletas en forma de cuchara montadas alrededor del borde de una rueda, el doble de la distancia entre el eje de la rueda y el centro del chorro de agua se denomina diámetro Pelton. El agua acciona sobre las cucharas intercambiando energía con la rueda en virtud de su cambio de cantidad de movimiento, que es casi de 180°.

CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA HIDRAULICA: estas describen como varían las variables de respuestas (carga neta, eficiencia, potencia generada) de una turbina en específico según los niveles en los cuales se encuentran los factores independientes que se pueden regular sobre esta.

FACTORES QUE DESCRIBEN EL FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA HIDRAULICA:

- **Carga Neta:** es el incremento de carga que absorbe la turbina en forma de presión, más la que absorbe en forma de altura geodésica, más la que absorbe en forma de carga cinética. Para el Caso de la turbina Pelton del Laboratorio de hidráulica Elías Sánchez Días – UC se calcula según la ecuación 2.X.
- **Potencia Teórica:** es la potencia hidráulica puesta a disposición de la turbina. La cual se puede calcular con la ecuación 2.x.
- **Potencia de Freno:** Es la potencia útil en el eje de la turbina. Que se puede calcular con la ecuación 2.x
- **Eficiencia:** es la división entre la potencia teórica y la potencia de freno generada por la turbina.

Descripción del Sistema de Turbina Francis

Desde la imagen B.6, a la B. se muestran las válvulas, turbina Francis y equipos que componen el banco de ensayos:

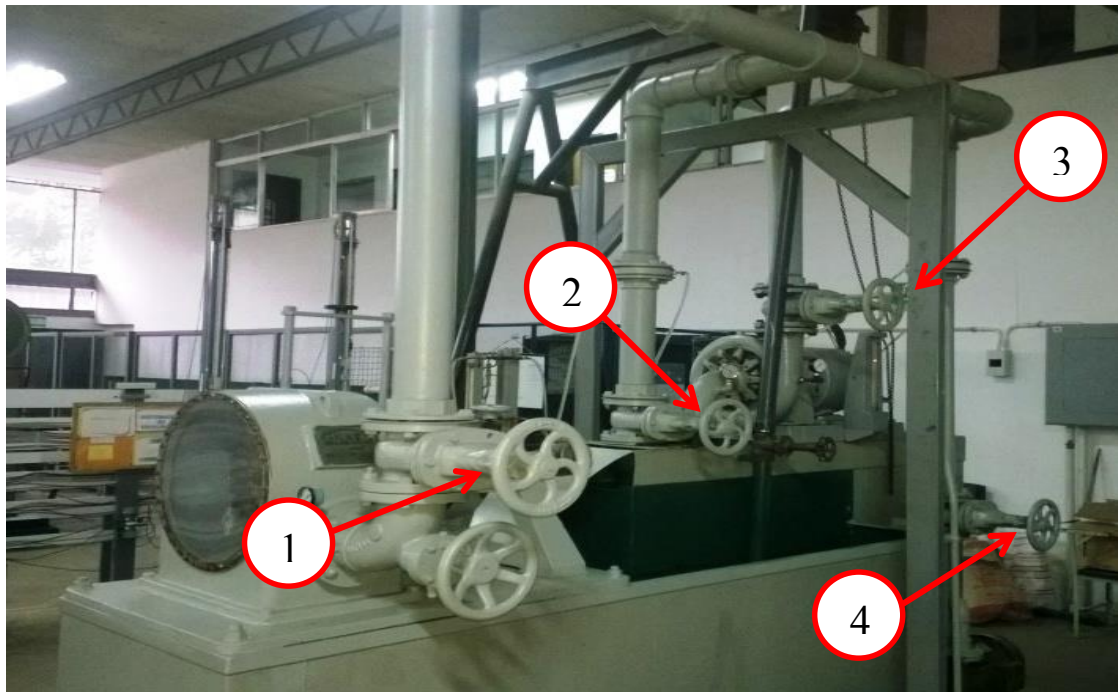


Figura B.6 banco de ensayos de sistemas de turbinas Francis y Pelton del laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” –UC. 1) Válvula de entrada a la turbina Pelton, 2) válvula de desagüe de manifold, 3) válvula de entrada a la turbina Francis y 4) válvula de descarga de la bomba.

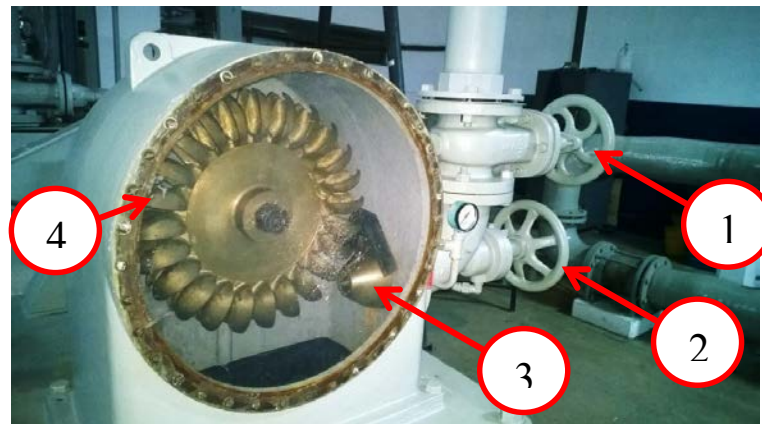


Figura B.7 turbina Pelton del laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” –UC. 1) Válvula de entrada a la turbina Pelton, 2) válvula de recorrido del punzón, 3) punzón y tobera de entrada y 4) Cucharas.



Figura B.8 Freno Prony de la turbina Pelton del laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” –UC. 1) Válvula de entrada a la turbina Pelton, 2) válvula de recorrido del punzón, 3) punzón y tobera de entrada y 4) Cucharas.



Figura B.9 Piezómetro para medición d caudal del laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Universidad de Carabobo.

Equipo de Laboratorio

El sistema de turbina Pelton cuenta una serie componentes (tabla B.3) usados para el estudio del comportamiento del sistema

Tabla B.3 Equipos de laboratorio utilizados para la realización de la práctica del sistema de Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.

Equipo	Uso
--------	-----

Manómetros ubicados en la entrada de la turbina	Medición de presión de entrada
Piezómetro de Hg-H ₂ O	Medir el caudal de entrada a la turbina
Tacómetro	Registrar la velocidad de giro del eje de la turbina
Válvula de refrigeración	Refrigerar el eje de la turbina
Freno Prony	Para regular la velocidad de la turbina y generar cambios en la carga de la turbina
Pesas	Simular carga al sistema
Balanza	Medir el diferencial de fuerzas entre la carga de las pesas y la fuerza generada por el freno prony.
Amperímetro	Medir la corriente de entrada a la bomba.

Tabla para recolección de Datos

La tabla B.4 muestra los datos que se registran en cada una de las pruebas de la primera parte de la práctica de laboratorio del sistema de turbinas Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Días- UC.

Tabla B.4 Ejemplo de Tabla para la recolección de datos de las pruebas realizadas en la parte uno de la práctica de laboratorio del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.

Numero de Prueba	Caudal (gpm)	Recorrido del punzón	Velocidad de Giro (rpm)	Peso total de las pesas (Kg)	Peso leído en la balanza (Kg)	Presión de entrada

A continuación se puede ver un ejemplo en la tabla B.5 se puede ver un ejemplo de la tabla de recolección de datos usada para determinar la curva caudal vs velocidad de giro, esta tabla se debe replicar para caudal.

Tabla B.5 Ejemplo de Tabla de Recolección de Datos para la parte dos de la práctica de laboratorio del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.

Numero de Prueba	Caudal (gpm)	Recorrido del punzón	Velocidad de Giro (rpm)
1	200	Máximo	
2	200	Normal	
3	200	$\frac{3}{4}$	
4	200	$\frac{1}{2}$	
5	200	$\frac{1}{4}$	

Procedimiento

PARA COLOCAR EL SISTEMA DE TURBINA PELTON A PUNTO PARA INICIAR LAS PRUEBAS:

7. Cerrar la válvula de entrada a la turbina Francis y la válvula de desagüe del sistema manifold asegurándose así que todo el caudal circule hacia la turbina Pelton.
8. Abrir completamente la válvula de entrada de la turbina Pelton y colocar el recorrido del punzón en máximo.
9. Cerrar la válvula de descarga de la bomba.
10. Colocar las pesas todas las pesas en el freno Prony.
11. Desajustar el tornillo del freno Prony
12. Abrir la válvula de lubricación del freno.
13. Encender la bomba.
14. Abrir lentamente la válvula de descarga hasta llegar a una tensión de 35amp en los cables de la bomba.
15. Purgar el Sistema del Piezómetro y placas Orificios para obtener las lecturas de caudal que circula por el sistema.

PARTE 1. Para las gráficas de potencia de freno, eficiencia y carga neta vs caudal:

Los factores y sus niveles que se variaran durante estas pruebas se muestran en la tabla B.6

Tabla B.6 Factores experimentales y niveles para elaborar las gráficas de potencia de freno, eficiencia y carga neta vs caudal en la práctica de laboratorio del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica –UC

Factores Experimentales	Numero de niveles	Niveles
Caudal de entrada (gpm)	4	50, 100, 150, 200
Recorrido del punzón	5	0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1
Velocidad de giro (rpm)	5	400, 600, 800, 1.000, 1.200

1. Fijar un caudal de entrada a la turbina Pelton de 200 gpm.
2. Fijar el recorrido del punzón en máximo.
3. Leer las rpm en el tacómetro y girar el tornillo de ajuste del freno Prony hasta alcanzar la velocidad de giro inmediata inferior que se encuentre en los niveles a estudiar según la tabla B.6.
4. Esperar que unos segundos luego del paso 3 para que las lecturas se estabilicen.
5. Leer la presión de entrada que marca el manómetro y la lectura que indica la balanza.
6. Registrar los datos.
7. Repetir los pasos 3, 4, 5 y 6 hasta disminuir a 400 rpm como nivel más bajo según la tabla B.6.
8. Liberar lentamente el ajuste en el freno Prony.
9. Cambiar lentamente el recorrido del punzón al próximo inmediato, observando el manómetro de entrada a la turbina verificando que este no alcance su valor máximo. (si la lectura en el manómetro alcanza un valor muy cercano al máximo y aun no se ha llegado al próximo recorrido del punzón deberá saltar al paso número 11).
10. Repetir los pasos 3, 4, 5, 6, 7, 8 y 9 hasta alcanzar todos los niveles de recorrido del punzón correspondientes a la tabla B.6.
11. Fijar el caudal de entrada inmediato menor correspondiente a los niveles de la tabla B.6 y repetir todos los pasos desde 2 hasta el 10.

PARTE 2. Para La grafica de caudal vs velocidad de giro.

Para esta grafica se tendrán 4 niveles de caudal 200, 150, 100 y 50 gpm respectivamente.

1. Fijar el caudal de entrada en 200 gpm.
2. Fijar el recorrido del punzón en máximo.

3. Liberar por completo el ajuste sobre el freno Prony a menos que sea necesario aplicar una pequeña carga para que el tacómetro de la turbina no alcance su lectura máxima.
4. Tomar la lectura del tacómetro.
5. Cambiar el recorrido del punzón al inmediato inferior y repetir los pasos 3 y 4 hasta tener medida en todos los niveles de recorrido que indica la tabla B.5.
6. Repetir el paso 2.
7. Fijar el caudal en el nivel inmediato inferior según los antes dados y repetir los pasos 3, 4, 5 y 6.
8. Repetir el paso 7 hasta obtener datos en todos los niveles de caudal.

Requerimientos y Cálculos Preliminares

- Es necesario calcular la carga neta, potencia teórica y potencia de freno para cada prueba realizada en la parte 1 de la práctica.

Para la parte 1:

- En una misma gráfica colocar las curvas de carga neta vs caudal para cada recorrido del punzón a una velocidad de giro de 400 rpm.
- Elaborar una gráfica para cada nivel de caudal en la que se muestren las curvas de potencia de freno con respecto a la velocidad de giro para cada recorrido del punzón.
- Elaborar una gráfica para cada nivel de caudal en la que se muestren las curvas de eficiencia con respecto a la velocidad de giro para cada recorrido del punzón.

Para la parte 2:

- Elaborar en un gráfico las curvas de caudal vs velocidad de giro para cada recorrido del punzón.

Informe a Presentar.

5. Introducción teórica de las turbinas Pelton, su funcionamiento y variables experimentales.
6. Colocar las gráficas generadas con los datos obtenidos de la práctica.
7. Comente los resultados obtenidos de la práctica y establezca las conclusiones con respecto al funcionamiento del sistema de turbina Pelton de laboratorio Elías Sánchez Días- UC.
8. Referencias bibliográficas.

Apéndice C

(Actividades para el mantenimiento del sistema de turbinas Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC).

Tabla C.1 Actividades de mantenimiento del sistema de tuberías – Manifold del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.

		ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO Banco de ensayos Sistema de Turbina Francis-Pelton					
Fecha: ___/___/___							
Equipo: Tubería- Sistema Manifold.							
Inspección	Verificar	Encontrada		Acciones a ejecutar	Realizado		Observaciones
		SI	NO		SI	NO	
Interna	Obstrucción			Limpieza interna			
Externa	Desgaste de la superficie externa			Aplicación de pintura			
	Suciedad adherida			Limpieza manual mecánica			
	Fisura o grietas			Reemplazo de Niple Afectado			
	Fugas por Empacaduras			Ajuste de tornillos y tuercas.			
			Cambio de empacaduras				

Tabla C.2 Actividades de mantenimiento para la válvulas de compuerta del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.

		ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO Banco de ensayos Sistema de Turbina Francis-Pelton					
Fecha: ___/___/___							
Equipo: Válvulas de Compuerta.							
Inspección	Verificar	Encontrada		Acciones a ejecutar	Realizado		Observaciones
		SI	NO		SI	NO	
Externa	Presencia de fugas por el vástago			Ajuste de la Brida Prensa			
	tornillo de volante suelto			Ajuste del tornillo			
	Suciedad adherida			Limpieza manual mecánica			
	Atasco de la válvula			Ciclado de la válvula.			

Tabla C.3 Actividades de mantenimiento para la bomba del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.


		ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO Banco de ensayos Sistema de Turbina Francis-Pelton					
Equipo: Bomba.						Fecha: ___/___/___	
Inspección	Verificar	Encontrada		Acciones a ejecutar	Realizado		Observaciones
		SI	NO		SI	NO	
Interna	Temperatura de Cojinetes			Cambiar cojinetes si están desgastado por la presencia de altas temperaturas			
	Falta de lubricante en Cojinetes			Lubricar cojinetes			
	Desgaste en sellos mecánicos			Cambiar sello			
	Desgaste en Empaquetaduras			Cambiar Elemento			
	Suciedad adherida al Cuerpo			Aplicar Limpieza Mecánica			
Externa	Suciedad adherida			Limpieza manual mecánica			
	Desajuste entre el motor y la base			Ajustar tornillos			

Tabla C.4 Actividades de mantenimiento para el sistema de tanques del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.

		ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO Banco de ensayos Sistema de Turbina Francis-Pelton					
Fecha: ___/___/___							
Equipo: Tanques del sistema.							
Inspección	Verificar	Encontrada		Acciones a ejecutar	Realizado		Observaciones
		SI	NO		SI	NO	
Interna	Suciedad e incrustaciones Adheridas			Lavado a presión			
	Desgaste de la capa anticorrosiva			Aplicación de pintura anticorrosiva			
Externa	Suciedad adherida			Limpieza manual mecánica			
	Descaste de la Capa de Pintura			Pintar la superficie del tanque			
	Fisura o grietas			Aplicación de Soldadura para reparar las fugas			

Tabla C.5 Actividades de mantenimiento para las placas orificio del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.



		ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO Banco de ensayos Sistema de Turbina Francis-Pelton					
Fecha: ___/___/___							
Equipo: Placas Orificios							
Inspección	Verificar	Encontrada		Acciones a ejecutar	Realizado		Observaciones
		SI	NO		SI	NO	
Interna	Obstrucción de cavidades			Limpieza a presión de los orificios			
Externa	Fugas por las espigas de las mangueras			Ajuste de las abrazaderas			

Tabla C.6 Actividades de mantenimiento del piezómetro mercurio - agua del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.

		ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO Banco de ensayos Sistema de Turbina Francis-Pelton					
Fecha: __/__/__							
Equipo: Piezómetro de mercurio-agua.							
Inspección	Verificar	Encontrada		Acciones a ejecutar	Realizado		Observaciones
		SI	NO		SI	NO	
Externa	Suciedad adherida			Limpieza manual mecánica			
	Ruptura del cristal			Cambio del cristal			
	Fuga de Mercurio			Reparar fugas y reposición del mercurio fugado			
	Fugas por las válvulas			Cambio de las válvulas			
	Ruptura de las mangueras			Cambio de mangueras			
	Mangueras sueltas			Ajuste de mangueras			

Tabla C.7 Actividades de mantenimiento para los manómetros y vacuómetros del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.



		ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO Banco de ensayos Sistema de Turbina Francis-Pelton					
Fecha: __/__/__							
Equipo: Manómetros y vacuómetros del banco de ensayos.							
Inspección	Verificar	Encontrada		Acciones a ejecutar	Realizado		Observaciones
		SI	NO		SI	NO	
Externa	Suciedad adherida			Limpieza manual mecánica			
	Fisura o grietas en el cristal			Cambio del cristal			
	Presentación de valores erróneo			Calibración			
	No presenta lectura			Purgar el aire en la conexión			
	Fuga por la conexión			Aplicación de teflón y ajuste en el roscado.			

Tabla C.8 Actividades de mantenimiento la turbina Francis y el generador eléctrico del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.

		ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO Banco de ensayos Sistema de Turbina Francis-Pelton					
Fecha: ___/___/___					FOTO		
Equipo: Turbina Francis y generador Eléctrico.							
Inspección	Verificar	Encontrada		Acciones a ejecutar	Realizado		Observaciones
		SI	NO		SI	NO	
Interna	Deterioro del aceite de la caja de engranes			Cambio de Aceite de caja de engranes			
	Desgaste, ruidos y vibraciones en los rodamientos			Cambio de rodamientos			
	Desgaste y fugas por el sello mecánico			Cambio del sello mecánico			
	Desgaste en los carbones del Generador			Cambio de los Carbones			
Externa	Desgaste de la superficie externa			Aplicación de pintura			
	Desajuste en los tornillos y tuercas (tacómetro-bridá)			Ajuste en los tornillos y tuercas			
	Atascamiento del sistema mecánico del distribuidor			Limpieza, y lubricación de los componentes.			

Tabla C.9 Actividades de mantenimiento para la Turbina Pelton del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.

		ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO Banco de ensayos Sistema de Turbina Francis-Pelton					
Fecha: ___/___/___						FOTO	
Equipo: Turbina Pelton.							
Inspección	Verificar	Encontrada		Acciones a ejecutar	Realizado		Observaciones
		SI	NO		SI	NO	
Interna	Suciedad e incrustaciones adheridas al Rotor			Limpieza a presión del rotor			
	Atascamiento de la válvula de aguja			Desarmado, limpieza y lubricación de los componentes de la válvula de aguja			
	Desgastes y Corrosión en los rodamientos			Cambio de Rodamientos			
Externa	Desgaste de la superficie externa			Aplicación de pintura			
	Desajuste en los tornillos y tuercas (tacómetro-bridado)			Ajuste en los tornillos y tuercas			
	Suciedad adherida al acrílico			Limpieza mecánica manual			
	Fugas por el acrílico visor			Aplicación de silicón sellador			

Tabla C.10 Actividades de mantenimiento para del Freno Prony de la Turbina Pelton del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez días- UC.

		ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO Banco de ensayos Sistema de Turbina Francis-Pelton					
Fecha: __/__/__						FOTO	
Equipo: Freno Prony de la Turbina Pelton.							
Inspección	Verificar	Encontrada		Acciones a ejecutar	Realizado		Observaciones
		SI	NO		SI	NO	
Externa	Ausencia de lubricante en el sistema de lubricación			Aplicación de lubricante al envase de lubricación			
	Desgaste de la superficie externa de las pesas			Aplicación de pintura			
	Suciedad adherida			Limpieza manual mecánica			
	Desgaste en las zapatas de fricción			Cambio de zapatas			
	Fuga por la válvula de lubricación con agua			Cambio de la válvula			

ANEXO A

(Correo Prof. Ávila –Prof. Márquez,
Solicitud de Información de Puntos
característicos de funcionamiento de
Turbina Francis ULA)

Zimbra:

ammarquez@uc.edu.ve

[Fwd: RE: [Fwd: Consulta Turbinas UC]]

De :jesusm@ula.ve mar, 16 de feb de 2016 12:24
 Asunto :[Fwd: RE: [Fwd: Consulta Turbinas UC]] 2 ficheros adjuntos
 Para :ammarquez@uc.edu.ve

Buenas tardes Profesora Adriana

Le estoy enviando la respuesta a las interrogantes que ustedes me enviaron. Es la respuesta del profesor Manuel Avila, quien en los años 70 instaló con la ayuda de los técnicos, todos los bancos de prueba de la escuela de mecánica.

Adjunto también guía de laboratorios y hoja de cálculo en excel para corrección de informes, según las instrucciones de la guía.

Pronto le envío más información según opinion de otro profesor de mayor experiencia y mi correo gmail

Atentamente
 Prof. Jesús Muñoz

----- Mensaje original -----

--

Asunto: RE: [Fwd: Consulta Turbinas UC]
 De: "Manuel Avila" <amanuel@ula.ve>
 Fecha: Jue, 11 de Febrero de 2016, 9:57 pm
 Para: jesusm@ula.ve

--

Buenas noches prof. Muñoz:

Ajunto le estoy enviando un archivo Excel con el cual corregía los informes y en el solo aparece un renglón de cálculos aplicable a cualquier serie de datos de cada práctica (para entender la nomenclatura debe leerse simultáneamente la guía de prácticas).

No conservo ningún informe con los resultados de una serie completa y

Continuación Anexo A.1

por tanto de las curvas resultantes. Es difícil saber cómo funciona el gobernador hidráulico de velocidad, me imagino que es una especie de bomba que produce una señal de presión que regula la válvula de admisión de agua a la turbina. La foto del dinamómetro tampoco es muy clara pero podría tratarse de una palanca que actúa sobre una especie de diafragma que da una lectura traducida directamente a torque (parecido a los dinamómetros de los motorcitos pequeños del laboratorio de Conversión de Energía) y que reemplaza la báscula de torque que tenía la bomba centrífuga de nuestro lab de Turbomáquinas. Habría que verificar si el banco de resistencias conectado al alternador tiene solo dos resistencias y si ese es el caso, en cada velocidad de funcionamiento solamente se podrían obtener datos de tres puntos de carga (0, 1 y 2 resistencias) y si nó se observa variación habría que probar la continuidad de las resistencias o la operatividad del alternador (corriente y voltaje). Algo parecido se puede decir de la operatividad del gobernador de velocidad y/o del indicador de torque.

En las fotos no se distingue el medidor de caudal. En algunas fotos se observa que el equipo no es nuevo y es posible que algunos elementos no estén en condiciones normales de operación.


Los resultados del banco de prueba de nuestra turbina Francis no necesariamente corresponden a la aplicación de la UC ya que aquí no tenemos dinamómetro para el torque y la eficiencia se basa en la potencia eléctrica generada ($V \times I$) contra un banco de bombillas.

Espero que esta información le sea útil.


M Avila

El software de antivirus Avast ha analizado este correo electrónico en busca de virus.

<https://www.avast.com/antivirus>

 Copia de Corrección Informes Lab Turbomáquinas.xls
48 KB

Continuación Anexo A.1

 **Guía de Prácticas de Turbomáquinas.doc**
583 KB
