



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

**INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS
CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**

**“DESARROLLO DE UN SISTEMA EXPERIMENTAL
PARA LA OBTENCIÓN DE LA EFICIENCIA MEDIANTE
EL MÉTODO TERMODINÁMICO APLICABLE A
TURBINAS HIDRÁULICAS”**

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**

ERICK OMAR CASTAÑEDA MAGADÁN

DIRECTOR: DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ

SINODALES:

DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRAN

DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO

DR. JOSÉ ANTONIO MARBÁN SALGADO

DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJON

DR. JOSÉ MARIA RODRÍGUEZ LELIS

DR. ÁNGEL TLAELPA BECERRO

CUERNAVACA, MORELOS

ABRIL 2022

Cuernavaca, Morelos, 01 de abril de 2022.

DR. J JESÚS ESCOBEDO ALATORRE
ENCARGADO DE DESPACHO DE LA
DIRECCIÓN DEL CIICAp
P R E S E N T E

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada: “**DESARROLLO DE UN SISTEMA EXPERIMENTAL PARA LA OBTENCIÓN DE LA EFICIENCIA MEDIANTE EL MÉTODO TERMODINÁMICO APLICABLE A TURBINAS HIDRÁULICAS**”, que presenta el alumno **Erick Omar Castañeda Magadán**, para obtener el título de **Doctorado en Ingeniería y Ciencias Aplicadas**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es **APROBATORIO**.

Atentamente
Por una humanidad culta

DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO

DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN

DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN

DR. JOSÉ ANTONIO MARBÁN SALGADO

DR. ÁNGEL TLATELPA BECERRO

DR. JOSÉ MARÍA RODRÍGUEZ LELIS

DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ

Se adiciona efirma UAEM



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL
ESTADO DE MORELOS

Se expide el presente documento firmado electrónicamente de conformidad con el ACUERDO GENERAL PARA LA CONTINUIDAD DEL FUNCIONAMIENTO DE LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS DURANTE LA EMERGENCIA SANITARIA PROVOCADA POR EL VIRUS SARS-COV2 (COVID-19) emitido el 27 de abril del 2020.

El presente documento cuenta con la firma electrónica UAEM del funcionario universitario competente, amparada por un certificado vigente a la fecha de su elaboración y es válido de conformidad con los LINEAMIENTOS EN MATERIA DE FIRMA ELECTRÓNICA PARA LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE ESTADO DE MORELOS emitidos el 13 de noviembre del 2019 mediante circular No. 32.

Sello electrónico

LAURA LILIA CASTRO GOMEZ | Fecha:2022-04-01 14:10:15 | Firmante

om7876Uqimz5fHZ+9X5FPEjFfCWdNvz7+Ju3ozMxKBf6SaRHgfst7kHfSsmNmJESdK1x711ud87cTDLddGbKenzKL9T2v4HAKUKTTNF5FvFPEYzof+RPqt6O9usVz+9qY/TAW nhafxuc4PTDSYOthwK0mPXmbAHXgkuQzU+/tEN2tVi5lpoQaQDwQys4173J/T9/zEvlmdKLz17psvUZsKAzeigM8Yp43WLMYEWWR2oxnRlPfgaKaPrUPU+fb1zCzRtrVvrrcMDG00 n+DiQxGM7NHmzUvQKr8JKmbL9/zDQq2qLEP8aJ1G7owjGP3J+D1ES02WVOSHXPW2nRINAIQ==

GUSTAVO URQUIZA BELTRAN | Fecha:2022-04-01 16:03:19 | Firmante

oFvgPjgp8+gfyy/wqO//bbMC/b3ixk+JKDBhqqEQiNcmaAchdz0uq4TsB47TzVqVqwwmZwtfHEXfSPTw9nzVo2zvv0kKmX7AN0crFNxc5cd6R6dVLMcaE74YZn+f3OgJzJ4505CB ISjkoYAtTjNbhHjLkTfSchlhoLp6Mco2pgjYTy5l30nqAh3hgPx/47TDqeg5eBk7LgEIIZYv2Pgg/kfAFUdEQUXU7Yc6OwIYtH9GbsWlqftApBBNChuWFEGz2nYBaZR8Wc40hDC 4AGkF865Sa8QruDcQY07DzyumjlapLIBCEYdvfrof5bJ12TjPfu+AzzQrZVCibIQ==

JUAN CARLOS GARCIA CASTREJON | Fecha:2022-04-01 20:33:57 | Firmante

EQspHfFdBuT9i9B6HHdG/zgbyCBNtXol0czolQcwiU5+9VDvusZn9PMcB62Iwqi/OG21JWydK7BftWH7bxHW3Q6odYU3ISaVdoJqolkjDQKd95plmtvTooYwddGtzs/K6bLyDu9O/ jxBJziuzN8SFG9ZDPzInN3Q1ol4f8Du+1EcAAyuySR7KZjkalgjm1gZyRSK7MZozIEMJEz8iKCCzMI1bej4zKZJgha48uAP2swskqenPnseP7RTq1lojYR46ZKt1qakh7yOFSG0t3 2g8/y2JM0+YveIUyk1bA+2SH24gXdMpv0ZaybPEnfWeClczHJ+k6hvwEwp+i8DTA==

ANGEL TLATELPA BECERRO | Fecha:2022-04-02 09:22:52 | Firmante

54VFLormk5O07Oplisy01Hxw8wC0qDom3ZCuiZFxtWAKoGR40mOhHS8wfgtR3QFObtQwXqfNyGO8ukhBntW0Xads/7m4oE1NKey8Ty3eiLg7FscggTC1LA0e0TCMpi8iuGF AKWbmPwm+S0k1wpCs9x2Un0kEtVegHoXNobKgZq1Q0j6eqxWelUXEpHvJT4MSksX4GpcJ+4asykyjubzNVs9lpKrXJm24Dldmzy02zyXrsiN3h3KQQQ7OMkxMkkutonlzdW7U Vr/WnLjywADlw4GrgA2KxuY7aDiM5cS8NOAhxmeH9VCHGo/lz10n7oNd6M9Da6MPhkFwgbNK0aQ==

JOSÉ MARÍA RODRÍGUEZ LELIS | Fecha:2022-04-04 10:19:14 | Firmante

hXul8g8DdOx7oOv6naxRnrK1uVGNjFQS5FOxhd1HedYvesr7/GBmf1mUYy+aDI4YZu+UDc4INWInCsCP9vNfW5s2XBqmPiqwbAPGLnimFyHZScq561/rYrYaPTGX75i3+87Ona jTi8c7acCWObRIArxTSyYwqe8Y+nnvVMZvE7HpZJ6SPZPiERon8g5nuffzJpZbvPpzkhY0htTAkFV+9R1vU6ZOWrP4Ar2eCn6pXConetKXm/yrgrv2vwKqYdwOh0XtbVxdcCfdAZ ZbWwEKwK/novUpCzkWrJA3nPMsr+y5RVEO15hxZA014kKZFNbPRbyjxYGiV+uYLSVhn8XA==

JOSE ANTONIO MARBAN SALGADO | Fecha:2022-04-04 17:05:35 | Firmante

QG4OL1ROYO4b7vOjdKsr3ggkPwtNTiUgKo1AfCM6gLy/nz7/ahHoqlhqmDBhf1kLPJbnOtYmUtEBnhCQoom5tEz846DsZa+ggc7W5rgcbGfAr4Jt+eWr8rkZ2b4GYAba4FB5DSkK C+llog8aGEfwYgotQ3d873Xf1y+1a99zyDAfipXwo3LjibJ4B6ch+59E9O7JGqFB3JuNhd1H3MLOSrsaqfQIsWThecrYgy6QW9j7Q4omh9ssiQ2ld6KpsnEv3Lju+zZncgJPo7B4jnGE PH/sqCfdF8HBGfMgmylqqcaNUC3KsrGFDc8tIMMLcMdOmlvMXyJMGZJsKekU5tQ==

MIGUEL ANGEL BASURTO PENSADO | Fecha:2022-04-04 17:30:19 | Firmante

On7MMbfCsBKiu9wjuYVeiNZR9MA0l/oRA3CvDIKTQnpZhvTW47jDFiCx/1skt8F2OUJNlRE4YaojK8QFvSnR347Yz94GXEGh5FsyOY0XJPOnpHlheiOesWuaf9S5PkXPp5Bws 9SCBXwmeuuki/8fjclJqbvu/mBVEWSEeCjhS9fztzbo+TXOGPV2DPJtJ1Gv2mw1dgmGGyDzzZMwX3F1xY0PxoqqMEwNowET4j+MYXU7U7SielWwIRzyQcOILaAdQ96Le70Y KAhaavn4gOujAuhztZMxznSCbM1xyJpYtjXRT21flJ25cBzpoRNoz6mYcDF9LVvAYHn9JmXAA==

Puede verificar la autenticidad del documento en la siguiente dirección electrónica o escaneando el código QR ingresando la siguiente clave:



[LiJg4fCxn](https://efirma.uaem.mx/noRepudio/YMMadyKajKdqGp8sAn7tVobITa1o3Bf9)

<https://efirma.uaem.mx/noRepudio/YMMadyKajKdqGp8sAn7tVobITa1o3Bf9>



RESUMEN

La eficiencia de una turbina es uno de los parámetros más importantes en una Central Hidroeléctrica para la producción de energía eléctrica. La eficiencia puede estimarse por diversos métodos de medición y cálculos matemáticos, uno de los métodos más utilizados en México es el de "Presión-tiempo o Gibson." Sin embargo, existen otros métodos alternativos tales como, Método de Molinetes, Tubos de Pitot, Método Termodinámico, etc. Este último, es menos invasivo comparado con el de Presión-tiempo, por ejemplo. A causa de que solo necesita realizar tomas o detecciones parciales de agua del flujo principal que pasa a través de la turbomáquina.

El estudio actual muestra el diseño e implementación de un sistema de medición de propiedades en el agua (temperatura, velocidad y presión) que pasa a través de una turbina hidráulica de 52 metros de altura y una bomba centrífuga de 7.5 Hp. La eficiencia tanto de la turbina como de la bomba se calcula a partir de la medición de las propiedades.

Las condiciones de operación de flujo volumétrico de entrada y presión de salida en la turbina hidráulica son modificadas para obtener el punto máximo de eficiencia. El análisis de la distribución de energía entre las secciones de medición es llevado a cabo por el sistema de monitoreo compuesto de recipientes colectores e instrumentación específica. La geometría de la turbina y el diseño del sistema se estudiaron mediante la Dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés) en un software comercial, ANSYS CFX. Los resultados de la eficiencia obtenida fueron comparados con un estudio preliminar empleando otro método de estimación (Método de Gibson) en la misma turbina.

A causa de las dificultades inherentes para la manipulación de la turbina hidráulica en estudio, el sistema de adquisición de variables de interés (temperatura, presión y flujo volumétrico) fue probado en un banco de pruebas experimental donde se encuentra instalada una bomba centrífuga para el cálculo de la eficiencia que desarrolla. Diversas pruebas experimentales se realizaron bajo distintas condiciones de operación (temperatura y carga), los resultados obtenidos fueron comparados contra la eficiencia teórica de la turbomáquina.

ABSTRACT

The efficiency of a turbine is one of the more important parameters in a hydroelectric power plant for electrical energy production. The efficiency can be estimated through various experimental methods and mathematical calculations, one of the most used methods in Mexico is the "Pressure-time or Gibson method." However, another alternative method exists such as, Reel method, Pitot tubes, "Thermodynamic method," etc. This latter is less invasive than those above. Due to that only a necessary realization takes or partially detracts of water of the principal flow through of machine.

The case study shows the design and implementation of a system for measuring properties in water (temperature, velocity, and pressure) that flows through a hydraulic turbine and a centrifugal pump. Both in a turbine and pump the efficiency is calculated from measurement of the properties.

The operating conditions of the hydraulic turbine's volumetric flow inlet and pressure outlet are modified to obtain the maximum efficiency point. The energy distribution analysis between the measurement sections is carried by the monitoring system composed of manifolds and specific instrumentation. The turbine geometry and the sampling systems design were studied by a Computational Fluid Dynamics analysis (CFD) study in a commercial software, Ansys CFX. The efficiency results were compared with preliminary research employing other estimation method (Gibson method) on the same turbine.

Given to the inherent difficulties for the use of the turbine under study, the system of acquisition interest variables (temperature, pressure, and volumetric flow) was tested in an experimental test bench where a centrifugal pump is installed to calculate the efficiency developed. Various experimental tests were realized out under different operating conditions (temperature and head), and the results obtained are compared versus the theoretical efficiency of the turbomachine.

AGRADECIMIENTOS

A mis asesores:

Dra. Laura L. Castro Gómez, gracias por ser parte de mi formación académica ininterrumpida; desde el servicio social hasta mi Tesis Doctoral. Un largo camino a su lado y hasta el momento sigo aprendiendo de usted y su ejemplar forma de ser. Gracias por los detalles, mil regaños, risas, experiencias, apoyo incondicional, por compartir sus conocimientos y cada uno de los momentos académicos y de amistad. Eternamente agradecido con usted por nunca dejarme descansar y siempre exigir más de lo que cualquier persona esperaba para sacar siempre lo mejor de mí.

Mi respeto por siempre tendrá.

Gracias.

Dr. Gustavo Urquiza B., por permitirme tener una estancia prolongada en su laboratorio, por el espacio proporcionado y las comodidades para el desarrollo de mi investigación. Un placer saber que desde que tomé Transferencia de calor con usted en la licenciatura, supe que sería el lugar ideal para desarrollarme y encontrar personas tan valiosas.

Al resto de mi comité; a cada uno de mis asesores, muchas gracias por cada una de sus aportaciones y observaciones a este trabajo de investigación. Por sus sabios consejos para tomar la mejor decisión y lograr este objetivo tan importante. Gracias por ser parte vital de este trabajo y brindar siempre un voto de confianza en mí. Toda mi admiración a personas tan sorprendentes. Espero que con el paso del tiempo pueda obtener las cualidades que tienen ustedes como investigadores y personas, así como la experiencia y conocimiento.

Al Ing. Arturo Nava Torres, por tu incondicional apoyo en cada etapa de esta investigación, por aportar siempre alternativas y mejoras en el desarrollo del proyecto. Por la gran amistad y confianza que existe entre ambos. Gracias por nunca decir “no”.

Al Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) y el personal inmerso en cada área, por proporcionarme todas las facilidades para mi investigación antes, durante y después de mi estancia doctoral.

Al CONACyT por el apoyo económico brindado durante toda la estancia doctoral.

CVV: 707755

DEDICATORIAS

A Dios y la Virgen de Guadalupe, por permitirme alcanzar este logro, por darme cada día la oportunidad de levantarme e ir con mas fuerzas a pesar de los obstáculos e inconvenientes. Por darme fortaleza y decisión para terminar cada uno de los proyectos. Gracias por poner personas buenas y generosas siempre en mi camino.

A mi familia:

A mi Madre y Abuelita.

Mamá, desde el inicio fuiste la primera persona que dio ese voto de confianza en mi, viste en mí algo que nadie hizo. Gracias por permitir que saliera de mi hogar para explorar un nuevo lugar donde actualmente soy feliz. Gracias por mantener siempre en mí la esperanza y nunca dejar que despegue los pies de la tierra. Le pido a Dios que tu y mi abuelita Bertha siempre las guarde bajo su santo manto, les de salud, amor y trabajo. El resto... llega solo. Las amo con todo mi corazón.

A mi Esposa e Hijo.

Mi motor, fuerza, inspiración, pasión y motivación son ustedes dos.

Al amor de mi vida, mi Pilar y el pilar mas fuerte de esta hermosa familia y relación. Gracias por permanecer conmigo desde no tener nada hasta alcanzar cada uno de nuestros éxitos, ya que mis logros también son tuyos por cada vez que tu me respaldaste. Gracias por nunca dejar de creer en mí y tener la seguridad de que juntos siempre somos mas fuertes. A ti, que sin saberlo y sin imaginarlo te llevo en mi corazón y pensamiento. Te amo, HQESDDB.

Uriel, un día serás mayor y espero que al leer esto te cause el mismo sentimiento que ahora mismo siento. No soy el padre perfecto, pero gracias a ti, se que la palabra "imposible" tiene dos letras de mas. Tu que cada vez que me encontraba cansado o estresado, al reír y jugar contigo hacías que olvidara todo y me sintiera renovado para poder continuar. Quiero que sepas que nunca te soltate de la mano y siempre te acompañare en todos tus fracasos y logros, en las buenas y no tan buenas tal como tu lo has hecho hasta ahora. Quiero y espero que un día digas con orgullo, ese es mi papá!. Te amo hijo.

Padre.

Papá, en esta nueva etapa saber que estas a mi lado fue vital para continuar este estrecho y difícil camino. Agradezco a Dios por permitirnos nuevamente estar juntos. Te quiero pá.

Seres queridos y amigos.

A todos aquellos que me alentaron y se alegraron de mis logros, así como me apoyaron en las situaciones de mayor dificultad. A mis amigos y seres queridos en general, para seguir cosechando éxitos y apoyarnos los unos a los otros. Infinitas gracias a todas aquellas personas de buen corazón que conocí en esta etapa y que siempre en mí encontrarán también un amigo y apoyo incondicional.

ÍNDICE

Capítulo 1. Antecedentes.....	16
1.1 Estado del arte	16
1.2 Planteamiento del problema	25
1.3 Justificación	27
1.4 Hipótesis	29
1.5 Objetivo general.....	30
1.5.1 Objetivos específicos	30
Capítulo 2. Marco teórico.....	32
2.1 Turbomáquinaria.....	32
2.1.1 Centrales hidroeléctricas y turbinas hidráulicas.....	32
2.1.2 Bombas hidráulicas.....	36
2.2 Método termodinámico para el cálculo de la eficiencia hidráulica.....	38
Capítulo 3. Metodología teórica/experimental	45
3.1 Turbina hidráulica.....	45
3.1.1 Sección de alta presión.....	45
3.1.2 Sección de baja presión.....	58
3.1.3 Aplicación del “método termodinámico” en una turbina hidráulica	66
3.2 Bomba hidráulica	69
3.2.1 Características principales del banco de pruebas (circuito hidráulico) e instrumentación	69
3.2.2 Sistema de adquisición de temperatura.....	71
3.2.3 Procedimiento de pruebas experimentales en el banco de pruebas	77
3.2.4 Aplicación del método termodinámico en una bomba hidráulica	78
Capítulo 4. Resultados y discusión.	82
4.1 Turbina hidráulica.....	82
4.1.1 Resultados del método termodinámico, sección de alta presión	82

4.1.2 Resultados del método termodinámico, sección de baja presión	83
4.1.3 Análisis de resultados en la turbina hidráulica	84
4.2 Bomba hidráulica	89
4.2.1 Resultados del método termodinámico.....	89
Capítulo 5. Conclusiones y recomendaciones	100
5.1 Turbina hidráulica.....	100
5.2 Bomba hidráulica	102
5.3 Recomendaciones	104

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Caída, tamaños y potencias de los tipos de turbina	35
Tabla 3.1 Parámetros principales de la turbina en estudio	53
Tabla 3.2 Parámetros principales Unidad 1	45
Tabla 3.3 Condiciones de frontera en el tubo de presión (sección de entrada - alta presión).....	49
Tabla 3. 4 Parámetros geométricos C.H. Temascal.....	54
Tabla 3.5 Comparación de presiones entre los casos de estudio	57
Tabla 3. 6 Componentes cilíndricas de la dirección de flujo.....	61
Tabla 3. 7 Comparación de resultados en interfaces	64
Tabla 3. 8 Características principales de los sensores de presión.....	69
Tabla 3.9 Valores de resistencia según la temperatura en °C para sondas de resistencia Pt-100 con coeficiente de variación de resistencia 0.00385 según DIN 43.760 (ITPS-68).....	73
Tabla 3.10 Relación “Temperatura-Voltaje” en el divisor de tensión.....	75
Tabla 4.1 Temperatura en los colectores, sección de alta presión.....	82
Tabla 4.2 Presión y velocidad en los colectores, sección de alta presión.	83
Tabla 4.3 Comparación entre Potencia mecánica y Torque, Reportado vs Simulado	83
Tabla 4.4 Temperatura en los colectores, sección de baja presión.....	84
Tabla 4.5 Presión y velocidad en los colectores, sección de baja presión	84
Tabla 4.6 Resumen de resultados, aplicación del Método Termodinámico	87
Tabla 4.7 Comparación de eficiencias, Método Termodinámico vs Reportado	87
Tabla 4.8 Resumen de resultados, prueba a temperatura inicial de 25.31°C ..	89
Tabla 4.9 Eficiencia promedio experimental a diferentes condiciones de trabajo	90
Tabla 4.10 Resumen de resultados, potencias de la bomba y velocidades en el fluido.....	91
Tabla 4.11 Densidad a diferentes condiciones de temperatura.....	92
Tabla 4.12 Eficiencia teórica promedio a diferentes condiciones de trabajo	92
Tabla 4.13 Eficiencia teórica vs Eficiencia experimental	96
Tabla 5.1 Diferencia de temperatura a distintas condiciones de operación.....	103

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Esquema general de una turbina hidráulica.....	34
Figura 2.2 Clasificación de las turbinas hidráulicas.....	34
Figura 2.3 Rodete Pelton, a) rodete rápido, b) rodete lento	35
Figura 2.4 Rodete Francis y distribuidor, a) posición cerrada, b) posición abierta	36
Figura 2.5 Rodete Kaplan de álabes orientables.....	36
Figura 2.6 Elementos principales de una bomba, a) vista lateral, b) vista frontal	37
Figura 2.7 Diagrama esquemático general de recipientes de medición.	39
Figura 3.1 Variables de interés al interior del colector, a) temperatura, b) velocidad, c) presión.....	46
Figura 3.2 Colector modificado.....	47
Figura 3.3 Geometría modificada, variables de interés al interior del colector, a) temperatura, b) velocidad, c) presión.	47
Figura 3.4 Sistema de medición, sección de alta presión, a) vista general, b) Sonda y recipiente colector superior derecho (zoom).	48
Figura 3.5 Modelo uno, a) presión sobre la sonda, b) presión en el sensor.	49
Figura 3.6 Sonda de detección, a) análisis CFD, b) análisis FEA.....	50
Figura 3.7 Esfuerzo máximo de fluencia en la sonda.....	50
Figura 3.8 Deformación máxima en la sonda.	51
Figura 3.9 Gráfica esfuerzo-deformación (James & Goodno, 2009)	51
Figura 3.10 Desplazamiento máximo de la sonda (escala: 55%).....	52
Figura 3.11 CFD, Post – proceso. Sección de alta presión: vista isometría.	55
Figura 3.12 Temperatura interna dentro del colector, sección de alta presión: a) vista longitudinal, b) vista transversal.....	55
Figura 3.13 Temperatura en el RTD, sección de alta presión: a) vista isométrica, b) vista longitudinal.....	56
Figura 3.14 Velocidad de salida, sección de alta presión: a) vista isométrica, b) vista frontal, c) locación de velocidad de salida (zoom).	56
Figura 3.15 Presión de salida, sección de alta presión: a) vista isométrica, b) vista frontal, c) locación de presión de salida (zoom).	57

Figura 3.16 Geometría general, sección de baja presión; a) vista isométrica, b) vista longitudinal.....	58
Figura 3.17 Colector de detección, sección de baja presión, a) vista isométrica, b) zoom	59
Figura 3.18 Vista interna de la cámara de mezcla, a) vista isométrica, b) zoom	59
Figura 3.19 Acoplamiento de recipientes colectores, sección de salida: (a) recipientes T ₂₁ , T ₂₂ , T ₂₃ y T ₂₄ , (b) vista de salida en la sección izquierda, (c) vista isométrica, (d) vista isométrica de los recipientes.	60
Figura 3.20 División del dominio de trabajo	62
Figura 3.21 Acoplamiento de colectores en el subdominio, “sección de salida”	62
Figura 3.22 Vectores de entrada en el subdominio, a) vista lateral, b) vista frontal	63
Figura 3.23 Interface tipo Current/variables.	64
Figura 3.24 Temperatura, sección de baja presión: a) vista isométrica, b) sensor RTD (zoom).....	65
Figura 3.25 Locación de salida, a) velocidad de salida, b) presión de salida ...	65
Figura 3.26 Flujo interno (vectores de velocidad), sección de baja presión	66
Figura 3.27 Vista longitudinal, puntos de medición.	68
Figura 3.28 Electrobomba centrífuga (BC), (a) vista isométrica, (b) características del fabricante.....	69
Figura 3.29 Sensores de presión (a) sensor de presión relativa, (b) Vacuómetro	70
Figura 3.30 Diagrama de tubería e instrumentación, (DTI)	70
Figura 3.31 Secciones de medición, (a) sensor de temperatura (RTD 1) y vacuómetro (sección de succión), (b) sensor de temperatura (RTD 2) y presión relativa (sección de descarga).....	71
Figura 3.32 Código fuente descargado en la placa Arduino.....	72
Figura 3.33 Divisor de tensiones.	74
Figura 3.34 Esquema electrónico.....	76
Figura 3.35 Indicador de temperatura, Tweener 1502A.	76
Figura 3.36 Baño termostático, (a) elemento patrón y sensores por ajustar, (b) vista general.....	77

Figura 3.37 Interfaz de usuario (LabView)	78
Figura 4.1 Líneas de velocidad en la turbina completa, a) vista superior, b) vista lateral	85
Figura 4.2 Colectores en el tubo de aspiración, a) líneas de velocidad, b) contornos de temperatura	86
Figura 4.3 Comparación, Eficiencia hidráulica reportada (MG) vs Eficiencia hidráulica simulada (MT)	88
Figura 4.4 Comparación de Potencia mecánica generada.....	88
Figura 4.5 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 19.35°C en el fluido	93
Figura 4.6 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 21.02°C en el fluido	93
Figura 4.7 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 22.35°C en el fluido	94
Figura 4.8 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 23.48°C en el fluido	94
Figura 4.9 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 25.31°C en el fluido	94
Figura 4.10 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 26.6°C en el fluido	95
Figura 4.11 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 28.08°C en el fluido	95
Figura 4.12 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 30.01°C en el fluido	95
Figura 4.13 Comparación de Eficiencias vs Potencia mecánica	96
Figura 4.14 Comparación de eficiencias	97

SIMBOLOGÍA

Simbología	Descripción	Unidades
A_{out}	Área de salida de flujo del colector	m^2
A_t	Área transversal del tubo de presión	m^2
C_p	Capacidad calorífica específica del agua	$J/kg^{\circ}C$
$E_h = \Psi_h$	Energía hidráulica específica	J/kg
$E_m = \Psi_m$	Energía mecánica específica	J/kg
f	Frecuencia	Hz
FS	Factor de seguridad	adimensional
g	Aceleración gravitacional	m/s^2
$H_{efectiva}$	Altura de bombeo efectiva	M
I	Corriente en el circuito	A
M_E	Eficiencia del motor	%
$P_{efectiva}$	Potencia efectiva	W
$P_a = \gamma_a$	Potencia de accionamiento o en el eje	W
$P_{eg} = \gamma_{eg}$	Potencia eléctrica del generador	MW
$P_h = \gamma_h$	Potencia hidráulica	MW
$P_i = \gamma_i$	Potencia interna	W
$P_M = \gamma_M$	Potencia eléctrica del motor	W
$P_m = \gamma_m$	Potencia mecánica	MW
$P_w = \gamma_w$	Potencia eléctrica del motor	W
p_1	Presión de entrada a la turbina	Pa
p_{11}	Presión promedio en los colectores, sección de alta presión	Pa
p_2	Presión de salida de la turbina	Pa
p_{21}	Presión promedio en los colectores, sección de baja presión	Pa
P_D	Presión de descarga	Pa
P_S	Presión de succión	Pa
R	Resistencia en el circuito	Ohm
R_0	Resistencia a $0^{\circ}C$	Ohm
R_1	Resistencia fija	Ohm

R_2	RTD (sensor de temperatura)	Ohm
R_T	Resistencia a determinada temperatura	Ohm
V	Voltaje en el circuito	V
v_1	Velocidad de entrada en la turbina	m/s
v_{11}	Velocidad promedio en los colectores, sección de alta presión	m/s
v_2	Velocidad de salida de la turbina	m/s
v_{21}	Velocidad promedio en los colectores, sección de baja presión	m/s
v_D	Velocidad de descarga	m/s
V_{min}	Voltaje mínimo	V
V_{out}	Voltaje de salida	V
v_S	Velocidad de succión	m/s
z_1	Punto de referencia en la sección de alta presión	m
z_{11}	Punto de referencia en los colectores, sección de alta presión	m
z_2	Punto de referencia en la sección de baja presión	m
z_{21}	Punto de referencia en los colectores, sección de baja presión	m
z_D	Altura de referencia a la descarga	m
z_S	Altura de referencia a la succión	m
\dot{a}	factor isotérmico del agua	m ³ /kg
ΔP_h	Corrección de potencia hidráulica	W
θ	Temperatura	°C
θ_1	Temperatura promedio en los colectores, sección de alta presión	°C
θ_{11}	Temperatura, colector superior derecho	°C
θ_{12}	Temperatura, colector superior izquierdo	°C
θ_{13}	Temperatura, colector inferior derecho	°C
θ_{14}	Temperatura, colector inferior izquierdo	°C
θ_2	Temperatura promedio en los colectores, sección de baja presión	°C
θ_{21}	Temperatura colector A	°C

θ_{22}	Temperatura colector B	°C
θ_{23}	Temperatura colector C	°C
θ_{24}	Temperatura colector D	°C
θ_D	Temperatura de descarga	°C
θ_S	Temperatura de succión	°C
Φ_P	Diámetro del tubo de presión	m
α	Coeficiente de temperatura de la resistencia de Platino (0.003850)	Ω/Ω °C
ε	Deformación	adimensional
ε_0	Flujo volumétrico de fuga	m ³ /s
ε_b	Flujo volumétrico en la bomba	m ³ /s
ε_{out}	Flujo volumétrico de salida en los colectores	m ³ /s
ε_t	Flujo volumétrico en la turbina	m ³ /s
ξ	Torque en la turbina	N.m
η_b	Eficiencia hidráulica de la bomba	%
η_{exp}	Eficiencia experimental de la bomba	%
η_g	Eficiencia del generador de la turbina	%
η_M	Eficiencia del motor	%
η_t	Eficiencia hidráulica de la turbina	%
η_{teo}	Eficiencia teórica de la bomba	%
ρ	Densidad	kg/m ³
$\sigma_{fluencia}$	Esfuerzo de fluencia	MPa
σ_{ultimo}	Esfuerzo ultimo de tensión	MPa

CAPÍTULO 1

CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES.

1.1 Estado del Arte

La investigación científica aquí presentada tiene como objetivo principal el cálculo de la eficiencia de turbomáquinas hidráulicas. En la actualidad existen diversos métodos para la obtención de dicha variable de interés, sin embargo, el estudio actual está basado en la norma “International Electrotechnical Commission 60041”, o mejor conocida como IEC-60041, 1991. Este documento contiene distintos métodos experimentales para el cálculo de la eficiencia hidráulica, no obstante, no todos los métodos son viables para su aplicación en determinadas turbomáquinas, además, en casos específicos como el Método de Presión-tiempo (Golpe de ariete o Método de Gibson), ponen en riesgo componentes principales como tuberías de presión, compuertas, válvulas, etc., en una turbina hidráulica.

Por otra parte, la norma establece métodos alternativos o menos invasivos para la obtención de la eficiencia, tal como el caso del Método Termodinámico, este método es aplicable para turbinas y bombas hidráulicas, destacando ventajas como el cálculo de la eficiencia continua, es decir, sin la necesidad de detener el movimiento de la máquina en estudio. IEC-60041 establece los estándares para el proceso de los ensayos, las expresiones matemáticas, la elección de instrumentos de acuerdo con condiciones específicas de trabajo, los requisitos para la instalación de dichos instrumentos en las centrales, incluso, los valores de incertidumbre o error permitido para la aplicación del método.

IEC-60041 es un documento específico para llevar a cabo los procedimientos de pruebas teniendo la certeza de los resultados esperados, no obstante, diversos estudios científicos sugieren que la norma amplió la flexibilidad de la aplicación del método, tal es el caso de (Hulaas *et al.* 2008), quienes recomiendan cambios específicos sobre una clausula 14 de la norma, la cual está enfocada en el Método Termodinámico. Proponiendo disminuir las especificaciones establecidas con respecto a los límites de caídas bajas para la aplicación del método, a causa de mejoras en los instrumentos de medición durante la última década. Los instrumentos de medición proporcionan la posibilidad de la adquisición y tratamiento de señales (variables de interés, tales

como temperatura, flujo volumétrico, velocidad y presión) de manera numérica (instrumentos digitales).

Por otra parte, sugiere que con el uso de las computadoras y sistemas de adquisición de datos actuales se logra registrar simultáneamente distintas variables de interés, tal como temperatura, presión y velocidad en secciones específicas de la turbomáquina. En consecuencia, la estimación de la distribución de la energía a la salida de la turbina puede ser relativamente más sencilla. Con las recomendaciones anteriores y bajo “condiciones altamente favorables”, el intervalo de caída de una turbina podría ser extendido para medir energías hidráulicas específicas más bajas (caídas) que las permitidas (al menos 100 m), sujetas al análisis de la precisión y medición.

De acuerdo con el autor, las condiciones altamente favorables para la estimación de la energía son:

- ◆ Medición de temperatura en el agua constante
- ◆ Temperatura en el flujo interno de agua estable
- ◆ Distribución de temperatura entre las secciones de medición uniforme
- ◆ De acuerdo con la experiencia y juicio del ingeniero realizar las pruebas

La literatura reporta el diseño de una probeta o sonda capaz de almacenar un sensor de temperatura y presión en su interior para obtener las variables de interés; este diseño es fundamental para el sistema actualmente propuesto.

Además de presentar las condiciones favorables para la aplicación del método, autores como (Patil, Verma, & Kumar, 2010), sugieren un procedimiento para la normalización de las pruebas experimentales y normalizar el proceso iniciando con la apertura de la válvula de control principal. Verificando la frecuencia de giro del generador por un tiempo de 10 minutos para estabilizar el sistema. Posterior de la estabilización, se inicia el registro de datos de temperatura mediante dos sensores tipo RTD (Pt-100) durante los primeros 2 minutos.

Los sensores RTD fueron instalados en la sección de alta y baja presión respectivamente. Al terminó del tiempo, se calcula el valor promedio de la diferencia de temperatura para ambas posiciones de los RTD. Durante este

tiempo, la medición de los demás parámetros como presión de entrada, presión de salida y potencia fue simultánea. El procedimiento se repite para diferentes aperturas de la válvula de control principal, es decir, para diferentes valores de cargas en la unidad.

La aplicación del Método Termodinámico implica la elección de un procedimiento adicional, este procedimiento puede ser de tipo directo/expansión directa o parcial/expansión parcial. De acuerdo con (Kahraman *et al.* 2008), aplicaron el uso del método directo implícito en el termodinámico para la obtención de la eficiencia en una Turbina Francis.

Apoyándose en el método directo, se definió que la disminución en la altura de caída en una turbina reduce la diferencia entre la temperatura de entrada y salida, es decir, son directamente proporcionales.

Un aspecto que resalta en la investigación es la instalación de cuatro sensores de temperatura y presión directamente en el tubo de presión y desfogue de la turbina. Sin el acoplamiento de recipientes colectores tal como lo sugiere IEC-60041.

El artículo antes mencionado al igual que (Hulaas *et al.* 2008) coinciden al definir que el incremento en la diferencia de temperatura entre las secciones de alta y baja presión es inversamente proporcional con el decremento de la eficiencia en una turbina.

Las turbinas hidráulicas y los puntos geodésicos en los que se instalan pueden presentar aspectos de gran complejidad, pese a esto, (Feng *et al.* 2010) demostraron que la conexión entre las sondas de muestreo y los recipientes en el lado de baja presión incrustados en hormigón obtuvieron resultados confiables y precisos. A causa de que los tubos instalados en el interior del tubo de aspiración son lo bastante largos para la detracción de muestras. Aunado a esto, un correcto aislamiento de los tubos y uso de transductores de presión de alta precisión son fundamentales para la correcta medición y adquisición.

Para la sección de alta presión, Feng, tomó en cuenta las dimensiones de la compuerta principal y de acuerdo con códigos internacionales, utilizó una sonda de muestreo que permitió una penetración neta de 400 mm en el tubo de presión.

En el estudio realizado por (Karlicek, 1998), concluyeron que la profundidad de penetración de la sonda se encuentra en un punto óptimo cuando la velocidad principal en el flujo produce una velocidad igual a la velocidad en la turbina.

Autores como (Côté & Proulx, 2012) investigaron el impacto de la distancia entre la pared y el puerto de entrada donde se realiza la detección o muestreo del flujo principal, realizaron pruebas experimentales donde una de las cuatro sondas fue ligeramente más larga. IEC-60041 especifica solamente que la distancia entre la pared interna de la tubería de presión y el puerto de detección debe ser superior a 5 cm. Sin embargo, en el estudio realizado no se encontraron diferencias significativas entre los resultados obtenidos con una sonda más larga y las de menor longitud. Las diferencias entre los resultados obtenidos con sondas de diferente longitud fueron mínimas.

IEC-60041 establece que el diseño de las sondas de detección para la zona de alta presión debe presentar el estudio estructural adecuado para evitar el desprendimiento total o parcial y que esta llegue a zonas importantes como el rodete, causando un daño importante. De acuerdo con (James & Goodno, 2009) para evitar una falla estructural las cargas que una estructura debe soportar deben ser mayores que las cargas a las que se someterá cuando este se encuentra en servicio. La razón de la resistencia real y la resistencia requerida se denomina factor de seguridad (FS). Por supuesto para evitar la falla, el FS debe ser mayor que 1. Dependiendo de las circunstancias se utilizan factores de seguridad hasta de 10. Una segunda instancia de protección es el margen de seguridad, este se define como el factor de seguridad menos uno.

Para garantizar que los materiales de las sondas que se proponen soporten las cargas a las que se someterá la estructura la revisión de las propiedades típicas de materiales seleccionados y usados en ingeniería fueron consultados a través de (Beer *et al.* 2010), específicamente las propiedades del Acero inoxidable debido a las condiciones de trabajo a las que las sondas de detección se pueden someter.

El análisis de la distribución de la energía entre las secciones de alta y baja presión de una turbina es un proceso complejo. Para este tipo de análisis,

trabajos de investigación completos son dedicados solo a este aspecto, tal es el caso de (Hulaas, Nilsen, & Vinnogg, 2008). Este artículo define que el diseño de un sistema de muestreo horizontal a la salida de la turbina es mejor que uno vertical, considerando significativamente la propuesta para el diseño del dispositivo a la salida. Sin embargo, dicho trabajo de investigación está basado en una turbina tipo Pelton. De acuerdo los tipos de turbinas, la distribución de energía y el paso de flujo parcial implica diferencias significativas para el estudio actual.

Por otra parte, la propuesta del sistema puede ser considerado por los resultados demostrados. El estudio menciona dos formas de muestreo a la salida de la turbina, el primer sistema está compuesto por un arreglo de cuatro tubos (6 para caída máxima de 800) horizontales con un colector de mezcla central, en el cual los sensores pertinentes son acoplados. La segunda forma de muestreo es la instalación de 3 o más tubos perforados a lo alto de la salida de la turbina, colocando un sensor de temperatura a distintas alturas para medir los cambios de temperatura en toda la sección.

Hasta este punto, el uso de un sistema horizontal implica el uso de, al menos, cuatro sensores de temperatura cubriendo la zona de muestreo de interés, un sistema vertical implica una cantidad mayor de sensores. Por otra parte, un diseño híbrido de un sistema de medición vertical y una cámara de mezcla por cada tubo reduciría la cantidad de sensores requeridos y optimizaría el sistema.

El estudio demuestra que las turbinas de eje vertical (Pelton) muestran una mayor dispersión en la distribución de la Energía mecánica específica (E_m) con respecto de la incertidumbre porcentual que las de eje horizontal. Destacando que el sistema híbrido antes mencionado no fue probado para obtener una comparativa más.

Un estudio similar (Mangla & Khodre, 2010) realizado en turbina vertical Pelton pequeña empleó tubos perforados para la recolección de agua a la salida de la turbina, proponiendo una geometría distinta para la salida del tubo de aspiración o desfogue. Considerando el uso de una geometría compuesta por un

tubo de seis entradas, en el cual no existen codos para evitar pérdidas por fricción.

La estimación de la distribución de energía se generó por medio de sensores ubicados en un marco transversal que cubre 6x6 puntos de medición, las mediciones se realizaron por separado tanto para la velocidad y temperatura del agua en los seis puntos.

La causa de que la distribución de la energía pueda variar es debido a distintas condiciones de la turbina, es decir, el tipo de turbina, caída, método de medición aplicado, los cálculos, estimaciones, etc. Sin embargo, autores como (Hulaas, Parr , & Nilsen, 2012) comparan las estimaciones de eficiencia en una turbina realizadas con el método de Presión-tiempo y el Método termodinámico en la planta de energía de Gråsjø. La planta de energía de Gråsjø está equipada con una turbina Francis vertical y tiene una altura neta de 52 metros. El método presión-tiempo y los resultados termodinámicos presentan una diferencia entre las curvas de eficiencia por debajo de 0.5 %, para todo el intervalo de medición y por debajo de 0.15% y para potencias relativas entre 0.5 % - 1.15%.

En la misma zona geográfica (Ole *et al.* 2006) presentaron un trabajo de investigación sobre una turbina tipo Francis gemela o doble, con una caída de 50 metros.

En Noruega (país donde se hizo el estudio) se tienen pocos registros del uso del método de presión – tiempo, y el uso del termodinámico no es bien visto debido a las limitantes que la misma norma establece (caídas menores a 100 metros).

A pesar de esto, los estudios realizados demuestran una diferencia de eficiencia máxima entre el método Presión-tiempo y el Termodinámico para dos unidades distintas, con un valor de 1,58% y 2,5% respectivamente.

La medición termodinámica en ambas unidades muestra la mejor eficiencia alrededor del 89-90%. Debido a que estas dos turbinas son geoméricamente iguales, serian valores esperados. El autor establece que las mediciones termodinámicas se llevaron a cabo exactamente de la misma manera en ambas

turbinas. Por lo tanto, la teoría sobre las mediciones de presión-tiempo pueden presentar desviaciones.

Sin embargo, con base al antecedente del estudio realizado en Noruega, (Urquiza *et al.* 2005), aplicaron el método de Presión Tiempo o Método de Gibson. La investigación presenta las variables medidas en una turbina tipo Francis de caída baja ubicada en México; el cual considera distintas variables tales como, torque, potencia y la eficiencia de la turbina en distintas condiciones de carga o flujo volumétrico de entrada.

Los resultados obtenidos en el informe antes mencionado fueron reproducidos en simulaciones numéricas mediante el uso de dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés) por (Castro *et al.* 2011). Con el fin de optimizar parte de la geometría de la turbina en cuestión. Los resultados simulados comparados con los medidos demuestran una eficiencia mayor al desfogar el flujo que sale del rodete. A causa de los resultados presentados por los autores, la aplicación del método termodinámico mediante la dinámica de fluidos computacional se convierte en una opción adecuada para el estudio.

El método termodinámico además de obtener la eficiencia hidráulica de una turbina es aplicable para una bomba. Al igual que en el caso de las turbinas y su eficiencia obtenida por este método, la eficiencia de una bomba es comparada u obtenida por otro tipo de métodos para evaluar cuál es adecuado para su aplicación.

Tal es el caso de (Shang, 2017), quien aplicó el uso del método termodinámico y lo comparó con el uso de un flujómetro ultrasónico. Los resultados del estudio demuestran que el método termodinámico satisface la precisión en las pruebas de altos y bajos flujos de bombeo. En el estudio se empleó un sensor de temperatura tipo RTD (Pt-100) de 4 hilos. Se instalaron dos sensores de presión, uno de presión de vacío (vacuómetro) y un sensor de presión relativa.

Además de la comparativa y sugerencia de distintos sensores, el autor generó una serie de instrucciones para realizar las pruebas experimentales con

la bomba en movimiento o acción. Sugiere un bombeo continuo por un tiempo de 20 minutos para establecer el sistema hidráulico y uniformizar las condiciones de trabajo antes de adquirir las variables de interés (temperatura y presión). Posterior al tiempo establecido, el registro de todas las variables se realiza de forma simultánea por un periodo de al menos, 2 minutos continuos.

Al desarrollar experimentalmente ambos métodos, los autores muestran que la diferencia entre las eficiencias estimadas bajo las mismas condiciones de trabajo entre los métodos es de $\pm 0.5\%$. El flujo máximo de bombeo que se generó fue de 7,463 L/min, y el flujo mínimo de bombeo: 5,853 L/min

Una comparativa más entre el método termodinámico y una técnica tradicional (método clásico) fue presentada por (Bae, Vuong, & Park, 2012). Mediante el “método tradicional” se realiza el cálculo de la eficiencia por medio de la siguiente ecuación:

$$\eta_P = \frac{Q * (P_D - P_S)}{2298 * \eta_m * P_m} * 100$$

Los autores por su parte realizaron la adquisición de las variables de interés por medio del software LabView y una tarjeta NI cDAQ-9171 respectivamente. Obteniendo la presión y temperatura en las secciones de descarga y succión, flujo volumétrico y potencia (Watts).

Un caso similar es el presentado por (Cartwriht & Eaton, 2009), donde los autores emplean la técnica tradicional usualmente aplicada en la industria. La ecuación a continuación mostrada es una representación similar entre los casos, sin embargo, en el primer caso el uso de las presiones de succión y descarga son variables principales. Para el segundo, las principales variables son, flujo volumétrico (Q), densidad (ρ), gravedad (g) y altura (H). La eficiencia del motor (M_E) presenta una nomenclatura distinta y la Potencia mecánica (P_m) es sustituida por la Potencia eléctrica del motor (P_w).

$$\eta_B = \frac{Q * \rho * g * H}{M_E * P_w}$$

Para llevar a cabo las pruebas de eficiencia con el método termodinámico, los autores emplearon un equipo especializado marca Robertson Technology, un sistema portable tipo P2P. Los autores demuestran que al igual que en una turbina, en una bomba existe un punto máximo de eficiencia, demostrando que al pasar ese punto máximo al continuar el incremento de flujo volumétrico la eficiencia disminuye.

En la mayoría de las investigaciones realizadas, utilizan sensores tipo RTD (Pt-100) por su estabilidad y precisión al registrar los cambios de temperatura entre las secciones de las turbomáquinas. Por su parte, (Mangla & Khodre, 2010) sugieren una opción más de termómetros para la medición de temperatura, los "SBE 3S" de Sea Birds Electronics. Aunado a esto, un adquisidor empleado para el estudio fue un SBE modelo 31 multicanal, ambos conectados entre si a una PC por medio de un cable RS 232 con un convertidor USB.

Uno de los objetivos principales de la investigación actual es obtener la eficiencia experimental por un sistema alternativo comparado contra los equipos antes mencionados, sin perder la estabilidad, confianza y resolución necesaria para adquirir las variables de interés. A causa de esto, (Creus, 2009) proporciona datos, funcionamiento y ecuaciones matemáticas que gobiernan distintos dispositivos o sensores de temperatura, incluyendo los RTD. La literatura demuestra el desarrollo explícito de las operaciones matemáticas para obtener la temperatura a partir de la resistencia variable en el sensor, además, los fabricantes de los sensores proporcionan tablas para verificar los datos de temperatura y resistencia teórica que el sensor debe presentar.

A través de (Boylestad, 2004) se obtienen las ecuaciones matemáticas y la Ley de Ohm para el cálculo de la resistencia teórica variable en el sensor, así como explica el panorama de los cálculos con ejemplos sencillos de las aplicaciones de resistencias, corriente y voltaje, por ejemplo.

En adición, (Adolf, 1992) muestra el cálculo y análisis de un divisor de tensión el cual es aplicado en el estudio actual para obtener el valor de la resistencia variable de los sensores de temperatura y emplear un sistema o circuito electrónico alternativo comparado con los previamente reportados.

1.2 Planteamiento del problema

De acuerdo con el Centro Nacional de Control de Energía (CENACE) en su informe preliminar 2020 de la Tecnología de Generación, en los años 2016 y 2017 más del 78% de la generación de energía eléctrica en el Sistema Eléctrico Nacional provino de tecnologías convencionales, las cuales se integran por unidades que generan energía eléctrica a partir del uso de combustibles fósiles como energético primario. De acuerdo con el PRODESEN 2018-2032, el consumo de gas natural se incrementará a una tasa promedio de 2.4% al año, por lo que al final del año 2032, se espera que su participación alcanzará el 63% en el total del consumo de combustibles fósiles requeridos para la producción de electricidad.

Un grupo de tecnologías convencionales se integra por las unidades y centrales que generan energía eléctrica a partir del uso de combustibles fósiles como energético primario y no cuentan con un equipo de captura y confinamiento de CO₂. De acuerdo con el Inventario Nacional de Emisiones de Gases y Compuestos de Efecto Invernadero, del Instituto nacional de Ecología y Cambio Climático (INECC), las tecnologías convencionales para la generación de energía eléctrica contribuyen con el 19% de las emisiones totales de gases de Efecto Invernadero a nivel nacional, con un volumen equivalente a 127 mil millones de toneladas de CO₂.

Afortunadamente, las tecnologías limpias están integradas por unidades cuya fuente de energía y procesos de generación de electricidad producen emisiones o residuos, en cantidades que no rebasen límites establecidos en las disposiciones reglamentarias correspondientes. Para que una fuente de energía o proceso de generación eléctrica pueda ser considerada como energía limpia, sus emisiones de CO₂ deben ser menores a 100 kilogramos por cada MWh generado.

México cuenta con un portafolio amplio de energías limpias gracias a sus condiciones geográficas y climáticas, ya que puede disponer de viento, radiación solar, yacimientos geotérmicos, océanos, mares y ríos de distinto caudal y altura.

Energía hidroeléctrica: La generación hidroeléctrica en años anteriores representó el 10% de la generación total y el 18.3% de la capacidad instalada

del Sistema eléctrico Nacional (SEN) con 97 centrales en operaciones. Una central hidroeléctrica aprovecha la energía potencial del agua para convertirla en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica. Este proceso consiste en hacer pasar un flujo de agua por una turbina hidráulica acoplada a un generador eléctrico.

A causa de que las centrales hidroeléctricas aportan en gran parte la generación de energía eléctrica y la cantidad de CO₂ que emiten es baja, es importante mantener las turbinas en puntos óptimos de trabajo para el máximo aprovechamiento de la altura a la cual se encuentran instaladas y el caudal administrado, desarrollando eficiencias adecuadas para la continua generación de energía.

La eficiencia hidráulica en las turbinas puede ser medida o calculada por distintos métodos vigentes o en normas certificadas tal como la IEC-60041. Los métodos y su complejidad de aplicación son los retos por superar con el apoyo de nuevas tecnologías y estudios.

1.3 Justificación

A nivel local, específicamente en el municipio de Cuernavaca; Morelos, se encuentra instalada una turbina tipo M. Banki en el parque ecológico Chapultepec. Esta turbina produce 25 kilowatts y funciona “a filo de corriente”, es decir, sólo se utiliza el agua que llega a la presa para evitar que el nivel del recurso disminuya.

En época de secas mantiene una generación constante de 3 kW/h, es decir 72 kW al día que son aprovechados para el consumo del parque, energía eléctrica que equivale a la que utilizan 10 casas de 5 personas por día, evitando cada mes, la emisión de una tonelada de dióxido de carbono a la atmósfera, principal gas causante del calentamiento global.

Durante la temporada de lluvias la generación de energía aumenta de acuerdo con el incremento proporcional del flujo de agua, para aprovechar el caudal el manantial se divide, una parte es empleada para alimentar un canal de riego, mientras la otra parte se canaliza a la presa donde se encuentra la hidroeléctrica a fin de conservar el equilibrio.

Con el empleo de turbinas hidráulicas como fuentes de energía limpia, tan solo a nivel local la emisión de dióxido de carbono se evita, sin embargo, para garantizar la generación de energía eléctrica es necesario mantener las turbinas hidráulicas en óptimas condiciones de trabajo y evaluar su eficiencia en periodos determinados.

El acceso y la manipulación de una turbina en central hidroeléctrica es complicado debido al proceso de generación de energía eléctrica constante, sin embargo, para poder llevar a cabo diversos estudios sin la necesidad de interrupciones de generación, es posible emplear el uso de simulaciones numéricas o también conocidas como dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés).

Literatura como (Laín Beatove *et al.* 2009) presentan una amplia variedad de problemáticas en turbomáquinas y soluciones en distintos casos, en particular suscitado en una turbina hidráulica tipo Francis. (Laín Beatove *et al.* 2009) sugieren el empleo de simulaciones numéricas o CFD (Computational Fluid

Dynamics) como un elemento principal para el diseño y análisis de turbinas, acortando significativamente los tiempos de desarrollo y ahorrando dinero en producción, analizando diversos modelos de turbulencia y distintos grados de complejidad en las turbomáquinas.

En consecuencia, el uso de CFD como herramienta de diseño, prueba y evaluación del sistema de muestreo compuesto de recipientes colectores, permite la obtención de la eficiencia en la turbina hidráulica de caída baja tipo Francis en cuestión, mediante la norma IEC-60041 aplicando el Método termodinámico, el cual proporciona los estándares para el proceso de los ensayos, expresiones matemáticas a utilizar, elección de instrumentos específicos de medición, requisitos para la instalación de los instrumentos en la turbina, incluso, valores de incertidumbre o error permitido para la aplicación del método.

Además, con la aplicación de CFD en el sistema de muestreo en la turbina, es posible descartar momentáneamente pruebas in situ, conservando la certeza de la correcta obtención de la eficiencia y evitando detener la generación de energía eléctrica constante.

La aplicación del Método termodinámico en una turbina o bomba hidráulica al ser un método menos invasivo en comparación con otros métodos, por ejemplo, Método de Presión-Tiempo o también llamado Gibson, evitará poner en riesgo componentes importantes tales como, tuberías de presión, compuertas, válvulas, etc.

La aplicación del Método termodinámico en una bomba hidráulica como equipo experimental permite el empleo de los recipientes colectores diseñados para su uso en una turbina, a causa de que las sondas que se acoplan a los recipientes son sustituidas por sondas de menor tamaño por el cambio de dimensiones en las tuberías hidráulicas respectivas, pese a esto, la literatura demuestra que es posible omitir las sondas y solo generar las perforaciones como secciones de toma, canalizando el fluido de trabajo (agua) en los recipientes colectores correspondientes.

1.4 Hipótesis

Aplicando estimaciones numéricas CFD, en el diseño de un sistema de muestreo basado en la norma IEC-60041 y el Método termodinámico permitirá la obtención de la eficiencia hidráulica de manera continua en una turbina o bomba.

Utilizando instrumentación adecuada (sensores de presión, de temperatura tipo RTD, caudalímetros, etc.) para la adquisición de variables específicas, se podrá realizar la medición (0.001°C caso de temperatura) con la resolución que sugiere el método para su aplicación.

Con los resultados esperados de la eficiencia hidráulica en la turbina mediante la aplicación de CFD, los ensayos experimentales in situ en las turbinas serán innecesarios momentáneamente, permitiendo la generación de energía eléctrica constantemente.

El diseño de los recipientes colectores propuestos como sistema de muestreo en una turbina podrán ser reutilizados en ensayos experimentales en una bomba, ya que las sondas que se acoplan a los recipientes serán sustituidas por sondas de menor tamaño por el cambio de dimensiones en las tuberías hidráulicas respectivas.

Realizando los cálculos matemáticos sugeridos por la norma (energía mecánica e hidráulica específica, potencia mecánica e hidráulica, etc.) con base a las variables medidas (temperatura, presión y velocidad), se obtendrá la eficiencia desarrollada en las máquinas hidráulicas comparándola con la eficiencia teórica.

1.5 Objetivo general

Desarrollar un sistema experimental para la medición de diversas variables de interés, tales como, temperatura, presión y flujo volumétrico para la obtención de la eficiencia por medio del Método termodinámico aplicado en turbinas hidráulicas de caídas baja.

1.5.1 Objetivos específicos

- ◆ Diseñar un sistema de medición basado en recipientes colectores, que cumpla con las condiciones o limitantes del Método termodinámico para la obtención de la eficiencia de una turbina hidráulica.
- ◆ Realizar el análisis numérico CFD del sistema de muestreo completo en conjunto con una turbina hidráulica de caída baja para el cálculo de su eficiencia.
- ◆ Calcular la eficiencia hidráulica de una turbina con base al análisis numérico del diseño del dispositivo sin necesidad de realizar pruebas experimentales “in situ” de la turbina.
- ◆ Producir e instrumentar el sistema de medición para la adquisición de variables tales como temperatura, presión y flujo volumétrico en una turbina y bomba hidráulicas.
- ◆ Seleccionar un software para adquisición de las variables de interés (temperatura, presión y flujo volumétrico) y desarrollar una interfaz grafica para su monitoreo, aplicable para turbinas y bombas hidráulicas.
- ◆ Realizar pruebas experimentales para la evaluación del sistema de medición e instrumentación en una bomba centrifuga.
- ◆ Comparar la eficiencia obtenida por medio del Método Termodinámico y la eficiencia teórica en un equipo experimental (bomba centrifuga).

CAPÍTULO 2

CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO

2.1 Turbomáquinaria

La palabra “turbomáquina” está compuesta por dos términos particulares. La primera, “turbo” es derivada del latín *turbo*, que significa: “revolución o rotación en giro de cualquier cosa”, en otras palabras, significa que gira o rota.

Por otra parte, “máquina” en palabras concretas, es un transformador de energía. *“Una máquina absorbe energía de una clase y reintegra energía de otra clase (un motor eléctrico, por ejemplo, absorbe energía eléctrica y restituye energía mecánica) o de la misma clase, pero transformada”* (Mataix, 1986).

Las máquinas se clasifican en distintos grupos: máquinas hidráulicas, máquinas herramienta, máquinas eléctricas, etc.

Las máquinas hidráulicas pertenecen a un grupo importante denominado “máquinas de fluido”. Las máquinas de fluido son aquellas donde el fluido proporciona energía que absorbe la máquina (por ejemplo, agua que se suministra a una turbina) o bien, aquellas en que el fluido es receptor de energía (caso de una bomba), al que la máquina retorna la energía mecánica absorbida.

Una máquina hidráulica es aquella en la que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina, por ende, el diseño y estudio de la misma se basa en la hipótesis de que $\rho = \text{cte}$ (Mataix, 1986).

2.1.1 Centrales hidroeléctricas y turbinas hidráulicas

Una central eléctrica es una instalación capaz de transformar energía primaria (térmica, eólica, hidráulica, etc.) en energía mecánica, la cual, la transformará en energía eléctrica para satisfacer las necesidades y demandas de la sociedad.

El agua es uno de los elementos esenciales en el sector energético de las fuentes de energía renovables, es en la actualidad el recurso más utilizado para la generación de energía eléctrica. El agua como fuente de energía permite el almacenamiento y regulación en su uso, a causa de esto, la energía

hidroeléctrica es considerada (entre otras fuentes de energía renovable) como optima para la producción energética.

En las centrales hidroeléctricas, se utiliza la energía potencial del agua para accionar turbinas, según la altura útil, se pueden clasificar de la siguiente manera:

- ◆ Instalaciones de baja presión (hasta caídas de 25 m)
- ◆ Instalaciones de mediana presión (de 25 m a 100 m de caída)
- ◆ Instalaciones de alta presión (caída superior a los 100m) (Martinez, 2012)

De acuerdo con la Comisión Federal de Electricidad (CFE) en 2016 existían en el país 188 centrales generadoras de electricidad con una capacidad instalada de 54,696 megavatios.

El Estado de México es la entidad con el mayor número de centrales generadoras en el país con un total de 14, en segundo lugar, se encuentra Veracruz con 13 y en tercer lugar se encuentran Michoacán y Baja California Sur con 12 centrales cada uno. Cinco entidades del país no cuentan con centrales: Aguascalientes, Morelos, Tabasco, Tlaxcala, Zacatecas. No obstante, la tercera parte de las centrales generadoras (33%) son hidroeléctricas, el 21% de turbo gas y el 20% de ciclo combinado.

Además, según el Programa de Desarrollo del Sistema Eléctrico Nacional (Prodesen) 2018-2032, Veracruz, Michoacán y Jalisco reportan termoeléctricas.

Donde, Veracruz presenta 9, Michoacán 5 y Jalisco 2 termoeléctricas. Con esto se demuestra que existe un lento, pero continuo crecimiento en la producción energética basado en energías limpias.

Tal como se menciono previamente, una central eléctrica es una instalación capaz de transformar energía primaria en energía mecánica. La transformación de la energía primaria se puede realizar mediante turbinas de vapor, eólicas, hidráulicas, etc. Esta ultima, es la mayormente empleada debido a las regiones hidrológicas con las que el país cuenta.

Una turbina hidráulica es una turbomáquina motora que absorbe la energía del fluido (agua) y la transforma en energía mecánica. Los elementos principales

de una turbina son análogos a los de una bomba, sin embargo, dispuestos en orden inverso. Los elementos constitutivos son: Tubería forzada o tubo de presión (1), Caja espiral o caracol (2), Distribuidor, Rodete y Tubo de aspiración (3) Figura 2.1.

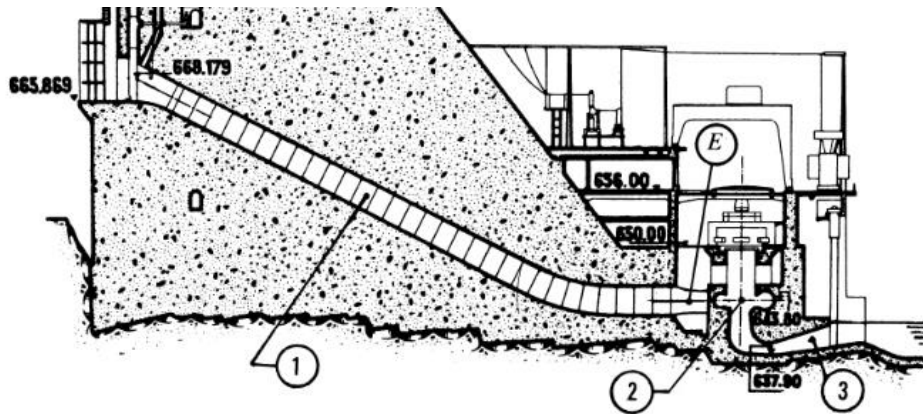


Figura 2.1 Esquema general de una turbina hidráulica (Mataix, 1986).

Las turbinas hidráulicas pueden ser clasificadas en dos grupos: turbinas de acción y turbinas de reacción. Este tipo de clasificación esta basado en el grado de reacción (la relación entre la caída de presión del rodete y la caída de presión de toda la etapa). En las turbinas de acción, la presión permanece contante en todo el rodete (presión atmosférica), por lo tanto, la altura de presión absorbida por el rodete es nula; y, en consecuencia, el grado de reacción de estas turbinas debe ser igual a cero. En las turbinas de reacción, la presión a la entrada del rodete es mayor que la presión a la salida de este, por tanto, la altura de presión es diferente de cero. El grado de reacción de estas máquinas se halla comprendido entre cero y uno.

Las turbinas de acción son de admisión parcial (paso del fluido) y las turbinas de reacción son de admisión total. Las turbinas de acción y reacción pueden clasificarse por el tipo de direccionamiento del flujo (Figura 2.2).

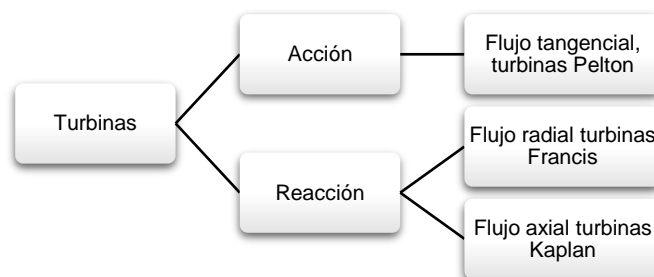


Figura 2.2 Clasificación de las turbinas hidráulicas

Las alturas de salto o caídas explotadas por las turbinas que se calculan en la actualidad para obtener un mayor aprovechamiento, así como los tamaños y potencias de las turbinas actuales oscilan en amplios límites, consulte Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Caída, tamaños y potencias de los tipos de turbina (Mataix, 1986).

Tipo de turbina	Reacción		
	Axiales (Kaplan)	Radiales (Francis)	Acción (Pelton)
Caída neta, H (m.)	2 -70	2 – 500	40 – 1,700
Diámetro exterior del rodete (m.)	1 – 10.5	0.35 – 7.65	0.36 – 5.2
Potencia en el eje	Hasta 250	Hasta 750	Hasta 400

En la actualidad regularmente se construyen 5 tipos de turbinas: Pelton, Francis, Kaplan, Hélice y M. Banki. Además, se encuentran las Bombas – Turbinas reversibles de los grupos binarios de las centrales de acumulación por bombeo.

Una característica particular de cada turbina es la forma del rodete. Este va cambiado de forma para adaptarse a las diferentes condiciones de trabajo.

La Figura 2.3 muestra la forma de un rodete de una turbina Pelton. El rodete Pelton tipo “rápido” se adapta a caudales relativamente grandes y alturas de caída pequeñas. El rodete Pelton tipo “lento” se adapta a caudales bajos y alturas de caída elevadas.

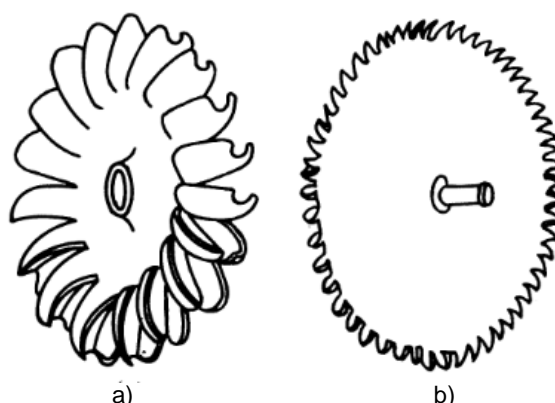


Figura 2.3 Rodete Pelton, a) rodete rápido, b) rodete lento (Mataix, 1986)

La Figura 2.4 muestra la forma de un rodete tipo Francis. Este tipo de rodete trabaja en conjunto con un distribuidor, este se encarga de regular la cantidad de

flujo volumétrico que ingresa a la turbina, en todas las turbinas es acoplado excepto en las Pelton, el flujo volumétrico se regula por un inyector.

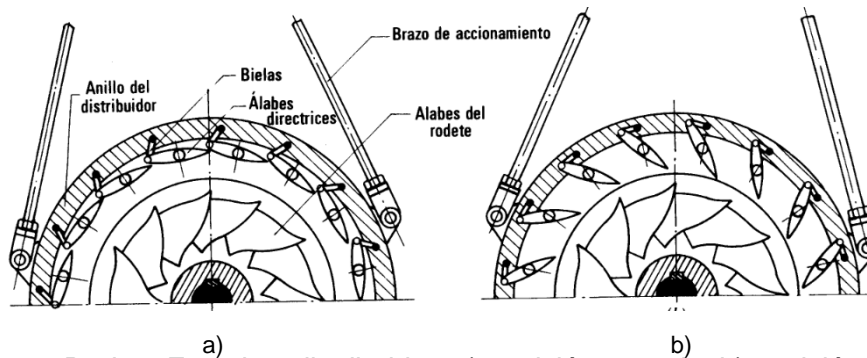


Figura 2.4 Rodete Francis y distribuidor, a) posición cerrada, b) posición abierta
(Mataix, 1986)

El mecanismo de orientación de los alabes de un rodete Kaplan se conforma esencialmente de un vástago que al desplazarse con simple movimiento de traslación hace subir o bajar una cruceta, la cual hace girar simultáneamente a todos los alabes al transmitirse su movimiento por las bielas y manivelas.

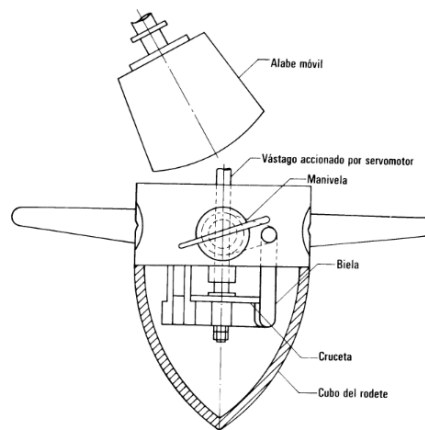


Figura 2.5 Rodete Kaplan de álabes orientables (Mataix, 1986)

2.1.2 Bombas hidráulicas

Una bomba hidráulica es una máquina que absorbe energía mecánica y la reintegra en energía hidráulica en el líquido que la atraviesa. Las bombas se emplean para impulsar toda clase de líquidos tales como, agua, aceites de lubricación, combustibles, ácidos, líquidos alimenticios, cerveza, leche, etc.

Por otra parte, un circuito hidráulico de bombeo consta de una o varias bombas con sus correspondientes pozos o reservorios, tuberías de succión y descarga. El objetivo principal de una bomba es proporcionar al fluido de trabajo,

el incremento de presión suficiente para poder ser transportado mediante un conducto desde un punto de menor altura a uno de mayor altura. Un circuito hidráulico de bombeo es un componente central del suministro de agua, así como de sistemas de conducción de aguas residuales, etc.

Sin embargo, consume cantidades importantes de energía eléctrica, aunque las bombas se seleccionan y modelan típicamente con base a las pruebas del fabricante. Por otra parte, las bombas a menudo son instaladas en entornos no ideales que pueden diferir con respecto a las condiciones de operación sugeridas u óptimas de trabajo. Además, el decremento de la eficiencia a lo largo del tiempo da lugar al uso potencial de información inexacta. Por otra parte, la tendencia al alza de los precios de la energía eléctrica está motivando una evaluación más crítica de la eficiencia hidráulica en la turbo maquinaria (Papa *et al.* 2014).

Las bombas hidráulicas se pueden clasificar por distintos criterios, las principales clasificaciones son: Bombas rotodinámicas y Bombas de desplazamiento positivo.

Las bombas de mayor empleo son las rotodinámicas, estas, se pueden subclasificar según la dirección del flujo (flujo radial, axial o mixta), posición del eje (vertical, horizontal o inclinado), presión generada (baja, media o alta presión) y número de flujos (aspiración simple o doble aspiración).

En la Figura 2.6, se representan los componentes de una bomba radial de eje horizontal en la cual se muestran elementos como: impulsor (1), corona directriz (2), caja espiral (3) y tubo difusor (4).

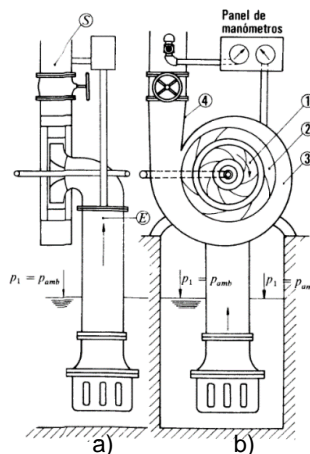


Figura 2.6 Elementos principales de una bomba, a) vista lateral, b) vista frontal (Mataix, 1986).

2.2 Método Termodinámico para el cálculo de la eficiencia hidráulica

La norma “International Electrotechnical Commission – 60041” (IEC - 60041) establece diversos métodos para el desarrollo de pruebas para determinar el desempeño hidráulico de diferentes turbomáquinas hidráulicas, tales como: Método de Molinetes, Tubos de Pitot, Presión – Tiempo (también llamado Gibson), entre los cuales se encuentra el Método Termodinámico (*MT*). Este último, de acuerdo con la norma, en una turbina/bomba la toma de muestras de agua extraída en la sección de alta y baja presión (entrada y salida de la turbina o bomba respectivamente) permite la obtención de propiedades del fluido de trabajo (agua) para el cálculo de la eficiencia que desarrolla la turbomáquina.

Este método es menos invasivo en comparación con otros, por ejemplo, el método de Presión – Tiempo o método de Gibson para el caso de las turbinas. Con la aplicación del *MT* se evita poner en riesgo componentes importantes de una turbina hidráulica (tubo de presión, válvulas, distribuidor, etc.). Además, permite el cálculo de la eficiencia continua al medir de manera simultánea las variables de interés sin detener el proceso de generación de energía eléctrica.

La norma establece que la aplicación del *MT* está limitado a valores de energía hidráulica específica mayor a 1000 J/kg (caídas mayores a 100 m) en el caso de las turbinas. No obstante, en condiciones favorables, el intervalo de medición podría extenderse a valores inferiores de la energía hidráulica específica o caídas menores a 100 m (Hulaas & Vinnog, 2010; IEC-60041,1991).

A causa de las dificultades inherentes para medir directamente en el flujo principal las magnitudes que definen la Energía mecánica específica (E_m) en el rodete/impulsor, es posible realizar extracciones del flujo principal canalizado en colectores diseñados especialmente para la determinación de la temperatura, presión y velocidad en el fluido, instalándolos en las secciones de entrada y salida de la turbomáquina respectivamente, Figura 2.7.

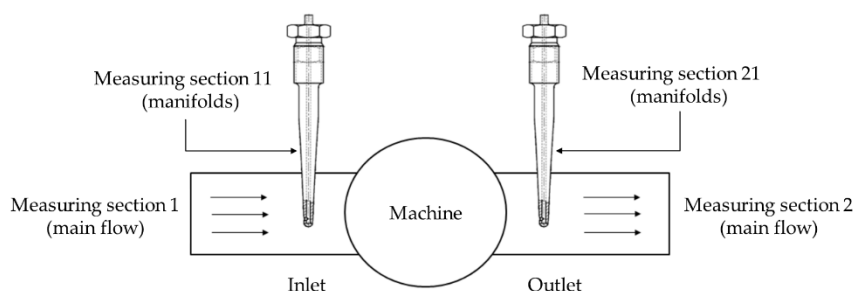


Figura 2.7 Diagrama esquemático general de recipientes de medición (*IEC-60041, 1991*).

Los colectores en la sección de alta presión (entrada de la turbina) deben estar diseñados de tal manera que la velocidad en su interior sea baja y la muestra extraída se encuentre en un intervalo comprendido entre 0.1×10^{-3} y $0.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (flujo volumétrico), para que el flujo sea uniforme al entrar en contacto con transductores de temperatura instalados al interior, esto garantiza que la temperatura permanecerá constante dentro del recipiente y alrededor del sensor.

Las detracciones de agua se realizan a través de sondas acopladas en puntos estratégicos, con el orificio de la sonda orientada de manera perpendicular a la conducción del flujo principal. Dicha sonda debe tener en un extremo un orificio perfectamente liso, con un diámetro interno igual al del orificio, de aproximadamente 8 mm. La sonda debe penetrar de tal manera que quede a una distancia mínima de 0.05 m o 50 mm después de la pared interna del tubo de presión y contar con una referencia o marca que indique que el orificio, de detracción quede en dirección aguas arriba.

El diámetro externo de la sonda en la proximidad del orificio de detracción puede estar entre los 15 mm y 40 mm dependiendo el criterio del usuario. La sonda debe estar diseñada para evitar vibraciones y/o roturas.

Por otra parte, los instrumentos de medición para las distintas variables deben proporcionar una alta precisión y sensibilidad, en el caso de temperatura deben proporcionar un valor de la diferencia de temperatura entre los puntos de medición (entrada y salida) de al menos 0.001 K, además, la temperatura del agua extraída debe ser monitoreada continuamente por termómetros de precisión de $\pm 0.05 \text{ K}$, y 0.01 K de sensibilidad (*IEC-60041, 1991*). De acuerdo

con distintos autores, los Detectores de Temperatura Resistivos (RTD's) tipo Pt-100 son los usualmente empleados para la medición por su estabilidad, presentan una exactitud de ± 0.05 °C o $\pm 0.009\%$ de lectura y una resolución de 0.01 °C, con (Hulaas *et al.* 2008; Patil *et al.* 2010; Shang, 2017).

Para la medición de las variables de interés tales como temperatura, velocidad y presión en el flujo principal de la turbina existen dos métodos. El primero se conoce como "Método de operación directo," este método se caracteriza por el paso directo del agua desde a tubería forzada, en el lado de alta presión de la maquina, al colector de medida con la mínima expansión posible. Evitando un incremento en la temperatura del agua a causa de las pérdidas hidráulicas o fricción provocadas por el paso de flujo de agua en la tubería de presión, compuertas, etc., dentro de la turbina o bomba. El segundo, es le "Método de opción por expansión parcial," el cual, ubica una válvula de expansión en el circuito de detracción entre la tubería forzada en el lado de alta presión y el correspondiente recipiente colector. El ajuste de esta válvula será fino y estable de modo que, por expansión parcial se consiga la igualdad de temperaturas entre los colectores de medición en el lado de alta y baja presión, o directamente en el sensor de temperatura del desagüe.

En el estudio, se utilizó el primer método, sin embargo, este método implica distancias específicas para la instalación de los instrumentos en las secciones de medición. La norma establece que en la sección de alta presión las tomas se deben situar cerca de la máquina y evitando compuertas o válvulas, además, en el caso de una turbina, si el diámetro del tubo de presión es menor o igual que 2.5 metros se debe instalar 1 recipiente de muestreo. Si el diámetro se comprende entre 2.5 y 5 metros, entonces 2 recipientes de muestreo se instalarán, y si el diámetro es mayor de 5 metros, 4 recipientes de muestreo se acoplan. Estas condiciones son sugeridas para la correcta medición de la distribución de la energía en el fluido que pasa por la sección.

Por otro lado, la sección de baja presión se clasifica en dos tipos de sección: abierta y cerrada. El caso actual de estudio se trata de una sección cerrada, por ende, se debe considerar al menos una distancia de 5 veces el diámetro máximo del rodete para la instalación de los colectores.

Además, se debe evaluar si se trata de una sección de tipo accesible o inaccesible. Al tratarse de una zona inaccesible la única posibilidad para explorar las temperaturas es mediante un dispositivo de toma localizado en el interior del conducto, el cual puede estar total o parcialmente lleno. Este dispositivo consta de, al menos, dos tubos que recogen flujo volumétrico parcial que entra por varios orificios posicionados a intervalos iguales a lo largo de los tubos. El dispositivo debe dar un único flujo volumétrico, o mejor, un flujo volumétrico individual para cada uno de los tubos, para obtener información sobre la distribución de la energía.

Por otra parte, para el caso de una bomba existen múltiples métodos y ecuaciones matemáticas que pueden definir la eficiencia hidráulica, el método seleccionado proporcionara las variables o propiedades de mayor conveniencia para el usuario. Por ejemplo, el Método de medición ultrasónica es un método comúnmente aplicado para medir el flujo volumétrico de una bomba, debido a que es preciso y fácil de aplicar. Posterior a la obtención del flujo volumétrico la eficiencia hidráulica es calculada.

Pese a esto, debido a las limitaciones de espacio, es difícil instalar un caudalímetro ultrasónico en lugares convenientes en tuberías de bombeo o presión. Por otra parte, un caudalímetro ultrasónico es un equipo costoso (Shang, 2017).

Retomando parte del Capítulo 1, de acuerdo con (Cartwright & Eaton, 2009), el “método tradicional” de eficiencia utiliza la altura, el flujo y la potencia de entrada medidos para calcular la eficiencia. El principal inconveniente de este método es que depende en gran medida de la precisión de los dispositivos utilizados para medir la altura, el flujo y la entrada de energía.

Las limitaciones in situ a menudo dificultan la medición precisa de la eficiencia de la bomba en condiciones de instalación. Sin embargo, los fabricantes de bombas utilizan tradicionalmente este método para las pruebas de trabajo. En esta técnica, la eficiencia de la bomba se calcula a partir de la Ecuación (1).

$$\eta_p = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_{efectiva}}{M_E \cdot P_W} \quad (1)$$

Donde: η_p es la eficiencia de la bomba (%), Q es el flujo volumétrico (m^3/s), ρ la densidad (kg/m^3), g la gravedad (m/s^2), $H_{efectiva}$ la altura efectiva de bombeo (m), M_E es la eficiencia el motor y variador (%), P_W es la potencia eléctrica del motor (W).

De acuerdo con (Bae *et al.*2012) la “técnica tradicional o método clásico” empleado para el cálculo de la eficiencia de la bomba esta basado en la Ecuación 2.

$$\eta_p = \frac{Q*(P_D - P_S)}{2298*\eta_M*P_M} \quad (2)$$

Donde: η_p es la eficiencia de la bomba (%), Q es el flujo volumétrico que pasa por la bomba (m^3/s), P_D es la presión de descarga (libras/in²), P_S es la presión de succión (libras/in²), η_M es la eficiencia del mecánica o eficiencia del motor (%) y P_M es la potencia eléctrica del motor (kW).

En la actualidad existen diversas ventajas y desventajas para cada uno de los métodos, sin embargo, el Método Termodinámico (*MT*) se aplicó por primera vez en Francia en 1954 y luego fue adoptado por el Reino Unido, Alemania, etc., uno tras otro.

Con el método termodinámico es posible calcular la eficiencia de la bomba midiendo propiedades termodinámicas (temperatura, presión de entrada y salida) y físicas (densidad y calor específico) del agua entre la sección de succión y descarga (entrada y salida) de una bomba según la primera ley de termodinámica o conservación de la energía (Ghorbanian & Karimi, 2014).

El incremento de temperatura entre las secciones es ocasionado por la fricción entre el fluido y el interior de la carcasa de la bomba cuando el fluido pasa a través de la bomba. La energía hidráulica al interior de una bomba centrífuga puede presentar distintos tipos de pérdidas de energía, las cuales abarcan pérdidas mecánicas, volumétricas e hidráulicas.

El desarrollo de instrumentos de mayor exactitud y precisión permite la aplicación del *MT* que se enfoca tanto en una turbina hidráulica tipo Francis de 52 metros de altura instalada en una planta hidroeléctrica en México (turbina en estudio), como en una bomba centrífuga instalada en el Laboratorio de Termo

hidráulica del Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias aplicadas (CIICAP).

Un ejemplo de comparación de las mediciones de eficiencia en una turbina fue realizado con el Método de Gibson (*MG*) y el *MT* en la planta de energía de Gråsjø, Noruega; las cuales muestran diferencias entre las curvas de eficiencia por debajo de 0.5%, para todo el intervalo de medición por debajo de 0.15% y para potencias relativas entre 0.5% - 1.15%. La planta de energía de Gråsjø está equipada con una turbina Francis vertical y tiene una altura neta de 52 metros (Hulaas, Parr , & Nilsen, 2012), la cual sirve como una referencia para el desarrollo de la investigación actual.

CAPÍTULO 3

CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA TEÓRICA/EXPERIMENTAL

3.1 Turbina hidráulica

3.1.1 Sección de alta presión

3.1.1.1 Parámetros iniciales, diseño de recipientes colectores.

Las características iniciales para el diseño de los recipientes colectores a la entrada o sección de alta presión se obtuvieron de Kubiak *et. al* 2007 y Martínez, 2012. A partir de Kubiak *et. al* 2007 se obtuvieron los parámetros principales de trabajo tales como el flujo máximo volumétrico de agua (ε) en m³/s, diámetro del tubo de presión (Φ_P) en metros, área transversal del tubo de presión (A_t) en metros, presión de entrada (P_1) en kPa y potencia eléctrica generada (γ_{eg}) en MW, en la unidad No. 1 de la Central hidroeléctrica Villita ubicada en el estado de Michoacán, ver Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Parámetros principales Unidad 1 (Kubiak *et al.* 2007).

Variable	Valor numérico
ε	201.93
Φ_P	6
A_t	28.27
P_1	385.98
γ_{eg}	71.98

Por otra parte, Martínez, 2012; proporcionó la geometría inicial del colector y sonda de detección para la adquisición de variables en la sección de alta presión de una turbina hidráulica. La geometría propuesta por el autor se compone de un cilindro con una entrada de flujo de agua, un sensor de temperatura tipo RTD Pt-100, una superficie donde se acopla un sensor de presión y una sección de salida. La geometría fue recreada y sometida a simulaciones numéricas (CFD) bajo las condiciones mostradas en la Tabla 3.1.

A partir de los valores del flujo volumétrico y el diámetro de la tubería de presión (Tabla 3.1), se obtuvo la velocidad del agua en la sección de entrada. Además, con el diámetro de entrada (8 mm) de la sonda propuesta por el autor, se calculó el flujo volumétrico (0.3549×10^{-3} m³/s) que ingresaría al recipiente colector para establecer las condiciones de frontera en el análisis CFD. El estudio

CFD se llevo a cabo en tres dimensiones, el dominio de estudio (colector) se discretizó con una malla de tipo tetraédrico no estructurada y se establecieron las condiciones de frontera en el pre-procesador CFD, definiendo una entrada de flujo de tipo “Massflow Rate” con un valor de 0.355 kg/s, una temperatura estática de 25°C, así como, una salida de presión tipo “Outlet” con un valor de presión relativa igual a 1 Pa. Las paredes de la geometría (cilindro, sensor de temperatura y presión) se establecieron como adiabáticas, los criterios de convergencia son de 1×10^{-4} y 1×10^{-6} para el residual RMS (Root Mean Square) y la energía respectivamente. Al termino del “Proceso y Post proceso” se obtuvieron los valores principales de temperatura, velocidad y presión al interior de los recipientes colectores (Figura 3.1).

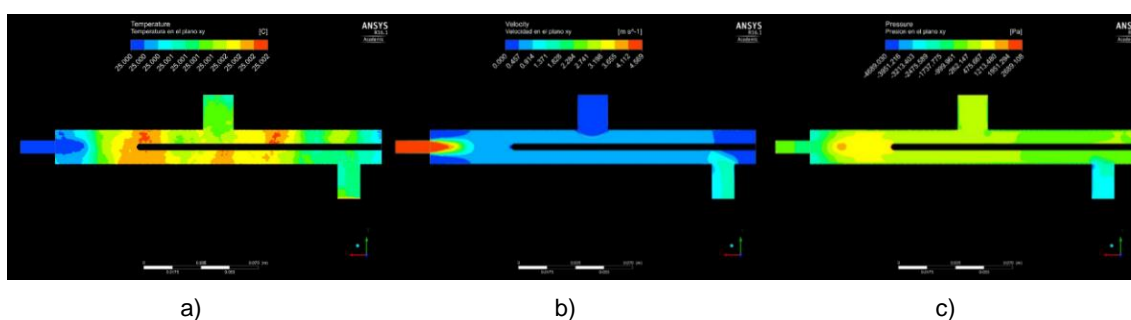


Figura 3.1 Variables de interés al interior del colector, a) temperatura, b) velocidad y c) presión.

Con el diseño recreado, se obtuvieron valores de velocidad de flujo de agua dentro del colector con un intervalo comprendido entre 0.91 y 1.82 m/s, una temperatura promedio de 25.002°C y una presión máxima registrada en la locación donde se acopla un sensor de presión de 0.08 kPa.

Con el fin de optimizar el diseño propuesto por Martinez, 2012; la geometría fue modificada incrementando las dimensiones del recipiente para obtener una mejor distribución y mezcla del flujo de agua dentro del colector, así como, un mejor monitoreo de la presión debido al cambio de posición del sensor respectivo (Figura 3.2).

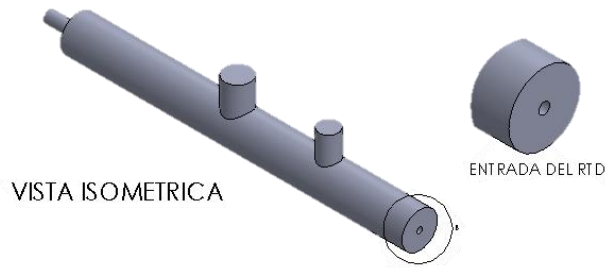


Figura 3.2 Colector modificado

El diseño del recipiente colector modificado (Fig. 3.2) fue probado bajo un nuevo análisis CFD a las mismas condiciones de trabajo reportadas por (Kubiak *et al.* 2007), Tabla 3.1.

Tanto la discretización del dominio como el análisis CFD (pre, pro y post procesamiento) del recipiente colector modificado se realizaron en ANSYS ICEM y ANSYS CFX respectivamente.

Los resultados obtenidos por el post procesamiento demuestran valores de velocidad de flujo de agua dentro del colector con un intervalo comprendido entre 0 y 1.5 m/s, una temperatura promedio en el fluido de 25.005°C, así como una presión máxima registrada de 3.9 kPa en la locación donde se acopla el sensor de presión (Figura 3.3).

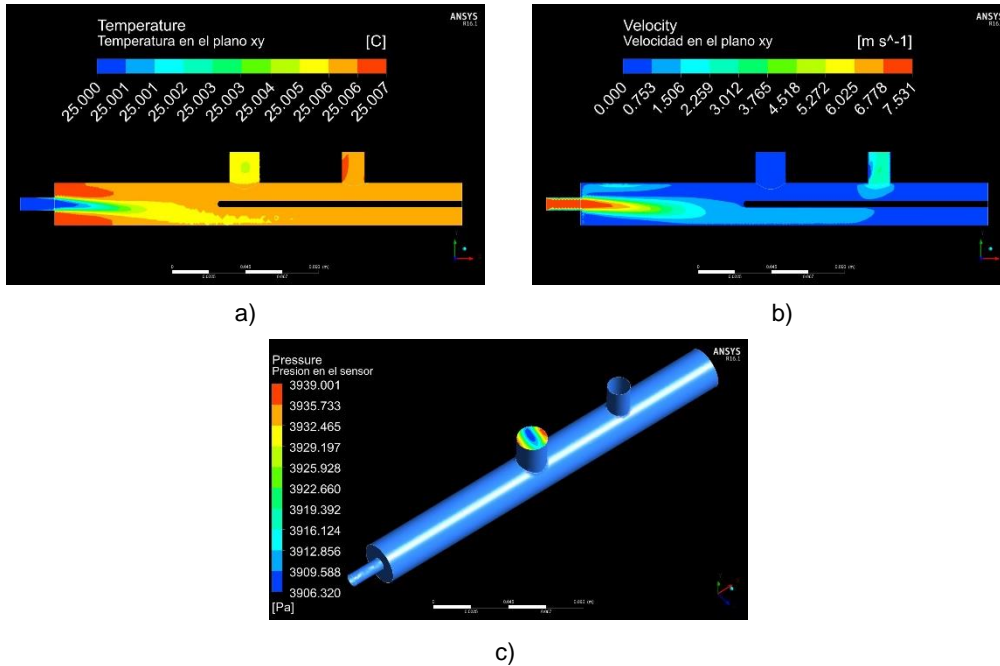


Figura 3.3 Geometría modificada, variables de interés al interior del colector, a) temperatura, b) velocidad, c) presión.

Con el rediseño de la geometría, la velocidad del fluido en el interior del colector se redujo, en consecuencia, una mezcla uniforme se crea en el área cercana al sensor RTD (zona de interés) y la temperatura en el fluido permanece constante, así como la presión en la locación de medición incremento.

3.1.1.2 Análisis de elemento finito, sonda de detracción.

Con base en los criterios establecidos en la Norma IEC-60041, las variables obtenidas en recipiente colector en la sección de alta presión son consideradas como adecuadas para poder continuar con el estudio actual. Llevando a cabo como segundo proceso el análisis estructural (FEA) en la sonda de detracción que se acoplará en cada uno de los recipientes colectores, esto, para garantizar que soportará las cargas efectuadas sobre su superficie al estar en contacto con el flujo de agua dentro del tubo de presión. Para obtener los valores de presión o cargas estáticas que se efectuaran sobre la sonda es necesario realizar un estudio CFD preliminar. De acuerdo con lo sugerido por la norma IEC-60041, se acoplaron 4 sondas de detracción diametralmente opuestas a 90° una con respecto de la otra en la sección de alta presión de la turbina (tubo de presión o entrada de la turbina), Figura 3.4 (Castañeda *et al.* 2019).

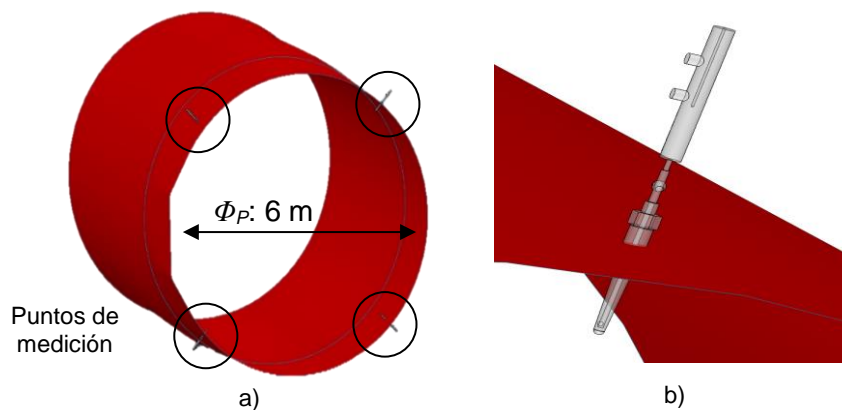


Figura 3.4 Sistema de medición, sección de alta presión, a) vista general, b) Sonda y recipiente colector superior derecho (zoom).

La profundidad de invasión de las sondas en el tubo de presión es de 170 mm. De acuerdo con Côté & Proulx, 2012, el incremento de la longitud de invasión no representa cambios significativos entre los resultados obtenidos con una sonda más larga (50 mm como mínimo). La diferencia entre los resultados obtenidos con sondas de diferente longitud es pequeña y no mayor que las

obtenidas con sondas de la misma longitud. Por otra parte, se define que la profundidad de invasión de la sonda se encuentra en un punto óptimo donde la velocidad principal produce una velocidad igual a la velocidad de caída promedio de la turbina en la entrada de la sonda. La penetración óptima donde se cumple esta condición es reportada para distintos perfiles de velocidad de flujo dentro del tubo de presión (Karlicek, 1998).

Con base a las condiciones de trabajo mostradas en la Tabla 3.1 y la geometría propuesta en la Figura 3.4, se realizó el análisis numérico (CFD) y postproceso correspondiente en un software comercial ANSYS CFX. Las condiciones de frontera establecidas son mostradas en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Condiciones de frontera en el tubo de presión (sección de entrada - alta presión)

Variable	Dominio	Condición de frontera
Entrada	MassFlow Inlet	201,934 [kg/s]
Tubo	Wall	Adiabático
Salida	Pressure Outlet	385.98 [kPa]
Sonda	Wall	Adiabático
Válvula	Wall	Adiabático
Colector	Wall	Adiabático
RTD	Wall	Adiabático
Salida de colector	Pressure Outlet	0 [Pa]
Locación de presión	Wall	Adiabático

El post proceso de la presión promedio ejercida sobre las sondas de detección es de 422.036 kPa y en los sensores colocados en el recipiente colector es de 0.317 kPa (Figura 3.5).

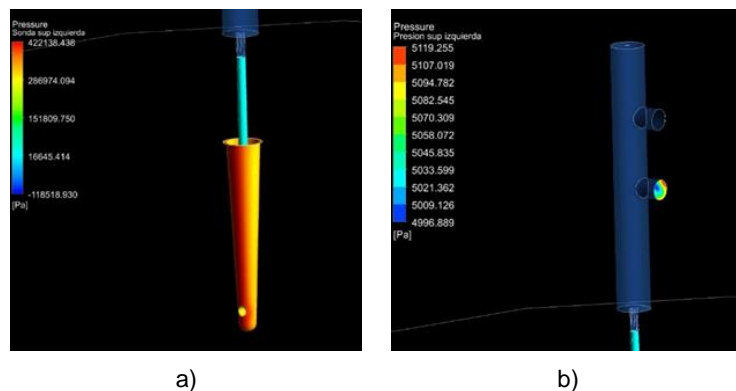


Figura 3.5 Modelo uno, a) presión sobre la sonda, b) presión en el sensor.

Con el valor de la presión dinámica ejercida sobre la superficie de las sondas, se desarrolló el análisis de elementos finitos, también conocido como FEA (por sus siglas en inglés) en Ansys; Workbench. La base de la sonda se determinó como una pared fija, mientras que parte del cuerpo de la sonda recibe la presión ejercida (422.03 kPa) por el fluido en superficies específicas (Figura 3.6). Las propiedades del material definidas corresponden a un acero inoxidable 304, con la capacidad de soportar una carga de 520 MPa como esfuerzo máximo de fluencia (zona plástica del metal).

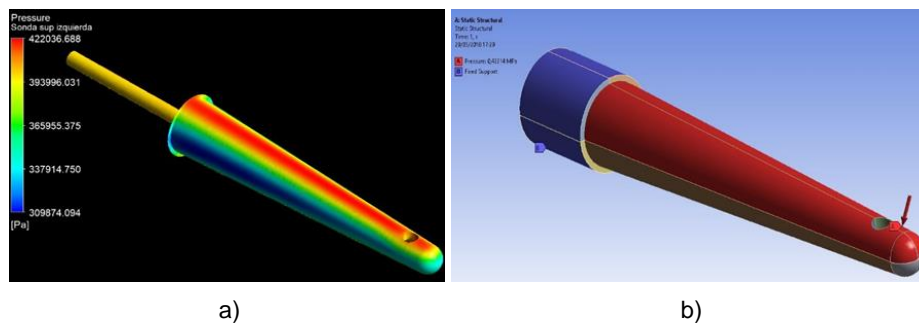


Figura 3.6 Sonda de detección, a) análisis CFD, b) análisis FEA

Posterior al cálculo de los esfuerzos generados sobre la sonda, el valor del esfuerzo máximo de fluencia ($\sigma_{fluencia}$), es decir, el esfuerzo máximo que se puede soportar el material sin presentar una deformación plástica demostró un valor de 100.27 MPa (Figura 3.7).

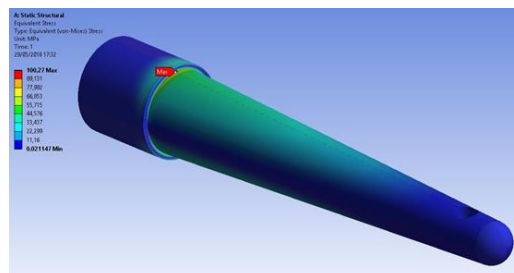


Figura 3.7 Esfuerzo máximo de fluencia en la sonda

Por otra parte, otra de las variables de interés para el estudio, es el valor de la deformación (ϵ), la cual expresa el cambio de la forma original que sufre el material al estar sometido a esfuerzos, obteniendo un equivalente a 5.2×10^{-4} (adimensional), ver Figura 3.8.

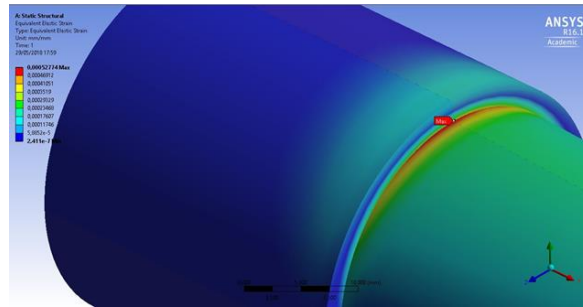


Figura 3.8 Deformación máxima en la sonda.

Tanto el esfuerzo máximo de fluencia como la deformación son de suma importancia para el estudio, ya que por medio de una gráfica esfuerzo-deformación es posible comparar los datos teóricos del acero 304 contra los datos obtenidos de la simulación numérica (Figura 3.9), ratificando si las propiedades del metal son adecuadas para su aplicación en las sondas, bajo uno de los criterios establecidos por la norma IEC-60041, es decir, la sonda debe estar diseñada para evitar vibraciones y/o roturas.

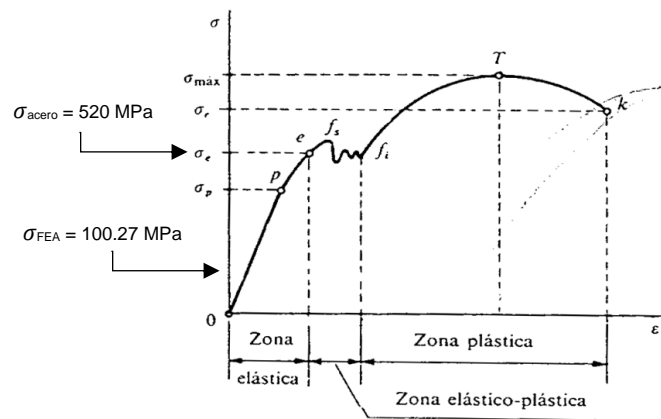


Figura 3.9 Gráfica esfuerzo-deformación (*James & Goodno, 2009*), comparativo esfuerzo máximo de fluencia teórico vs esfuerzo máximo de fluencia simulado (FEA)

El esfuerzo máximo de fluencia simulado (100.27 MPa) es cuatro veces menor al valor de esfuerzo máximo de fluencia teórico (520 MPa) del acero inoxidable 304, por otra parte, la deformación presentada es mínima (5.2×10^{-4} adimensional).

Otro parámetro analizado es el desplazamiento de la sonda, es decir, la distancia que se desplaza el cuerpo o superficie que recibe la presión dinámica desde un punto inicial (sin presión) hasta un punto final a casusa de la presión ejercida. El valor máximo de desplazamiento en la sonda en estudio es de 0.18 mm, distancia mínima que no surte efecto alguno en la sonda. En la Figura 3.10

se muestra un incremento de escala del 55% para poder visualizar dicho desplazamiento.

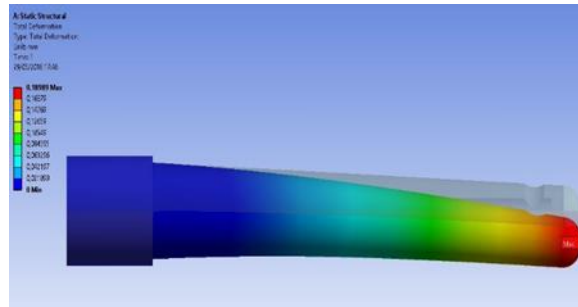


Figura 3.10 Desplazamiento máximo de la sonda (escala: 55%)

El resultado de la relación del esfuerzo ultimo de tensión y esfuerzo máximo de fluencia se denomina factor de seguridad (FS). El factor de seguridad indica la capacidad que puede soportar alguna estructura antes de una fractura/falla a causa de la presión que se ejerce sobre ella. La literatura indica que el factor de seguridad debe ser igual o mayor a 1 ($FS \geq 1$), en caso contrario la probabilidad de una falla estructural será un hecho. Cuanto mayor es el valor de 1, mayor es la seguridad de la estructura.

El valor del esfuerzo ultimo de tensión teórico (carga máxima antes de la fractura/falla) para el acero inoxidable 304 es de 860 MPa. En consecuencia, el cálculo del factor de seguridad del material en cuestión se muestra en la ecuación 3.

$$FS = \frac{\sigma_{ultimo}}{\sigma_{fluencia\ sim}} = \frac{860\ MPa}{100.27\ MPa} = 8.57 \quad (3)$$

Con el fin de garantizar los resultados se sustituyo el valor del esfuerzo ultimo a tensión (860 MPa) por el esfuerzo máximo de fluencia teórico (520 MPa), y se relaciono con el esfuerzo máximo de fluencia simulado (100.27 MPa) antes presentado.

El cálculo del factor de seguridad bajo esta nueva condición demuestra que el diseño y material de la sonda propuesta soportaran las cargas satisfactoriamente (Ecuación 3).

$$FS_{simulado} = \frac{\sigma_{max\ fluencia}}{\sigma_{fluencia\ sim}} = \frac{520\ MPa}{100.27\ MPa} = 5.18 \quad (4)$$

3.1.1.3 Acoplamiento de dominios de estudio (CFD)

Los resultados obtenidos mediante las simulaciones numéricas del recipiente colector y la sonda de detección bajo las condiciones obtenidas en la C.H. Villita, demuestran que los requisitos sugeridos por la norma IEC-60041 son cumplidos para seguir con la aplicación del Método Termodinámico. Sin embargo, al no contar con la geometría CAD de la sección de baja presión de la turbina, un nuevo análisis CFD es planteado para el desarrollo de la investigación.

Mediante (Castro *et al.* 2011), se obtuvo la geometría de baja presión de la turbina instalada en la C.H. Temascal y los principales parámetros de operación, tal es como, flujo volumétrico turbinado (ε), flujo de fuga (ε_0), presión de entrada (P_1), potencia mecánica (γ_m) y eléctrica del generador (γ_{eg}), torque (ξ), eficiencia de la turbina (η_t) y del generador (η_g), obtenidos a partir de la aplicación del Método de Gibson (MG) ver Tabla 3.3.

Las variables de operación y los resultados obtenidos mediante la aplicación del método termodinámico son representados mediante números característicos o adimensionales con sus respectivos símbolos. Los números adimensionales en las turbomáquinas representan las propiedades operativas. Los números se forman de acuerdo con la demanda de la característica requerida de la turbomáquina. Sin embargo, la nomenclatura establecida en las ecuaciones por la norma IEC-60041, 1991; y literatura consultada son respetadas.

Tabla 3.3 Parámetros principales de la turbina en estudio, MG (Castro *et al.* 2011).

ε (m ³ /s)	ε_0 (m ³ /s)	P_1 (kPa)	γ_m (MW)	γ_{eg} (MW)	ξ (N.m)	η_t (%)	η_g (%)
89.67	0.7	390.09	31.65	31.05	1679.94	85.10	98.30
82.00	0.7	392.03	30.71	30.12	1630.04	89.80	98.28
76.14	0.7	393.48	29.03	28.45	1540.87	91.16	98.23
68.73	0.7	395.35	26.05	25.50	1382.70	89.91	98.14
60.99	0.7	396.64	22.63	22.10	1201.17	87.84	97.97
52.90	0.7	397.92	19.02	18.51	1009.55	84.92	97.68
46.11	0.7	399.69	15.72	15.23	834.39	80.08	97.26
35.68	0.7	404.70	10.14	9.68	538.22	65.89	96.06

Con las nuevas condiciones de operación establecidas, el análisis CFD de la tubería de presión fue nuevamente realizado, utilizando la geometría antes presentada con las respectivas dimensiones modificadas (Figura 3.4) y las condiciones de operación mostradas en la Tabla 3.4.

Tabla 3.1 Parámetros geométricos C.H. Temascal, (Castro *et al.* 2011)

Variable	Valor numérico
ε	89.67
Φ_P	5.168
A_t	20.97
P_1	390.09
γ_e	31.05

Donde el flujo máximo volumétrico de agua (ε) esta dado en m^3/s , el diámetro del tubo de presión (Φ_P) en metros, el área transversal del tubo de presión (A_t) en metros, la presión de entrada (P_1) en kPa y potencia eléctrica generada (γ_{eg}) en MW.

Al igual que la sección pasada, el análisis CFD para la sección de alta presión, se realizó en el software ANSYS CFX, la discretización del dominio se realizó mediante ANSYS ICEM. El tipo de discretización de la sección es no-estructurada tetraédrica, presentando un total de 1,273,913 elementos. Las condiciones de frontera en el estudio CFD fueron establecidas mediante las variables antes mencionadas (Tabla 3.4).

El dominio de alta presión (tubo de presión, Figura 3.11) se estableció como un análisis numérico tipo estacionario, el modelo de turbulencia empleado es k-Épsilon y se activo de la ecuación de energía total para obtener los cambios de temperatura en puntos estratégicos del dominio. La temperatura del fluido a la entrada se estableció con $25^\circ C$, las paredes del dominio de estudio fueron definidas como adiabáticas y la condición de frontera a la salida se estableció como salida de presión. Un total de 2,000 iteraciones se establecieron para obtener criterios de convergencia de tipo residual "RMS" con un valor de 1×10^{-4} , y de energía un valor de 1×10^{-6} .

Para cada una de las simulaciones numéricas se establecieron diferentes condiciones de flujo másico calculado a partir del flujo volumétrico de entrada y distinta presión de salida (Tabla 3.3).

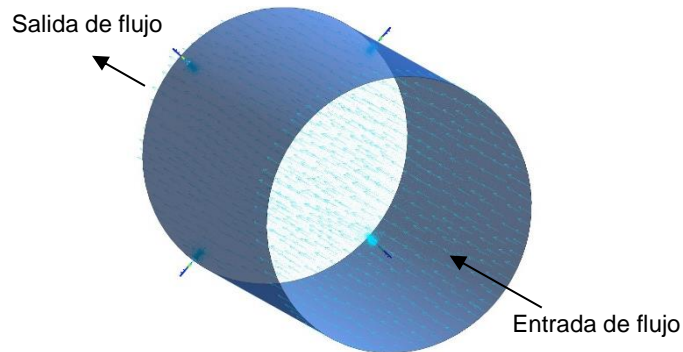


Figura 3.11 CFD, Post – proceso. Sección de alta presión: vista isométrica.

El post procesamiento a la máxima carga de flujo volumétrico muestra la temperatura del agua dentro del recipiente (Figura 3.12), y la temperatura en la superficie del instrumento RTD mediante contornos de color (Figura 3.13), donde el mayor valor numérico corresponde al color rojo y el menor al azul. El sensor RTD al ser una superficie simulada dentro del dominio de estudio obtiene directamente la resolución necesaria para la medición de la temperatura. Las dimensiones del sensor simulado son de 4 mm de diámetro y una longitud de 152 mm (Castañeda *et al.* 2019). Por medio de los contornos de temperatura en el interior del recipiente se confirma una mezcla adecuada del fluido y se garantiza una temperatura constante. La temperatura máxima del fluido dentro del recipiente es de 25.1°C, y la temperatura máxima en la superficie del sensor RTD es de 25.09°C.

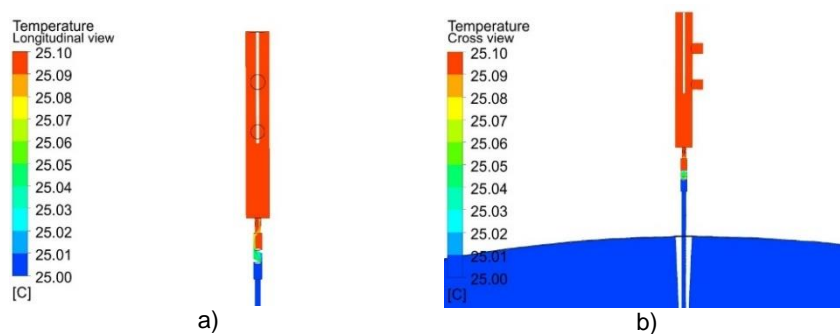


Figura 3.12 Temperatura interna dentro del colector, sección de alta presión: a) vista longitudinal, b) vista transversal

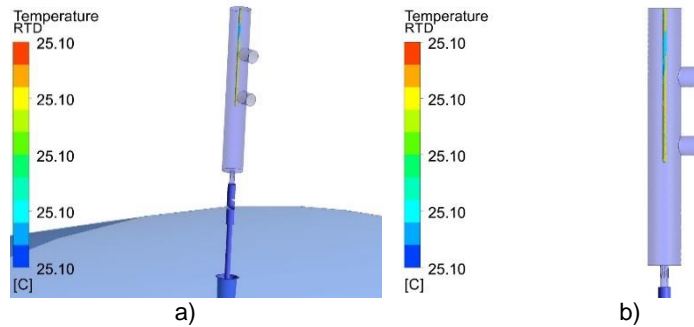


Figura 3.13 Temperatura en el RTD, sección de alta presión: a) vista isométrica, b) vista longitudinal

De acuerdo con la norma, a la salida del colector el flujo volumétrico se comprende entre 0.1×10^{-3} y $0.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$; por lo tanto, el intervalo de la velocidad esperada estará comprendida entre 0.29 y 1.46 m/s, respectivamente, ya que el diámetro de salida del recipiente colector es 0.02 m. La Figura 3.14 muestra la máxima velocidad de salida del vaso colector igual a 0.84 m/s mediante contornos de color. Los resultados obtenidos confirman los valores permitidos por la norma.

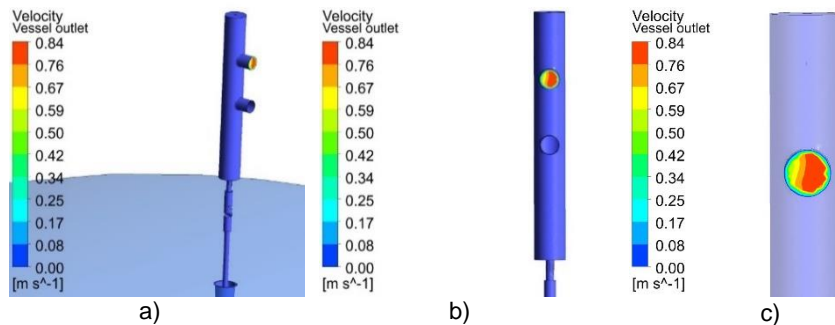


Figura 3.14 Velocidad de salida, sección de alta presión: a) vista isométrica, b) vista frontal, c) locación de velocidad de salida (zoom).

Para comprobar de manera efectiva el valor del flujo volumétrico a la salida del colector, se realizó la operación matemática presentada en la Ecuación 5.

$$\varepsilon_{out} = A_{out} * v_{11} = 0.263 \frac{1}{s} \quad (5)$$

Por otra parte, la Figura 3.15 muestra los contornos de presión en una locación en la que se acoplara físicamente un sensor pertinente, con un valor máximo de 309.61 Pa.

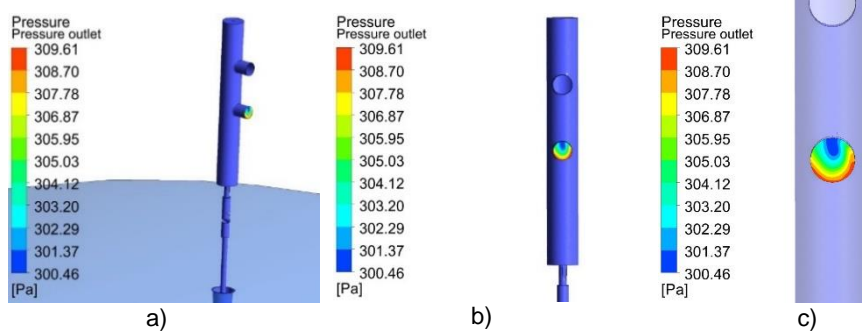


Figura 3.15 Presión de salida, sección de alta presión: a) vista isométrica, b) vista frontal, c) locación de presión de salida (zoom).

Retomando los resultados de presión tanto en la sonda como en el transductor de presión, en el caso “C.H. Villita” se puede presentar una comparativa entre ambos casos estudios (Tabla 3.5).

Tabla 3.2 Comparación de presiones entre los casos de estudio

Variable	C.H. Villita	C.H. Temascal
P_{sonda}	422.03 kPa	399.87 kPa
P_{sensor}	0.31 kPa	0.30 kPa

Al comparar los resultados de las simulaciones con distintas geometrías y condiciones iniciales de operación, los resultados muestran que la presión ejercida sobre la sonda fue menor en el caso Temascal y, se da por hecho que el análisis estructural de la sonda no es necesario. A causa de que en el caso de estudio “C.H. Villita” (condiciones de presión mayor) se realizó este estudio, analizando el esfuerzo de fluencia, el esfuerzo máximo de tensión e incluso el factor de seguridad sin sobrepasar los límites que soporta un acero inoxidable comercial 304, según (James & Goodno, 2009).

El procedimiento antes mencionado (medición de temperatura, presión y flujo volumétrico en los recipientes colectores) fue generado para cada una de las condiciones de operación de entrada a la turbina, presentando los resultados en el Capítulo 4.

3.1.2 Sección de baja presión

3.1.2.1 Parámetros iniciales, diseño de recipientes colectores

La sección de baja presión se conforma por un dominio rotatorio y un estacionario. El primero está conformado por el rodete, corona, banda y entrada de flujo, el segundo se compone del tubo de aspiración, divisor de flujo y salida de la sección.

De acuerdo con la norma IEC-60041, la distancia de las tomas de detección en esta sección debe situarse a una distancia del rodete de, al menos, cinco veces el máximo diámetro de este; en consecuencia, para la turbina en cuestión el diámetro máximo del rodete es de 3.5 m y la distancia mínima requerida es de 17.5 m. Sin embargo, para garantizar los resultados, los recipientes colectores se situaron en una zona más lejana a la mínima requerida, ver Figura 3.16. Esto para evitar la turbulencia generada en las paredes cercanas del divisor del tubo de aspiración.

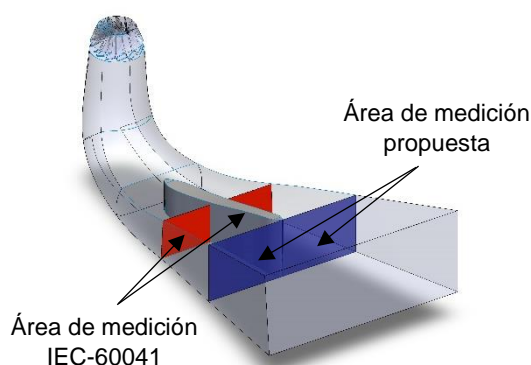


Figura 3.16 Geometría general, sección de baja presión; vista isométrica.

Recapitulando, (Hulaas & Vinnog, 2010) establece que, a condiciones favorables, la aplicación del *MT* se puede extender a caídas menores a 100 m, por otra parte, al tratarse de una selección de medida cerrada de tipo inaccesible, la única posibilidad de explorar la temperatura es mediante un dispositivo de toma localizado en el interior del tubo. Este dispositivo, consta de tubos que recolectan flujo volumétrico parcial (Hulaas & Vinnog, 2010; IEC-60041, 1991).

Con base a los requisitos definidos por la norma (sección cerrada e inaccesible), se desarrolló la propuesta de un dispositivo de muestreo de agua a la salida del tubo de aspiración, dicho dispositivo está compuesto por un tubo

vertical con 10 orificios de entrada de flujo de agua, una cámara de mezcla/medición central, un sensor de temperatura en la parte interna de la cámara y una locación de salida que conduce el fluido extraído a una zona específica para la medición de flujo volumétrico y velocidad de salida del agua (Figura 3.17).

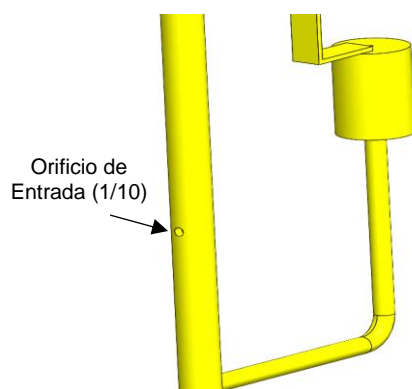


Figura 3.17 Tubo colector y cámara de mezcla (zoom).

Una vista explícita del interior de la cámara de mezcla del sistema de muestreo se presenta en la Figura 3.18.

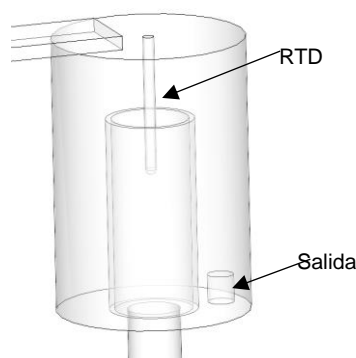


Figura 3.18 Vista interna de la cámara de mezcla.

La parte interna está compuesta por un cilindro de 28 mm de diámetro interno y 32 mm de diámetro externo para concentrar el flujo de agua extraído sobre el sensor RTD. La salida de la cámara de mezcla cuenta con un orificio de $\frac{3}{8}$ " de pulgada (9.52 mm) de diámetro para la conexión de un tubo flexible.

El sistema de muestreo o colector cuenta con un medio de sujeción por placa rígida que se anclan a la salida de la turbina mediante cables de acero verticales pretensados desde el umbral hasta el dintel o el puente superior, tal como lo sugiere (Hulaas & Vinnog, 2010).

De acuerdo con lo antes mencionado y el diseño propuesto, se acoplaron cuatro colectores de detracción de fluido a la salida del tubo de aspiración para realizar las mediciones de temperatura, velocidad de flujo y presión, el arreglo de colocación propuesto se muestra en la Figura 3.19.

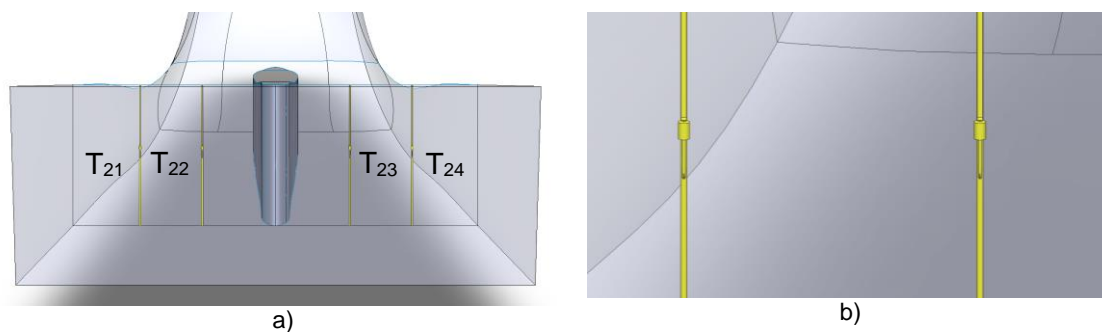


Figura 3.19 Acoplamiento de recipientes colectores, sección de salida: (a) recipientes T₂₁, T₂₂, T₂₃ y T₂₄, (b) vista de salida en la sección izquierda.

3.1.2.2 Recreación de condiciones de trabajo en la turbina hidráulica

Para garantizar los resultados obtenidos por la aplicación del Método Termodinámico en la turbina, se recrearon las simulaciones numéricas basadas en los parámetros principales reportadas en la Tabla 3.3. Con el fin de obtener la misma distribución del flujo de agua y condiciones de operación en la turbina.

El análisis numérico CFD y discretización del dominio empleó los mismos softwares de trabajo. La discretización para la sección de baja presión (rodete, corona, banda y tubo de aspiración) es de tipo no-estructurada tetraédrica, presentando un total de 6,260,469 elementos. Por otra parte, aunado a los elementos, se suman los cuerpos de menor tamaño como son tubos colectores, cámaras de mezcla, RTD's, y las locaciones de entrada y salida de flujo en los colectores.

La CFD en la sección de baja presión, así como en la sección de alta presión, utilizo distintos flujos máscicos de entrada basados en la Tabla 3.1, sin embargo, la presión a la salida de la turbina (tubo de aspiración) fue establecida como presión estática de salida o abierta a la atmosfera.

Las simulaciones numéricas son de tipo "turbo-maquinaria", definiendo un dominio rotatorio (Rodete) y un estacionario (tubo de aspiración y colectores). Al utilizar dos tipos de dominio es necesario establecer una nueva condición de frontera definida como interfaz. Configurándola como tipo "stage", ya que adapta

los resultados de un dominio con movimiento a uno estacionario, determinando una interfaz “fluido-fluido” con ángulos correspondientes de 360°. A causa de la orientación de la entrada del flujo a la turbina se definió una entrada de flujo volumétrico con dirección basado en componentes cilíndricas (Tabla 3.6), una velocidad de rotación del rodete de 180 rpm, la temperatura del fluido de entrada fue la obtenida por medio de los resultados del tubo de presión para cada uno de los distintos casos. El modelo de turbulencia k-Épsilon y la ecuación de la Energía total fueron habilitadas, así mismo, las paredes del dominio fueron adiabáticas tal como se realizó en el tubo de presión. Se establecieron un total de 10,000 iteraciones con un criterio de convergencia de tipo residual “RMS” con un valor de 1×10^{-4} y para la energía un valor de 1×10^{-6} .

Tabla 3. 3 Componentes cilíndricas de la dirección de flujo

ε	Apertura (%)	Componente Theta	Componente Axial	Componente Radial
89.67	98.8	-0.8100	0.1072	-0.5000
82	86.7	-0.8145	0.0245	-0.5000
76.14	78.4	-0.8150	-0.0171	-0.5000
68.73	69.5	-0.8200	-0.0505	-0.5000
60.99	61.4	-0.8300	-0.0786	-0.5000
52.9	52.9	-0.8412	-0.1000	-0.5000
46.11	45.5	-0.8829	-0.1000	-0.5000
35.68	36.7	-1.1330	-0.1000	-0.5000

Con los parámetros iniciales del diseño, las condiciones de operación y componentes cilíndricas de la dirección del flujo de entrada, las condiciones de operación y resultados obtenidos en el estudio actual (Tabla 4.3, Capítulo 4) se definen como análogos a los previamente mencionados (Tabla 3.1).

3.1.2.3 Acoplamiento de dominios de estudio (CFD)

Para llevar a cabo el Método Termodinámico es necesario el acoplamiento de colectores de flujo a la salida del tubo de aspiración. Sin embargo, al tratarse de un dominio rotatorio (rodete) y un dominio estacionario (tubo de aspiración y colectores) donde las dimensiones de menor tamaño son de 1.69 m y 10 mm (entrada y salía de los tubos colectores) respectivamente, la discretización de los dominios presenta duplicación de ejes, nodos y vértices en los tetraedros;

incluso, superficies entre los colectores y el tubo de aspiración presentan espacios vacíos por el cambio abrupto del tamaño de geometrías. A causa de esto, para obtener una discretización uniforme el dominio de estudio (turbina hidráulica) se dividió en un subdominio, mediante un plano creado en los ejes “YZ” (Figura 3.20).

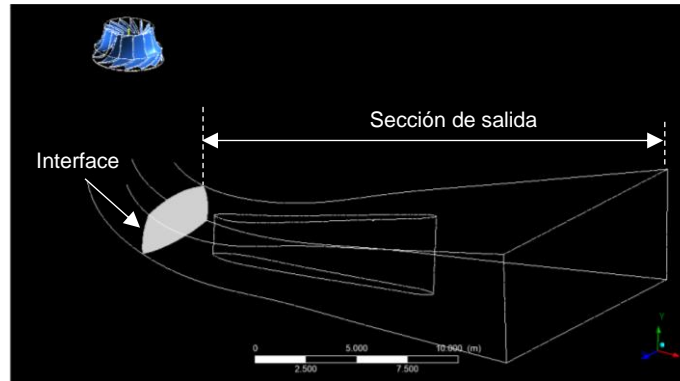


Figura 3.20 División del dominio de trabajo

El plano creado para la división de la turbina se denominó “Interface”, dicho plano se utilizó para exportar las variables de velocidad y temperatura como un perfil o condición de frontera generado en el dominio “turbina completa”, importando los resultados de la interface al subdominio “sección de salida” (Figura 3.21) como una condición de entrada de flujo de agua. Este procedimiento se realizó en cada condición de flujo volumétrico.

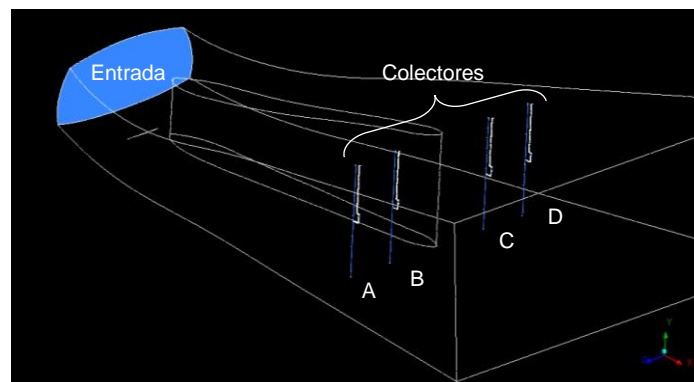


Figura 3.21 Acoplamiento de colectores en el subdominio, “sección de salida”

La sección de salida muestra el acoplamiento de cuatro colectores (A, B, C y D) en los que se analizó la temperatura, presión y velocidad de salida.

3.1.2.4 Tipo de interface, exportación de resultados

Al tratarse de una interface encargada de exportar e importar los resultados en cada análisis numérico, se utilizaron dos distintos tipos de interface comparando los resultados para garantizar la menor pérdida de información entre un dominio y otro. Las condiciones de frontera iniciales están basadas en la carga de mayor flujo volumétrico y presión de entrada a la turbina.

La primera interface exportada (desde el dominio completo) e importada (al dominio “sección”) es de tipo “Intlet total pressure”, dicha interface emplea variables de velocidad, presión y temperatura total. Al importar los resultados obtenidos por la simulación numérica en la turbina completa, se activó la visualización de vectores para observar la dirección y sentido con que ingresan al dominio, demostrando un desvío del flujo de agua hacia la parte inferior del tubo de aspiración, además, parte de los vectores se muestran fuera del dominio (vista frontal y lateral), situación considerada como incorrecta. Los vectores representan el flujo a determinadas condiciones de velocidad y temperatura en la entrada en el subdominio (Figura 3.22).

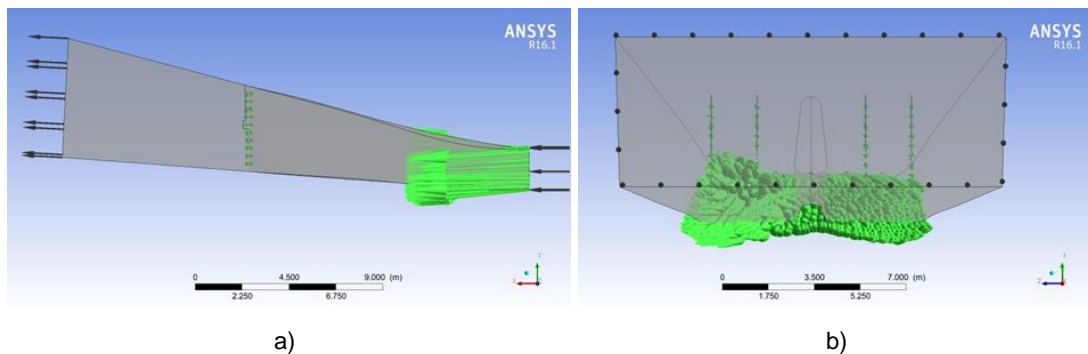


Figura 3.22 Vectores de entrada en el subdominio, a) vista lateral, b) vista frontal

El segundo perfil o condición de frontera (interface) es de tipo “Current/Variables”, es decir, las variables que se exportan son, temperatura y velocidad (Figura 3.23).

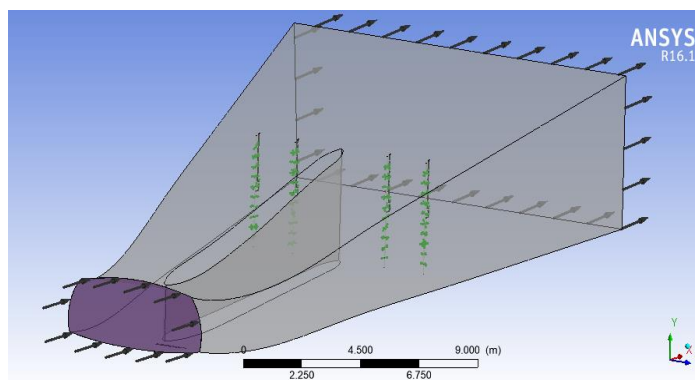


Figura 3.23 Interface tipo Current/variables.

El subdominio “sección de salida” presenta una locación definida como “entrada,” dicha locación es correspondiente al plano “interface” creado en la geometría completa de la turbina.

La Tabla 3.7 muestra la comparación entre los resultados obtenidos por ambos tipos de interface y los resultados esperados (obtenidos en la geometría completa), con el fin de mostrar la interface que presenta menor o nula pérdida de información entre un caso y otro. Donde, θ es la temperatura y v es la velocidad en la interface correspondientemente.

Tabla 3.4 Comparación de resultados en interfaces

Variable	Turbina completa, plano interface	Subdominio, inlet total pressure	Subdominio, current/variables
v (m/s)	7.506	7.621	7.508
θ (°C)	24.987	24.982	24.969

Con el análisis de resultados de los distintos perfiles, se demuestra una menor diferencia de velocidad entre el caso “Turbina completa” y “Subdominio, current/variables”, sin embargo, el caso “Subdominio, inlet total pressure” muestra una diferencia de temperatura menor con respecto de la “Turbina completa.” Por otra parte, a pesar de tener un intervalo menor de temperatura entre los dos últimos dominios, no es posible llevar a cabo las simulaciones sin modificar el valor de un parámetro experto, denominado “vector parallel tolerance,” el cual como su nombre lo indica, modifica la tolerancia de la dirección paralela de ingreso de los vectores con respecto al dominio. Este valor forzaría a redireccionar la entrada de flujo y en consecuencia los resultados del

estudio serian modificados. Entonces, la interface de tipo “current/variables” es la adecuada para el estudio.

3.1.2.5 Diseño final, dinámica de fluidos computacional (CFD)

Para cada una de las distintas condiciones de trabajo, se obtuvo la temperatura, velocidad y presión en los recipientes colectores tal como lo solicita IEC 60041. El procesamiento de las variables de interés presentadas es a la máxima carga de flujo volumétrico, donde se muestra la temperatura medida por el sensor RTD acoplado en el interior del recipiente colector (Figura 3.24) a la salida del tubo de aspiración. Las dimensiones del sensor simulado son de 4 mm de diámetro y una longitud de 50 mm.

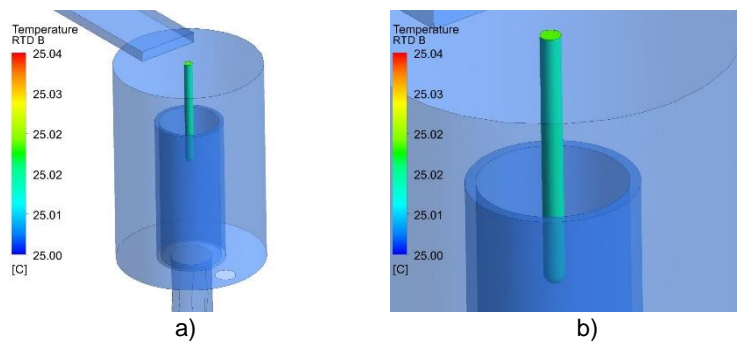


Figura 3.24 Temperatura, sección de baja presión: a) vista isométrica, b) sensor RTD (zoom)

De forma análoga, se comprobó para cada condición de operación la cantidad de flujo volumétrico que sale de los colectores situados en el tubo de aspiración, este depende de velocidad a la salida de cada uno de ellos, así como se obtuvo la presión a la salida de estos. Todas las variables fueron exportadas mediante el software obteniendo un archivo .csv para su proceso.

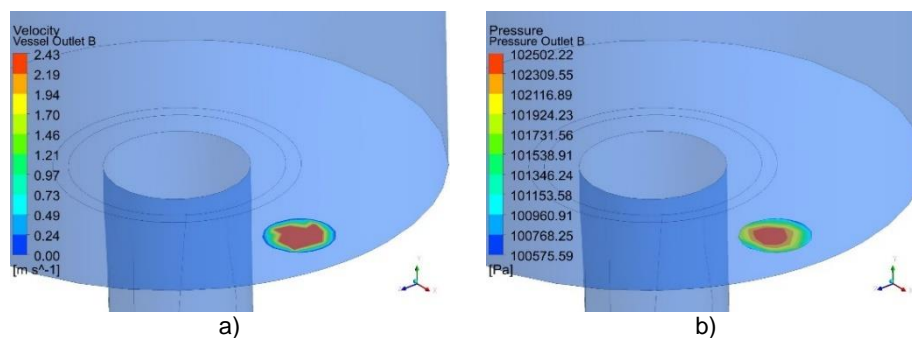


Figura 3.25 Locación de salida, a) velocidad de salida, b) presión de salida

Una vista de la entrada de flujo mediante vectores de velocidad hasta la cámara de mezcla se observa en la Figura 3.26, en la cual se observa el desplazamiento del fluido dentro de los tubos colectores y la mezcla que se genera en la cámara. La longitud total de los tubos colectores es de 4.06 m, equivalente a la altura de salida del tubo de aspiración para un correcto muestreo en la zona, el diámetro de los tubos es de 30.8 mm o 1 ½ in, cuenta con 10 orificios de entrada de flujo con un diámetro de 10 mm, las dimensiones satisfacen los criterios requeridos por la norma (IEC-60041, 1991).

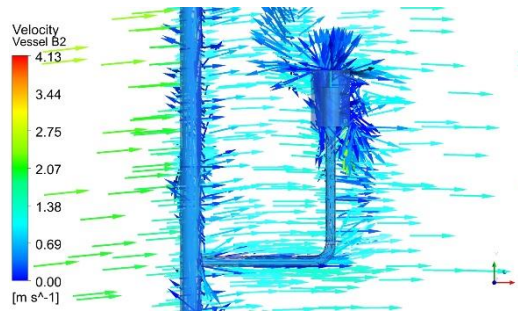


Figura 3.26 Flujo interno (vectores de velocidad), sección de baja presión

3.1.3 Aplicación del “Método Termodinámico” en una turbina hidráulica

De acuerdo con (IEC-60041, 1991), el cálculo de la Eficiencia hidráulica (η_h) está definido por la relación de la potencia mecánica (P_m) y la potencia hidráulica (P_h) de la turbina respectivamente, Ecuación (6).

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} \quad (6)$$

La Potencia mecánica (P_m) de la turbina se calcula mediante la Energía mecánica específica (E_m), densidad (ρ) y el flujo volumétrico (Q_t) que pasa a través de la turbina, Ecuación 7.

$$P_m = E_m * (Q_t) \quad (7)$$

La Potencia hidráulica (P_h) a diferencia de la P_m es obtenida mediante la Energía hidráulica específica (E_h), Ecuación (8). El factor de corrección (ΔP_h) es despreciado ya que (Urquiza *et al.* 2005), consideraron este factor en los resultados iniciales para el estudio presente. Si se considera el factor de corrección, se restaría o sumaría nuevamente la misma variable afectando los resultados esperados.

$$P_h = E_h * (Q_t) \pm \Delta P_h \quad (8)$$

Si ningún caudal auxiliar es añadido o sustraído entre las secciones de referencia, y además se emplea el método de expansión directo para el muestreo de agua, la E_m se debe calcular mediante la Ecuación 9. Esta implica las variables medidas en los recipientes colectores, tales como presión (p), temperatura (θ) y velocidad (v). Las alturas de referencia (z) son asignadas para cada colector y, el factor isotérmico (\dot{a}), así como el calor específico (C_p) se obtienen a partir de los anexos de la IEC - 60041 y una interpolación de la temperatura y presión promedio para cada uno de los casos de estudio. Finalmente, la gravedad (g) se obtuvo de la referencia (Urquiza *et al.* 2005). Los subíndices 11 y 21 corresponden a los colectores en la sección de entrada y salida respectivamente. Análogamente θ_1 y θ_2 pertenecen a la temperatura en las secciones correspondientes.

$$E_m = [\dot{a} * (p_{11} - p_{21})] + [C_p * (\theta_1 - \theta_2)] + \left(\frac{v_{11}^2 - v_{21}^2}{2} \right) + [g * (z_{11} - z_{21})] \quad (9)$$

La E_h es obtenida mediante las propiedades medidas en el flujo de agua principal (subíndices 1 y 2), Ecuación (10). Donde la presión (p), velocidad (v) y altura (z) son puntos geodésicos de muestreo o puntos de referencia con respecto a la altura del nivel del mar en la que se encuentra la turbina. La densidad (ρ) al igual que el factor isotérmico (\dot{a}) y el calor específico (C_p) se obtienen por interpolación.

$$E_h = \left[\frac{(p_1 - p_2)}{\rho} \right] + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right) + [g * (z_1 - z_2)] \quad (10)$$

Los puntos de muestreo se observan en la Figura 3.27 el cual es un diagrama general de la turbina en cuestión (planos originales C.H. Temascal), así como las zonas en la que se realiza la medición de las propiedades del fluido.

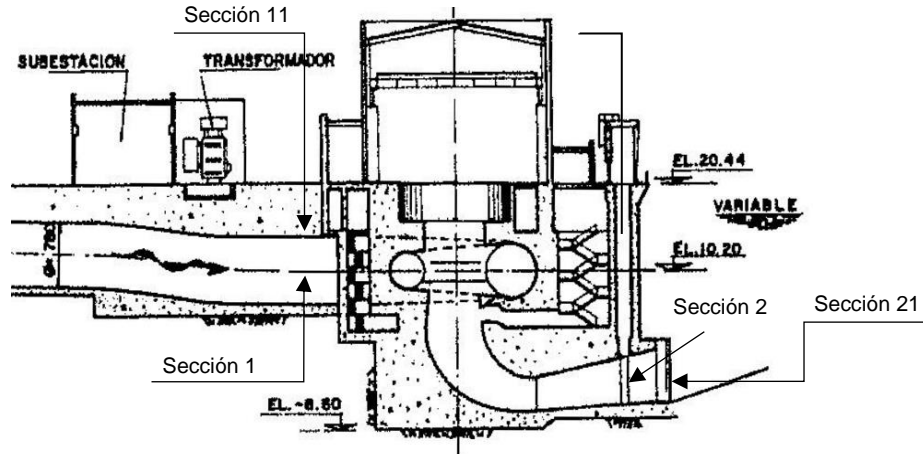


Figura 3.27 Vista longitudinal, puntos de medición (Urquiza *et al.* 2005).

De acuerdo con (Kahraman *et al.* 2009), la Energía mecánica (E_m) es calculada mediante la Ecuación (11). En esta ecuación (\dot{a}) es el factor isotérmico del agua, y la diferencia de presiones (p_{11} , la presión de entrada en el difusor y p_{21} , la presión de salida del tubo de aspiración) no son tomadas en cuenta. Sin embargo, el calor específico (C_p), la temperatura de entrada del tubo de aspiración (θ_{11}), la temperatura de salida del tubo de aspiración (θ_{20}), z_{11} como un punto de referencia para la medición de temperatura, y z_{1m} como el punto de referencia para medir p_{11} se emplean en dicha ecuación.

$$E_m = [C_p * (\theta_{11} - \theta_{20})] + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}\right) + [g * (z_{1m} - z_{11})] \quad (11)$$

En el presente estudio, para utilizar la Ecuación 11, se adaptaron los subíndices de las variables de interés de acuerdo con la ubicación de las secciones y las zonas específicas de muestreo como se representó en la Fig.3.27, definiendo la E_m como la Ecuación (12):

$$E_m = [C_p * (\theta_1 - \theta_2)] + \left(\frac{v_{11}^2 - v_{22}^2}{2}\right) + [g * (z_{11} - z_{21})] \quad (12)$$

3.2 Bomba hidráulica

3.2.1 Características principales del banco de pruebas (circuito hidráulico) e instrumentación

El banco de pruebas esta constituido por un circuito hidráulico interconectado entre distintos aditamentos. Los componentes principales del banco de pruebas son: una electrobomba centrífuga (CP) marca BONASA modelo ME3 - 7.5 con un control de velocidad rotacional (CVR) basado en frecuencia. La máxima velocidad de giro en la bomba es de 3500 rpm (60 Hz), una potencia eléctrica de 5.64 kW y una eficiencia del motor de 89.5%, ver Figura 3.28.



Figura 3.28 Electrobomba centrífuga (BC), (a) vista isométrica, (b) características del fabricante

Dos sensores de presión son acoplados al circuito, uno de presión relativa o de descarga (P_D) y uno de vacío o presión de succión (P_S), ver Figura 3.29. Las características principales de cada sensor se describen en la Tabla 3.8.

Tabla 3.5 Características principales de los sensores de presión

Características	Sensor de presión (P_D)	Vacuómetro (P_S)
Modelo	TRAFAG	DWYER
Output	4 – 20 mA, 0 – 10 VDC	Pantalla digital
Rango	0 -16 Bar – G (relativa)	-30 a 0 pulg.Hg (-1.0159 bar – 0 bar)

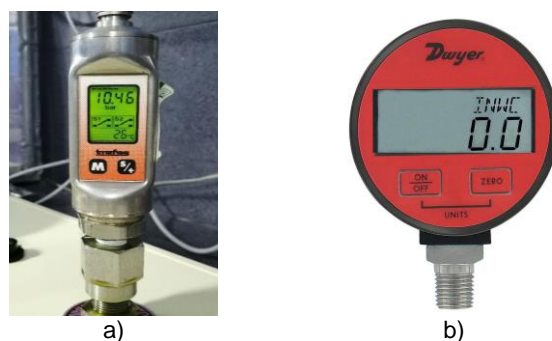


Figura 3.29 Sensores de presión (a) sensor de presión relativa, (b) Vacuómetro

Por otra parte, dos sensores tipo RTD (Pt-100) se instalaron para la medición de temperatura en la sección de descarga y succión (θ_D y θ_S). Un tanque de almacenamiento de agua (fluido de trabajo) así como sus respectivas válvulas de seguridad complementan en conjunto la tubería hidráulica. Un esquema general es mostrado en la Figura 3.30.

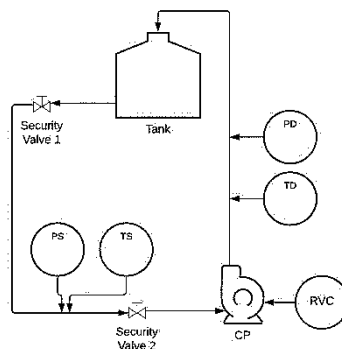


Figura 3.30 Diagrama de tubería e instrumentación, (DTI)

La Figura 3.31, muestra el acoplamiento de los sensores de temperatura y presión en las respectivas zonas de medición. La ubicación de cada sección de muestreo en el circuito hidráulico depende del diámetro del impulsor, de acuerdo con IEC-40061, para la sección de succión la distancia mínima requerida es de, 3 veces el diámetro del impulsor, la para sección de descarga la distancia mínima requerida es de 5 veces el diámetro del impulsor. El diámetro máximo del impulsor de la bomba en estudio es de 0.13 m, en consecuencia, la toma de medición de la sección de succión se ubicaría a 0.39 m de la entrada de la bomba. Para la sección de descarga la toma de medición se ubicaría a 0.65 m, de la salida de la bomba. Sin embargo, para garantizar los resultados en ambas secciones, las zonas de medición se colocaron a 0.65 m y 0.80 m respectivamente, evitando zonas de mayor turbulencia en el flujo de agua a causa de la cercanía a la entrada o salida de la bomba.

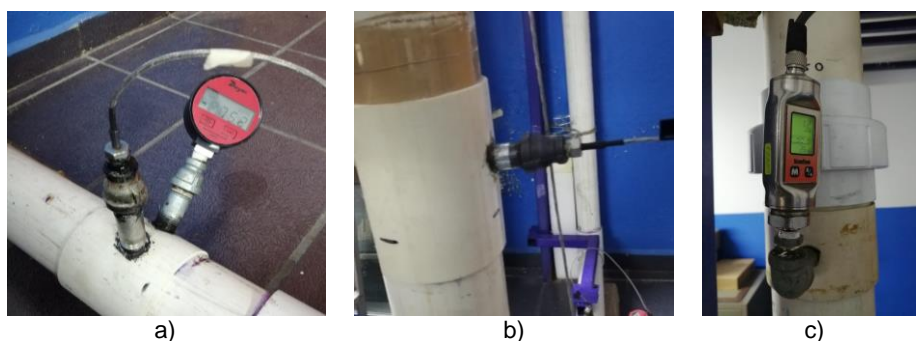


Figura 3.31 Secciones de medición, (a) sensor de temperatura (RTD 1) y vacuómetro (sección de succión), (b) sensor de temperatura (RTD 2) y presión relativa (sección de descarga)

3.2.2 Sistema de adquisición de temperatura

El estudio llevado a cabo por (Cartwriht & Eaton, 2009), para pruebas de eficiencia con el método termodinámico, emplea un equipo especializado marca Robertson Technology, que consta de un sistema portable P22P. El costo o valor por el equipo es desconocido, sin embargo, distintos portales en internet demuestran que el precio de una sola tarjeta de adquisición de señales analógicas o de temperatura con la resolución necesaria y la cantidad mínima de canales para la lectura de RTD's, ronda aproximadamente 900 DLS. Y la tarjeta con la cantidad necesaria de canales para la lectura de RTD's según IEC-60041, ronda aproximadamente 1500 DLS, sin contar en ambos casos los sensores RTD, de presión y otros aditamentos necesarios para la adquisición completa.

Para lograr uno de los objetivos principales del estudio, el desarrollo de un sistema de adquisición económico para la aplicación del método termodinámico, se empleo un sistema de "código de acceso abierto", es decir, una "Placa Arduino".

Como es bien conocido, Arduino es una plataforma de código abierto basado en Hardware y Software fáciles de usar. En el caso de los Hardware, cada dispositivo esta listo para usar, solo es necesario descargar un código comúnmente abierto a la placa de trabajo, sin embargo, el código puede ser modificado por el usuario para efectuar cambios requeridos en la programación. El código empleado se presenta a continuación (Figura 3.32).

```

#include <Wire.h>
#include <Adafruit_ADS1015.h>
Adafruit_ADS1115 ads; /* Use this for the 16-bit version */
float R0 = 100; //VALOR DEL RTD A 0°C
float alfa = 0.00385; //COEFICIENTE DE TEMPERATURA EN LA RESISTENCIA EN UN
INTERVALO DE 0 A 100°C
void setup(void)
{ Serial.begin(9600);
  ads.setGain(GAIN_SIXTEEN); // 16x gain +/- 0.256V 1 bit = 0.125mV
  0.0078125mV
  ads.begin();}
void loop(void)
{ int16_t adc0, adc1, adc2, adc3;
  float resolution = 0.0078125F; //mV por 15 bit----- (16-1-bit por num
negativos) 32768 bits
  adc0 = ads.readADC_SingleEnded(0); //RTD_1 o ENTRADA DE BOMBA
  adc1 = ads.readADC_SingleEnded(1); //RTD_2 o SALIDA DE BOMBA
  adc2 = ads.readADC_SingleEnded(2); //Sensor Trafag
  adc3 = ads.readADC_SingleEnded(3);
  float mV_A0 = adc0 * 0.0078125; //VOLTAJE EN [mV]
  float V_A0 = mV_A0 / 1000; //VOLTAJE EN [V]
  float RTD_A0 = ((V_A0*2190)/(5-V_A0)); //RESISTENCIA DEL RTD
  float T_RTD_1 = ((RTD_A0/R0)-1)/alfa; //TEMPERATURA DEL RTD
  float mV_A1 = adc1 * 0.0078125;
  float V_A1 = mV_A1 / 1000;
  float RTD_A1 = ((V_A1*2190)/(5-V_A1)); //RESISTENCIA DEL RTD
  float T_RTD_2 = ((RTD_A1/R0)-1)/alfa; //TEMPERATURA DEL RTD
  float mV_A2 = adc2 * 0.0078125;
  float V_A2 = mV_A2 / 1000;
  float Presion_Bar = (70.025*V_A2)-3.9983;
  float Presion_Kpa = Presion_Bar*100;
  Serial.print(T_RTD_1,5); //TEMPERATURA DEL RTD 1
  Serial.print(" ");
  Serial.print(T_RTD_2,5); //TEMPERATURA DEL RTD 2
  Serial.print(" ");
  Serial.println(Presion_Kpa,4); // PRESIÓN TRAFAG
  delay(1000); }

```

Figura 3.32 Código fuente descargado en la placa Arduino

El sistema de adquisición propuesto está basado en un módulo Conversor Analógico Digital (ADC) tipo ADS1115, con características de: resolución de 16 bits, un intervalo de lectura fijo de 0.512 V (-0.254VCD a +0.254 VCD) y 4 canales de entrada analógica, permite obtener la lectura de datos de hasta 7.8×10^{-6} V ó 0.0078 mV en cada canal (V_{min}). El costo unitario de este tipo de módulo es de 7.5 DLS aproximadamente. Para determinar el módulo como el óptimo para la adquisición de las temperaturas en los RTD, se comprobó la cantidad de posibles cambios de voltaje que la tarjeta puede adquirir.

Basado en (Creus, 2009), la medida de la temperatura utilizando sondas de resistencia se basa en la variación de la resistencia (R) de un sensor en función de la temperatura (θ). El material que forma el sensor se caracteriza por el llamado “coeficiente de temperatura de resistencia” que expresa, a una

temperatura específica, la variación de la resistencia en ohmios del conductor por cada grado de temperatura (Tabla 3.9).

Tabla 3.6 Valores de resistencia según la temperatura en °C para sondas de resistencia Pt-100 con coeficiente de variación de resistencia 0.00385 según DIN 43.760 (ITPS-68)

θ (°C)	R (Ohms)
20	107.793
21	108.181
22	108.569
23	108.957
24	109.345
25	109.733
26	110.121
27	110.509
28	110.897
29	111.284
30	111.671

Por otra parte, la relación linealizada entre la resistencia y la temperatura puede verse en la Ecuación 13.

$$R_T = R_0(1 + \alpha * \theta) \quad (13)$$

Donde: R_0 es la resistencia (Ohms) a 0 °C, R_T es resistencia (Ohms) a una determinada temperatura (°C), α es el coeficiente de temperatura de la resistencia de platino cuyo valor oscila entre 0 y 100°C, la cual es igual a 0.003850 $\Omega/\Omega^\circ\text{C}$ en la Escala Practica de Temperaturas Internacional (IPTS-68) y θ la temperatura (°C). Para obtener el valor de la resistencia, se empleó la ley de Ohm (Ecuación 14).

$$R = \frac{V}{I} \quad (14)$$

Donde, R es la resistencia en el circuito (Ohms), V el voltaje en el circuito (V) e I la corriente que pasa a través del circuito eléctrico (A).

Al tratar con dos incógnitas (R e I), el análisis de un divisor de tensión (Figura 5) se utilizó como método de cálculo del valor de la resistencia en un RTD cualquiera (sección de descarga o succión), Ecuación 15.

$$I = \frac{V}{\Sigma R} = \frac{R_1}{R_2} \quad (15)$$

Realizando el análisis del esquema del divisor de tensión se deduce la Ecuación 16.

$$RDT = R_2 = \frac{V_{out} * R_1}{V - V_{out}} \quad (16)$$

Donde, V_{out} es el voltaje de salida en el divisor, R_1 una resistencia fija sugerida y, V es el voltaje de entrada del circuito (alimentado por la tarjeta Arduino), R., 2004.

Un divisor de tensión consta de dos resistencias R_1 y R_2 montadas en serie (Figura 3.33). Entre los bordes exteriores del montaje en serie existe una tensión total V , en una resistencia R_2 se obtiene una tensión parcial V_2 .

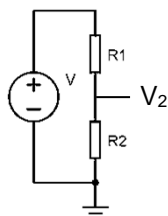


Figura 3.33 Divisor de tensiones (Adolf, 1992).

Al mantener una fuente de alimentación o tensión total de 5 VDC proporcionados por la placa Arduino y con base a lo previamente mencionado, la sustitución de R_1 por una resistencia fija de 2.19 kOhms y R_2 por el sensor RTD, proporcionarían a la salida la tensión o voltaje variable (V_{out}) con respecto de la temperatura.

Con base a la Ecuación 16, se realizó el reordenamiento de las variables para analizar los valores esperados a la salida de voltaje y obtener la cantidad de posibles cambios de voltaje relacionados con la temperatura (Tabla 3.10).

Tabla 3.7 Relación “Temperatura-Voltaje” en el divisor de tensión

θ (°C)	R (Ohms)	V_{out} (volts)
20	107.793	0.2346
21	108.181	0.2354
22	108.569	0.2362
23	108.957	0.2370
24	109.345	0.2378
25	109.733	0.2386
26	110.121	0.2394
27	110.509	0.2402
28	110.897	0.2410
29	111.284	0.2418
30	111.671	0.2426

Recapitulando, IEC - 60041 establece que debe existir una diferencia mínima de temperatura entre los puntos de medición de al menos 0.001 K, además, la sección 14.3.1 “General”; de la norma, establece que la del método termodinámico para la media de la eficiencia, se basa en las leyes de la termodinámica, utilizando la temperatura termodinámica ϑ en Kelvin (K). En el caso de la diferencia de temperatura, se puede expresar directamente la temperatura en grados Celsius (°C), como $\vartheta_1 - \vartheta_2 = \theta_1 - \theta_2$, aplicable tanto para una turbina como una bomba hidráulica. Permitiendo obtener el valor de la temperatura de forma directa al aplicar la Ecuación 13.

Con los valores del voltaje esperado con respecto de la temperatura en una escala de 20 a 30°C, se aplicó la Ecuación 17 para obtener la cantidad de los posibles cambios de temperatura entre un grado y otro.

$$No. \text{pasos} = \frac{\Delta V_{out}}{V_{min}} \quad (17)$$

Donde, ΔV_{out} es la diferencia de voltaje a la salida entre un grado y otro (°C -°C), y V_{min} , es el voltaje mínimo que puede adquirir el módulo ADS1115. Dando como resultado, un total de 102 distintos valores de temperatura, es decir, los cambios podrán presentar una resolución de 9.71×10^{-3} °C. Con esta condición, se satisface la lectura de temperaturas sugerida por la norma (orden de centésimas de grado, cc).

De acuerdo con las características del módulo ADC1115, la placa Arduino y los cálculos matemáticos presentados, el sistema de adquisición de temperatura para la aplicación del método termodinámico es el adecuado para el estudio. En consecuencia, se genero el circuito eléctrico en un software comercial Proteus 8 versión estudiantil para su aplicación física, Figura 3.34.

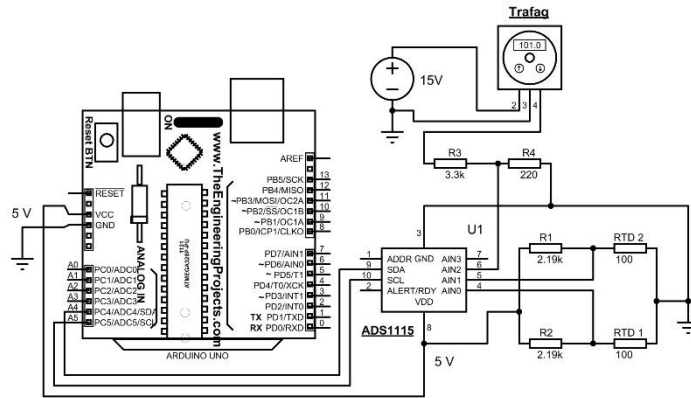


Figura 3.34 Esquema electrónico

Para garantizar la exactitud del sistema de adquisición, se realizó el ajuste o calibración de los valores obtenidos mediante los sensores de temperatura RTD con respecto de un elemento patrón certificado. El elemento patrón consta de un módulo indicador de temperatura Tweener 1502A, marca FLUKE (Figura 3.35). Con una exactitud de ± 0.006 °C, lectura de sondas de 100, 25 y 10 Ohmios y resolución de 0.001 °C en todo su intervalo. Para obtener las mismas condiciones de trabajo en el elemento patrón y los sensores de temperatura, se empleo un baño termostático como medio de calibración del sistema (Figura 3.36).



Figura 3.35 Indicador de temperatura, Tweener 1502A.

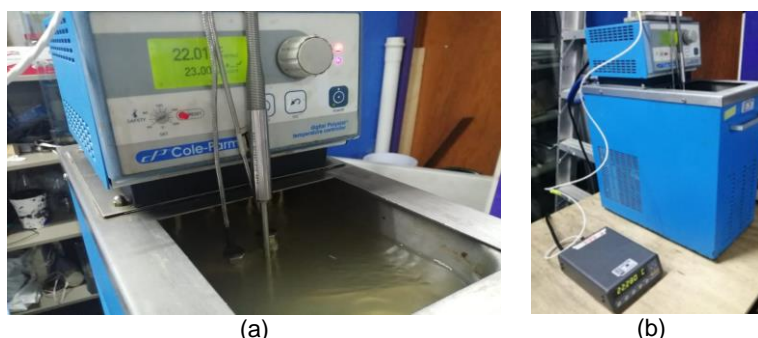


Figura 3.36 Baño termostático, (a) elemento patrón y sensores por ajustar, (b) vista general

3.2.3 Procedimiento de pruebas experimentales en el banco de pruebas

De acuerdo con (Patil, Verma, & Kumar, 2010), se define el procedimiento para llevar a cabo una prueba experimental, la cual puede ser aplicable tanto para una turbina como para una bomba hidráulica, se sugiere el siguiente procedimiento para la normalización de pruebas experimentales:

- ◆ Iniciar y verificar la frecuencia del generador o motor (dependiendo si se trata de una turbina o bomba) con una carrera de 10 minutos para estabilizar el sistema.
- ◆ Después de la estabilización, iniciar el registro de datos de temperatura.
- ◆ Durante los primeros 2 minutos tomar una lectura de los sensores RTD.
- ◆ Calcular los valores promedio de la diferencia de temperatura para ambas secciones de la turbo máquina.
- ◆ Durante este período, la medición y registro de los parámetros de presión, descarga y potencia de salida también se llevan a cabo simultáneamente.
- ◆ El procedimiento se repite para diferentes aperturas de la válvula de control principal, es decir, para diferentes valores de carga o flujo volumétrico en la unidad.

Sin embargo, otros autores sugieren realizar un bombeo por un tiempo de 20 minutos antes de adquirir datos (Shang, 2017). Para obtener una base de datos con mayor información de la distribución de la energía en la bomba, se utilizó el procedimiento antes mencionado, a diferencia de que se realizó la medición y registro de las variables de interés (temperatura y presión a la entrada y salida) por un tiempo de 5 minutos. La interface de visualización y registro de variables es mostrada en la Figura 3.37.

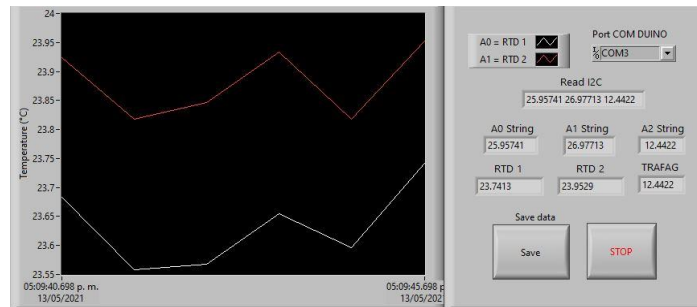


Figura 3.37 Interfaz de usuario (LabView)

Además, la bomba en estudio, esta acoplada a un control de velocidad rotacional (CVR); permitiendo generar el cambio de flujo volumétrico sin necesidad de una válvula principal para el control. El intervalo completo del controlador de velocidad oscila entre los 35 y 59 Hz. Para obtener una curva característica adecuada, se dividió este intervalo en cambios de 3 Hz, es decir, la velocidad rotacional inicial en la bomba es de 35Hz, seguido de 38 Hz, 41 Hz, hasta llegar a 59 Hz al final de la prueba experimental.

3.2.4 Aplicación del Método Termodinámico en una bomba hidráulica

De acuerdo con (IEC-60041, 1991), el cálculo de la Eficiencia hidráulica (η_b) para una bomba está definida por la relación de la potencia hidráulica (P_h) y potencia mecánica (P_m) de la bomba respectivamente, Ecuación (18).

$$\eta_b = \frac{P_h}{P_m} \quad (18)$$

La Potencia mecánica (P_m) de la bomba se calcula mediante la Energía mecánica específica (E_m), densidad (ρ) y el flujo volumétrico (Q_b) que pasa a través de la bomba, Ecuación 17.

$$P_m = E_m * (Q_b) \quad (19)$$

La Potencia hidráulica (P_h) a diferencia de la P_m es obtenida mediante la Energía hidráulica específica (E_h) y un factor de corrección hidráulico (ΔP_h), Ecuación 20.

$$P_h = E_h * (Q_b) \pm \Delta P_h \quad (20)$$

El factor de corrección hidráulico (ΔP_h) se determina por un análisis apropiado de las definiciones contractuales y las condiciones locales. Como regla general, a la transferencia de energía hidráulica específica se le atribuirá el

correcto funcionamiento de la turbomáquina. El análisis se realizará tomando en cuenta:

- ◆ Si un flujo auxiliar se inyecta o se toma del circuito principal antes o después de la sección de medición de descarga, y antes o después de la máquina.
- ◆ Si el flujo auxiliar se utiliza o no para el correcto funcionamiento de la máquina hidráulica
- ◆ Si la máquina funciona como turbina o como bomba

Por ejemplo, cualquier toma de agua extraída que no es utilizada para la operación de la turbina y, además, se encuentra entre la sección de medición de descarga y una máquina funcionando como turbina, inducirá una contribución negativa a P_h , según (IEC-60041, 1991).

A diferencia de las Ecuaciones 18-20, (Bae, Vuong, & Park, 2012) establece que la $\eta_{b \text{ exp}}$ (eficiencia experimental de una bomba) es calculada mediante la relación de la energía hidráulica y mecánica específica (Ecuación 21):

$$\eta_{b \text{ exp}} = \frac{E_h}{E_m} \quad (21)$$

Donde la E_h es obtenida por la Ecuación 22.

$$E_h = \frac{\Delta P}{\rho} = \frac{P_D - P_S}{\rho} \quad (22)$$

Y la E_m es obtenida por la Ecuación 23.

$$E_m = (\dot{a} * \Delta P) + (C_p * \Delta T) = (\dot{a} * (P_D - P_S)) + (C_p * (\theta_D - \theta_S)) \quad (23)$$

Donde, el factor isotérmico (\dot{a}) es obtenido mediante el “Apéndice E, tabla 5” y el C_p en el “Apéndice E, tabla 6” de la norma IEC-60041. Por otra parte, el factor isotérmico por sus unidades (m^3/kg), se puede deducir como el inverso de la densidad (ρ) a una determinada temperatura y presión. Al igual que las presiones P_D y P_S antes mencionadas, θ_D y θ_S son la temperatura en la sección de descarga y succión respectivamente.

El uso de las Ecuaciones 8 y 9 como un método para el cálculo de la eficiencia hidráulica en la bomba, implica la medición solo de cuatro variables distintas (P_D , P_S , θ_D y θ_S), definiéndolo como un método adecuado para la

obtención de la η_b . Por otra parte, (Mataix, 1986) demuestra que el cálculo de la “eficiencia teórica” en la bomba puede ser calculada mediante la Ecuación 24 (Mataix, 1986).

$$\eta_{b\ teo} = \frac{P_{efectiva}}{P_i} \quad (24)$$

Donde, $P_{efectiva}$ es la potencia efectiva, es decir, el incremento de potencia que experimenta el fluido en la bomba y P_i es la potencia interna o potencia suministrada al rodete; también definida por la potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas.

La $P_{efectiva}$ de una bomba puede ser calculada mediante el flujo volumétrico (Q_b) que pasa a través de la bomba (m^3/s), la densidad del agua (ρ) expresada en kg/m^3 , la constante gravitacional “ g ” (m/s^2) y la altura neta efectiva ($H_{efectiva}$) de bombeo que puede alcanzar la bomba dependiendo de las condiciones de operación (m). Ecuación (25).

$$P_{efectiva} = Q_b * \rho * g * H_{efectiva} \quad (25)$$

Esta última variable ($H_{efectiva}$) es calculada mediante la Ecuación 26, la cual a diferencia de las ecuaciones preliminares omite el empleo de las temperaturas de entrada y salida, centrándose en las características hidráulicas de la bomba.

$$H_{efectiva} = \left(\frac{P_D - P_S}{\rho * g} \right) + (z_D - z_S) + \left(\frac{v_D^2 - v_S^2}{2 * g} \right) \quad (26)$$

Donde: P es la presión (Pa) medida, z es la altura donde se medirá la presión (m) y v es la velocidad en el fluido de trabajo medida o calculada, los subíndices “D y S” indican la zona de medición a la salida (descarga) y entrada (succión) de la bomba respectivamente.

Atendiendo a las sugerencias de IEC-60041, la aplicación del método para una bomba delimita la ubicación de cada sección de muestreo dependiendo de la zona en la que se localiza, para la sección de alta presión (salida o descarga) la toma se debe colocar, por ejemplo, a una distancia de cinco veces el diámetro del impulsor de la bomba, y una distancia de, al menos, tres veces el diámetro máximo del impulsor para la sección de baja presión (entrada o succión).

CAPÍTULO 4

CAPÍTULO 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

4.1 Turbina hidráulica

4.1.1 Resultados del Método Termodinámico, sección de alta presión

Para cada una de las distintas condiciones y secciones de trabajo, se obtuvo la temperatura, velocidad y presión en los recipientes colectores tal como lo solicita IEC - 60041. Se comprobó para cada condición de trabajo la cantidad de flujo volumétrico que sale de los colectores situados en el tubo de presión y aspiración.

Al tratarse de una simulación de tipo estacionaria el valor de la temperatura, presión y velocidad se obtiene exportando una serie de valores proporcionados por el software en cada una de las locaciones de interés al final del cálculo numérico (sección de alta y baja presión). Esta serie de valores son promediados y mostrados a continuación (Tabla 4.1).

La Tabla 4.1 contiene los valores promedio de temperatura en los cuatro recipientes colectores, por otra parte, la Tabla 4.2 contiene los valores promedio de velocidad y presión de los recipientes.

Tabla 4.1 Temperatura en los colectores, sección de alta presión.

ε (m ³ /s)	θ_{11} (°C)	θ_{12} (°C)	θ_{13} (°C)	θ_{14} (°C)	θ_1 (°C)
89.67	25.095	25.095	25.095	25.095	25.095
82.00	25.095	25.095	25.095	25.095	25.095
76.14	25.095	25.095	25.095	25.095	25.095
68.73	25.096	25.096	25.096	25.096	25.096
60.99	25.096	25.096	25.096	25.096	25.096
52.90	25.096	25.096	25.096	25.096	25.096
46.11	25.096	25.096	25.096	25.096	25.096
35.68	25.097	25.097	25.097	25.097	25.097

Donde, ε es el flujo volumétrico total turbinado, θ es la temperatura medida en el colector, los subíndices 11, 12, 13 y 14 corresponden a cada uno de los colectores instalados diametralmente a 90° a la entrada de la tubería de alta presión (ver Fig. 3.4), y el subíndice 1 es la temperatura promedio de los cuatro colectores.

Tal como en el capítulo pasado, los resultados obtenidos mediante la aplicación del método termodinámico y literatura consultada son representados mediante números característicos o adimensionales con sus respectivos símbolos.

Tabla 4.2 Presión y velocidad en los colectores, sección de alta presión.

ε (m ³ /s)	P ₁₁ (kPa)	v ₁₁ (m/s)
89.67	314.22	0.70
82.00	301.12	0.66
76.14	303.74	0.68
68.73	294.34	0.67
60.99	268.95	0.70
52.90	287.85	0.66
46.11	251.58	0.67
35.68	254.11	0.68

Donde ε es el flujo volumétrico, P la presión y v la velocidad.

4.1.2 Resultados del Método Termodinámico, sección de baja presión

El análisis de resultados en la sección de baja presión (rodete y tubo de aspiración) implica la comparación de la potencia mecánica (γ) y el torque (ξ) que genera la turbina para cada condición de flujo (Tabla 4.3) en el software.

Tabla 4.3 Comparación entre Potencia mecánica y Torque, Reportado vs Simulado

ε (m ³ /s)	$\gamma_{\text{reportado}}$ (MW)	γ_{simulado} (MW)	$\xi_{\text{reportado}}$ (N.m)	ξ_{simulado} (N.m)
89.67	31.65	31.58	1679.94	1676.13
82.00	30.71	30.66	1630.04	1627.58
76.14	29.03	28.96	1540.87	1537.15
68.73	26.05	25.99	1382.70	1379.33
60.99	22.63	22.58	1201.17	1198.73
52.90	19.02	18.97	1009.55	1006.96
46.11	15.72	15.67	834.39	831.56
35.68	10.14	10.12	538.22	537.32

Al demostrar las mismas condiciones de potencia mecánica y torque, el análisis de resultados en el tubo de aspiración se realiza. Los recipientes colectores acoplados en el tubo de aspiración adquirieron muestras del flujo

principal (agua) para obtener la distribución de la energía en distintos puntos. Las variables como temperatura, velocidad y presión obtenidas en cada uno de los recipientes se muestran en la Tabla 4.4 y Tabla 4.5. Donde, θ es la temperatura medida en el colector, los subíndices 21, 22, 23 y 24 corresponden a cada uno de los colectores instalados uniformemente a la salida de la tubería de baja presión (ver Fig. 3.19), y el subíndice 2 es la temperatura promedio de los cuatro colectores.

Tabla 4.4 Temperatura en los colectores, sección de baja presión

ε (m ³ /s)	θ_{21} (°C)	θ_{22} (°C)	θ_{23} (°C)	θ_{24} (°C)	θ_2 (°C)
89.67	25.023	25.017	25.019	25.022	25.020
82.00	25.018	25.014	25.011	25.013	25.014
76.14	25.012	25.011	25.008	25.009	25.010
68.73	25.008	25.008	25.008	25.007	25.008
60.99	25.008	25.010	25.007	25.007	25.008
52.90	25.009	25.011	25.009	25.008	25.010
46.11	25.013	25.014	25.012	25.011	25.013
35.68	25.020	25.021	25.018	25.017	25.019

Tabla 4.5 Presión y velocidad en los colectores, sección de baja presión

ε (m ³ /s)	P_{21} (kPa)	v_{21} (m/s)
89.67	99385.15	1.31
82.00	99503.34	1.25
76.14	99843.35	1.15
68.73	100511.12	0.89
60.99	100265.66	1.02
52.90	99748.05	0.98
46.11	99441.40	0.94

4.1.3 Análisis de resultados en la turbina hidráulica

Se diseñó un sistema completo para la medición de propiedades específicas en el flujo principal de agua en una turbina hidráulica de caída baja tipo Francis, cumpliendo con los requisitos sugeridos por la norma IEC-60041 para llevar a cabo la aplicación del Método Termodinámico (*MT*) por medio de la CFD (Dinámica de fluidos computacional).

El sentido de giro del rodete (sentido horario) y la geometría del tubo aspiración tienen la función de descargar agua de la turbina en cuestión, además de actuar como dispositivo de recuperación de energía, ayudando a mejorar la eficiencia general de la unidad. También, permite que el nivel del fluido aguas abajo sea más bajo o alto que el plano ecuatorial de la turbina, según las necesidades de la instalación. El tubo aspiración presentado en la Figura 4.1, muestra una desaceleración de la velocidad del agua (líneas de corriente) que sale de la turbina debido a su forma divergente, convirtiendo la energía cinética del fluido en energía de presión (Castro *et al.* 2011).

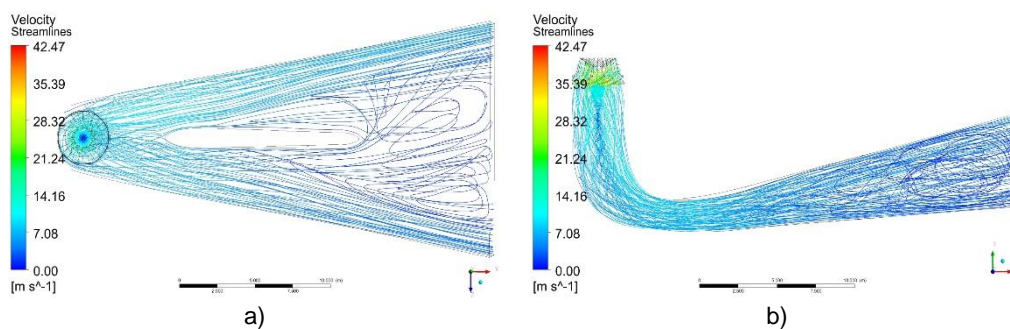


Figura 4.1 Líneas de velocidad en la turbina completa, a) vista superior, b) vista lateral

Por otra parte, al acoplar los colectores en el tubo de aspiración, se afecta la distribución del flujo, provocando recirculación o vorticidad en la zona en la que se encuentran los colectores; dicha ubicación es establecida por (IEC-60041, 1991). Dependiendo de las dimensiones de los tubos, se puede crear vorticidad detrás de estos y luego disiparse. La vorticidad del flujo será aguas abajo una vez que se hayan medido las variables de velocidad, presión y temperatura, por lo que no puede influir en los cálculos de eficiencia. Sin embargo, la temperatura promedio media en los colectores T_{21} y T_{24} (0.002 °C) es mayor durante las cuatro cargas de flujo volumétrico más altas, con respecto a los colectores T_{22} y T_{23} , sin embargo, la temperatura promedio media en T_{21} y T_{24} (0.002 °C) disminuye en las 4 cargas de flujo volumétrico más bajas con respecto de T_{22} y T_{23} (ver Tabla 4.4), derivado del comportamiento de distribución del caudal en la turbina y la cercanía con la pared de la pared divisora (Figura 4.2).

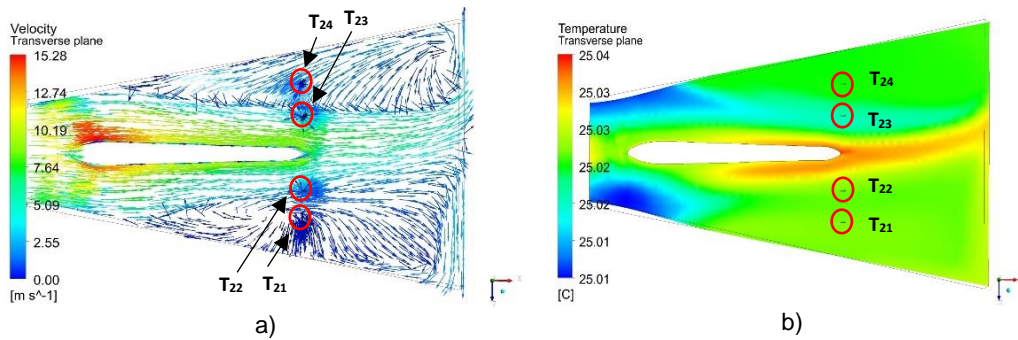


Figura 4.2 Colectores en el tubo de aspiración, a) vectores de velocidad, b) contornos de temperatura

Los resultados obtenidos de la Potencia mecánica y torque en el rodete de la turbina fueron idénticos a los reportados por el método de Gibson (*MG*), no obstante, debido a que el dominio de estudio (tubo de presión, rodete y tubo de aspiración) es adiabático, el intercambio de energía entre el fluido y el dominio es bajo, es decir, existe un incremento de temperatura bajo en el agua entre la sección de alta y baja presión respectivamente. Como resultado el cálculo de la eficiencia es mayor (valores entre 15 y 2%) bajo condiciones específicas de flujo volumétrico ($35.68 \text{ m}^3/\text{s}$ y $68.73 \text{ m}^3/\text{s}$) comparado con la eficiencia reportada mediante la aplicación del *MG*.

Si la temperatura en los componentes fuera conocida, las condiciones de frontera presentarían diferencias, así como la eficiencia esperada, es decir, la eficiencia podría presentar resultados más cercanos a los reportados. La eficiencia hidráulica específica es susceptible a los cambios de temperatura entre una sección y otra. Estos cambios son presentados a partir de valores mayores que 0.001 K ; entonces, se asume que cualquier cambio en la temperatura de algún componente de la turbina, tendrá un efecto directo sobre la eficiencia.

Por otra parte, la máxima Eficiencia generada por la turbina aplicando el *MT* fue de 92.10% correspondiente a un flujo volumétrico de $68.73 \text{ m}^3/\text{s}$.

Posterior al punto máximo de eficiencia, la eficiencia calculada por el *MT* es menor en comparación al *MG*. El resumen de resultados obtenidos de la diferencia de temperaturas $\theta_1 - \theta_2$ ($\Delta\theta$), energía mecánica (Ψ_m) e hidráulica (Ψ_h) específica, potencia mecánica (γ_m) e hidráulica (γ_h) y eficiencia hidráulica (η_t) para los distintos casos, se presentan en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6 Resumen de resultados, aplicación del Método Termodinámico

ε (m ³ /s)	$\Delta\theta^1$ (°C)	Ψ_m (J/kg)	Ψ_h (J/kg)	γ_m (MW)	γ_h (MW)	η_t (%)
89.67	0.075	336.04	420.12	30.05	37.57	79.99
82.00	0.081	363.26	420.26	29.71	34.37	86.44
76.14	0.085	379.30	421.10	28.80	31.98	90.07
68.73	0.087	389.71	423.14	26.71	29.01	92.10
60.99	0.087	388.17	424.21	23.61	25.80	91.50
52.90	0.086	383.80	424.16	20.25	22.38	90.48
46.11	0.083	370.69	425.20	17.05	19.55	87.18
35.68	0.077	347.91	429.30	12.38	15.28	81.04

$\Delta\theta^1$: Diferencia de temperatura (°C) entre las secciones de medición ($\theta_1 - \theta_2$)

Por otro lado, una comparativa de las eficiencias calculadas a partir del Método Termodinámico (η_{MT}) y de Gibson (η_{MG}), son presentados en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7 Comparación de eficiencias, Método Termodinámico vs Reportados

ε (m ³ /s)	η_{MT} (%)	η_{MG} (%)
89.67	79.99	85.10
82.00	86.44	89.80
76.14	90.07	91.16
68.73	92.10	89.91
60.99	91.50	87.84
52.90	90.48	84.92
46.11	87.18	80.08
35.68	81.04	65.89

La Figura 4.3 y 4.4 muestran la comparativa principal de resultados entre lo presentado en (Urquiza *et al.* 2005) y el caso de estudio actual.

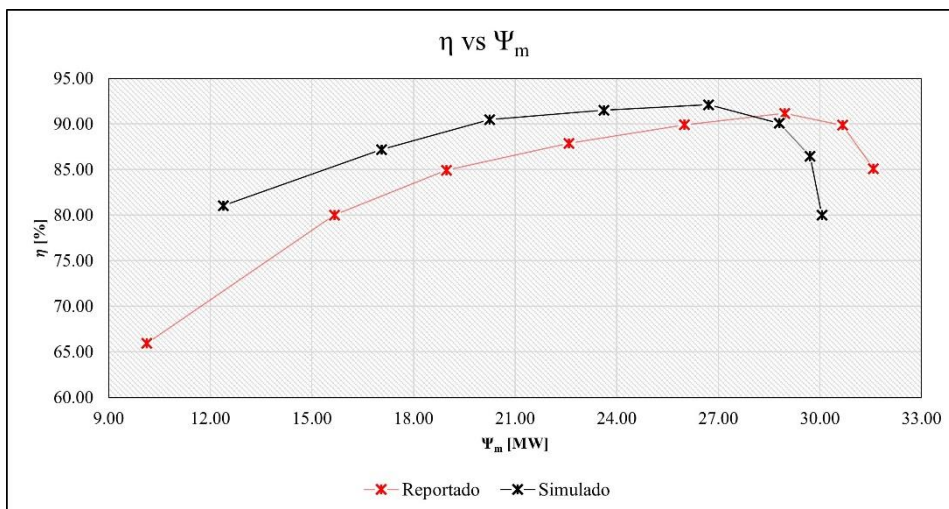


Figura 4.3 Comparación, Eficiencia hidráulica reportada (MG) vs Eficiencia hidráulica simulada (MT)

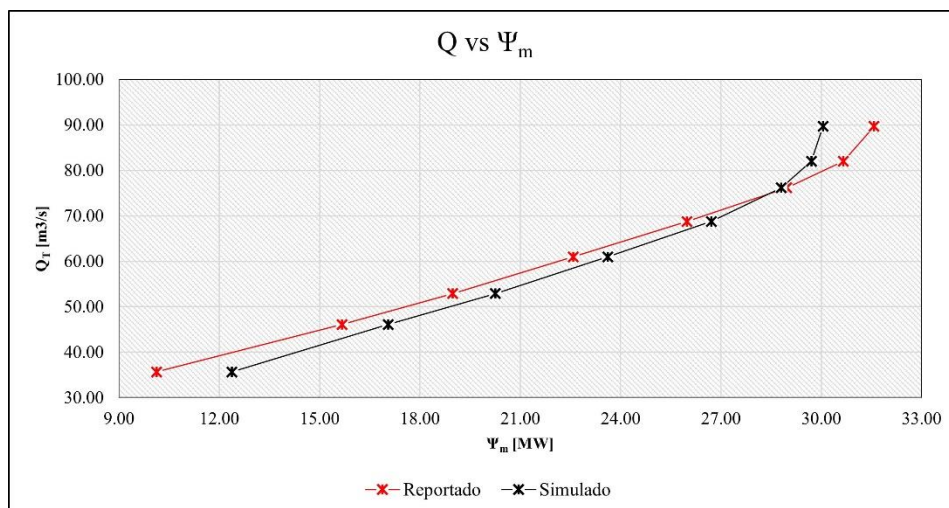


Figura 4.4 Comparación de Potencia mecánica generada.

4.2 Bomba hidráulica

4.2.1 Resultados del Método Termodinámico

4.2.1.1 Eficiencia hidráulica experimental

Con el procedimiento descrito en la “Sección 3.2.4, Aplicación del Método termodinámico en una bomba hidráulica”; es necesario obtener el valor puntual de la eficiencia que desarrolla la bomba a distintas cargas de flujo volumétrico, para esto, se tomaron en cuenta un total de 24 pruebas experimentales. De las cuales se repitieron 3 pruebas con una temperatura de inicio semejante en el fluido, estableciendo un intervalo o escala de 8 distintas temperaturas de trabajo.

Se registraron en promedio 300 datos para cada velocidad de giro en las distintas pruebas. Es decir, se registró en promedio un total de 2700 datos de temperatura de cada uno de los distintos RTD, así como de la presión de descarga y vacío para una misma prueba. Los valores registrados de las distintas variables de interés fueron promediados e involucrados en las Ecuaciones 24-26. En la Tabla 4.8 se muestra el resumen de resultados obtenidos en una sola prueba a una temperatura inicial en el fluido de 25.31°C en la sección de succión.

Tabla 4.8 Resumen de resultados, prueba a temperatura inicial de 25.31°C

F (Hz)	θ_D (°C)	P_D (Pa)	θ_S (°C)	P_S (Pa)	$\Delta\theta_{D-S}$ (°C)	ΔP_{D-S} (Pa)	Ψ_h (J/kg)	Ψ_m (J/kg)	η_b (%)
35	25.65	105.45	25.63	44.41	0.02	61.03	61.21	134.00	45.67
38	25.78	104.97	25.77	26.65	0.01	78.32	78.54	137.27	57.21
41	25.93	105.22	25.91	12.45	0.02	92.77	93.03	173.24	53.70
44	26.41	106.11	26.39	13.95	0.02	92.15	92.43	172.70	53.52
47	26.95	105.53	26.93	12.17	0.01	93.36	95.45	157.65	60.54
50	27.40	105.39	27.39	12.51	0.02	92.88	93.18	157.70	59.09
53	27.98	104.13	27.96	13.25	0.02	90.88	91.20	165.46	55.12
56	28.60	102.83	28.58	14.13	0.02	89.10	89.42	163.35	54.74
59	29.29	104.81	29.27	15.07	0.02	89.74	90.08	155.83	57.81

Donde, F es la frecuencia de giro de la bomba, compuesta por un intervalo de giro desde los 35 hasta los 59 Hz, θ es la temperatura medida en las secciones de succión y descarga (subíndices S y D respectivamente), P son las presiones

(P) en las mismas zonas, $\Delta\theta$ y ΔP son los diferenciales de temperatura y presión respectivamente, Ψ es la energía mecánica (subíndice “M”) e hidráulica (subíndice “H”) específica y η_b la eficiencia hidráulica desarrollada en la bomba.

Los valores de la eficiencia presentados en la Tabla 4.8 fueron promediados con dos pruebas más (un total de tres) a mismas condiciones de operación de inicio o arranque de prueba (temperatura). Este procedimiento se generó para distintas temperaturas de inicio (8 intervalos), el resumen de resultados se muestra en la Tabla 4.9.

Tabla 4.9 Eficiencia promedio experimental a diferentes condiciones de trabajo

F	19.35°C	21.02°C	22.35°C	23.48°C	25.31°C	26.6°C	28.28°C	30.01°C
	$\eta_{b \text{ exp}}$	$\eta_{b \text{ exp}}$	$\eta_{b \text{ exp}}$	$\eta_{b \text{ exp}}$	$\eta_{b \text{ exp}}$	$\eta_{b \text{ exp}}$	$\eta_{b \text{ exp}}$	$\eta_{b \text{ exp}}$
35	32.82	28.69	41.85	33.11	45.85	49.78	39.59	43.81
38	31.97	38.27	48.30	51.09	54.60	55.26	43.44	52.50
41	45.74	39.25	53.19	45.30	56.90	54.17	47.04	51.34
44	41.43	40.77	53.40	52.26	58.06	54.80	50.46	53.01
47	38.87	42.10	55.43	52.80	56.30	52.96	47.37	50.87
50	40.00	45.31	51.58	50.89	54.99	51.45	48.13	51.79
53	34.21	45.44	44.14	52.30	52.76	49.79	47.66	52.92
56	34.12	41.62	46.57	50.12	53.13	47.93	46.96	51.85
59	35.58	36.85	44.16	50.39	54.80	43.37	46.87	51.57

4.2.1.2 Eficiencia hidráulica teórica

Por otro lado, para obtener un medio comparativo de la eficiencia experimental mediante la aplicación del método termodinámico, se realizó el cálculo de la eficiencia teórica que desarrolla la bomba a los distintos flujos volumétricos (Ecuaciones 24-26 respectivamente) partiendo desde los datos del fabricante presentados en la Fig. 3.28 (b).

Para obtener los resultados de la potencia eléctrica (γ_e), de accionamiento (γ_a) e interna (γ_i) se emplearon las Ecuaciones 27-29 respectivamente.

$$\gamma_e = P_{e Hp} * 745.7 \quad (27)$$

Donde $P_{e Hp}$ es la potencia eléctrica del motor igual a 7.5 Hp. La conversión de las unidades es para obtener uniformidad en el análisis dimensional (1Hp = 745.7 W).

$$\gamma_a = \eta_M * \gamma_e \quad (28)$$

Donde η_M es la eficiencia del motor eléctrico de la bomba.

$$\gamma_i = \gamma_a * (\gamma_a * 0.15) \quad (29)$$

La constante de 0.15 representa las pérdidas mecánicas en el eje del motor.

El resumen de resultados de las potencias antes mencionadas se encuentra en la Tabla 4.10. Donde ϵ_b es el valor del flujo volumétrico que pasa a través de la bomba, v es la velocidad del fluido y los subíndices D y S las secciones de descarga y succión respectivamente.

Tabla 4.10 Resumen de resultados, potencias de la bomba y velocidades en el fluido

F (Hz)	ϵ_b (m ³ /s)	γ_e (W)	γ_a (W)	γ_i (W)	v_D (m/s)	v_S (m/s)
35	0.0101	3262.4	2919.8	2481.9	1.24	2.21
38	0.0109	3542.1	3170.1	2694.6	1.35	2.40
41	0.0118	3821.7	3420.4	2907.3	1.46	2.59
44	0.0127	4101.4	3670.7	3120.1	1.56	2.78
47	0.0135	4381.0	3920.9	3332.8	1.67	2.97
50	0.0144	4660.6	4171.2	3545.5	1.77	3.16
53	0.0153	4940.3	4421.5	3758.3	1.88	3.34
56	0.0161	5219.9	4671.8	3971	1.99	3.53
59	0.0170	5499.5	4922	4183.7	2.09	3.72
60	0.0173	5592.7	5005.5	4254.6	2.13	3.79

El valor de la velocidad del fluido se cálculo con el área de la respectiva sección por la que pasa y el flujo volumétrico correspondiente a la velocidad de giro en la bomba, la altura a la entrada es considerada como 0 metros, y la altura a la salida igual a 2.20 metros (altura a la que se encuentran los dispositivos de medición para cada caso).

De acuerdo con las condiciones de temperatura de las pruebas experimentales se cálculo el valor de la densidad mediante una interpolación

lineal (Ecuación 30) empleando valores teóricos obtenidos de (IEC-60041, 1991); los resultados se muestran en la Tabla 4.11. Dichos valores son empleados para obtener la potencia y altura efectivas en cada caso.

$$y = y_1 + \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} (x - x_1) \quad (30)$$

Tabla 4.11 Densidad a diferentes condiciones de temperatura

θ (°C)	ρ (kg/m ³)
19.35	998.73
21.02	998.60
22.35	998.22
23.48	997.80
25.31	997.34
26.66	997.00
28.28	996.51
30.01	996.10

La Tabla 4.12, muestra las eficiencias teóricas calculadas para cada una de las condiciones de trabajo.

Tabla 4.12 Eficiencia teórica promedio a diferentes condiciones de trabajo

F (Hz)	19.35°C $\eta_{b \text{ teo}}$	21.02°C $\eta_{b \text{ teo}}$	22.35°C $\eta_{b \text{ teo}}$	23.48°C $\eta_{b \text{ teo}}$	25.31°C $\eta_{b \text{ teo}}$	26.6°C $\eta_{b \text{ teo}}$	28.28°C $\eta_{b \text{ teo}}$	30.01°C $\eta_{b \text{ teo}}$
35	32.59	32.66	32.55	38.89	38.92	39.31	39.18	39.49
38	40.19	38.92	39.87	45.94	46.46	46.76	47.24	47.14
41	46.15	45.85	45.11	53.39	53.21	53.53	53.28	53.92
44	45.84	44.69	45.41	54.49	54.68	55.02	55.58	55.25
47	44.91	44.61	46.17	55.34	55.33	55.73	55.80	55.01
50	44.95	44.68	44.59	56.85	56.74	57.61	57.34	56.79
53	44.79	44.88	43.92	57.94	57.24	58.07	58.23	56.94
56	44.46	43.92	44.36	58.80	58.38	59.07	59.61	59.17
59	44.25	44.02	43.34	60.48	59.68	60.59	60.46	59.27

Los resultados de la Tabla 4.9 y 4.12 son comparados mediante gráficos presentados en las Figuras 4.5 – 4.12. Los gráficos muestran la mayor eficiencia en los intervalos de frecuencia comprendidos entre los 38 y 47 Hz. Sin embargo, en al menos la mitad de las distintas pruebas, la eficiencia se encuentra en un

punto máximo a los 44 Hz de frecuencia de giro en la bomba, demostrando un intervalo optimo de trabajo de la máquina.

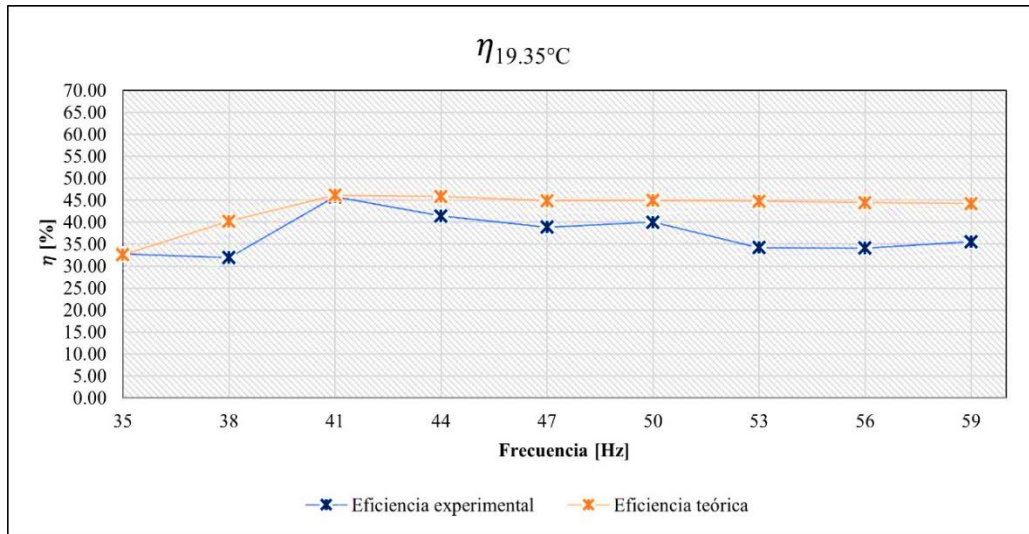


Figura 4.5 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 19.35°C en el fluido

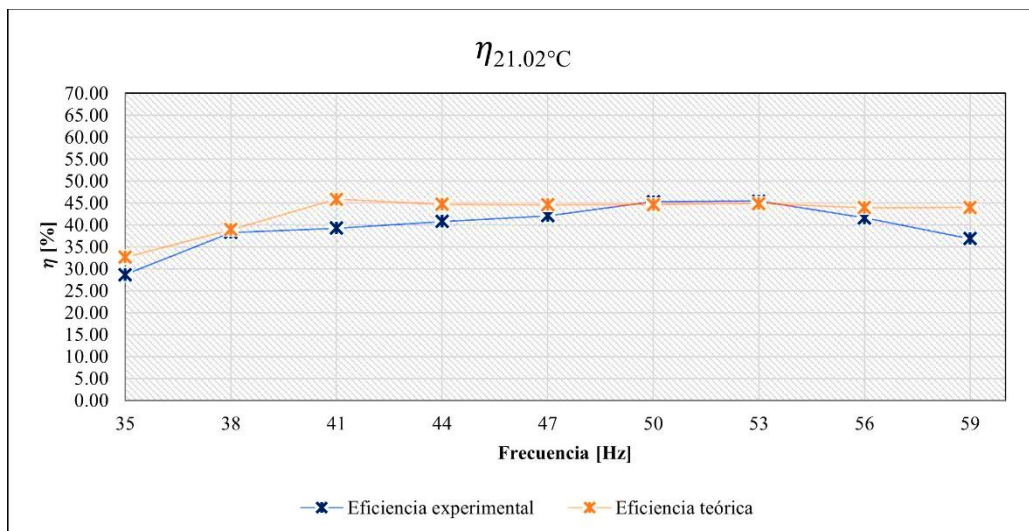


Figura 4.6 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 21.02°C en el fluido

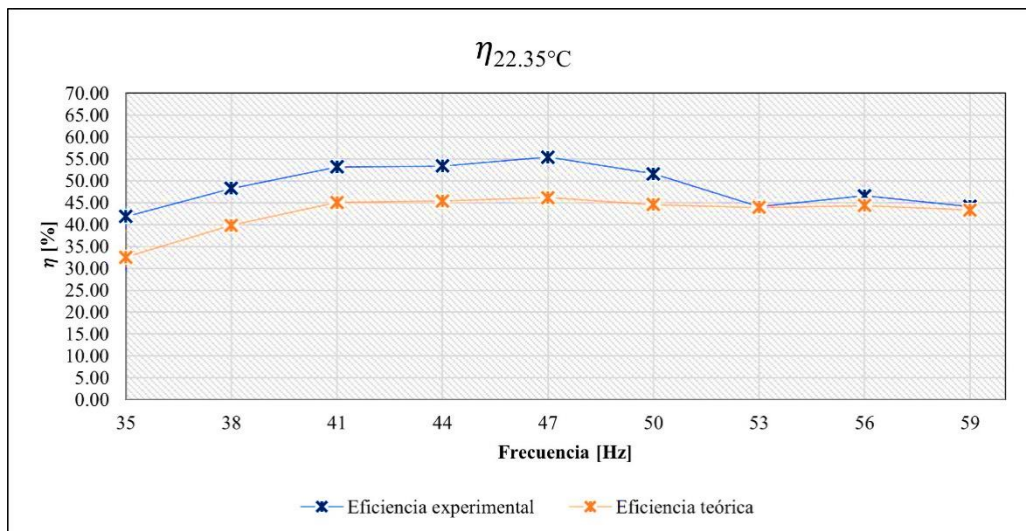


Figura 4.7 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 22.35°C en el fluido

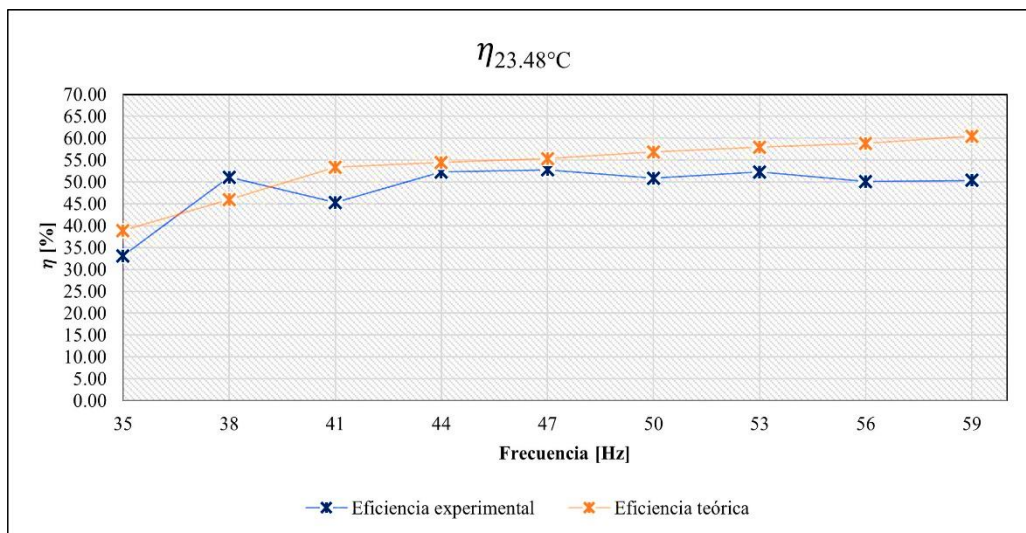


Figura 4.8 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 23.48°C en el fluido

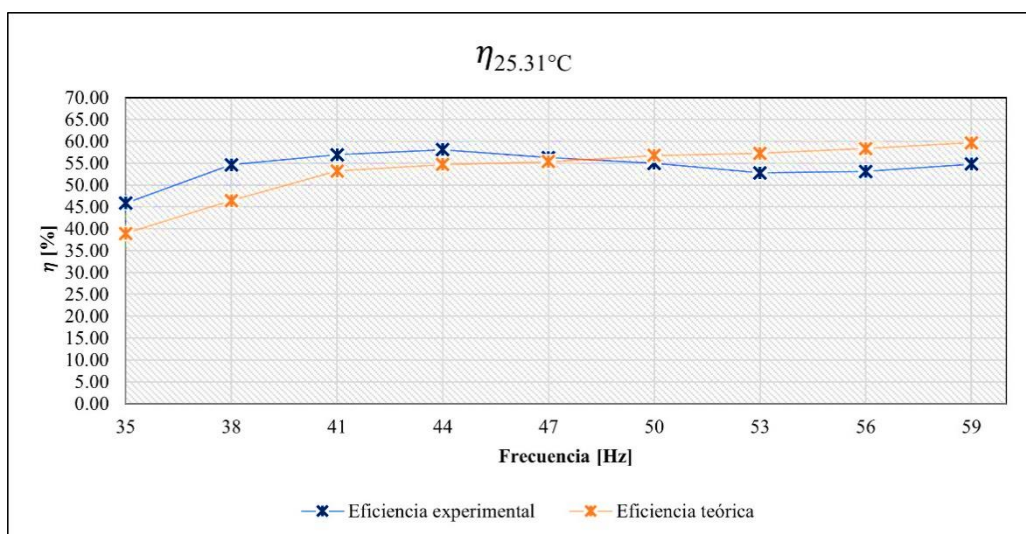


Figura 4.9 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 25.31°C en el fluido

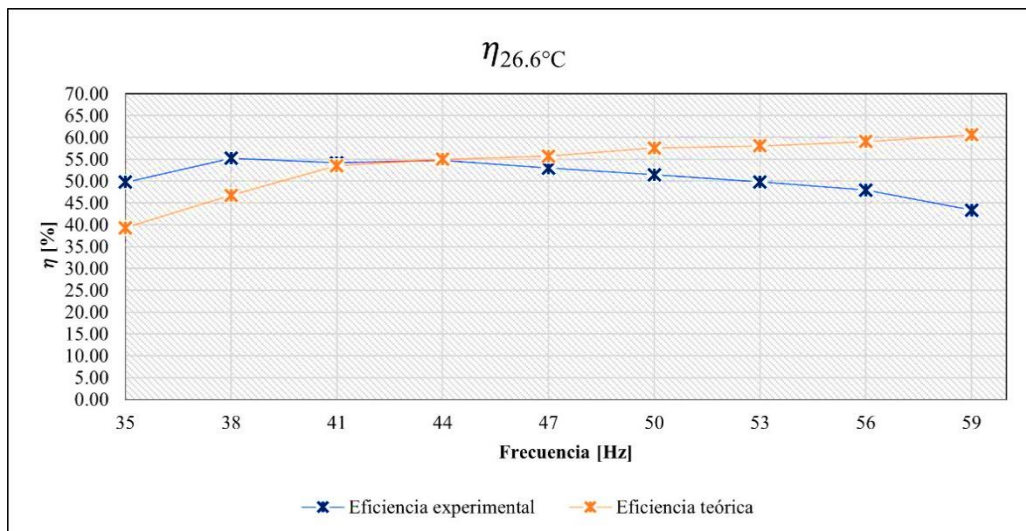


Figura 4.10 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 26.6°C en el fluido

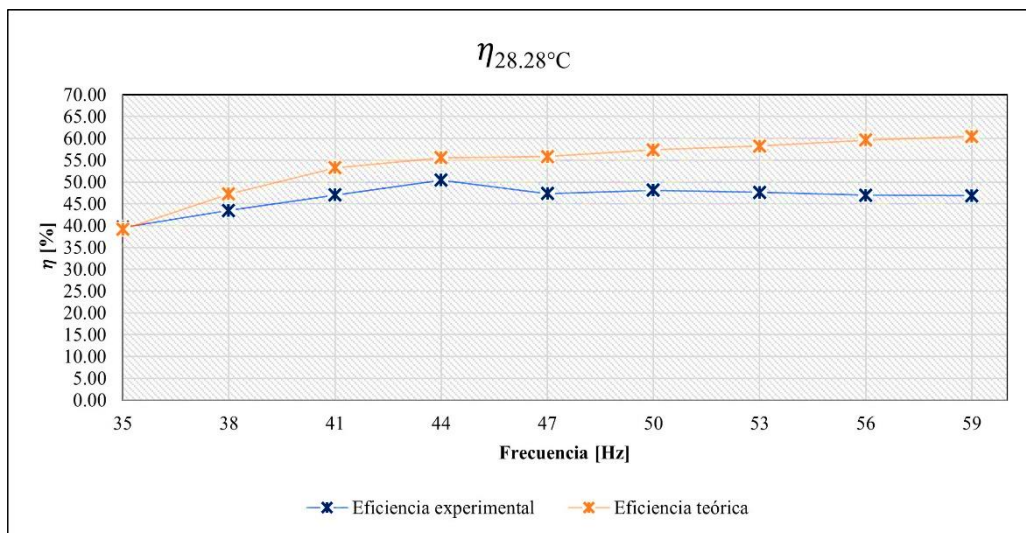


Figura 4.11 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 28.08°C en el fluido

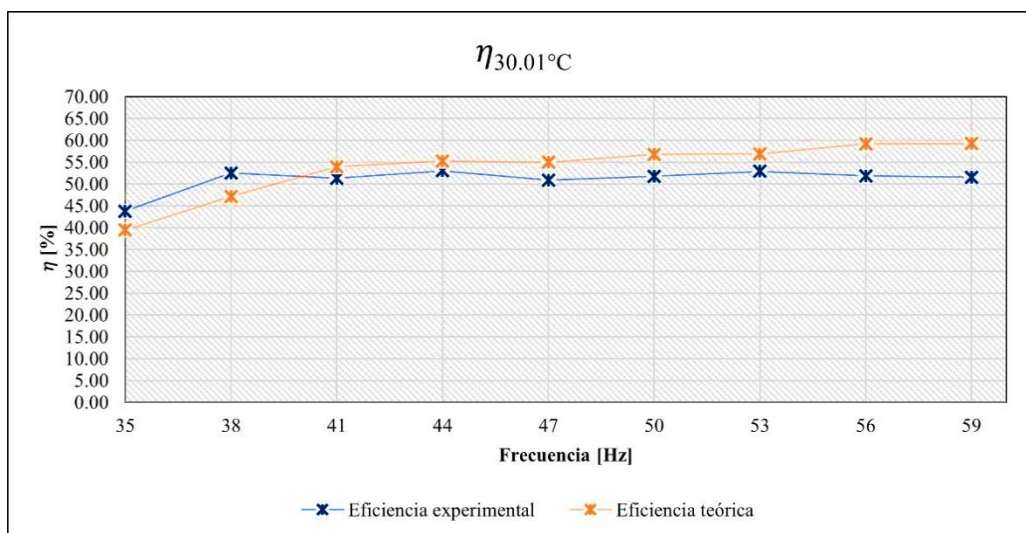


Figura 4.12 Comparación de eficiencias, temperatura inicial: 30.01°C en el fluido

La comparación de la eficiencia calculada a partir del desarrollo de la potencia mecánica a distintas condiciones de operación en la bomba se presenta en la Figura 4.13.

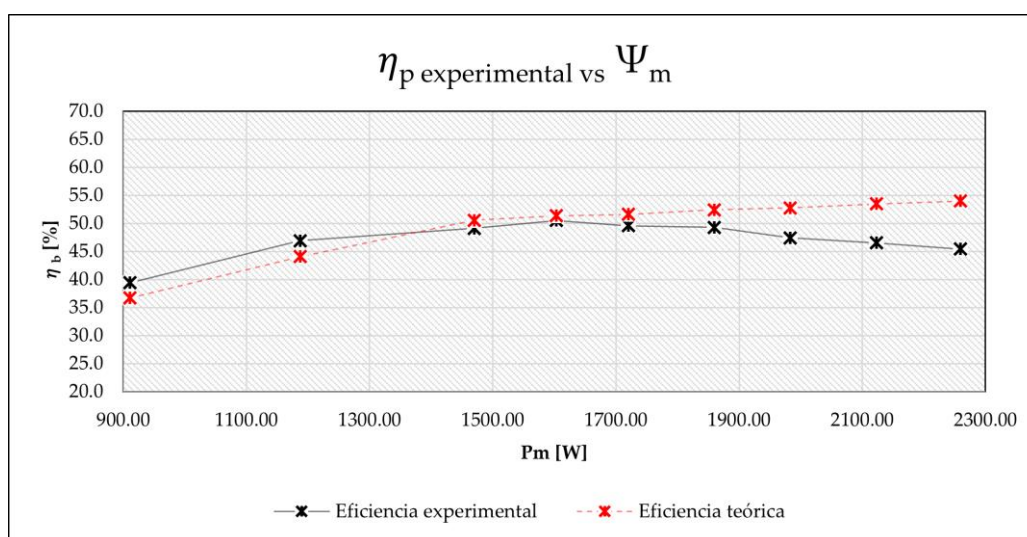


Figura 4.13 Comparación de Eficiencias vs Potencia mecánica

Por otra parte, las eficiencias experimentales y teóricas calculadas (Tablas 4.9 y 4.12 respectivamente) son promediadas para obtener una única curva característica para todo el intervalo de velocidades de giro rotacional en la bomba, los resultados se muestran en la Tabla 4.13.

Tabla 4.13 Eficiencia teórica vs Eficiencia experimental

F (Hz)	$\eta_{b\ teo}$ (%)	$\eta_{b\ exp}$ (%)	E_{rel} (%)
35	36.70	39.44	7.46
38	44.07	46.93	6.49
41	50.56	49.11	2.85
44	51.37	50.52	1.65

47	51.61	49.59	3.92
50	52.44	49.27	6.05
53	52.75	47.40	10.14
56	53.47	46.54	12.97
59	54.01	45.45	15.85

Recapitulando; el cálculo de la eficiencia experimental esta basada en una diferencia de temperaturas y presiones principalmente, y la eficiencia teórica desprecia las temperaturas de entrada y salida de la turbomáquina, sin embargo, hace uso de la diferencia de alturas, presiones y velocidades para obtener la potencia efectiva que desarrolla la bomba. En consecuencia, existe una diferencia mostrada a partir del cálculo del error relativo promedio para todo el intervalo de velocidades, este valor es de 7.49% en promedio.

Los resultados promedio de las eficiencias experimentales y teóricas para todo el intervalo de velocidades son graficados y mostrados en la Figura 4.14.

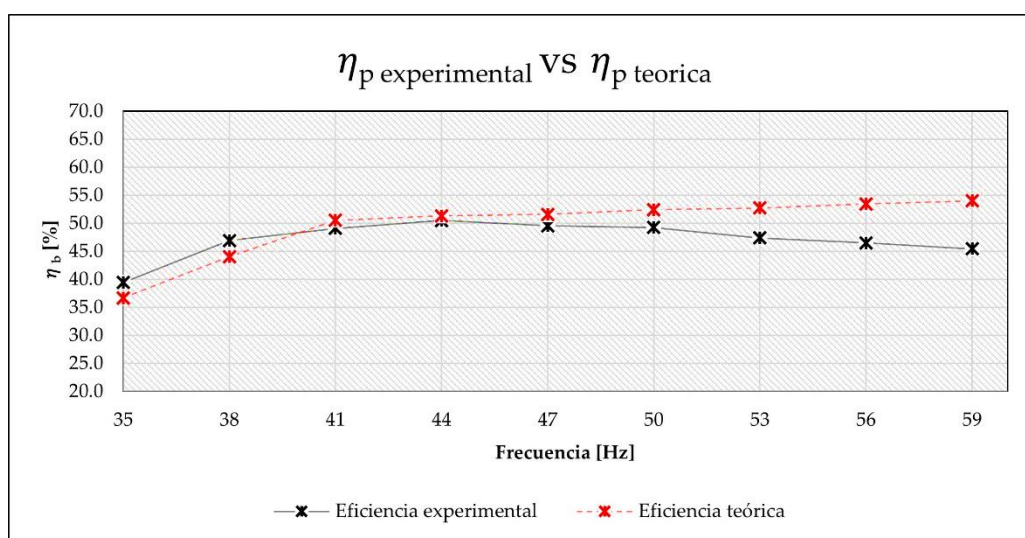


Figura 4.14 Comparación de eficiencias

De acuerdo con distintos estudios (Cartwriht & Eaton, 2009; Bae, Vuong, & Park, 2012), la curva de eficiencia experimental presenta la misma tendencia comparado con lo antes citado, demostrando un punto máximo de eficiencia igual a 50.52% en un intervalo de frecuencia de 44 Hz. Posterior a este punto, el decremento de eficiencia es evidente. La curva característica de eficiencia teórica demuestra un incremento tenue pero exponencial conforme el incremento de frecuencia en la bomba ocurre. Sin embargo, este incremento es obtenido por

las variables con las que la eficiencia teórica es calculada, es decir, las distintas potencias y alturas utilizadas.

Es importante definir que la eficiencia experimental obtenida es para una bomba de 7.5 Hp, una altura de bombeo de 5 metros, un flujo volumétrico máximo de 1036 L/min o 0.0173 m³/s y un intervalo de frecuencia comprendido entre 35 y 59 Hz.

CAPÍTULO 5

CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1 Turbina hidráulica

- ◆ Se diseñó un sistema experimental para la medición de diversas variables de interés, tales como, temperatura, presión y flujo volumétrico que satisface las condiciones del Método termodinámico para la obtención de la eficiencia de una turbina hidráulica tipo Francis de caída baja.
- ◆ Con el diseño del sistema aplicable para la sección de alta y baja presión se realizó el estudio basado en análisis de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) del dominio en cuestión. Ratificando que se que cumplan con las condiciones o limitantes del Método termodinámico para la obtención de la eficiencia.
- ◆ Con la eficiencia hidráulica obtenida en la turbina mediante la aplicación de CFD, los ensayos experimentales in situ en las turbinas serán innecesarios momentáneamente, evitando la detención de la generación de energía eléctrica constante.
- ◆ La instalación en el interior del tubo de aspiración de un arreglo de tubos y recipientes colectores compuestos por una cámara de mezcla permite medir directamente la temperatura en el agua en el flujo principal a la salida. Dentro de la cámara de mezcla existe un direccionador de flujo el cual concentra el flujo detraído sobre el sensor de temperatura previamente instalado.
- ◆ IEC-60041 establece que el número mínimo de tubos por instalar en la sección de baja presión cerrada de tipo inaccesible son dos. Sin embargo, con el incremento de tubos y recipientes colectores a la salida es posible mejorar la medición de temperatura en el flujo de salida, a causa de una mayor área de muestreo.
- ◆ El diseño de un sistema compuesto por un tubo de detración vertical y una cámara de mezcla para cada tubo (recipiente colector), reduce el numero de sensores que son requeridos para la aplicación del *MT*, además, evita la influencia de perdidas por fricción en los aditamentos que componen los recipientes a causa de su paso directo desde la entrada del tubo hasta la cámara de mezcla del colector.

- ◆ El diseño de los recipientes colectores propuestos puede ser aplicado en tubos de aspiración de distintas alturas; ya que solo es necesario intercambiar los tubos de distinta longitud.
- ◆ La literatura muestra diversos estudios experimentales que reportan una temperatura en el agua a la salida de la turbina superior con respecto a la de entrada. Con una diferencia de temperatura menor entre las secciones de medición se presenta la eficiencia hidráulica máxima en la turbina. Pese a esto, los resultados obtenidos para cada condición de trabajo simulada son semejantes a los reportados, significando una comparativa adecuada para el estudio.
- ◆ El *MT* simulado presentó diferencias en la Eficiencia y Potencia mecánica, sin embargo, el comportamiento de la curva generada muestra la misma tendencia que la curva de datos experimentales obtenidos mediante el Método de Gibson; presentando un incremento paulatino de la eficiencia hasta llegar a un punto máximo, posteriormente, disminuye.
- ◆ De acuerdo con (Hulaas *et al.* 2008), la diferencia entre las curvas de Eficiencia es de alrededor de 0.5%; sin embargo; la diferencia máxima y mínima de Eficiencia obtenida en el estudio presente es de 15.12% y 1.09%, con respecto al Método de Gibson (referencia). Al tratarse de un caso de estudio completamente numérico (CFD), las diferencias entre los resultados son esperados.
- ◆ Un factor por considerar en los resultados de las Figuras 4.3 y 4.4 (curvas de diferencia) es la condición de frontera definida en el preprocesamiento del análisis CFD, ya que el sistema se especificó como adiabático debido a que la temperatura en las superficies de los componentes principales, tales como el rodete, banda, corona, tubo de aspiración, etc. de la turbina se desconoce. Provocando un bajo intercambio de energía y una mayor eficiencia de la esperada. En consecuencia, es necesario establecer la temperatura en las superficies de los componentes principales con los que el flujo principal de agua haga contacto a través de su paso por la turbomáquina para el cálculo de la eficiencia con la aplicación del *MT*.

5.2 Bomba hidráulica

- ◆ Se produjo e instrumentó un sistema de medición aplicable en la sección de alta y baja presión tanto para una turbina como en una bomba hidráulicas para adquisición de variables de interés provenientes de sensores de temperatura, presión y flujo volumétrico.
- ◆ Se definió y desarrolló una interfaz de trabajo para la visualización, registro y tratamiento de datos basados en un sistema de adquisición de variables de interés provenientes de sensores de temperatura y presión específicos. Dicho sistema de medición es aplicable en turbinas y bombas hidráulicas.
- ◆ Con el desarrollo la interfaz de medición de las variables de interés en la bomba centrífuga, se realizaron al menos, 24 pruebas experimentales que permiten comparar la eficiencia obtenida entre el Método Termodinámico y la eficiencia teórica del equipo experimental. La eficiencia teórica y experimental en todo el intervalo de velocidad de giro rotacional demuestran un comportamiento similar, la diferencia máxima presentada se encuentra a una velocidad de giro de 59 Hz con un error relativo de 15.85%, por otra parte, la mínima diferencia presentada se encuentra a una velocidad rotacional de 44 Hz con un error relativo de 1.65%.
- ◆ Se comparó la eficiencia hidráulica experimental y teórica obteniendo un error relativo porcentual promedio de 7.49%, este error es considerando desde la velocidad de giro más baja hasta la más alta (35 Hz - 59 Hz) en la bomba y distintos intervalos de temperatura inicial (19°C hasta 30°C) en el fluido de trabajo, es decir, agua.
- ◆ Con las pruebas experimentales realizadas, se demuestra que los cambios de temperatura en el fluido de trabajo repercuten directamente sobre la eficiencia de la bomba, sin embargo, en realidad los usuarios de una bomba no monitorean a que temperatura se encuentra el fluido a transportar, si no que solo se ven en la necesidad de bombear en el momento deseado. Debido a esto, es importante monitorear periódicamente la eficiencia de la bomba para mantenerla en óptimas condiciones.

- ◆ La temperatura en el ambiente y en el fluido al inicio de cada prueba, son factores que no se pueden controlar, sin embargo, cada prueba generada demuestra un valor constante, es decir, la diferencia de temperatura entre el inicio y final de cada prueba experimental es de 3.78°C en promedio (Tabla 5.1). Demostrando que el sistema presenta una estabilidad y repetibilidad entre las distintas temperaturas de inicio de prueba en la bomba.

Tabla 5.1 Diferencia de temperatura a distintas condiciones de operación

	Prueba 19.35°C	Prueba 21.02°C	Prueba 22.35°C	Prueba 23.48°C	Prueba 25.31°C	Prueba 26.6°C	Prueba 28.28°C	Prueba 30.01°C
θ_o	19.35	21.02	22.35	23.48	25.31	26.66	28.28	30.01
θ_f	23.27	24.76	26.60	27.18	28.76	30.80	32.09	33.14
$\Delta\theta$	3.86	3.74	4.28	3.73	3.53	4.14	3.82	3.12

- ◆ Con los resultados obtenidos mediante la Figura 4.14 (Comparación de eficiencias, teórica y experimental en una bomba centrífuga) y la constante de temperatura entre cada prueba, se define que el sistema de monitoreo es adecuado para el cálculo de la eficiencia de la bomba en estudio.
- ◆ De acuerdo con los cálculos y características del modulo ADS1115 el intervalo de trabajo para el sistema de adquisición esta comprendido entre los 20°C y 46°C, es decir, con una resolución del orden de centésimas (cc) de °C.
- ◆ El sistema de adquisición planteado tiene un costo aproximado de 160 DLS, este comparado con tarjetas de adquisición comerciales es económicamente más barato.

5.3 Recomendaciones

- ◆ Debido a que el modelo del recipiente colector para la sección de entrada de una turbina hidráulica se encuentra físicamente en el Laboratorio de Termo hidráulica se considera pertinente manufacturar a la brevedad el modelo propuesto a la salida. Con el sistema de adquisición completo se podrá probar en alguna planta hidroeléctrica de México. Teniendo como primer objetivo la C.H. Temascal.
- ◆ En el estado de Morelos, existe el parque ecológico Chapultepec, el cual puso en marcha una planta mini hidroeléctrica (turbina tipo M. Banki) en el año 2014, la cual abastece de electricidad y convierte el espacio en un lugar auto sustentable. Por la ubicación geología y cercanía del lugar donde se desarrolló el proyecto de investigación es un lugar ideal para probar el sistema de adquisición experimental para el cálculo de la eficiencia hidráulica de la turbina.
- ◆ Con las pruebas experimentales en una central hidroeléctrica se podrá realizar la comparativa ideal entre los resultados de un sistema simulado aplicando el Método Termodinámico, un sistema real aplicando el mismo método y los resultados obtenidos por el Método de Gibson previamente reportados.
- ◆ El sistema de adquisición de temperatura y presión en la bomba hidráulica podría optimizarse al emplear una tarjeta convertidora analógica digital (DAC por sus siglas en ingles) para la alimentación de los divisores de tensión.
- ◆ El circuito electrónico desarrollado deber ser trasladado a una placa fenólica y comprobar la continuidad de eficiencia para adquirir las variables de interés.
- ◆ Trasladar el sistema o circuito electrónico a una placa impresa con todos los aditamentos correspondientes montados, aumentaría la calidad y estética del sistema como un producto en desarrollo.

REFERENCIAS

- Adolf, S. (1992). Principios de electrónica. España: Reverté.
- Bae, C., Vuong, D., & Park, Y. (2012). Pump efficiency instrumentation based on thermodynamic method and traditional technique. ICCAIS.
- Beer, F., Russell, E., DeWolf, J., & Mazurek, D. (2010). Mecánica de materiales. MacGrawHill.
- Boylestad, R. (2004). Introducción al análisis de circuitos. México: Pearson.
- Cartwright, S., & Eaton, B. (2009). Investigating Energy savings in pumps and pumping system by the thermodynamic method. IDCT.
- Castañeda, E., Castro, L., Urquiza, G., & Alcantara, J. (2019). Diseño de un recipiente colector para medición de eficiencia teórica en turbinas hidráulicas. SOMIM.
- Castro, L., Urquiza, G., Adamkowski, A., & Reggio, M. (2011). Experimental and numerical simulations predictions comparison of power and efficiency in hydraulic turbine. Hindawi.
- Côté, E., & Proulx, G. (2012). Experiments with the thermodynamic method. IGHEM.
- Creus, A. (2009). Instrumentos industriales, su ajuste y calibración. México: Alfaomega.
- Feng, X., Hequet, T., & Muciaccia, F. (2010). Efficiency testing in Tai An (Shandong China) PSPP reversible units by means of thermodynamic method. IGHEM.
- Ghorbanian, K., & Karimi, M. (2014). Thermodynamic analysis of a hybrid gas turbine/thermoacoustic heat pump/refrigeration engine. IJE.
- Hulaas, H., & Vinnog, L. (2010). Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. Clause 14 Thermodynamic method for measuring efficiency, comments. IGHEM.

- Hulaas, H., Nilsen, E., & Vinnogg, L. (2008). Thermodynamic efficiency measurements of Pelton turbines. Experience from investigation of energy / Temperature distribution in the discharge canal measuring section. IGHEM.
- Hulaas, H., Parr, L., & Nilsen, E. (2012). Comparison between the pressure-time and the thermodynamic method on a 52 M net head plant. IGHEM.
- IEC-60041, I. (1991). Thermodynamic method for measuring efficiency. In Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines.
- James, G., & Goodno, B. (2009). Mecánica de materiales. Cengage learning.
- Kahraman, G., Lütfi, Y., & Hakan, F. (2009). Evaluation of energy efficiency using thermodynamics analysis in a hydropower plant: A case study. RE.
- Karlicek, R. (1998). Analysis of uncertainties in the Thermodynamic Method of testing hydraulic turbines. IGHEM.
- Kubiak, J., Adamkoswski, A. U., Janicki, W., & Basurto, M. (2007). Medicion de gasto turbinado y cálculo de eficiencia de cinco turbinas hidráulicas empleando los métodos de Presión-tiempo y Winter-Kenedy. C.H. Villita. Informe Parcial No. 147F/DM/CIICAp.
- Laín Beatove, S., García Ruiz, M. J., Quintero Arboleda, B., & Orrego Bustamante, S. (2009). Simulación numérica del flujo en turbomáquinas hidráulicas. Estado del arte y fuentes de error. Aplicación a turbinas Francis. Universidad EAFIT.
- Mangla, M., & Khodre, N. (2010). Measurement of turbine efficiency by thermodynamic Method for field acceptance test of hydro turbine and Comparison with model test result. IGHEM.
- Martinez, J. (Junio de 2012). Diseño de un sistema para la obtención de la eficiencia en turbinas hidráulicas mediante el método termodinámico. Tesis de Maestría. Cuernavaca, Morelos, México.
- Mataix, C. (1986). Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas. Madrid: Del Castillo.


- Ole, G., Torbjørn, K., Brandåstrø, B., Wiborg, E., & Hulaas, H. (2006). Comparison between pressure-time and thermodynamic efficiency measurements on a low head turbine. IGHEM.
- Papa, F., Raduji, D., Karney, B., & Robertson, M. (2014). Pump energy efficiency field testing and benchmarking in Canada. JWS.
- Patil, S., Verma, H., & Kumar, A. (2010). Efficiency measurement of hydro machine by Thermodynamic method. IGHEM.
- Shang, D. (2017). Application research on testing efficiency of main drainage pump in coal mine using thermodynamic theories. IJRM.
- Urquiza, G., Kubiak, S., Adamkowski, A., Janicki, W., & Sierra, F. (2005). Condiciones previas para la medición de flujo y cálculo de eficiencia de la unidad no. 4 en la C. H. Temascal, Tech. Rep. 76P/DM/CIICAp.
- Urquiza, G., Kubiak, S., Adamkowski, A., Janicki, W., & Sierra, F. (2005). Resultados de medición de flujo y cálculo de eficiencia de la unidad no. 4 en la C. H. Temascal, Tech. Rep. 77P/DM/CIICAp.

ANEXO 1: TRABAJOS PUBLICADOS.

1. Artículos científicos
2. Artículos de congreso
3. Asistencia a congresos

Article

Application of CFD to the Design of Manifolds Employed in the Thermodynamic Method to Obtain Efficiency in a Hydraulic Turbine

Erick O. Castañeda Magadán , Gustavo Urquiza Beltrán, Laura L. Castro Gómez *  and Juan C. García Castrejón 

Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Cuernavaca 62209, Mexico; erick.castanedamag@uaem.edu.mx (E.O.C.M.); gurquiza@uaem.mx (G.U.B.); jcgarcia@uaem.mx (J.C.G.C.)

* Correspondence: lauracg@uaem.mx



Citation: Castañeda Magadán, E.O.; Urquiza Beltrán, G.; Castro Gómez, L.L.; García Castrejón, J.C. Application of CFD to the Design of Manifolds Employed in the Thermodynamic Method to Obtain Efficiency in a Hydraulic Turbine. *Energies* **2021**, *14*, 8359. <https://doi.org/10.3390/en14248359>

Academic Editors: Adam Adamkowski and Anton Bergant

Received: 7 October 2021

Accepted: 7 December 2021

Published: 11 December 2021

Publisher's Note: MDPI stays neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.



Copyright: © 2021 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

Abstract: This study presents the design and implementation of different types of manifolds (sampling system) to measure water flow properties (velocity, pressure, and temperature) through the high- and low-pressure section of a Francis-type low head hydraulic turbine (LHT of 52 m) to calculate its efficiency using the Thermodynamic Method (TM). The design of the proposed manifolds meets the criteria established in the “International Electrotechnical Commission—60041” Standard for the application of the TM in the turbine. The design of manifolds was coupled to the turbine and tested by the Computational Fluid Dynamics (CFD) application, under the same experimental conditions that were carried out in a power plant, without the need for on-site measurements. CFD analyses were performed at different operating conditions of volumetric flow (between values of 89.67 m³/s and 35.68 m³/s) at the inlet of turbine. The mechanical power obtained and the efficiency calculated from the numerical simulations were compared with the experimental measurements by employing the Gibson Method (GM) on the same LTH. The design and testing of manifolds for high- and low-pressure sections in a low head turbine allows for the constant calculation of efficiency, avoiding breaks in the generation of electrical energy, as opposed to other methods, for example, the GM. However, the simulated (TM) and experimental (GM) efficiency curves are similar; therefore, it is proposed that the design of the manifolds is applied in different geometries of low-head turbines.

Keywords: computational fluid dynamics; hydraulic efficiency; Gibson method; manifolds; turbine; thermodynamic method

1. Introduction

The “International Electrotechnical Commission—60041” (IEC—60041) Standard establishes various test development methods to determine the hydraulic performance of different hydraulic turbomachinery, such as the Reel method, Pitot tubes, and Pressure-Time (also called Gibson), among which is the Thermodynamic Method™. According to the standard, this method allows, in a hydroelectric power station, for the measurement of flow properties extracted in the high- and low-pressure section (inlet and outlet of the turbine or pump, respectively), to calculate the hydraulic efficiency of the turbomachinery. This method is less invasive compared to others, for example, the Pressure-Time method (also called the Gibson method). The Pressure-Time method is accurate and can inexpensively perform indirect flow measurements for low head turbines. However, it could be risky due to the phenomenon used for measurement. The application of TM instead of the Gibson method aims to avoid damage in any component of the hydraulic turbine, such as the penstock, valves, or distributor. In addition, it allows for the calculation of continuous efficiency by simultaneously measuring the interest variables without stopping power energy generation.

The IEC—60041 Standard establishes that the application of TM is limited to specific hydraulic energy values greater than 1000 J/kg (heads higher than 100 m). However, under favorable conditions, the measurement interval could be extended to lower values of the specific hydraulic energy or heads lower than 100 m [1,2].

Given the inherent difficulties in directly measuring the flow that define the hydraulic efficiency (η_h), it is possible to carry out their extractions in manifolds that are especially designed for the determination of temperature, pressure, and velocity in the fluid, installing them in the inlet and outlet sections of the turbine, respectively (Figure 1).

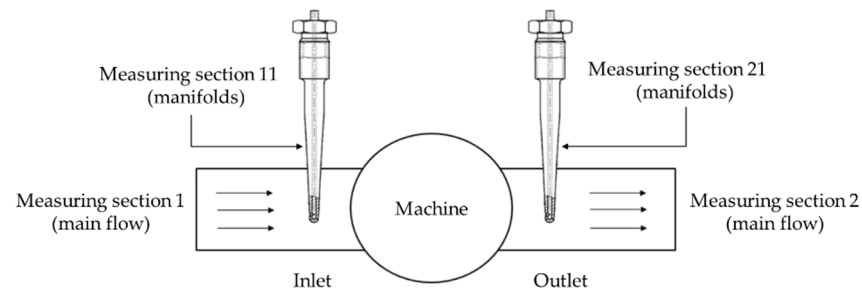


Figure 1. Conceptual diagram showing the location of manifolds to measure flow properties to compute power and efficiency according to IEC—60041.

The manifolds must be designed to ensure that the velocity inside is at a specific interval, so that the flow is uniform when it comes into contact with the installed temperature transducers. This guarantees that the temperature will remain constant inside the manifold and around the sensor. Moreover, the precision and sensitivity of the temperature measurement instruments should be sufficient to provide an indication of a temperature difference of at least 0.001 K between the measurement points. In addition, the temperature of the extracted water should be continuously monitored by thermometers of at least ± 0.05 K precision and 0.01 K sensitivity [2]. According to different authors, Pt-100 Resistive Temperature Detectors (RTD's) are commonly used for measurement due to their high stability and precision [3–5].

According to TM, the direct operating procedure or direct method is used to measure the efficiency of the turbine under study. This method measures temperature, velocity, and pressure, extracting water from the penstock at the high-pressure side of the turbine to a manifold with a minimum expansion. Hydraulic losses and friction cause an increase in the temperature of the water passing through the turbine. This phenomenon can be calculated using the specific heat of the water. Although the authors of [6] defined that the decrease in the head in a turbine reduces the temperature difference between the inlet and outlet, they are directly proportional.

On the other hand, although this is a numerical case, in experimental cases, authors such as [4] propose a procedure for the normalization of experimental tests from the opening of the closing control device. After 10 min stabilization in the generator's frequency, the temperature data recording is started by means of Pt-100 type sensors during the first 2 min. At the end, the average value of the temperature difference is calculated (high and low pressure). During this period, the measurements of the other parameters, such as inlet and outlet pressure and power, are simultaneous. This procedure is repeated for different openings of the closing control device, that is, for different load values in the unit, as in the present case.

Hydraulic turbines and the geodesic points where these are installed can present aspects of great complexity, such as installing manifolds on the low-pressure side embedded in concrete tubes. However, with a correct design of collecting tubes that are long enough for sample extraction, the measured temperature values could be considered adequate [7]. In the high-pressure section, the optimal length for penetration of the detraction into the pipe can be calculated. However, the length established by IEC-60041 could be enough [8–11].

IEC-60041 establishes that the design of detraction probes for the high-pressure zone must present the appropriate structural study to avoid total or partial detachment, and that it reaches essential areas such as the runner, causing significant damage. To select the correct materials for the probes that support the loads, the typical properties of the materials used in engineering can be consulted [10,11].

According to [3], the design of a horizontal sampling system at the outlet of the turbine is better than vertical. However, the research is based on a Pelton-type turbine. According to the turbine types, the power distribution and partial flow passage can demonstrate significant differences for the present study.

On the other hand, the system can be designed by two or more means of sampling; for example, a system composed of an arrangement of horizontal tubes with a central mixing chamber, in which the relevant sensors are coupled. Furthermore, perforated tubes are located at the turbine's outlet, and temperature sensor is placed at different heights to measure temperature changes throughout the section.

A hybrid vertical detraction system and a mixing chamber for each tube would reduce the number of sensors required and improve measurement. In addition, the use of perforated tubes for the water samples at the outlet of the turbine omits the presence of elbows to avoid friction losses [12].

The development of accurate instruments allows for the application of TM in low head turbines; for example, most hydroelectric power plants in Mexico have heads lower than 100 m, such as 22 and 76 m. Consequently, the present study focuses on a 52-m head Francis-type hydraulic turbine installed in a hydroelectric plant in México. This has a rotational velocity of 180 RPM (18.84 rad/s) under normal operating conditions, i.e., constant volumetric input flow (between values of 89.67 m³/s and 35.68 m³/s), and a 3.5 m maximum tip diameter for the runner.

With these values, the specific speed in the turbine is calculated according to [13–16], see Equation (1). N is expressed in RPM, Q is the volumetric flow in (m³/s) and H is the head in meters.

$$N_s = N \left(\frac{Q^{0.5}}{H^{0.75}} \right) = \frac{638}{H^{0.512}} \quad (1)$$

The turbines can be classified according to the specific speed, at the head (H), a range from 50 to 240 m can be found the Francis turbine, and their specific speed is between 51 and 255 dimensionless (Power in kW) [16]. Therefore, the specific speed value for the studied turbine is 87.93, i.e., a Francis slow turbine.

On the other hand, an example comparison of the efficiency calculations in a turbine was performed using the Gibson Method (GM) and the TM at the Gråsjø power plant in Norway, which show differences between the efficiency curves below 0.5%, for the entire range measured below 0.15% and for relative powers between 0.5 and 1.15%. The Gråsjø power plant is equipped with a vertical Francis turbine and has a net height of 50 m [17], which serves as a reference for current research development.

2. Materials and Methods

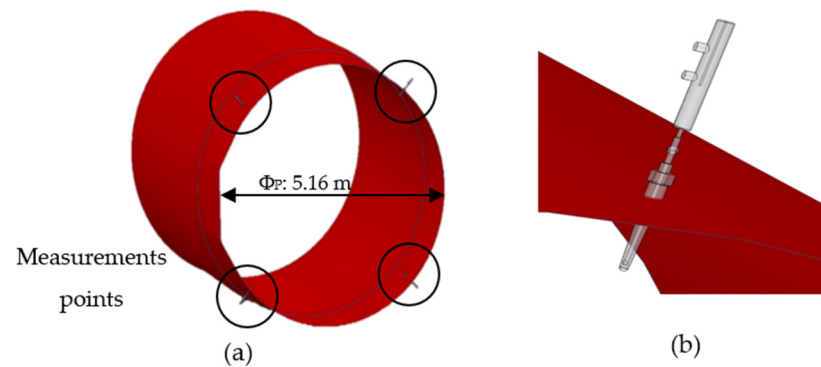
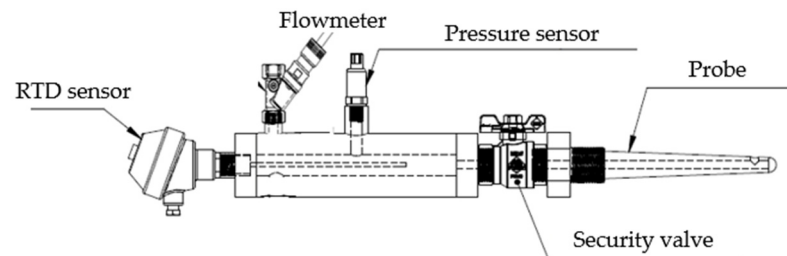
2.1. Measurement System Design

2.1.1. Manifolds Design for the High-Pressure Section (Inlet)

According to Castro [18] and Urquiza [19], the principal parameters were obtained to design the manifolds used in TM on the turbine's inlet section. The values shown in Table 1 are the final results of the Gibson method, applied on a 52.54 m head turbine under different working conditions. (Q_T) it is the net volumetric flow, (Q_0) is leakage flow when wicket gates are closed, (P_1) is inlet pressure in the flow of water, (P_m) is the mechanical power energy generated by the runner, (P_e) is the electrical power measurement in the generator, (T_{orque}) is the torque generated by the runner, (η_h) is the hydraulic efficiency of the turbine and (η_g) is the efficiency measured in the generator. The number of manifolds and their positioning is shown in Figure 2. The proposed design is shown in Figure 3 [20].

Table 1. Parameters of the turbine on study [18,19].

Q_T (m ³ /s)	Q_0 (m ³ /s)	P_1 (kPa)	P_m (MW)	P_e (MW)	T_{orque} (kN m)	η_h (%)	η_g (%)
89.67	0.7	390.09	31.65	31.05	1679.94	85.10	98.30
82.00	0.7	392.03	30.71	30.12	1630.04	89.80	98.28
76.14	0.7	393.48	29.03	28.45	1540.87	91.16	98.23
68.73	0.7	395.35	26.05	25.50	1382.70	89.91	98.14
60.99	0.7	396.64	22.63	22.10	1201.17	87.84	97.97
52.90	0.7	397.92	19.02	18.51	1009.55	84.92	97.68
46.11	0.7	399.69	15.72	15.23	834.39	80.08	97.26
35.68	0.7	404.70	10.14	9.68	538.22	65.89	96.06

**Figure 2.** Measurement system, high-pressure section: (a) general view, (b) upper-right probe and manifold, zoom.**Figure 3.** Manifold proposed and instrumentation.

According to [19], for each volumetric flow, the rotational velocity is 180 RPM (18.84 rad/s), and the total deviation of measurements was $\pm 1.6\%$. It is possible to define the total deviation of measurements of the flow in a systematic way, with Equation (2):

$$\delta_Q = \pm \sqrt{\delta_{\Delta\rho}^2 + \delta_{\Delta A}^2 + \delta_C^2 + \delta_\rho^2 + \delta_{Dp}^2 + \delta_{\Delta pf}^2 + \delta_t^2 + \delta_{Ql}^2 + \delta_{rp}^2} \quad (2)$$

where:

$\delta_{\Delta\rho}$ —Uncertainty regarding the change in water density due to subsequent pressure change.

$\delta_{\Delta A}$ —Uncertainty regarding the change of pipe section due to the change in pressure.

δ_C —Uncertainty regarding the determination of the C-value ($C = L/A$).

δ_ρ —Uncertainty regarding the value of water density.

$\delta_{\Delta p}$ —Uncertainty regarding errors in measuring pressure differences between sections of the pressure pipe.

$\delta_{\Delta pf}$ —Uncertainty regarding the decrease in pressure in the section of the pipe that generates hydraulic losses.

δ_t —Error relating to measurement over time.

δ_{Ql} —Relative uncertainty of measurement under final conditions by assessing flow intensification (leakage intensification).

δ_{rp} —Error regarding the pressure change log.

The probe intrusion depth in the pressure tube for the extracted water samples is 170 mm, placed diametrically opposite to, or at 90° from, each other. According to Côté [9], the increase in the intrusion length does not represent significant changes between the results obtained with a longer probe (50 mm minimum). The differences between the results obtained with probes of different length were small, and no greater than those obtained with probes of the same length. On the other hand, the intrusion depth of the probe is at an optimum point where the main velocity produces a velocity equal to the average falling velocity of the turbine at the probe inlet. The optimal penetration where this condition is fulfilled is reported for different flow velocity profiles within the penstock [8].

However, the power of the turbine shaft (P_m) or mechanical power has been calculated with Equation (3):

$$P_m = (P_e / \eta_g) - P_f \quad (3)$$

where P_e is the generator active power (measured on site), η_g is the efficiency of the generator (obtained from the manufacturer), and $P_f = (P_{tB} + P_{gB})$ are the losses in the load-bearing block (P_{tB}) and the guide-bearing (P_{gB}). The losses have been calculated in accordance with the IEC 60041 standard.

2.1.2. Manifolds Design for the Low-Pressure Section (Outlet)

For the study of energy transfer in the low-pressure section, the geometry and design parameters were obtained by Castro [18]. The low-pressure section is made up of a rotating domain and a stationary one. The first is made up of the runner, hub and shroud of the turbine; the second is made up of the draft tube, divider and outlet of the section.

According to the standard, the distance of the traction intakes in this section must be located at a distance from the runner of at least five times its maximum diameter; for the turbine in question, the tip diameter of the runner is 3.5 m and the minimum distance required is 17.5 m. However, the manifolds were located farther away than the minimum distanced required to avoid turbulence generated in the walls, close to the division of the draft tube (see Figure 4).

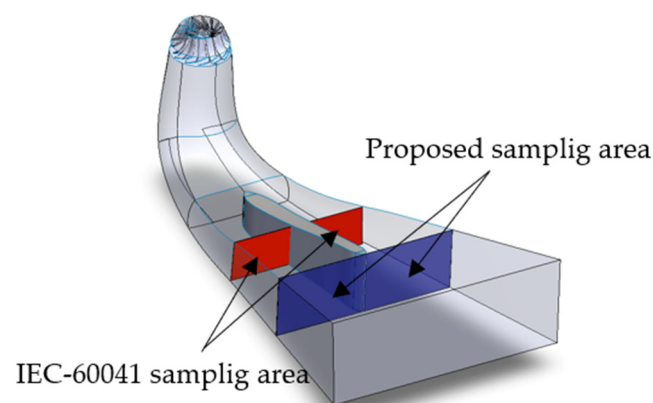


Figure 4. General geometry low section pressure (isometrical view).

Hulaas establishes that, under favorable conditions, the application of TM can be extended to falls of less than 100 m; on the other hand, since it is an inaccessible, closed measurement selection, the only possibility of exploring the temperature is through an intake device located inside the tube. This device consists of at least two tubes that collect partial flows [1,2].

Based on Figure 4, four fluid withdrawal intakes were coupled to perform temperature, flow rate and pressure measurements at the outlet of the draft tube; the proposed design is shown in Figure 5.

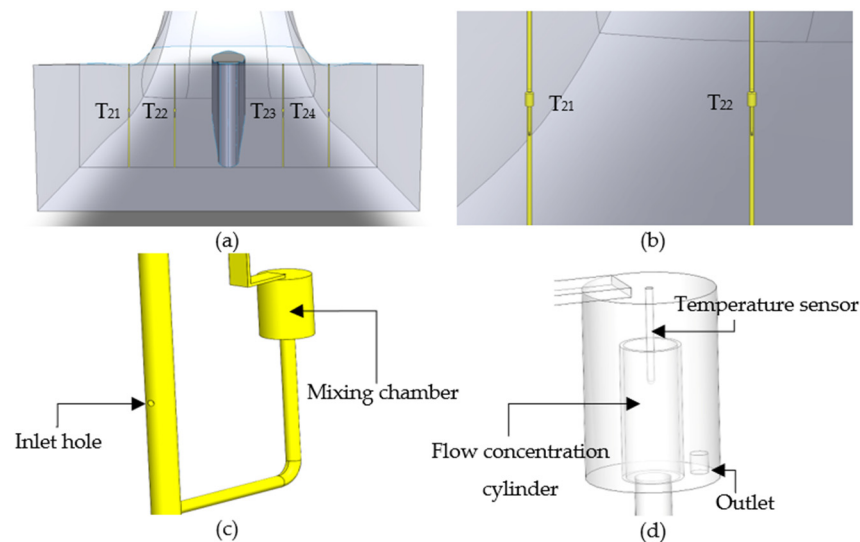


Figure 5. Manifold vessels coupling, outlet section: (a) manifolds T_{21} , T_{22} , T_{23} and T_{24} , (b) view outlet section left, (c) isometric view of manifold vessel, (d) mixing chamber (inside).

2.2. Numerical Simulation (CFD)

The computational fluid dynamics (CFD) analysis for the high- and low-pressure sections was performed in commercial software (ANSYS CFX). The domain discretization was performed by ICEM for both domains, and both the numerical calculation, and the post-process were performed by ANSYS CFX.

The discretization of the high-pressure section was of the non-structured tetrahedral type, presenting a total of 1,273,913 elements. In both the high- and low-pressure section, the element unit is millimeters (mm).

For the high-pressure section, the minimum size of the element is 1 mm, and the maximum size is 480 mm. This section includes the temperature sensors, probes, manifolds, inlet, outlet, and penstock.

The discretization for the low-pressure section is also that of the non-structured tetrahedral type, presenting a total of 6,297,796 elements. On the other hand, united with the elements, smaller bodies such as collector tubes (manifolds), mixing chambers, RTD's, and the flow inlet and outlet locations are added. For the low-pressure section, the minimum size of the element is 1 mm, and the maximum size is 600 mm. This section includes the temperature sensors, manifolds, runner, inlet and outlet of turbine, and draft tube, respectively.

For each of the numerical simulations, mass flow conditions calculated from the inlet volumetric flow were established.

According to [21], some turbulence models, such as k -Epsilon, are only valid for fully developed turbulence, and do not perform well in the area close to the wall. Two ways of dealing with the near-wall region are usually proposed.

One way is to integrate the turbulence with the wall, where turbulence models are modified to enable the viscosity-affected region to be resolved with all the mesh down to the wall, including the viscous sublayer. When using a modified low-Reynolds turbulence model to solve the near-wall region, the first cell center must be placed in the viscous sublayer (preferably $y^+ = 1$), leading to the requirement of abundant mesh cells. Thus, substantial computational resources are required.

Another way is to use the so-called wall functions, which can model the near-wall region. When using the wall functions approach, there is no need to resolve the boundary layer, causing a significant reduction in the mesh size and the computational domain. Then:

- First, grid cell need to be $30 < y^+ < 300$. If this is too low, the model is invalid. If this is too high, the wall is not properly resolved.
- The high-Re model (Standard k–Epsilon, RNG k–epsilon) can be used.
- This method is used when there is greater interest in the mixing than the forces on the wall.

For the present case, the absolute distance from the wall in temperature sensors (walls of greater interest) is 0.97 mm (y), the Re number is 3998.2, the skin friction (C_f) is 0.013, the Wall shear stress (τ_w) is 2.44 Pa, the friction velocity (u^*) is 0.049 m/s and the y^+ value is 47. As the y^+ value is in the range $30 < y^+ < 300$, both the turbulence model k-Epsilon and mesh are applicable for the study.

2.2.1. High Pressure Section

The high-pressure domain (penstock, Figure 6) was established as a stationary numerical analysis, with a k-Epsilon turbulence model and the Total Energy model to obtain temperature changes at strategic points in the domain. The fluid temperature at the inlet was 25 °C, and the walls of the study domain were defined as adiabatic.

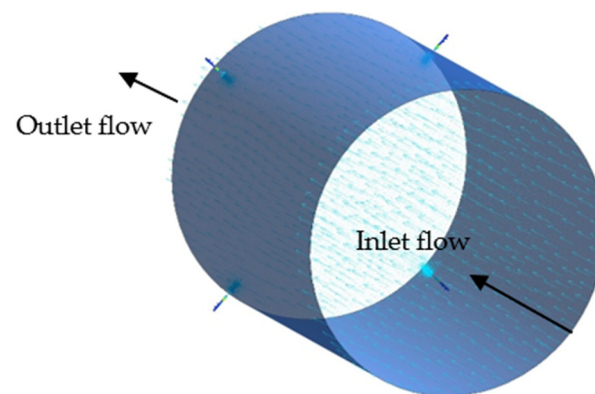


Figure 6. CFD, Post-processing. High-pressure section: Isometric view.

The boundary condition at the input was established as a mass flow rate and the outlet was established as a pressure outlet. Both the inlet and outlet conditions are presented in Table 1; for example, the first simulation is a development to 89,418.9 kg/s (89.67 m³/s) and 390 kPa values, respectively. A total of 2000 iterations were established, with a convergence criterion of residual type “RMS”, with a value of 1×10^{-6} and, for energy, a value of 1×10^{-4} .

The post-processing of the interest variable in the software shows the water temperature inside the manifolds (Figure 7), and the temperature on the surface of the RTD instrument through color contours (Figure 8), in which the higher value corresponds to the red color and the minor to the blue. The RTD sensor, a simulated surface within the study domain, directly obtains the necessary resolution for temperature measurement. The dimensions of the simulated sensor are 4 mm in diameter and 152 mm long [20]. Proper mixing of the fluid is confirmed by means of the temperature contours inside the manifolds, and a constant temperature is ensured. The maximum temperature of the fluid inside the manifolds is 25.1 °C, and the maximum temperature on the surface of the RTD sensor is 25.09 °C.

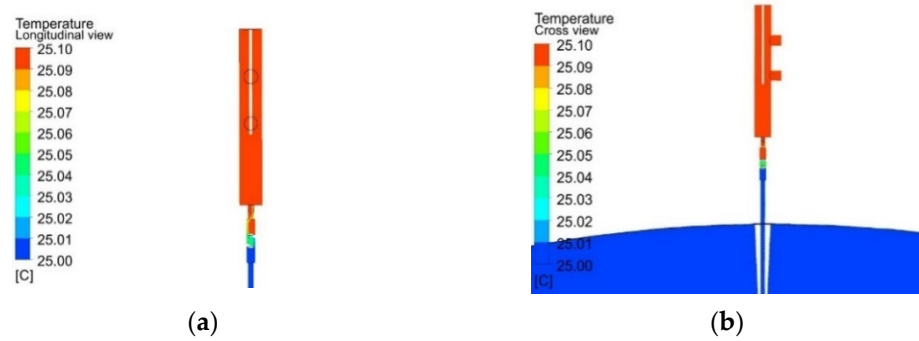


Figure 7. Internal temperature vessel, high-pressure section: (a) Longitudinal view, (b) Cross view.

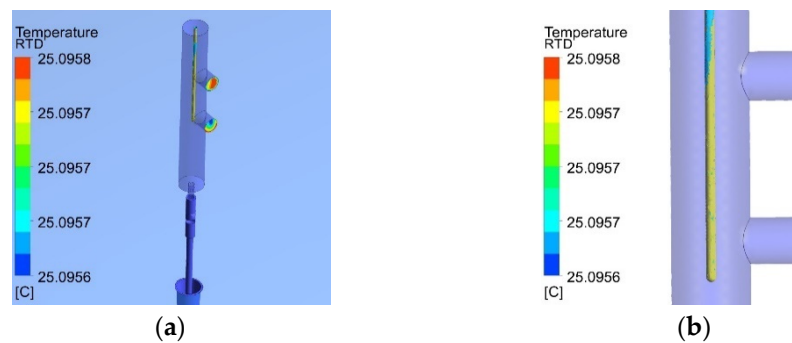


Figure 8. RTD temperature, high-pressure section: (a) Isometric view, (b) Longitudinal view (zoom).

According to the standard, at the manifold outlet, the volumetric flow must be between 0.1×10^{-3} and $0.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$; therefore, the expected velocity range will be between 0.29 m/s and 1.46 m/s, respectively, since the outlet diameter of the manifolds is 0.02 m. Figure 9 shows the outlet velocity of the manifolds using colored contours. The obtained results confirm the values that are allowed by the standard.

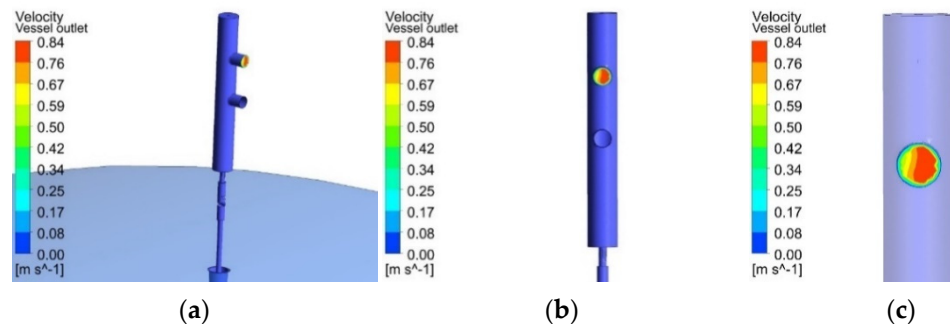


Figure 9. Velocity outlet, high-pressure section: (a) Isometric view, (b) Front view, (c) location velocity outlet (zoom).

On the other hand, Figure 10 shows the pressure contours at a location where a relevant sensor is physically attached.

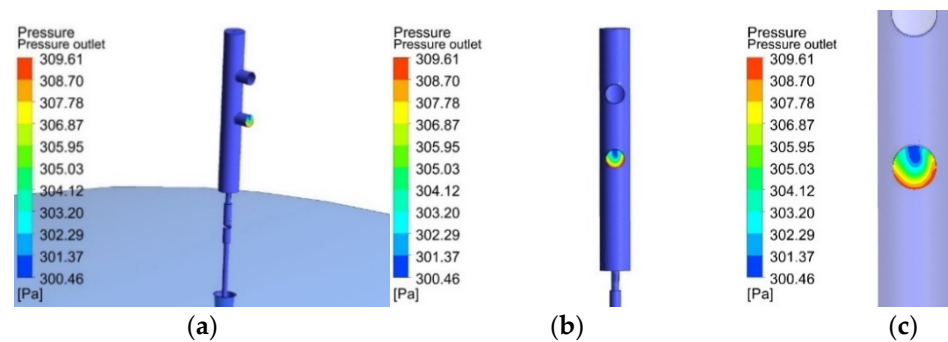


Figure 10. Pressure location, high-pressure section: (a) Isometric view, (b) Front view, (c) location pressure outlet (zoom).

2.2.2. Low Pressure Section

The CFD in the low-pressure section, as well as in the high-pressure one, used different inlet mass flows (presented in Table 1); however, the pressure at the outlet of the turbine (draft tube) was established as a pressure static outlet or open to the atmosphere. The numerical simulation was of the “turbo-machinery” type, defining a rotating domain (runner) and a stationary domain (draft tube and manifolds). When using two types of domains, it is necessary to establish a new boundary condition, defined as an interface. This configures itself as a “stage” type, since it adapts the results of a domain with movement to a stationary one, in which it is determined to be a “fluid–fluid” interface with corresponding 360° angles. A volumetric flow inlet with a direction based on cylindrical components was defined, a rotational velocity of the runner at 180 rpm and the temperature of the inlet fluid was that obtained at the outlet of the penstock for each of the different cases. The k-Epsilon turbulence model and the Total Energy equation were enabled; similarly, the domain walls were adiabatic, as in the penstock. In both the low- and high-pressure section, one of the most prominent turbulence models, the (k-Epsilon) model, was used. This is implemented in most general purpose CFD codes and is considered the industry standard model. It has proven to be stable and numerically robust and has a well-established regime of predictive capability. Therefore, for general-purpose simulations, the model offers a good compromise in terms of accuracy and robustness.

Within CFX, the turbulence model uses the scalable wall-function approach to improve robustness and accuracy when the near-wall mesh is refined. The scalable wall functions enable solutions to arbitrarily fine near-wall grids, significantly improving standard wall functions. Defined thus, a total of 10,000 iterations were established with a convergence criterion of residual type “RMS” with a value of 1×10^{-6} and, for energy, a value of 1×10^{-4} .

The processing of variables of interest in the software shows the temperature measured by the RTD sensor fitted inside the manifold (Figure 11) at the outlet of the draft tube. The dimensions of the simulated sensor are 4 mm in diameter and 50 mm long.

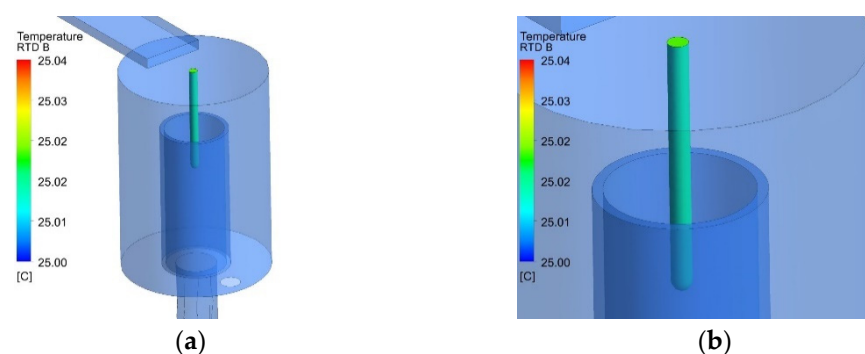


Figure 11. Temperature, low-pressure section: (a) Isometric view (b) RTD Sensor, zoom.

Figure 12 shows the velocity and pressure at the outlet of the manifold.

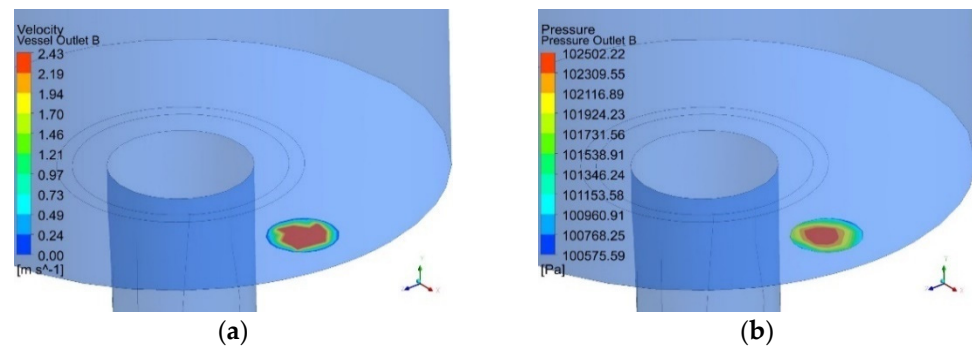


Figure 12. Outlet location, (a) Velocity outlet, (b) Pressure Outlet.

A view of the flow inlet through velocity vectors to the mixing chamber is shown in Figure 13. The total length of the collecting tubes is 4.06 m, equivalent to the outlet height of the draft tube for correct sampling in the zone, the diameter of the tubes is 30.8 mm or 1 1/2 in., 10 inlet holes to the collection tube with a diameter of 10 mm satisfy the minimum dimensions required by the standard [2].

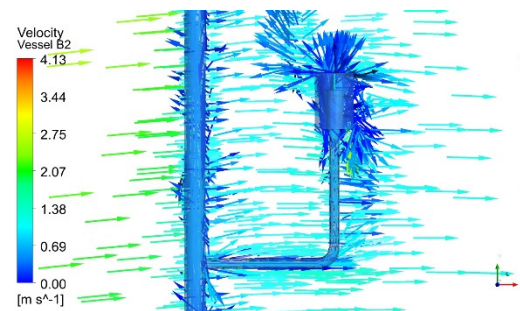


Figure 13. Internal flow (velocity vectors), low-pressure section.

2.3. Application of Grid Convergence Index (GCI)

According to [22], the computer code used for CFD applications must be fully referenced, and previous code verification studies must be briefly described or cited. Appropriate methods could be selected to validate that CFD results do not depend on the quality or size of the grid. For the present study, the Grid Convergence Index (GCI) method was used.

The recommended procedure to calculate the fine-grid convergence index (GCI) is based on Equation (4)

$$GCI^{21} = (1.25e_a^{21}) / (r_{21}^p - 1) \quad (4)$$

where e_a^{21} is approximated relative error, calculated by Equation (5). ϕ are the values of critical variables. For the present case, ϕ is the temperature (T_{11} or T_{21}) at specific points in specific domains.

$$e_a^{21} = |(\Phi_1 - \Phi_2) / \Phi_1| \quad (5)$$

r_{21}^p is the grid refinement factor $r = h_{coarse} / h_{fine}$. It is desirable that this is greater than 1.3. The 21 subscripts correspond to the relationship between grid 1 (fine) and grid 2 (coarse); see Equation (6)

$$r_{21}^p = h_2 / h_1 \quad (6)$$

where “ p ” is the apparent order of the method used. For estimation of discretization error, it is necessary to define a representative cell, mesh or grid size “ h ” (mm). For example, Equation (7) is employed for three-dimensional calculations.

$$h = \left[\frac{1}{N} * \sum_{i=1}^N (\Delta V_i)^{\left(\frac{1}{3}\right)} \right] \quad (7)$$

ΔV_i is the volume and N is the total number of cells used for the computations. Another method to obtain the size of the grid (h) is analyzing the grid in the software used. This analysis can be conducted according to volume, the maximum/minimum length or the maximum/minimum side or the density of the grid.

In comparison with Equation (4), Roache [23] establishes that the grid convergence index (GCI) is based on Equation (8)

$$GCI_{Ro} = 3 |\varepsilon| / (r^p - 1) \quad (8)$$

where ε is equivalent to e_a^{21} , and r^p is equivalent to r_{21}^p . A summary and comparison of results for two grids are shown in Tables 2 and 3.

Table 2. Summary of results, high-pressure section.

Grid	ϕ	e_a^{21}	h	r_{21}^p	GCI^{21} (%)	GCI_{Ro} (%)
Coarse (2)	25.0957	1.20×10^{-6}	455.38	1.196	3.47×10^{-4}	8.34×10^{-4}
Fine (1)	25.0957		380.65			

Table 3. Summary of results, low-pressure section.

Grid	ϕ	e_a^{21}	h	r_{21}^p	GCI^{21} (%)	GCI_{Ro} (%)
Coarse (2)	25.0204	1.22×10^{-5}	816.67	1.917	5.72×10^{-4}	1.37×10^{-3}
Fine (1)	25.0207		426.10			

The grid convergence index (GCI) is adequate when the result is less than 1%, according to Roache. Despite the GCI differences between the authors, a value of less than 1% was obtained for both cases. Due to the presented results, it is possible to carry out the current study with the first generated grid.

2.4. Thermodynamic Method Application

The calculation of Hydraulic Efficiency (η_h) is defined by the ratio of the mechanical power (P_m) and the hydraulic power (P_h) of the turbine, respectively, as in Equation (9).

$$\eta_h = P_m / P_h \quad (9)$$

The mechanical power (P_m) of the turbine is calculated by the specific mechanical energy (E_m), density (ρ) and the volumetric flow (Q_T) that passes through the turbine, as in Equation (10).

$$P_m = E_m * (Q_T * \rho) \quad (10)$$

The hydraulic power (P_h), in contrast with the P_m , is obtained by means of the Specific Hydraulic Energy (E_h), as in Equation (11). The correction factor (ΔP_h) is neglected since Urquiza [8] considered this factor in the presented results.

$$P_h = E_h * (Q_T * \rho) \pm \Delta P_h \quad (11)$$

The E_m was calculated with the variables measured in the manifolds, such as pressure (p), temperature (T) and velocity (v), (see Equation (12)). The reference heights (z) are

assigned for each manifold and the isothermal factor (\dot{a}), as well as the specific heat (C_p), are obtained from the annexes of IEC 60041, Appendix E physical data, Table EV and EVI [2] (Table 4), and an interpolation of the temperature and average pressure for each of the case studies.

Table 4. Properties of water [2].

θ (°C)	Absolute Pressure (10×10^5 Pa)	
	\dot{a} ($\times 10^{-3}$ m ³ /kg)	C_p (J/kg °C)
23	0.9315	4179
24	0.9286	4179
25	0.9257	4179
26	0.9229	4179
27	0.9201	4179

Finally, gravity (g) was obtained from Reference [8]. The subscripts 11 and 21 correspond to the manifolds in the inlet and outlet section, respectively. Similarly, T_1 and T_2 belong to the corresponding sections.

$$E_m = [\dot{a} * (p_{11} - p_{21})] + [C_p * (T_1 - T_2)] + [(v_{11}^2 - v_{21}^2)/2] + [g * (z_{11} - z_{21})] \quad (12)$$

The E_h is obtained by the properties measured in the main water flow (subscripts 1 and 2), Equation (13). Pressure (p), velocity (v) and height (z) are geodetic sampling points or reference points with respect to the height of the sea level at which the turbine is located. ρ , as well as \dot{a} and C_p , are obtained by interpolation.

$$E_h = [(p_1 - p_2)/\rho] + [(v_1^2 - v_2^2)/2] + [g * (z_1 - z_2)] \quad (13)$$

The sampling points are observed in Figure 14, which is a general diagram of the turbine in question (original C.H. Temascal plane), as well as the areas in which the fluid properties are measured.

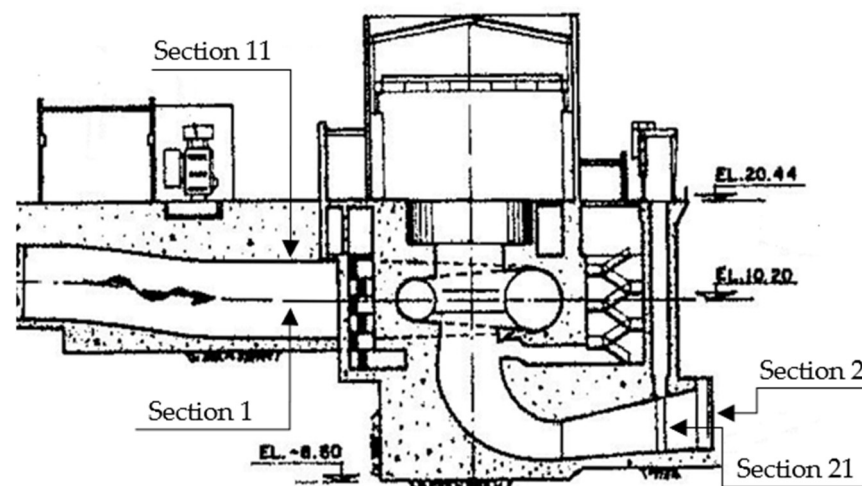


Figure 14. Longitudinal view, measurement points [24].

According to [6], the mechanical energy (E_m) is calculated by Equation (14). In this equation, \dot{a} is an isothermal factor of the water, p_{11} , the inlet pressure in the diffuser, p_{21} , the outlet pressure of the suction tube, T_{11} , the inlet temperature of the suction tube, T_{20} , the

outlet temperature of the suction tube aspiration, z_{11} , is a reference point for temperature measurement, and z_{1m} is the reference point for measuring p_{11} .

$$E_m = [\dot{a} * (p_{11} - p_{12})]$$

$$E_m = [C_p * (T_{11} - T_{20})] + [(v_1^2 - v_2^2)/2] + [g * (z_{1m} - z_{11})] \quad (14)$$

However, the variables for the present study were adapted to the previously established conditions, defining E_m as Equation (15).

$$E_m = [C_p * (T_1 - T_2)] + [(v_{11}^2 - v_{21}^2)/2] + [g * (z_{11} - z_{21})] \quad (15)$$

3. Results

3.1. Results of Thermodynamic Method

3.1.1. High-Pressure Section

For each of the different conditions and working sections, the temperature, velocity and pressure in the manifolds were obtained as required by IEC 60041. Similarly, the amount of volumetric flow that exits the manifolds located on the penstock and draft pipe was tested. As it is a stationary type of simulation, the value of temperature, pressure and velocity is obtained by exporting a series of values provided by the software in each of the locations of interest at the end of the numerical calculation (high- and low-pressure section). This series of values is averaged and shown below.

Table 5 contains the average temperature values in the four manifolds; Table 6 contains the average velocity and pressure values of the manifolds. Section 14.3.1 “General”; of the IEC-60041 standard establishes that the thermodynamic method for the average yield is based on the laws of thermodynamics, using the thermodynamic temperature ϑ in Kelvin (K). In case of temperature differences, the temperature can be directly expressed in Celsius ($^{\circ}\text{C}$) degrees, as $\vartheta_1 - \vartheta_2 = \theta_1 - \theta_2$ [2].

Table 5. Manifold’s temperature, high-pressure section.

Q_T (m^3/s)	T_{11} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{12} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{13} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{14} ($^{\circ}\text{C}$)	T_1 ($^{\circ}\text{C}$)
89.67	25.095	25.095	25.095	25.095	25.095
82.00	25.095	25.095	25.095	25.095	25.095
76.14	25.095	25.095	25.095	25.095	25.095
68.73	25.096	25.096	25.096	25.096	25.096
60.99	25.096	25.096	25.096	25.096	25.096
52.90	25.096	25.096	25.096	25.096	25.096
46.11	25.096	25.096	25.096	25.096	25.096
35.68	25.097	25.097	25.097	25.097	25.097

Table 6. Manifold’s velocity and pressure, high-pressure section.

Q_T (m^3/s)	P_{11} (Pa)	v_{11} (m/s)
89.67	314.22	0.70
82.00	301.12	0.66
76.14	303.74	0.68
68.73	294.34	0.67
60.99	268.95	0.70
52.90	287.85	0.66
46.11	251.58	0.67
35.68	254.11	0.68

3.1.2. Low-Pressure Section

The analysis of results in the low-pressure section (runner and draft tube) involves a comparison of the mechanical power and torque generated by the turbine for each flow condition (Table 7) in the software.

Table 7. Comparison between mechanical power and torque, reported vs. simulated.

Q_T (m ³ /s)	P_M Reported (MW)	P_M Simulated (MW)	Torque Reported (kN m)	Torque Simulated (kN m)
89.67	31.65	31.58	1679.94	1676.13
82.00	30.71	30.66	1630.04	1627.58
76.14	29.03	28.96	1540.87	1537.15
68.73	26.05	25.99	1382.70	1379.33
60.99	22.63	22.58	1201.17	1198.73
52.90	19.02	18.97	1009.55	1006.96
46.11	15.72	15.67	834.39	831.56
35.68	10.14	10.12	538.22	537.32

By demonstrating the same mechanical power and torque conditions, the results in the draft tube can be analyzed. The manifolds attached to the draft tube acquired samples of the main flow (water) to obtain the energy distribution at different points. Variables such as temperature, velocity and pressure, obtained in each of the containers, are shown in Tables 8 and 9.

Table 8. Manifold's temperature, low-pressure section.

Q_T (m ³ /s)	T_{21} (°C)	T_{22} (°C)	T_{23} (°C)	T_{24} (°C)	T_2 (°C)
89.67	25.023	25.017	25.019	25.022	25.020
82.00	25.018	25.014	25.011	25.013	25.014
76.14	25.012	25.011	25.008	25.009	25.010
68.73	25.008	25.008	25.008	25.007	25.008
60.99	25.008	25.010	25.007	25.007	25.008
52.90	25.009	25.011	25.009	25.008	25.010
46.11	25.013	25.014	25.012	25.011	25.013
35.68	25.020	25.021	25.018	25.017	25.019

Table 9. Manifold's velocity and pressure, low-pressure section.

Q_T (m ³ /s)	P_{21} (Pa)	v_{21} (m/s)
89.67	99,385.15	1.31
82.00	99,503.34	1.25
76.14	99,843.35	1.15
68.73	100,511.12	0.89
60.99	100,265.66	1.02
52.90	99,748.05	0.98
46.11	99,441.40	0.94

4. Discussion

The results obtained in the low-pressure section (draft tube) show that the direction of runner rotation (clockwise) and the geometry of the draft tube discharges water from a turbine, in addition to acting as an energy-recovery device, helping to improve the overall performance of the unit. It can also allow the downstream water level to be lower or higher than the equatorial plane of the turbine, depending on the needs of the facility. The draft tube, due to its divergent shape, causes a deceleration in the velocity of the water leaving the turbine, converting the kinetic energy of the fluid into pressure energy (Figure 15) [18].

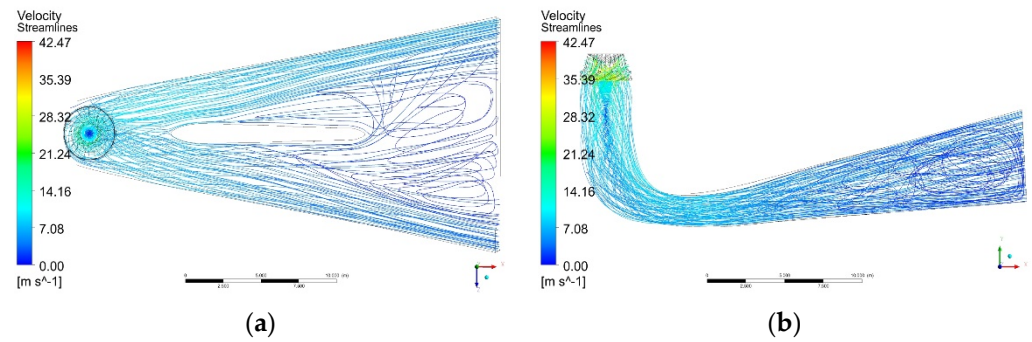


Figure 15. Velocity streamlines on the complete turbine, (a) upper view, (b) lateral View.

By coupling the manifolds in the draft tube, the flow distribution is affected, causing recirculation or vorticity in the area in which manifolds are located. The location of the manifolds is suggested by IEC-60041. Depending on the dimensions of probes, vorticity can be created behind the probes and then dissipated. The flow disturbance will be downstream once velocity, pressure, and temperature variables have been measured, so they cannot influence efficiency calculations. Therefore, the average temperatures in the manifolds T_{22} and T_{23} are slightly higher than the average temperature of T_{21} and T_{24} , as derived from the flow distribution behavior in the turbine (Figure 16).

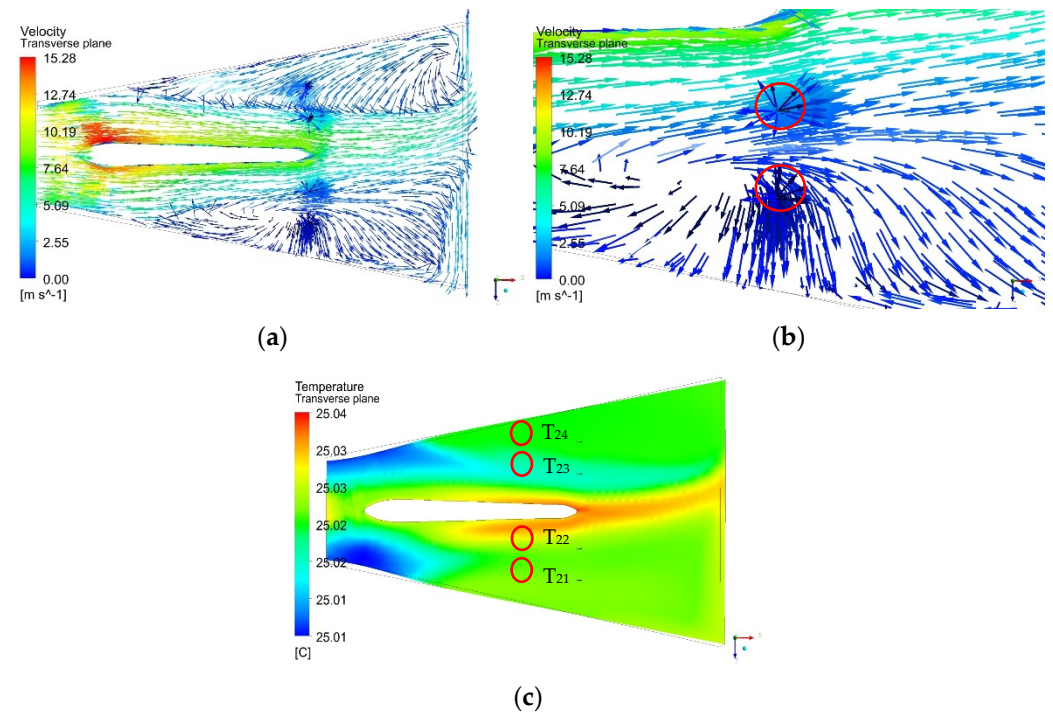


Figure 16. Manifolds in the draft tube, (a) Recirculation flow (normalized symbols), (b) Recirculation flow in manifolds, left section “zoom” (normalized symbols) (c) Temperature contour.

The summary of results obtained from the temperature differences T_1-T_2 (ΔT), E_m , E_h , P_m , P_h and η_h , for different cases is presented in Table 10. Figures 17 and 18 show the main comparison of the results, between what was reported in [18,24] and the current case study.

Table 10. Summary of results, application of Thermodynamic Method.

Q_T (m ³ /s)	ΔT (°C) ¹	E_m (J/kg)	E_h (J/kg)	P_m (MW)	P_h (MW)	η_h (%)
89.67	0.075	336.04	420.12	30.05	37.57	79.99
82.00	0.081	363.26	420.26	29.71	34.37	86.44
76.14	0.085	379.30	421.10	28.80	31.98	90.07
68.73	0.087	389.71	423.14	26.71	29.01	92.10
60.99	0.087	388.17	424.21	23.61	25.80	91.50
52.90	0.086	383.80	424.16	20.25	22.38	90.48
46.11	0.083	370.69	425.20	17.05	19.55	87.18
35.68	0.077	347.91	429.30	12.38	15.28	81.04

¹ ΔT : Temperature difference between measured sections (T_1-T_2).

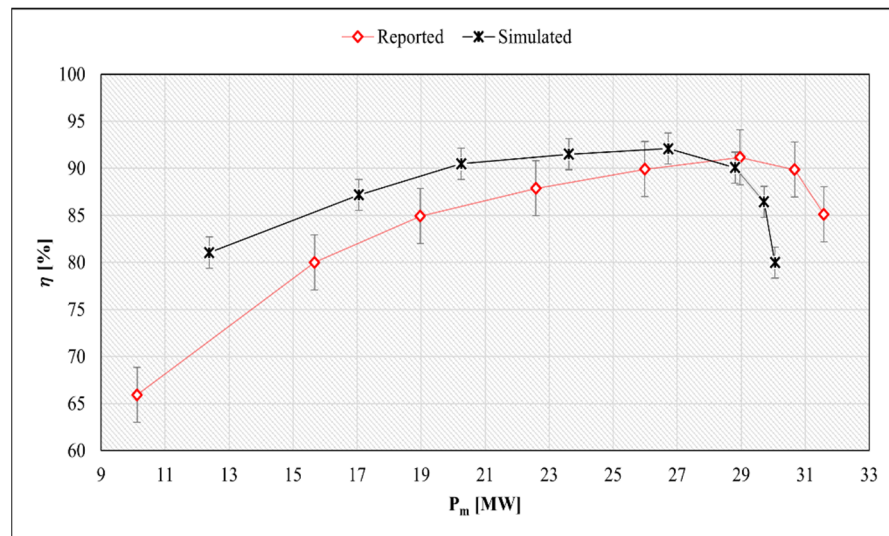


Figure 17. Comparison, Reported hydraulic efficiency (Gibson method) vs. Simulated hydraulic efficiency.

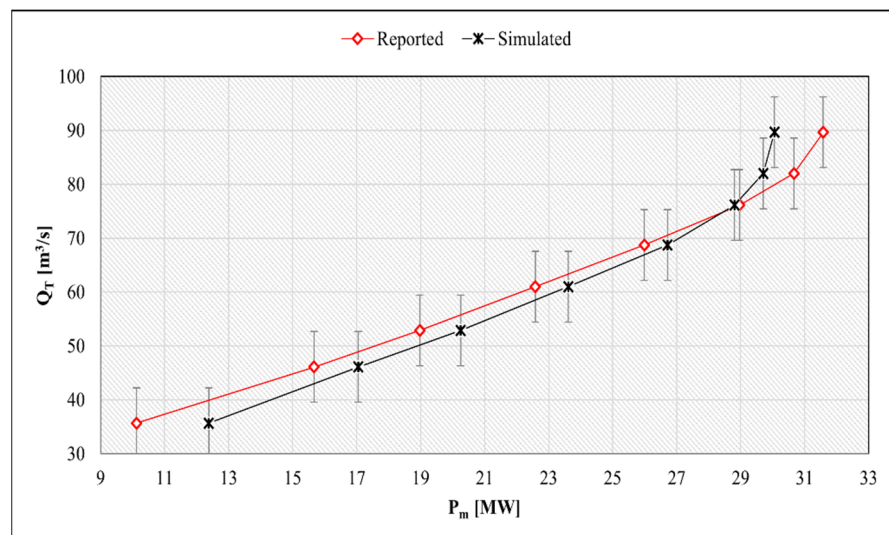


Figure 18. Comparison of mechanical power generated, reported (Gibson method) vs. simulated.

CFD simulations are a proven tool to investigate hydraulic turbine performance, while measurements of some parameters, such as flow or pressure, are common in calculations of their efficiency. In the present study, the design of manifolds and CFD applications contribute to the assay, with sampling system (manifolds) and experimental measurement

times in the power plant, complying with the criteria established to apply the TM to low-load turbines.

Experimental studies report that the water temperature at the turbomachine outlet must be higher than that at the inlet. With a lower temperature difference between the measurement sections, the maximum hydraulic efficiency is presented. According to those mentioned above [3], the difference between the efficiency curves is around 0.5%; however, for the present study, the maximum and minimum differences in efficiency are 15.12% and 1.09%, respectively, for the Gibson method (reported). As one of the most important variables for the study is the temperature on surfaces of principal components, such as the runner, penstock, draft tube, etc., and these are unknown, the domain was specified as adiabatic. As a result, there is a low-temperature increase in the water between the high- and low-pressure sections. These cause a low-energy exchange and higher efficiency than expected. If the temperature in these components was known, the boundary conditions could be set differently, and a lower efficiency would be expected in different cases. Likewise, the efficiency would present results closer to those reported. The hydraulic efficiency of the turbine is susceptible to temperature changes between one section and another. This sensitivity is presented with values up to 0.0001 K; the assumed temperature, or a change in temperature in any of the components, has a direct effect on efficiency.

The simulated TM presented differences in the mechanical power and efficiency; however, the behavior of the generated curve shows the same tendency as the curve in the experimental data obtained using the Gibson method (reported), presenting a gradual increase in efficiency until a maximum point is reached. This subsequently decreases. The results obtained for each operating condition are similar to those reported by the Gibson method, meaning an adequate comparison for the study of the proposed manifolds design, considering the head limits (less than 100 m), the amount of maximum volumetric input flow ($89.67 \text{ m}^3/\text{s}$), the type of turbine (Francis slow) and the specific speed of the turbomachine (less than 110). In future studies, the authors recommend developing transitory simulations for other operating conditions, as well as using the experimental test to measure temperature in the main components, and set different variables in the numerical simulations.

According to [3,12], the present study used a hybrid vertical detraction system and a mixing chamber for each tube, reducing the number of sensors that are required to facilitate installation in the low-pressure section. In addition, the manifolds proposed in the low-pressure section are compatible at different outlet heights for the draft tube, as it is only necessary to adjust the tube length.

5. Conclusions

Based on the location of the manifolds in the input and output sections, the proposed design of manifolds to measure properties of the main flow of a Francis-type low-head hydraulic turbine meet with the requirements suggested by the IEC—60041 Standard to carry out the Thermodynamic Method (TM) employing Computational Fluid Dynamics (CFD).

The distance from the turbine center to the measuring section is essential. The minimum distance set in the standard [2] is five times its maximum diameter, and the measurements show that it should be the absolute minimum. According to Figure 3, a shorter distance could improve energy distribution.

Using a mixing chamber inside the draft tube allows for a direct measurement of temperature in the principal flow at the outlet. In addition, inside the mixing chamber, there is a water flow concentrator, which helps to direct the flow into the temperature sensor, obtaining a direct measurement. The IEC-60041 establishes that the minimum number of tubes consists of two units that collect partial flows. However, increasing the number of tubes and manifolds at the outlet makes it possible to improve the temperature measurements. In this case, four manifolds were used in the low-pressure section. In both the left and right section, two manifolds were installed after the division to avoid a high recirculation or vorticity in the area in which manifolds are located.

On the other hand, the results obtained from the mechanical power and torque in the turbine runner were identical to those reported by the Gibson method (GM); however, the efficiency between the above methods is similar. To obtain results that are closer to reality, the numerical simulations used in CFD must be supplied from as many boundary conditions as possible (actual conditions). It is necessary to set the temperature on the surface of principal components so that the main flow of water makes contact via its passage through the turbomachine to the efficiency results, with the application of TM.

The efficiency calculation is higher under particular volumetric flow conditions (35.68 m³/s and 68.73 m³/s) compared to the efficiency reported when applying the GM. The maximum efficiency generated by the turbine applying the TM was 92.10%, corresponding to a flow of 68.73 m³/s. After the maximum efficiency point, the TM's efficiency is lower than the GM's.

Author Contributions: Conceptualization: L.L.C.G.; Investigation: E.O.C.M. and L.L.C.G.; Methodology: L.L.C.G.; Project administration: G.U.B.; Resources: G.U.B.; Software: L.L.C.G.; Supervision: G.U.B.; Writing—original draft preparation: E.O.C.M.; Writing—review & editing: L.L.C.G. and J.C.G.C. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

Funding: This work is partly supported by the National Council for Science and Technology [Conacyt], CVU Number: 707755.

Acknowledgments: To Arturo Nava Torres, for his unconditional collaboration in the presented project. To the “Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp)”, for all facilities provided during my stay.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflict of interest.

Glossary

\dot{a}	Isothermal factor of water (m ³ /kg)
C_p	Specific heat capacity of water (J/kg °C)
E_h	Specific hydraulic energy (J/kg)
E_m	Specific mechanical energy (J/kg)
g	gravity acceleration (m/s ²)
p_1	Turbine pressure inlet (Pa)
p_{11}	Average pressure vessels, high-pressure section (Pa)
p_2	Turbine pressure outlet (Pa)
p_{21}	Average pressure vessels, low-pressure section (Pa)
P_e	Active generator power (MW)
P_f	Difference in losses in the bearings (%)
P_{gB}	Loss in guide bearing (%)
P_h	Hydraulic power (MW)
P_m	Mechanical power (MW)
P_{tB}	Loss in load bearing (%)
Q_0	Leakage flow (m ³ /s)
Q_T	Volumetric flow in turbine (m ³ /s)
T_1	Average temperature vessels, high-pressure section (°C)
T_{11}	Temperature, upper-right vessel (°C)
T_{12}	Temperature, upper-left vessel (°C)
T_{13}	Temperature, lower-right vessel (°C)
T_{14}	Temperature, lower-right vessel (°C)
T_2	Average temperature vessels, low-pressure section (°C)
T_{21}	Temperature vessel A (°C)
T_{22}	Temperature vessel B (°C)
T_{23}	Temperature vessel C (°C)
T_{24}	Temperature vessel D (°C)
v_1	Turbine velocity inlet (m/s)

v_{11}	Average velocity vessels, high-pressure section (m/s)
v_2	Turbine velocity outlet (m/s)
v_{21}	Average velocity vessels, low-pressure section (m/s)
z_1	Reference point high-pressure section (m)
z_{11}	Reference point in manifolds, high-pressure section (m)
z_2	Reference point low-pressure section (m)
z_{21}	Reference point in manifolds, low-pressure section (m)
ΔP_h	Hydraulic power correction (W)
θ	Temperature ($^{\circ}\text{C}$)
Φ_p	Penstock diameter
δ_C	Uncertainty regarding the determination of the C-value ($C = L/A$) (%)
δ_{Ql}	Relative uncertainty of measurement under final conditions by assessing flow intensification (leakage intensification) (%)
δ_Q	Total deviation of measurements of the flow in a systematic manner (%)
δ_{rp}	Error regarding the pressure change log (%)
δ_t	Error relating to measurement over time (%)
$\delta_{\Delta A}$	Uncertainty regarding the change in pipe section due to the change in pressure (%)
$\delta_{\Delta p}$	Uncertainty regarding errors in measuring pressure differences between sections of the pressure pipe (%)
$\delta_{\Delta pf}$	Uncertainty regarding the decrease in pressure in the section of the pipe that generates hydraulic losses (%)
$\delta_{\Delta \rho}$	Uncertainty regarding the change in water density due to subsequent pressure change (%)
δ_{ρ}	Uncertainty regarding the value of water density (%)
η_g	Generator efficiency (%)
η_h	Hydraulic efficiency (%)
ρ	Density (kg/m^3)

References

- Hulaas, H.; Vinnogg, L. Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. Clause 14 Thermodynamic method for measuring efficiency, comments. In Proceedings of the International Group for Hydraulic Efficiency Measurements 2010, Roorkee, India, 21–23 October 2010.
- International Electrotechnical Commission 60041 (IEC 60041). Thermodynamic method for measuring efficiency. In *Field Acceptance Tests to Determine the Hydraulic Performance of Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines*, 3rd ed.; International Electrotechnical Commission: Geneva, Switzerland, 1991; pp. 293–319.
- Hulaas, H.; Nilsen, E.; Vinnogg, L. Thermodynamic efficiency measurements of Pelton turbines. Experience from investigation of energy/Temperature distribution in the discharge canal measuring section. In Proceedings of the 7th International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements, Milan, Italy, 3–6 September 2008; p. 11.
- Patil, S.; Verma, H.; Kumar, A. Efficiency measurement of hydro machine by Thermodynamic method. In Proceedings of the 8th International Conference on Hydraulic Efficiency Measurements, Roorkee, India, 21–23 October 2010.
- Shang, D. Application research on testing efficiency of main drainage pump in coal mine using thermodynamic theories. *Int. J. Rotating Mach.* **2017**, *2017*, 5936506. [[CrossRef](#)]
- Kahraman, G.; Lütfi, Y.H.; Hakan, F.Ö. Evaluation of energy efficiency using thermodynamics analysis in a hydropower plant: A case study. *Renew. Energy* **2009**, *34*, 1458–1465. [[CrossRef](#)]
- Feng, X.; Hequet, T.; Muciaccia, F. Efficiency testing in Tai An (Shandong China) PSPP reversible units by means of thermodynamic method. In Proceedings of the International Group for Hydraulic Efficiency Measurements 2008, Milano, Italy, 3–6 September 2008.
- Karlicek, R.F. Analysis of uncertainties in the Thermodynamic Method of testing hydraulic turbines. In Proceedings of the IGHEM Seminar, Reno, NV, USA, 28–31 July 1998.
- Côté, E.; Proulx, G. Experiments with the thermodynamic method. In Proceedings of the International Group for Hydraulic Efficiency Measurements 2012, Trondheim, Norway, 28 June 2012.
- Gere, J.M.; Goodno, B.J. *Mechanics of Materials*; Cengage: Boston, MA, USA, 2009.
- Beer, F.; Russell, E.; DeWolf, J.; Mazurek, D. *Mechanics of Materials*; McGraw-Hill Education: New York, NY, USA, 2010.
- Mangla, M.; Khodre, N. Measurement of turbine efficiency by thermodynamic Method for field acceptance test of hydro turbine and Comparison with model test result. In Proceedings of the International Group for Hydraulic Efficiency Measurements 2010, Roorkee, India, 21–23 October 2010.
- Lugaresi, A.; Massa, A. Designing Francis turbines: Trends in the last decade. *Water Power Dam Constr.* **1987**, *39*, 23–32.
- Islam, R.J.; Siam, I.R.; Hasan, R.; Hasan, S.; Islam, F. A Comprehensive Study of Micro-Hydropower Plant and Its Potential in Bangladesh. *Int. Sch. Res. Netw.* **2012**, *2012*, 635396.
- Hatata, A.Y.; El-Saadawi, M.M.; Saad, S. A feasibility study of small hydro power for selected locations in Egypt. *Energy Strategy Rev.* **2019**, *24*, 300–313. [[CrossRef](#)]

16. Prawin, A.M.; Jawahar, C.P. Design of 15 kW Micro Hydro Power Plant for Rural Electrification at Valara. In Proceedings of the 1st International Conference on Power Engineering, Computing and CONtrol, PECCON-2017, Tamil Nadu, India, 2–4 March 2017.
17. Ole, G.D.; Torbjørn, K.N.; Brandåstrø, B.; Håkon, H.F.; Wiborg, E.J.; Hulaas, H. Comparison between pressure-time and thermodynamic efficiency measurements on a low head turbine. In Proceedings of the 6th International Conference on Innovation in Hydraulic Efficiency Measurements, Portland, OR, USA, 30 July–1 August 2006.
18. Castro, L.; Urquiza, G.; Adamkowski, A.; Reggio, M. Experimental and numerical simulations predictions comparison of power and efficiency in hydraulic turbine. *Model. Simul. Eng.* **2011**, *2011*, 146054. [[CrossRef](#)]
19. Castañeda, M.E.O.; Castro, G.L.L.; Urquiza, B.G.; Alcántara, M.J. Diseño de un recipiente colector para medición de eficiencia teórica en turbinas hidráulicas. In Proceedings of the SOMIM Conference, Sinaloa, Mexico, 18–20 September 2019.
20. Urquiza, B.G.; Kubiak, S.; Adamkowski, A.; Janicki, W. Condiciones Previas para la Medición de Flujo y Cálculo de Eficiencia de la Unidad No. 4 en la C. H. Temascal, Tech. Rep. 76P/DM/CIICAp. 2005.
21. Lecture 7: Turbulence Modeling Introduction to ANSYS Fluent, Sales Conference Theme and Team Building. Available online: https://www.academia.edu/36090206/Lecture_7_Turbulence_Modeling_Introduction_to_ANSYS_Fluent (accessed on 5 December 2021).
22. Celik, B.I.; Ghia, U.; Roache, P.J.; Freitas, C.J.; Coleman, H.; Raad, P.E. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. *J. Fluids Eng. Trans. ASME* **2008**, *1*, 130.
23. Roache, P.J. Perspective: A method for uniform reporting of grid refinement studies. *J. Fluids Eng.* **1994**, *116*, 405–413. [[CrossRef](#)]
24. Urquiza, B.G.; Kubiak, S.; Adamkowski, A.; Janicki, W. Resultados de Medición de Flujo y Cálculo de Eficiencia de la Unidad No. 4 en la C. H. Temascal, Tech. Rep. 77P/DM/CIICAp. 2005.

Tema A4 Termofluidos: *Simulación Numérica.*

“Diseño de un recipiente colector para medición de eficiencia teórica en turbinas hidráulicas”

Erick O. Castañeda M.^{a}, Laura L. Castro G.^a, Gustavo Urquiza B.^a, Josep Alcantara M.^a*

Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAP), Universidad Autónoma del Estado de Morelos (UAEM), Avenida Universidad No. 1001, Col. Chamilpa, Cuernavaca, Morelos. C.P. 62209. México

**Autor Contacto. Dirección de correo electrónico: erick.castanedamag@uaem.edu.mx*

RESUMEN

El actual trabajo muestra el diseño CAD y numérico de un recipiente colector que considera el montaje de instrumentos para la captación de temperatura, presión y velocidad de agua (fluido de trabajo) en la sección de alta presión de una turbina hidráulica de caudal alto (202 m³/seg) y una caída intermedia baja (52 m). Como herramienta de trabajo se empleó CFD (Dinámica de Fluidos Computacional) con la finalidad de obtener un óptimo diseño del recipiente colector para el cálculo de la eficiencia teórica en turbinas hidráulicas con altos caudales y caídas bajas (menores a 100 metros). Se aplicaron para la medición de las variables de interés los criterios de la norma IEC-60041-1994, la cual gobierna los criterios para llevar a cabo el método termodinámico y obtener la eficiencia en las turbinas.

Palabras Clave: Recipiente colector, CFD, Eficiencia, IEC-60041, Instrumentos.

ABSTRACT

The present work shows the numerical design of a manifold that considers an assembly for the acquisition of temperature, pressure, and velocity of water (working fluid) in the high-pressure section of a hydraulic turbine high flow rate (202 m³/sec) and an intermediate head (52 m). For design tool, CFD (Computational Fluid Dynamics) was used in order to obtain an optimal design of the manifold for the calculation of the theoretical efficiency in hydraulic turbines with high flow rates and low heads (less than 100 meters). The criteria of the IEC-60041-1994 standard were applied to obtain the variables of interest, which governs the criteria for carrying out the thermodynamic method and obtaining the efficiency in the turbines.

Keywords: Collector Vessel, CFD, Efficiency, IEC-60041, Instruments.

1. Introducción

La norma IEC-60041 contiene diversos métodos para el desarrollo de pruebas de desempeño o eficiencia en una turbina o bomba hidráulica, como lo son el método de molinetes, tubos de Pitot, presión-tiempo, por trazador, vertederos, aparatos normalizados de presión diferencial y el volumétrico. Además se encuentra el “Método Termodinámico”. De acuerdo a la norma, en una central hidroeléctrica la toma de muestras extraídas de agua en la sección de alta y baja presión (entrada y salida de la turbina respectivamente) permite la obtención de las propiedades del fluido de trabajo para el cálculo del caudal total que pasa a través de la turbomáquina y la eficiencia que desarrolla. Este método es menos intrusivo en comparación con otros,

por ejemplo el método de presión-tiempo o Gibson. Con lo cual se evita poner en riesgo componentes importantes de una turbina hidráulica como en un equipo experimental.

La norma IEC-60041 establece que la aplicación del “Método termodinámico” está limitado a valores de la energía hidráulica específica mayores a 1000 J/kg (caídas mayores a 100 m). No obstante en condiciones altamente favorables, el campo de trabajo se puede extender a valores inferiores de la energía hidráulica específica (caídas menores a 100 m) [1-2].

Otro de los criterios que establece la norma IEC-60041 es realizar un muestreo por medio de sondas de extracción de flujo instaladas en las secciones de alta y baja presión, dicho muestreo de agua está comprendido entre 6 y 30 L/min (0.1x10⁻³ y 0.5x10⁻³ m³/s) [1]. Una extracción de flujo más baja reduce el riesgo de calentamiento de la sonda del

termómetro por fricción, mientras que una descarga más alta reduce el riesgo de influencia de una fuente de energía externa. [3]. Debido a las dificultades inherentes a medir directamente en el flujo principal, las magnitudes que definen la energía mecánica específica (E_m) se pueden medir en recipientes diseñados especialmente con tomas para la determinación de la temperatura, presión y velocidad de flujo, ver (Fig. 1) [1].

Estos recipientes deben estar diseñados de tal manera que la velocidad en su interior sea reducida, para que el flujo sea uniforme al entrar en contacto con los transductores de temperatura instalados en el mismo. A su vez, una velocidad baja en el interior garantiza que la temperatura permanecerá constante dentro del recipiente y alrededor del sensor de temperatura. Finalmente instalando antes del recipiente la sonda encargada de realizar las extracciones correspondientes de la toma principal. Esta a su vez teniendo sus propios criterios iniciales de diseño de acuerdo a la IEC-60041.

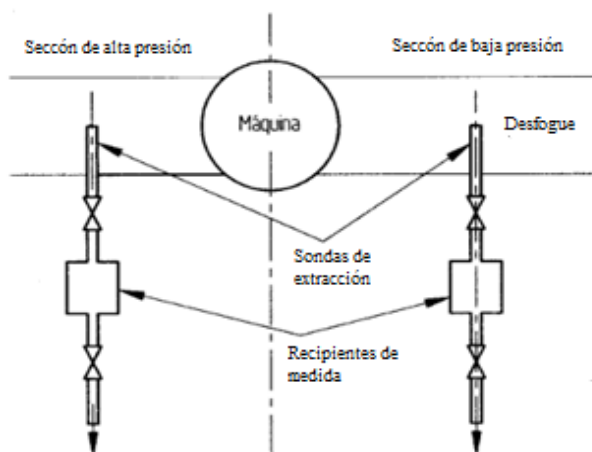


Figura 1. Disposición esquemática general de los recipientes de medida [1].

Un ejemplo de comparación de las mediciones de eficiencia en una turbina fueron realizadas con el método de presión-tiempo y el método termodinámico en la planta de energía de Gråsjo, Noruega; las cuales muestran diferencias entre las curvas de eficiencia por debajo de 0.5 %, para todo el rango medido por debajo de 0.15% y para potencias relativas entre 0.5 % - 1.15%. La planta de energía de Gråsjo está equipada con una turbina Francis vertical y tiene una altura neta de 52m [4] siendo un ejemplo para el desarrollo de la investigación actual.

2. Desarrollo

2.1. Parámetros iniciales

Los parámetros iniciales para el diseño de los recipientes colectores fueron obtenidos de una central Hidroeléctrica en México como se muestra en la Tabla 1.

Tabla 1 – Parámetros iniciales de diseño.

Variable	Valor numérico	Unidades
Caudal de entrada	202	m ³ /s
Presión de salida	385	kPa
Diámetro de entrada	6	m

2.2 Etapas de diseño del vaso colector

En la introducción se menciona que la norma establece requerimientos mínimos para el diseño, sin embargo brinda la libertad de realizar el diseño de los colectores y sonda de extracción para sección de alta presión o entrada de la turbina hidráulica. Partiendo con el diseño de ambas piezas en un software comercial CAD (SolidWorks) para el modelado y las modificaciones pertinentes deseadas [5]. El diseño general para el acoplamiento de los recipientes y sondas contempló una sección de tubería a la entrada del caracol de la turbina, cuatro sondas insertadas de forma perpendicular en la misma sección de tubería y un colector al final de cada una de las sondas tal y como lo sugiere la norma Fig. 2. Cabe mencionar que el colector se compone a su vez de cuatro partes independientes: cuerpo del recipiente, sensor de temperatura, superficie de presión y salida del recipiente.

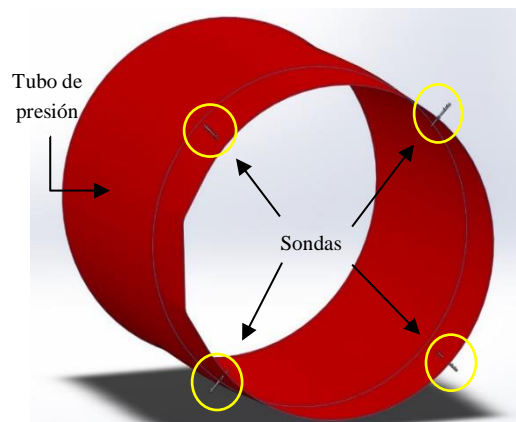


Figura 2. Geometría general (sección de entrada de la turbina).

Primer etapa de diseño (Modelo 1)

El primer modelo propuesto para el estudio se compone del recipiente colector y sonda de extracción insertada en la tubería de presión, suponiendo que el paso de flujo de agua detraído es total hasta el colector [6], (Fig. 3).



Figura 3. Modelo 1. Sonda y colector.

Segunda etapa de diseño (Modelo 2)

Para el segundo caso se considera la presencia de los componentes antes mencionados así como el de una válvula de globo de 90° para el control de caudal que ingresa al recipiente colector. Dicha válvula se encuentra a un 33.33% de cierre, es decir, aproximadamente 30°, Fig. 4 y Fig. 5.

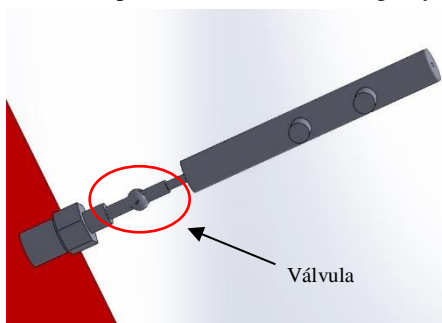


Figura 4. Modelo 2. Sonda, colector y válvula con cierre de 30°.

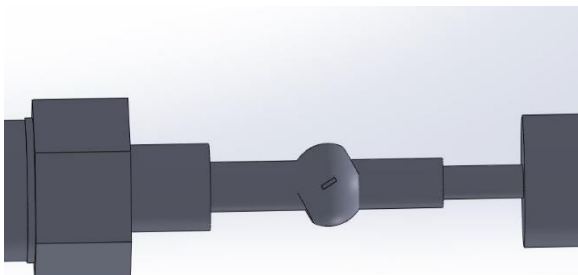


Figura 5. Modelo 2. Zoom válvula con cierre de 30°.

Tercera etapa de diseño (Modelo 3)

El tercer diseño abarca los mismos componentes que en el segundo, sin embargo en este caso el cierre de la válvula fue de 66.66% o 60° aproximadamente, Fig. 6.

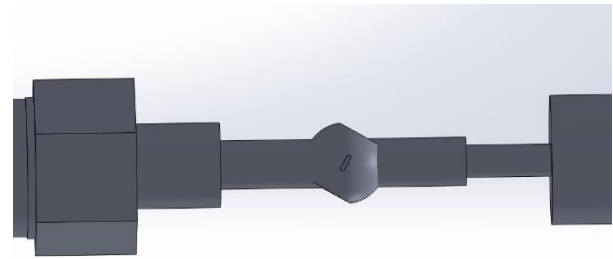


Figura 6. Modelo 3. Zoom válvula con cierre de 60°.

3. Resultados (Simulación Numérica)

Post-proceso, Modelo 1.

Con el análisis numérico correspondiente se realizó el post-proceso para cada uno de los casos. Los resultados obtenidos por medio del Modelo 1 reflejan una velocidad promedio de 15.5 m/s a la entrada de la sonda. Y a la salida del recipiente colector una velocidad máxima de 3.32 m/s. Fig. 7.

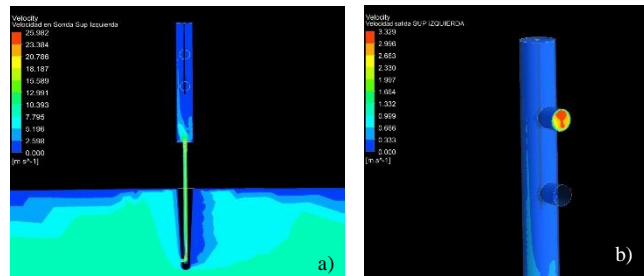


Figura 7. Modelo 1, (a) Velocidad en el interior del recipiente; (b) Velocidad a la salida del recipiente [7].

Por otra parte, se obtuvieron las temperaturas en el interior del recipiente colector y en el transductor de temperatura insertado en el interior del mismo. Fig. 8. La precisión y sensibilidad de la instrumentación para la medida de la temperatura deben ser suficientes para proporcionar una indicación de la diferencia de temperatura entre los puntos de medida de, al menos, 0.001 K [1].

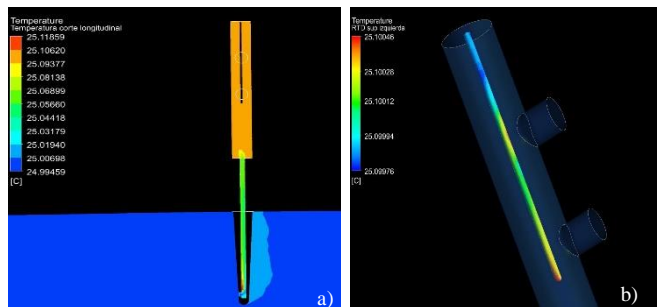


Figura 8. Modelo 1, (a) Temperatura en el interior del recipiente; (b) Temperatura en el transductor de temperatura [7].

Por tal motivo, se consideró que la temperatura en el interior del colector es uniforme y se encuentra a 25.106°C. Así como una temperatura máxima en el sensor es de 25.100°C.

Finalmente se observaron los valores obtenidos de la presión, tanto sobre la superficie de la sonda de extracción así como en la salida donde se colocará un sensor de presión, Fig.9.

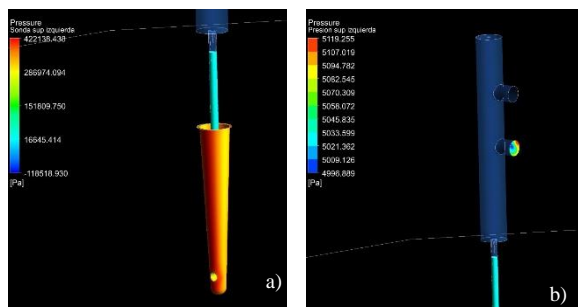


Figura 9. Modelo 1, (a) Presión en la sonda; (b) Presión en el sensor [7].

El cálculo numérico da por resultado una presión máxima sobre la superficie de la sonda de 422.13 kPa y una presión máxima en el sensor de 5.11 kPa.

3.1. Análisis de resultados del vaso colector

Se realizó el Post- proceso para cada uno de los modelos anteriormente presentados con los cuales se generaron tablas comparativas de las variables de interés para el estudio termodinámico (Tablas 2, 3 y 4). Destacando la velocidad, temperatura y presión para cada uno de los casos.

En la Tabla 2 se muestran las distintas velocidades desarrolladas en cada uno de los modelos, sin embargo la velocidad de mayor interés es la velocidad de salida del flujo (V_s) ligada directamente con el caudal de salida del colector.

Tabla 2 – Comparación de velocidades entre los modelos.

Variable	V_e [m/s]	V_t [m/s]	V_s [m/s]
Modelo 1	15.5	2.5	3.32
Modelo 2	14.96	2.5	3.18
Modelo 3	14.78	2.11	0.89

donde:

V_e = Velocidad a la entrada de la sonda.
 V_t = Velocidad alrededor del transductor de temperatura.
 V_s = Velocidad máxima a la salida del vaso colector.

Los cambios de velocidad en los tres modelos fueron similares en la sección de entrada de la sonda y alrededor del sensor de temperatura, sin embargo, de forma esperada la velocidad a la salida del colector fue disminuyendo conforme el cierre de la válvula hidráulica fue

incrementando. Presentándose la menor velocidad en el Modelo 3.

En el caso de las temperaturas los valores son los esperados, mostrando que no existen cambios de temperatura alrededor del sensor a pesar de los distintos cierres en la válvula hidráulica para cada uno de los modelos.

Tabla 3 – Comparación de temperatura entre los modelos.

Variable	T_{S1} [°C]	T_{S2} [°C]
Modelo 1	25.100	25.106
Modelo 2	25.100	25.101
Modelo 3	25.101	25.099

donde:

T_{S1} = Temperatura máxima en el sensor de temperatura.
 T_{S2} = Temperatura alrededor del sensor de temperatura.

Con la disminución de caudal y velocidad, la presión captada por medio del sensor en el colector también disminuye, tal como se muestra en el Modelo 3 (Tabla 4).

Tabla 4 – Comparación de presión entre los modelos.

Variable	P_{sonda} [kPa]	P_{sensor} [kPa]
Modelo 1	422.13	5.11
Modelo 2	423.10	3.17
Modelo 3	422.03	0.31

donde:

P_{sonda} = Presión en la sonda.
 P_{sensor} = Presión en el transductor de presión.

Por otra parte, la presión ejercida sobre la superficie de la sonda es similar en cada uno de los casos, ya que las condiciones de operación (caudal) que influyen sobre la sonda no fueron modificadas.

Con la comparación de variables entre cada modelo se retoman los requisitos iniciales que la norma IEC-60041 establece, para definir cuál modelo es el óptimo para el estudio presente.

IEC-60041:

- Intervalo de caudal comprendido entre $0.1 \times 10^{-3} \leq Q$ [m^3/s] $\leq 0.5 \times 10^{-3}$ a la salida del dispositivo colector.
- Velocidad baja en el interior del recipiente.
- Temperatura constante alrededor del sensor.

Cálculo de flujo volumétrico a la salida del colector

A partir de los resultados mostrados en la Tabla 2 (velocidad a la salida del colector) se aplicaron las ecs. (1)–(3) para la obtención del flujo volumétrico para los distintos casos.

Modelo 1:

$$Q_1 = A * V_{s1} = 0.104 \times 10^{-2} \frac{m^3}{s} \quad (1)$$

Modelo 2:

$$Q_2 = A * V_{s2} = 0.998 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} \quad (2)$$

Modelo 3:

$$Q_3 = A * V_{s3} = 0.279 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} \quad (3)$$

donde:

Q: Flujo volumétrico en el modelo.

V_s: Velocidad a la salida del vaso colector.

A: Área de salida de flujo en el colector (3.41x10⁻⁴ m²).

Subíndice 1: Valores relacionados con el Modelo 1.

Subíndice 2: Valores relacionados con el Modelo 2.

Subíndice 3: Valores relacionados con el Modelo 3.

El diseño o modelo adecuado para la obtención de la eficiencia teórica es el Modelo 3, ya que cumple con cada requisito que establece la norma.

3.2. Validación numérica de la temperatura calculada

Con la definición del óptimo modelo para llevar a cabo el ensayo del Método Termodinámico se realizaron los cálculos teóricos (ecs. (4-7)) [1] para la obtención de la temperatura esperada a la salida de la turbina del fluido de trabajo en una turbina hidráulica en condiciones de operación de 202 m³/s y una caída baja de 52 m, a partir de algunas variables medidas en pruebas experimentales previamente realizadas por otro método (Método de Gibson).

Partiendo de la eficiencia hidráulica y la potencia mecánica, se obtuvo la potencia hidráulica.

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m} \quad (4)$$

donde:

η_h : Eficiencia hidráulica.

P_m : Potencia mecánica.

P_h : Potencia hidráulica.

Despejando P_h.

$$P_h = \frac{P_m}{\eta_h} = \frac{73,760,000 W}{0.8545} = 86 319 485.08 W$$

A partir de la ec.(5) se obtuvo la energía mecánica específica por medio de un despeje.

$$P_m = (\rho Q)_1 E_m \quad (5)$$

$$E_m = \frac{P_m}{(\rho Q)_1} = \frac{73 760 000 W}{\left(997 \frac{kg}{m^3} * 202 \frac{m^3}{seg}\right)} = 366.08 \frac{J}{kg}$$

donde:

E_m : Energía mecánica específica.

ρ : densidad medida previamente.

Q : Caudal en la turbina.

Con las variables calculadas, y algunas más medidas previamente, se puede aplicar la ec. (6) para el cálculo de la temperatura esperada a la salida de la turbina en el fluido de trabajo (agua).

$$E_m = \bar{\alpha}(p_{abs1} - p_{abs2}) + \bar{C}_p(\theta_1 - \theta_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2) \quad (6)$$

donde:

$\bar{\alpha}$: Volumen específico del agua de acuerdo a la norma IEC-60041 (1.003 m³/kg).

P_{abs} : Presión absoluta [Pa].

\bar{C}_p : Calor específico del agua de acuerdo a la norma IEC-60041 (4 812 J/kg °C).

θ : Temperatura en el agua [°C o K].

v : Velocidad del agua [m/s].

g : Aceleración debido a la gravedad en función de la latitud y altitud [m/s²], según la norma IEC-60041.

z : Altura o puntos geodésicos a la que se instalan los recipientes colectores [m].

ΔZ : Diferencia de alturas entre puntos geodésicos a la que se instalan los recipientes colectores (4.49 m).

A_1 : Área de entrada de la turbina (28.27 m).

A_2 : Área de salida de la turbina (96.12 m).

Subíndice 1: Variables relacionadas con la sección de entrada o alta presión.

Subíndice 2: Variables relacionadas con la sección de salida o baja presión.

Realizando los despejes y operaciones pertinentes para obtener la diferencia de temperatura teórica.

$$(\theta_1 - \theta_2) = (\Delta T) = 0.021 \text{ °C}$$

Finalmente se realizó el cálculo de la temperatura en el fluido de trabajo a la salida de la turbina hidráulica ec. (7).

$$\theta_2 = \theta_1 + \Delta T = 25.122 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7)$$

donde:

θ_1 : Temperatura máxima obtenida en el sensor del Modelo 3 (25.101 $^\circ\text{C}$).

4. Conclusión

Se llevó a cabo el proceso de diseño de un recipiente colector instalado a la entrada de una turbina hidráulica de acuerdo a los parámetros de trabajo que la norma IEC-60041 establece para la captación de agua y sus propiedades termodinámicas, con un intervalo de caudal a la salida del colector de $0.1 \times 10^{-3} \leq Q \text{ [m}^3/\text{s]} \leq 0.5 \times 10^{-3}$, una velocidad baja en el interior del recipiente así como una temperatura constante dentro del mismo.

Debido a que la investigación es completamente numérica, se realizaron los cálculos teóricos para obtención de la temperatura esperada a la salida de la turbina (sección de baja presión) del fluido de trabajo, bajo condiciones de operación de 202 m^3/s y una caída baja de 52 m; ya que se contaba con el valor de la eficiencia obtenida por otro método realizado previamente. Por otro lado, el diseño de recipientes colectores colocados en la salida de la turbina, serán el complemento para la obtención de la eficiencia por medio del Método Termodinámico.

No obstante, los resultados obtenidos por el Método Termodinámico serán un medio comparativo entre las eficiencias con el Método de Gibson aplicado en las centrales hidroeléctricas en México, tal como se realizó en Noruega en la central Gråsjø [4].

La presión obtenida sobre la sonda de extracción, es una nueva condición inicial para poder elaborar el análisis estructural de la misma a una presión constante, desarrollando la simulación correspondiente en estado estacionario y en estado transitorio, tal como lo establece la norma IEC-60041.

Agradecimientos

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por los apoyos económicos recibidos para el cumplimiento de los objetivos alcanzados en el presente trabajo. Con el número de CVU: 707755.

Referencias

-
- [1] International Electrotechnical Commission, IEC 60041 Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pumps-turbines, (3rd Ed.) (1991) 190 - 208.
 - [2] Harald Hulaas, Leif Vinnogg, Field acceptance tests to determine the Hydraulic performance of hydraulic turbines, storage Pumps and pump-turbines". Clause 14 "thermodynamic method for measuring efficiency" comments (2010).
 - [3] Emmanuel Côté, Gilles Proulx, Experiments with the thermodynamic method (1979) 8 -9.
 - [4] Ole G. Dahlhaug, Torbjørn K. Nielsen, Bård Brandåstrø, Håkon H. Francke, Erik J. Wiborg, Harald Hulaas, Comparison between pressure-time and thermodynamic efficiency measurements on a lowhead turbine (2006).
 - [5] Software SolidWorks 2013 Versión académica. Manual de Usuario, Manual Novedades Interactivo, Tutorial e Introducción.
 - [6] Martínez A. J. "Diseño de un sistema para la obtención de la eficiencia en turbinas hidráulicas mediante el método termodinámico" Tesis de Maestría, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, 2018.
 - [7] Software Ansys 16.1 Versión académica. Manual de Usuario.

SOMIM

XXV CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM

La Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica otorga
el presente

RECONOCIMIENTO

Por su valiosa participación como PONENTE a:

Erick Omar Castañeda Magadán

Al presentar el artículo

A4_79 "Diseño de un recipiente colector para medición de eficiencia teórica en turbinas hidráulicas"

para ser publicado en las Memorias del XXV Congreso Internacional Anual de
la SOMIM celebrado del 18 al 20 de Septiembre del 2019 en la Ciudad de
Mazatlán, Sinaloa.



Dr. Leopoldo Adrián González González
Presidente de la SOMIM