

MODERNIZACIÓN DEL SET DE BOMBAS CENTRIFUGAS MARCA GILBERT GILKES Y DISEÑO CONSTRUCCIÓN DE DOS IMPULSORES INTERCAMBIABLES PARA LAS PRÁCTICAS EXPERIMENTALES DEL LABORATORIO DE TURBOMÁQUINAS DEL DECEM

Burneo Juan¹, Avilés Diego²

¹Carrera de Ingeniería Mecánica, Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica,
Escuela Politécnica del Ejército, Campus Sangolquí,
Av. General Rumiñahui S/N, Sangolquí, Ecuador.
E-mail: juangabriel37@hotmail.com

²Carrera de Ingeniería Mecánica, Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica,
Escuela Politécnica del Ejército, Campus Sangolquí,
Av. General Rumiñahui S/N, Sangolquí, Ecuador.
E-mail: dieguitopaulac@hotmail.com

RESUMEN

Este trabajo aborda el diseño y el análisis de un impeler abierto de la bomba centrífuga por medio de la simulación en ANSYS CFX de sus esfuerzos, verificando los resultados del rendimiento resultante de varios tipos de impellers de 6 y de 8 aspas a través de las pruebas realizadas en el Banco del set de Bombas centrífugas del laboratorio de turbomaquinas de la Escuela Politécnica del Ejército. En este documento, la bomba centrífuga se analiza mediante el extremo de succión de la bomba centrífuga de una sola etapa. Dos componentes principales de una bomba centrífuga son el impulsor y la carcasa. El impulsor es un componente giratorio y la carcasa es un componente estacionario. En la bomba centrífuga, el agua entra axialmente a través del ojo del impulsor y la salida de agua radialmente. Un diseño de la bomba centrífuga se lleva a cabo y se analiza para obtener el mejor punto de rendimiento. El diseño y análisis del rendimiento de la bomba centrífuga se eligen porque es la máquina mecánica más útil en trabajos de fluido que utilizan ampliamente en la industria del bombeo de agua, para riego en plantas petrolíferas. La altura útil y el caudal del impeler principal de la bomba es 24.3m y 2.38 l/s, y la velocidad del motor es 3000 rpm. El número de hoja del impulsor es 6 cuchillas. El análisis de rendimiento de la bomba centrífuga se lleva a cabo después de diseñar las dimensiones de la bomba centrífuga. Por lo tanto, también se consideran las pérdidas por fricción del impulsor, en el análisis del rendimiento de la bomba centrífuga. El diseño del controlador se realiza en un computador provisto del software LabVIEW, el cual gracias a su desempeño es ampliamente usado en la Instrumentación Virtual. El programa es de mucha utilidad debido a que cuenta con herramientas como identificación de sistemas, diseño de control, simulación, y un ambiente gráfico en donde se puede implementar un controlador real.

CLAVES: Impeler, diseño, simulación, automatización, bomba centrífuga.

I. INTRODUCCIÓN

En respuesta a las demandas de la ingeniería de nuestros tiempos, realizamos el diseño de un panel de adquisición de datos que permite a través de la implementación de un entorno gráfico (LabView-Computador), programado por un HMI (Editor de Interfaz), para la toma de señales provenientes de sensores ubicados en diferentes secciones de la tubería; visualizar y procesar todas las señales analógicas que son transmitidas a través de estos instrumentos de medición de presiones, caudales y potencias que provienen de distintas variables que se miden en

el Banco de Bombas Centrífugas del Laboratorio de Turbomáquinas del DECEM.

Este estudio principalmente conlleva comprender el comportamiento y la operación energética de dos bombas hidráulicas de tipo centrífugas, operándolas como sistemas integrados en serie o en paralelo, para seleccionar los instrumentos de medición que aporten un mínimo de error a las prácticas y poder determinar las características de operación de las bombas y sus relaciones de Altura en referencia al Caudal con diferentes velocidades intercambiando sus impellers.

II. MARCO TEORICO

Las velocidades del flujo en una bomba centrífuga pueden ser representadas mediante un procedimiento gráfico de técnicas vectoriales. La forma de tal diagrama vectorial se realiza en cualquier punto de la trayectoria de entrada y salida del flujo, conocido como **triángulos de velocidades**.

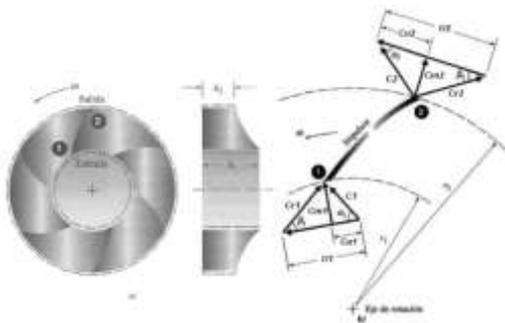


FIGURA 1: Impulsor de flujo radial idealizado: a) volumen de rotación del impulsor; b) diagramas de la velocidad en las superficies de control

Ecuación de Euler.

Debido a la rotación del impulsor el fluido es expulsado hacia fuera (parte exterior del impulsor). La alta velocidad adquirida del fluido a la salida del impulsor, se convierte en energía de presión mediante la reducción de la velocidad en la voluta hacia la red de tuberías.

$$P = \frac{\gamma Q}{g} [u_2 C_{u2} - u_1 C_{u1}] \quad (1)$$

Dónde:

U_2 = Velocidad tangencial en el diámetro externo del impulsor.

U_1 = Velocidad tangencial en el diámetro interno del impulsor.

C_{u2} = Componente de la velocidad tangencial del fluido en la velocidad de salida.

C_{u1} = Componente de la velocidad tangencial del fluido en la velocidad de entrada. (Debido a la pre-rotación).

Velocidad Específica

Se deduce del análisis dimensional es la velocidad específica, que caracteriza la geometría (forma) de la máquina y es

independiente del tamaño. También se lo interpreta como la velocidad de rotación de un impeler, su mejor definición la considera como las revoluciones por minuto a las cuales impulsores geoméricamente similares podrían girar para dar una descarga de caudal unitario (por ejemplo, 1 m³/h) contra una columna de altura unitaria (por ejemplo, 1 pie) para dispositivos de bombeo

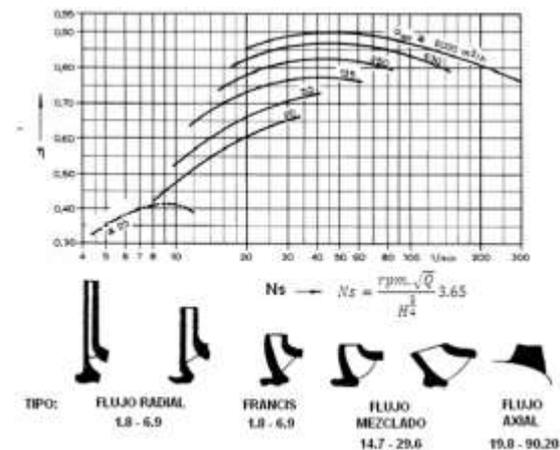


FIGURA 2: Curvas de rendimiento vs Velocidad específica con distintos tipos de variación de la forma del impulsor (solo bombas).

Similitud geométrica

Implica que todas las dimensiones correspondientes lineales de dos máquinas están en proporción constante y todas las dimensiones angulares son las mismas para todos los componentes de las máquinas, tales como el modelo y el prototipo mostrado en la figura

TABLA 1 Constantes de proporcionalidades de bombas.

| CONSTANTE | CAUDAL (Q) | ALTURA (H) | POTENCIA (W) | COMENTARIO |
|-----------|--------------|--------------|--------------|---------------------------------------------------------------------|
| n | αD^3 | αD^2 | αD^5 | Traslado a escala de un tamaño de bomba a otro |
| D | αn^3 | αn^2 | αn^5 | Traslado a escala las características de una bomba a otra velocidad |

NPSH

(Altura Neta Positiva de Aspiración), es la caída interna de presión que sufre un fluido cuando este ingresa al interior de la bomba centrífuga, lo hace siempre por el centro del rodete impulsor, lugar en donde toma contacto con las aspas del impeler para ser luego impulsado hacia la voluta de la bomba. Denominado un parámetro importante en el diseño de un circuito de bombeo: si la presión en el circuito es menor que la presión de vapor del líquido, éste entrará en algo parecido a la ebullición: se vaporiza,

produciéndose el fenómeno de cavitación, que puede dificultar o impedir la circulación de líquido, y causar daños en los elementos del circuito.

III. CALCULO DE PERDIDAS

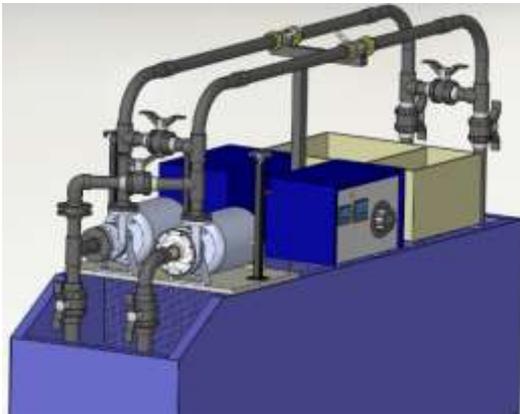


FIGURA 3: Set de bombas centrífugas Gilkes.

Una vez especificadas las condiciones del fluido como la densidad del agua a 25°C $\rho_{25} = 997.13 \text{ kg/m}^3$, así como la viscosidad dinámica $\mu_{25} = 0.89 \times 10^{-3} \text{ N.s/m}^2$ y la rugosidad de la tubería $\epsilon_{pvc} = 1.5 \times 10^{-6} \text{ m}$ se pueden determinar las pérdidas por fricción que presentan los componentes referentes al set de bombas como:

- Perdidas locales (entrada y salida del fluido)
- Valvulas de globo
- Codos de 90°
- Tubería de 1 1/2" y 2"
- Tees de paso directo,

Determinando el estado del fluido en el interior de una tubería, se procede a calcular Reynolds mediante la fórmula

$$(2) \quad Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu}$$

Teniendo patrones para cada estado del fluido, $Re < 2000$ régimen laminar entre $2000 < Re < 4000$ transitorio y $Re > 4000$ Turbulento.

Por lo que se debe calcular la velocidad del fluido

$$(3) \quad V1 := \left[\frac{Q1}{\frac{(D_{i1})^2 \cdot \pi}{4}} \right]$$

Determinando el factor de fricción por el método de Newton Raphson

$$(4) \quad X_{i+1} = X_i - \frac{g(X_i) - X_i}{g'(X) - 1}$$

Donde:

$$X = \frac{1}{\sqrt{f}} \quad (5)$$

La pérdida en la tubería se calcula mediante la siguiente formula de Darcy - Weisbach:

$$(6) \quad hf = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

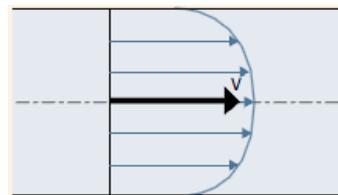
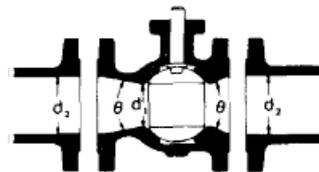


FIGURA 4: Perfil de velocidades en la tubería

Perdidas en válvulas de bola de 1 1/2" & 2" PVC

VÁLVULA DE BOLA



- Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots \dots \dots K_1 = 3 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$

FIGURA 5: Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas de Bola CRANE

$$(7) \quad h_{l4} = f_T \cdot K_v \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Pérdida total en el sistema de tuberías

Para determinar la altura de la bomba es necesario conocer la pérdida total generada por

todos los accesorios así como la generada por fricción de la tubería de la bomba centrífuga

$$h_{pT} = \sum_{i=1}^5 h_i \quad (8)$$

$$h_{pT} = h_{f1} + h_{f2} + h_{l1} + h_{l2} + h_{l3} + h_{l4} + h_{l5}$$

IV. PROCEDIMIENTO DE DISEÑO

El procedimiento de diseño utilizado fue el descrito por William W. Peng de un impeler de una bomba centrífuga.

El presente trabajo se lleva a cabo bajo las siguientes suposiciones:

- Tipo de Impeler
- Configuración de la entrada
- Configuración de la salida
- Perfil del Alabe

Como requerimiento primordial se deben especificar las propiedades del fluido a impulsar.

PROPIEDADES DEL FLUIDO

| | |
|------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------|
| $\rho_{25} := 997.13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ | Densidad del Agua a 25°C |
| $es_{vc} := 1.5 \times 10^{-6} \text{ m}$ | Rugosidad absoluta |
| $\mu_{25} := 0.890 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$ | Viscosidad dinámica del agua a 25°C |

Tipo del impeler

Que denomina la previa selección del tipo del impeler basado en los requerimientos de la tasa del caudal, la altura de descarga y la velocidad de rotación en el punto de diseño.

Deduciendo la ecuación de Bernoulli entre los puntos A y B de la bomba se calcula la altura de descarga.

$$H_1 = \frac{(P_{out} - P_{in}) \cdot cv}{\rho_{25} \cdot gr} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \cdot gr} + (Z_A - Z_B) + h_{pT} \quad (9)$$

Realizando las pruebas en la maquina se realizaron las gráficas características de la bomba, para determinar el POO (punto óptimo de operación), el cual relaciona la mayor cantidad de flujo que se puede bombear a la mayor altura posible sin generar daños al impeler por la cavitación.

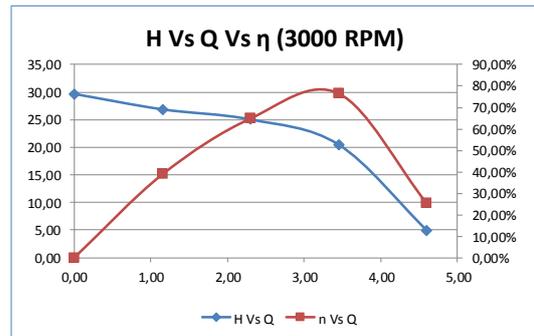


FIGURA 6: Diagrama Altura Vs Caudal vs Eficiencia a 3000 RPM

Por lo que se determinó los parámetros de diseño para la bomba centrífuga.

TABLA 1: Parámetros de diseño.

| PARAMETROS TÉCNICOS DE DISEÑO | | | | |
|-------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| H (BOMBA) | Q (SISTEMA) | Ph(SISTEMA) | D (IMPELER) | H (IMPELER) |
| m. | l/s | Watts | m. | m. |
| 25,05 | 2,3 | 563,552 | 0,14 | |
| INCREMENTANDO UN 10% | | | | |
| 27,555 | 2,09 | | | |

De estos parámetros de diseño se calcula la velocidad específica N_s .

$$n_s = N \frac{Q^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (10)$$

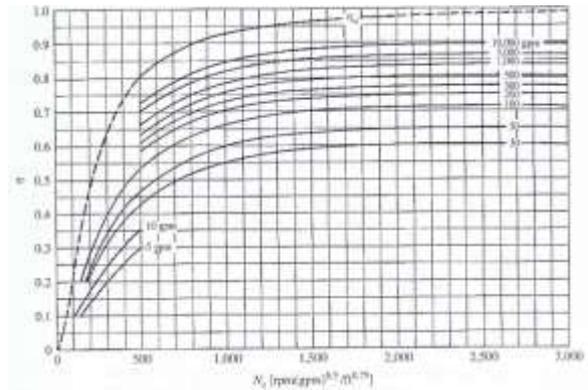


FIGURA 7 Eficiencia de una bomba en función de la velocidad específica y la capacidad (eficiencia)

Configuración de entrada

Siendo determinada por el tamaño mínimo del eje que transmite el torque requerido, para acomodar el flujo de succión apropiadamente para cumplir los requerimientos mínimos de succión y de $NPSH_R$.

La potencia máxima del eje se determina mediante la fórmula:

$$P_s = \frac{Ph}{\eta gl} = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta gl} \quad (11)$$

Para determinar la configuración de la entrada que está determinada por el tamaño mínimo del eje para transmitir el par requerido y poder dar cabida al flujo de aspiración adecuado, para satisfacer la NPSHR y los requisitos de caudal mínimo.

Se determina la velocidad angular (ω) para calcular el torque (τ) a una velocidad de giro (N)

$$\omega = \left(\frac{N \cdot \pi}{30} \right) \quad (12)$$

$$\tau := \frac{P_s}{\omega} \quad (13)$$

Conociendo el esfuerzo cortante máximo del material a utilizar o calculándolo se determina el diámetro del eje.

$$D_{sh} = \left(\frac{16 \cdot \tau}{\pi \cdot \sigma_s} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (14)$$

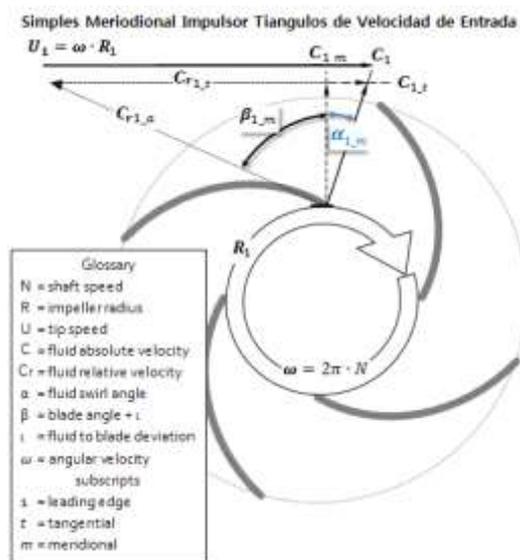


FIGURA 8 Distribución de las fuerzas en la entrada del impeler.

El siguiente calculo concierne al coeficiente de flujo, con el cual se procederá a obtener el diámetro de succión y el radio interior de los alabes (re).

Se determina el radio interior del alabe (re)

$$re = \left(\frac{Q \cdot \phi_e}{\pi \cdot \omega \cdot \phi_e} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

Siendo el coeficiente de flujo ϕ_e entre valores de 0.2 y 0.3 según Peng.

Las otras dimensiones y ángulos de la cuchilla son de tamaño tal que el radial, componente de los aumentos de velocidad de flujo de la zona de los ojos para evitar la separación de la capa límite

Cálculo de las velocidades del fluido en la succión y en la entrada de los alabes

$$V_{eabsoluta} = \left(\frac{Q}{\pi \cdot \frac{D_e^2}{4}} \right) \quad (16)$$

$C1 := 1.2 \cdot V_e$ El rango de proporcionalidad entre la C1 y V_e va de (1.05-1.20)

Calculando el área del borde de ataque del alabe

$$A1 := \frac{Q \cdot i \cdot \phi_e}{C1} \quad (17)$$

ϵ_1 = Factor de contracción del espesor de los alabes que fluctúa entre (0.8 – 0.9) para diseñadores con poca experiencia.

Determinando la altura en la entrada de la hélice:

$$b1 := \frac{A1}{\epsilon_1 \cdot \pi \cdot D1} \quad (17)$$

Seguido se procede a calcular la velocidad tangencial del alabe respecto al diámetro interior, la velocidad relativa y los respectivos ángulos de incidencia

$$U1 := \frac{D1 \cdot \omega}{2} \quad (18)$$

(18)

$$Cr1 := \sqrt{U1^2 + C1^2} \quad (19)$$

(19)

Calculando el ángulo de incidencia del impeler

$$\beta_{fl} := \text{atan}\left(\frac{C1}{U1}\right)$$

(20)

$$i = \beta_{b1} - \beta_{fl}$$

La diferencias entre incidencia del ángulo entre el aspa y la del fluido relativo debe tener un valor de entre 2° a 3° para evitar un ángulo negativo para los caudales ligeramente superiores que las condiciones de diseño.

Configuración de salida

Las dimensiones de salida son determinadas por los requerimientos de la altura de descarga en el punto de diseño.

Las dimensiones de salida del impulsor están determinadas principalmente por la altura de descarga requerida en el punto de diseño

$$\omega s = \frac{\omega Q^{0.5}}{(g \cdot H)^{0.75}}$$

(21)

El diámetro D2 puede determinarse a partir del diagrama de Cordier

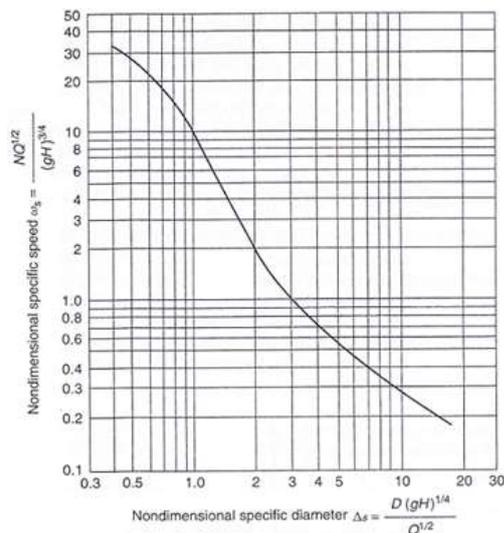


FIGURA 9 Diagrama de Cordier para bombas y ventiladores.

Donde se determina el diámetro exterior del impulsor.

$$D = \frac{\Delta_s \cdot Q^{0.5}}{(g \cdot H)^{0.25}} \quad (21)$$

Seguido se determina la velocidad del fluido en su punto externo, y el Angulo de incidencia del alabe.

$$U2 := \frac{D2 \cdot \omega}{2}$$

(22)

El ángulo de salida del aspa puede ser valores entre los 22.5° - 28° para una óptima eficiencia según el libro de STEPANOFF A. J. "Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design and Application"

Por último el número de aspas del impulsor.

$$Z_b = 6.5 \left[\frac{(1 + v)}{(1 - v)} \right] \cdot \sin \left[\frac{(\beta_{b1} + \beta_{b2})}{2} \right] \quad (23)$$

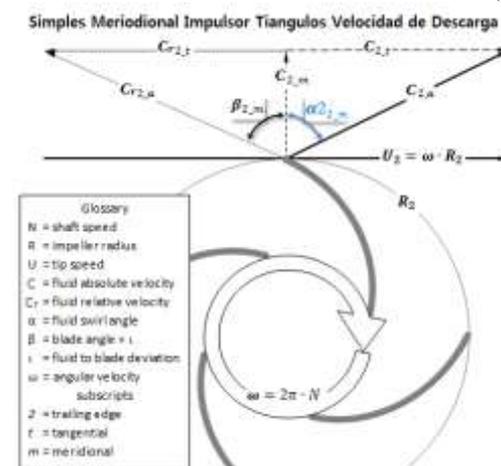


FIGURA 10 Distribución de las fuerzas en la salida del impulsor.

Determinando el factor de deslizamiento, que se lo denomina como la desviación con la que el fluido sale de la hoja del impulsor.

$$\mu_s := 1 - \pi \cdot \sin \left(\frac{\beta_{b2} \cdot f}{Z_b} \right)$$

(24)

Para determinar el área de descarga de la superficie de descarga se determina a través de la fórmula.

$$A_2 = \frac{Q}{\tan(\beta_{b2}) \cdot U_2 \cdot \left[\frac{H}{\eta_h \cdot \mu_s \cdot \left(\frac{U_2}{g} \right)} \right]} \quad (25)$$

Seguido se calcula las componentes de la velocidad tangencial siendo estas la velocidad meridional (Cm) y (Vu)

$$C_{m2} = \frac{Q}{A2} \quad (26)$$

$$V_{u2} = \frac{g \cdot H}{\eta_h \cdot U2} \quad (27)$$

Teniendo como resultado de la componente de la velocidad tangencial.

$$C_{r2} := \sqrt{C_{m2}^2 + (U2 - V_{u2})^2} \quad (27)$$

Para comprobar un correcto diseño, el autor nos sugiere comprobar el factor de difusión para asegurar que no exista separación de capa límite. Ya que de existirla se debería replantear el diámetro de salida y el ángulo del alabe para modificar el diseño.

$$1 > \left(Df = \frac{C_{r2}}{C_{r1}} \right) > 0.75 \quad (28)$$

Por último se calcula el factor de contracción que determina la solidez del aspa.

$$\varepsilon = 1 - \frac{Zb \cdot t}{(2 \cdot \pi \cdot r2 \cdot \sin(\beta b2))} \quad (29)$$

Sustituyendo en la ecuación del Área

$$b2 := \frac{A2}{\varepsilon d \cdot \pi \cdot D2} \quad (30)$$

Perfil del Alabe

Con las configuraciones de entrada y de salida del impeler, el perfil del alabe permite determinar una distribución angular, a través de una cantidad de puntos, que estos representaran la forma del alabe.

El perfil del alabe es construida a través de asumir una distribución lineal del ángulo del alabe

$$\beta_b = \beta_{b1} + \frac{(\beta_{b2} - \beta_{b1}) \cdot (r - r1)}{r2 - r1} \quad (31)$$

El ángulo de la cuchilla está relacionado como la línea media del perfil de la cuchilla que coordina (r, θ) y se puede relacionar como:

$$\Delta\theta = \left(\frac{180}{\pi} \right) \cdot \frac{\Delta r}{(r \cdot \tan(\beta b))} \quad (32)$$

n = número de divisiones del álabe (10) para mejor trayectoria de la curva



FIGURA 11 Distribución del ángulo de la hoja para el diseño preliminar.

Determinando los valores de $\Delta r = 0.2276$ in. luego β_b , $\Delta\theta$, θ , dL y L son calculados y tabulados en la siguiente tabla:

TABLA 2 Perfil del alabe según la distribución lineal del ángulo.

| r1 | 0,864 in | βb1 | 15 grados | | |
|-----------|-------------|------------|-------------|------------|------------|
| r2 | 2,755906 in | βb2 | 27,7 grados | | |
| R | β | dR | θ [grados] | dL | L (in) |
| 0,864 | 15 | 46,8226503 | 0 | 0,73097635 | 0 |
| 1,0531906 | 16,27 | 35,2656808 | 46,8226503 | 0,67528491 | 0,73097635 |
| 1,2423812 | 17,54 | 27,6050703 | 82,088331 | 0,6277653 | 1,40626125 |
| 1,4315718 | 18,81 | 22,2298058 | 109,693401 | 0,58676322 | 2,03402656 |
| 1,6207624 | 20,08 | 18,2958818 | 131,923207 | 0,55104293 | 2,62078978 |
| 1,809953 | 21,35 | 15,321491 | 150,219089 | 0,51966282 | 3,17183271 |
| 1,9991436 | 22,62 | 13,0132734 | 165,54058 | 0,49189278 | 3,69149553 |
| 2,1883342 | 23,89 | 11,1833839 | 178,553853 | 0,46715803 | 4,18338831 |
| 2,3775248 | 25,16 | 9,70658623 | 189,737237 | 0,44499991 | 4,65054634 |
| 2,5667154 | 26,43 | 8,4964633 | 199,443804 | 0,42504797 | 5,09554625 |
| 2,755906 | 27,7 | 7,49184483 | 207,940267 | 0,40699976 | 5,52059422 |
| | | | | Δr | 0,1891906 |

V. MODELADO DEL IMPELER

Una vez determinado la distribución angular del alabe se procede a generar la trayectoria de la vena.

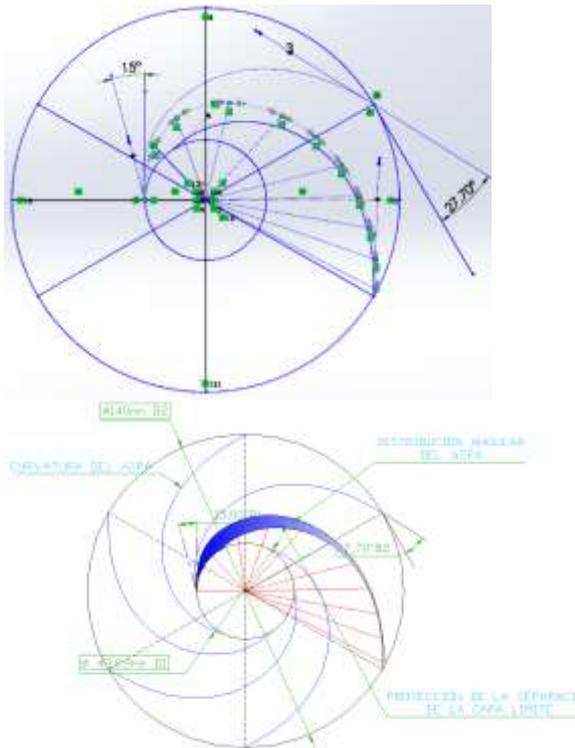


FIGURA 12 Distribución angular de la vena del impulsor.

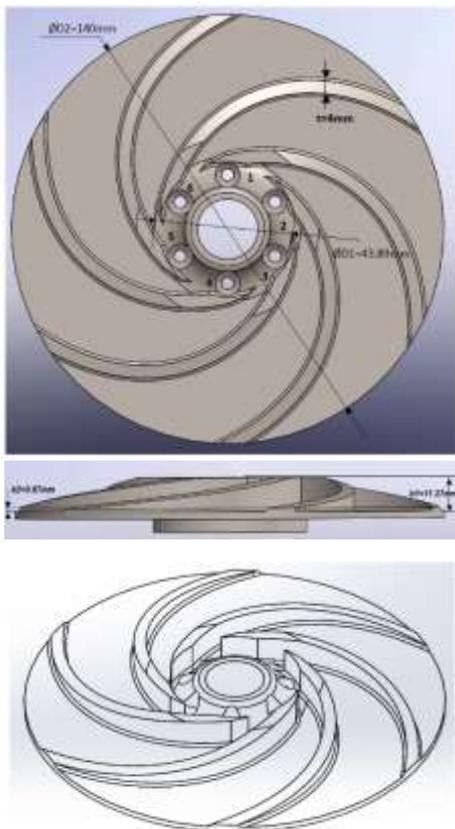


FIGURA 13 Vista en isometría del impeler de 6 aspas.

Para la respectiva simulación se procedió a realizar un vaciado para representar el fluido que pasaría a través de las aspas y la tapa de acrílico del impeler y una sección de la tubería de 2" de diámetro.

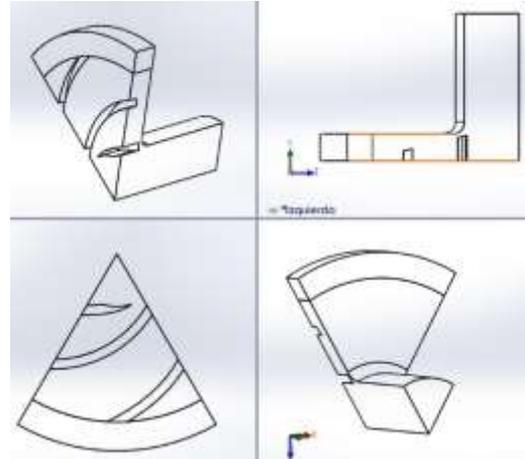


FIGURA 14 Vista de la isometría del vaciado del impeler.

El flujo en bombas centrífugas es un fenómeno complejo que implica turbulencia tridimensional, flujos secundarios, inestabilidad. También la geometría es compleja y asimétrica. Así, el movimiento relativo entre el impulsor y la voluta genera una interacción inestable, lo cual no sólo afecta a las características generales de la bomba, sino que también es responsable de las fluctuaciones de presión.

VI. SIMULACIÓN DEL IMPELER EN ANSYS CFD WORKBENCH

La solución numérica fue realizada en el programa ANSYS [CFD-CFX -14.5], a través de la simulación de las ecuaciones de flujo del fluido tridimensionales e incompresibles del Navier-Stokes del paquete ANSYS CFD-CF; este software es capaz de interpretar para cada flujo, los resultados de rendimiento, contornos de presión estática, los vectores de velocidad absoluta, parcelas de carga de la cuchilla, las masas promedio de presión total y la presión estática, el área promedio de velocidad absoluta.

TABLA 3 Regiones de limitación del fluido

| NOMBRE | LIMITACION |
|-------------------------|-----------------------------------|
| INLET | Entrada de flujo |
| OUT | Salida de flujo |
| HUB | Cara del impeler |
| SHROUD | Cara de la tapa de la voluta |
| STATIONARY | Superficie del cuerpo |
| BLADE | Pared de las aspas del impeler |
| DOMAIN INTERFACE SIDE 1 | Superficie de rotación del fluido |
| DOMAIN INTERFACE SIDE 2 | Superficie de rotación del fluido |

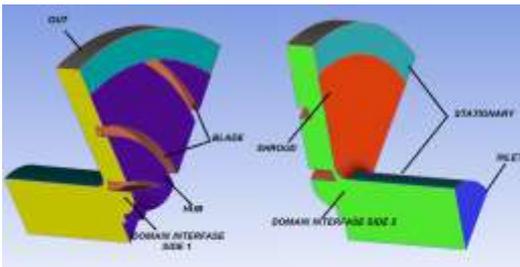


FIGURA 15 Parámetros hidráulicos del impeler..

Mallado del impeler

Para esta tesis se utilizó generadores de mallas tetraédricas del ICEM-CFD, que generan automáticamente tetraedros en un espacio 3D encerrado por un conjunto de superficies o regiones CAD del impulsor

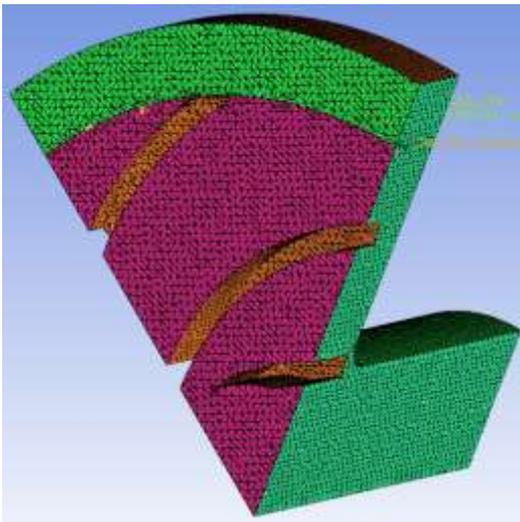


FIGURA 16 Mallado preliminar fluido del impeler.

TABLA 4 Propiedades del mallado.

| INFORMACIÓN DEL MALLADO | | |
|-------------------------|-----------------------|--------|
| 1 | NUMBER OF NODES | 67123 |
| 2 | NUMBER OF TETRAHEDRAL | 227327 |
| 3 | NUMBER OF ELEMENTS | 293173 |

Por último se determinara las condiciones de frontera, propiedades que detectará el programa para cada región, interpretándolas para las soluciones y para los resultados de la simulación.

Interfaces de dominio proporcionan una manera de conectar las mallas o dominios juntos pero con límites se especifican como periódica (a través de una rotación o un desplazamiento). Como el cambio de la masa de caudal mediante presión también puede ser impuesta por una interfaz de traslación periódica.

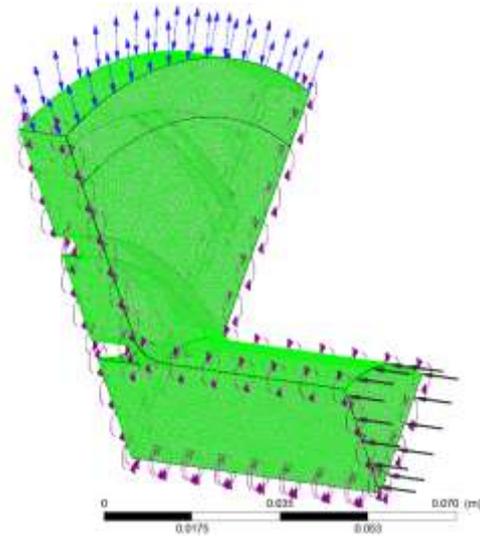


FIGURA 17 Figura de la Interface Periódica del impeler

Una vez especificadas todas las condiciones de diseño se procede a determinar la solución.

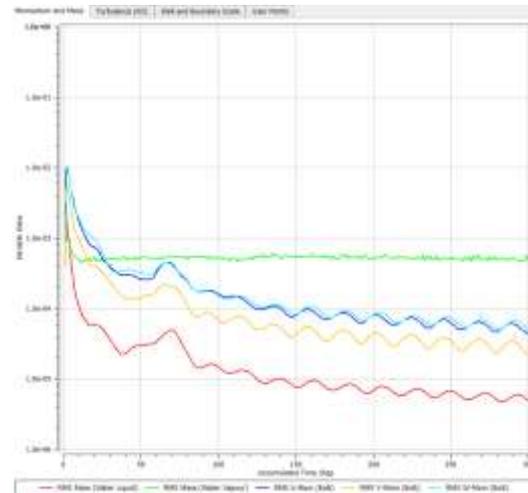


FIGURA 18 Solución del impeler sin cavitación.

Esta solución es la que interpretara si el modelo genera una cavitación en la simulación, teniendo como punto de retorno o de aceptación el diseño del impeler es óptimo para su uso.

VII. ANALISIS DE RESULTADOS

Para mejorar aún más el rendimiento de la bomba se simuló el campo de flujo complejo, como la separación de la capa límite, la dinámica del vórtice en la entrada, ya que sería muy complicado calcular las interacciones entre el impulsor y difusor debido a los componentes estacionarios y de rotatorio.

Como se determinó en la simulación de presiones absoluta en la región de alabe se comprobó que el rango de presiones globales, en su mayoría se da en la cara interna de los álabes y en los extremos de las caras externas.

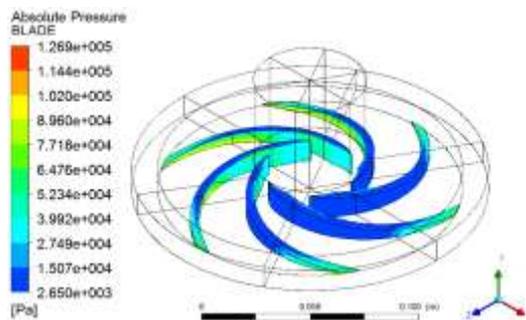


FIGURA 19 Presiones en el Alabe

Como se muestra en la figura 20 podemos observar la separación de capa límite que genera el perfil del alabe simulando las 3000 rpm representándose en color azul la porción de fluido que no adquiere presión.

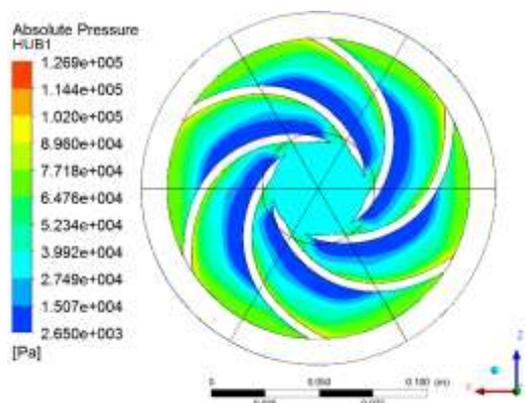


FIGURA 20 Rango de presiones absolutas en la cara del impeler

En relación a las anteriores simulaciones se puede determinar que hay un poco de distorsión de las presiones absolutas siendo estas de menor intensidad, cabe tener en cuenta que esta medición se la puede realizar en el set de bombas como se muestra en la figura 21

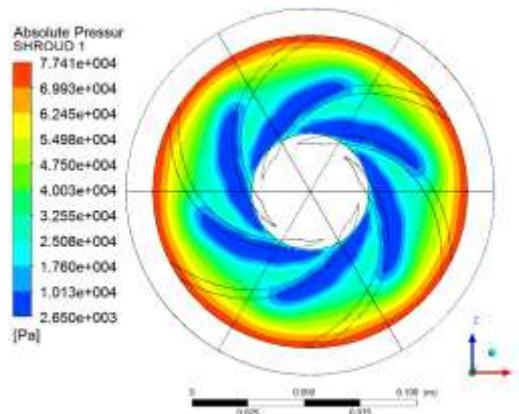


FIGURA 21 Presiones absolutas en la cara de la voluta

El área principal de la cavitación existe entre el lado de succión del aspa y la cubierta en esta geometría. Un área secundaria de la cavitación se encuentra justo detrás del borde de ataque del aspa en el lado de presión. La mayoría de las soluciones de cavitación se deben realizar girando la presión y luego bajar sucesivamente la presión del sistema durante varias carreras de solución, para inducir de forma más gradual la cavitación. Para acelerar esta demostración, se introdujo un cambio repentino en la presión a 100000 [Pa].

La forma de la cavitación de vapor a lo largo de la cuchilla, se ha desarrollado sobre la superficie de aspiración de la hoja y no se ha bloqueado por completo el paso de la entrada del impulsor.

La Figura 22 muestra los contornos de iso-superficie de la cavitación y el grado de desarrollo de la generación de vapor de agua con burbujas de cavitación que bloquean los canales del impulsor. El crecimiento de la cavidad de la superficie de aspiración (SS) llega a la superficie de presión de la hoja adyacente (PS) y los bloques de los pasos de flujo del impulsor, de tal modo, que conduce a la cabeza avería.

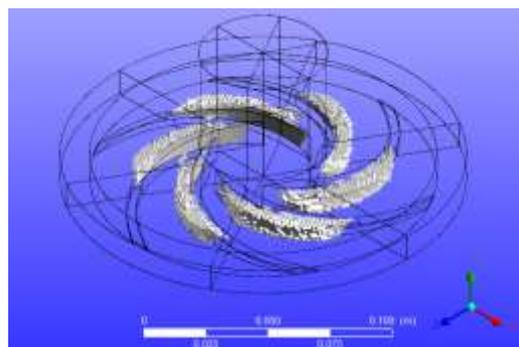


FIGURA 22 Presencia de cavitación en el impeler

Esta simulación se la realizó en el Plot velocity Vectors en el Plano1 del cuerpo complete (Assembly), usando la variable *Water Liquid.Superficial Velocity*.

Con este proceso se puede corregir posibles concentradores de flujo como biseles de 90° entre las aspas y la cara del impeler o por el método de sujeción del impeler al eje de transmisión.

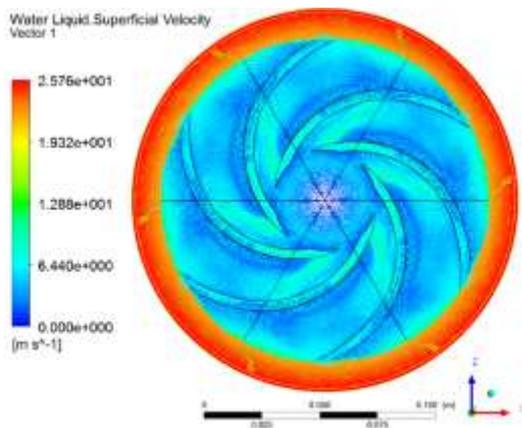


FIGURA 23 Simulación de los vectores de velocidad.

Para realizar la animación de la animación, ANSYS CFD posee una aplicación capaz de realizar videos de la simulación, limitándose en la representación la trayectoria de partículas ya que requeriría de procesadores de muy alto rendimiento.

Para la representación de esta región se graficó 200 líneas de flujo por la cual se transportara la partícula, la cual ira cambiando de color mediante esta va ganado velocidad.

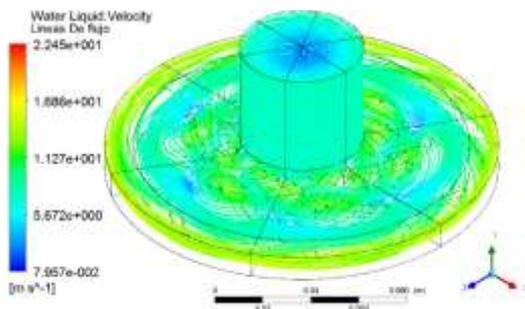


FIGURA 24 Líneas de flujo de la velocidad resultantes del fluido

Además de la simulación de la turbulencia, se llevó a cabo la evaluación de las características locales del campo de velocidades y los campos de presión absoluta a través de la cara de rotación de cada impeler.

En la figura siguiente se muestra una vista tridimensional de la distribución de la presión absoluta de los dos impelers para el punto de diseño de velocidad angular de 3000rpm, teniendo como caso particular la optimización en un 10% de la altura de cabeza y el caudal, respectivamente.

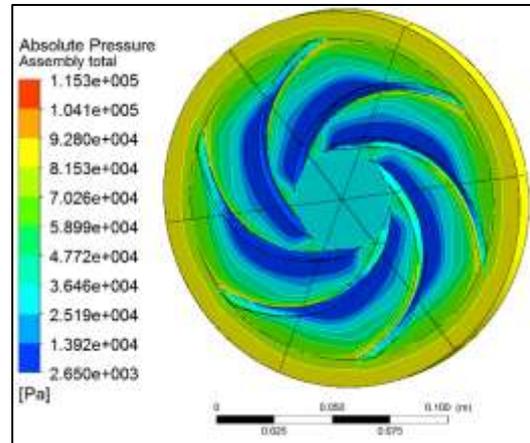


FIGURA 25 Rangos de Presión Absoluta para impeler de 6 aspas respectivamente

Para el segundo caso de diseño de impeler, en el cual se debe aumentar la altura de cabeza, se diseñó un impeler de 8 aspas, el cual fue simulado de la misma.

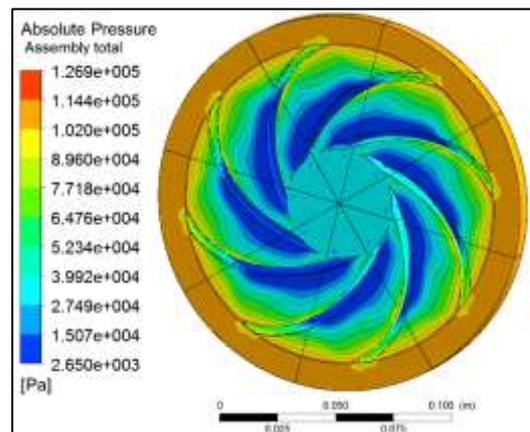


FIGURA 26 Rangos de Presión Absoluta para impeler de 8 aspas respectivamente.

Como se nota en las dos figuras, podemos percibir que en la posición radial, se confirma que la presión absoluta baja en la sección de separación de capa límite, percibida de color azul en la cara exterior del aspa debido a que en esta sección el fluido no tiene contacto directo con el momento angular generado por las cuchillas del impeler, reduciendo la presión en la salida del paso del aspa.

Por otra parte, los patrones de presión absoluta no son los mismos en los planos, entre la cara de rotación y la mortaja de salida. La variación se

observa en el campo de contorno de presión de las superficies laterales de las cuchillas notándose como una transición de colores.

La variación de la presión observada no implica pérdidas adicionales en la bomba, simplemente indica que cada cuchilla sólo puede transmitir una cantidad fija de energía y ciertamente es más bajo que el valor prescrito por la ecuación de Euler. Cualitativamente, los patrones son similares para los dos impulsores examinados.

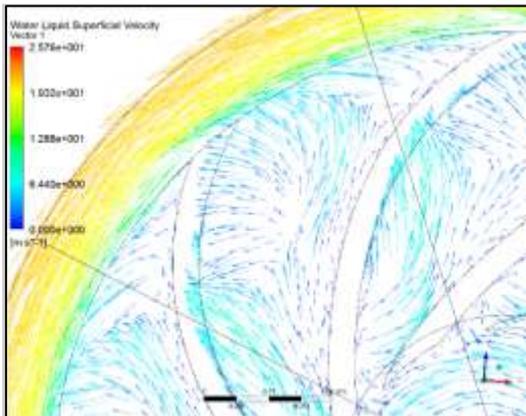


FIGURA 27 Representación de los vectores de velocidad en las cuchillas.

Los vectores de velocidad relativos muestran que hay una buena orientación del flujo a lo largo de los pasadizos para velocidades de flujo medias y altas, que muestran líneas de corriente adherido a las paredes de la hoja. En la velocidad de flujo más baja, en contraste, se observa que hay una región situada cerca del lado de presión de la cuchilla (círculo de trazos), donde el flujo invierte su dirección, constituyendo de este modo una mayor recirculación de fluido.

Esta recirculación provoca una caída de presión que cambia de dirección de la velocidad en la última parte de la cuchilla (es decir, hay una presión más alta en el lado de aspiración que en el lado de presión). En consecuencia, esta cuchilla no transmite energía al fluido en su última porción al pasar cerca del aspa.

VIII. PROTOTIPACION DE LA CONSTRUCCIÓN EN LA CNC

Usando la impresora 3D Dimension SST 1200es y BST 1200es con la que cuenta el laboratorio de máquinas y herramientas se fabricó los dos impellers. Estas impresora solo requieren los archivos CAD en formato .stl realizados en SolidWorks.

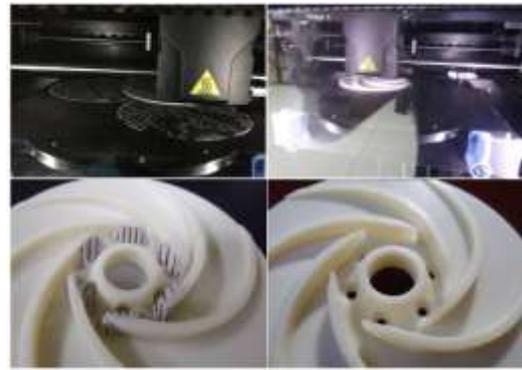


FIGURA 28 Procedimiento de elaboración de impellers

IX. PROTOTIPACION DE LA CONSTRUCCIÓN EN LA CNC

Con el motivo de experimentar todas las combinaciones posibles, se realizaron las pruebas de un impeler en el cual la curvatura es en sentido del giro, en las cuales se puede determinar una menor eficiencia en comparación con los impellers diseñados con el sentido del alabe en sentido contrario

Los resultados muestran que el impeler decrece un promedio de 11.77% para el caudal, mientras que la altura de igual forma en un porcentaje de 42.37%, por lo que podríamos concluir que esta configuración es un 40.87% menos eficiente que el impeler original

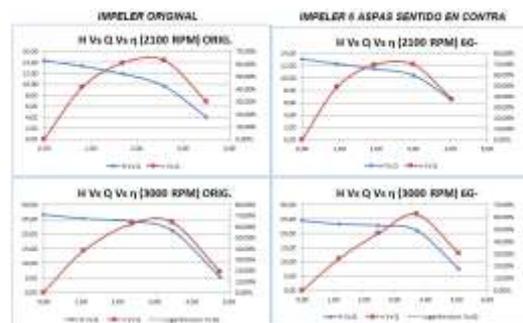


FIGURA 29 Graficas de eficiencias impeler 6G-.

Este tipo de configuración sugiere, aplicaciones que requieran de bajas presiones y caudales altos, ideales para industrias, ya que presentan altas tasas de durabilidad ya que no están sometidos a grandes esfuerzos.

Como en el caso anterior se realizó la prueba con un impeler de 8 aspas curvadas hacia adelante, mostrándose en la tabla de resultados que existe una disminución de caudal con respecto al impeler anterior mientras que incrementa la altura entregada por la bomba.

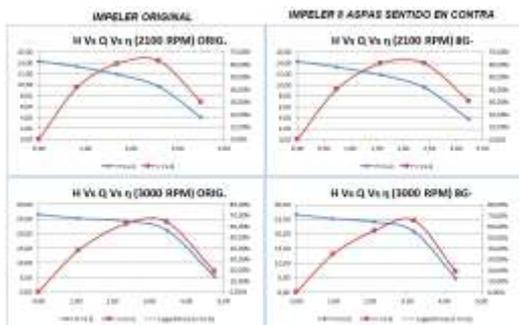


FIGURA 30 Graficas de eficiencias impeler 8G-.

Por lo que se puede concluir que con este tipo de impellers se requiere de un mayor número de aspas para igualar el rendimiento, por uno de sentido contrario a la rotación del impeler.

Una de sus desventajas es que aumenta el peso y por ende su eficiencia disminuiría.

Se observa que este tipo de impeler al tener mayor número de aspas gana altura pero el caudal se ve seriamente afectado por su disminución.

X. CONCLUSIONES

La modernización del set de bombas centrífugas se realizó con el diseño y construcción de dos impellers, rigiéndose a los estándares establecidos para la construcción, sensores de medida más precisos; logrando así una máquina confiable, operacional y apta para prueba de nuevos impellers.

Se cumplió con planes de mantenimientos correctivos y preventivos, además se hizo modificaciones en la parte eléctrica, así como en los equipos de medición para repotenciar el set de bombas.

Los nuevos impellers fueron diseñados a partir de las curvas características del propio impeler de la máquina; siguiendo un exhaustivo estudio de diseño especificado por el autor William Peng, ya que demuestra procedimientos para calcular variables que otros autores toman como constantes, por lo que se obtuvo cuatro impellers de seis y ocho aspas con curvatura hacia delante y atrás cada uno, ayudando a comprobar resultados estimados.

El modelado del nuevo impeler se lo ejecutó a través del software ANSYS, el cual tiene como base los métodos numéricos para elementos finitos, pudiendo de esa manera conocer todos los esfuerzos que intervienen al momento que la bomba se encuentra en operación.

Con la capacidad de visualización avanzada de simulación numérica del fenómeno de flujo modelado en el experimento, se logró convertir en representación digital y la muestra de estos datos se indican en el computador. Pudiendo controlar desde un solo punto la operación.

Se comprobó que las pérdidas teóricas se cumplen con las medidas en el laboratorio, por medio de la diferencia de presiones entre accesorios, además existieron pérdidas que se tuvieron que obviar debido a que solo el fabricante tiene medidas y valores reales de los diversos componentes del set de bombas.

Las aspas con curvatura en contra de la dirección de giro otorgan mayor eficiencia que las que están a favor del giro, pero cada una presenta una operatividad distinta.

XI. REFERENCIAS

- [1]. <http://fainweb.uncoma.edu.ar/La.M.Hi/textos/Maquinas%20hidraulicas/BOMBAS.PDF>, Manual de laboratorio de bombas centrífugas, Español, 2004.
- [2]. Ausidio, O. (ca. 2004). *Bombas utilizadas como Turbinas*. Laboratorio de Máquinas Hidráulicas (LA. M. HI). Argentina.
- [3]. Bomba Ideal S.A, (2011). Datos Técnicos de Hidráulica BOMBAS, Valencia.
- [4]. CRANE, (1992). *Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías*. Editorial: McGraw-Hill
- [5]. Curso De Bombas. *BuenasTareas.com*. Recuperado 04, 2012, de <http://www.buenastareas.com/ensayos/Curso-De-Bombas/3952764.html>
- [6]. DataSheet integrado NTE3081 disponible en: www.datasheetcatalog.com
- [7]. DataSheet Celda de carga Mb-25 disponible en: www.interfaceforce.com
- [8]. Design Method for Impeller Blade Profiles of Centrifugal Fans, HKIE Transactions, disponible en <http://dx.doi.org/10.1080/1023697X.1998.10667773>
- [9]. FERNANDEZ, PEDRO "Desprendimiento de la capa limite", Artículo
- [10]. Técnico XI.7, Disponible en <http://www.termica.webhop.info>
- [11]. García Pérez, F. (2010) ¿Qué es la Cavitación? [Versión electrónica]. México. Boletín No. 9. Innovaseals.

- Recuperado el 26 de noviembre de 2012 de:
http://innovaseals.com.mx/boletines/boletin09mayo/innovaseals_boletin_mayo02_no.9.html
- [12]. GILBERT GILKES & GORDON LTD. Catálogo de especificaciones del Set de Bombas Centrifugas Serie-Paralelo. Kendal. Inglaterra LA9 7BZ
- [13]. Gilkes, Gilbert. Técnica manual paralelo-serie centrífuga bomba de Gilkes GH 75 Conjunto. Kendal, Gilbert Gilkes & Gordon Ltd
- [14]. Hidalgo Pallares, S. (2010). *Diseño y construcción de un sistema de recirculación y recalentamiento de agua para instalaciones sanitarias domésticas*. Colegio de Ciencias e Ingeniería. Universidad San Francisco de Quito. Ecuador.
- [15]. Karassik, I. J. (2000) *Pump Handbook*. (4ª Ed.) McGraw – Hill. New York (Estados Unidos).
- [16]. Labanoff S. & Ross R. (1992). *Centrifugal Pumps Design & Application*. (2ª Ed.) Butterworth-Heinemann. USA.
- [17]. Marchegiani, A. R. (2002). Manual de Bombas Centrifugas, Universidad Nacional del Comahue, Facultad de Ingeniería Mecánica Aplicada.
- [18]. Mataix, C. (2005). *Mecánica de los Fluidos y Maquinas Hidráulicas*. ALFAOMEGA GRUPO EDITOR. México.
- [19]. Ochoa Garcia, G.J., (2002), *Diseño y construcción de un Equipo Interfase de señales para un Sistema de Adquisición de Datos aplicado al Banco de Bombas Centrifugas del Laboratorio de Termofluidos de la FIMCP.*, Ecuador: Escuela Superior Politécnica Del Litoral.
- [20]. Peng, W. (2008). *Fundamentals of Turbomachinery*. (1ª Ed.) John Wiley & Sons.
- [21]. Piccollo6407, (2002), Centrifugal Pumps Parallel and Service Operation, Recuperado el 07 de Julio del 2013 de: <http://es.scribd.com/doc/22091923/Centrifugal-Pumps>
- [22]. Potter, M. Y Wiggert, D. (2002). Mecánica de Fluidos. Traducido del Inglés por Rodolfo Navarro. (3ra Ed.) México. Thomson. pp. 530-560.
- [23]. Quantz, L. (1954). Bombas Centrifugas, Traducido del Alemán por Ricardo Ferrer. (3ra. Ed.) Barcelona. Labor. 1954. pp. 10-54
- [24]. Rajendran, S. & Dr. Purushothaman, K. (2012). **ANSYS-CFX [Abstract]**. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). Vol. 1
- [25]. Rivero Palacio, F. (2011). *Guía de Práctica Laboratorio de Operaciones Unitarias*, Estudio de una Bomba Centrifuga, Instituto Universitario de Tecnología. Venezuela
- [26]. Simulation Module User Manual, LabVIEW, National Instruments, 2004.
- [27]. SMITH, CARLOS y CORRIPIO, ARMANDO, *Control Automático de*
- [28]. *Procesos Teoría y Práctica*, Primera Edición, Editorial Limusa, 1991.
- [29]. Stepanoff, A.J. (1957). *Centrifugal and axial flow pumps – Design and application*. Krieger Publishing Co., 2a ed., Malabar (Florida, Estados Unidos).
- [30]. Zubicaray, V. (2000). *Bombas, teoría, diseño y aplicaciones*. (5ª Ed.) Editorial LIMUSA.

