# Caracterización experimental de la pérdida rotacional (Rotating Stall) en una bomba centrífuga operando como turbina

**JESÚS ALBERTO PÉREZ MESA**

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA
MEDELLÍN, COLOMBÍA
2015

# Caracterización experimental de la pérdida rotacional (Rotating Stall) en una bomba Centrífuga operando como turbina

**JESÚS ALBERTO PÉREZ MESA**
jperez@eafit.edu.co

Tesis de grado presentada como requisito parcial para optar al título de:
**MAGISTER EN INGENIERÍA**

ASESOR
PHD FRANCISCO JAVIER BOTERO HERRERA

Línea de Investigación:
Turbo-maquinaria

Universidad EAFIT
Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica
Escuela de Ingeniería
Medellín, Colombia
2015

"Si lo que quieres es encontrar los secretos
del Universo, piensa en términos de Energía
Frecuencia y vibración"

Nikola Tesla

# Agradecimientos

A todas las personas que participaron e hicieron
posible este proyecto muchas gracias por su apoyo y enseñanza

Francisco Botero Herrera
Manuel Julio García
David Vallejo Mejía

Luis Fernando Quiros
Roberto Hernández Espinal
Jhon Jairo Estrada
Leonel Castaeda
Carlos Eduardo Ramírez
Daniel Tobón

A Martica, mi esposa.

A todo el personal del Centro de laboratorios de la Universidad EAFIT

# Contenido

**Agradecimientos** vii

**Lista de símbolos** x

**1. Introducción** 2
1.1. Justificación . . . 3
1.2. Objetivos . . . 4
1.3. Objetivo General . . . 4
1.4. Objetivos Específicos . . . 5

**2. Infraestructura para la experimentación** 6
2.1. Características generales de la turbo–máquina . . . 6
2.2. Acondicionamiento de la bomba goulds 5SH 1750 $rpm$ . . . 7
2.3. Modificaciones en la carcasa . . . 7
2.4. Ventanas de visualización . . . 7
2.5. Tomas para presión en la carcasa . . . 8
2.6. Instalación de anillos piezométricos en succión y descarga . . . 9
2.7. Adaptación de tubería transparente en succión y descarga . . . 10
2.8. Características del banco de pruebas . . . 12
2.9. Aspectos técnicos . . . 13
2.10. Módulo de adquisición de datos . . . 15
2.11. Aplicación en Lab–view para adquisición de datos . . . 16
2.12. Aplicación en Matlab para procesamiento de datos . . . 16

**3. Mediciones experimentales** 19
3.1. Aspectos teóricos iniciales en modo bomba . . . 19
3.1.1. Mediciones en modo bomba . . . 20
3.1.2. Gráficos de operación de la bomba obtenidos a diferentes revoluciones 21
3.2. Aspectos teóricos iniciales en modo turbina . . . 24
3.2.1. Mediciones en modo turbina . . . 27
3.3. Aspectos teóricos iniciales gráfica tipo $S$ y los cuatro cuadrantes . . . 28
3.3.1. Mediciones para la obtención de las gráficas tipo $S$ . . . 29
3.3.2. Gráfico tipo $S$ diferencial de P, 4 $psi_g$ ascenso y descenso en modo turbina . . . 31

3.3.3. Gráfico tipo $S$ diferencial de P, 5 $psi_g$ ascenso y descenso en modo turbina . . . 33
3.3.4. Gráfico tipo $S$ diferencial de P, 6 $psi_g$ ascenso y descenso en modo turbina . . . 34
3.3.5. Gráfico tipo $S$ delta de 7 $psi_g$ ascenso y descenso en modo turbina . . 35

**4. Pérdida rotacional (rotating stall) 44**
4.1. Aspectos teóricos iniciales pérdida rotacional . . . 44
4.1.1. Medicion de pérdida rotacional . . . 44
4.1.2. Análisis de datos en el dominio de frecuencia . . . 45
4.1.3. Mediciones de pérdida rotacional a un diferencial de P, 4 $psi_g$ . . . 46
4.1.4. Mediciones de pérdida rotacional a un diferencial de P, 5 $psi_g$ . . . 48
4.1.5. Mediciones de pérdida rotacional a un diferencial de P, 6 $psi_g$ . . . 50
4.1.6. Mediciones de pérdida rotacional a un diferencial de P, 7 $psi_g$ . . . 51

**5. Análisis de Resultados 53**
5.1. Pérdida rotacional en diferencial de P, 4 $psi_g$ . . . 53
5.2. Pérdida rotacional en diferencial de P, 5 $psi_g$ . . . 53
5.3. Pérdida rotacional en diferencial de P, 6 $psi_g$ . . . 54
5.4. Pérdida rotacional en diferencial de P, 7 $psi_g$ . . . 54

**6. Conclusiones 56**

**A. Anexo: Gráficas RS en el dominio de la frecuencia para diferencial de P** 4 $psi_g$ **58**

**B. Anexo: Gráficas RS en el dominio de la frecuencia para diferencial de P** 5 $psi_g$ **61**

**C. Anexo: Gráficas RS en el dominio de la frecuencia para diferencial de P** 6 $psi_g$ **64**

**D. Anexo: Gráficas RS en el dominio de la frecuencia para diferencial de P** 7 $psi_g$ **66**

# Lista de símbolos

## Letra latina

| Símbolo | Término | Unidad SI |
|---|---|---|
| $D$ | Diámetro | $m$ |
| $f$ | Frecuencia | $f$ |
| $Q$ | Caudal volumétrico | $m^3/s$ |
| $T$ | Torque | $Nm$ |
| $W$ | | $rad/s$ |

## Letra griega

| Símbolo | Término | Unidad SI |
|---|---|---|
| $\eta$ | Eficiencia | N.A |
| $\theta$ | Ángulo | radianes |

## Subíndices

| Símbolo | Término | Unidad SI |
|---|---|---|
| $g$ | gravedad | $m/s^2$ |
| $E$ | Energía específica | $Jkg^{-1}$ |

# Abreviaturas

| Símbolo | Término |
|---|---|
| $BEP$ | Punto de mejor eficiencia |
| $D_d$ | Diámetro de descarga |
| $D_s$ | Diámetro de succión |
| $HB$ | Altura dinámica total |
| $I_r$ | Índice de refracción |
| $MT$ | Medidor de torque |
| $MPD$ | Medidor de presión estática de alta frecuencia |
| $mA$ | Mili amperios |
| m.c.a. | Metros de columna de agua |
| $\eta_{ED}$ | Factor de velocidad en términos de energía específica |
| $\eta_{11}$ | Factor de velocidad en términos de altura dinámica total |
| $psi$ | Libras fuerza sobre pulgada cuadrada |
| $P_s$ | Presión de succión |
| $P_d$ | Presión de descarga |
| $PM$ | Potencia mecánica |
| $PH$ | Potencia hidráulica |
| $PHT$ | Potencia hidráulica turbina |
| $PMT$ | Potencia mecánica turbina |
| $Q_{11}$ | Factor de caudal en términos de altura dinámica total |
| $RS$ | Rotating stall |
| $rpm$ | Revoluciones por minuto |
| $SADLV$ | Sistema de adquisición con Lab–view |
| $TPD$ | Transductor de presión en la descarga |
| $TPS$ | Transductor de presión en la succión |
| $V_d$ | Velocidad de descarga |
| $V_s$ | Velocidad de succión |
| $V_d$ | Velocidad de descarga |
| $VF$ | Variador de frecuencia |
| $Z_d$ | Altura de descarga |
| $Z_s$ | Altura de succión |

# Lista de Tablas

**2-1**. Rango de desempeño banco de pruebas turbo–máquinas . . . . . 13

**3-1**. Puntos de operación máximos ($HB$ vs $Q$) de la bomba a las revoluciones observadas experimentalmente . . . . . 21
**3-2**. Puntos de medición sensores para registro de alta frecuencia de la presión estática . . . . . 33
**3-3**. Puntos de medición sensores dinámicos diferencial 5 . . . . . 34
**3-4**. Puntos de medición sensores alta frecuencia de la presión estática diferencial 6 35
**3-5**. Puntos de medición sensores para registro de alta frecuencia de la presión estática diferencial 7 . . . . . 36

**4-1**. Relación *BEP–BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 4 con *RS*, rango 1086.00–1137.00 *rpm* . . . . . 48
**4-2**. Relación *BEP–BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 4 con *RS*, rango 1161.50–1200.80 *rpm* . . . . . 48
**4-3**. Relación *BEP–BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 5 con *RS*, rango 1149.30–1274.90 *rpm* . . . . . 49
**4-4**. Relación *BEP–BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 5 con *RS*, rango 1300.00–1308.30 *rpm* . . . . . 49
**4-5**. Relación *BEP-BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 6 con *RS*, rango 1374.80–1441.10 *rpm* . . . . . 51
**4-6**. Relación *BEP–BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 7 con *RS*, rango 1325.10–1451.90 *rpm* . . . . . 51
**4-7**. Relación *BEP–BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 7 con *RS*, rango 1476.80–1526.10 *rpm* . . . . . 52

# Lista de Figuras

**1-1**. Bomba empleada en este trabajo. Fuente: Catalogo bombas goulds, www.goulds.com 3
**1-2**. Curvas de bombas. Fuente: Catálogo bombas goulds, www.goulds.com . . . . 3
**1-3**. Curva de operación bomba 5SH. Fuente: Goulds, www.goulds.com . . . . . 4

**2-1**. Bomba 5SH 1750 *rpm* 2 1/2–2, 2013 . . . . . 6
**2-2**. Modificación de la carcasa, 2013 . . . . . 8
**2-3**. Proceso de curvado del policarbonato . . . . . 9
**2-4**. Ubicación y fabricación de tomas para sensores dinámicos . . . . . 10
**2-5**. Anillos piezométricos en succión y descarga . . . . . 11
**2-6**. Tubería transparente succión y descarga . . . . . 11
**2-7**. Vista planta, tomada a 90 grados . . . . . 12
**2-8**. Render diseño banco de pruebas, vista frontal . . . . . 13
**2-9**. Vista en planta tomada a 45 grados . . . . . 14
**2-10**.Plano constructivo del banco de pruebas . . . . . 14
**2-11**.Banco de pruebas para observación de la turbo–máquina en este proyecto . . 15
**2-12**.Chasis NI–CRIO y sus sistemas . . . . . 16
**2-13**.Paneles de trabajo en Lab–view desarrollados para el proyecto . . . . . 17
**2-14**.Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab . . . . . 18

**3-1**. Características geométricas de los álabes del impulsor . . . . . 20
**3-2**. $HB$ vs $Q$ para el rango de revoluciones (850–2000) . . . . . 21
**3-3**. Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab para 875 *rpm* . . . . . 22
**3-4**. Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab para 1100 *rpm* . . . . . 23
**3-5**. Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab para 1500 *rpm* . . . . . 24
**3-6**. Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab para 1750 *rpm* . . . . . 25
**3-7**. Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab para 1900 *rpm* . . . . . 26
**3-8**. Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab para 2000 *rpm* . . . . . 27
**3-9**. Operación de la bomba como turbina . . . . . 28
**3-10**.Curva característica tipo $S$. Fuente: Hasmatuchi . . . . . 30
**3-11**.Curva caracetrística para una turbina radial. Fuente: Hasmatuchi . . . . . 30
**3-12**.$Q_{11}$ vs $n_{11}$ diferencial 4 $psi_g$, ascenso y descenso . . . . . 31
**3-13**.Secuencia de aparición de los fenómenos hidrodinámicos en la descarga para diferencial de 4 $psi_g$ . . . . . 32
**3-14**.Información adicional en diferencial de presión 4 $psi_g$ . . . . . 37

**3-15**.$Q_{11}$ vs $n_{11}$ diferencial 5 $psi_g$, ascenso y descenso . . . . . 38
**3-16**.Secuencia de aparición de fenómenos hidrodinámicos en la descarga para diferencial de 5 $psi_g$ . . . . . 38
**3-17**.Información adicional en diferencial de presión 5 $psi_g$ . . . . . 39
**3-18**.Gráficas tipo $S$ diferencial 6, ascenso y descenso . . . . . 40
**3-19**.Secuencia de aparición de los fenómenos hidrodinámicos en la descarga para diferencial de 6 $psi_g$ . . . . . 41
**3-20**.$Q_{11}$ vs $n_{11}$ diferencial 6, $psi_g$ ascenso complemento . . . . . 41
**3-21**.$Q_{11}$ vs $n_{11}$ diferencial 7 $psi_g$, ascenso y descenso . . . . . 42
**3-22**.Secuencia de aparición de los fenómenos hidrodinámicos en la descarga para diferencial de 7 $psi_g$ . . . . . 42
**3-23**.Gráficas tipo $S$ diferencial 7, ascenso y descenso con complemento . . . . . 43

**4-1**. Condición geométrica para generación de *RS*. Fuente: Hydrodynamics of pumps Rotating Stall . . . . . 45
**4-2**. Sistema de medición sensores para alta frecuencia de presión estática KISTLER 46
**4-3**. Indicación de la manera como cada sensor lee la evolución del fenómeno . . . 47
**4-4**. Secuencia experimental del *RS* para rango de frecuencias de 1024.8–1136.7 *rpm*, con diferencial 4 $psi_g$ . . . . . 47
**4-5**. Secuencia experimental del *RS* para rango de frecuencias de 1161.5–1290.4 *rpm*, con diferencial 4 $psi_g$ . . . . . 48
**4-6**. Secuencia experimental del *RS* para rango de frecuencias de 1149.30–1274.90 *rpm*, con diferencial 5 $psi_g$, rango 1149.30–1274.90 *rpm* . . . . . 49
**4-7**. Secuencia experimental del *RS* para las frecuencias de 1300 *rpm* y 1308.3 *rpm*, con diferencial 5 $psi_g$ . . . . . 50
**4-8**. Secuencia experimental del *RS* para rango de frecuencias de 1374.8–1483.4 *rpm*, con diferencial 6 $psi_g$ . . . . . 50
**4-9**. Secuencia experimental del *RS* para rango de frecuencias de 1123.9–1451.9 *rpm*, con diferencial 7 $psi_g$ . . . . . 51
**4-10**.Secuencia experimental del *RS* para rango de frecuencias de 1476.8–1616.6 *rpm*, con diferencial 7 $psi_g$ . . . . . 52

**A-1**. *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1024.8 rpm . . . . . 58
**A-2**. *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1086.5 rpm . . . . . 58
**A-3**. *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1111.5 *rpm* . . . . . 59
**A-4**. *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1136.7 *rpm* . . . . . 59
**A-5**. *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1161.5 *rpm* . . . . . 59
**A-6**. *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1186.7 *rpm* . . . . . 60
**A-7**. *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1200.8 *rpm* . . . . . 60
**A-8**. *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1290.4 *rpm* . . . . . 60

**B-1**. *RS* para diferencial de P 5 $psi_g$, 1149.3 *rpm* . . . . . 61
**B-2**. *RS* para diferencial de P 5 $psi_g$, 1186.8 *rpm* . . . . . 61
**B-3**. *RS* para diferencial de P 5 $psi_g$, 1208.8 *rpm* . . . . . 62
**B-4**. *RS* para diferencial de P 5 $psi_g$, 1274.9 *rpm* . . . . . 62
**B-5**. *RS* para diferencial de P 5 $psi_g$, 1300.0 *rpm* . . . . . 62
**B-6**. *RS* para diferencial de P 5 $psi_g$, 1308.3 *rpm* . . . . . 63

**C-1**. *RS* para diferencial de P 6 $psi_g$, 1374.8 *rpm* . . . . . 64
**C-2**. *RS* para diferencial de P 6 $psi_g$, 1427.8 *rpm* . . . . . 64
**C-3**. *RS* para diferencial de P 6 $psi_g$, 1441.1 *rpm* . . . . . 65
**C-4**. *RS* para diferencial de P 6 $psi_g$, 1483.48 *rpm* . . . . . 65

**D-1**. *RS* para diferencial de P 7 $psi_g$, 1123.9 *rpm* . . . . . 66
**D-2**. *RS* para diferencial de P 7 $psi_g$, 1207.6 *rpm* . . . . . 66
**D-3**. *RS* para diferencial de P 7 $psi_g$, 1325.1 *rpm* . . . . . 67
**D-4**. *RS* para diferencial de P 7 $psi_g$, 1451.9 *rpm* . . . . . 67
**D-5**. *RS* para diferencial de P 7 $psi_g$, 1476.8 *rpm* . . . . . 68
**D-6**. *RS* para diferencial de P 7 $psi_g$, 1526.1 *rpm* . . . . . 68
**D-7**. Rotating Stall para diferencial de P 7$psi_g$ 1616.6 rpm . . . . . 68

# 1. Introducción

Las bombas centrífugas por su carácter constructivo y funcional forman parte del grupo de máquinas reversibles, aspecto que posibilita utilizarlas tanto como un sistema que convierte energía mecánica en energía hidráulica o, de manera inversa, puede transformar energía hidráulica en mecánica. En esta última transformación la eficiencia es afectada por fenómenos hidrodinámicos. Uno de ellos está determinado por la pérdida rotacional que experimente el flujo al interior de la bomba (rotating stall) y más exactamente en los canales entre álabes. En el proyecto se detectó el fenómeno de pérdida rotacional empleando sensores que no entraron en contacto con el fluido para no alterar el fenómeno, pero registraron y diferenciaron la huella física del mismo.

Se emplearon transductores piezoeléctricos de presión ubicados en el perímetro de la carcasa que registraron la frecuencia de fluctuación de la presión estática durante la pérdida rotacional.

Los cambios en las frecuencias vibracionales de operación del sistema operando como bomba centrífuga normalmente se encuentran cuando lo generan fenómenos como cavitación, recirculación o también cuando existe pre–rotación, este último se presenta al rededor de un 25 % del punto de operación, al pre–rotar el fluido entre la carcasa (elemento fijo) y el impulsor se activa dentro de los canales enmarcados entre los álabes líneas de corriente que alteran las transformaciones energéticas.

Para este estudio se seleccionó una motobomba marca goulds 5SH a 1750 $rpm$ con un impulsor de 5 7/8 de pulgada en acero inoxidable 316 (figura **1-1**).

En la figura **1-1** tambien se indica la configuración básica de la bomba en estudio, tanto la carcasa como el impulsor son fabricados en acero inoxidable 316, en la (figura **1-2**) se indica el rango de operación de la referencia 5SH y en la (figura **1-3**) se presenta la curva $HB$ vs $Q$ de la bomba en estudio con las condiciones de potencia eléctrica del motor. Los sensores empleados para la caracterización de la bomba centrífuga fueron transductores de presión estática de baja frecuencia de captura con salida de 4 a 20 $ma$, de 0 a 100 $psi$ instalados en anillos piezométricos en la succión y descarga, medidor de torque y $rpm$ digital con un rango máximo de 250 $Nm$, variador de frecuencia para control de las $rpm$, y un sistema de adquisición de datos con sistemas Lab–view, C–RIO y tarjetas de adquisición arduino.

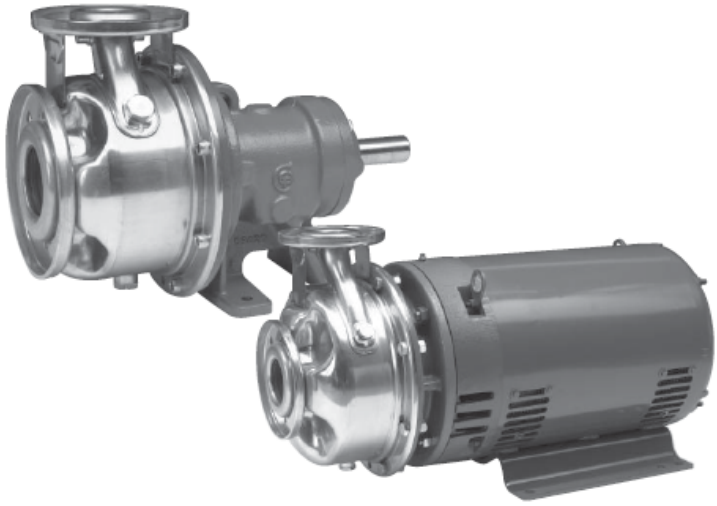


**Figura 1-1**.: Bomba empleada en este trabajo. Fuente: Catalogo bombas goulds, www.goulds.com

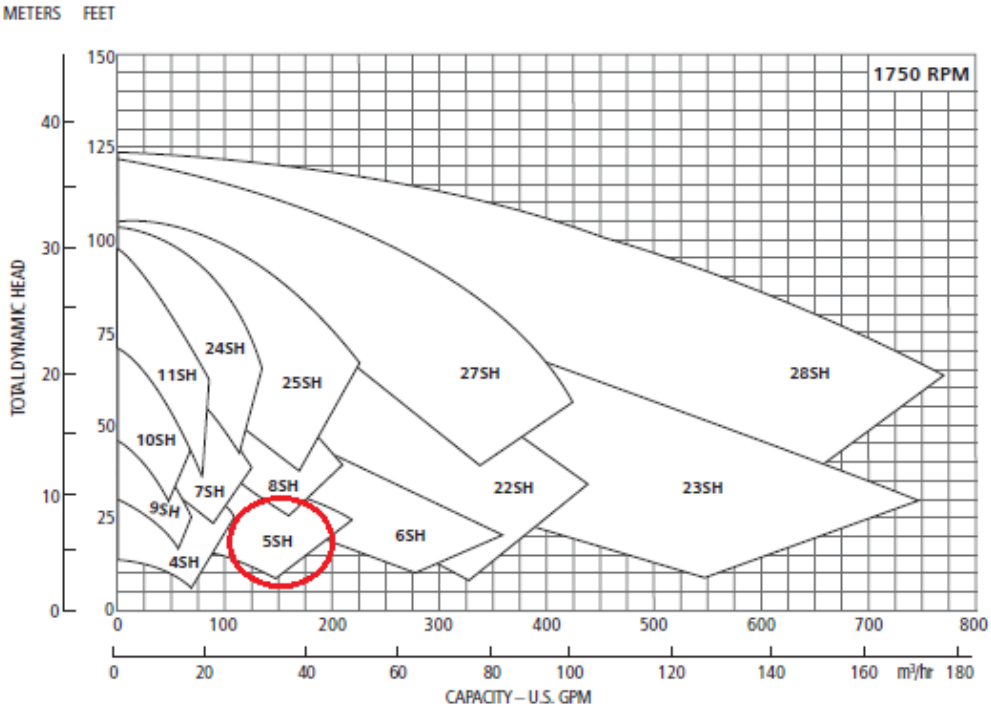



**Figura 1-2**.: Curvas de bombas. Fuente: Catálogo bombas goulds, www.goulds.com

## 1.1. Justificación

La pérdida rotacional o *RS* en bombas turbinas se ha detectado experimentalmente [**?**] con la inyección de burbujas de aire y midiendo la presión de pared en la carcasa. Los primeros

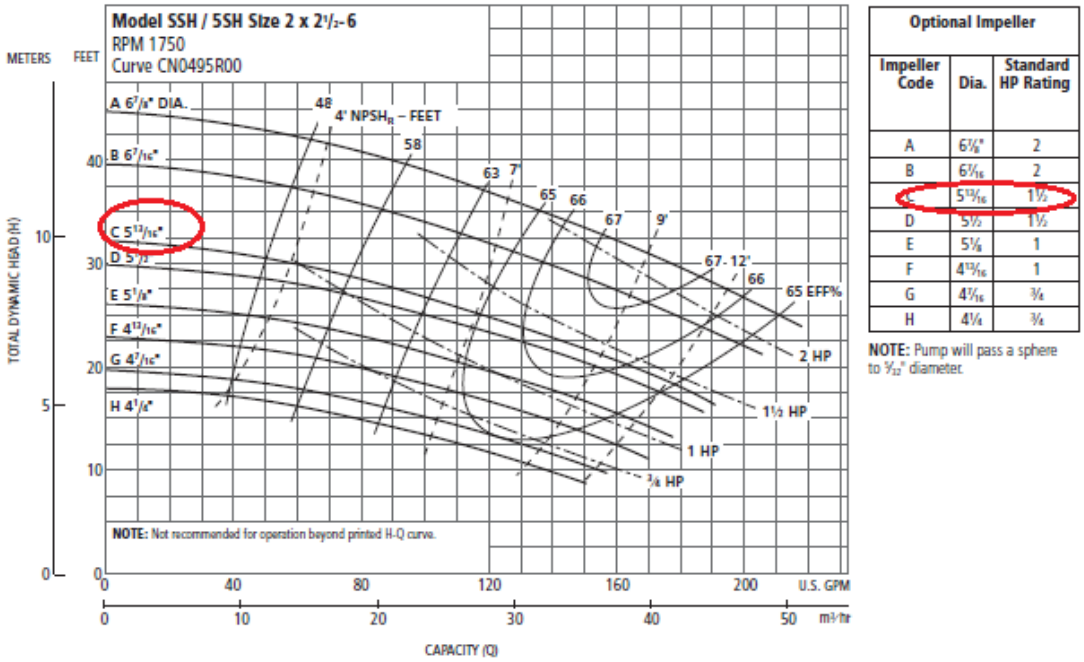



**Figura 1-3**.: Curva de operación bomba 5SH. Fuente: Goulds, www.goulds.com

reportes del fenómeno hidrodinámico fueron hechos en compresores de aire de flujo axial [**?**], posterior a este trabajo se realizaron caracterizaciones del fenómeno *RS* en un impulsor de una bomba centrífuga radial operando como bomba basadas en el análisis espectral de la presión y la velocidad [**?**], otros estudios realizados en turbinas Francis evidenciaron la fluctuación de la torcha en presencia del *RS* [**?**].

Hasta el momento no se ha reportado la identificación y medición del fenómeno en bombas centrífugas trabajando en modo inverso (turbina) con ningún método. En este trabajo se determinó experimentalmente el valor del *RS*, la técnica que se empleo no intervino con el fluido, mantuvo los valores de las presiones no alterados por elementos distintos a él, posteriormente se relacionaron los puntos en los que se ubicó el *RS* con respecto al *BEP* como turbina que según los estudios realizados por Wiliams se encuentra del 20 % al 40 % por encima del punto de máxima eficiencia como bomba.[**?**]

## 1.2. Objetivos

## 1.3. Objetivo General

Determinar experimentalmente la pérdida rotacional (*rotating stall*) en una bomba centrífuga radial de impulsor cerrado trabajando como turbina.

## 1.4. Objetivos Específicos

- Diseñar un sistema para la evaluación de bombas centrífugas trabajando como turbina.
- Acondicionar la bomba centrífuga en estudio, bomba goulds 5SH 1750 *rpm* para caracterizarla y registrar experimentalmente la pérdida rotacional (*rotating stall*).
- Implementar una metodología para el registro y procesamiento de variables involucradas en la detección del fenómeno en estudio.
- Identificar el rango de aparición del fenómeno *rotating stall* en la bomba centrífuga goulds 5SH 1750 *rpm* operando como turbina y medir su magnitud a cuatro diferentes condiciones de operación.

# 2. Infraestructura para la experimentación

## 2.1. Características generales de la turbo–máquina

La turbo–máquina seleccionada para la evaluación del *RS* en el modo turbina fue una moto–bomba de acople directo con componentes en acero inoxidable, referencia 5SH de 1750 *rpm*, impeller cerrado de álabes radiales, diámetro externo 5 13/16 con diámetros en succión y descarga de 2.5 y 2 pulgadas respectivamente, con seis álabes. Una cabeza dinámica total de 10 m.c.a en el punto de cero caudal y un desempeño en el punto de máxima eficiencia de 7.7 m.c.a y un caudal volumétrico de $32\frac{m^3}{h}$. En la (figura **2-1**) se indican las formas y elementos principales de la turbo–máquina en estudio.



**Figura 2-1**.: Bomba 5SH 1750 *rpm* 2 1/2–2, 2013

## 2.2. Acondicionamiento de la bomba goulds 5SH 1750 rpm

### Generalidades

Para el acondicionamiento del equipo objeto de estudio tanto para el modo bomba como para el modo turbina se decidió modificar algunos elementos de la bomba goulds 5SH de manera que permitieran la visualización, medición y monitoreo de las variables presión, caudal, revoluciones por minuto y torque, sin que estas modificaciones alteraran su desempeño hidrodinámico. Lo primero en modificar fue la carcasa, elemento en el que se ubicaron dos ventanas de visualización en policarbonato de 6 $mm$ de espesor, el material fue seleccionado por tener un índice de refracción de 1.58 muy próximo al del agua 1.33, condición que favorece cualquier registro que se realizara en el interior de la carcasa, empleando las ventanas de visualización. En la misma carcasa se insertaron seis tomas de presión igualmente distribuidas para el registro de la variable; se insertaron dos leds en dos tapones metálicos sellados para lograr sincronizar con sus encendidos las frecuencias de rotación del impulsor; se acondicionó un tramo de 50 $cm$ en tubería de vidrio de 3 pulgadas de diámetro para la succión y 50 $cm$ en acrílico de 2 pulgadas de diámetro en la descarga; se instalaron dos anillos piezométricos en tubo flexible de acero inoxidable en la succión y en la descarga de la turbo–máquina. Se le instaló un medidor de torque y revoluciones digital con rango de 0 a 250 $Nm$ y salida de 4–20 $mA$ y un variador de frecuencia que controló las revoluciones en el motor eléctrico con una potencia de 1.5 $HP$, el cambio de estas variables se registró en un sistema C–RIO controlado por Lab–view de National Instruments y en un segundo sistema de registró con tecnología arduino.

## 2.3. Modificaciones en la carcasa

Las modificaciones en la carcasa consistieron en perforar dos agujeros de visualización de 4 $cm$ por 10 $cm$, que permitieran observar en el interior los cambios que se generarían en presencia del *RS*. De igual manera, proyectar una frecuencia de destellos en el impulsor con leds, para lograr la sincronía con la velocidad de rotación de la turbo–máquina en cualquier modo de operación y capturar cambios evidentes en la dinámica del flujo.

## 2.4. Ventanas de visualización

Para sellar los agujeros de visualización se requería usar un material transparente, resistente y con un índice de refracción muy similar al del agua $I_r = 1.53$, que minimizará los efectos de distorsión de la luz en los elementos móviles de la turbo–máquina. Las ventanas debieron construirse en policarbonato de 6 $mm$ de espesor, para cumplir con las condiciones de




**Figura 2-2**.: Modificación de la carcasa, 2013

resistencia y por tener un índice de refracción de $I_r = 1.33$, además de ser un termoplástico que admitía deformaciones y así lograr calcar la curvatura de la carcasa. En la figura **2-2** se indica una de las ventanas de visualización realizadas en la carcasa. Las ventanas de visualización fueron fabricadas en policarbonato de espesor 6 $mm$. Se emplearon las dos secciones curvas extraídas de la carcasa para copiar la curvatura correcta y poder encajar estas dos partes en la carcasa. La temperatura de termo–formado no podía exceder 150 grados para no perder propiedades mecánicas del material. Se calentaron las tapas de policarbonato y se les dió la forma calcando la curvatura de las láminas, como se indica en la figura **2-3**.

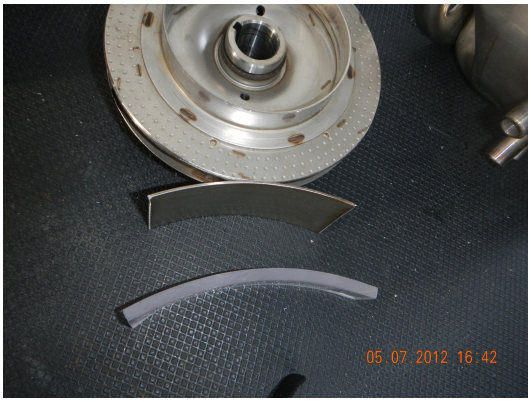
Luego de tener los elementos curvados se maquinó un bisel de 4 $mm$ de ancho y 1 $mm$ de profundidad por todo el perímetro de cada una de las caras para lograr que encajaran de manera precisa en la carcasa y poder fijar estos elementos plásticos a la parte metálica. Para esto se empleó un aditivo industrial de alta resistencia mecánica. El aditivo se aplica como relleno en el bisel maquinado. Esta aplicación se realiza por sectores en los cuales los efectos gravitacionales no alteraran su adherencia por escurrimiento.

## 2.5. Tomas para presión en la carcasa

Se realizaron seis perforaciones de 1/8 de pulgada igualmente espaciadas en la carcasa de la bomba para instalar los sensores de presión que registrarán cambios de alta frecuencia en la variable. Fue necesario controlar todos los procesos de mecanizado y soldadura para que los




(a) Temperatura




(b) Curvado




(c) Ubicación

**Figura 2-3**.: Proceso de curvado del policarbonato

bordes no alteraren las líneas de corriente cuando el fluido pase sobre ellos. En la figura **2-4** se indican los pasos desde la marcación de los sectores, soldadura de acoples para la instalación de los sensores y condición interior en la carcasa para garantizar la no perturbación del flujo en los puntos de medición.

## 2.6. Instalación de anillos piezométricos en succión y descarga

Para la medición de la presión estática manométrica en succión y descarga durante la obtención de las curvas de desempeño de una bomba centrífuga, tanto en su operación normal como de manera inversa (en modo turbina), se instalaron anillos piezométricos que reducen el error por causas de una inadecuada ubicación del punto en el que se registra la magnitud de la variable, más aún cuando se emplea transductores de presión con alto grado de sensibilidad. Los anillos piezométricos promedian cuatro puntos de presión, ubicados cada 90 grados (figura **2-5**). Esta construcción se realizó en tubo flexible de acero inoxidable de $D = 1/8$




(a) Marcación




(b) Instalación de tomas




(c) Verificación de soldadura externa




(d) Verificación de soldadura interna y pulido

**Figura 2-4**.: Ubicación y fabricación de tomas para sensores dinámicos

de pulgada y acoples en el mismo material. En la figura **2-5** está indicado el montaje de los anillos piezométricos en succión y descarga.

## 2.7. Adaptación de tubería transparente en succión y descarga

Para visualizar los procesos particulares en la hidrodinámica del flujo que se presenta en una máquina hidráulica (torchas, flujos pulsantes, flujo inverso) tanto en su operación como bomba centrífuga y en el modo turbina, se adaptaron dos tramos de tubería en vidrio y acrílico trasparente de 3 y 2.5 pulgadas en succión y descarga respectivamente; empalmados a bridas de PVC presión y unidos con un aditivo industrial de alta resistencia mecánica. En la figura **2-6** se presenta la tubería transparente instalada para la visualización del flujo.




**Figura 2-5**.: Anillos piezométricos en succión y descarga




**Figura 2-6**.: Tubería transparente succión y descarga

## 2.8. Características del banco de pruebas

Para la caracterización de la máquina reversible (bomba centrífuga operando como turbina y motor de inducción como generador) se diseñó y fabricó un sistema que permitiera trabajar con tres tipos de bombas centrífugas en estos dos modos de operación (bomba y turbina) al controlar una serie de válvulas de mariposa que direcciona el flujo y activan los dos modos de manera independiente.

Cuando trabajan las bombas en el banco de pruebas, el agua es suministrada por un tanque con capacidad de 3 $m^3$ y una tubería de succión de 6 pulgadas en PVC presión RD21 que reduce el diámetro hasta el valor nominal en la succión de cada bomba. El agua se ingresa por la tubería de descarga y sale por la de succión. Se amplía gradualmente la tubería hasta alcanzar nuevamente el diámetro de 6 pulgadas entregando el fluido bombeado al anillo principal del laboratorio en el que se puede medir y controlar el caudal. El fluido retorna al tanque configurando un circuito cerrado de flujo. En la tabla **2-1** se registran los rangos de operación del banco para pruebas en turbo–maquinaria.

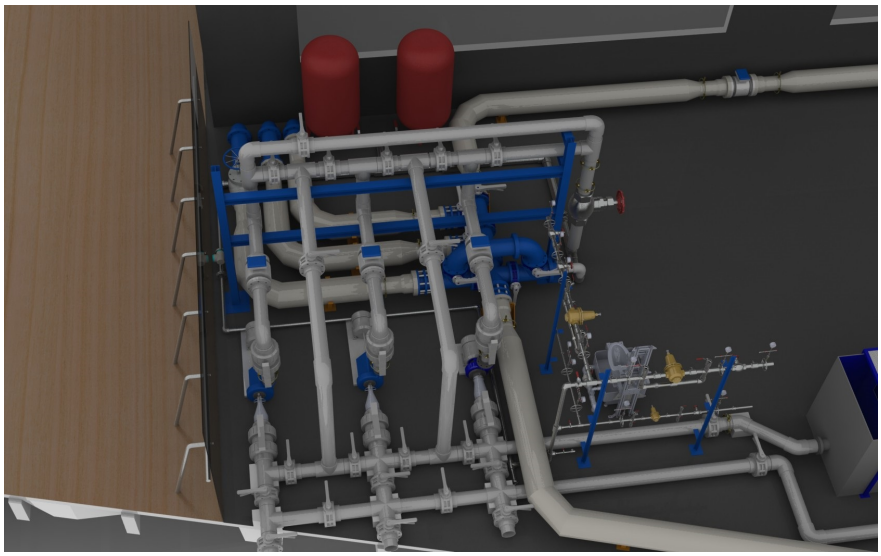


**Figura 2-7**.: Vista planta, tomada a 90 grados

En las figuras **2-7** y **2-8** se indica, con un modelo renderizado en 3D, la distribución de las tuberías en succión y descarga para el suministro del agua en los dos modos posibles de operación (bomba o turbina); y su adaptación al sistema del laboratorio de Hidráulica de la Universidad EAFIT.

Cuando el sistema trabaja como turbina el flujo en la succión y la descarga se invierte. El caudal y la presión son suministrados desde el sistema de bombeo del laboratorio con una capacidad de entregar un caudal máximo de 170 $l/s$ y una presión de 250 $psi_g$. Estas

variables son controladas por variadores de frecuencia en los motores de las bombas y una válvula de globo a la entrada del banco de pruebas. Cuando el agua pasa por la tubería de descarga de la bomba operando como turbina, transforma su energía de presión y cinética en energía mecánica en el eje. Esta trasformación ocurre en la carcasa de la máquina reversible, y mas propiamente en cada uno de los canales entre los álabes del impulsor por efectos de conservación del momentum angular que el fluido aplica. Por la tubería de succión se conduce el flujo después de haber pasado por la bomba en modo turbina; este se entrega a un tanque con un nivel de fluido en una cota mayor a la del eje de la turbo–máquina. Por último se descarga en un canal para ser recirculado y entregado de nuevo al sistema.

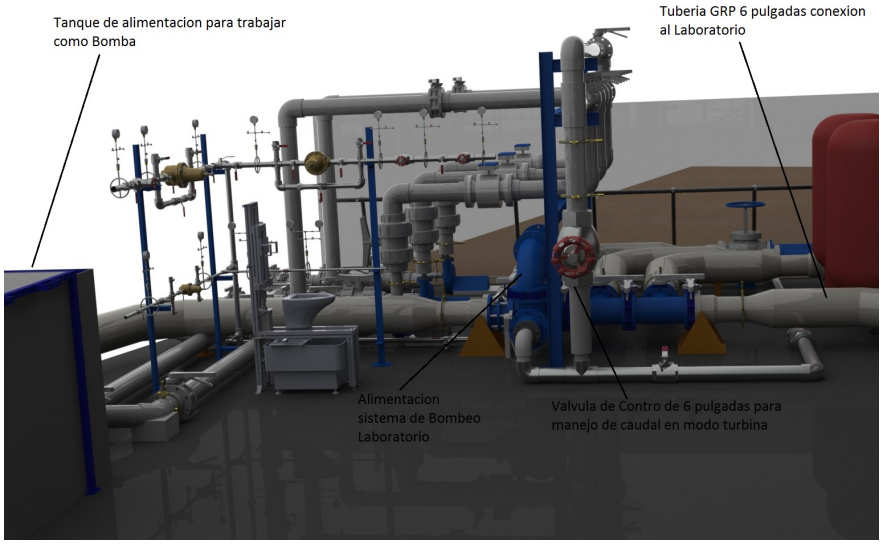



**Figura 2-8**.: Render diseño banco de pruebas, vista frontal

## 2.9. Aspectos técnicos

En la siguiente tabla se describen los rangos operativos del banco de pruebas en los dos modos de operación: como bomba centrífuga o como turbina.

| | Modo bomba | Modo turbina | Sistema de bombeo | Instrumentación |
|---|---|---|---|---|
| Rango de presiones | 0–12.34 $psi_g$ | 0–40 $psi_g$ | 0–250 $psi_g$ | TPS, TPD, MDT, SADLV, VF, MPD |
| Rango de caudales | 0–12.4 $l/s$ | 0–28 $l/s$ | 0–170 $l/s$ | TPS, TPD, MDT, SADLV, VF, MPD |

**Tabla 2-1**.: Rango de desempeño banco de pruebas turbo–máquinas

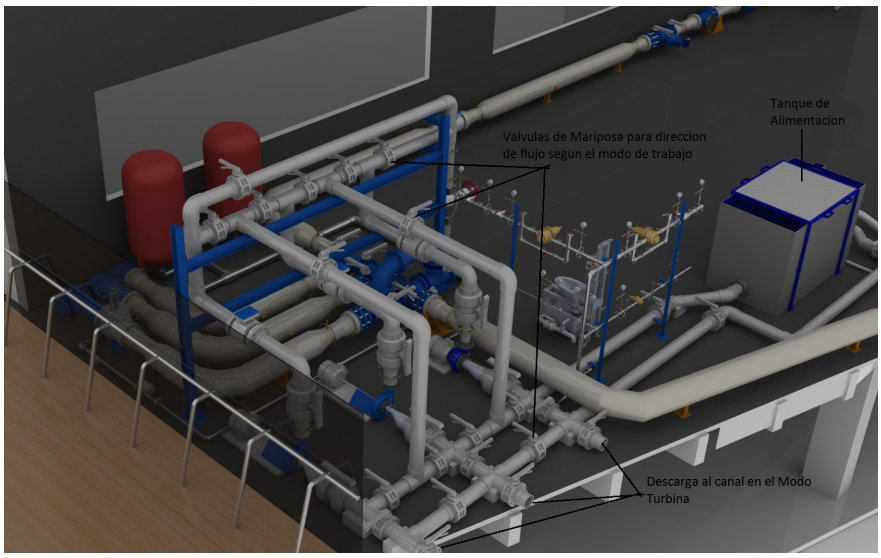



**Figura 2-9**.: Vista en planta tomada a 45 grados

**Los instrumentos utilizados en el banco de prueba son:**

- TPD: Transductor de presión en la descargan de 0 a 100 $psi_g$ salida de 4–20 $mA$
- TPS: Transductor de presión en la succión de $-30$ in Hg a 100 $psi_g$ salida de 4–20 $mA$
- MDT: Medidor de torque rango 0–250 $Nm$ salida 4–20 $mA$

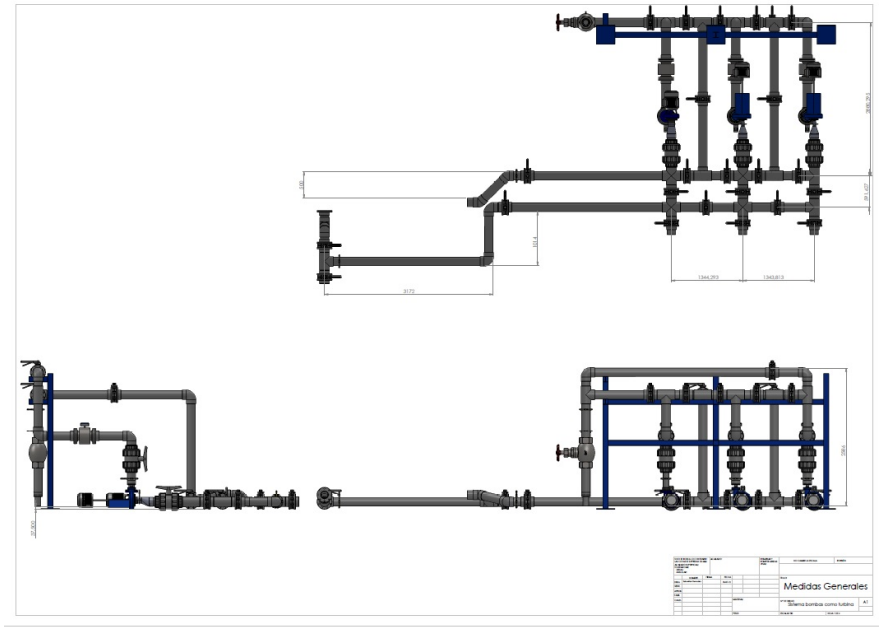



**Figura 2-10**.: Plano constructivo del banco de pruebas

Las dimensiones generales están indicadas en la figura **2-10** que corresponden al plano constructivo del banco de pruebas; se indica en varias vistas la disposición de los elementos que lo componen y en la figura **2-11** el montaje.



**Figura 2-11**.: Banco de pruebas para observación de la turbo–máquina en este proyecto

## 2.10. Módulo de adquisición de datos

Para el registro de las variables hidráulicas se contó con la plataforma de National Instruments NI–CRIO, que es un sistema de monitoreo, con procesador industrial en tiempo real de 400 $MHz$, programable internamente para su mejor desempeño y enlazado completamente con el lenguaje Lab–view. Los módulos empleados fueron: módulo 9203 de entrada de corriente análoga, 20 $mA$, 200 $kS/s$, 8 canales; módulo 9215 entrada análoga voltaje 10 $V$ simultánea, 100 $kS/s$ 4 canales; módulo 9401 bidireccional de $E/S$ digitales de 8 canales, 5 $V/TTL$ y el sistema 9265 de salida analógica de 0 a 20 $mA$, 100 $kS/s$/canal, 4 canales. En la figura **2-12** se indica el montaje de los módulos y el chasis NI–CRIO con los conectores para el registro de la presión de succión y descarga, además del caudal, las $rpm$ y el torque en el sistema estudiado. La estabilidad en el proceso de registro de las variables y la velocidad de captura fueron las características mas relevantes para el empleo de estos elementos. En la figura **2-12** se muestra el sistema de adquisición de datos.

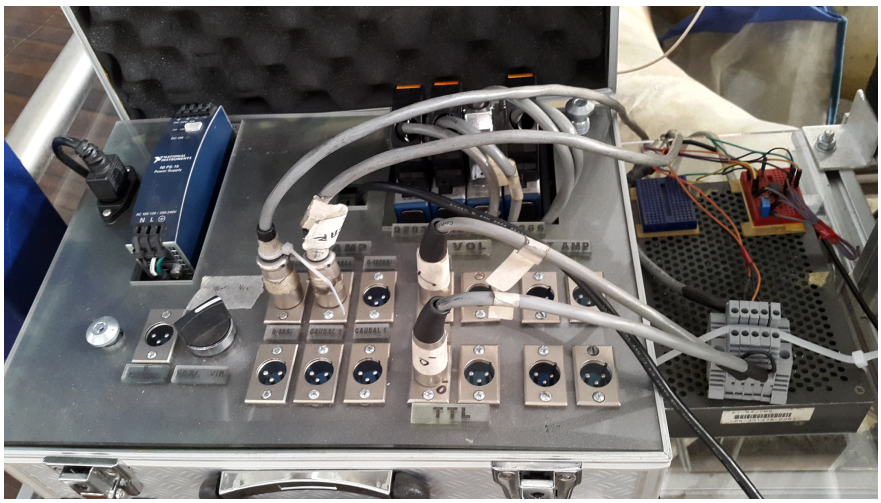


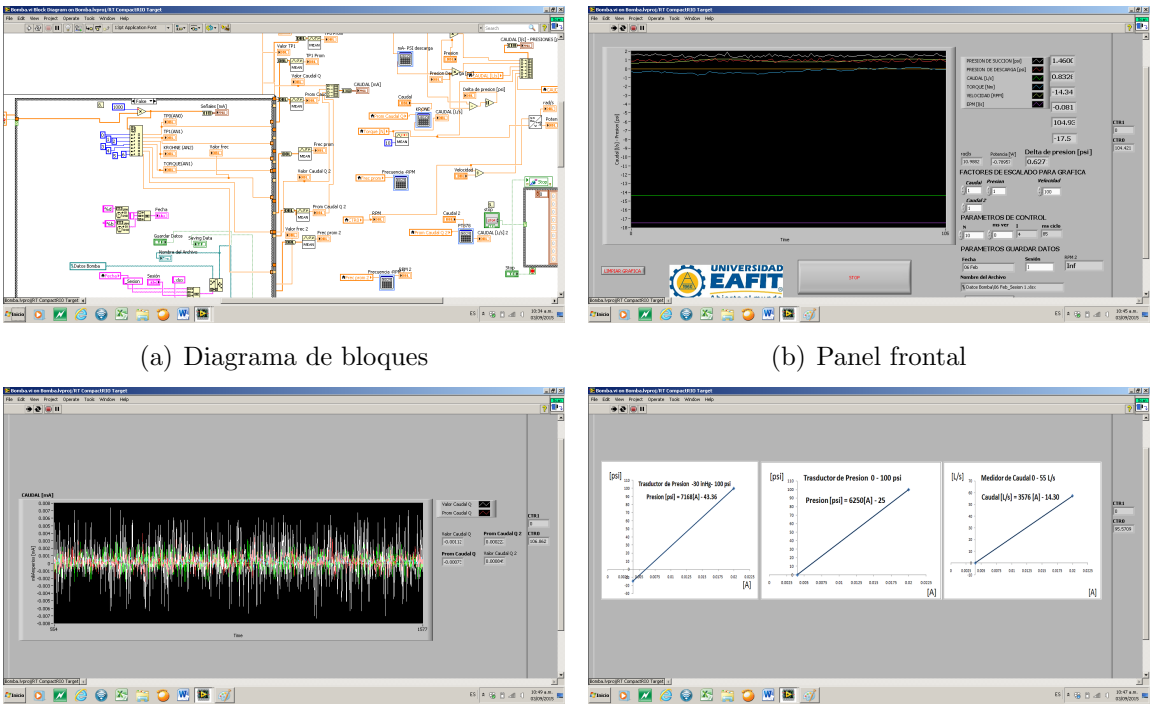

**Figura 2-12**.: Chasis NI–CRIO y sus sistemas

## 2.11. Aplicación en Lab–view para adquisición de datos

Se empleó el software Lab–view para el monitoreo, control y registro de las variables de medición. Para la caracterización de la máquina hidráulica tanto en el modo bomba como en modo turbina se empleó el mismo programa. En el primer modo las variables como presión manométrica en la succión y descarga, caudal volumétrico, torque y revoluciones se convirtieron desde su señal original electrónica (voltaje, amperaje) por medio de las ecuaciones de linealizacion en datos, con las unidades respectivas ($psi_g$, $l/s$, $Nm$ y $rpm$). Conjuntamente fué posible realizar cálculos de potencia mecánica, diferencial de presión y el almacenamiento de cada una de estas variables en el tiempo; posteriormente se generaron gráficas de desempeño de la máquina hidráulica en las dos modalidades. La figura **2-13**, muestra el diagrama de bloques, el panel frontal, el registro de variables eléctricas y por último las ecuaciones de conversión a unidades de ingeniería como $psi$, $l/s$, $Nm$ y $rpm$.

## 2.12. Aplicación en Matlab para procesamiento de datos

Se utilizaron varias rutinas en Matlab (códigos desarrollados en el laboratorio de hidráulica de la universidad EAFIT) para el procesamiento, cálculo y graficación de la información capturada con la plataforma NI–CRIO/Lab–view, esta plataforma generó archivos con información de registro de las variables en tiempo real en los formatos txt y xls. Estas variables fueron: tiempo, presión de descarga, presión de succión, caudal, torque y revoluciones, esta ultima variable modificada por medio de un variador de frecuencia conectado al motor eléctrico. Con estas aplicaciones se procesó una gran cantidad de información que en algunos casos alcanzó más de 2000 valores de cada variable en intervalos de tiempo entre 4 a 7 minutos. Estos datos se promediaron y se convirtieron de señales eléctricas a valores físicos en



(a) Diagrama de bloques

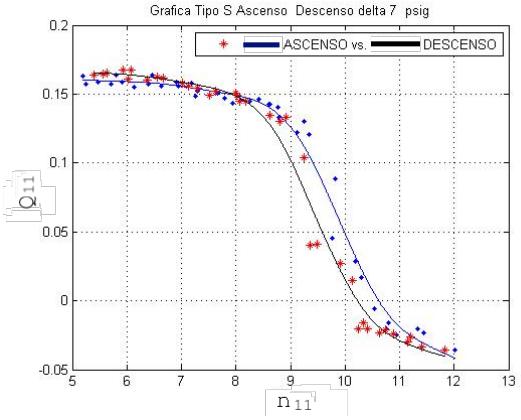
(b) Panel frontal

(c) Registro variables eléctricas

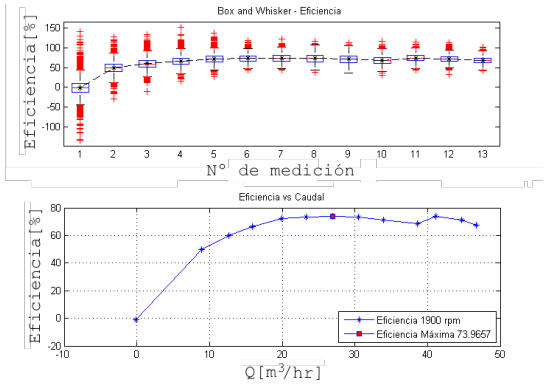
(d) Ecuaciones de conversión

**Figura 2-13**.: Paneles de trabajo en Lab–view desarrollados para el proyecto

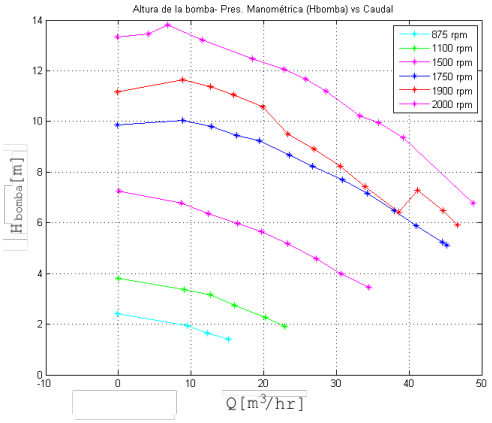
el Sistema Internacional de Unidades. Posteriormente se operaban en ecuaciones para luego obtener con ellas los resultados que se graficarían para su posterior análisis. Se utilizó un último código para la generación de las curvas tipo $S$ y análisis de sensores de presión de alta frecuencia, fundamentales para la ubicación de los rangos en los que se presentan los fenómenos hidrodinámicos de la turbo–máquina, bomba centrífuga operando como turbina. En estos intervalos se centraría el análisis con los sensores de presión estática de alta frecuencia, con los que se identificó experimentalmente la presencia del *RS*. En la (figura **2-14**) se muestran las gráficas obtenidas con las rutinas.



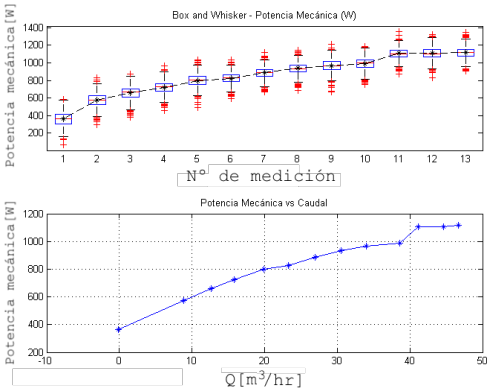

(a) Tipo $S$




(b) Eficiencia




(c) $H$ vs $Q$ bomba centrífuga




(d) Potencia

**Figura 2-14**.: Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab

# 3. Mediciones experimentales

## 3.1. Aspectos teóricos iniciales en modo bomba

Para obtener la curva característica de la bomba centrífuga goulds S5H $2 \times 21/2 - 6$ en modo bomba, se registraron las variables de presión de succión (en $Pa$), diámetro de succión (en $m$), presión de descarga (en $Pa$), diámetro de descarga (en $m$), caudal (en $m^3/s$), revoluciones del impulsor ($rpm$), torque (en $Nm$). Se emplearon las ecuaciones de balance de energía (Bernoulli) entre succión y descarga para la obtención de la altura dinámica total (en $m$) de la bomba (ecuación 3-1). Con este valor se cálculo la potencia hidráulica suministrada al agua por el impulsor conformado por los álabes; el espacio entre cada par de álabes conforma un canal de flujo con una geometría particular como se indica en la figura **3-1**. El fluido transforma su energía cinética al contacto con los álabes (ecuación 3-2) y a su vez estos producen el giro del eje transmitiendo la potencia mecánica. La relación de la potencia de salida (hidráulica) y la potencia mecánica de entrada (ecuación 3-3), posibilita obtener la eficiencia de converción de la energía mecánica en hidráulica. Todas las variables físicas y los cálculos se manejaron en el Sistema Internacional de Unidades, además la gravedad local fue corregida con un modelo que involucra la latitud (para medellín es de 6º.14'.3294") correspondiente al lugar de las mediciones, parámetros basados en los lineamientos descritos en la Norma NCH2966. Las ecuaciones empleadas fueron:

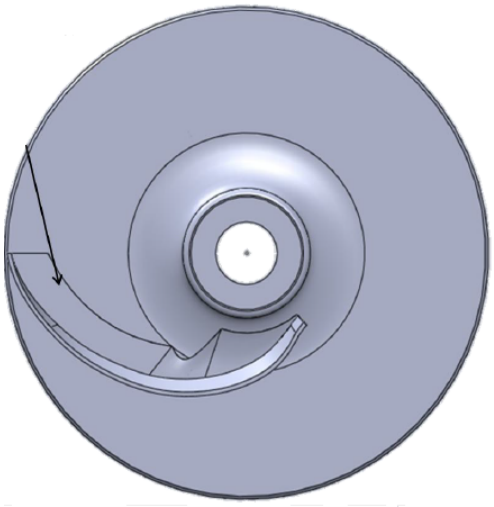
$$HB = \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + Z_d - Z_s \tag{3-1}$$

- $V_d$: Velocidad media en la descarga en $m/s$
- $V_s$: Velocidad media en la succión en $m/s$
- $Z_d$: Altura en la toma de presión en la descarga en $m$
- $Z_s$: Altura en la toma de presión en la succión en $m$

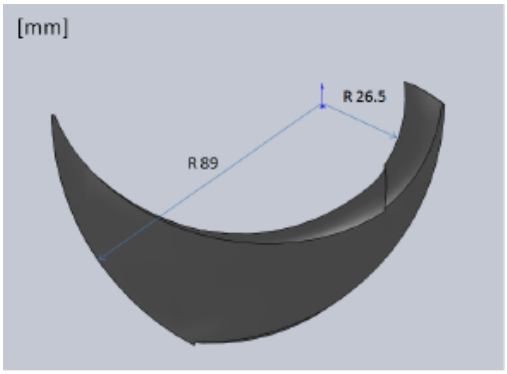
$$PH = HB{*}\rho g * Q \tag{3-2}$$

- $PH$: Potencia hidráulica en watts

$$PM = T * W \tag{3-3}$$



(a) Modelo digital de la curvatura de los álabes en la bomba 5SH. Fuente: Laboratorio de hidráulica




(b) Canal de flujo entre dos álabes

**Figura 3-1**.: Características geométricas de los álabes del impulsor

- $PM$: Potencia mecánica en Watts
- $W$: Velocidad angular en $rad/s$

$$\eta = \frac{PH}{PM} \times 100 \tag{3-4}$$

### 3.1.1. Mediciones en modo bomba

Para elaborar las gráficas de operación se capturaron datos de las variables en el sistema de adquisición C–RIO, las variables registradas fueron $P_s$, $P_d$, $Q$, $T$ y $rpm$. El registro se realizó en 12 puntos diferentes con un tiempo de muestreo separados de 3 a 5 minutos por punto, logrando almacenar más de 1800 datos de cada variable. Los datos posteriormente fueron corridos en rutinas en Matlab generadas en el laboratorio de hidráulica, que como producto final generaron las gráficas características de la bomba centrífuga en estudio. En esta parte de la experimentación se logró corroborar todos los modelos matemáticos empleados, al igual que la información registrada por el sistema de adquisición de datos, la calidad metrológica de los sensores y el tiempo óptimo de registro. Se comparó la información experimental a 1750 $rpm$ con la suministrada por el fabricante, en la figura **3-2**, gráfica azul. Se encontró el punto óptimo de operación de la bomba a estas $rpm$ que corresponde a $HT = 7.7$ m.c.a. y un caudal $Q = 32\frac{m^3}{h}$. En la tabla **3-1** se registran los datos máximos de $HT$ y $Q$ para cada revolución.

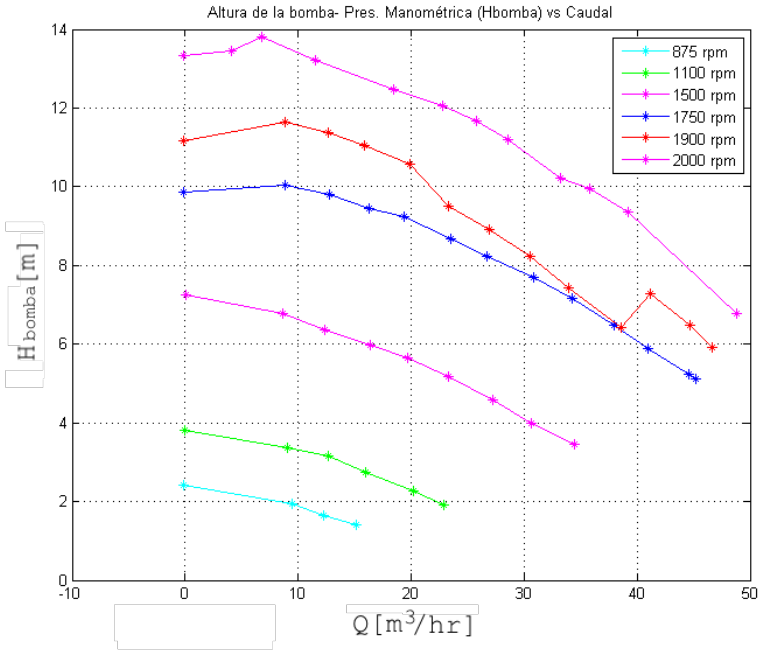


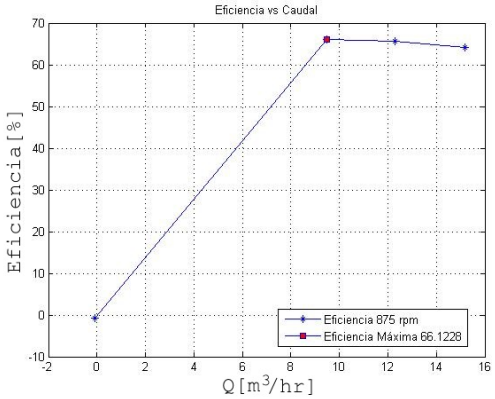

**Figura 3-2**.: $HB$ vs $Q$ para el rango de revoluciones (850–2000)

| $rpm$ | $H$ max $(m)$ | $Q$ max $(m^3/h)$ |
|---|---|---|
| 2000 | 13.8 | 49 |
| 1900 | 11.8 | 48 |
| 1750 | 10.0 | 46 |
| 1500 | 6.7 | 35 |
| 1100 | 3.9 | 23 |
| 875 | 2.2 | 15 |

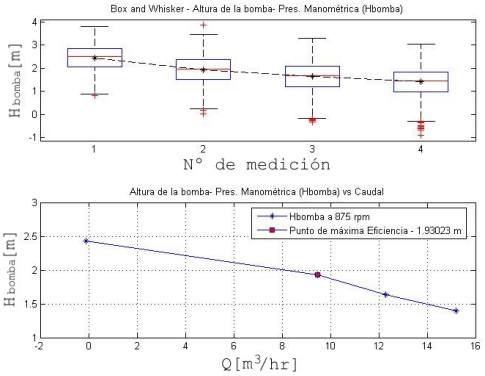
**Tabla 3-1**.: Puntos de operación máximos ($HB$ vs $Q$) de la bomba a las revoluciones observadas experimentalmente

### 3.1.2. Gráficos de operación de la bomba obtenidos a diferentes revoluciones

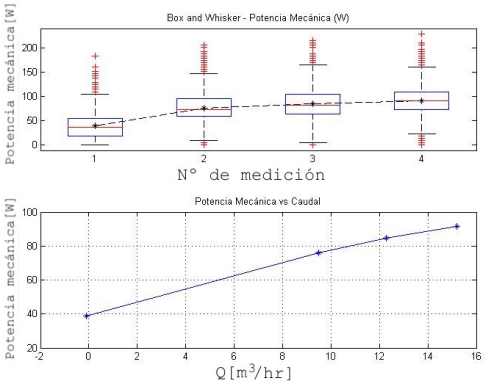
Además de las curvas de desempeño hidráulico se obtuvieron gráficos de eficiencia y potencia mecánica y la dispersión de cada conjunto de datos para los rangos de revoluciones comprendidos entre 875 a 2000 *rpm*. En la figura **3-3** se indican los resultados para 875 *rpm* en cuatro puntos de medición. Se observa una dispersión alta en el tiempo de muestreo de 2 minutos por punto.




(a) Eficiencia vs $Q$




(b) $HT$ vs $Q$



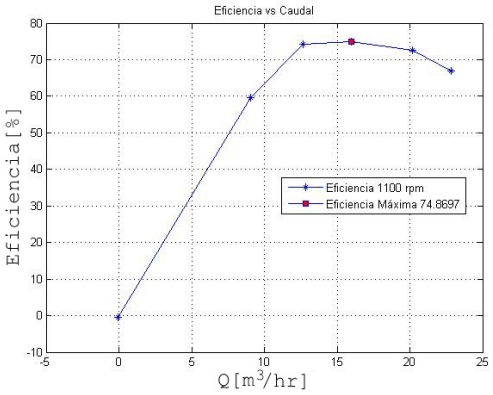

(c) Potencia mecánica vs caudal

**Figura 3-3**.: Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab para 875 *rpm*

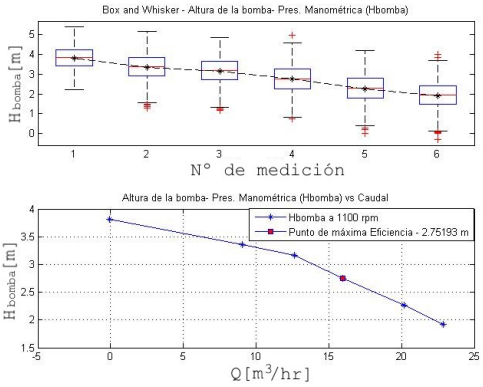
Además de las curvas de desempeño hidráulico se obtuvieron gráficos de eficiencia y potencia mecánica y la dispersión de cada conjunto de datos para los rangos de revoluciones comprendidos entre 875 a 2000 *rpm*. En la figura **3-3** se indican los resultados para 875 *rpm* en cuatro puntos de medición. Se observa una dispersión alta en el tiempo de muestreo de 2 minutos por punto.

En este rango de revoluciones de 1100 *rpm* (figura **3-4**) se logran obtener 6 puntos de medición y al igual que en la anterior secuencia la caja de dispersión indica la variabilidad de las mediciones respecto a la media aritmética, parámetro que facilita la interpretación de toda la información experimental desde el ámbito metrológico ya que se determina el número de mediciones y el mejor tiempo de muestreo con la disminución de este parámetro.

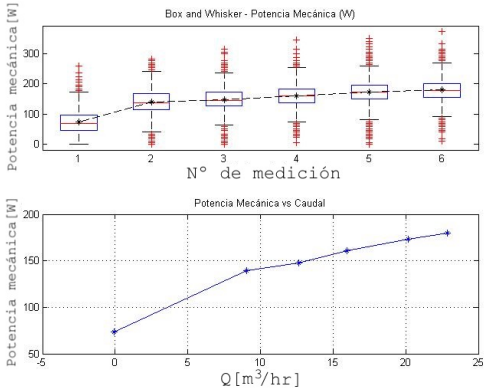
Para las mediciones en 1500 *rpm* (figura **3-5**) se lograron obtener 9 puntos y se observa una mínima dispersión en el modelo de cálculo de la eficiencia de la bomba centrífuga. Para la curva de $HT$ vs $Q$ es más alta la dispersión, igual que en la gráfica de potencia mecánica. El tiempo de muestreo fue de 3 minutos.




(a) Eficiencia vs $Q$




(b) $HT$ vs $Q$



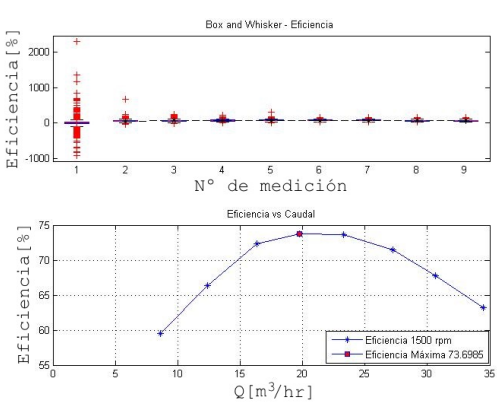

(c) Potencia mecánica vs caudal

**Figura 3-4**.: Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab para 1100 *rpm*

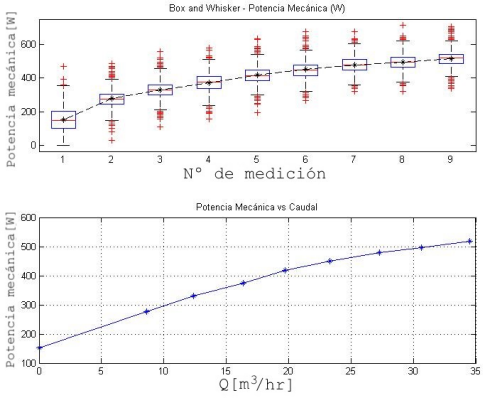
En la secuencia de 1750 *rpm* (figura **3-6**) se obtuvo el parámetro comparativo con las gráficas suministradas por el fabricante; encontrando completa concordancia. Se evidenció además la necesidad de revisar desde la secuencia de 1500 *rpm* el transductor instalado en la succión.

En la secuencia de 1900 *rpm* (figura **3-7**), se observa en los registros 9 y 10, de manera evidente el funcionamiento del sensor de presión en la succión, dado que presenta una escala anómala que afecta todas las mediciones y cálculos.

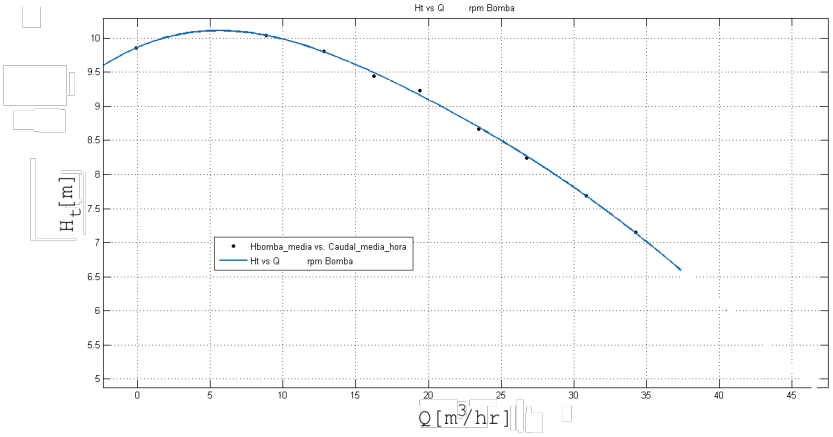
En la última secuencia de chequeo que se realizó a 2000 *rpm* (figura **3-8**) se logran evaluar los puntos de medición y se somete todo el sistema a condiciones exigentes de presión y caudal que mostrarían todos los elementos mecánicos y electrónicos que aún se encontraban con la necesidad de revisión y ajuste. Se observan unas gráficas mas limpias en las que se logra concluir que el mínimo tiempo de muestreo debería ser de 3 minutos para minimizar la dispersión de la información.




(a) Eficiencia vs $Q$




(b) Potencia mecánica vs caudal

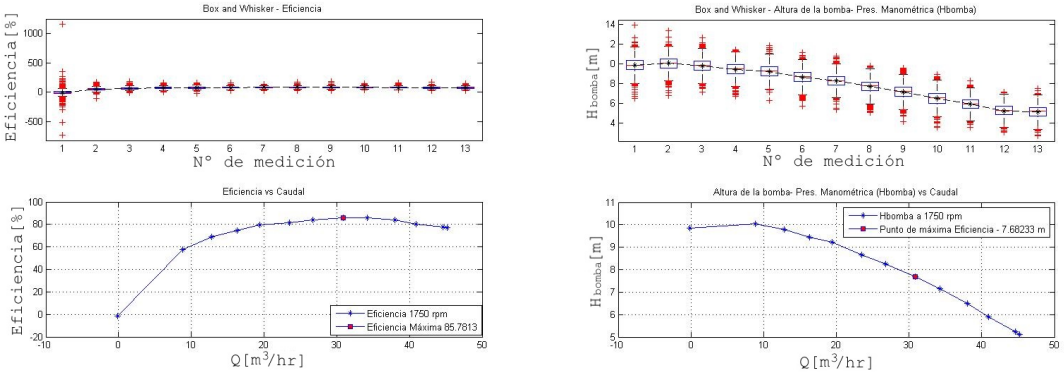



(c) $HT$ vs $Q$

**Figura 3-5**.: Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab para 1500 *rpm*

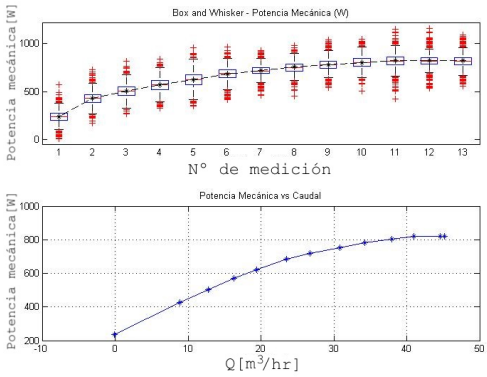
## 3.2. Aspectos teóricos iniciales en modo turbina

El objeto en este trabajo es la caracterización experimental de uno de los fenómenos e inestabilidades hidrodinámicas *rotating stall* [**?**] presentes en bombas centrífugas operando como turbina. Estudios similares han ubicado los límites de este fenómeno en bombas turbinas [**?**] pero hasta el momento no se ha reportado para bombas centrífugas operando como turbina. Se empleó el sistema de adquisición usado para la caracterización como bomba, el sistema fue verificado y ajustado. Para la condición de operación como turbina la bomba centrífuga como máquina reversible admite su funcionamiento de manera inversa, es decir la descarga como bomba sera ahora la entrada del fluido como turbina y en este punto se medirá $P_e$ (en $Pa$), al igual que la succión como bomba sera la descarga como turbina y en esta parte sera medida la presión de salida $P_s$. El giro contrario del impulsor posibilita que el eje al que esta acoplado por unión roscada tenga la tendencia a aflojarse [**?**] por lo que es necesario instalar un pin de retención [**?**]. Las velocidades medias en la entrada y salida de la bomba como




(a) Eficiencia vs $Q$

(b) $HT$ vs $Q$



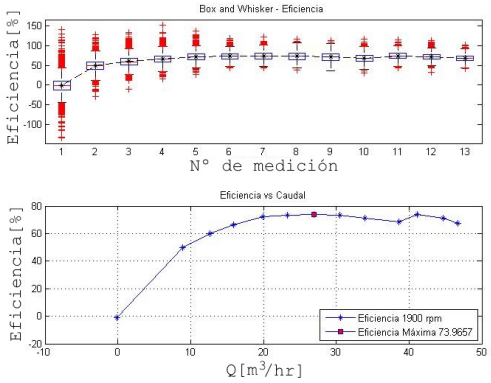

(c) Potencia mecánica vs caudal

**Figura 3-6**.: Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab para 1750 *rpm*

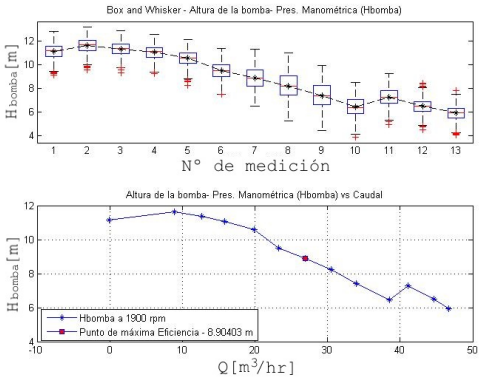
turbina se calcularon con el caudal medio y las áreas obtenidas con los diámetros internos de entrada y de salida. La potencia mecánica al igual que en el modo bomba será registrada con los datos de torque y velocidad angular; solo cambia en esta condición el signo del torque. Se realizaron registros de estas variables con el sistema de adquisición C–RIO y se cálculo la altura de turbina, potencia hidráulica y potencia mecánica. Con la relación entre las potencias se calculó la eficiencia de la turbina, calculando cuanta de la potencia hidráulica es convertida en potencia mecánica. Para esta parte, al igual que en el modo bomba, se emplearon los modelos de cálculo descritos por la norma IEC 60193:1999, las ecuaciones empleadas fueron:

$$HT = \frac{P_e - P_s}{\rho g} + \frac{V^2 e - V^2 s}{2g} + Z_e - Z_s \tag{3-5}$$

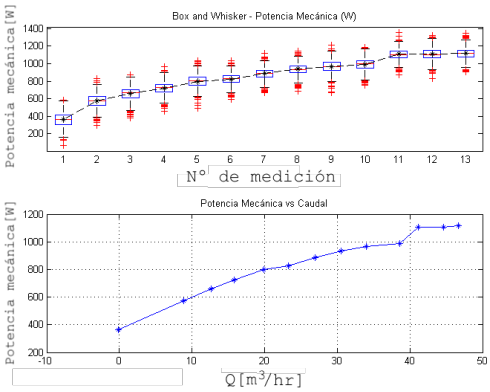
- $HT$: Altura dinámica total en modo turbina en $m$
- $V_e$: Velocidad media en la entrada en $m/s$
- $V_s$: Velocidad media en la salida en $m/s$




(a) Eficiencia vs $Q$




(b) $HT$ vs $Q$




(c) Potencia mecánica vs caudal

**Figura 3-7**.: Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab para 1900 *rpm*

- $Z_e$: Altura en la toma de presión en la entrada en $m$
- $Z_s$: Altura en la toma de presión en la salida en $m$

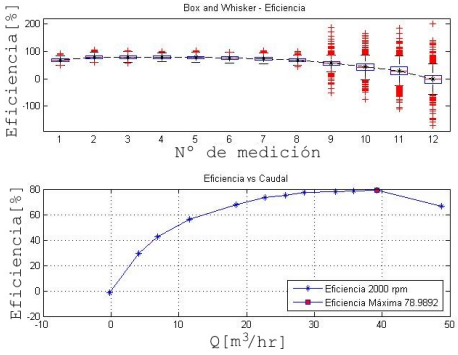
$$PHT = HB{*}\rho g * Q \tag{3-6}$$

- $PHT$: Potencia hidráulica en modo turbina en Watts

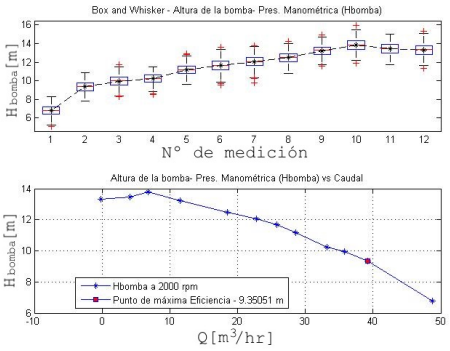
$$PMT = T * W \tag{3-7}$$

- $PMT$: Potencia mecánica modo turbina en Watts

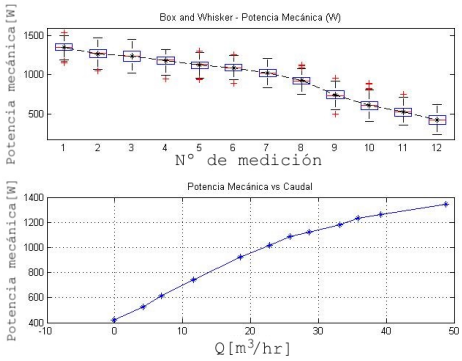
$$\eta = \frac{PMT}{PHT} \times 100 \tag{3-8}$$




(a) Eficiencia vs $Q$




(b) $HT$ vs $Q$




(c) Potencia mecánica vs caudal

**Figura 3-8**.: Gráficos obtenidos con las rutinas de Matlab para 2000 *rpm*

### 3.2.1. Mediciones en modo turbina

Para observar la operación en modo turbina al igual que para el modo bomba, se realizaron capturas de datos en el sistema C–RIO ya validada con la información en modo bomba. Las variables registradas fueron presión de entrada, presión de salida, caudal, torque y *rpm*. El registro se realizó en 12 puntos diferentes. El tiempo de muestreo fue de 4 minutos por punto, con lo cual se lograron almacenar más de 1200 datos de cada variable. Los datos posteriormente fueron corridos en una rutina de Matlab que generó las gráficas características de la bomba centrífuga en modo turbina (figura **3-9**). El punto óptimo de operación en modo bomba a 1750 *rpm* es de 7.7 m.c.a para altura total como bomba y $32\frac{m^3}{h}$ para el caudal. Para lograr ubicar el mejor punto de desempeño en el modo turbina [**?**], experimentalmente se encontraron los porcentajes de incremento que requieren las dos variables anteriores ($HT$, $Q$), para superar las pérdidas hidráulicas presentes en la máquina reversible [**?**]. El rango de incremento en porcentaje para $HT$ están entre 37 y 42, y para $Q$ entre 33 y 37; estos rangos corresponden a bombas centrífugas radiales operando como turbina. El punto óptimo de operación de la bomba en estudio en modo turbina aplicando este criterio será $H_{Turbina}$=10.74 m.c.a. y caudal $Q$ de $44.8\frac{m^3}{h}$. La figura **3-9** muestra la curva de la bomba operando como

turbina. La gráfica corresponde a valores de $H_{turbina}$ vs $Q$ caudal.

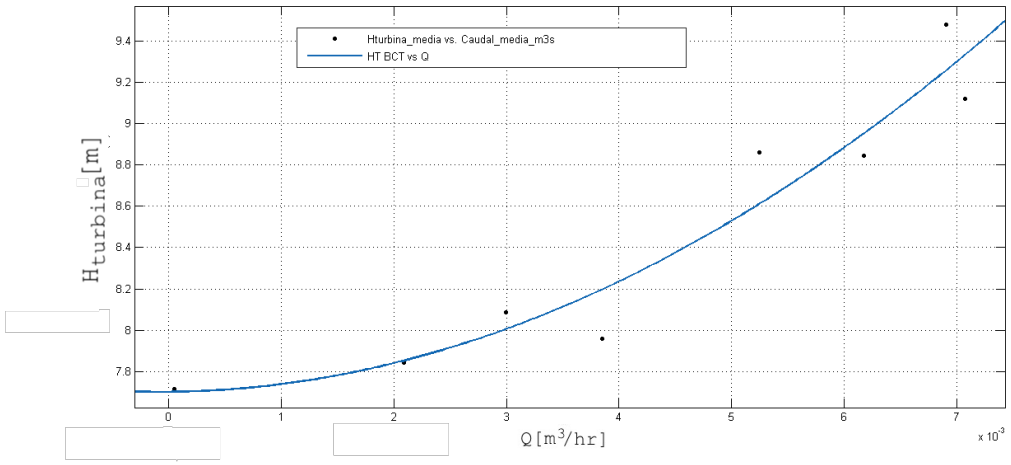



**Figura 3-9**.: Operación de la bomba como turbina

## 3.3. Aspectos teóricos iniciales gráfica tipo $S$ y los cuatro cuadrantes

Para abordar el tema de las gráficas tipo $S$ en una turbo–máquina es conveniente aclarar que estas son parte de unas gráficas mas completas que comprenden cuatro cuadrantes y describen en ellos el desempeño hidráulico en todos los rangos posibles de operación de la turbo–máquina [**?**]. Se pueden identificar particularmente los intervalos por fuera de su punto óptimo de operación [**?**]. En el caso particular de las bombas centrífugas operando como turbina, su condición de operación implicará la rotación del impulsor en ambos sentidos pasando por puntos de desempeño no óptimos y evidenciando fenómenos hidrodinámicos [**?**]. Las gráficas tipo $S$ serán la herramienta empleada para ubicar los puntos de medición. En la figura **3-10** se indica la característica de la gráfica en cuatro cuadrantes de una bomba turbina radial. Estudios previos en bombas turbinas han empleado metodologías similares en la ubicación del $RS$ [**?**]. Para el caso de estudio de la bomba centrífuga 5SH operando como turbina se obtendrán estas gráficas haciendo énfasis en los puntos que se encuentran por fuera del punto óptimo de operación. La información leída en estos gráficos facilitará la ubicación del fenómeno que se requiere observar en la máquina reversible objeto de estudio. En consecuencia, cinco regímenes de funcionamiento principales se pueden distinguir: **bomba**, **bomba de freno**, **turbina**, **freno de turbina** y **bomba inversa**. En cada uno de los cuatro cuadrantes se obtiene un modo particular de operación: en el modo bomba el caudal $Q_{ED}$ es negativo y la velocidad de rotación $n_{ED}$ negativa; en el modo bomba freno la velocidad de rotación $n_{ED}$ sigue siendo negativa y el caudal $Q_{ED}$ positivo; en el modo

turbina el caudal $Q_{ED}$ y el sentido de la velocidad de rotación $n_{ED}$ son positivos; en este cuadrante se intercepta la gráfica con el punto de embalamiento de la turbo–máquina en el que el torque es igual a 0 [**?**]. Para el modo turbina–freno el caudal $Q_{ED}$ y sentido de rotación $n_{ED}$ es positivo pero el torque negativo, por último en el modo bomba inversa se tiene un sentido de rotación positivo $n_{ED}$ y la dirección del caudal $Q_{ED}$ es negativo; en este modo se alcanza el régimen transitorio del flujo. La detección experimental del $RS$ se realizará entre los cuadrantes turbina–freno y bomba inversa. En estos cuadrantes, para una máquina hidráulica de reacción trabajando como turbina se generan dos tramos de gráficas que unidas tienen forma de $S$, evidenciando en todo su trayecto como la bomba al operar en el modo turbina pasa por puntos de alta inestabilidad hidrodinámica, además de cambios de sentido del caudal y cambios en el sentido del torque; pasando por su punto de embalamiento [**?**]. Se espera que al poner a operar la turbo–máquina en puntos por fuera del punto óptimo se detecte y mida la huella del fenómeno en estudio ($RS$).

Las gráficas en cuatro cuadrantes relacionan dos variables: en el eje $x$ se encuentra el factor de velocidad $n_{ED}$ y en el eje $y$ el factor de caudal, ambas expresiones están en función de la energía específica ($E$) y el diámetro ($D$). Otras relaciones existentes entre las dos variables se obtienen en función de la altura total de la turbina, $n_{11}$, $Q_{11}$. Las ecuaciones describen las relaciones entre estas variables y las formas típicas de las gráficas en los cuatro cuadrantes.

$$\eta_{ED} = \frac{nD}{E^{0,5}} \tag{3-9}$$

- $n$: $rpm$ de la turbo–máquina
- $D$: Diámetro

$$Q_{ED} = \frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}} \tag{3-10}$$

- $Q_1$: Caudal medio

$$\eta_{11} = \frac{nD}{HT^{0,5}} \tag{3-11}$$

$$Q_{11} = \frac{Q_1}{D^2 H^{0,5}} \tag{3-12}$$

### 3.3.1. Mediciones para la obtención de las gráficas tipo $S$

Para obtener las gráficas tipo $S$ en la bomba centrífuga operando como turbina se planteó la estrategia de captura de datos por diferencial de presión (diferencia entre la presión de entrada y salida en la bomba centrífuga en modo turbina). Estos diferenciales de presión deberían

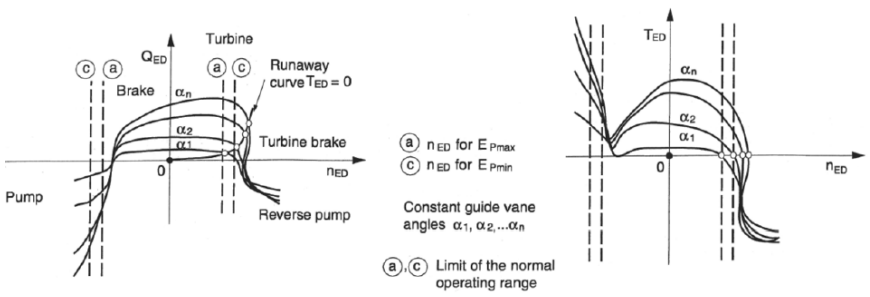



**Figura 3-10**.: Curva característica tipo $S$. Fuente: Hasmatuchi

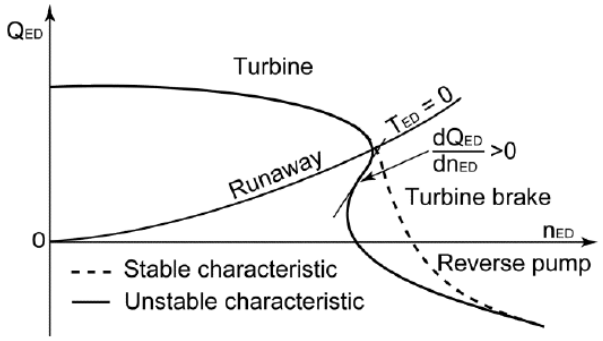



**Figura 3-11**.: Curva caracetrística para una turbina radial. Fuente: Hasmatuchi

quedar estables durante todo el tiempo de medición en el que se modificarían las *rpm* para el rango entre 800 y 1800 *rpm* con incrementos de 25 *rpm*. Los diferenciales escogidos fueron aquellos que estuvieran por fuera del punto óptimo de operación de la bomba centrífuga como turbina y que presentan fluctuación de la presión de manera significativa para registrar el fenómeno [**?**]. Este punto óptimo de operación de la bomba como turbina experimentalmente fué a un diferencial de 10.5 $psi_g$. En los diferenciales ubicados se evidenciaron cualitativamente fenómenos hidrodinámicos detectados por el cambio de la torcha en la descarga, cavitación, flujo pulsante, vibraciones y la inversión del caudal. Los diferenciales de presión seleccionados fueron 4, 5, 6 y 7 $psi_g$. Para cada uno, la captura de datos tomó 4 minutos, registrando más de 1200 valores de las variables: revoluciones, torque, caudal, presión de entrada y presión de salida. Para el protocolo de medición se registraron datos en ascenso y en descenso en los mismos puntos [**?**]; esta estrategia evidenciaría la repetibilidad de la gráfica tipo $S$ y la histérisis del sistema [**?**] en esa condición de operación particular. La medición de la histérisis en turbo–máquinaria como fenómeno hidráulico lo reporta [**?**] y en él se describe la manera como se forman las gráficas con puntos obtenidos con incrementos de las revoluciones y decremento de estas.

Se procesó la información capturada en el sistema C–RIO con las rutinas en Matlab y se

generaron las gráficas tipo $S$ correspondientes a los cuadrantes turbina, turbina–freno y modo bombeo con rotación inversa. Para cada par de gráficas (ascenso y descenso) en el diferencial de presión respectivo se determinó el intervalo de registro adecuado en el que se medirían con tres sensores piezoeléctricos la alta frecuencia de la presión estática, igualmente espaciados en intervalos de revoluciones mas estrechos (cada 12.5 $rpm$). La técnica de medir con tres sensores para alta frecuencia de presión estática consecutivos facilitará, en presencia del fenómeno ($RS$), confirmar su huella y según su huella encontrar su valor en el dominio de la frecuencia; esta huella estaría al 70 % de la velocidad de rotación [**?**]. La elección de estos intervalos estuvo asociada a la visualización en los tubos transparentes: tipos de torcha, tipos de flujos pulsantes y flujos inversos, adicional a esto el ruido y vibraciones que la máquina sufre.

### 3.3.2. Gráfico tipo $S$ diferencial de P, 4 $psi_g$ ascenso y descenso en modo turbina

Para el diferencial de 4 $psi_g$ se registraron las variables inicialmente cada 25 $rpm$ en ascenso y descenso, iniciando en 800 $rpm$ y terminando en 1600.

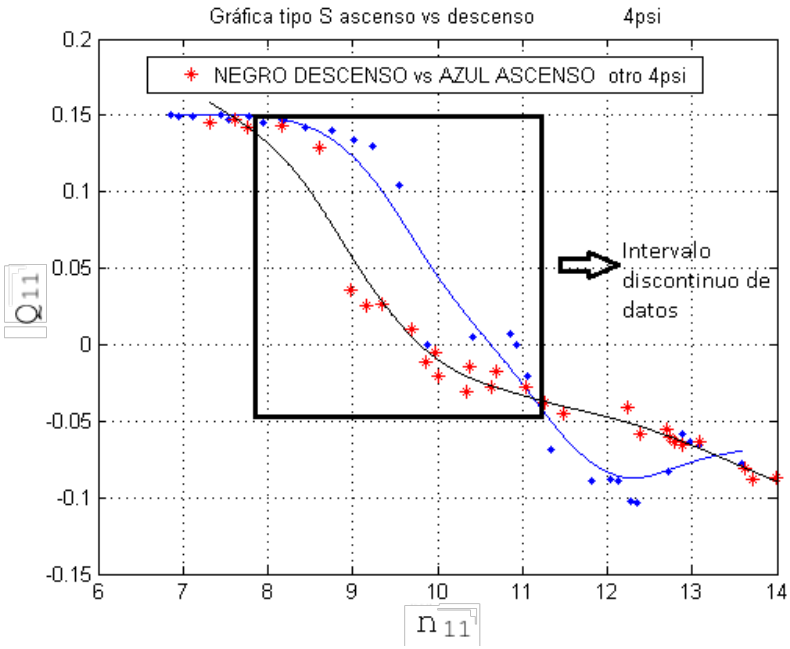
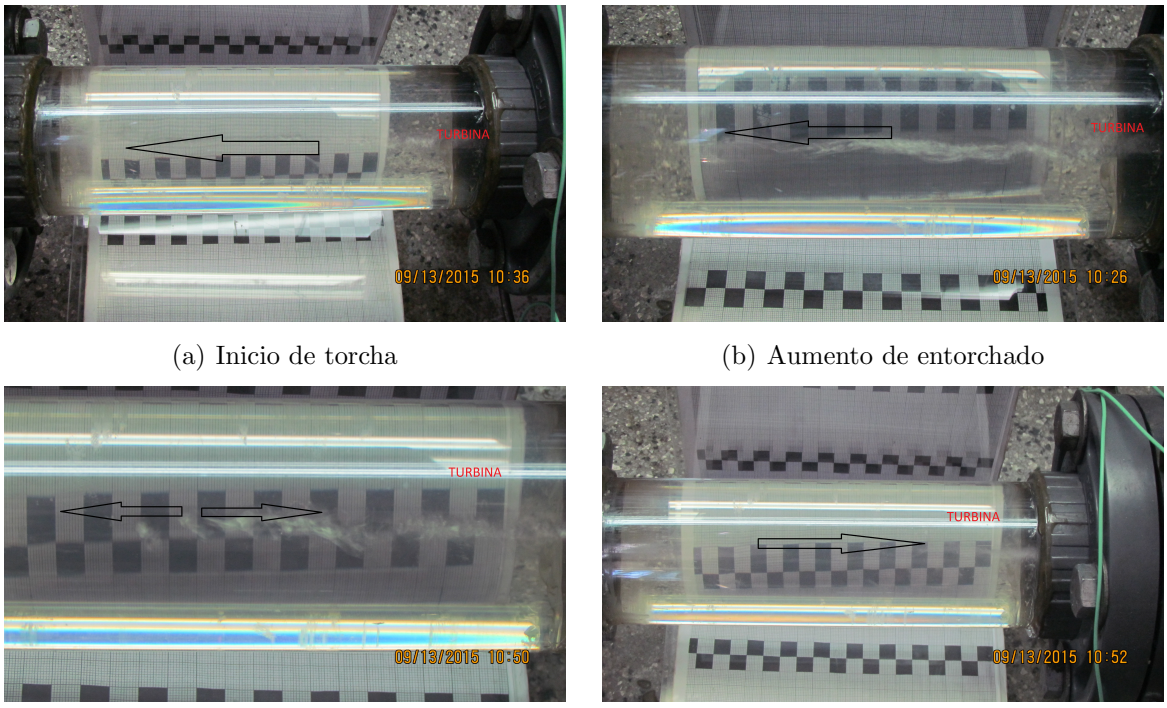



**Figura 3-12.**: $Q_{11}$ vs $n_{11}$ diferencial 4 $psi_g$, ascenso y descenso

El rango de caudales obtenidos fue de 5.9 $l/s$ y $-2.87$ $l/s$, para el rango de $rpm$ comprendido entre 800 $rpm$ y 1600 $rpm$ con incrementos de 25 $rpm$, se obtuvieron 32 secciones en ascenso y descenso. En cada una se capturon datos durante 4 minutos. Los fenómenos hidrodinámicos se presentaron en las secciones de muestreo 12 a la 19, correspondientes a 1075 y 1250

*rpm* respectivamente. Aparecieron discontinuidades en los puntos de las gráficas en los dos sentidos, ascenso y descenso, como se indica en el recuadro negro de la figura **3-12**.




(a) Inicio de torcha

(b) Aumento de entorchado

(c) Flujo pulsante

(d) Flujo inverso

**Figura 3-13**.: Secuencia de aparición de los fenómenos hidrodinámicos en la descarga para diferencial de 4 $psi_g$

Los fenómenos hidrodinámicos presentes en este intervalo son indicados en la secuencia de imágenes de la figura **3-13** que corresponden al inicio del entorchado, aumento del entorchado, flujo pulsante y flujo inverso respectivamente. Estas imágenes corresponden al sector de descarga de la bomba centrífuga operando como turbina y tienen como fondo una cuadrícula en centímetros que facilita la cuantificación del largo de cada fenómeno. Dado que en las dos condiciones de muestreo gráficamente se evidencia una discontinuidad en los datos que corresponden al intervalo de aparición de estos fenómenos hidrodinámicos, se realizaron mediciones detalladas en estos sectores, tanto en ascenso como en descenso, muestreando a partir de 1025 *rpm* hasta 1225 cada 12.5 *rpm*, como se indica en la figura **3-14**.

En las nuevas gráficas obtenidas se identifica que los nuevos puntos tomados entran al intervalo de discontinuidad, pero de una forma no colineal. La manera dispersa en la que aparecen, ratifica que es en este sector donde aparece la máxima inestabilidad hidrodinámica y es en el que se deberá medir con los sensores que registraran la alta frecuencia de la presión estática para registrar la evidencia del *RS*. Las mediciones se realizaron en las revoluciones descritas en la tabla **3-2**.

| Punto de medición | Diferencial $psi_g$ | $rpm$ |
|---|---|---|
| 1 | 4 | 1024.8 |
| 2 | 4 | 1086.5 |
| 3 | 4 | 1111.5 |
| 4 | 4 | 1136.7 |
| 5 | 4 | 1161.5 |
| 6 | 4 | 1186.78 |
| 7 | 4 | 1200.8 |
| 8 | 4 | 1290.4 |

**Tabla 3-2**.: Puntos de medición sensores para registro de alta frecuencia de la presión estática

### 3.3.3. Gráfico tipo $S$ diferencial de P, 5 $psi_g$ ascenso y descenso en modo turbina

Para el diferencial 5 $psi_g$ se registraron las variables inicialmente cada 25 $rpm$ en ascenso y descenso iniciando en 800 $rpm$ y terminando en 1600.

El rango de caudales obtenidos fue de 6.639 $l/s$ y $-2.41$ $l/s$. La velocidad de rotación está entre 800 $rpm$ y 1600 $rpm$. Con incrementos de 25 $rpm$ se obtuvieron 33 secciones en ascenso y descenso; en cada una se capturaron datos durante 4 minutos. Los fenómenos hidrodinámicos se presentan en las secciones de muestreo 15 a la 23, correspondientes al rango entre 1175 $rpm$ y 1350 $rpm$, respectivamente. En él aparecen discontinuidades en los puntos de las gráficas en los dos sentidos como se indica en el recuadro negro de la figura **3-15**.

Los fenómenos hidrodinámicos presentes en este intervalo son indicados en la secuencia de imágenes de la figura **3-16**, que corresponden al inicio del torcha, aumento de la torcha, flujo pulsante y flujo inverso respectivamente. Estas imágenes fueron registradas en el sector de descarga de la bomba centrífuga operando como turbina y tienen como fondo una cuadrícula centimétrica que facilita la cuantificacion del largo en $cm$ de cada condición. En las dos condiciones de muestreo se evidencia una discontinuidad en los datos que corresponden al intervalo de aparición de los fenómenos hidrodinámicos. Se realizaron mediciones detalladas en estos sectores tanto en ascenso como en descenso muestreando a partir de 1150 $rpm$ hasta 1325 cada 12.5 $rpm$ como se indican en la figura **3-17**.

En las gráficas con complemento de información se identifica que los puntos tomados entran al intervalo de discontinuidad pero de una forma no colineal al igual que en el diferencial de 4 $psi_g$. La manera dispersa en la que aparecen de nuevo, ratifican que es este sector

el de máxima inestabilidad hidrodinámica y se deberá medir con los sensores dinámicos para registrar la huella de las pérdidas rotacionales. Las mediciones se realizaron en las revoluciones descritas en la tabla **3-3**.

| Punto de medición | Diferencial $psi_g$ | $rpm$ |
|---|---|---|
| 1 | 5 | 1149.3 |
| 2 | 5 | 1186.8 |
| 3 | 5 | 1208.8 |
| 4 | 5 | 1274.9 |
| 5 | 5 | 1300 |
| 6 | 5 | 1308.3 |

**Tabla 3-3**.: Puntos de medición sensores dinámicos diferencial 5

### 3.3.4. Gráfico tipo $S$ diferencial de P, $6\ psi_g$ ascenso y descenso en modo turbina

Para el diferencial 6 $psi_g$ se registraron las variables cada 25 $rpm$ en ascenso y descenso, iniciando en 800 $rpm$ y terminando en 1800.

El rango de caudales para este diferencial de presión de 6 $psi_g$ fue de 7.30 $l/s$ y $-3.39\ l/s$, la rotación de la bomba centrífuga operando como turbina fue entre 800 $rpm$–1800 $rpm$. Con incrementos de 25 $rpm$, se obtuvieron 41 secciones en ascenso y descenso. En cada una se capturaron datos durante 4 minutos. Los fenómenos hidrodinámicos se presentaron en las secciones de muestreo 23 a la 30 correspondientes a 1350 $rpm$ y 1525 $rpm$ respectivamente. Aparecen discontinuidades en los puntos de las gráficas en los dos sentidos como se indica en el recuadro rojo de la (figura **3-18**).

Los fenómenos hidrodinámicos presentes en este intervalo son indicados en la secuencia de imágenes de la figura **3-19** que corresponden al inicio de la torcha, aumento de la torcha, flujo pulsante y flujo inverso respectivamente. Estas imágenes corresponden al sector de descarga de la bomba centrífuga operando como turbina. Al fondo una cuadrícula centimétrica que facilita la cuantificación del largo en $cm$ de cada condición. En las dos condiciones de muestreo ascenso y descenso se evidencian unas discontinuidades en los datos que corresponden al intervalo de aparición de los fenómenos hidrodinámicos. Se realizaron mediciones detalladas en estos sectores tanto en ascenso como en descenso, muestreando a partir de 1350 $rpm$ hasta 1525 cada 12.5 $rpm$. En la figura **3-20** se señala el sector de interés para este diferencial de presión.

| Punto de medición | Diferencial $psi_g$ | $rpm$ |
|---|---|---|
| 1 | 6 | 1374.8 |
| 2 | 6 | 1427.0 |
| 3 | 6 | 1441.1 |
| 4 | 6 | 1483.4 |

**Tabla 3-4**.: Puntos de medición sensores alta frecuencia de la presión estática diferencial 6

En las gráficas con complemento obtenidas, se identificó que los puntos tomados entran al intervalo de discontinuidad, pero de forma no colineal. Al igual que en el diferencial de 4 y 5 $psi_g$, la manera dispersa en la que aparecen también ratifica que es el sector de máxima inestabilidad hidrodinámica, en el que se deberá medir con los sensores dinámicos para registrar la huella de las pérdidas rotacionales. Las mediciones se realizaran en las revoluciones descritas en la tabla **3-4**.

### 3.3.5. Gráfico tipo $S$ delta de $7\ psi_g$ ascenso y descenso en modo turbina

En el sector de interés con el diferencial de presión 7 $psi_g$ se registraron las variables cada 25 $rpm$ en ascenso y descenso iniciando en 800 $rpm$ y terminando en 1725. Los caudales para el diferencial de presión de 7 $psi_g$ fueron de 8.26 $l/s$ y $-1.14$ $l/s$. La rotación de la bomba centrífuga operando como turbina fue entre 800 $rpm$ y 1725 $rpm$. Con incrementos de 25 $rpm$ se obtuvieron 38 secciones en ascenso y descenso. En cada una se capturaron datos durante 4 minutos. Los fenómenos hidrodinámicos se presentaron en las secciones de muestreo 14 a la 34 correspondientes a 1125 $rpm$ y 1650 $rpm$ respectivamente. Aparecieron discontinuidades en los puntos de las gráficas en los dos sentidos, como se indica en el recuadro rojo de la figura **3-21**.

Para el diferencial 7, los fenómenos hidrodinámicos son indicados en la secuencia de imágenes de la figura **3-23** que corresponden al inicio de la torcha, aumento de la torcha, flujo pulsante y flujo inverso, las imágenes corresponden al sector de descarga (tubería transparente) de la bomba centrífuga operando como turbina. En las dos condiciones de muestreo ascenso y descenso se evidencia una discontinuidad en los datos que corresponden al intervalo de aparición de los fenómenos hidrodinámicos. Se realizaron mediciones detalladas en estos sectores tanto en ascenso como en descenso, muestreando a partir de 1125 $rpm$ hasta 1625, cada 12.5 $rpm$. En la figura **3-23** se señala el sector de interés para este diferencial de presión.

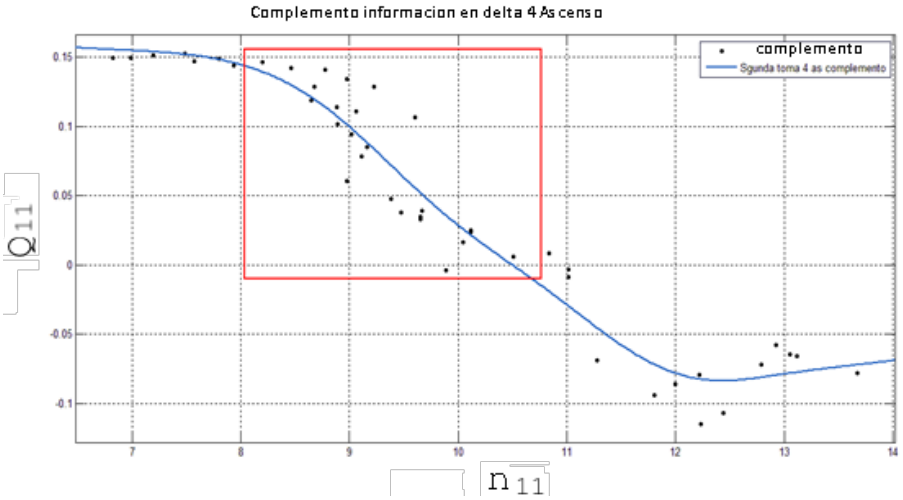
| Punto de medición | Diferencial $psi_g$ | $rpm$ |
|---|---|---|
| 1 | 7 | 1123.90 |
| 2 | 7 | 1207.60 |
| 3 | 7 | 1325.10 |
| 4 | 7 | 1451.90 |
| 5 | 7 | 1476.68 |
| 6 | 7 | 1526.10 |
| 7 | 7 | 1616.60 |

**Tabla 3-5**.: Puntos de medición sensores para registro de alta frecuencia de la presión estática diferencial 7

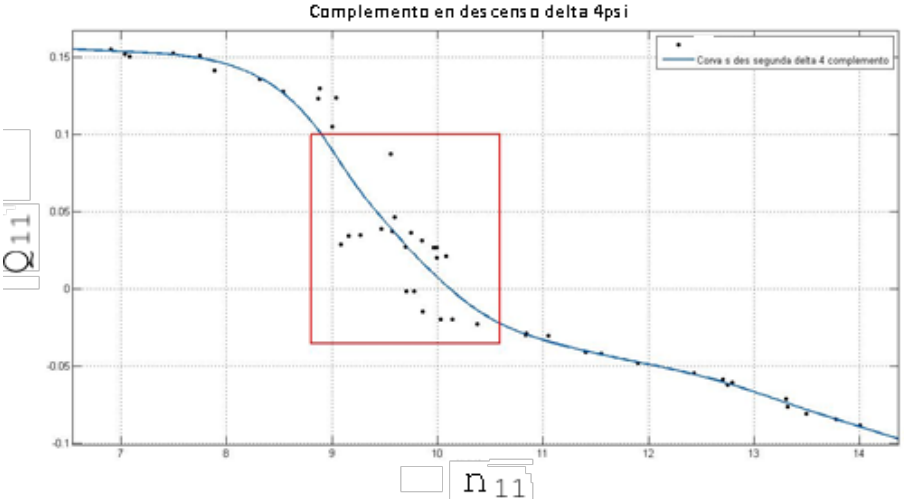
En los dos gráficos con complemento obtenidos, se identificaron los puntos tomados. Estos entran al intervalo de discontinuidad pero de una forma también no colineal, al igual que en los diferenciales de 4, 5 y 6 $psi_g$, indicando los sectores que se deberán medir con los sensores dinámicos para registrar la huella de las pérdidas rotacionales. Las mediciones se realizaron en las revoluciones descritas en la tabla **3-5**.

Para los cuatro diferenciales de presión estudiados se logró identificar los intervalos en los que eran más evidentes las inestabilidades hidrodinámicas de la bomba centrífuga trabajando como turbina. La aparición secuencial en la descarga en el tubo de visualización indican que estos son repetibles.

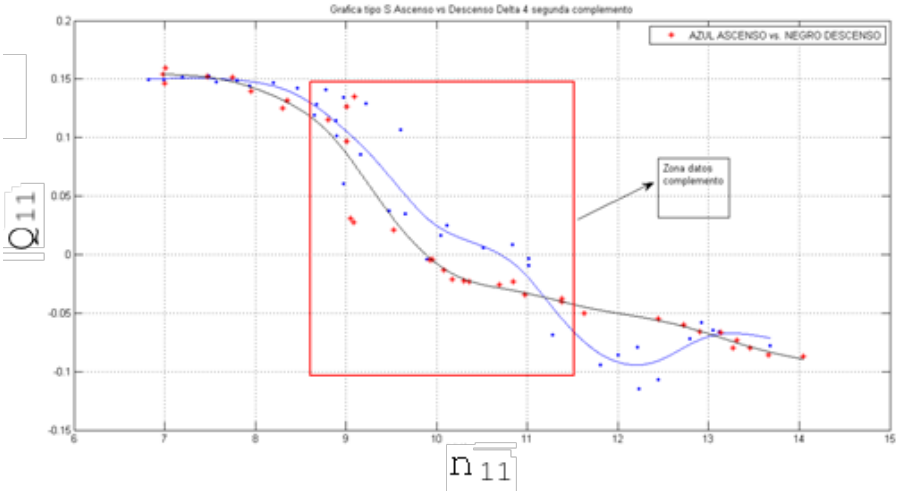
Durante el funcionamiento de una turbo–máquina en cualquier punto de funcionamiento, el movimiento relativo entre los álabes y la carcasa inducen fluctuaciones de presión que se propagan a través de toda la máquina. Estas fluctuaciones serán medidas y analizadas. Por medio de estas, se ubicarian las pérdidas rotacionales ($RS$).




(a) Diferencial en ascenso




(b) Diferencial en descenso




(c) Diferencial en ascenso y descenso

**Figura 3-14**.: Información adicional en diferencial de presión 4 $psi_g$

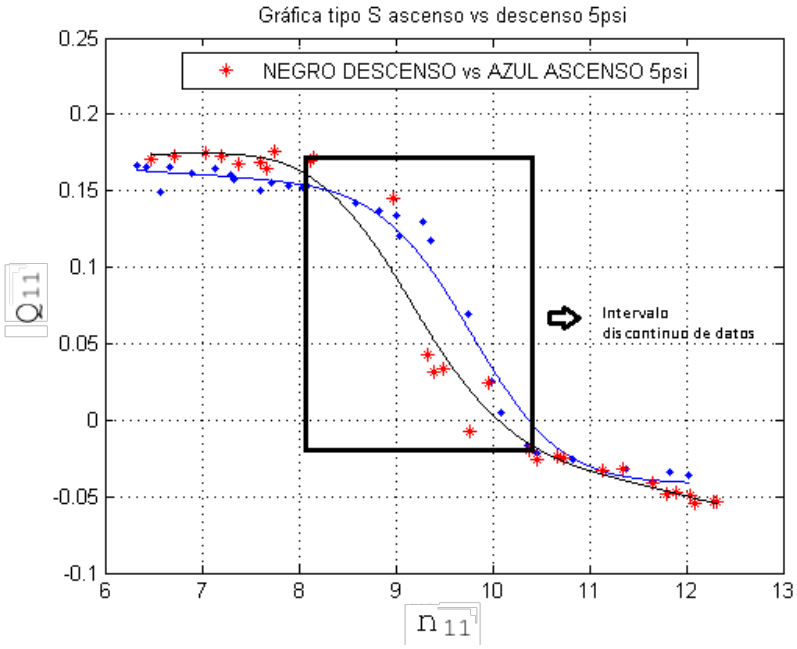
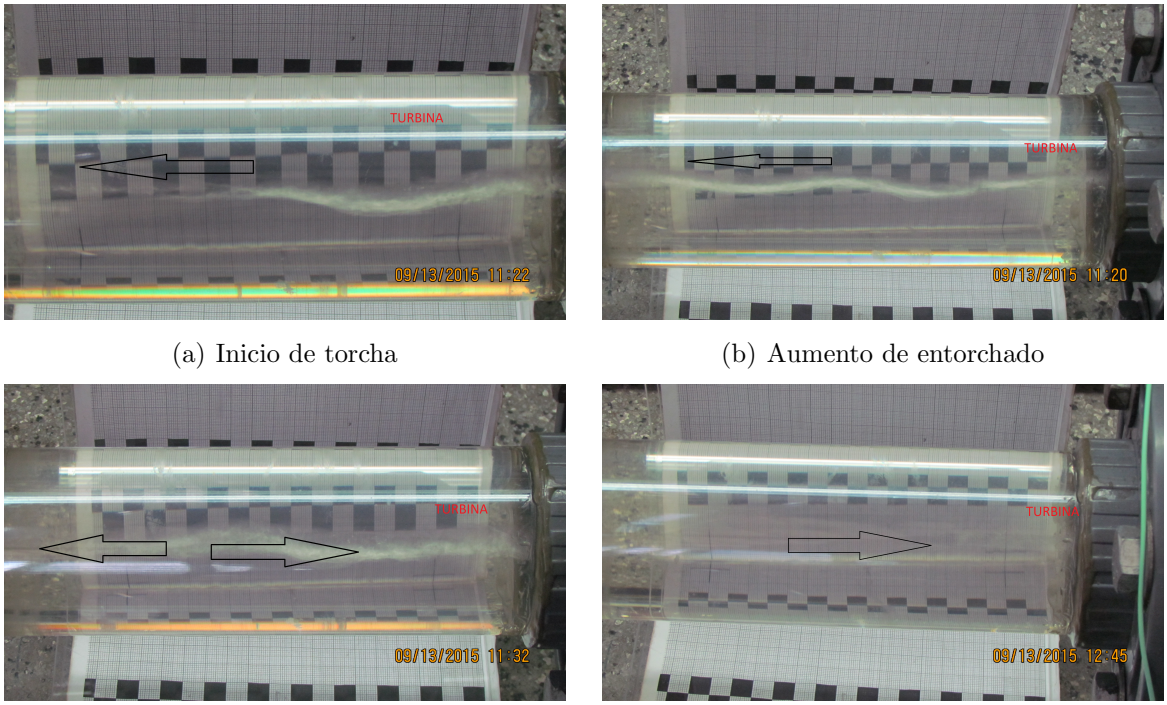



**Figura 3-15**.: $Q_{11}$ vs $n_{11}$ diferencial 5 $psi_g$, ascenso y descenso



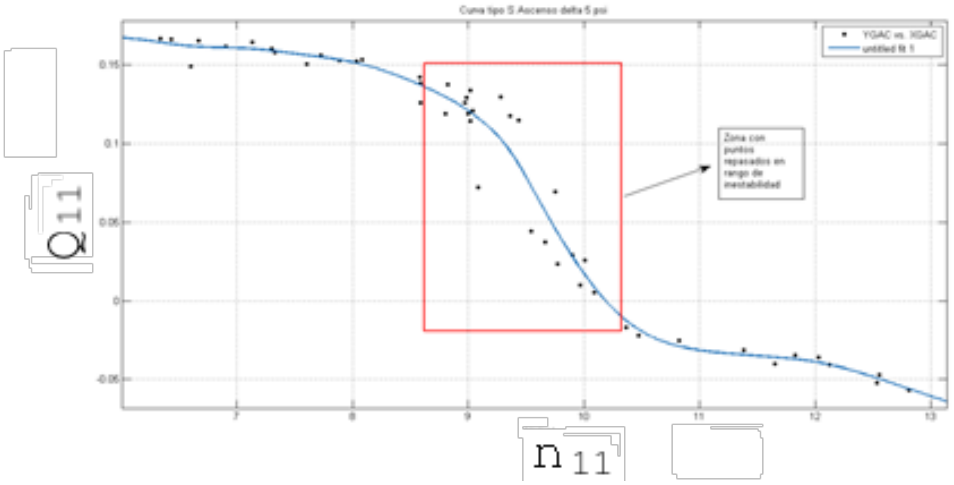

(a) Inicio de torcha

(b) Aumento de entorchado

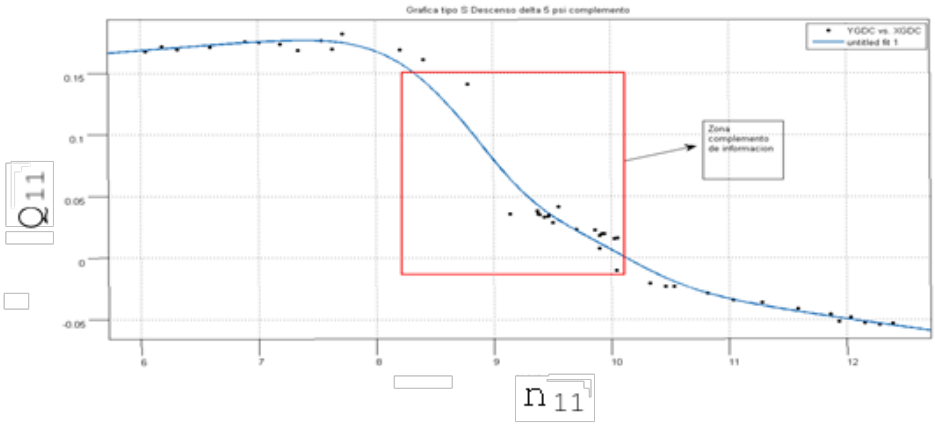
(c) Flujo pulsante

(d) Flujo inverso

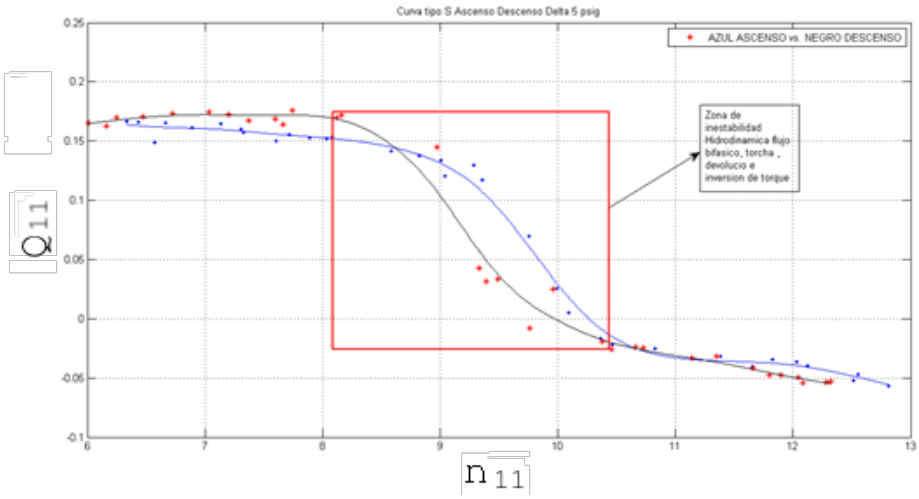
**Figura 3-16**.: Secuencia de aparición de fenómenos hidrodinámicos en la descarga para diferencial de 5 $psi_g$




(a) Complemeto de información diferencial en ascenso

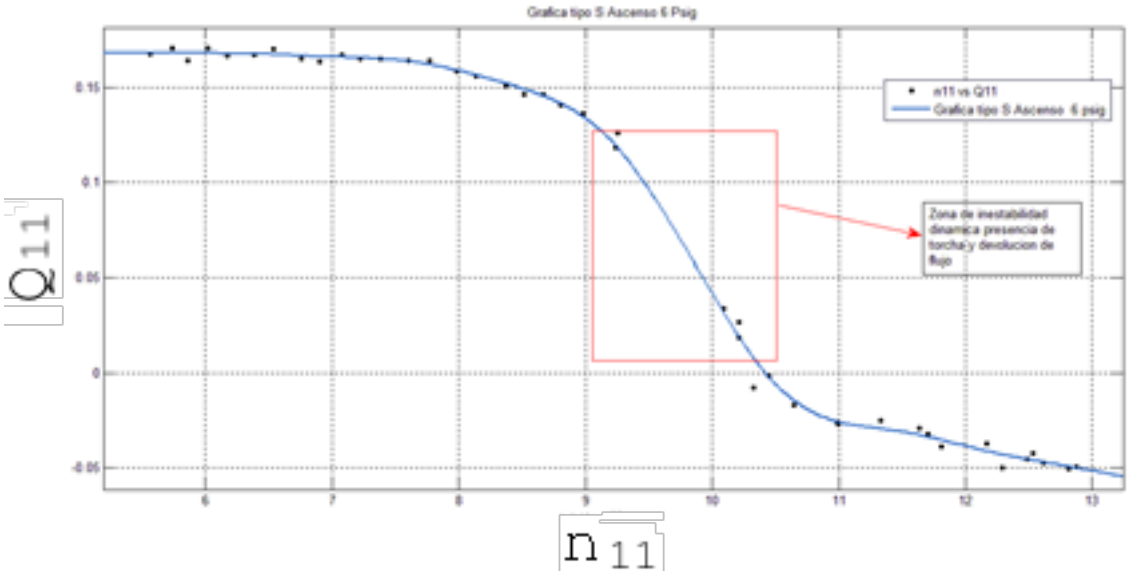



(b) Complemeto de información diferencial en descenso

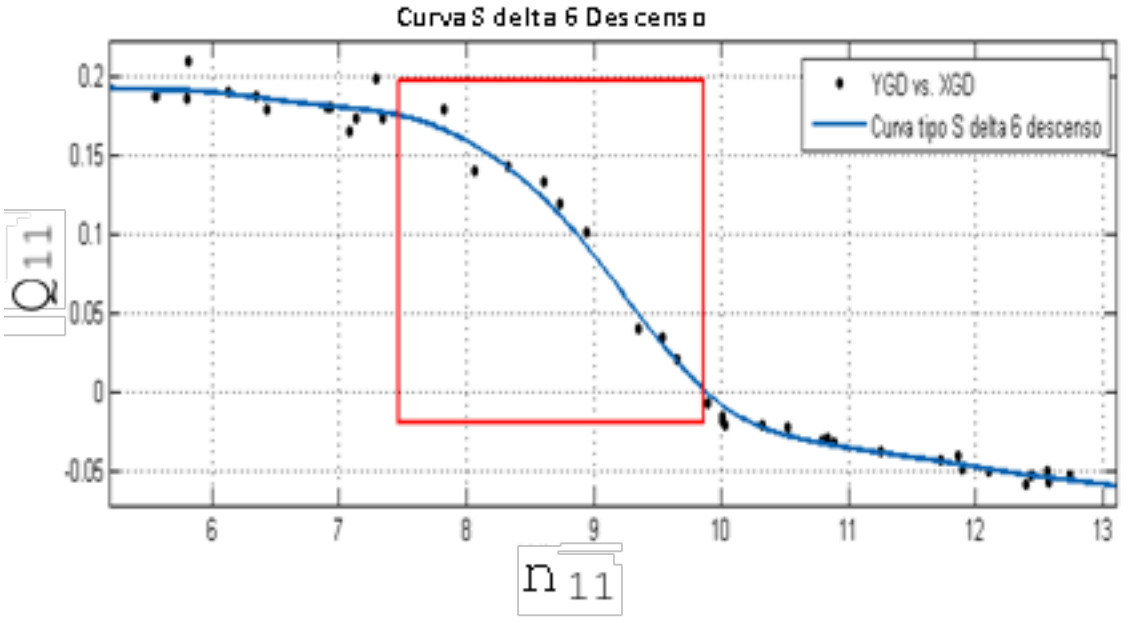



(c) Complemeto de información diferencial en ascenso y descenso

**Figura 3-17**.: Información adicional en diferencial de presión 5 $psi_g$

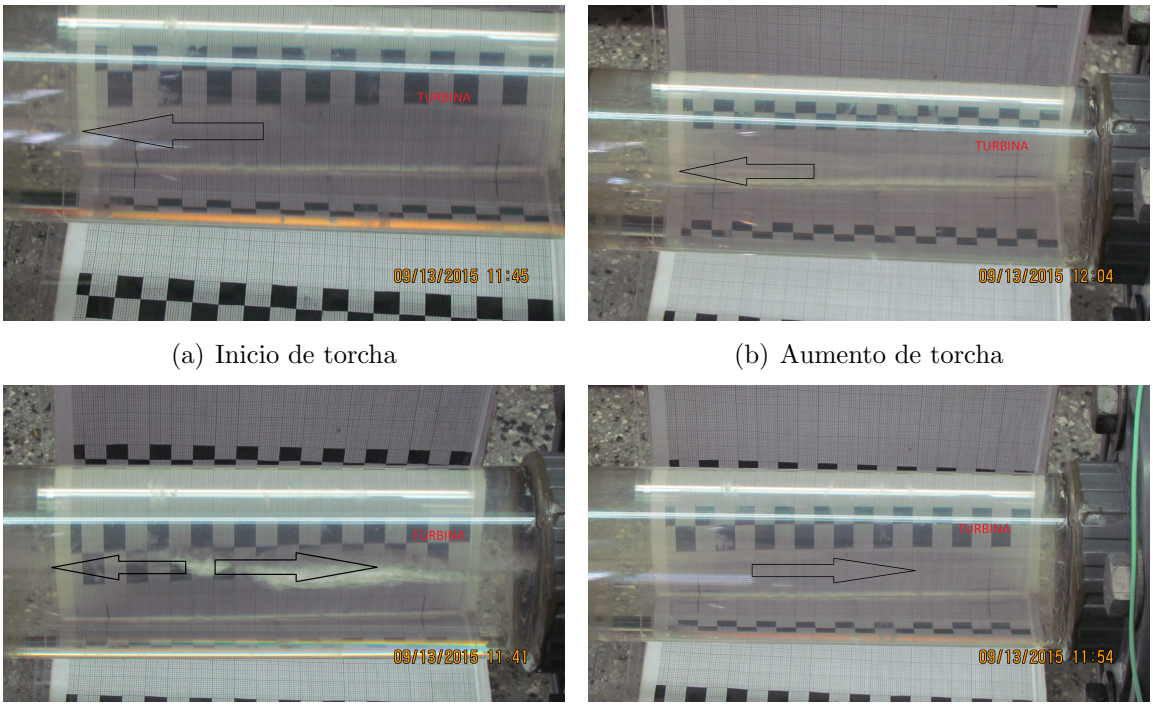



(a) Ascenso diferencial




(b) Descenso diferencial

**Figura 3-18**.: Gráficas tipo $S$ diferencial 6, ascenso y descenso




(a) Inicio de torcha (b) Aumento de torcha

(c) Flujo pulsante (d) Flujo inverso

**Figura 3-19**.: Secuencia de aparición de los fenómenos hidrodinámicos en la descarga para diferencial de 6 $psi_g$

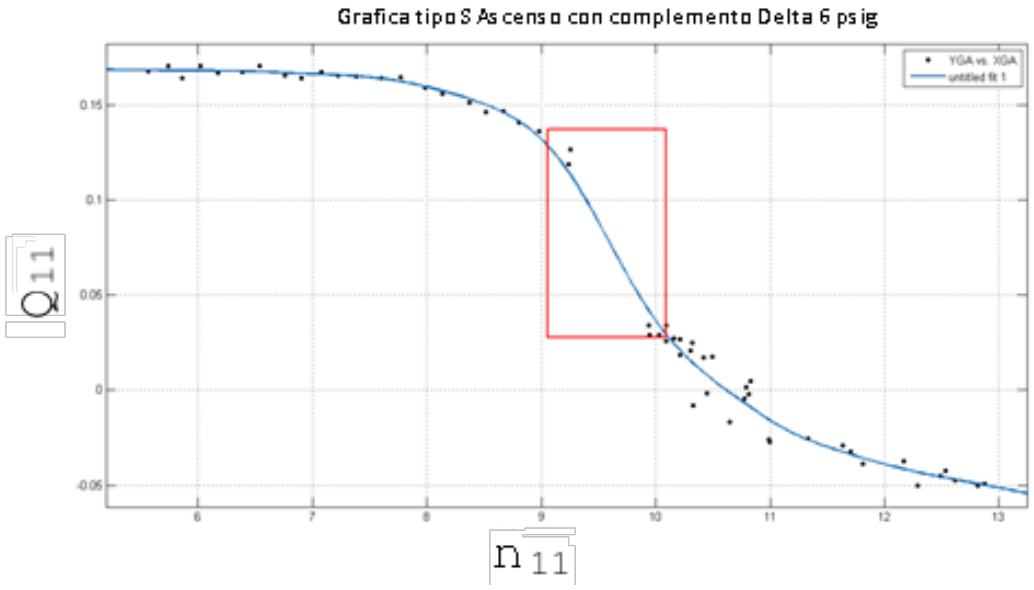



**Figura 3-20**.: $Q_{11}$ vs $n_{11}$ diferencial 6, $psi_g$ ascenso complemento

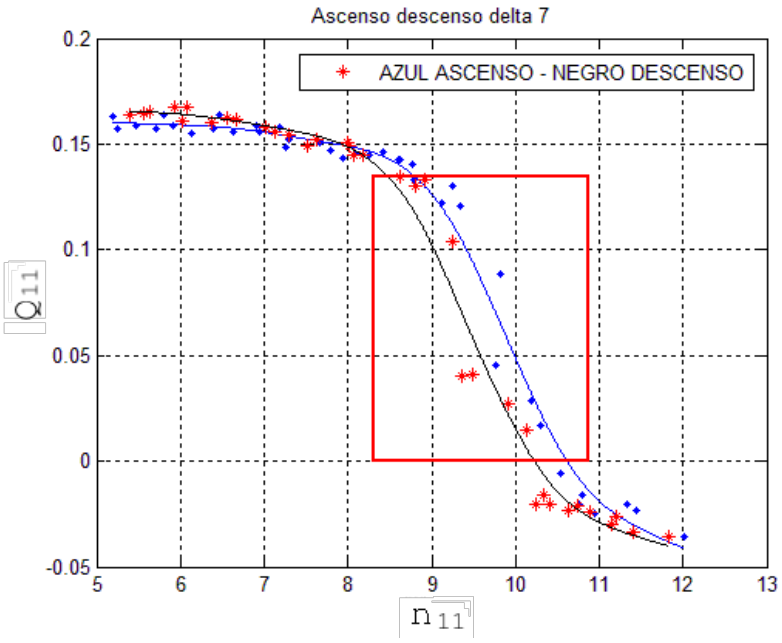
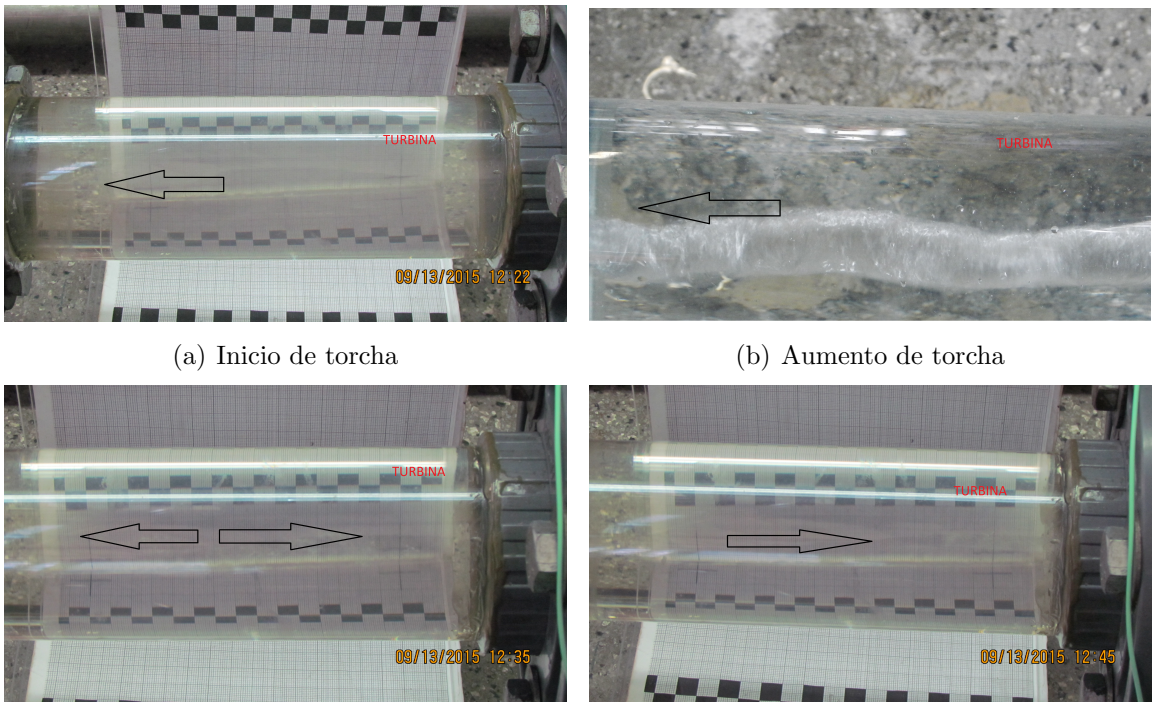



**Figura 3-21**.: $Q_{11}$ vs $n_{11}$ diferencial 7 $psi_g$, ascenso y descenso



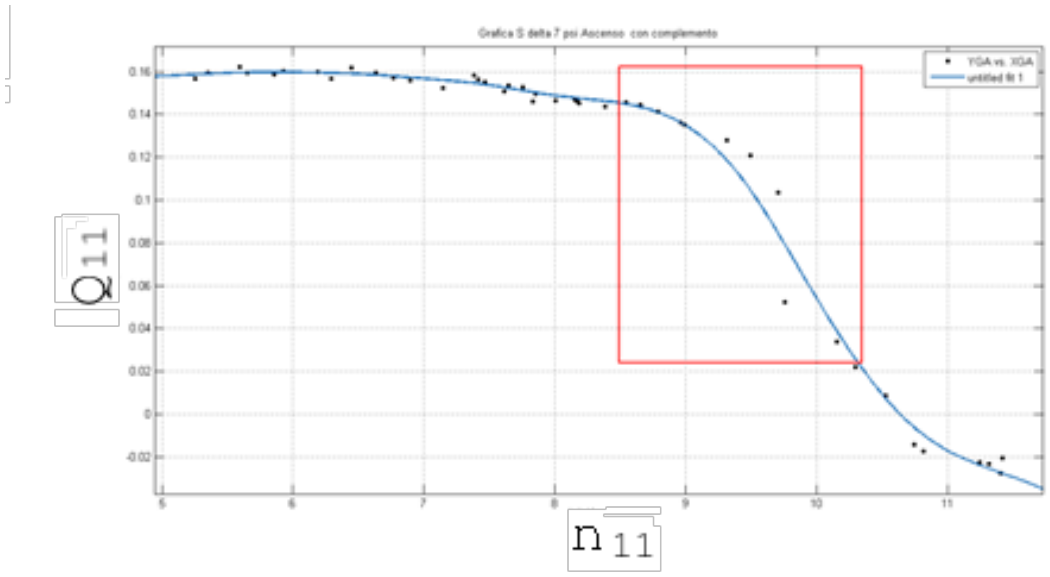

(a) Inicio de torcha

(b) Aumento de torcha

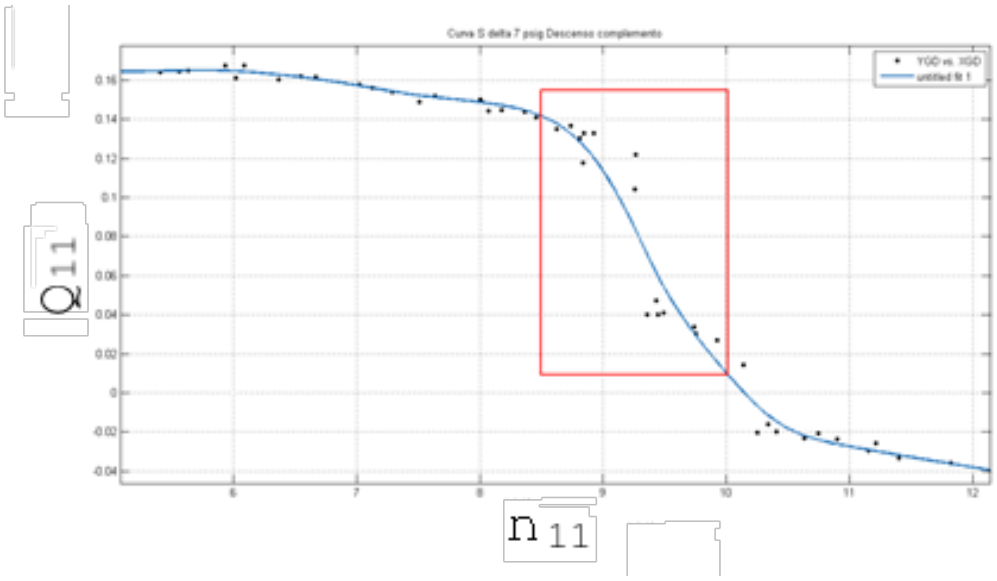
(c) Flujo pulsante

(d) Flujo inverso

**Figura 3-22**.: Secuencia de aparición de los fenómenos hidrodinámicos en la descarga para diferencial de 7 $psi_g$



(a) Ascenso diferencial



(b) Descenso diferencial

**Figura 3-23.**: Gráficas tipo $S$ diferencial 7, ascenso y descenso con complemento

# 4. Pérdida rotacional (rotating stall)

El *RS* es uno de los fenómenos presente en el intervalo de inestabilidad hidrodinámica [**?**] para el caso de la bomba centrífuga. Está caracterizado por estar presente en un flujo no permanente [**?**] que da lugar a la fluctuación de la presión y a la rotación del fujo entre los canales (celdas) que se forman entre dos álabes consecutivos. Es un fenómeno altamente dinámico que se presenta tanto en fluidos compresibles como en incompresibles [**?**]. La caracterización experimental de *RS* en el domino de la frecuencia ha mostrado su presencia en frecuencias cercanas al 70 % de la frecuencia de rotación del impulsor.[**?**]

## 4.1. Aspectos teóricos iniciales pérdida rotacional

El *RS* es uno de los fenómenos hidrodinámicos en las turbo–maquinarias y es generado cuando existe un ángulo de incidencia muy grande entre el álabe y la componente tangencial del vector velocidad en la entrada del fluido al impulsor [**?**] (figura **4-1**). En una bomba centrífuga esta condición hace disminuir el flujo y la presión por debajo de su punto óptimo de operación; y en una bomba centrífuga como turbina, donde puede ser mas crítica la condición, tendrá repercusión directa en la eficiencia [**?**]. Para su correcta detección es necesario tener registros en el comportamiento de la turbo–maquinaria en el modo de flujo reversible, esta condición es identificable en las gráficas tipo $S$. La interacción entre la carcasa de la bomba centrífuga operando como turbina y los álabes del impulsor produce presiones pulsantes, que se relacionan con el número de álabes [**?**]; estas presiones serán detectadas con la instalación de sensores para captura de presión estática en alta frecuencia. En la carcasa y con los valores que entreguen en cada una de las condiciones de prueba se identificará el *RS* de forma experimental.

### 4.1.1. Medicion de pérdida rotacional

Para las mediciones experimentales de *RS*, luego de identificar el rango de muestreo en cada diferencial de presión se obtuvo la gráfica tipo $S$. Se instalaron en la carcasa tres sensores para la presión estática en alta frecuencia, piezoeléctricos (figura **4-2**) marca KISTLER referencia 601A (0–250 *bar*) igualmente espaciados y centrados. La instalación de los sensores se realizó siguiendo todas las recomendaciones propuestas por el fabricante para garantizar las mediciones. Las señales fueron amplificadas con el módulo 5272, marca KISTLER, configurado mediante protocolo RS232–USB. La señal amplificada fue recibida por un módulo NI9232

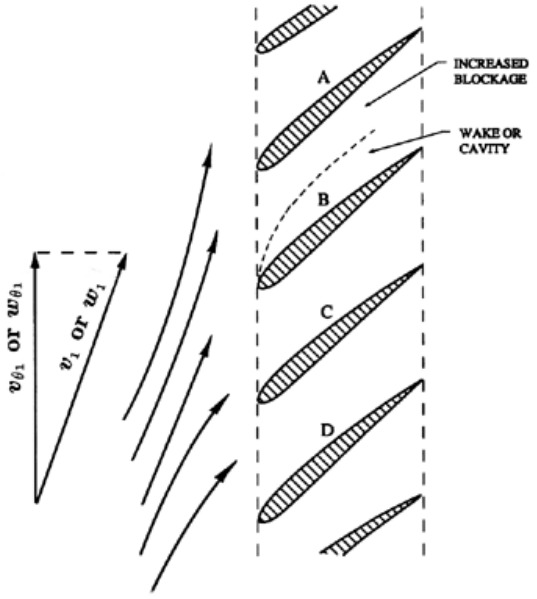



**Figura 4-1**.: Condición geométrica para generación de *RS*. Fuente: Hydrodynamics of pumps Rotating Stall

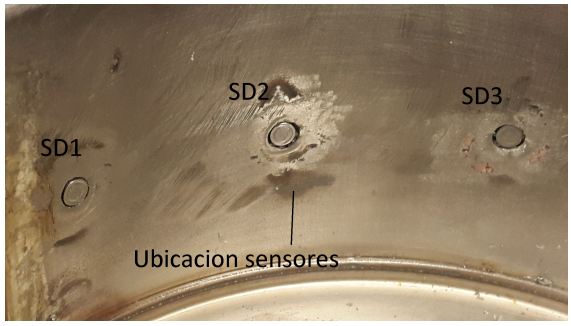
instalado en el sistema C–RIO en el que se grababan los datos de cada prueba vía protocolo LAN a una frecuencia de muestreo de 32 $kHz$ durante 32 segundos, registrando un total de 1152000 datos cada sensor. Toda la alimentación eléctrica se realizó con baterías (corriente directa) para aislar el sistema de ruido eléctrico de la red. Posteriormente en una rutina en Matlab se generan los espectros de la señal en cada sensor para luego ser análizados.

### 4.1.2. Análisis de datos en el dominio de frecuencia

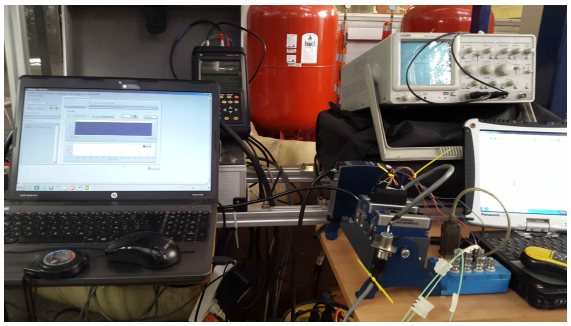
La metodología que se utilizó para identificar y cuantificar la presencia del fenómeno *RS* en la bomba centrífuga operando como turbina, adicional al registro de las presiones estáticas de alta frecuencia en los puntos seleccionados de la curva tipo $S$, consistió en el empleo de los diagramas espectrales. En estos diagramas se pueden diferenciar aspectos repetibles propios de la turbo–máquina en sincronía con el impulsor, como son las vibraciones durante la operación que se registran como 1X. Esto indica la presencia de la vibración de una masa desbalanceada. En la gráfica los valores en la abscisa son adimensionales y son el resultado de la relación entre la frecuencia de vibración del fenómeno sobre la rotación de la turbo–maquinaria. Son también evidentes en los diagramas las señales que corresponden a múltiplos o submúltiplos del número de álabes, para el caso seis. Se observarán señales a 2X, 3X, 6X. Cada sensor registra los fenómenos en sincronía y fuera de ella. Estos últimos serán los que se buscan dado que cuando se presenta el *RS* en los canales delimitados por los álabes, el flujo no es homogéneo y las pulsaciones emitidas por él son registradas por cada uno de




(a) Instalación sensores




(b) Ubicación de los tres sensores



(c) Equipos de medición

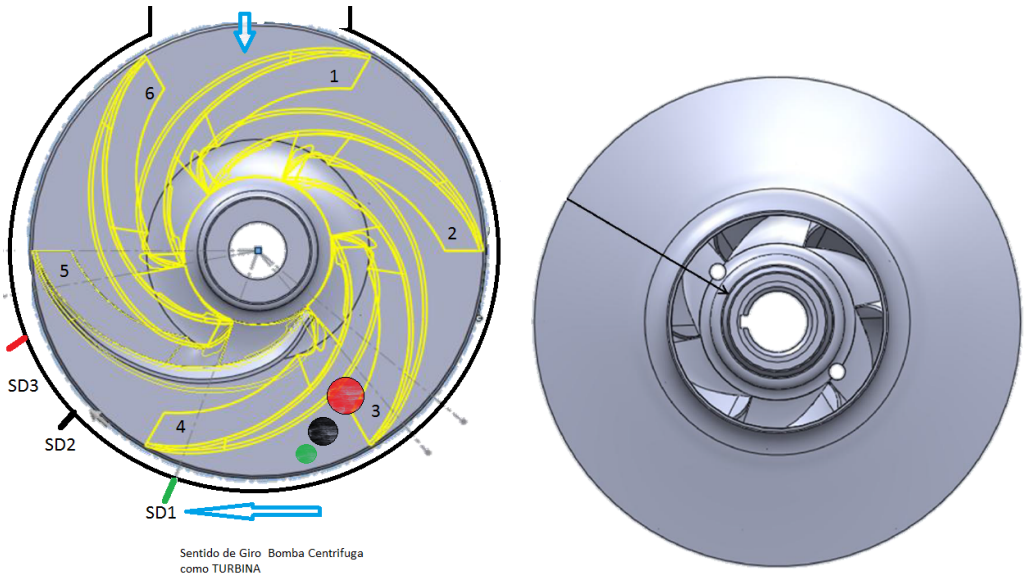
**Figura 4-2**.: Sistema de medición sensores para alta frecuencia de presión estática KISTLER

los tres sensores y así detectar la alta frecuencia de variación de la presión (figura **4-3**). La frecuencia de aparición no sincrónica, al dividirla por la frecuencia de rotación del punto de medición, deberá presentarse menor al 1X. En las ordenadas de las gráficas de espectro se tendrá el valor de esa fluctuación en $Pa$, indicando su magnitud para cada caso.

El fenómeno hidrodinámico se genera en las celdas enmarcadas por dos álabes y es de esperar que presente cambios de magnitud en el tiempo. Dicha magnitud la detectarán los sensores como cambio de la presión. Posteriormente en el gráfico del espectro se ubicará en una cantidad cercana al 70 % de las revoluciones del impulsor (0.7). En la figura **4-3** se ilustra al interior del impulsor como se forma el fenómeno. Al igual de manera esquemática con los círculos de colores se indica la forma como cada sensor debería leer magnitudes diferentes SD1 (leerá el valor de la magnitud del circulo verde), SD2 (leerá el valor de la magnitud del circulo negro) y SD3 (leerá el valor de la magnitud del circulo rojo).

### 4.1.3. Mediciones de pérdida rotacional a un diferencial de P, $4\ psi_g$

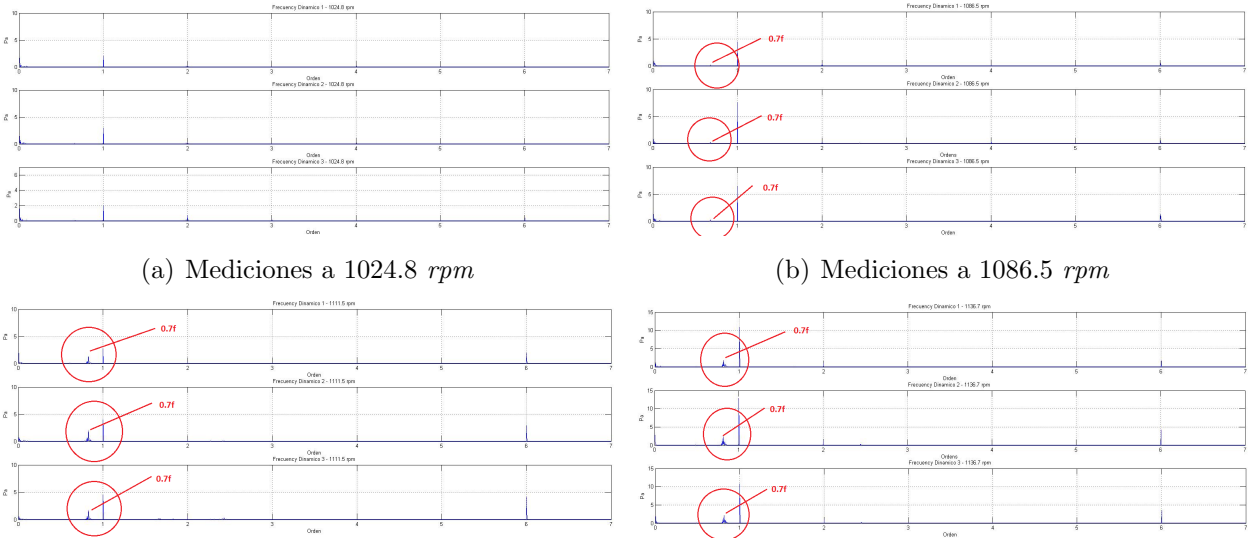
Las revoluciones identificadas desde la curva tipo $S$ para este intervalo fueron las descritas en la tabla **3-2**, y se obtuvo el siguiente registro gráfico en el dominio de frecuencia para cada uno de los tres sensores. Luego se ingresaron las mediciones en la rutina en Matlab para su análisis (figura **4-4**). Las secuencias de las mediciones se indican en la figura **4-5**. Se anexará la ampliación de cada una de las gráficas (ver anexo A).




(a) Formación del *RS* en el interior del impulsor

(b) Impulsor de la bomba 5SH

**Figura 4-3**.: Indicación de la manera como cada sensor lee la evolución del fenómeno




(a) Mediciones a 1024.8 *rpm*

(b) Mediciones a 1086.5 *rpm*

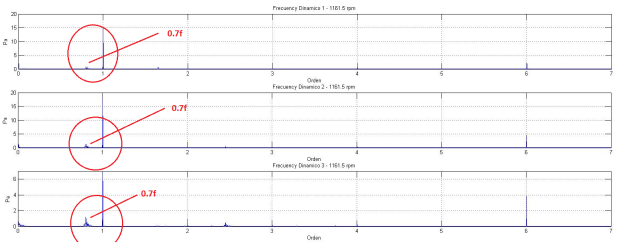
(c) Mediciones a 1111.5 *rpm*

(d) Mediciones a 1136.7 *rpm* inverso

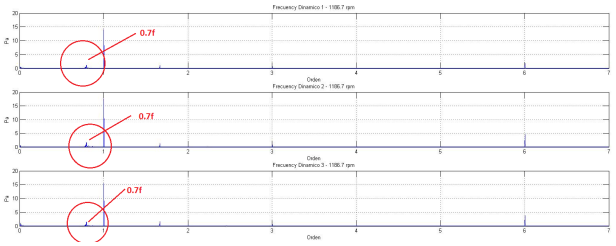
**Figura 4-4**.: Secuencia experimental del *RS* para rango de frecuencias de 1024.8–1136.7 *rpm*, con diferencial 4 $psi_g$

| ***rpm* con *RS*** | ***BEP*** | | ***HT/Q*** | | **% de *BEP(BCT)*** | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1086.00 | 10.74 m.c.a. | 44.8 $m^3/h$ | 3.55 m.c.a. | 13.5 $m^3/h$ | $0.33HT_{BEP}$ | $0.30Q_{BEP}$ |
| 1112.00 | | | 3.36 m.c.a. | 11.19 $m^3/h$ | $0.31HT_{BEP}$ | $0.24Q_{BEP}$ |
| 1137.00 | | | 3.27 m.c.a. | 7.59 $m^3/h$ | $0.30HT_{BEP}$ | $0.16Q_{BEP}$ |

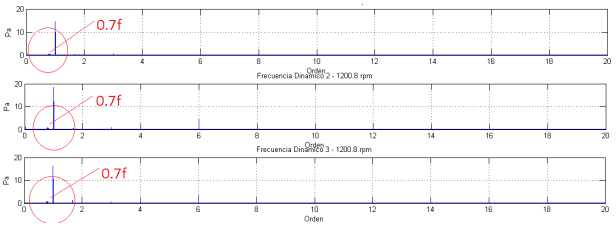
**Tabla 4-1**.: Relación *BEP–BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 4 con *RS*, rango 1086.00–1137.00 *rpm*



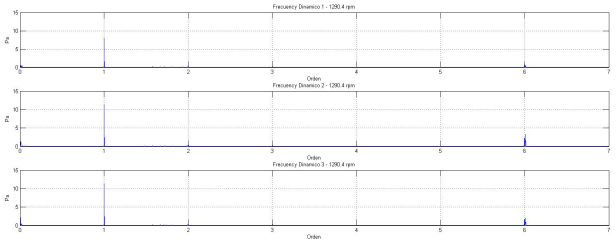

(a) Mediciones a 1161.5 *rpm*




(b) Mediciones a 1186.78 *rpm*




(c) Mediciones a 1200.8 *rpm*



(d) Mediciones a 1290.4 *rpm*

**Figura 4-5**.: Secuencia experimental del *RS* para rango de frecuencias de 1161.5–1290.4 *rpm*, con diferencial 4 $psi_g$

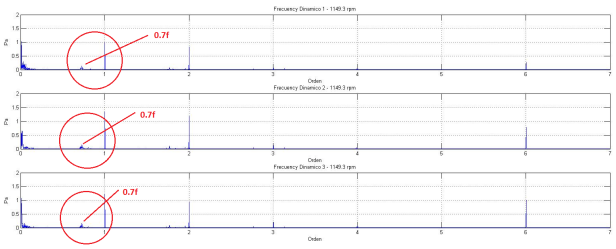
| ***rpm* con *RS*** | ***BEP*** | | ***HT/Q*** | | **% de *BEP(BCT)*** | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1161.50 | 10.74 m.c.a. | 44.8 $m^3/h$ | 3.63 m.c.a. | 5.86 $m^3/h$ | $0.33HT_{BEP}$ | $0.13Q_{BEP}$ |
| 1186.78 | | | 3.69 m.c.a. | 4.50 $m^3/h$ | $0.34HT_{BEP}$ | $0.10Q_{BEP}$ |
| 1200.80 | | | 3.36 m.c.a. | 4.06 $m^3/h$ | $0.31HT_{BEP}$ | $0.09Q_{BEP}$ |

**Tabla 4-2**.: Relación *BEP–BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 4 con *RS*, rango 1161.50–1200.80 *rpm*

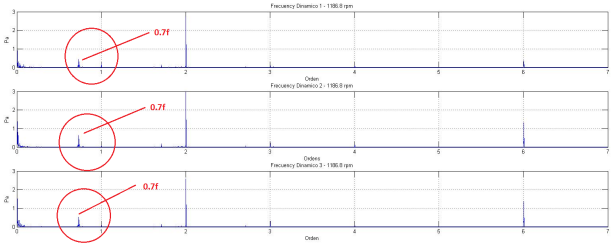
### 4.1.4. Mediciones de pérdida rotacional a un diferencial de P, 5 $psi_g$

Las revoluciones ubicadas desde la curva tipo *S* para este intervalo fueron las descritas en la tabla **3-3**, y se obtuvo el siguiente registro gráfico en el dominio de la frecuencia. En cada uno de los tres sensores se ingresaron las mediciones en la rutina en Matlab para su análisis. Las secuencias de las mediciones se indican en las figuras **4-6** y **4-7**. Se anexará la ampliación

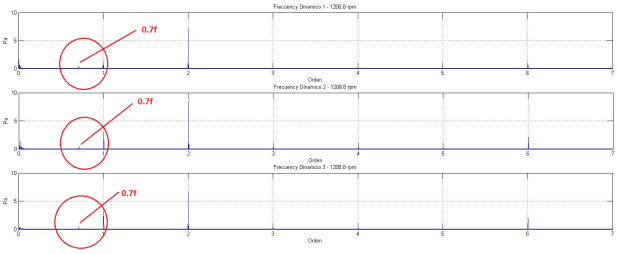
de cada una de las gráficas (ver anexo B).



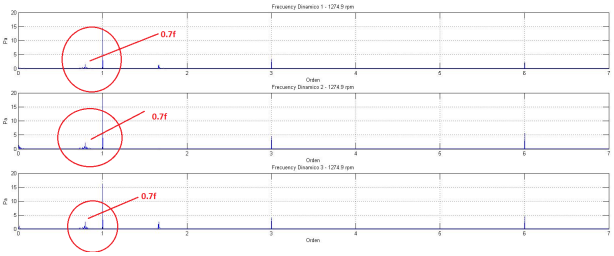
(a) Mediciones a 1149.30 *rpm*



(b) Mediciones a 1186.80 *rpm*



(c) Mediciones a 1208.80 *rpm*



(d) Mediciones a 1274.90 *rpm* inverso

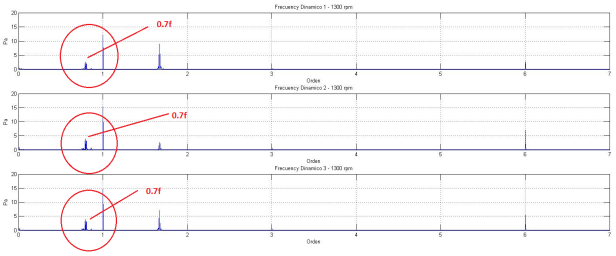
**Figura 4-6**.: Secuencia experimental del *RS* para rango de frecuencias de 1149.30–1274.90 *rpm*, con diferencial 5 $psi_g$, rango 1149.30–1274.90 *rpm*

| ***rpm* con *RS*** | ***BEP*** | | ***HT/Q*** | | **% de *BEP(BCT)*** | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1149.30 | 10.74 m.c.a. | 44.8 $m^3/h$ | 4.05 m.c.a. | 6.00 $m^3/h$ | $0.37HT_{BEP}$ | $0.48Q_{BEP}$ |
| 1186.80 | | | 5.84 m.c.a. | 4.05 $m^3/h$ | $0.37HT_{BEP}$ | $0.47Q_{BEP}$ |
| 1208.80 | | | 5.40 m.c.a. | 4.22 $m^3/h$ | $0.5HT_{BEP}$ | $0.43Q_{BEP}$ |
| 1274.90 | | | 3.04 m.c.a. | 4.03 $m^3/h$ | $0.37HT_{BEP}$ | $0.24Q_{BEP}$ |

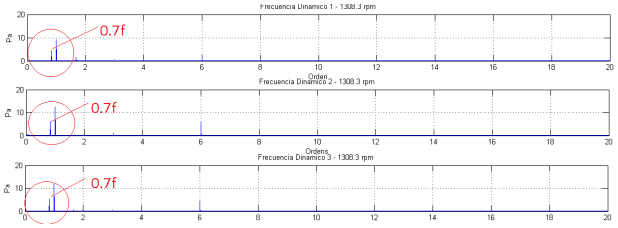
**Tabla 4-3**.: Relación *BEP–BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 5 con *RS*, rango 1149.30–1274.90 *rpm*

| ***rpm* con *RS*** | ***BEP*** | | ***HT/Q*** | | **% de *BEP(BCT)*** | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1300.00 | 10.74 m.c.a. | 44.8 $m^3/h$ | 3.96 m.c.a. | 4.07 $m^3/h$ | $0.36HT_{BEP}$ | $0.09Q_{BEP}$ |
| 1308.30 | | | 3.80 m.c.a. | 3.96 $m^3/h$ | $0.35HT_{BEP}$ | $0.08Q_{BEP}$ |

**Tabla 4-4**.: Relación *BEP–BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 5 con *RS*, rango 1300.00–1308.30 *rpm*




(a) Mediciones a 1300 *rpm*

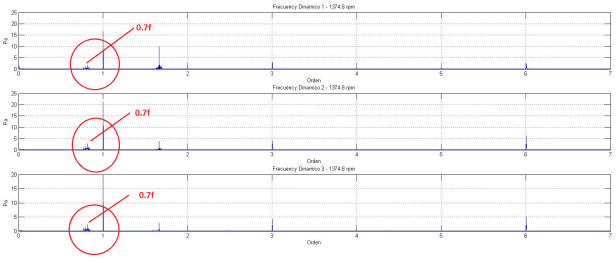



(b) Mediciones a 1308.3 *rpm*

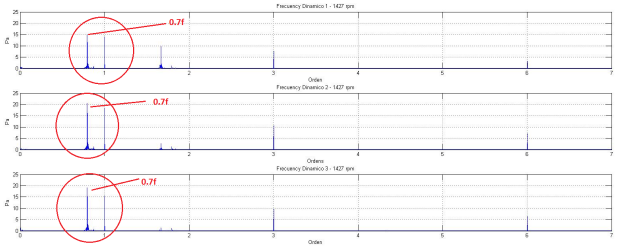
**Figura 4-7**.: Secuencia experimental del *RS* para las frecuencias de 1300 *rpm* y 1308.3 *rpm*, con diferencial 5 $psi_g$

### 4.1.5. Mediciones de pérdida rotacional a un diferencial de P, 6 $psi_g$

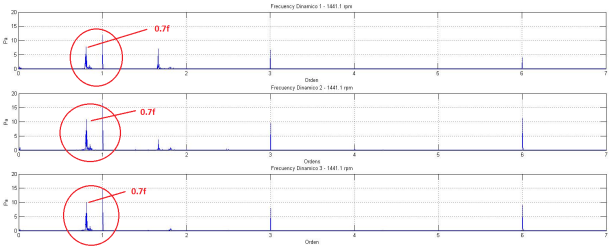
Las revoluciones desde la curva tipo $S$ en este intervalo se describen en la tabla **3-4** y se obtuvo el siguiente registro gráfico en el dominio de la frecuencia en cada uno de los tres sensores. Las secuencias de las mediciones se indican en la figura **4-8**. Se anexará la ampliación de cada una de las gráficas (ver anexo C).



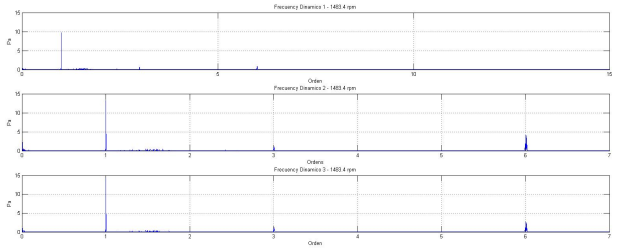

(a) Mediciones a 1374.8 *rpm*




(b) Mediciones a 1427 *rpm*




(c) Mediciones a 1441.1 *rpm*



(d) Mediciones a 1483.4 *rpm* inverso

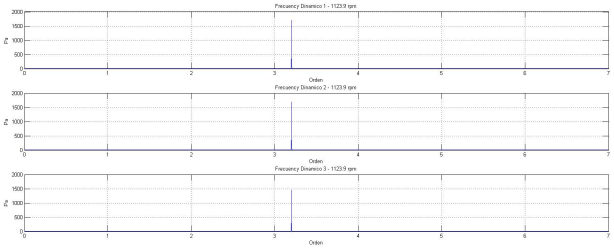
**Figura 4-8**.: Secuencia experimental del *RS* para rango de frecuencias de 1374.8–1483.4 *rpm*, con diferencial 6 $psi_g$

| ***rpm* con *RS*** | ***BEP*** | | ***HT/Q*** | | **% de *BEP(BCT)*** | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1374.80 | 10.74 m.c.a. | 44.8 $m^3/h$ | 4.41 m.c.a. | 5.83 $m^3/h$ | $0.41HT_{BEP}$ | $0.13Q_{BEP}$ |
| 1427.00 | | | 4.67 m.c.a. | 3.24 $m^3/h$ | $0.43HT_{BEP}$ | $0.07Q_{BEP}$ |
| 1441.10 | | | 4.57 m.c.a. | 0.72 $m^3/h$ | $0.42HT_{BEP}$ | $0.01Q_{BEP}$ |

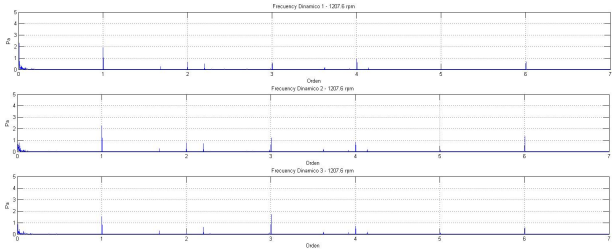
**Tabla 4-5**.: Relación *BEP-BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 6 con *RS*, rango 1374.80–1441.10 *rpm*

### 4.1.6. Mediciones de pérdida rotacional a un diferencial de P, 7 $psi_g$

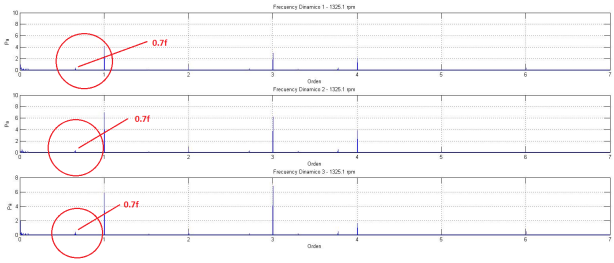
Las revoluciones identificadas desde la curva tipo *S* para este intervalo son descritas en la tabla **3-5**, se obtuvo el siguiente registro gráfico en el dominio de la frecuencia en cada uno de los tres sensores. Las secuencias de las mediciones se indican en las figuras **4-9** y **4-10**. Se anexará la ampliación de cada una de las gráficas (ver anexo D).



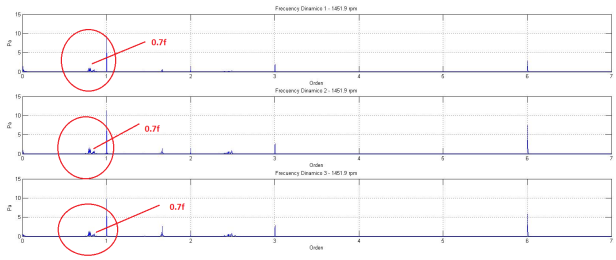
(a) Mediciones a 1123.9 *rpm*



(b) Mediciones a 1207.6 *rpm*




(c) Mediciones a 1325.1 *rpm*

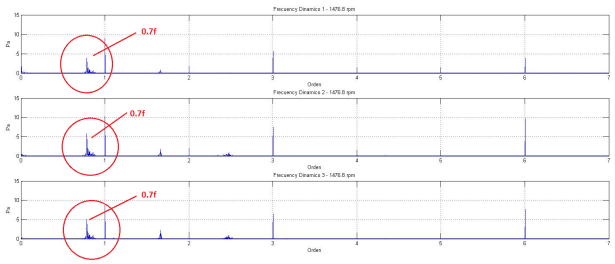



(d) Mediciones a 1451.9 *rpm* inverso

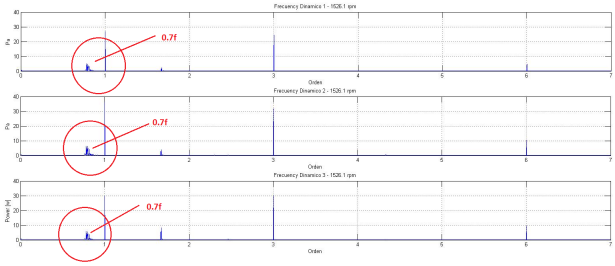
**Figura 4-9**.: Secuencia experimental del *RS* para rango de frecuencias de 1123.9–1451.9 *rpm*, con diferencial 7 $psi_g$

| ***rpm* con *RS*** | ***BEP*** | | ***HT/Q*** | | **% de *BEP(BCT)*** | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1325.10 | 10.74 m.c.a. | 44.8 $m^3/h$ | 5.48 m.c.a. | 27.03$m^3/h$ | $0.51HT_{BEP}$ | $0.60Q_{BEP}$ |
| 1451.90 | | | 5.38 m.c.a. | 23.11 $m^3/h$ | $0.50HT_{BEP}$ | $0.51Q_{BEP}$ |

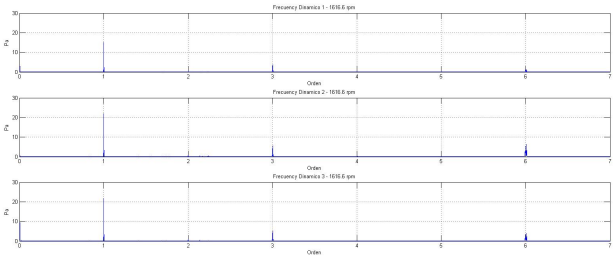
**Tabla 4-6**.: Relación *BEP–BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 7 con *RS*, rango 1325.10–1451.90 *rpm*




(a) Mediciones a 1476.8 *rpm*




(b) Mediciones a 1526.1 *rpm*



(c) Mediciones a 1616.6 *rpm*

**Figura 4-10**.: Secuencia experimental del *RS* para rango de frecuencias de 1476.8–1616.6 *rpm*, con diferencial 7 $psi_g$

| ***rpm* con *RS*** | ***BEP*** | | ***HT/Q*** | | **% de *BEP(BCT)*** | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1476.80 | 10.74 m.c.a. | 44.8 $m^3/h$ | 5.23 m.c.a. | $20.66 m^3/h$ | $0.48 HT_{BEP}$ | $0.46 Q_{BEP}$ |
| 1526.10 | | | 5.12 m.c.a. | 6.48 $m^3/h$ | $0.46 HT_{BEP}$ | $0.14 Q_{BEP}$ |

**Tabla 4-7**.: Relación *BEP–BCT* (punto óptimo de operación bomba como turbina) y punto en diferencial 7 con *RS*, rango 1476.80–1526.10 *rpm*

# 5. Análisis de Resultados

## 5.1. Pérdida rotacional en diferencial de P, $4\ psi_g$

En esta secuencia de registros de espectro de frecuencia, se evidencian la variación del 1X con un rango en pascales entre 2 y 19, registrando el valor máximo el sensor 2 a 1200.8 *rpm* y el mínimo en el sensor 3 a 1024.8 *rpm*. El fenómeno de *RS* es inicialmente detectado por los tres sensores a 1086.5 *rpm* con magnitud menor a 1 $Pa$, pero en un rango de frecuencia menor a 1X, ubicándose a $0.7f$ aproximadamente. En 1136.7 *rpm* el fenómeno se registra con la máxima magnitud en este diferencial de 4 $psi_g$ con valores cercanos a 1.5 $Pa$ en el sensor 2 y ubicado como en el anterior caso a $0.7f$, ratificando que se ha encontrado la huella del *RS* en la bomba centrífuga operando como turbina. Además del *RS* es importante para posteriores estudios analizar a qué fenómenos hidrodinámicos corresponden los otros valores cercanos al $0.7f$, como se indica en el círculo rojo en la secuencia de 1111.5 *rpm*. La mínima relación entre el *BEP* como turbina respecto a *HT* y *Q* arrojó un valor de $0.31HT_{BEP}$ y $0.09Q_{BEP}$ respectivamente a 1200.8 *rpm*, como indica la tabla **4-2**. En estas mismas revoluciones el *RS* presenta su mínimo valor y corresponde al flujo de carácter pulsante encontrado con anterioridad.

## 5.2. Pérdida rotacional en diferencial de P, $5\ psi_g$

En los diagramas para el diferencial de presión 5 $psi_g$ se registró la máxima variación del 1X con un rango en pascales menor a 1 y se elevó a un valor de 19 registrando el valor máximo el sensor 2 a 1274.9 *rpm* y el mínimo en el sensor 1 a 1186.8 *rpm*. El fenómeno de *RS* es inicialmente detectado por los tres sensores a 1149.3 *rpm* con magnitud menor a 1 $Pa$; pero en un rango menor a 1X ubicándose a $0.7f$ aproximadamente. En 1308.3 *rpm* el fenómeno se registra con la máxima magnitud en este diferencial de 5 $psi_g$ con valores cercanos a 5 $Pa$ en el sensor 2 y ubicado aproximadamente a $0.7f$. Además del *RS* también es importante para posteriores estudios analizar a que fenómenos hidrodinámicos corresponden los otros valores cercanos al $0.7f$ como se indica en el círculo rojo en las secuencias de 1149.3, 1186.8, 1274.9, 1300 y 1308.3 *rpm*. En las gráficas de dominio de frecuencias se observan señales en sincronía con la turbo–máquina como en el caso del 2X a 1186.8 *rpm*; la mínima relación entre el *BEP* como turbina respecto a *HT* y *Q* arrojó un valor $0.35HT_{BEP}$ y $0.08Q_{BEP}$ a 1308.3 como indica la tabla **4-4**. En estas mismas revoluciones el *RS* presenta su máximo valor y

corresponde al flujo con disminución de torcha e inicio de flujo pulsante que se caracteriza por el movimiento rectilíneo alternativo de un entorchado de flujo pequeño y antecede al flujo inverso.

## 5.3. Pérdida rotacional en diferencial de P, $6\ psi_g$

En el diferencial de presión 6 $psi_g$ se obtuvo variaciones del 1X con un rango en pascales de 10 y 21, registrando el valor máximo el sensor 2 a 1374.8 *rpm* y el mínimo en el sensor 1 a 1483.4 *rpm*. El fenómeno de *RS* es inicialmente detectado por los tres sensores a 1374.8 *rpm* con magnitud menor a 2 $Pa$; pero en un rango menor a 1X ubicándose a $0.7f$ aproximadamente, en 1427.1 *rpm* el fenómeno se registra con la máxima magnitud en este diferencial de 6 $psi_g$ con valores cercanos a 20 $Pa$ en el sensor 2 y ubicado aproximadamente a $0.7f$. Al igual que en los anteriores diferenciales también es importante para posteriores estudios analizar a que fenómeno hidrodinámico corresponden los otros valores cercanos al $0.7f$ como se indica en el círculo rojo en las secuencias de 1374.8, 1427, 1441.1 *rpm*; en las gráficas de espectros se observan señales en sincronía con la turbo–máquina como en el caso del 2X, 3X y 6X correspondientes múltiplos de los 6 álabes con los que cuenta la turbo–máquina para las mismas revoluciones señaladas anteriormente. Así mismo se registraron valores asíncronos entre 1X y 2X con magnitudes significativas de hasta 10 $Pa$; la mínima relación entre el *BEP* como turbina respecto a $HT$ y $Q$ arrojó un valor $0.42HT_{BEP}$ y $0.01Q_{BEP}$ a 1441.1 *rpm* como indica la tabla **4-5**. En estas revoluciones se presentan las máximas señales asíncronas, y corresponde al flujo inverso en la bomba centrífuga operando como turbina.

## 5.4. Pérdida rotacional en diferencial de P, $7\ psi_g$

Para el diferencial de presión 7 $psi_g$, se obtuvo variaciones del 1X con un rango en pascales de 7 y 35; registrando el valor máximo el sensor 2 a 1526.1 *rpm* y el mínimo en el sensor 1 a 1325.1 *rpm*. El fenómeno de *RS* es inicialmente detectado por los tres sensores a 1325.1 *rpm* con magnitud menor a 1 $Pa$; pero en un rango menor a 1X ubicándose a $0.7f$. En 1476.8 *rpm* el fenómeno registra la máxima magnitud en este diferencial de 7 $psi_g$ con valores cercanos a 6 $Pa$ en el sensor 2 y ubicado también a $0.7f$. Al igual que en los anteriores diferenciales también es importante analizar posteriormente a que fenómenos hidrodinámicos corresponden los otros valores cercanos al $0.7f$, como se indica en el círculo rojo en las secuencias de 1478.5 y 1526.1 *rpm*. Así mismo se registraron valores asíncronos entre 1X y 2X con magnitudes no tan significativas. Para el diferencial de presión 7 $psi_g$, se obtuvo variaciones del 1X con un rango en pascales de 7 y 35; registrando el valor máximo el sensor 2 a 1526.1 *rpm* y el mínimo en el sensor 1 a 1325.1 *rpm*. El fenómeno de *RS* es inicialmente detectado por los tres sensores a 1325.1 *rpm* con magnitud menor a 1 $Pa$; pero en un rango menor a 1X ubicándose a $0.7f$. En 1476.8 *rpm* el fenómeno registra la máxima magnitud en

este diferencial de 7 $psi_g$ con valores cercanos a 6 $Pa$ en el sensor 2 y ubicado también a $0.7f$. Al igual que en los anteriores diferenciales también es importante analizar posteriormente a que fenómenos hidrodinámicos corresponden los otros valores cercanos al $0.7f$, como se indica en el círculo rojo en las secuencias de 1478.5 y 1526.1 *rpm*. Así mismo se registraron valores asíncronos entre 1X y 2X con magnitudes no tan significativas. La mínima relación entre el $BEP$ como turbina respecto a $HT$ y $Q$ arrojó un valor $0.46HT_{BEP}$ y $0.14Q_{BEP}$ a 1526.1 *rpm*, como indica la tabla **4-7**. En estas revoluciones se presentan el flujo pulsante y caudales cercanos a 0 $m^3/s$, que propicia el flujo inverso.

# 6. Conclusiones

- El policarbonato como material para la fabricación de ventanas de visualización en turbo–maquinaria en la carcasa y el acrílico para tramos rectos de tubería operan perfectamente, su adecuada utilización depende del tipo de pega empleada para unirlos al metal o al PVC. Estos materiales lograron perfecta adherencia y resistencia mecánica con la pega Araldit referencia 90–33. La temperatura máxima a la que se puede calentar el policarbonato para copiar formas curvas es de 150 grados Celsius; por encima de esta temperatura pierde propiedades mecánicas.

- El desempeño hidráulico del banco diseñado para el estudio de bombas centrífugas como turbina posibilita obtener un caudal máximo de 28 $l/s$ en el modo bomba y 170 $l/s$ en modo turbina, mientras que la presión máxima para el modo bomba es 40 $psi_g$ y para el modo turbina 250 $psi_g$.

- Los sensores de presión estática (baja frecuencia), velocidad angular (revoluciones), torque, caudal y sensores de presión a alta frecuencia instalados en el banco para estudio de turbo–maquinaria construido para este proyecto, quedaron enlazados a un sistema de adquisición de datos, que posibilita continuar con estudios en temas de profundización en máquinas motrices hidráulicas en tesis de maestría o doctorado, una vez se corrobore que cubre la frecuencia de muestreo y el tiempo de captura de datos.

- La metodología para el registro cuantitativo del *RS*, empezó por acondicionar la bomba centrífuga con elementos que permitieran la visualización de fenómenos hidrodinámicos, usando secciones de tubería transparente en la succión y descarga; ademas de ventanas de visualización de flujo en la carcasa. Luego fue necesario identificar los tiempos de medición en los que las desviaciones de las variables fueran las menores. Posteriormente encontrar puntos de operación de la turbo–máquina en el modo turbina por fuera del punto óptimo. Visualizar fenómenos como torchas, flujos pulsantes e inverso, registrar diferenciales de presión y revoluciones en intervalos de 25 *rpm* para ubicar la aparición de cada uno de estos fenómenos. Luego regresar a los mismos puntos donde se observaron los fenómenos mencionados hasta confirmar su repetibilidad. Generar las gráficas tipo $S$ y con ellas encontrar los rangos de discontinuidad expresados en diferenciales de presión constantes y revoluciones variables, aumentar la frecuencia de toma de datos en ese intervalo y, posteriormente realizar mediciones con sensores que registren a altas frecuencias la fluctuación de la presión que genera el

fenómeno; garantizando como mínimo el registro con tres sensores igualmente espaciados, que evidencien la huella que tiene la perdida rotacional ($RS$). Por último emplear gráficas de dominio de frecuencia que ubiquen el fenómeno dentro de la condición de asincronía e indiquen que el fenómeno no es de naturaleza mecánica sino hidráulica, para posteriormente determinar su ubicación y magnitud.

- En los rangos de discontinuidad hidrodinámica encontrados, la secuencia consecutiva de los puntos se interrumpe. Al observar este rango con valores mas cercanos (cada 12.5 $rpm$) los registros indican mucha dispersión e inestabilidad; ratificando el sector de registro en el que se debe medir con sensores más sensibles (que detecten cambios a alta frecuencia) y sistemas con mayor velocidad de adquisición.

- El flujo pulsante presente en la bomba centrífuga operando como turbina, es una condición hidráulica en la que se presenta una torcha mínima, con movimientos alternativos rectilíneos y es el antecesor del flujo invertido.

- Para los intervalos estudiados, el máximo valor del $RS$ en la bomba centrífuga marca gould de impulsor radial cerrado y 6 álabes, se encontró en el diferencial de presión de 6 $psi_g$ con un valor cercano a 20 $Pa$ en el sensor 2, en condiciones de flujo pulsante.

- El mínimo valor encontrado para el $RS$ en la misma bomba centrífuga se encontró en el diferencial de presión de 4 $psi_g$, con una magnitud cercana a 0.2 $Pa$, a una velocidad de rotación de 1086.5 $rpm$ y con una condición de flujo de torcha continua.

- El $RS$ encontrado presenta una naturaleza pulsante dado que su máxima magnitud fue registrada por el sensor numero dos, y los valores menores en los sensores 1 y 3.

# A. Anexo: Gráficas RS en el dominio de la frecuencia para diferencial de P 4 $psi_g$

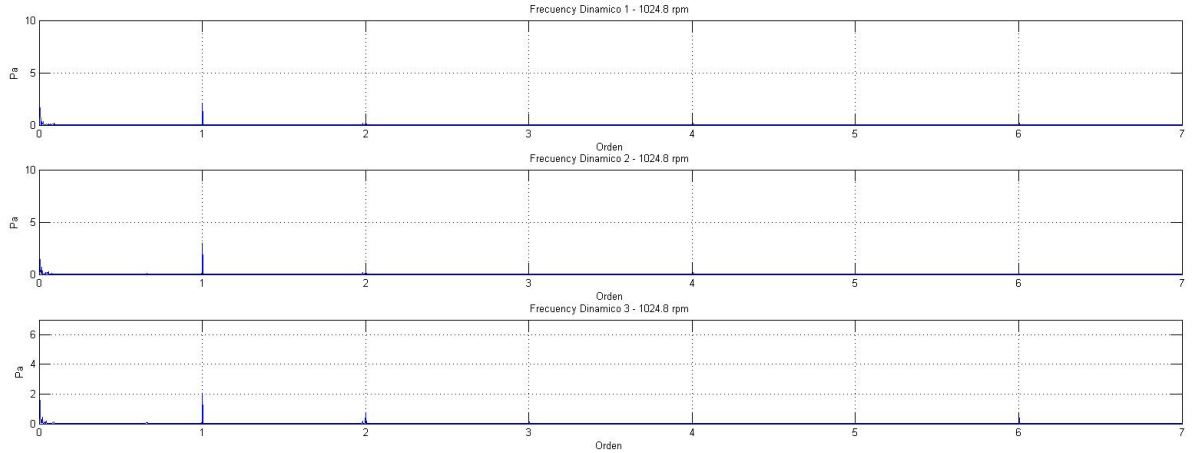



**Figura A-1**.: *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1024.8 rpm

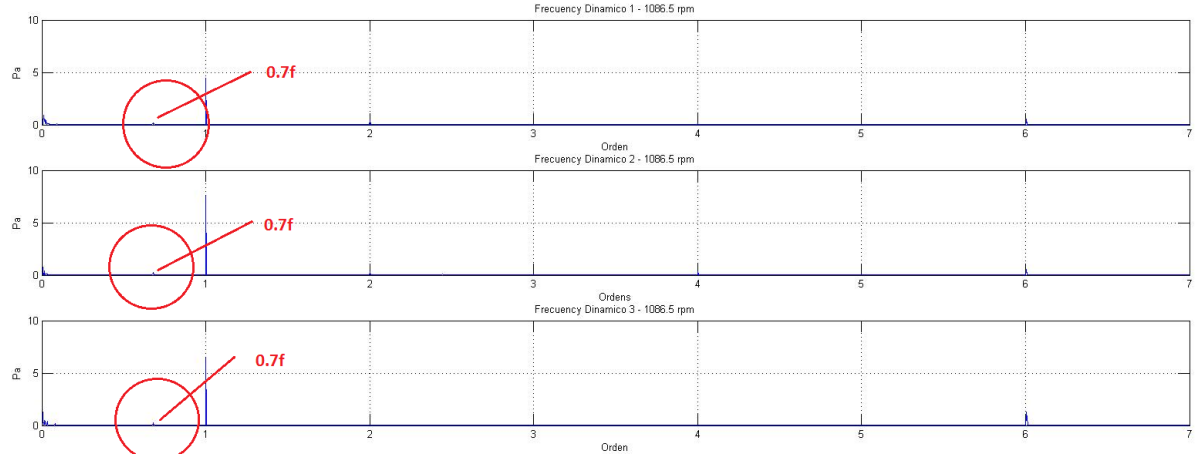



**Figura A-2**.: *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1086.5 rpm

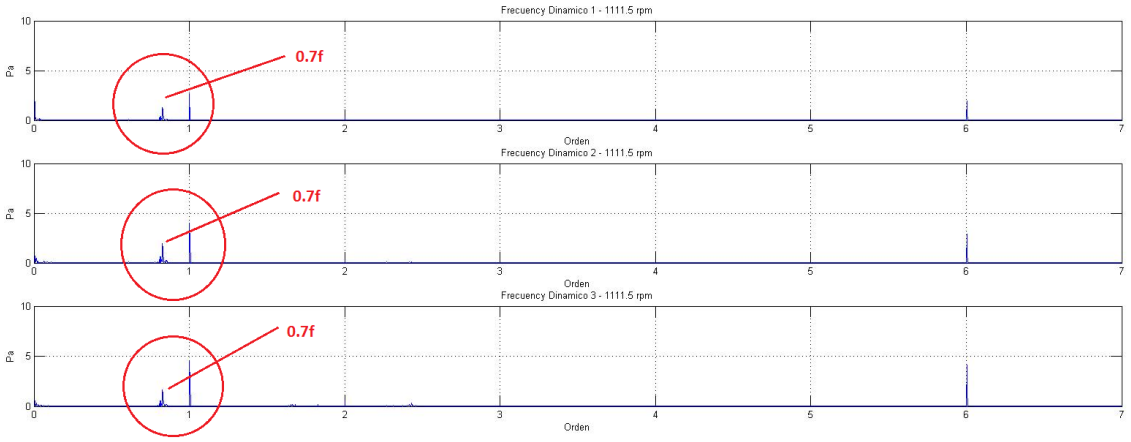



**Figura A-3**.: *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1111.5 *rpm*

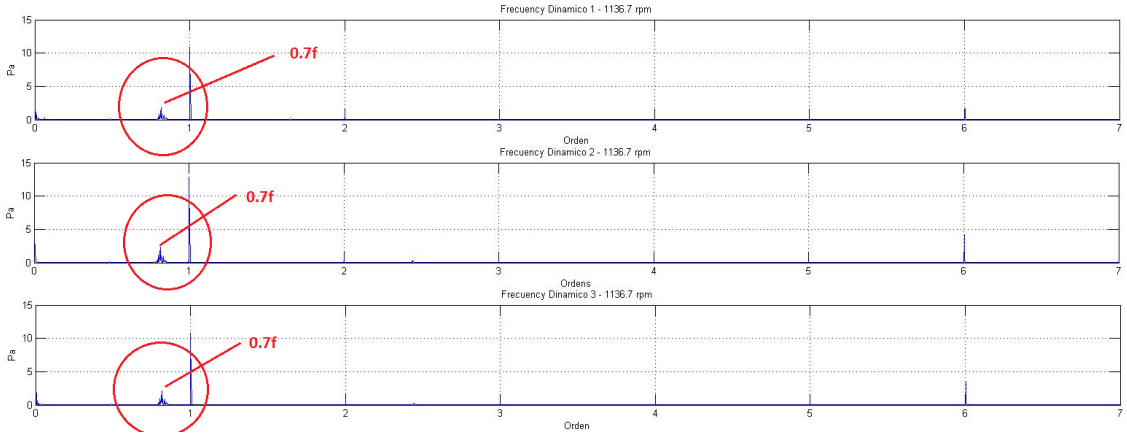



**Figura A-4**.: *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1136.7 *rpm*

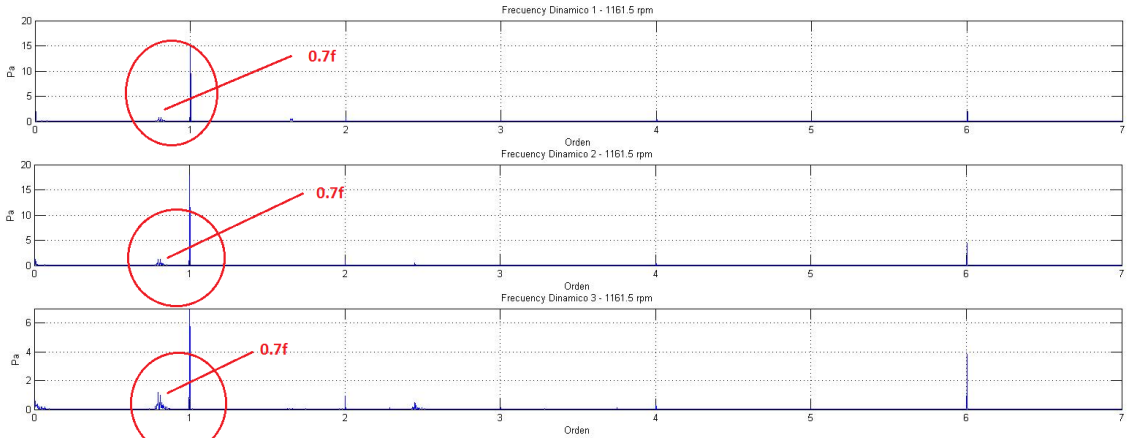



**Figura A-5**.: *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1161.5 *rpm*

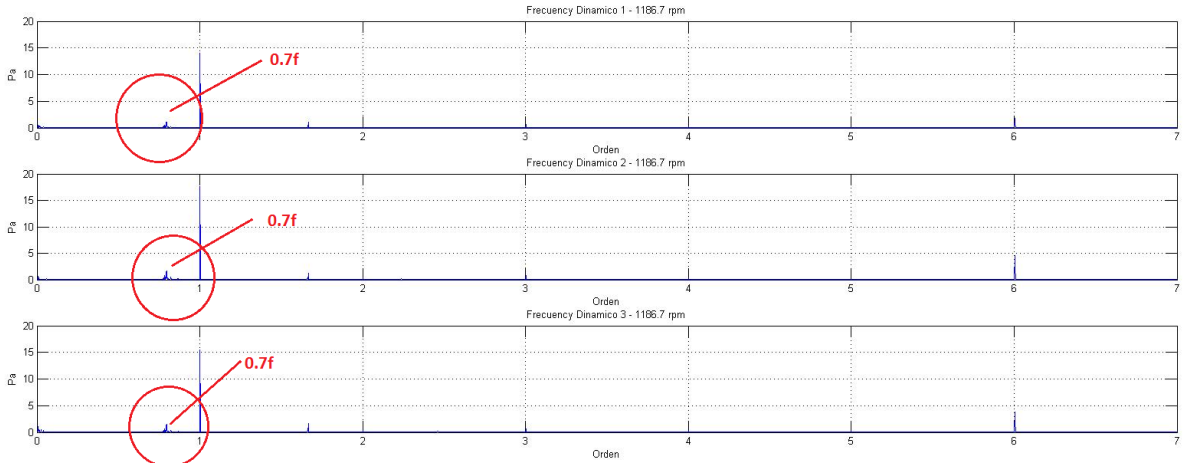



**Figura A-6**.: *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1186.7 *rpm*

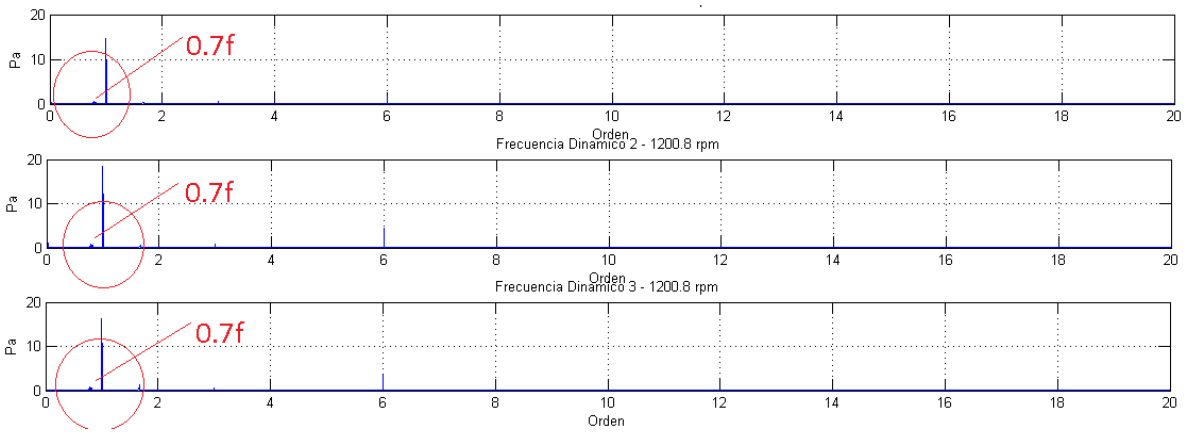



**Figura A-7**.: *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1200.8 *rpm*

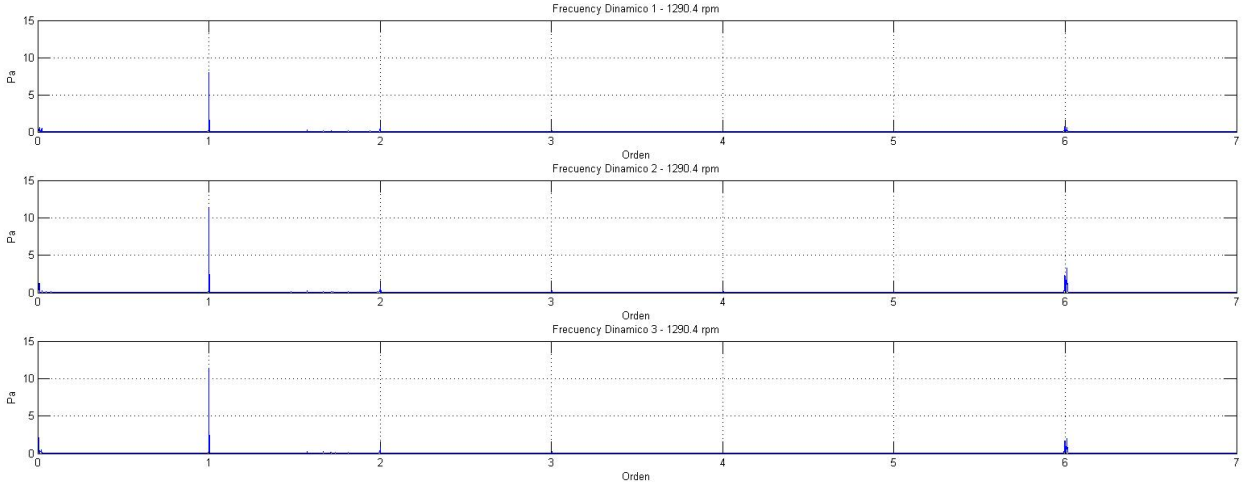



**Figura A-8**.: *RS* para diferencial de P 4 $psi_g$, 1290.4 *rpm*

# B. Anexo: Gráficas RS en el dominio de la frecuencia para diferencial de P 5 $psi_g$

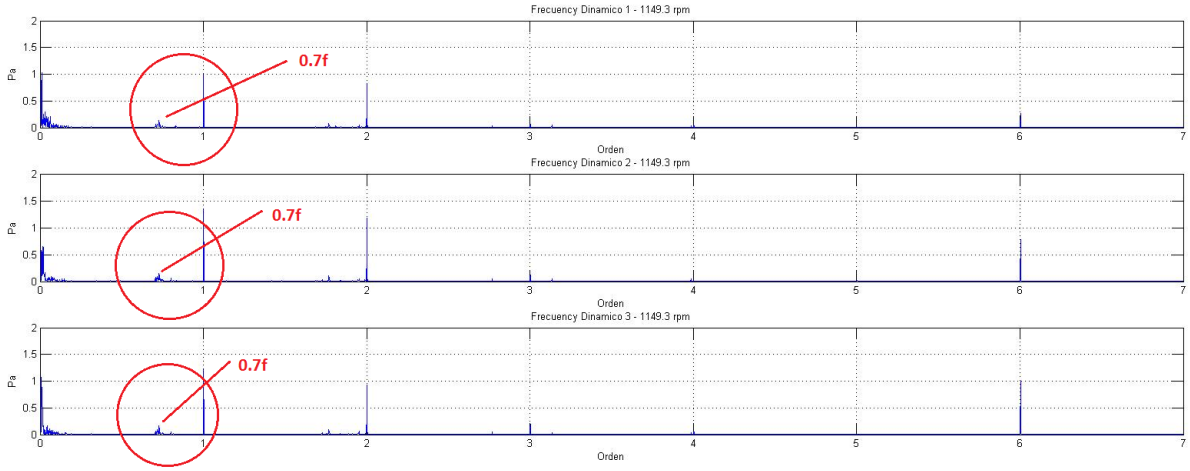



**Figura B-1**.: *RS* para diferencial de P 5 $psi_g$, 1149.3 *rpm*

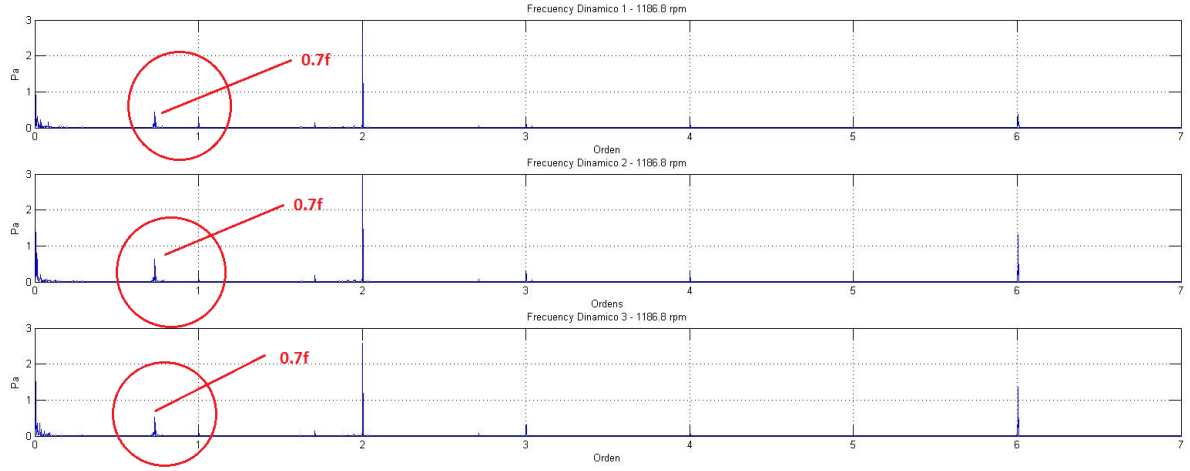



**Figura B-2**.: *RS* para diferencial de P 5 $psi_g$, 1186.8 *rpm*

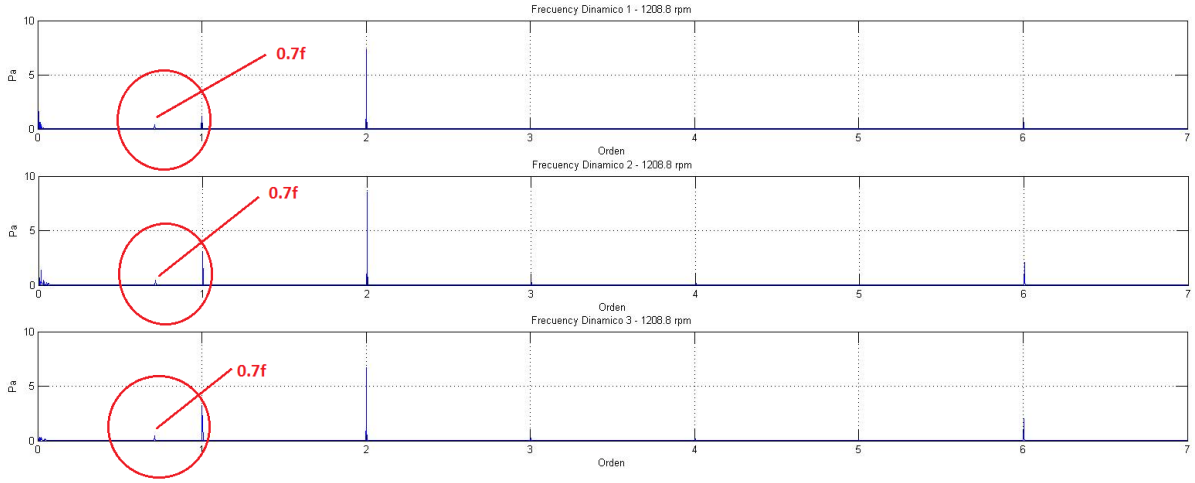



**Figura B-3**.: *RS* para diferencial de P 5 $psi_g$, 1208.8 *rpm*

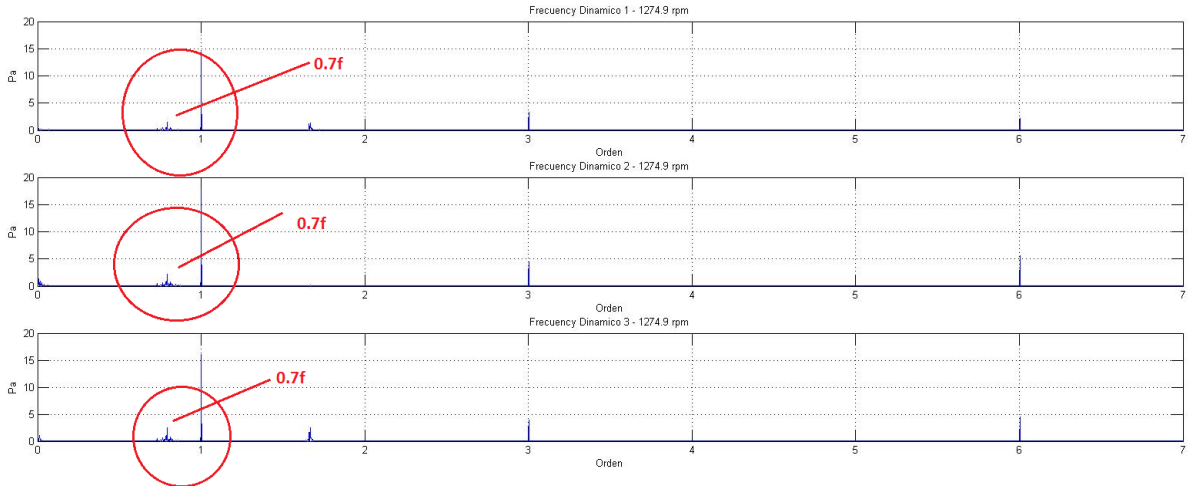



**Figura B-4**.: *RS* para diferencial de P 5 $psi_g$, 1274.9 *rpm*

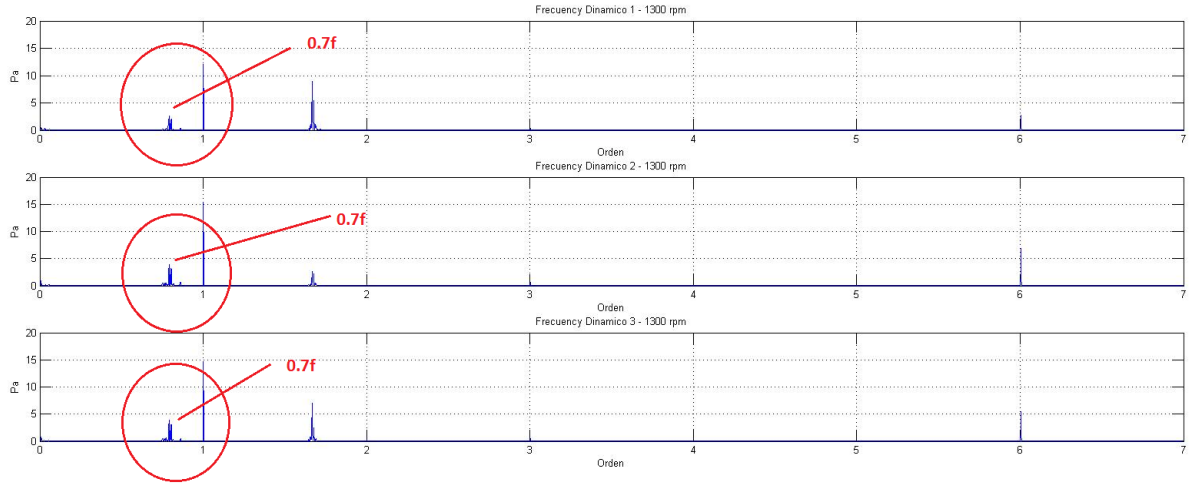



**Figura B-5**.: *RS* para diferencial de P 5 $psi_g$, 1300.0 *rpm*

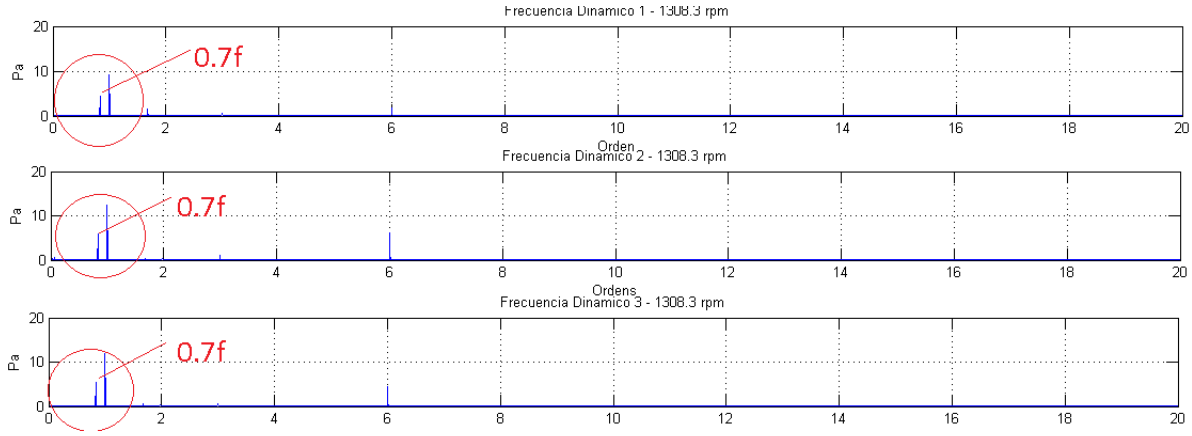



**Figura B-6**.: *RS* para diferencial de P 5 $psi_g$, 1308.3 *rpm*

# C. Anexo: Gráficas RS en el dominio de la frecuencia para diferencial de P $6$ $psi_g$

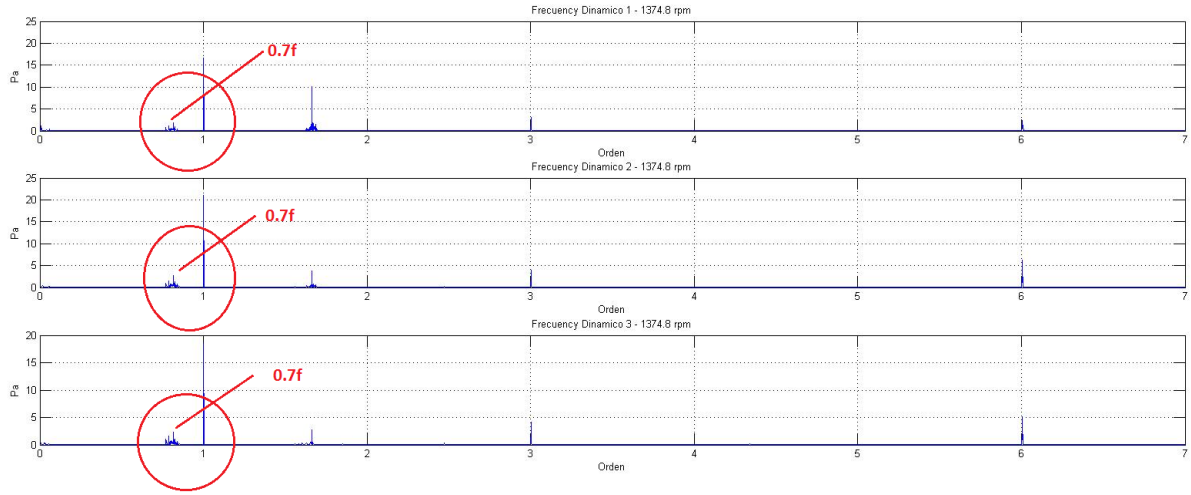



**Figura C-1**.: *RS* para diferencial de P 6 $psi_g$, 1374.8 *rpm*

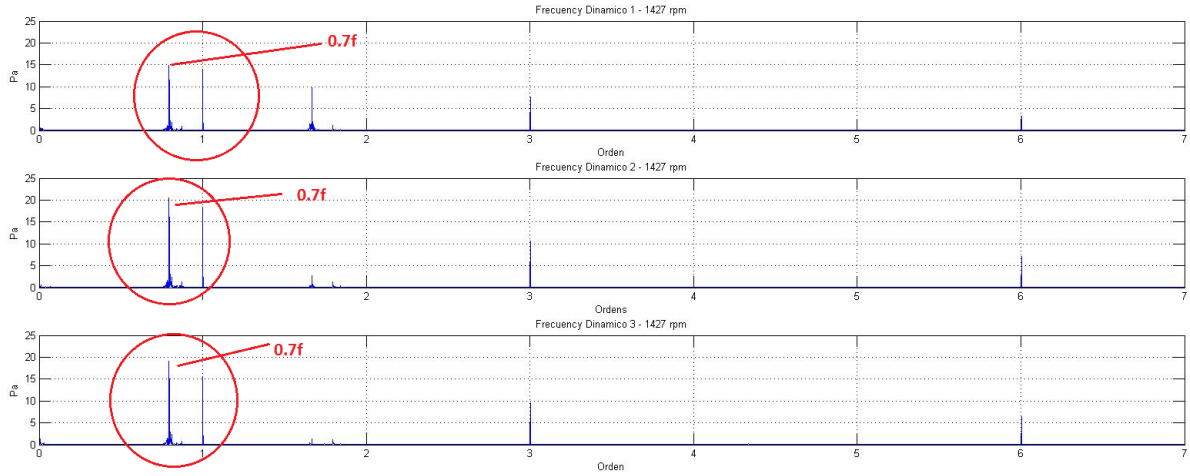



**Figura C-2**.: *RS* para diferencial de P 6 $psi_g$, 1427.8 *rpm*

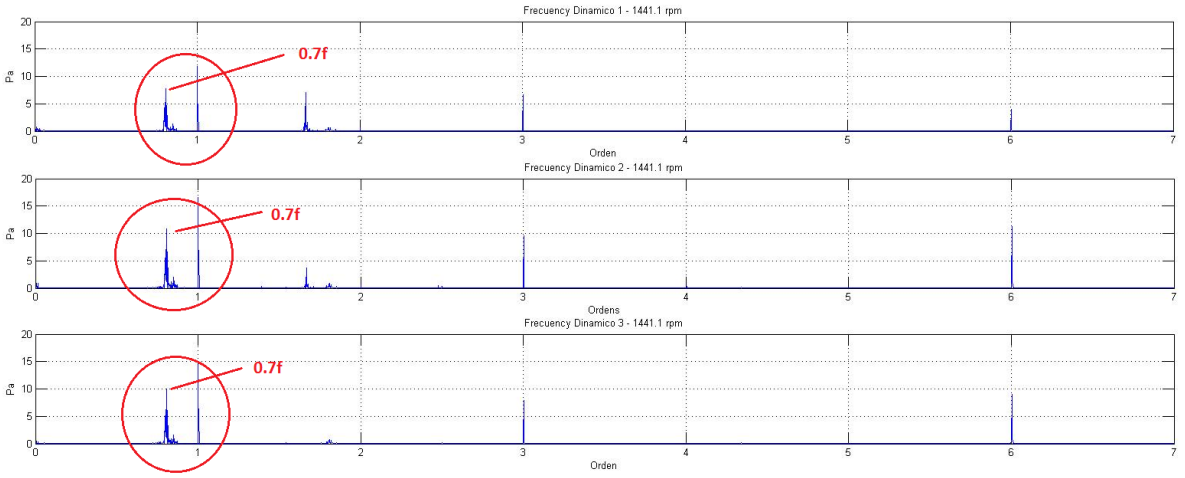



**Figura C-3**.: *RS* para diferencial de P 6 $psi_g$, 1441.1 *rpm*

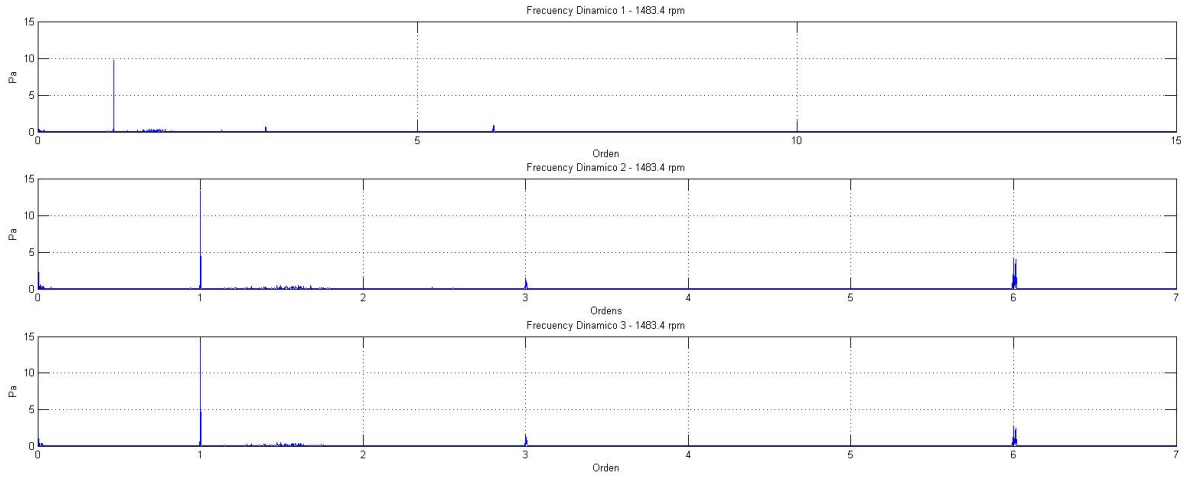



**Figura C-4**.: *RS* para diferencial de P 6 $psi_g$, 1483.48 *rpm*

# D. Anexo: Gráficas RS en el dominio de la frecuencia para diferencial de P $7$ $psi_g$

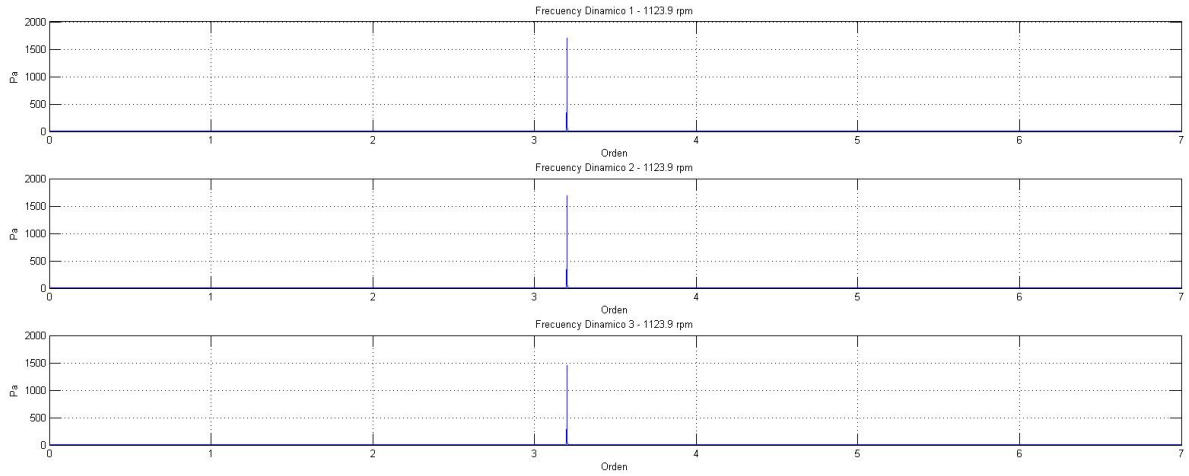



**Figura D-1**.: *RS* para diferencial de P 7 $psi_g$, 1123.9 *rpm*

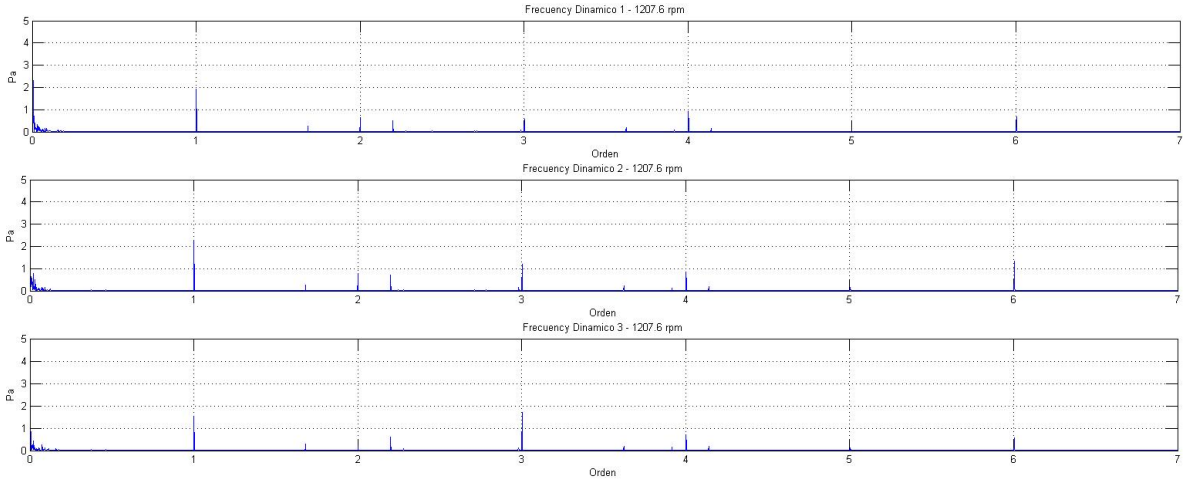



**Figura D-2**.: *RS* para diferencial de P 7 $psi_g$, 1207.6 *rpm*

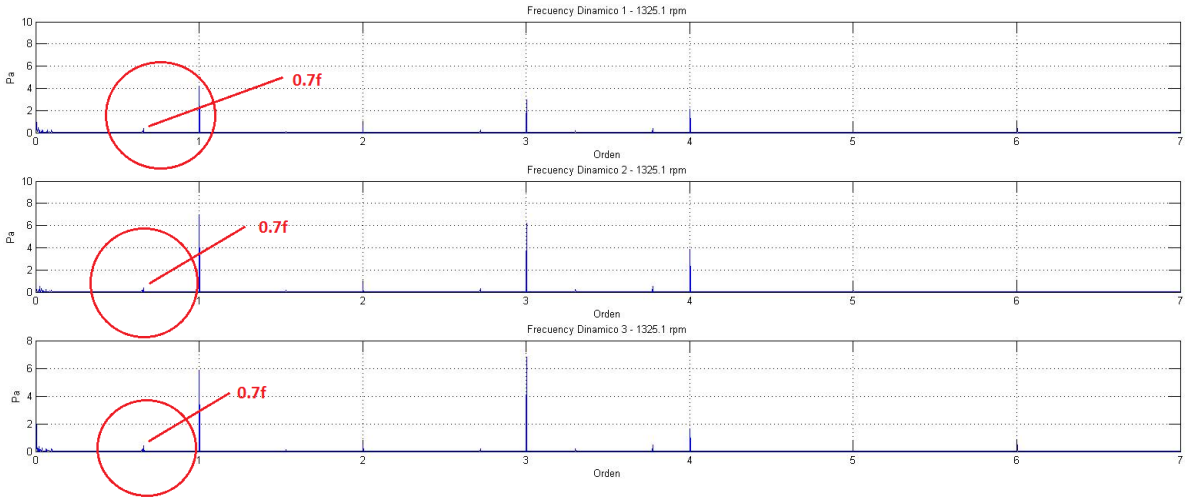



**Figura D-3**.: *RS* para diferencial de P 7 $psi_g$, 1325.1 *rpm*

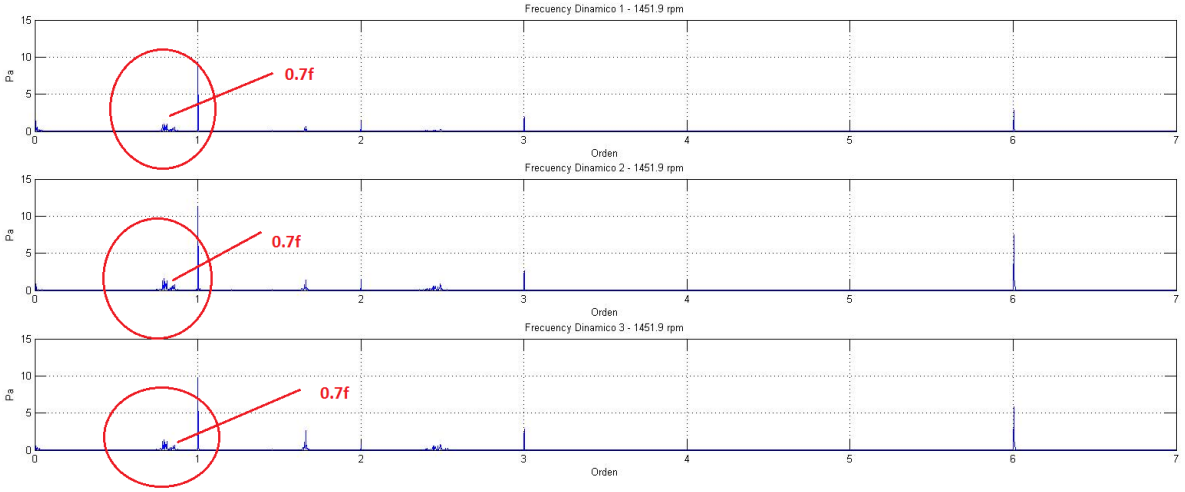



**Figura D-4**.: *RS* para diferencial de P 7 $psi_g$, 1451.9 *rpm*

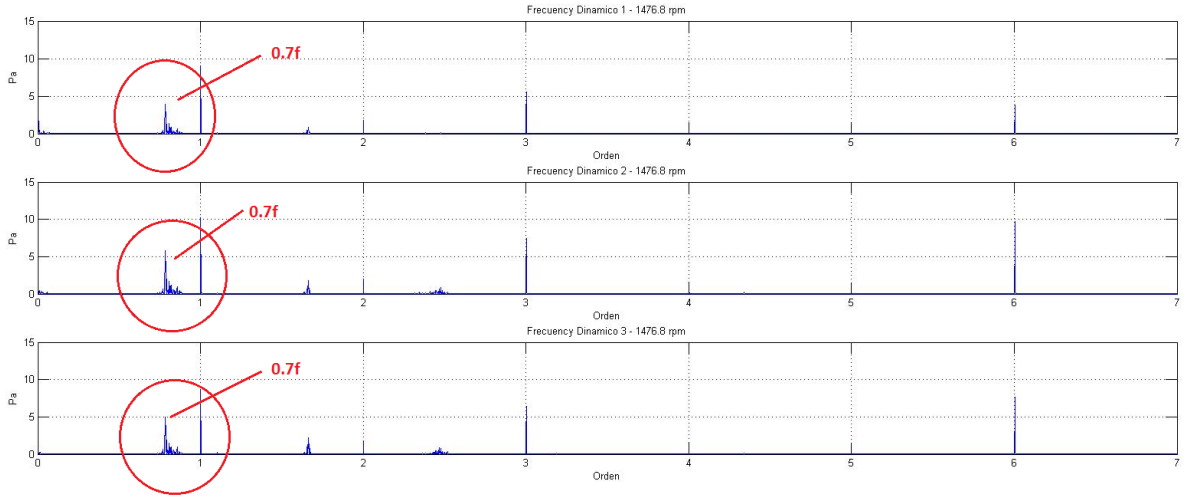



**Figura D-5**.: *RS* para diferencial de P 7 $psi_g$, 1476.8 *rpm*

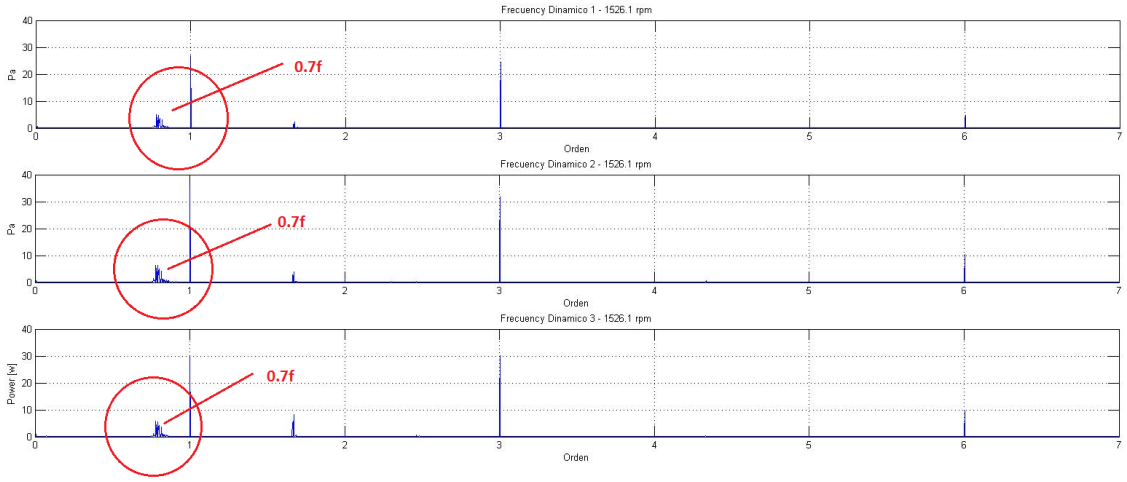



**Figura D-6**.: *RS* para diferencial de P 7 $psi_g$, 1526.1 *rpm*

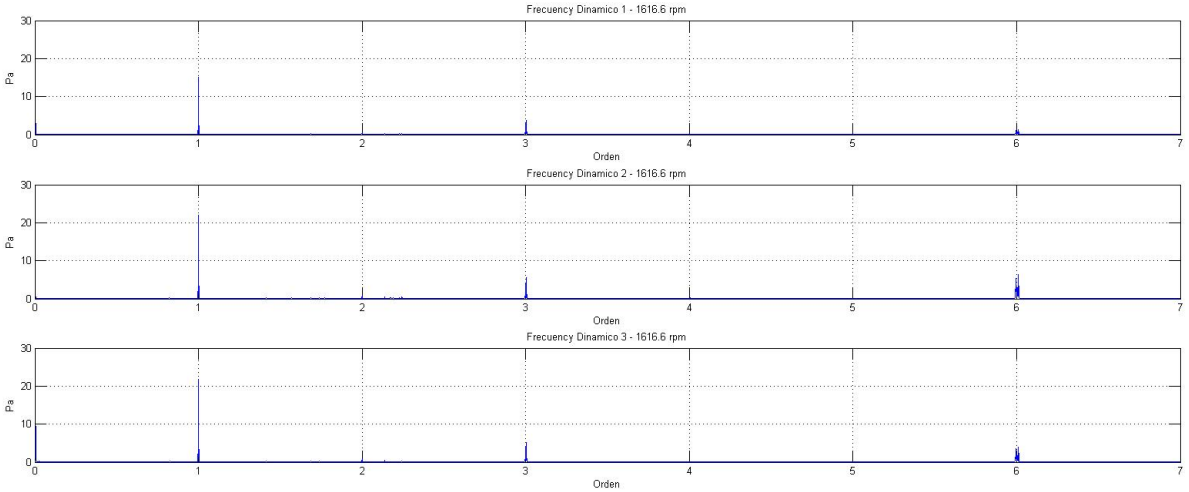



**Figura D-7**.: Rotating Stall para diferencial de P 7$psi_g$ 1616.6 rpm

# Bibliografa


[1] Arpad, FA: Does rotating stall occur in Francis runners causing fluctuations. (2009)

[2] Audisio, O: Bombas utilizadas como turbinas. En: *Universidad nacional del Comahue. Buenos Aires* (2009)

[3] Botero, Francisco ; Hasmatuchi, Vlad ; Roth, Steven ; Farhat, Mohamed: Non-intrusive detection of rotating stall in pump-turbines. En: *Mechanical Systems and Signal Processing* 48 (2014), Nr. 1, p. 162–173

[4] Chapallaz, Jean-Marc ; Eichenberger, Peter ; Fischer, Gerhard: Manual on pumps used as turbines. (1992)

[5] Čudina, Mirko ; Prezelj, Jurij: Detection of cavitation in operation of kinetic pumps. Use of discrete frequency tone in audible spectra. En: *Applied Acoustics* 70 (2009), Nr. 4, p. 540–546

[6] Derakhshan, Shahram ; Nourbakhsh, Ahmad: Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation. En: *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2008), Nr. 8, p. 1620–1627

[7] Greitzer, Edward M.: Surge and rotating stall in axial flow compressorsPart I: Theoretical compression system model. En: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 98 (1976), Nr. 2, p. 190–198

[8] Greitzer, Edward M.: The stability of pumping systemsthe 1980 Freeman Scholar Lecture. En: *Journal of Fluids Engineering* 103 (1981), Nr. 2, p. 193–242

[9] Hasmatuchi, Vlad ; Farhat, Mohamed ; Avellan, François: Hydrodynamics of a pump-turbine under off-design operating conditions in generating mode. En: *Journal of Fluids Engineering* (2010), Nr. EPFL-CONF-148273, p. 111–114

[10] Hasmatuchi, Vlad ; Farhat, Mohamed ; Roth, Steven ; Botero, Francisco ; Avellan, François: Experimental evidence of rotating stall in a pump-turbine at off-design conditions in generating mode. En: *Journal of Fluids Engineering* 133 (2011), Nr. 5, p. 051104

[11] Llamas, A ; Treviño, B ; López, JL: Plantas mini hidroeléctricas con bombas centrífugas y motores de inducción. En: *Centro de estudios de energía-ITESM, Campus Monterrey Servicios de Agua y Drenaje de Monterrey IPD Disponible en: http://www. mty. itesm. mx/etie/deptos/ie/profesores/allamas/cursos/ue ee/renovables/GEN-09. pdf* (2008)

[12] Olimstad, Grunde ; Nielsen, Torbjørn ; Børresen, Bjarne: Stability Limits of Reversible-Pump Turbines in Turbine Mode of Operation and Measurements of Unstable Characteristics. En: *Journal of Fluids Engineering* 134 (2012), Nr. 11, p. 111202

[13] Ramiro, Ortiz F. *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas-Construcción paso a paso*. 2011

[14] Ran, HJ ; Luo, XW ; Chen, YL ; Xu, HY ; Farhat, M: *Hysteresis phenomena in hydraulic measurement*. 2012. – 062048 p.

[15] Ran, Hongjuan ; Luo, Xianwu ; Zhu, Lei ; Zhang, Yao ; Wang, Xin ; Xu, Hongyuan: Experimental study of the pressure fluctuations in a pump turbine at large partial flow conditions. En: *Chinese Journal of Mechanical Engineering* 25 (2012), Nr. 6, p. 1205–1209

[16] Sinha, Manish ; Pinarbasi, Ali ; Katz, Joseph: The flow structure during onset and developed states of rotating stall within a vaned diffuser of a centrifugal pump. En: *Journal of fluids engineering* 123 (2001), Nr. 3, p. 490–499

[17] Stenning, AH: Rotating stall and surge. En: *Journal of Fluids Engineering* 102 (1980), Nr. 1, p. 14–20

[18] Ullum, Ulrik ; Wright, Jennifer ; Dayi, Oguz ; Ecder, Ali ; Soulaimani, Azzeddine ; Piché, Robert ; Kamath, Hemant: Prediction of rotating stall within an impeller of a centrifugal pump based on spectral analysis of pressure and velocity data. En: *Journal of Physics: Conference Series* Vol. 52 IOP Publishing, 2006, p. 36

[19] Williams, Arthur [u. a.]: *Pumps as turbines: a user's guide*. Intermediate Technology, 1995

[20] Yamabe, M: Hysteresis characteristics of Francis pump-turbines when operated as turbine. En: *Journal of Fluids Engineering* 93 (1971), Nr. 1, p. 80–84

[21] Yamabe, M: Improvement of hysteresis characteristics of Francis pump-turbines when operated as turbine. En: *Journal of Fluids Engineering* 94 (1972), Nr. 3, p. 581–585