



Universidad de Carabobo  
Facultad de Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Mecánica



## **DISEÑO DE UN LABORATORIO VIRTUAL PARA ENSAYAR MÁQUINAS HIDRÁULICAS**

Carlos E. Andrade P. C.I: 18.088.811

Harry A. Marrero A. C.I: 19.773.988

Valencia, Noviembre de 2012



Universidad de Carabobo  
Facultad de Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Mecánica



## **DISEÑO DE UN LABORATORIO VIRTUAL PARA ENSAYAR MÁQUINAS HIDRÁULICAS**

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

Carlos E. Andrade P. C.I: 18.088.811

Harry A. Marrero A. C.I: 19.773.988

Valencia, Noviembre de 2012



Universidad de Carabobo  
Facultad de Ingeniería  
Escuela de Ingeniería Mecánica



### CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de Grado titulado “*Diseño de un laboratorio virtual para ensayar máquinas hidráulicas*”, realizado por los bachilleres **Andrade Pinzón Carlos Eduardo**, cédula de identidad: **18.088.811** y **Marrero Alvarado Harry Adrián**, cédula de identidad: **19.773.988**, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

---

Prof. Fernando Aular

Tutor

---

Prof. José Velásquez

Jurado

---

Prof. Aquiles Vera

Jurado

Valencia, Noviembre de 2012

# DISEÑO DE UN LABORATORIO VIRTUAL PARA ENSAYAR MÁQUINAS HIDRÁULICAS

*Andrade P., Carlos E.*

*Marrero A., Harry A.*

**Palabras claves:** térmica, laboratorio, LaviucMH, máquinas hidráulicas, simulación.

Hace unos años los laboratorios virtuales fueron utilizados sólo para probar los conocimientos teóricos, pero últimamente se han convertido en ambientes, donde los estudiantes libremente aprenden y fortalecen sus conocimientos adquiridos en la teoría. El laboratorio de térmica de la Universidad de Carabobo tiene dentro de sus objetivos el realizar diversas prácticas contempladas en el programa de la materia y con esto la aplicación de la teoría aprendida en la asignatura Turbomáquinas, con la finalidad de lograr en el estudiante buenas bases de conocimientos y formación profesional en lo que respecta a las turbomáquinas hidráulicas y térmicas. Este laboratorio recibe semanalmente alrededor de 50 estudiantes por clase, llenos de expectativas con relación a cada práctica, las cuales algunas son desarrolladas en su totalidad, y en otras se encuentran dificultades que limitan parcial o completamente el desempeño normal de la práctica. Siendo esta problemática tangible dentro de la escuela de mecánica, se plantea la necesidad de crear un programa de computación enfocado en realizar simulaciones a las máquinas hidráulicas presentes en el laboratorio de térmica, que permita de una manera práctica, sencilla y eficaz realizar los ensayos con una similitud muy cercana a los bancos en físico. Se debe partir por identificar los bancos pertenecientes a las máquinas hidráulicas, agregando de igual manera el estudio del análisis dimensional. Se realiza una revisión exhaustiva de cada banco buscando guardar la mayor relación posible; los algoritmos de cálculos para cada experiencia se encuentran formulados para cumplir con los objetivos señalados en cada práctica, incluido el aspecto real de los bancos y aspectos pedagógicos. Cada interfaz es diseñada donde cada elemento constitutivo realice la función programada dentro de cada simulación, para verificar que los resultados obtenidos con el programa son correctos se realizan los cálculos y se comparan con los arrojados por el programa computacional. Lo descrito anteriormente permite la creación de *LaviucMH* (Laboratorio virtual de la Universidad de Carabobo para máquinas hidráulicas), una herramienta de computación capaz de simular experiencias como desarme de bomba rotodinámica, operación de una bomba centrífuga, arreglos de bombas centrífugas, ventiladores axiales, ventilador centrífugo y análisis dimensional; bajo un entorno dinámico y atractivo. Para superar cualquier duda que se pueda presentar al momento de hacer uso del programa, éste ha sido equipado con un manual de usuario que servirá de guía en cualquiera de las experiencias. *LaviucMH* está dirigido a personas con conocimientos teóricos básicos relacionados a lo que respectan las máquinas hidráulicas. Este programa cuenta con un paquete de instalación de *Windows*, antes de la ejecución del programa computacional se debe tener preinstalado *Java-Sun Microsystem*, descargable gratuitamente de internet. *LaviucMH* representa un apoyo y una innovación a lo que respecta el laboratorio de térmica de la Universidad de Carabobo.

## Índice General

	Pág.
Introducción	1
Capítulo 1: El Problema	
1.1. Planteamiento del problema	3
1.2. Objetivos	4
1.3. Justificación de la investigación	4
1.4. Limitaciones	5
1.5. Alcance	5
1.6. Antecedentes	6
Capítulo 2: Marco Teórico	
2.1. Base Teóricas	10
2.1.1. Máquinas de fluidos	10
2.1.1.1. Definición y descripción de una bomba	11
2.1.1.2. Bomba rotodinámica	11
2.1.1.3. Clasificación de las bombas rotodinámicas	13
2.1.1.4. Elementos constitutivos de una bomba rotodinámica	13
2.1.1.5. Tipos constructivos de una bomba	13
2.1.1.6. El rodete. Clasificación y tipos	14
2.1.1.7. Potencias y rendimientos	15



3.3.2. Recursos humanos	37
Capítulo 4: Desarrollo del trabajo	
4.1. Identificación del conjunto de bancos a ensayar	38
4.1.1. Descripción de bancos de ensayos	38
4.1.1.1. Banco de ensayo de bomba centrífuga	38
4.1.1.2. Banco de ensayo para arreglos de bombas centrífugas (serie y paralelo)	39
4.1.1.3. Banco de ensayo del ventilador axial	39
4.1.1.4. Banco de ensayo del ventilador centrífugo	40
4.1.1.5. Análisis dimensional	41
4.1.1.6. Desarme de bomba rotodinámica	41
4.1.2. Experiencias	42
4.2. Diseño de la interfaz gráfica del programa	43
4.2.1. Menú principal	44
4.2.2. Almacenamiento e impresión de datos	44
4.2.3. Operación de una bomba centrífuga	45
4.2.4. Ventiladores axiales	46
4.2.5. Ventilador centrífugo	46
4.2.6. Desarme de bomba rotodinámica	47
4.2.7. Análisis dimensional	48
4.2.8. Arreglos de bombas centrífugas	49
4.3. Desarrollo de los algoritmos de cálculos	52
4.3.1. Operación de una bomba centrífuga	52
4.3.2. Ventiladores axiales	60

4.3.3. Ventilador centrífugo	70
4.3.4. Desarme de bomba rotodinámica	88
4.3.5. Análisis dimensional	88
4.3.6. Arreglos de bombas centrífugas	88
4.4. Codificación de los algoritmos en un lenguaje visual	102
Capítulo 5: Validaciones	
5.1. Operación de una bomba centrífuga	103
5.2. Ventiladores axiales	107
5.3. Ventilador centrífugo	111
5.4. Desarme de bomba rotodinámica	117
5.5. Análisis dimensional	116
5.6. Arreglos de bombas centrífugas	118
5.7. Análisis de resultados	128
Conclusiones	129
Recomendaciones	131
Bibliografía	132
Apéndice A	134
Anexo 1	150

## Índice de figuras

Figura 2.1. Bomba centrífuga con sus principales elementos	11
Figura 2.2 Esquema de una bomba centrífuga y sus partes principales	12
Figura 2.3 Rodetes y triángulos de salida de los ventiladores centrífugos	23
Figura 2.4 Ventilador centrífugo de álabes curvados hacia delante, de baja presión	24
Figura 2.5 Ventilador centrífugo de álabes curvados hacia atrás, de alta presión	24
Figura 2.6 Curvas características típicas de los ventiladores	28
Figura 2.7. Curvas características de una bomba centrífuga	31
Figura 2.8. Parábola de isoeficiencia	32
Figura 4.1. Banco de bomba centrífuga	38
Figura 4.2. Equipo para realizar ensayos de bomba en serie y paralelo FM 21	39
Figura 4.3. Equipo para realizar ensayos a ventilador axial FM11	40
Figura 4.4. Equipo para realizar ensayos a ventilador centrífugo FM10	40
Figura 4.5. Bomba rotodinámica marca Sulzer	41
Figura 4.6. Interfaz del menú principal	44
Figura 4.7. Interfaz de operación de una bomba centrífuga	45
Figura 4.8. Interfaz de ventiladores axiales	46
Figura 4.9. Panel de selección de tipo de álabes	47
Figura 4.10. Interfaz de ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás	48
Figura 4.11. Interfaz de ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante	48
Figura 4.12. Interfaz de desarme de una bomba rotodinámica	49
Figura 4.13. Interfaz de la animación de análisis dimensional	50

Figura 4.14. Interfaz de arreglo de bombas centrífugas (principal y secundaria)	51
Figura 4.15. Curva P1 vs Q a 2000rpm	52
Figura 4.16. Curva P2 vs Q a 2000 rpm	53
Figura 4.17. Curva F vs Q a 2000 rpm	53
Figura 4.18. Curva I vs Q a 2000 rpm	54
Figura 4.19. Curva P1 vs Q a 2500 rpm	54
Figura 4.20. Curva P2 vs Q a 2500 rpm	55
Figura 4.21. Curva F vs Q a 2500 rpm	55
Figura 4.22. Curva I vs Q a 2500 rpm	56
Figura 4.23. Curva P1 vs Q a 2300 rpm	56
Figura 4.24. Curva P2 vs Q a 2300 rpm	57
Figura 4.25. Curva F vs Q a 2300 rpm	57
Figura 4.26. Curva I vs Q a 2300 rpm	58
Figura 4.27. Subprograma del algoritmo de cálculo de la bomba centrífuga	59
Figura 4.28. Continuación del subprograma del algoritmo de cálculo de la bomba centrífuga	60
Figura 4.29. Curva ptF vs Qv a 45hz	61
Figura 4.30. Curva Pe vs Qv a 45 hz	61
Figura 4.31. Curva Pu vs Qv a 45 hz	62
Figura 4.32. Curva Egr vs Qv a 45 hz	62
Figura 4.33. Curva Ta vs Qv a 45 hz	63
Figura 4.34. Curva ptF vs Qv a 42 hz	63
Figura 4.35. Curva Pe vs Qv a 42 hz	64
Figura 4.36. Curva Pu vs Qv a 42 hz	64

Figura 4.37. Curva Egr vs Qv a 42 hz	65
Figura 4.38. Curva Ta vs Qv a 42 hz	65
Figura 4.39. Curva ptF vs Qv a 39 hz	66
Figura 4.40. Curva Pe vs Qv a 39 hz	66
Figura 4.41. Curva Pu vs Qv a 39 hz	67
Figura 4.42. Curva Egr vs Qv a 39 hz	67
Figura 4.43. Curva Ta vs Qv a 39 hz	68
Figura 4.44. Subprograma del algoritmo de cálculo de ventiladores axiales	69
Figura 4.45. Continuación del subprograma del algoritmo de cálculo de ventiladores axiales	70
Figura 4.46. Curva Ta vs Qv a 51 hz (con álabes curvados hacia atrás)	71
Figura 4.47. Curva Pe vs Qv a 51 hz (con álabes curvados hacia atrás)	71
Figura 4.48. Curva ptF vs Qv a 51 hz (con álabes curvados hacia atrás)	72
Figura 4.49. Curva Pu vs Qv a 51 hz (con álabes curvados hacia atrás)	72
Figura 4.50. Curva Egr vs Qv a 51 hz (con álabes curvados hacia atrás)	73
Figura 4.51. Curva Ta vs Qv a 48 hz (con álabes curvados hacia atrás)	73
Figura 4.52. Curva Pe vs Qv a 48 hz (con álabes curvados hacia atrás)	74
Figura 4.53. Curva ptF vs Qv a 48 hz (con álabes curvados hacia atrás)	74
Figura 4.54. Curva Pu vs Qv a 48 hz (con álabes curvados hacia atrás)	75
Figura 4.55. Curva Egr vs Qv a 48 hz (con álabes curvados hacia atrás)	75
Figura 4.56. Curva Ta vs Qv a 45 hz (con álabes curvados hacia atrás)	76
Figura 4.57. Curva Pe vs Qv a 45 hz (con álabes curvados hacia atrás)	76
Figura 4.58. Curva ptF vs Qv a 45 hz (con álabes curvados hacia atrás)	77
Figura 4.59. Curva Pu vs Qv a 45 hz (con álabes curvados hacia atrás)	77

Figura 4.60. Curva Egr vs Qv a 45 hz (con álabes curvados hacia atrás)	78
Figura 4.61. Curva Pe vs Qv a 40 hz (con álabes curvados hacia adelante)	78
Figura 4.62. Curva ptF vs Qv a 40 hz (con álabes curvados hacia adelante)	79
Figura 4.63. Curva Pu vs Qv a 40 hz (con álabes curvados hacia adelante)	79
Figura 4.64. Curva Egr vs Qv a 40 hz (con álabes curvados hacia adelante)	80
Figura 4.65. . Curva Pe vs Qv a 50 hz (con álabes curvados hacia adelante)	80
Figura 4.66. Curva ptF vs Qv a 50 hz (con álabes curvados hacia adelante)	81
Figura 4.67. Curva Pu vs Qv a 50 hz (con álabes curvados hacia adelante)	81
Figura 4.68. Curva Egr vs Qv a 50 hz (con álabes curvados hacia adelante)	82
Figura 4.69. Curva Pe vs Qv a 55 hz (con álabes curvados hacia adelante)	82
Figura 4.70. Curva ptF vs Qv a 55 hz (con álabes curvados hacia adelante)	83
Figura 4.71. Curva Pu vs Qv a 55 hz (con álabes curvados hacia adelante)	83
Figura 4.72. Curva Egr vs Qv a 55 hz (con álabes curvados hacia adelante)	84
Figura 4.73. Algoritmo de cálculo del subprograma del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás	85
Figura 4.74. Continuación del algoritmo de cálculo del subprograma del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás	86
Figura 4.75. Algoritmo de cálculo del subprograma del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante	86
Figura 4.76. Continuación del algoritmo de cálculo del subprograma del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante	87
Figura 4.77. Curva dPo vs Qv a 48 hz (arreglo en serie)	89
Figura 4.78. Curva Tw vs Qv a 48 hz (arreglo en serie)	89
Figura 4.79. Curva dPp1 vs Qv a 48 hz (arreglo en serie)	90

Figura 4.80. Curva Pgr1 vs Qv a 48 hz (arreglo en serie)	90
Figura 4.81. Curva dPp2 vs Qv a 48 hz (arreglo en serie)	91
Figura 4.82. Curva Pgr2 vs Qv a 48 hz (arreglo en serie)	91
Figura 4.83. Curva H vs Qv a 48 hz (arreglo en serie)	92
Figura 4.84. Curva P vs Qv a 48 hz (arreglo en serie)	92
Figura 4.85. Curva Pgrt vs Qv a 48 hz (arreglo en serie)	93
Figura 4.86. Curva Egr vs Qv a 48 hz (arreglo en serie)	93
Figura 4.87. Curva dPo vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo)	94
Figura 4.88. Curva Tw vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo)	94
Figura 4.89. Curva dPp1 vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo)	95
Figura 4.90. Curva Pgr1 vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo)	95
Figura 4.91. Curva dPp2 vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo)	96
Figura 4.92. Curva Pgr2 vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo)	96
Figura 4.93. Curva Ht vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo)	97
Figura 4.94. Curva P vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo)	97
Figura 4.95. Curva Egrt vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo)	98
Figura 4.96. Curva P vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo)	98
Figura 4.97. Algoritmo de cálculo del subprograma de arreglo de bombas centrífugas	99
Figura 4.98. Continuación del algoritmo de cálculo del subprograma de arreglo de bombas centrífugas	100
Figura 4.99. Culminación del algoritmo de cálculo del subprograma de arreglo de bombas centrífugas	101
Figura 5.1. Pantalla inicial de la práctica de operación de una bomba centrífuga	104

Figura 5.2. Apertura de la válvula de succión y encendido del motor	104
Figura 5.3. Válvula reguladora de caudal a un 80%	105
Figura 5.4. Resultados obtenidos bajo los parámetros establecidos	105
Figura 5.5. Pantalla inicial de la práctica de ventilador axial	108
Figura 5.6. Velocidad y apertura de la válvula reguladora con valores fijados	108
Figura 5.7. Resultados obtenidos bajo los parámetros establecidos	109
Figura 5.8. Pantalla inicial de la práctica de ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás	111
Figura 5.9. Parámetro de velocidad y apertura de flujos fijados	112
Figura 5.10. Resultados obtenidos	112
Figura 5.11. Pantalla inicial del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante	114
Figura 5.12. Velocidad y porcentaje de apertura de flujo fijada.	114
Figura 5.13. Valores arrojados por el programa computacional	115
Figura 5.14. Interfaz principal de la práctica de arreglos de bombas centrífugas	119
Figura 5.15. Interfaz secundaria de la práctica de arreglos de bombas centrífugas (serie)	119
Figura 5.16. Resultados obtenidos para el arreglo en serie	120
Figura 5.17. Interfaz secundaria de la práctica de arreglos de bombas centrífugas (paralelo)	123
Figura 5.18. Resultados obtenidos para el arreglo en paralelo	124

## Índice de tablas

Tabla 2.1. Fórmulas más usuales para trabajar con los ventiladores	26
Tabla 5.1. Tabla comparativa de los valores de operación de una bomba centrífuga	107
Tabla 5.2. Tabla comparativa de los valores de ventiladores axiales	110
Tabla 5.3. Tabla comparativa de los valores del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás	116
Tabla 5.4. Tabla comparativa de los valores del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante	117
Tabla 5.5. Tabla comparativa del arreglo de bombas en serie	126
Tabla 5.6. Continuación de la tabla comparativa del arreglo de bombas en serie	127
Tabla 5.7. Tabla comparativa del arreglo de bombas en paralelo	127
Tabla 5.8. Continuación de la tabla comparativa del arreglo de bombas en paralelo	128
Tabla A-1. Tabla de la simbología utilizada en los diagramas de flujo	150

# Introducción

---

En la formación del Ingeniero Mecánico, además de las matemáticas, instrumento imprescindible de trabajo y de la física, base de la ingeniería; ha de intervenir, entre otras disciplinas, las máquinas hidráulicas. Esta disciplina estudia las propiedades mecánicas de los fluidos.

La aplicación de los conocimientos adquiridos con el estudio de las máquinas hidráulicas abre paso a campos en ingeniería mecánica, aeronáutica, aeroespacial, vehicular, naval, eólica, hidrológica, entre otras.

Dicho lo anterior, y en especial por la competitividad existente actualmente, es imprescindible la excelente formación que debe brindar la Universidad de Carabobo a los estudiantes de Ingeniería Mecánica.

Es importante considerar lo avanzada que está la tecnología actualmente, en donde las computadoras más que un instrumento de trabajo han pasado a ser un medio de aprendizaje y entretenimiento, por lo que no es de extrañar el uso cada día más frecuente de simulaciones de diferentes procesos y fenómenos.

Lo que se pretende lograr con este proyecto es que el alumno pueda estudiar los fenómenos físicos que regulan el comportamiento de las máquinas hidráulicas de forma interesante y sobre todo visual, de manera que los conocimientos sean comprendidos y internalizados eficazmente.

Este trabajo se estructura en 5 capítulos; en el primer capítulo se detalla la situación problemática que da pie a este proyecto, así como los objetivos a desarrollar, las limitaciones, delimitaciones y la justificación de la investigación. En el segundo capítulo se muestra la información teórica empleada en relación con los conceptos de las máquinas hidráulicas a estudiar en el desarrollo de este trabajo. La metodología a seguir para llevar a término este proyecto se encuentra en el capítulo 3, y su desarrollo en el capítulo 4. El

capitulo 5 contiene la información que valida y verifica la confiabilidad del programa de computación desarrollado.

# Capítulo 1: El Problema

---

## 1.1. Planteamiento del Problema.

Hace unos años los laboratorios virtuales fueron utilizados sólo para probar los conocimientos teóricos, pero últimamente se han convertido en ambientes donde los estudiantes libremente aprenden y fortalecen sus conocimientos adquiridos en la teoría. Las materias relacionadas con el área de térmica contienen una gran cantidad de conceptos abstractos que causan frecuentemente problemas o confusión en la enseñanza conceptual, es por ello que surge la necesidad de verificar mediante el apoyo de laboratorios los fenómenos y conceptos estudiados. Los laboratorios virtuales superan algunos de los problemas que enfrentan las aplicaciones de laboratorios tradicionales, donde generalmente no es posible ver de donde provienen los resultados de los estudios, sobre todo en aquellos laboratorios que no se hallan en condiciones mínimas de operación física o que los equipos necesarios se encuentren sin mantenimiento y/o no estén correctamente calibrados para su uso óptimo. Diversos investigadores sugirieron que la realización de experimentos en laboratorios virtuales son más efectivos que hacer los mismos experimentos en laboratorios tradicionales.

En el Laboratorio de Térmica de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo se presenta la problemática de la falta de recursos, de equipos, materiales y bancos de pruebas; éstos aportan a los alumnos un gran conocimiento sobre el mismo en el desarrollo de las prácticas de laboratorio que se realizan en esa área. Debido a la irregularidad de diversos factores como la falta de mantenimiento, que se debería de hacer con regularidad a medida que va pasando el tiempo, se tiene como consecuencia que los equipos o bancos de pruebas se vayan deteriorando y dañando, y que además por esas razones cada vez quedan menos equipos, lo que a su vez dificulta la realización de las prácticas de laboratorio, generando un menor rendimiento en el proceso de enseñanza de lo que se quiere mostrar en

cada práctica, ya que no todos los alumnos pueden presenciar y adquirir todos los conocimientos requeridos para su formación.

Por ello, se pretende solucionar el problema diseñando un laboratorio virtual, capaz de simular las prácticas referidas a las máquinas hidráulicas que se estudian en el laboratorio de térmica, consiguiendo de esta manera que todos los alumnos puedan de forma práctica y con más facilidad ser partícipes en cada unas de las prácticas que involucran las máquinas hidráulicas, como lo haría si se trabajara con un equipo o banco de prueba real, superando de esta manera cualquier limitación existente de equipo y espacio.

## **1.2. Objetivos.**

### **1.2.1. General.**

Diseñar un laboratorio virtual para ensayar máquinas hidráulicas.

### **1.2.2. Específicos.**

- Identificar el conjunto de bancos a ensayar.
- Desarrollar los algoritmos de cálculo que permitan la simulación.
- Seleccionar los lenguajes de programación y/o diseño para elaborar las simulaciones y/o animaciones.
- Codificar los algoritmos diseñados.
- Validar los resultados.
- Elaborar el manual de usuario.

## **1.3. Justificación de la investigación.**

El laboratorio de térmica tiene dentro de sus objetivos el realizar diversas prácticas contempladas en el programa de la materia y con esto la aplicación de la teoría aprendida en la asignatura Turbomáquinas, con la finalidad de lograr en el estudiante buenas bases de conocimiento y formación profesional en lo que respecta a las turbomáquinas hidráulicas y térmicas.

Este laboratorio recibe semanalmente alrededor de 50 estudiantes por clase llenos de expectativas con relación a cada práctica, las cuales algunas son desarrolladas en su

totalidad y en otras se encuentran dificultades que limitan parcial o completamente el desempeño normal de la práctica.

El desarrollo del laboratorio virtual de máquinas hidráulicas busca superar por completo todos esos problemas que se encuentran en el laboratorio ofreciendo como beneficio a los estudiantes de la escuela de ingeniería mecánica del 9no semestre de la Universidad de Carabobo lo siguiente:

- Realizar de manera completa, detallada e interactiva las prácticas de máquinas hidráulicas.
- La posibilidad de cada estudiante de interactuar y realizar la práctica de forma personal y observar los fenómenos en estudio con más sencillez y detalle.
- El laboratorio virtual representaría un respaldo valioso del laboratorio de térmica ya que por cualquier razón que imposibilite el uso determinado de un banco de prueba podrá llevarse a cabo la práctica de manera virtual, cumpliendo de igual forma los objetivos de determinada práctica.
- El laboratorio virtual no se vería limitado por piezas o componentes necesarios para realizar las prácticas de manera física, logrando así un conocimiento teórico-práctico de alto valor académico.
- Además el estudiante podrá ver de manera específica los dispositivos que conforman los bancos de pruebas que se encuentran en el laboratorio de térmica.

#### **1.4. Limitaciones.**

Conocimientos en programación avanzada en el lenguaje Java y el entorno de programación NetBeans, así como, diseño y animación en diferentes programas computacionales.

#### **1.5. Alcance.**

El alcance de esta investigación tendrá finalización cuando el diseño del laboratorio virtual para ensayar máquinas hidráulicas, sea efectivo y cumpla con lo que se ha deseado; además que debe cumplir con los objetivos que se describen en dichas prácticas del laboratorio de térmica. El programa para realizar el diseño del laboratorio virtual queda a disposición de los encargados de este trabajo.

En este trabajo se desarrollará sólo las primeras prácticas correspondientes al laboratorio de térmica como lo son: desarme de bomba rotodinámica, operación de una bomba centrífuga, arreglos de bombas centrífugas, ventiladores axiales, ventilador centrífugo y análisis dimensional.

### **1.6. Antecedentes.**

La llegada del internet revolucionó el mundo de las comunicaciones y cambió la manera de ver todas las cosas, tanto así que afectó a nivel educativo también llenando de tecnología los salones convencionales de aula, modificando la manera de generar conocimientos a los estudiantes, tanto así que en los últimos años ha estado muy en uso lo que son los laboratorios virtuales o laboratorios online, con la finalidad de explicar de manera clara, sencilla y animada conceptos, teorías, fenómenos de ingeniería y cualquier otro tema de interés que se quiera simular mediante la creación de un programa computacional dedicados a la enseñanza de un tema en específico, es tanto el auge que han tenido estos laboratorios virtuales que en ciertas universidades han reemplazado laboratorios físicos existentes o simplemente servir de apoyo a los laboratorios tradicionales. Es por ello que en la actualidad se han llevado a cabo muchas investigaciones relacionadas a este tema buscando estudiar su impacto en los estudiantes o simplemente en la creación de nuevos laboratorios virtuales en los cuales podemos mencionar los siguientes:

Las aplicaciones de los laboratorios virtuales comenzaron a aplicarse a mediados del siglo XIX, representando un avance en el estudio, aunque al principio se usaba sólo para probar los conocimientos teóricos. Tatli y Ayas (2010) aplicaron un laboratorio virtual de química, ya que ellas observaron que ésta es una ciencia que contiene una gran cantidad de conceptos abstractos que con frecuencia causa problemas en la enseñanza teórica, la cual con ayuda de las prácticas de los laboratorios, los conocimientos son reforzados. Ellas concluyeron que los estudiantes haciendo experimentos en el laboratorio virtual se centran en el proceso experimental y no en los equipos y herramientas, ya que esto es lo que ocurre en los laboratorios en físico, y de esta manera pueden seguir el proceso más de cerca y al mismo tiempo divertirse. Se infiere que no todos los estudiantes pueden participar activamente en el proceso experimental en laboratorios reales. También la realización de

una práctica puede verse limitada por falta de equipos y las herramientas experimentales, el tiempo de clase limitada, problemas de seguridad; mientras que la realización de experimentos virtuales notaron que los estudiantes están más activos. Por otra parte sólo es un programa de computación fácil de usar. [15]

Domingues et al., (2010) notaron que en las últimas décadas, la información y las comunicaciones tecnológicas han estado promoviendo la creación y adopción de un nuevo tipo de aprendizaje y estilo de enseñanza, como lo son los laboratorios virtuales, que se han adoptado como un complemento o en sustitución de las sesiones de laboratorio en físico. La investigación de ellos busca desarrollar y describir el diseño e implementación de dos laboratorios virtuales para la educación de ingeniería bioquímica dirigido a estudiantes en el grado de licenciatura. Uno de los laboratorios virtuales se destinó a sustituir totalmente la práctica en la experimentación y consiste en la determinación de la correlación entre la tasa de transferencia de oxígeno, la tasa de aireación y la energía de la agitación en un reactor. El otro laboratorio virtual consiste en la determinación de la distribución del tiempo de residencia (RTD) en agitación continua de tanques en series y se hizo para apoyar la experimentación física en lugar de reemplazarla. Los investigadores entre sus conclusiones afirmaron que los laboratorios virtuales ofrecen a los estudiantes una plataforma de aprendizaje que cubren los fundamentos subyacentes del experimento, su pre-visualización y simulación. [16]

Una de las motivaciones originales de investigación en la física cualitativa fue el desarrollo de sistemas inteligentes de tutoría y ambientes de aprendizaje para el dominio físico y sistemas complejos, es por ello que Forbus et al., (1999) buscaron la manera de desarrollar técnicas que se pueden utilizar para crear un entorno inteligente de aprendizaje para los estudiantes enfocados en lo que son los ciclos termodinámicos ya que pedagógicamente representa un problema importante porque en la rama de la ingeniería es muy significativo el tener una buena formación en los conceptos relacionado a la termodinámica como lo son trabajo y calor, como las centrales eléctricas, sistemas de propulsión, refrigeradores y bombas de calor, entre otros sistemas. Dichos investigadores crearon CiclePad, que es un laboratorio virtual que concentra una parte importante de los conceptos termodinámicos además de esto cuenta con un acceso por correo electrónico

destinado a ayudar a los estudiantes que están aprendiendo los principios de estos ciclos.[17]

Lorandi et al., (2011) realizaron estudios en los programas educativos del área técnica como las ingenierías dentro del modelo educativo integral flexible de la Universidad Veracruzana, la realización de prácticas con equipo de laboratorio y prototipos didácticos es fundamental si se quiere consolidar los conceptos adquiridos en el aula y el auto aprendizaje. Sin embargo, debido a diferentes razones entre las que se encuentra la falta de presupuesto principalmente, los laboratorios físicos no siempre están disponibles, lo cual impone fuertes restricciones en el proceso de enseñanza aprendizaje. Afortunadamente, las nuevas tecnologías basadas en internet, la virtualización y la mejora tecnológica en servidores, pueden ser utilizadas para suplir la carencia de laboratorios y además enriquecer el desarrollo de prácticas en espacios y entornos virtuales con características innovadoras. [18]

Rosado y Herreros (2009) expusieron, en primer lugar, algunas aportaciones didácticas de los e-laboratorios (virtuales y remotos) en la enseñanza de la física, así como sus ventajas e inconvenientes. En segundo lugar, describieron la aplicación de un laboratorio virtual de electromagnetismo (LVE), basado en simulaciones interactivas, mediante applets de Java, como herramienta complementaria de los medios didácticos tradicionales, tanto en el aula como en el laboratorio. Para el trabajo en el laboratorio virtual, emplearon diversos applets de Java, a través de internet, asegurando la interactividad en la variación del campo magnético en dichos elementos. Mostraron un ejemplo de applets de Java en el que se simula el comportamiento del campo magnético en el interior de un solenoide. También mostraron otro ejemplo de applet de Java, utilizado en la comprensión del movimiento de una partícula cargada en presencia de un campo electromagnético. [19]

Candelas et al., (2004) estudiaron que para realizar las prácticas de laboratorio se proporciona al alumno dos herramientas desarrolladas dentro de la actividad investigadora de los autores: un entorno para la especificación y simulación de algoritmos de visión artificial denominado VISUAL, y un sistema de simulación y tele-operación de un robot industrial llamado ROBOLAB. Para que el alumno pueda representar algoritmos de visión

artificial, y comprobar su funcionamiento de una forma intuitiva, se utiliza el entorno de un programa computacional denominado VISUAL. Las características de esta herramienta, resumidas a continuación, hacen que sea muy adecuada para la docencia. Además estudiaron que la utilización de las herramientas del laboratorio virtual ofrece grandes ventajas frente a otras alternativas o aplicaciones. Por una parte, con la herramienta VISUAL, el alumno dispone de una interfaz de usuario muy intuitiva de manejar y de rápido aprendizaje. Con el estudio que realizaron se ha comprobado como los alumnos valoran muy bien las herramientas del laboratorio virtual, que además les resultan novedosas. También se ha constatado que es beneficioso e interesante la posibilidad de acceso a herramientas y recursos de alto coste como es el caso de los robots, porque con ellos las prácticas resultan más atractivas y amenas. [20]

# Capítulo 2: Marco Teórico

---

## **2.1. Bases Teóricas. [7]**

Las máquinas de fluidos son aquéllas que intercambian energía mecánica con un fluido que las atraviesa. Si en el proceso el fluido incrementa su energía, la máquina se denomina generadora (compresores, bombas), mientras que si el fluido disminuye su energía, la máquina se denomina motora (turbinas, motores de explosión). A continuación se presentan los principios, partes y ecuaciones que rigen el comportamiento de las máquinas hidráulicas.

### **2.1.1. Máquinas de fluidos. [7]**

Las máquinas de fluido se caracterizan por estar constituidas por una parte fija, y una parte móvil, las cuales interaccionan con un fluido intercambiando energía. Esta interacción energética puede producirse en dos direcciones, del fluido hacia la máquina, o de la máquina hacia el fluido y el régimen de flujo puede ser compresible o incompresible.

En términos generales se entiende por máquina de fluido a un conjunto de partes fijas y móviles, mediante las cuales se produce una transformación de energía de una forma a otra.

Una máquina de fluido es aquella donde un fluido (líquido, gas o vapor), o bien transmite su energía, la cual es convertida en energía mecánica aprovechable en un eje, o bien, es aquella donde el fluido absorbe energía que la máquina transmite proveniente de un eje. Al primer grupo se les suele llamar máquinas motoras y al segundo grupo máquinas generadoras o receptoras. En este trabajo sólo se estudiará el segundo grupo de estas máquinas. Se puede afirmar que en toda máquina de fluido existe un intercambio de energía del fluido y energía mecánica en el eje de la máquina. En las máquinas de fluido, el fluido puede ser un líquido, gas o vapor y el órgano intercambiador entre el fluido y la máquina puede estar dotado de movimiento rotativo o alternativo. En la figura 2.1 se puede observar

una bomba centrífuga, la cual es una máquina de fluido con elemento móvil de movimiento rotativo.

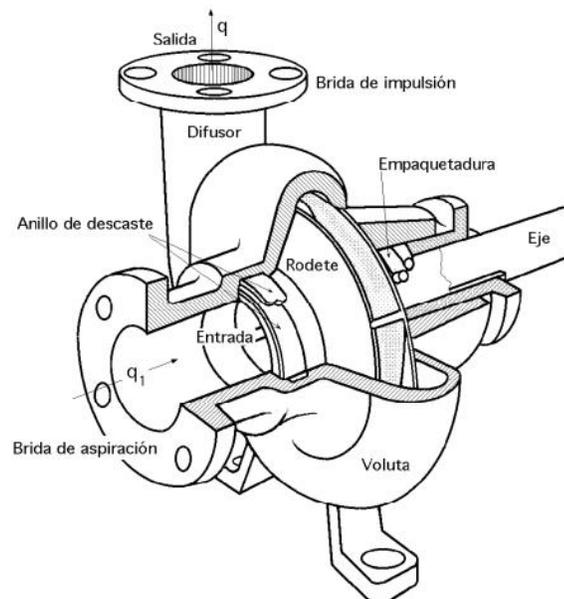


Figura 2.1. Bomba centrífuga con sus principales elementos. [13]

#### 2.1.1.1. Definición y descripción de una bomba. [7,8]

Una bomba es una máquina de fluido que se utiliza para el bombeo de un fluido, generalmente líquido, este bombeo se puede definir como la adición de energía a este fluido para moverse de un punto a otro. Una bomba es una máquina hidráulica que se utiliza para adicionar energía desde un estado inicial (de menor energía) hasta un estado final (de mayor energía) a un fluido, generalmente líquido, haciendo que éste pueda realizar un trabajo de desplazamiento a través de una tubería, elevándose a un nivel geodésico más alto y/o aumentando su energía elástica en forma de presión.

#### 2.1.1.2. Bomba rotodinámica. [8,9]

Una bomba rotodinámica es una máquina hidráulica de fluido que cumple estrictamente el concepto de bomba de la sección anterior, pero que además trabaja bajo la acción dinámica sobre el fluido, el cual fluye de manera continua a través de la máquina. La bomba rotodinámica es por su principio de funcionamiento una turbomáquina en donde el cambio de momento de la cantidad de movimiento en el fluido es el responsable del incremento de energía sobre éste.

Una bomba rotodinámica es una máquina que consiste en un conjunto de paletas consolidadas a un rotor giratorio, confinado en una caja cerrada, llamada carcasa. Las paletas, llamadas álabes, son las que imparten energía al fluido. Así despojada de todos los accesorios refinados, una bomba está compuesta esencialmente por dos partes principales: 1) un elemento giratorio, incluyendo un impulsor y un eje y 2) un elemento estacionario, compuesto por una cubierta, estopero y chumaceras.

Las bombas rotodinámicas, como se muestra en la figura 2.2, son siempre rotativas y su principio de funcionamiento se basa en la ecuación de Euler. Su característica principal es la capacidad para desplazar grandes caudales, sin embargo, los niveles de presión alcanzados, en bombas simples, son limitados.

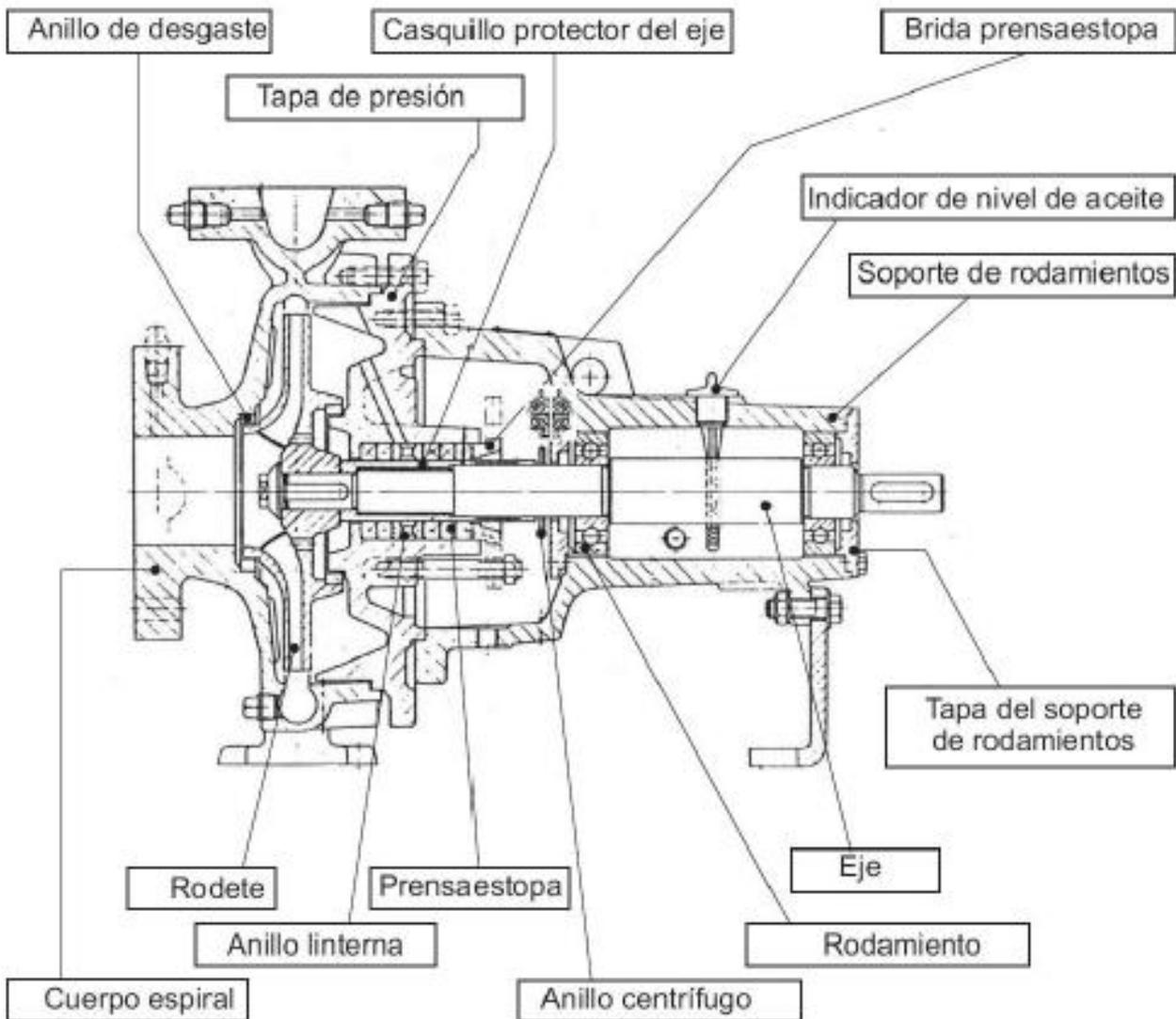


Figura 2.2. Esquema de una bomba centrífuga y sus partes principales. [7]

### **2.1.1.3. Clasificación de las bombas rotodinámicas. [7]**

- 1) Según la dirección del flujo: bombas de flujo radial, bombas de flujo mixto y bombas de flujo axial.
- 2) Según la posición del eje: bombas de eje horizontal, de eje vertical y de eje inclinado.
- 3) Según la presión engendrada: bombas de baja presión, de mediana presión y de alta presión.
- 4) Según el número de flujos en la entrada de la bomba: de simple succión y de doble succión.
- 5) Según el número de etapas: de una sola etapa o de varias etapas.

### **2.1.1.4. Elementos constitutivos de una bomba rotodinámica. [7,8]**

- 1) Rodete o impulsor, el cual gira solidario con el eje de la máquina y consta de un cierto número de álabes que imparten energía al fluido en forma de energía cinética y energía de presión.
- 2) Corona directriz o corona de álabes fijos, que recoge el fluido del rodete y transforma la energía cinética comunicada por el rodete en energía de presión, ya que la sección de paso en esta corona aumenta en la dirección del flujo. Esta corona directriz no existe en todas las bombas; porque aunque aumenta su eficiencia, encarece su construcción.
- 3) Caja espiral, que transforma también la energía dinámica en energía de presión, y recoge además con pérdidas mínimas de energía, el fluido que sale del rodete conduciéndolo hasta la tubería de salida o tubería de impulsión.
- 4) Tubo difusor, que realiza una tercera etapa de difusión, o sea de transformación de energía dinámica en energía de presión.

### **2.1.1.5. Tipos constructivos de una bomba. [7]**

- 1) Bomba de carcasa bipartida, esta bomba está dividida por un plano axial horizontal. Las tuberías de succión y de descarga, así como el conducto de comunicación entre la primera y segunda etapa, si lo tuviere, se encuentran en la parte inferior de la carcasa.

2) Bomba monobloc, esta bomba es construida de tal manera que existe un conjunto solidario entre motor y bomba, los cuales están conectados en un conjunto con base de sostén común, es muy popular por su accesibilidad y es usual para bombas pequeñas de baja capacidad y potencia, altamente utilizada en muchas aplicaciones.

3) Bomba de doble succión, estas bombas son de flujo mixto, adecuadas para altos caudales, lo que se consigue gracias a la doble succión sin aumentar mucho las dimensiones de la máquina.

4) Bomba axial, el rodete en este tipo de bombas tiene forma de hélice y es adecuada para muy altos caudales y pequeñas alturas de elevación.

5) Bomba horizontal de múltiples etapas, este tipo de bombas es utilizada cuando se desea una alta carga con pequeños o medianos caudales.

6) Bomba vertical de múltiples etapas, al igual que las anteriores se utilizan para aplicaciones similares a estas, solo que en lugares donde se requiera este tipo de disposición por razones de espacio.

7) Bomba de pozo profundo, son análogas a los dos grupos anteriores y se instalan en el interior del pozo.

8) Bomba con motor electro-sumergible, tienen la misma aplicación del grupo anterior.

9) Pequeños grupos de bombeo con motores de combustión interna, pueden ser accionadas las bombas por motores gasolina o Diesel y pueden ser muy prácticos en lugares donde no existe el suministro de la energía eléctrica.

#### **2.1.1.6. El rodete. Clasificación y tipos. [7]**

El rodete es el elemento rotatorio, está provisto de álabes, es el corazón de la bomba, hace girar la masa de fluido, con la velocidad periférica del extremo de los álabes y tiene la función de transformar la energía mecánica recibida en el eje, en energía cinética y energía de presión en el fluido.

Los rodetes se clasifican según la forma de sujeción de los álabes en cuatro tipos básicos, estos son:

a) Rodete cerrado de simple succión, tiene cara anterior y posterior, que forma una caja donde están los álabes.

b) Rodete cerrado de doble succión

c) Rodete semiabierto de simple succión, no posee cara anterior, los álabes se fijan solo a la cara posterior.

d) Rodete abierto de doble succión, los álabes se fijan al cubo, no posee ni cara anterior ni posterior.

También se pueden clasificar de acuerdo a la dirección de flujo a través de él, en:

a) Rodetes de flujo radial.

b) Rodetes de flujo mixto.

c) Rodetes de flujo axial.

#### **2.1.1.7. Potencias y rendimientos. [7]**

La potencia de accionamiento, también llamada potencia absorbida, potencia al freno o potencia al eje. A continuación se muestra la ecuación 2.1 que describe lo siguiente:

$$\dot{W}_a = T\omega \quad (2.1)$$

Donde:

$\dot{W}_a$  : Potencia de accionamiento (w)

T: Torque (n/m)

$\omega$ : Velocidad de giro (rad/s)

La potencia interna, es la potencia suministrada al rodete, es igual a la potencia de accionamiento entre el rendimiento mecánico. A continuación se muestra la ecuación 2.2 que describe lo siguiente:

$$\dot{W}_1 = \frac{\dot{W}_a}{n_m} \quad (2.2)$$

Donde:

$\dot{W}_i$  : Potencia interna (w)

$\dot{W}_a$  : Potencia de accionamiento (w)

$n_m$  : Rendimiento mecánico (adimensional)

La potencia útil, que es el incremento de potencia que experimenta el fluido en la bomba. A continuación se muestra la ecuación 2.3 que describe lo siguiente:

$$\dot{W}_u = \gamma QH \quad (2.3)$$

Donde:

$\dot{W}_u$  : Potencia útil (w)

$\gamma$  : Peso específico del fluido ( $n/m^3$ )

$Q$  : Caudal de trabajo ( $m^3/s$ )

$H$  : Altura de bombeo o disponibilidad (m.c.f)

La potencia eléctrica es la potencia absorbida de la red, la potencia eléctrica multiplicada por el rendimiento del motor es igual a la potencia de accionamiento. A continuación se muestra la ecuación 2.4 que describe lo siguiente:

$$\dot{W}_e = \frac{\dot{W}_a}{n_{motor}} \quad (2.4)$$

Donde:

$\dot{W}_e$  : Potencia eléctrica (w)

$\dot{W}_a$  : Potencia de accionamiento (w)

$n_{motor}$  : Rendimiento del motor (adimensional)

Donde  $\dot{W}_a$  es la potencia de accionamiento,  $\dot{W}_i$  es la potencia interna,  $\dot{W}_u$  es la potencia útil y  $\dot{W}_e$  es la potencia eléctrica.

El rendimiento global viene dado por la siguiente expresión 2.5.

$$n = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_1} \quad (2.5)$$

Donde:

$n$  : Rendimiento global (adimensional)

$\dot{W}_u$  : Potencia útil (W)

$\dot{W}_1$  : Potencia interna (W)

#### **2.1.1.8. Leyes de semejanzas para las bombas. [7,8]**

Las leyes de semejanza son sumamente importantes para las turbomáquinas en general, y las bombas como turbomáquinas hidráulicas generadoras siguen pues este patrón.

Las leyes de semejanza para las bombas son tres. Las tres primeras leyes se refieren a cuando es la misma bomba (manteniendo constante el diámetro) y se hace variar el número de revoluciones o velocidad de giro.

Primera ley: los caudales son directamente proporcionales al número de revoluciones. Véase ecuación 2.6.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (2.6)$$

Donde:

$Q_1$ : Caudal requerido ( $m^3/s$ )

$Q_2$ : Caudal conocido ( $m^3/s$ )

$N_1$ : Velocidad de giro del motor requerido (rpm)

$N_2$ : Velocidad de giro del motor a conocer (rpm)

Segunda ley: las alturas útiles son directamente proporcionales a los cuadrados de los números de revoluciones, como se observa en la ecuación 2.7.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad (2.7)$$

Donde:

$H_1$ : Altura de bombeo requerido (m)

$H_2$ : Altura de bombeo conocido (m)

$N_1$ : Velocidad de giro del motor requerido (rpm)

$N_2$ : Velocidad de giro del motor a conocer (rpm)

Tercera ley: las potencias son directamente proporcionales al cubo del número de revoluciones. Véase ecuación 2.8.

$$\frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad (2.8)$$

Donde:

$\dot{W}_1$  : Potencia útil requerida (w)

$\dot{W}_2$ : Potencia útil conocida (w)

$N_1$ : Velocidad de giro del motor requerido (rpm)

$N_2$ : Velocidad de giro del motor a conocer (rpm)

***En bombas con semejanza restringida.***

Primera regla: los caudales son directamente proporcionales al cubo de los diámetros. Véase ecuación 2.9.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (2.9)$$

Donde:

$Q_1$ : Caudal requerido ( $m^3/s$ )

$Q_2$ : Caudal conocido ( $m^3/s$ )

$D_1$ : Diámetro del impulsor requerido (rpm)

$D_2$ : Diámetro del impulsor a conocer (rpm)

Segunda regla: las alturas útiles son directamente proporcionales al cuadrado de la relación de diámetros, como se observa en la ecuación 2.10.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (2.10)$$

Donde:

$H_1$ : Altura de bombeo requerido (m)

$H_2$ : Altura de bombeo conocido (m)

$D_1$ : Diámetro del impulsor requerido (rpm)

$D_2$ : Diámetro del impulsor a conocer (rpm)

Tercera regla: las potencias son directamente proporcionales a la quinta potencia de los diámetros. Véase ecuación 2.11.

$$\frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \quad (2.11)$$

Donde:

$\dot{W}_1$  : Potencia útil requerida (w)

$\dot{W}_2$ : Potencia útil conocida (w)

$D_1$ : Diámetro del impulsor requerido (rpm)

$D_2$ : Diámetro del impulsor a conocer (rpm)

#### **2.1.1.9. Arreglos en serie y en paralelo. [7]**

**Asociación en paralelo.** Dos o más bombas están operando en paralelo cuando descargan a una tubería común, de modo que cada una contribuye con una parte del caudal total.

Para graficar la curva resultante de una asociación de bombas en paralelo, basta con graficar para cada altura los caudales correspondientes, tantas veces como fueran las bombas en paralelo.

**Asociación en serie.** Cuando se asocian dos o más bombas en serie, para un mismo caudal, la presión total (altura manométrica) será la suma de las presiones (altura) suministradas por cada bomba.

Para obtener la curva característica resultante de dos bombas en serie, iguales o diferentes, basta con sumar las alturas manométricas totales, correspondientes a los mismos valores de caudal, en cada bomba.

#### 2.1.1.10. Ecuaciones adicionales para las bombas centrífugas. [7,8]

Ecuación de la energía. Observe la siguiente ecuación 2.12.

$$H = \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z \quad (2.12)$$

Donde:

H: Disponibilidad o altura total (m.c.a)

$P/\gamma$ : Altura de presión (m.c.a)

$V^2/2g$ : Altura de velocidad (m.c.a)

Z: Altura geodésica (m.c.a)

Ecuación de continuidad. Observe la siguiente ecuación 2.13.

$$Q = V_1A_1 = V_2A_2 \quad (2.13)$$

Donde:

Q: Caudal volumétrico ( $m^3/s$ )

$V_1$ : Velocidad normal (m/s)

$V_2$ : Velocidad normal (m/s)

$A_1$ : Área de la sección transversal del tubo ( $m^2$ )

$A_2$ : Área de la sección transversal del tubo ( $m^2$ )

### 2.1.2. Ventilador. [7,8]

Un *ventilador* es esencialmente una turbomáquina generadora para bombear gases, los líquidos son poco compresibles y los gases muy compresibles, por lo tanto si el incremento de presión en el bombeo del gas a través de la máquina es pequeño, tal que la variación de la densidad del gas pueda despreciarse se dice que la máquina es un ventilador y además es una máquina hidráulica, por tanto formalmente el *ventilador* es una turbomáquina hidráulica generadora que se utiliza para bombear gases con incrementos de presión muy pequeños, tal que la variación de la densidad del gas es despreciable. Si la variación de la densidad es pequeña en el bombeo del gas, tal que la densidad puede considerarse constante, la máquina se denomina *ventilador*. Los *ventiladores* son máquinas destinadas a producir un incremento de presión total ( $\Delta p_{total}$ ) pequeño; convencionalmente se fija el límite de  $\Delta p_{total}$  para ventiladores en 1 m.c.a., o una relación de compresión,  $\epsilon_c = 1,1$ . Si el incremento de presión no excede el valor indicado, la variación del volumen específico del gas a través de la máquina se puede despreciar en el cálculo de la misma, por lo que el ventilador se comporta como una turbomáquina hidráulica. En la actualidad, en el diseño se tiene en cuenta la compresibilidad para incrementos de presión mucho menores, hasta 0,3 m.c.a., por lo que los ventiladores, hasta dicho incremento de presión, se pueden diseñar y considerar como una turbomáquina hidráulica. Los soplantes o turbosoplantes son máquinas destinadas a comprimir gases en donde la relación de compresión está comprendida en el intervalo ( $1,1 < \epsilon_c < 3$ ); no tienen refrigeración incorporada y en general son de un sólo escalonamiento. En los recuperadores de los altos hornos, por ejemplo, el soplante tiene que impulsar aire a una presión equivalente a la resistencia de la conducción, más la resistencia de las toberas de inyección al interior del horno, con una relación de compresión del orden de 3, utilizándose en estas circunstancias soplantes de varios escalonamientos, en los que el aire no se refrigera, ya que posteriormente hay que precalentarlo. Una clasificación orientativa de las turbosoplantes es soplantes de BP...  $\epsilon_c = 1,1 - 1,5$ ; soplantes de MP...  $\epsilon_c = 1,5 - 2,5$ ; soplantes de AP...  $\epsilon_c = 2,5 - 4$  El número de revoluciones de los turbosoplantes varía de 3.000 a 21.000 rpm. El *ventilador* es una

bomba rotodinámica de gas que sirve para transportar gases, absorbiendo energía mecánica en el eje y devolviéndola al gas; se distingue del turbocompresor en que las variaciones de presión en el interior del ventilador son tan pequeñas, que el gas se puede considerar prácticamente incompresible. De todo esto se deduce que las fórmulas relativas al diseño y funcionamiento de las bombas centrífugas son de aplicación a los ventiladores, excepto aquellas que por su naturaleza sean propias de las bombas.

#### **2.1.2.1. Clasificación de los ventiladores. [7]**

##### **I.- Según la presión total desarrollada los ventiladores se clasifican en:**

*Ventiladores de baja presión:* presión total desarrollada inferior a 10 mbar.

*Ventiladores de media presión:* presión total desarrollada superior a 10 mbar e inferior a 30 mbar.

*Ventiladores de alta presión:* presión total desarrollada superior a 30 mbar e inferior a 100 mbar. (En estos últimos el efecto de la compresibilidad ya es apreciable).

##### **II.- Según la dirección del flujo se clasifican en:**

*Ventiladores centrífugos:* Consiste en un rotor encerrado en una envolvente de forma espiral; el aire, que entra a través del ojo del rotor paralelo a la flecha del ventilador, es succionado por el rotor y arrojado contra la envolvente se descarga por la salida en ángulo recto a la flecha; puede ser de entrada sencilla o de entrada doble. En un ventilador de entrada doble, el aire entra por ambos lados de la envolvente, succionado por un rotor doble o por dos rotores sencillos montados lado a lado. Los rotores se fabrican en una gran variedad de diseños, pudiéndose clasificar en general en aquellos cuyas aspas son radiales, o inclinadas hacia adelante, o inclinadas hacia atrás del sentido de la rotación.

- Álabes curvados hacia adelante,  $\beta_2 > 90^\circ$ .- Este tipo es poco frecuente en las bombas centrífugas; en los ventiladores se emplea a causa del bajo nivel de ruido que presentan. Otras características son: - Gran número de álabes de 48-60 - Para una velocidad determinada caudal superior y dimensiones menores que las de cualquier otro tipo de ventilador - Rendimiento bajo, máximo del orden de 65-75% por lo que en la actualidad este tipo de ventilador centrífugo tiende a ser reemplazado por los modernos ventiladores axiales.

- Álabes de salida radial,  $\beta_2 = 90^\circ$ .- Tienen menor número de álabes que los anteriores; se emplean para impulsar aire o gases sucios a elevada temperatura, gracias a la facilidad con que son eliminados los depósitos sólidos por la fuerza centrífuga.

- Álabes curvados hacia atrás,  $\beta_2 < 90^\circ$ .- Es el tipo normal de ángulo de salida en las bombas centrífugas. Tienen mejor rendimiento que los anteriores, ya que si los antiguos álabes de chapa se reemplazan por los más modernos de perfil aerodinámico, se llega a alcanzar un rendimiento del orden del 90%. Su presión y gasto másico son inferiores para una misma velocidad de rotación y número de álabes que en el primer tipo. El nivel de ruido es bajo.

En la siguiente figura 2.3 se puede observar la clasificación de los ventiladores según la dirección del flujo.

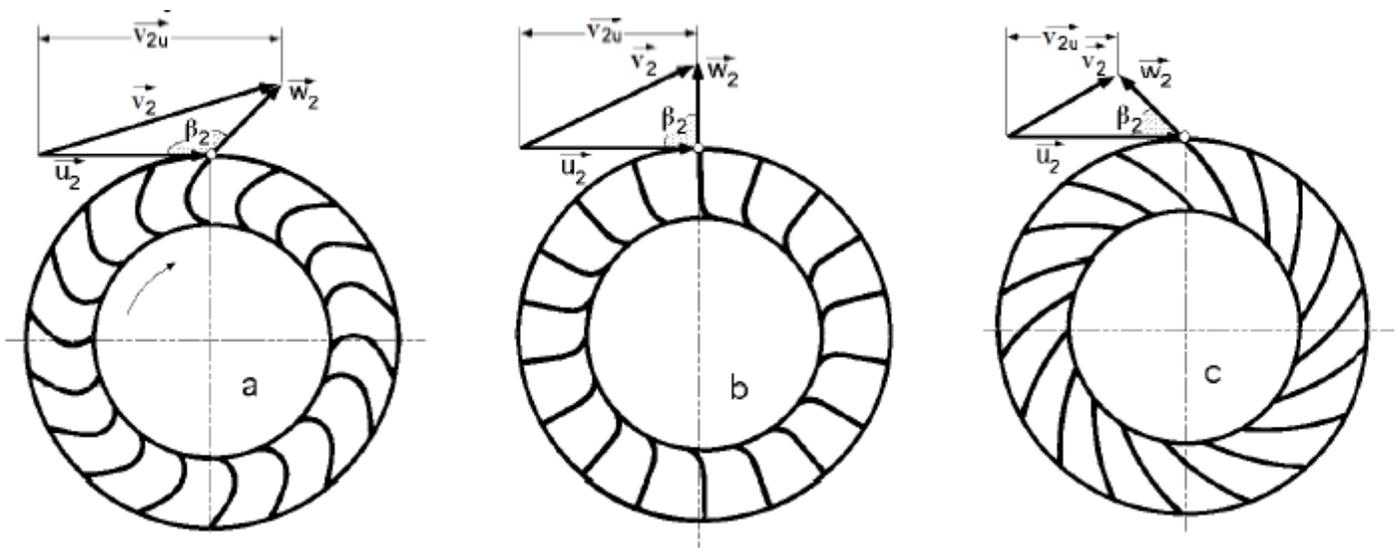


Figura 2.3. Rodetes y triángulos de salida de los ventiladores centrífugos: a) álabes curvados hacia adelante, b) álabes rectos y c) álabes curvados hacia atrás. [7]

En la figura 2.4 se puede apreciar un ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante y de baja presión (5 mbar, por eso no lleva prensa estopas) y en la figura 2.5 se puede apreciar un ventilador centrífugo de álabes curvados hacia atrás y de alta presión (70 mbar, usa prensaestopas).

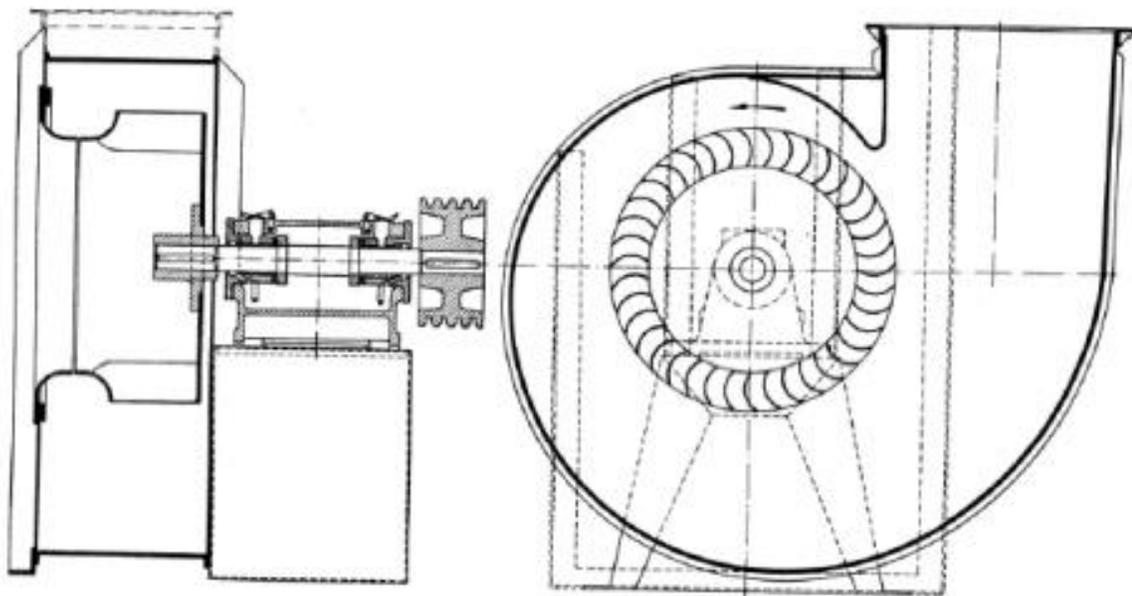


Figura 2.4. Ventilador centrífugo de álabes curvados hacia delante, de baja presión. [7]

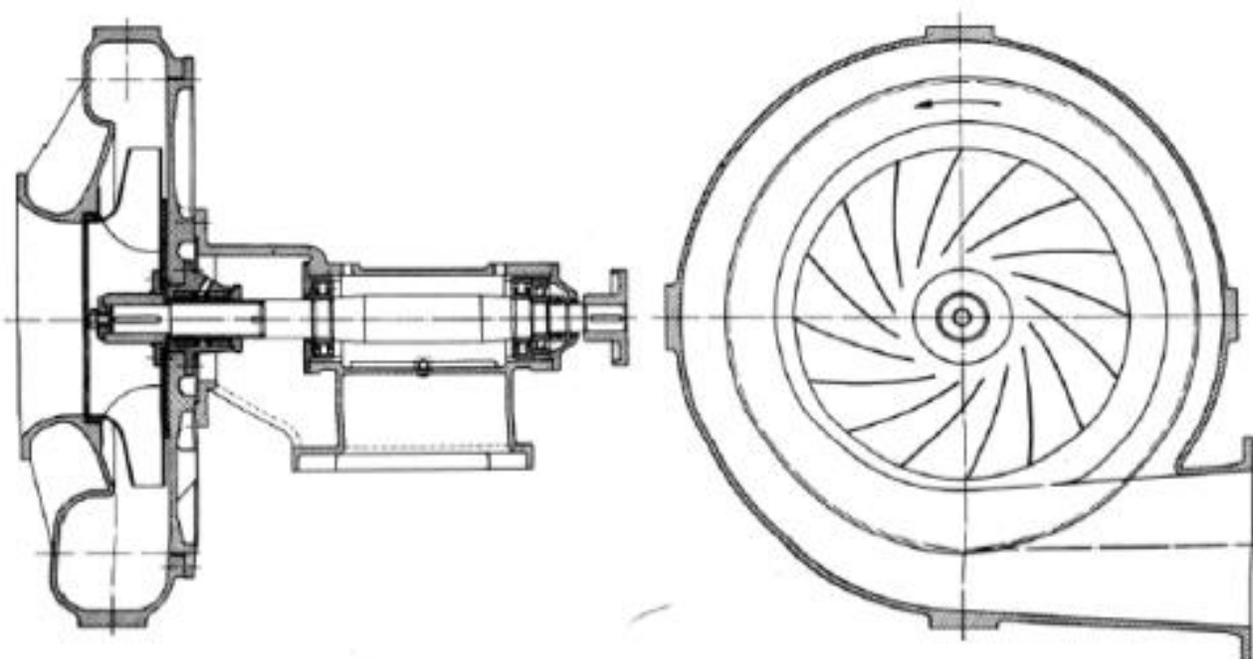


Figura 2.5. Ventilador centrífugo de álabes curvados hacia atrás, de alta presión. [7]

**Ventiladores axiales:** El ventilador axial es de diseño aerodinámico; los coeficientes de presión  $\psi$  oscilan entre (0,05 - 0,6) pudiendo llegar en algunos diseños hasta 1. Este tipo de ventilador consiste esencialmente en una hélice encerrada en una envolvente cilíndrica. La adición de álabes-guía, detrás del rotor, convierte al ventilador tubo-axial en un ventilador axial con aletas guía. Puede funcionar en un amplio rango de volúmenes de aire, a presiones estáticas que van de bajas a medias y es capaz de desarrollar mayores presiones estáticas que el ventilador tubo-axial y ser más eficiente; los álabes-guía, en la succión o en la descarga, o en ambas partes, se han añadido para enderezar el flujo del aire fuera de la unidad. Aprovechando la conversión del componente rotativo de la corriente de aire, este ventilador puede alcanzar una presión estática más alta que el de tipo de hélice de aspas rectas, a la misma velocidad axial, y hacerlo más eficientemente. La facilidad de montaje y el flujo del aire en línea recta los hace ideales para muchas aplicaciones; por encima de 75 a 100 mm. De presión estática, los ventiladores axiales se usan pocas veces para servicios de ventilación. Dentro de la clasificación de los ventiladores axiales, también se pueden encontrar los ventiladores de hélice, Este ventilador consiste en una hélice dentro de un anillo o marco de montaje. La dirección de la corriente de aire es paralela a la flecha del ventilador. Se emplea para trasladar aire de un lugar a otro, o hacia el ambiente exterior, o para introducir aire fresco. Puede manejar grandes volúmenes de aire a una presión estática baja, raramente a presiones estáticas mayores de 25 mm de c.a. Se fabrica en muchos estilos y tipos para trabajos específicos. Los ventiladores de extracción (extractores) de uso normal, pueden tener desde 2 hasta 16 aspas, dependiendo ello del funcionamiento particular del ventilador.

Generalmente las unidades de poco número de aspas se usan en ventiladores de baja presión y los que cuentan con un número mayor de aspas se emplean en aquellas aplicaciones que requieren presión. El ancho de las aspas, su ángulo, su velocidad axial y número de etapas, son factores todos que intervienen en el diseño y la capacidad.

#### **2.1.2.2. Fórmulas de los ventiladores. [7,8]**

Aunque como ya se ha dicho, todas las fórmulas de las bombas aducidas anteriormente son aplicables a los ventiladores, en la práctica en lugar de dichas fórmulas se emplean otras que sólo se diferencian de aquellas en que en lugar de venir expresadas en

alturas vienen expresadas en presiones. Por tanto, para pasar de las fórmulas de las bombas a las fórmulas de los ventiladores basta tener en cuenta que una altura cualquiera, se verifica en la siguiente ecuación 2.14 como:

$$h = \frac{P}{\rho g} = \frac{P}{\gamma} \quad (2.14)$$

Donde:

h: Presión (m.c.a)

P/  $\gamma$ : Presión absoluta (m.c.a)

En la tabla 2.1 que se muestra a continuación se resumen las ecuaciones fundamentales en lo que refiere a ventiladores.

Tabla 2.1. Fórmulas más usuales para trabajar con los ventiladores. [7]

<i>Denominación</i>	<i>Formulación</i>
<i>Ecuación de Bernoulli</i>	$p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} - \Delta p_z + \sum \Delta p_r = p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2}$
<i>Ecuación de Euler (general)</i>	$\Delta p_{u\infty} = \rho (u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u})$
<i>Entrada sin circulación</i>	$\Delta p_{u\infty} = \rho u_2 v_{2u}$
<i>Ventilador axial</i>	$\Delta p_{u\infty} = \rho u (v_{2u} - v_{1u})$
<i>Grado de reacción ideal</i>	$\sigma = \frac{\Delta p_{est \text{ rod } \infty}}{\Delta p_{u\infty}}$
<i>Grado de reacción real</i>	$\sigma_{real} = \frac{\Delta p_{est \text{ rod}}}{\Delta p_{u \text{ total}}}$
<i>Presión suministrada por el ventilador</i>	$\Delta p_{total} = p_s - p_e + \rho \frac{v_s^2 - v_e^2}{2}$
<i>Presión estática</i>	$\Delta p_{estática} = p_s - p_e$
<i>Presión dinámica</i>	$\rho \frac{v_s^2 - v_e^2}{2}$
<i>Rendimiento hidráulico</i>	$\eta_h = \frac{\Delta p_{total}}{\Delta p_u} (\Delta p_u - n^\circ \text{ finito ideal de álabes})$
<i>Potencia suministrada</i>	$\dot{W} = Q \Delta p_{total}$
<i>Rendimiento total en condiciones totales</i>	$\eta_{total} = \frac{Q \Delta p_{tot}}{\dot{W}_{accionamiento}} = \frac{Q \Delta p_{tot}}{\dot{W}_a}$
<i>Rendimiento total en condiciones estáticas</i>	$\eta_{total} = \frac{Q \Delta p_e}{\dot{W}_a}$
<i>Coefficiente de presión</i>	$\psi = \frac{\Delta p_{total}}{\rho \frac{u^2}{2}}$

Reducción de la presión y caudal del ventilador a las condiciones normales.

El comportamiento de un ventilador varía mucho con el estado atmosférico, es decir, con la presión y temperatura ambiente, por lo que en los ensayos de los ventiladores las mediciones de presión y caudal vienen referidas a unas condiciones atmosféricas bien determinadas. En la práctica se puede utilizar:

- La atmósfera normal  $p_0 = 760$  mm de columna de mercurio y  $T_0 = 0^\circ\text{C}$
- La atmósfera “standard”  $p_s = 760$  mm de columna de mercurio y  $T_s = 20^\circ\text{C}$
- La densidad normal del aire  $\rho_0 = 1,293$  kg/m<sup>3</sup>

### **2.1.2.3. Curvas características de los ventiladores. [7,8]**

Si se considera el ventilador como una bomba rotodinámica de gas, el trazado de sus curvas características se puede hacer de la misma forma que el de las bombas centrífugas. Sin embargo, habrá que tener en cuenta las siguientes observaciones: Las curvas ( $H_{man}$ ,  $Q$ ) se sustituyen por las curvas ( $\Delta p_{tot}$ ,  $Q$ ) siendo  $\Delta p_{tot}$  la presión total suministrada por el ventilador. Entre las variables  $H_{man}$  y  $\Delta p_{tot}$  existe la relación:  $\Delta p_{total} = g H_{man}$ . Los valores medidos de  $Q$  y de  $\Delta p_{tot}$  se suelen reducir a condiciones normales o “standard”. En un ensayo bien hecho siempre hay que especificar a qué condiciones normales se refiere el ensayo, o al menos a qué presión barométrica y a qué temperatura ambiente se ha realizado. En un gran número de aplicaciones interesa más la presión estática del ventilador que la presión total; en un ventilador con un sistema difusor eficiente, la presión dinámica es muy pequeña y la  $\Delta p_{est}$  se acerca mucho a la  $\Delta p_{tot}$ . En la figura 2.6 se han trazado las curvas características de cuatro tipos distintos de ventiladores, expresando todas las variables en % del valor nominal o de diseño, a fin de poder comparar más fácilmente los distintos tipos, observándose que: a) La potencia de accionamiento  $\dot{W}_a$  en los ventiladores de álabes curvados hacia adelante, ver figura 2.6a, aumenta constantemente con el caudal (característica de potencia con sobrecarga); mientras que en los ventiladores con álabes curvados hacia atrás y en los ventiladores axiales la potencia no supera, ver figura 2.6d, o sólo ligeramente (en un 10% aproximadamente en la figura 2.6c, el valor en el punto nominal o de diseño). La sobrecarga se refiere al motor de accionamiento que en la figura 2.6a deberá tener una reserva de potencia, incluso hasta el 100% de la potencia de

accionamiento, si se prevé que la resistencia de la red en algún caso pudiera disminuir excesivamente. La curva característica de potencia de los ventiladores de salida radial figura 2.6b, presenta características intermedias entre las de los ventiladores con álabes curvados hacia adelante y hacia atrás, como era de esperar. La potencia absorbida en el arranque es mínima en los ventiladores centrífugos, esto se puede observar en las graficas de las figuras 2.6a, 2.6b, y 2.6c, y máxima o casi máxima en los ventiladores axiales como se observa en la figura 2.6d.

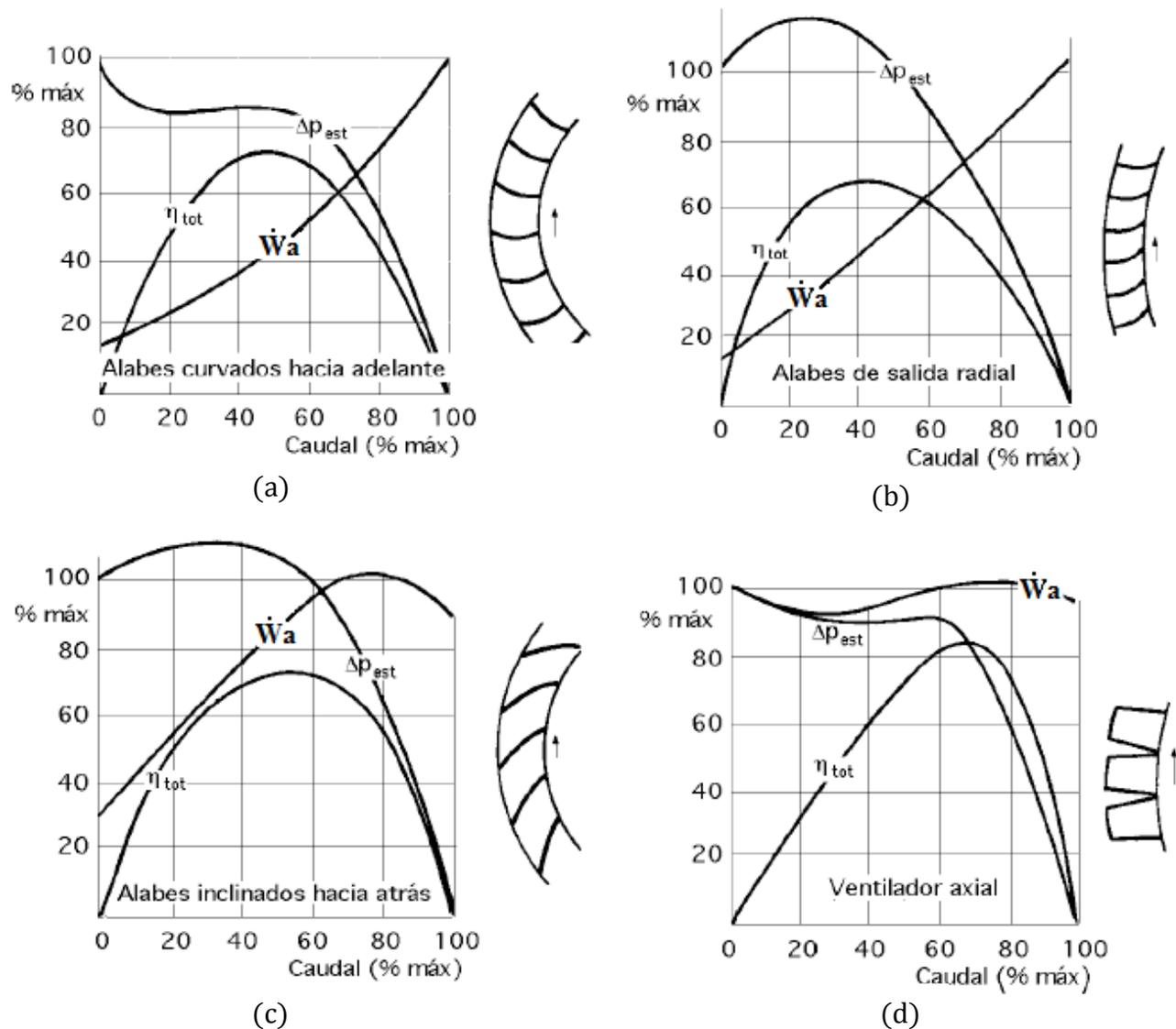


Figura 2.6. Curvas características típicas de los ventiladores, a) Con álabes curvados hacia adelante; b) Con álabes de salida radial; c) Con álabes curvados hacia atrás; d) Con álabes axiales. [7]

#### 2.1.2.4. Leyes de semejanzas para los ventiladores. [7]

El ventilador es una bomba para gases. Por tanto, las seis leyes de semejanza de las bombas son aplicables a los ventiladores; pero en éstos se suelen utilizar presiones en vez de alturas como ya se ha dicho. Por otra parte, en los ventiladores es interesante también estudiar su comportamiento cuando varía la densidad del gas (no dentro de la máquina, en la cual es prácticamente constante, sino de un lugar geográfico a otro o de un día a otro). Surgiendo de este hecho las siguientes:

Séptima ley: los caudales no varían con la densidad del aire.

Octava ley: las presiones estáticas engendradas varían en relación directa con la densidad.

Novena ley: las potencias absorbidas varían directamente con la densidad.

Décima ley: las presiones estáticas engendradas son directamente proporcionales a la presión barométrica e inversamente proporcionales a la temperatura absoluta. Véase ecuación 2.15.

$$\frac{P_{EST1}}{P_{EST2}} = \frac{P_{amb1}}{P_{amb2}} \cdot \frac{T_{amb2}}{T_{amb1}} \quad (2.15)$$

Donde:

$P_{EST1}$  : Presión estática 1 (kpa)

$P_{EST2}$  : Presión estática 2 (kpa)

$P_{amb1}$  : Presión barométrica 1 (kpa)

$P_{amb2}$  : Presión barométrica 2 (kpa)

$T_{amb2}$  : Temperatura absoluta 1 (k)

$T_{amb1}$  : Temperatura absoluta 2 (k)

Undécima ley: las potencias son directamente proporcionales a la presión barométrica e inversamente proporcionales a la temperatura absoluta. Véase ecuación 2.16.

$$\frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} = \frac{P_{amb1}}{P_{amb2}} \cdot \frac{T_{amb2}}{T_{amb1}} \quad (2.16)$$

Donde:

$\dot{W}_1$  : Potencia suministrada 1 (kpa)

$\dot{W}_2$  : Potencia suministrada 2 (kpa)

$P_{amb1}$  : Presión barométrica 1 (kpa)

$P_{amb2}$  : Presión barométrica 2 (kpa)

$T_{amb2}$  : Temperatura absoluta 1 (k)

$T_{amb1}$  : Temperatura absoluta 2 (k)

### 2.1.3. Análisis dimensional aplicado a las turbomáquinas. [7]

En la práctica es frecuente precisar el estudio de una turbomáquina de la cual no se conoce su comportamiento, por lo que se emplea el concepto de similitud, el cual encuentra su sentido en las turbomáquinas en los coeficientes de funcionamiento, los cuales establecen relaciones que vinculan las características de una unidad con otras que operan a diferente velocidad o que son de distinto diámetro, mientras se mantenga la similitud completa.

Estos coeficientes son:

Coficiente de carga o de altura. Véase ecuación 2.17.

$$C_H = \frac{gH_1}{D^1 N^1} = \frac{gH_2}{D^2 N^2} \quad (2.17)$$

Coficiente de capacidad o de caudal. Véase ecuación 2.18.

$$C_Q = \frac{Q_1}{D_1^3 N_1} = \frac{Q_2}{D_2^3 N_2} \quad (2.18)$$

Coficiente de potencia. Véase ecuación 2.19

$$C_p = \frac{P_1}{\rho_1 D_1^5 N_1^3} = \frac{P_2}{\rho_2 D_2^5 N_2^3} \quad (2.19)$$

En los que:

$Q$  : Caudal volumétrico ( $m^3/s$ )

$D$  : Diámetro del rotor (m)

$N$  : Velocidad de giro del motor (rpm)

$H$  : Altura (m)

$P$  : Potencia (w)

$\rho$  : Densidad del fluido ( $kg/m^3$ )

Es difícil mantener una similitud geométrica exacta entre un modelo y prototipo, debido a diferencias en tolerancias y rugosidad. Por lo tanto, la aplicación de las leyes de similitud conduce a resultados diferentes. En la figura 2.7 se muestra las distintas curvas de comportamiento de una bomba centrífuga.

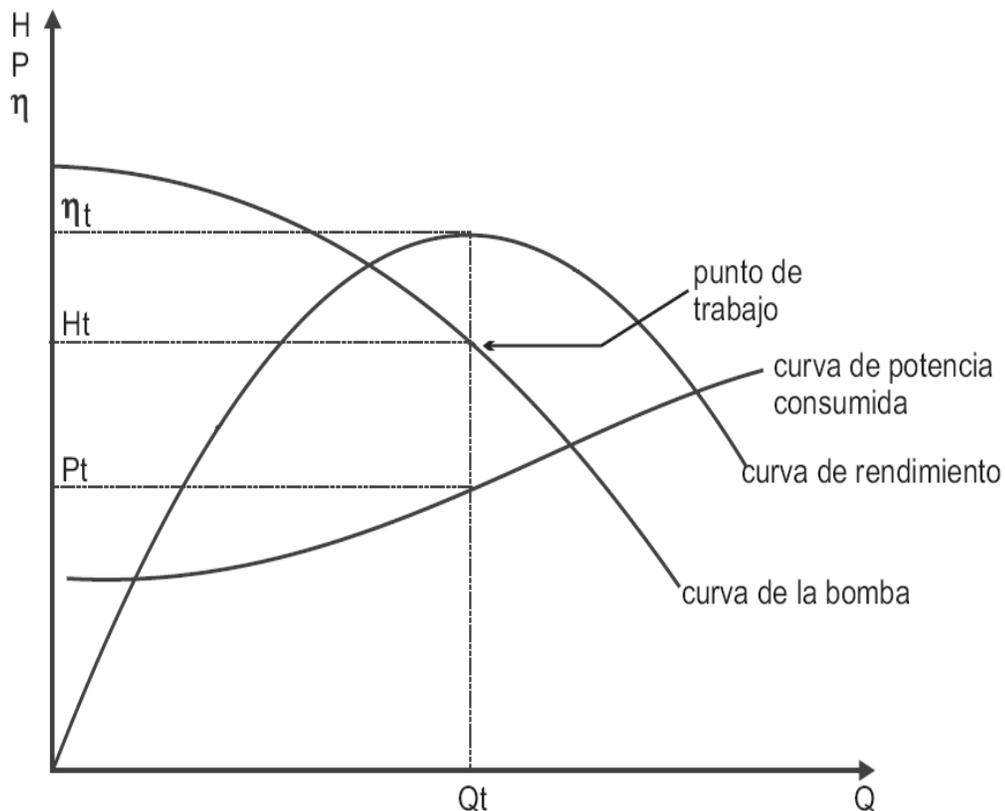


Figura 2.7. Curvas características de una bomba centrífuga. [7]

**I.- Variación de la velocidad de giro**, manteniendo el diámetro constante. Utilizando las relaciones de similitud, y aplicando las ecuaciones 2.6, 2.7, y 2.8 a todos los puntos de

la curva característica de una bomba o un ventilador, se obtienen curvas características a cualquier velocidad de rotación de la máquina.

De las ecuaciones 2.6 y 2.7 se obtiene la ecuación 2.20.

$$H_2 = H_1 \left( \frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 \quad (2.20)$$

Donde:

$H_1$ : Altura de bombeo requerido (m)

$H_2$ : Altura de bombeo a conocer (m)

$Q_2$ : Caudal conocido ( $m^3/s$ )

$Q_1$ : Caudal requerido ( $m^3/s$ )

La ecuación 2.20, representa el lugar geométrico de todos los puntos con igual eficiencia (*parábola de isoeficiencia*) y pasa por el origen. En la figura 2.8 se representa la parábola de isoeficiencia y se observa que la eficiencia a  $N_1$  es igual a la eficiencia a  $N_2$ , además todos los puntos contenidos en la parábola de isoeficiencia tienen igual eficiencia.

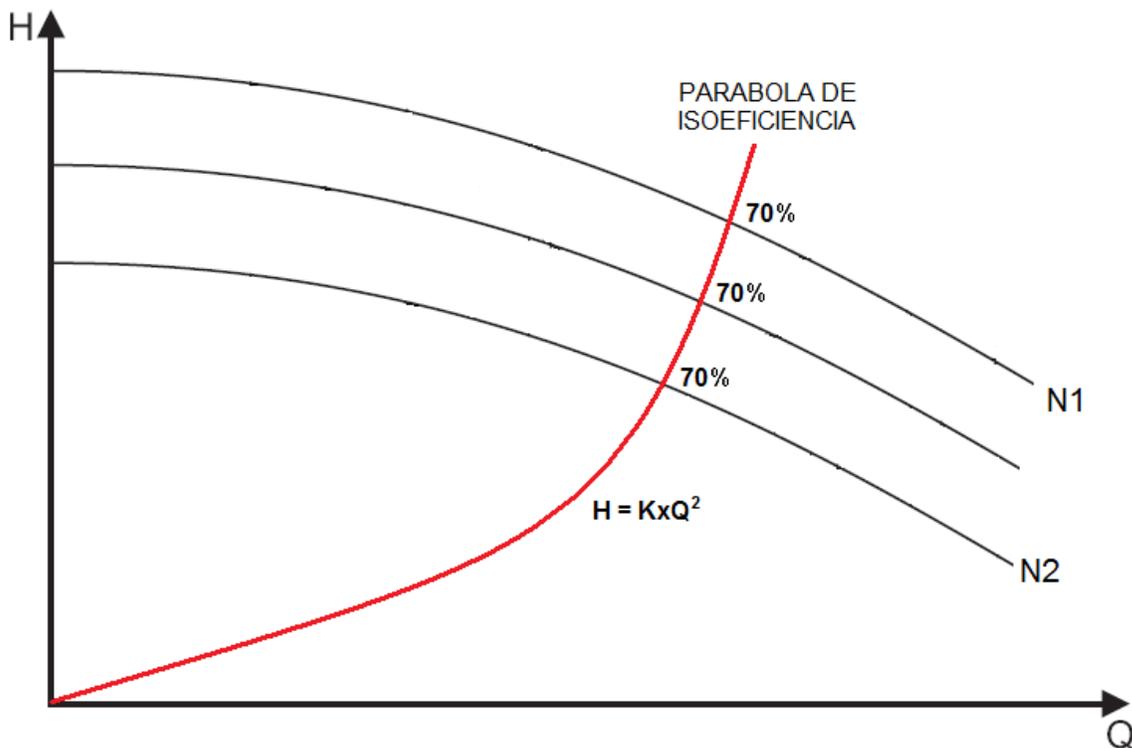


Figura 2.8. Parábola de isoeficiencia. [7]

**II.- Reducción del diámetro del impulsor de una máquina.** Cuando se reduce el diámetro del rodete, no se mantiene la similitud geométrica, por lo que las relaciones de similitud CQ, CH y CW no se mantienen, sin embargo los fabricantes de máquinas han ensayados en bancos de prueba y han determinado que para recorte menores al 20 % en máquinas muy radiales y menores al 10 % en máquinas menos radiales se mantienen ciertas características asociadas a las curvas originales.

#### **2.1.4. Estimación de error en una medida y determinación, y expresión de errores. [21]**

El error se define como la diferencia entre el valor verdadero y el obtenido experimentalmente. Los errores no siguen una ley determinada y su origen está en múltiples causas. Atendiendo a las causas que los producen, los errores se pueden clasificar en dos grandes grupos: errores sistemáticos y errores accidentales.

**I.- Los errores sistemáticos:** son aquellos que permanecen constantes a lo largo de todo el proceso de medida y, por tanto, afectan a todas las mediciones de un modo definido y es el mismo para todas ellas; se pueden subclasificar en errores instrumentales, personales o por la elección del método. Los errores instrumentales son los debidos al aparato de medida; por ejemplo, un error de calibrado generaría este tipo de imprecisión. Los errores personales se deben a las limitaciones propias del experimentador; así, una persona con algún problema visual puede cometer errores sistemáticos en la toma de ciertos datos. Finalmente, el error en la elección del método se presenta cuando se lleva a cabo la determinación de una medida mediante un todo que no es idóneo para tal fin; por ejemplo, la medida del tiempo de caída de un objeto por mera inspección visual.

**II.- Los errores accidentales:** son aquellos que se producen en las variaciones que pueden darse entre observaciones sucesivas realizadas por un mismo operador. Estas variaciones no son reproducibles de una medición a otra y su valor es diferente para cada medida. Las causas de estos errores son incontrolables para el observador. Los errores accidentales son en su mayoría de magnitud muy pequeña y para un gran número de mediciones se obtienen tantas desviaciones positivas como negativas. Aunque con los errores accidentales no se pueden hacer correcciones para obtener valores más concordantes con el real, si se emplean métodos estadísticos se puede llegar a algunas conclusiones relativas al valor más probable en un conjunto de mediciones.

***Error absoluto y error relativo***

El error absoluto en una medida  $X$  de determinada magnitud es la diferencia entre dicho valor y el valor verdadero de la medida; se notará por  $\Delta x$  y, por tanto, su expresión se puede ver en la ecuación 2.21.

$$\Delta X = X - X_0 \quad (2.21)$$

Donde:

$\Delta X$ : Error absoluto

$X$ : Magnitud medida

$X_0$ : Valor verdadero

Donde  $X_0$  representa el valor verdadero de la medida. El error absoluto cuantifica la desviación en términos absolutos respecto al valor verdadero. No obstante, en ocasiones es más interesante resaltar la importancia relativa de esa desviación. Por ello, se define el error relativo como el cociente entre el error absoluto y el valor verdadero; denotándolo por  $\varepsilon$ , y su expresión se da por la ecuación 2.22.

$$\varepsilon = |\Delta X| / X_0 \quad (2.22)$$

Donde:

$\varepsilon$ : Error relativo (adimensional)

Y suele expresarse porcentualmente sin más que multiplicar por 100. Dando lugar a la ecuación 2.23 que se muestra a continuación:

$$\% \varepsilon = \varepsilon * 100 \quad (2.23)$$

Donde:

$\% \varepsilon$ : Error relativo expresada en porcentaje

# Capítulo 3: Marco Metodológico

---

## **3.1. Tipo de investigación.**

El nivel de esta investigación puede definirse como descriptiva, dado que se estudian los fenómenos hidráulicos, termodinámicos y físicos que determinan el comportamiento de las máquinas hidráulicas de forma teórica y son representados virtualmente mediante simulaciones computarizadas a fin de visualizar dicho comportamiento teórico y compararlo con resultados obtenidos experimentalmente.

## **3.2. Diseño metodológico de la investigación.**

Para el logro de los objetivos propuestos, se presentan a continuación las fases que explican la metodología empleada:

### **3.2.1. Identificación de los bancos de ensayo.**

La identificación de los diferentes bancos de ensayo consiste en conocer y estudiar extensamente la descripción, funcionamiento y requerimientos de los mismos, a fin de discernir las experiencias realizables con mayores aportes didácticos y representarlas virtualmente con la mayor similitud posible.

### **3.2.2. Diseño de la interfaz gráfica del programa.**

La interfaz gráfica, es la parte física del programa, por así decirlo; para su diseño es importante considerar que se trata de un programa destinado al aprendizaje, donde las formas y colores desempeñan un rol importante. A fin de lograr una interfaz agradable a la vista, ilustrativa y simple a la vez, se toman en cuenta los siguientes aspectos:

- El objetivo de la experiencia comprobable.
- El aspecto real de los bancos de ensayo, lo cual es fundamental para la familiarización del usuario con las experiencias comprobables.

- Las formas y colores asociados universalmente a respectivas acciones o elementos, lo cual facilita el aprendizaje.

Como herramienta para lograr el diseño de la interfaz gráfica se selecciona Adobe® Illustrator® CS6, un programa destinado al diseño con el cual es posible lograr gráficos de calidad.

### **3.2.3. Desarrollo de los algoritmos de cálculo.**

Se realiza el desarrollo de los distintos algoritmos que permiten predecir, a partir de los modelos teóricos, los valores involucrados. Para ello se consideran los objetivos de cada una de las experiencias comprobables y a partir de éstos se establecen los objetivos de programación, los cuales están directamente relacionados con los requerimientos del usuario para alcanzar los objetivos de dichas experiencias comprobables.

### **3.2.4. Codificación de los algoritmos en un lenguaje visual.**

Se procede a codificar los algoritmos desarrollados según el lenguaje de programación Java, permitiendo asignarle la función respectiva a cada uno de los elementos que conforman la interfaz gráfica y con esto lograr finalmente las simulaciones. Java fue seleccionado como lenguaje de programación por la ventaja que éste ofrece al ser multiplataforma, es decir que funciona perfectamente independientemente del sistema operativo instalado en el equipo. Como Entorno de Desarrollo Integrado, según siglas en inglés IDE, se selecciona NetBeans 6.1, el cual es un entorno de programación que permite programar en Java y además es gratuito.

### **3.2.5. Validación de los resultados obtenidos con el programa de computación.**

Se procede a la resolución de las experiencias comprobables de forma manual. Los resultados obtenidos se utilizan como punto de comparación de los resultados del programa computacional, realizando una estimación del cálculo de errores relativos, para de esta forma verificar y certificar la confiabilidad de dicho programa.

### **3.2.6. Elaboración del manual del usuario.**

El manual del usuario es una guía en donde el usuario consigue todo lo que necesita saber sobre el manejo de este programa, para lo cual es necesario exponer:

- El objetivo de cada una de las experiencias.
- Cómo llevar a cabo una simulación exitosa, para ello se emplean instrucciones paso a paso de cómo funciona cada módulo.

### **3.3. Recursos necesarios para la elaboración del programa computarizado.**

#### **3.3.1. Recursos materiales.**

- Un computador.
- Bibliografía relacionada.
- Manuales Técnicos de los equipos.

#### **3.3.2. Recursos humanos.**

- Autores del presente trabajo.
- Tutor académico.
- Asesor técnico de programación.

# Capítulo 4: Desarrollo del Trabajo

---

## 4.1. Identificación del conjunto de bancos a ensayar.

Los bancos a ensayar describen los modelos presentados en la herramienta computacional a programar, a continuación se explica una breve descripción de ellos.

### 4.1.1. Descripción de bancos de ensayos.

Los bancos seleccionados son aquellos que permiten realizar ensayos a las máquinas hidráulicas encontrados en el Laboratorio de Térmica de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo, los cuales son:

**4.1.1.1. Banco de ensayo de bomba centrífuga:** es un banco destinado a realizar la operación de una bomba centrífuga y permite de igual manera hacer arreglos de bombas en serie y paralelo, desarrollado por unos alumnos de la escuela de mecánica siendo éste su trabajo de grado, el banco cuenta con 2 bombas centrífugas, un tanque de agua que sirve de suministro para realizar el ensayo, un arreglo de tuberías de 1 ½ " dispuestos de tal manera que permite realizar la succión y descarga del fluido, a su vez en dicha tubería están situados sensores para tomar las mediciones de las variables involucradas, cuenta con una serie de válvulas que permiten el control de la descarga, además por medio de estas válvulas se configura la operación de las bombas en serie y paralelo, este banco se muestra en la figura 4.1.



Figura 4.1. Banco de bomba centrífuga.

**4.1.1.2. Banco de ensayo de arreglos de bombas centrífugas (serie y paralelo):** este banco (fabricado por Armfield) permite realizar el ensayo y comparar el funcionamiento de bombas en serie y paralelo, es autónomo y comprende un depósito o tanque para la circulación continua de agua. Las válvulas de bola en las entradas y salidas de la bomba permite la configuración que desee seleccionar. Una válvula de accionamiento manual controla el flujo, éste se encuentra medido por una placa de orificio. En la figura 4.2 se muestra lo anterior dicho.



Figura 4.2. Equipo para realizar ensayos de bomba en serie y paralelo FM 21.

**4.1.1.3. Banco de ensayo del ventilador axial:** Este equipo fabricado por Armfield, permite realizar el ensayo de un ventilador axial, el conducto es de una carcasa transparente para observar su funcionamiento, realizar las mediciones del sistema y ver el impulsor en pleno funcionamiento. Además posee un dispositivo que permite la variación de la tasa de flujo de aire que es medida por una placa orificio. Esto se observa en la figura 4.3.



Figura 4.3. Equipo para realizar ensayos a ventilador axial FM11.

**4.1.1.4. Banco de ensayo del ventilador centrífugo:** banco fabricado por Armfield, es un ventilador centrífugo de flujo radial, un dispositivo de abertura ajustable permite la variación de la tasa de flujo de aire que es medida por una placa orificio, cuenta con impulsores de álabes curvados hacia atrás y hacia adelante. Su estructura es transparente y permite la observación visual del sistema de medición y el impulsor en funcionamiento, tal como se muestra en la figura 4.4.



Figura 4.4. Equipo para realizar ensayos a ventilador centrífugo FM10.

**4.1.1.5. Análisis dimensional:** Esta práctica no cuenta con un banco de ensayo como tal, ya que las experiencias que se resumen en las actividades comprendidas a realizar, se basan en los ensayos realizados en los bancos de operación de la bomba centrífuga y ventilador axial, sin embargo se ha desarrollado una animación que servirá de soporte al momento de aplicar los conocimientos teóricos a todo lo que se refiere al análisis dimensional y comportamiento de las relaciones de semejanzas y coeficientes adimensionales.

**4.1.1.6. Desarme de bomba rotodinámica:** Haciendo uso de la bomba existente en el laboratorio como la que se aprecia en la figura 4.5, es posible visualizar las partes constitutivas, verificar materiales de fabricación y realizar las mediciones de sus componentes principales, todo esto con el objetivo de relacionar las variables principales y analizar cómo influyen éstos con su comportamiento funcional. Esta bomba prácticamente permite que sea desarmada en su totalidad, lo cual es importante para poder realizar la experiencia de manera completa.



Figura 4.5. Bomba rotodinámica marca Sulzer.

#### 4.1.2. Experiencias.

Una vez descrito los bancos de ensayo a utilizar, las experiencias seleccionadas a realizar son las siguientes:

- Determinar las variables de funcionamiento de una bomba centrífuga.
- Realizar las curvas características de funcionamiento de una bomba centrífuga.
- Realizar las curvas de isoeficiencia de una bomba centrífuga.
- Analizar el comportamiento de las variables fundamentales de un arreglo de bombas centrífugas.
- Determinar las variables de funcionamiento de un arreglo en serie de bombas centrífugas.
- Determinar las variables de funcionamiento de un arreglo en paralelo de bombas centrífugas.
- Analizar el comportamiento de las variables fundamentales de un ventilador axial.
- Analizar el comportamiento de las principales características funcionales del ventilador axial.
- Realizar las curvas de isoeficiencia del ventilador axial partiendo de la eficiencia global.
- Analizar las variables fundamentales que describen el funcionamiento de un ventilador centrífugo.
- Realizar las curvas de isoeficiencia del ventilador centrífugo partiendo de la eficiencia global.
- Analizar comparativamente el funcionamiento del ventilador centrífugo operando con ambos rodets.
- Verificar la precisión del análisis dimensional en la predicción del comportamiento de una turbomáquina.
- Aplicar las relaciones de semejanzas para obtener las curvas de carga de máquina y potencia de accionamiento en función del caudal.

- Obtener por medio de los coeficientes adimensionales de funcionamiento de una bomba centrífuga y un ventilador, la tendencia de las curvas de carga y potencial en función del caudal.
- Conocer el la velocidad de giro de un punto arbitrario tanto para una bomba centrífuga como para un ventilador axial, utilizando la parábola de isoeficiencia y las relaciones de similitud.
- Aplicar los coeficientes empíricos adimensionales para recorte de rodete a una bomba centrífuga y analizar su comportamiento con lo obtenido por medio de las relaciones de similitud.
- Observar y medir las características principales de una bomba rotodinámica.
- Clasificar la bomba rotodinámica desde distintos tipos de vista, posición del eje y tipo de carcasa.
- Mencionar las características generales de la bomba como lo es: número de álabes, tipo de rodete, tipo de apoyo de eje, entre otras.

## **4.2. Diseño de la interfaz gráfica del programa.**

La interfaz gráfica del programa ha sido diseñada partiendo de los principios didácticos de formación estudiantil, entre ellos está el aprender a conocer, el cual explica que se debe despertar la curiosidad intelectual del alumno así como estimular su sentido crítico. Otro principio es el aprender a hacer, explica que el alumno debe convertir sus conocimientos en instrumentos, para poder estar preparado a la realidad que se encontrará expuesto. Sumado a esto y tomando en cuenta publicaciones realizadas por psicólogos en el área del aprendizaje donde afirman que existen muchos métodos, hechos, teorías y aplicaciones para facilitar este proceso, se debe lograr despertar los procesos cognitivos involucrados en las habilidades lógico – matemáticas. Por ello el laboratorio virtual llamado *LaviucMH* ha sido creado bajo un entorno sencillo capaz de despertar el interés del usuario, guardando la mayor similitud posible de los bancos de ensayo para familiarizar con su entorno real, el programa de computación cuenta con animaciones de funcionamiento real de distintos dispositivos lo cual es parte fundamental del funcionamiento individual para cada banco de ensayo.

#### 4.2.1. Menú principal.

Como se puede ver en la figura 4.6, el menú principal representa y engloba todas las prácticas del laboratorio de térmica en un menú principal, no es más que la pantalla inicial del programa diseñado LaviucMH, en este menú se encuentran todos los botones necesarios que dan paso a las prácticas simuladas, por otro lado, también dispone del manual del usuario (posee la información relacionada para el óptimo funcionamiento de todas las experiencias) en el botón *ayuda*, y el botón *salir* para finalizar del programa.



Figura 4.6. Interfaz del menú principal

#### 4.2.2. Almacenamiento e impresión de datos.

El programa computacional brinda la impresión de datos mediante ventanas emergentes, el cual guarda todas las variables implicadas en cada experiencia realizada, al oprimir el botón calcular se observan los resultados para cada ensayo o muestra tomada, esta ventana no interfiere en la continuidad de la simulación para cada banco ensayado.

### 4.2.3. Operación de una bomba centrífuga.

En la interfaz de la operación de una bomba centrífuga, como se muestra en la figura 4.7, se visualiza un banco práctico, donde se observa los diferentes parámetros necesarios para lograr el comportamiento hidráulico de ésta turbomáquina, como lo son, el encendido y apagado, las distintas velocidades de giro del motor con las que trabaja la bomba (expresadas en rpm), el porcentaje de apertura de la válvula 2, ésta permite regular el caudal volumétrico a la descarga de la bomba, y por último la válvula 1, la cual ejerce la función de abrir el paso de fluido en la succión de la máquina.

La data correspondiente a la operación de la bomba centrífuga se obtiene al presionar el botón *calcular*, mostrando todos los valores con sus respectivas unidades en una ventana adicional que se abre una vez presionado el botón. Cuando la bomba esté apagada, la luz del motor estará en rojo, por el contrario, cuando esté encendida, prenderá la luz con otro color de acuerdo a la velocidad de giro (rpm) seleccionada.

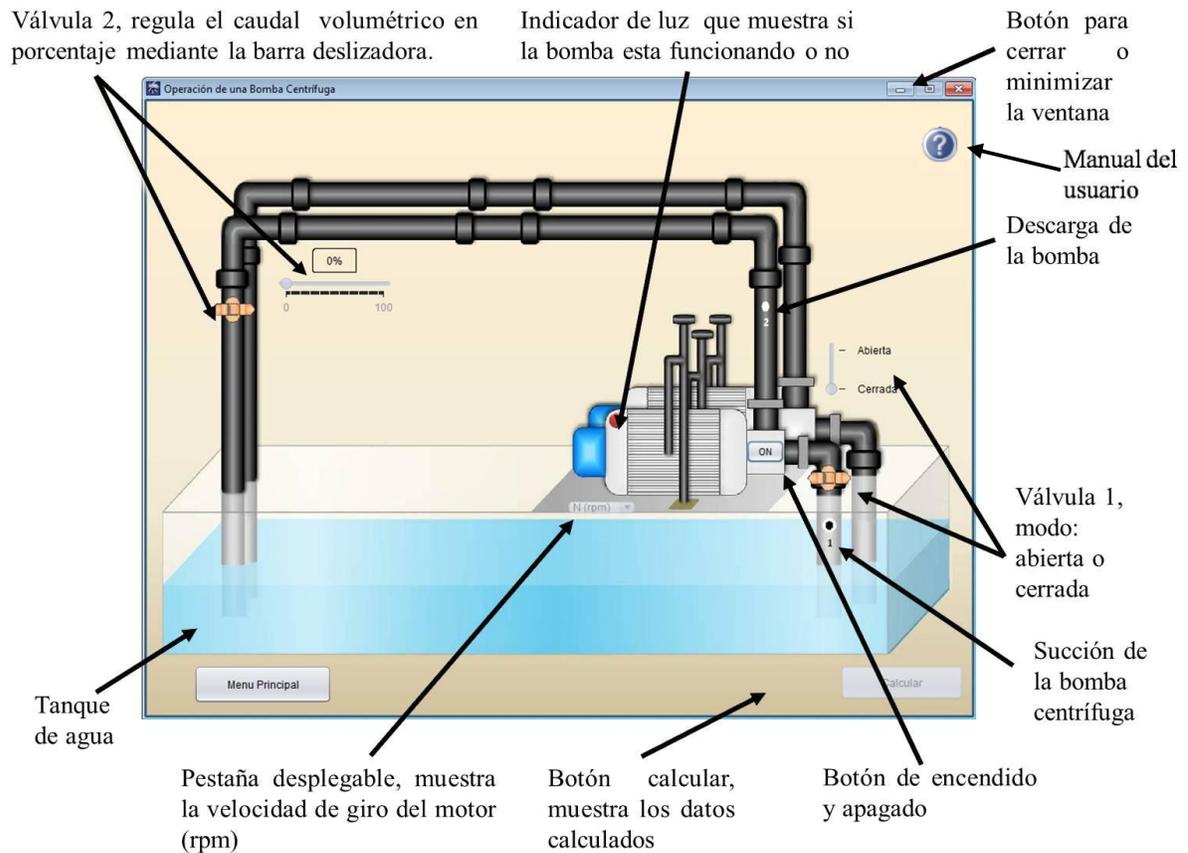


Figura 4.7. Interfaz de operación de una bomba centrífuga.

#### 4.2.4. Ventiladores axiales.

En la interfaz de ventiladores axiales que se muestra en la figura 4.8, emplea su movimiento seleccionando el tipo de velocidad de giro con la que se vaya a trabajar, al mismo tiempo tiene la opción de poder variar el paso del flujo de aire a través de la misma, por medio de la barra deslizadora que regula el caudal, permitiendo registrar todos los parámetros fundamentales que describen el funcionamiento del ventilador axial, y mostrarlos mediante la opción calcular.

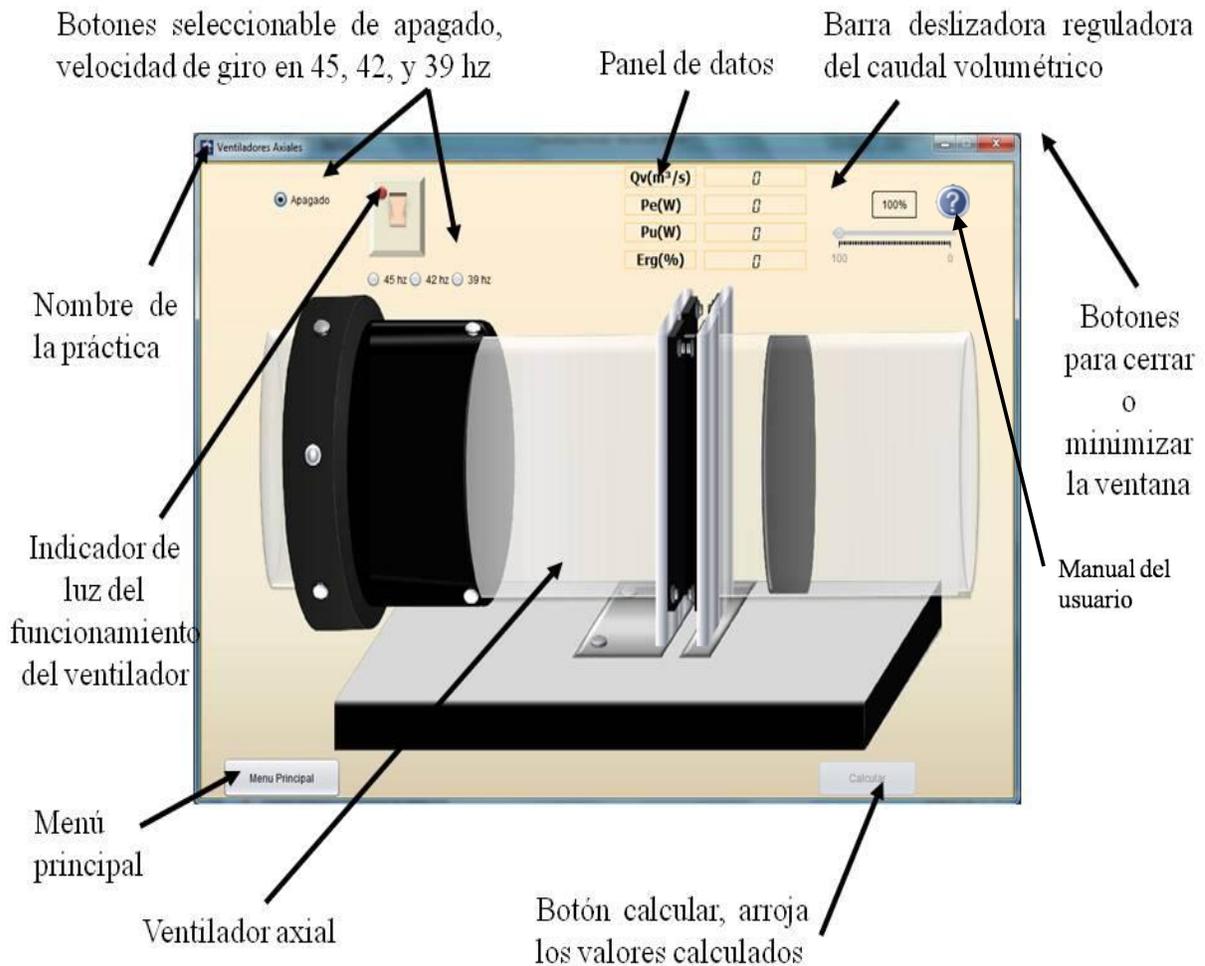


Figura 4.8. Interfaz de ventiladores axiales.

#### 4.2.5. Ventilador centrífugo.

La interfaz del ventilador centrífugo es muy similar a la de ventiladores axiales, en cuanto a que comparten la misma metodología de funcionamiento. Esta interfaz cuenta con

dos tipos de ensayo, uno con álabes curvados hacia atrás y el otro con álabes curvados hacia adelante, por otro lado cada modo posee tres tipos de velocidades de giro del motor, las cuales son: para el primer modo 51, 48 y 45 hz y para el segundo 40, 50 y 55 hz respectivamente, además actúan simultáneamente con el regulador de flujo de aire (caudal), quiere decir que a medida que la máquina esté operando con una de estas velocidades ya mencionadas, la barra deslizadora que controla el caudal volumétrico variará de acuerdo a los requerimientos que se desee estudiar con esta práctica, y por supuesto las variables fundamentales que el usuario quiera analizar y/o estudiar. Adicional a esto la interfaz también cuenta con un botón de encendido y apagado, y el botón *calcular*, que es el que muestra todos los valores principales de funcionamiento una vez presionado el mismo. En la siguiente figura 4.9 se muestra la primera pantalla al iniciar la práctica del ventilador centrífugo, además en las figuras 4.10 y 4.11 se ilustra la interfaz del ventilador centrífugo en sus dos versiones:

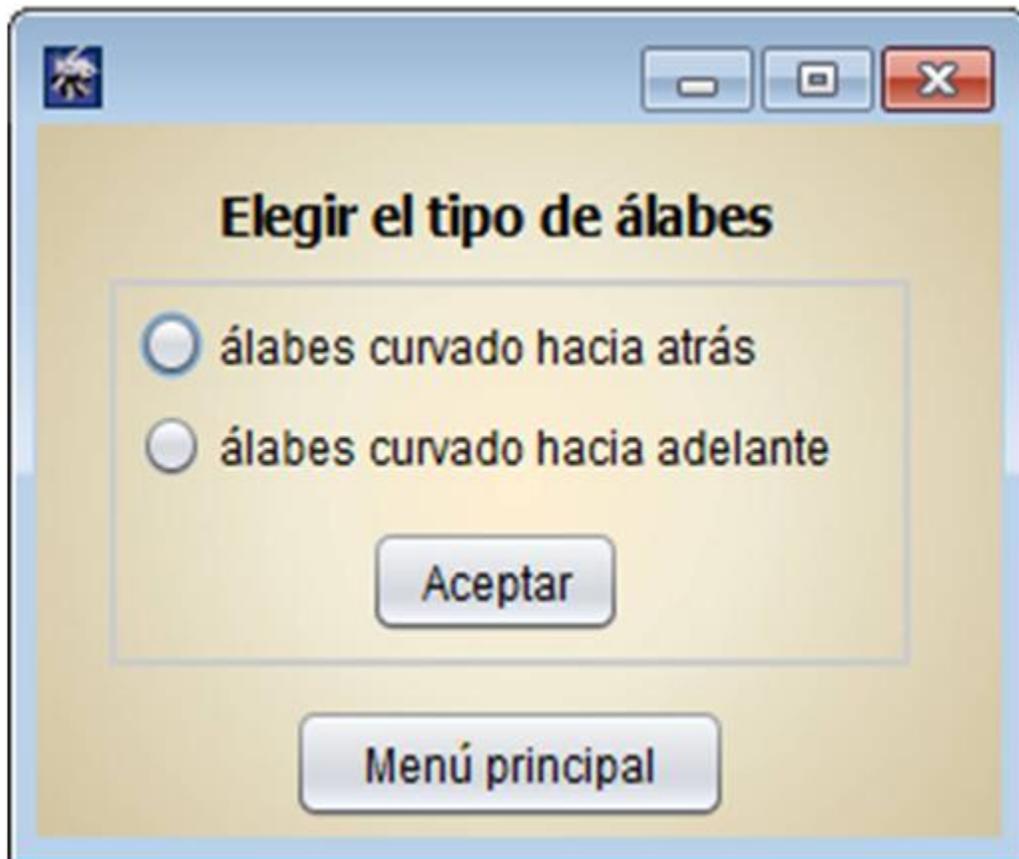


Figura 4.9. Panel de selección de tipo de álabes.

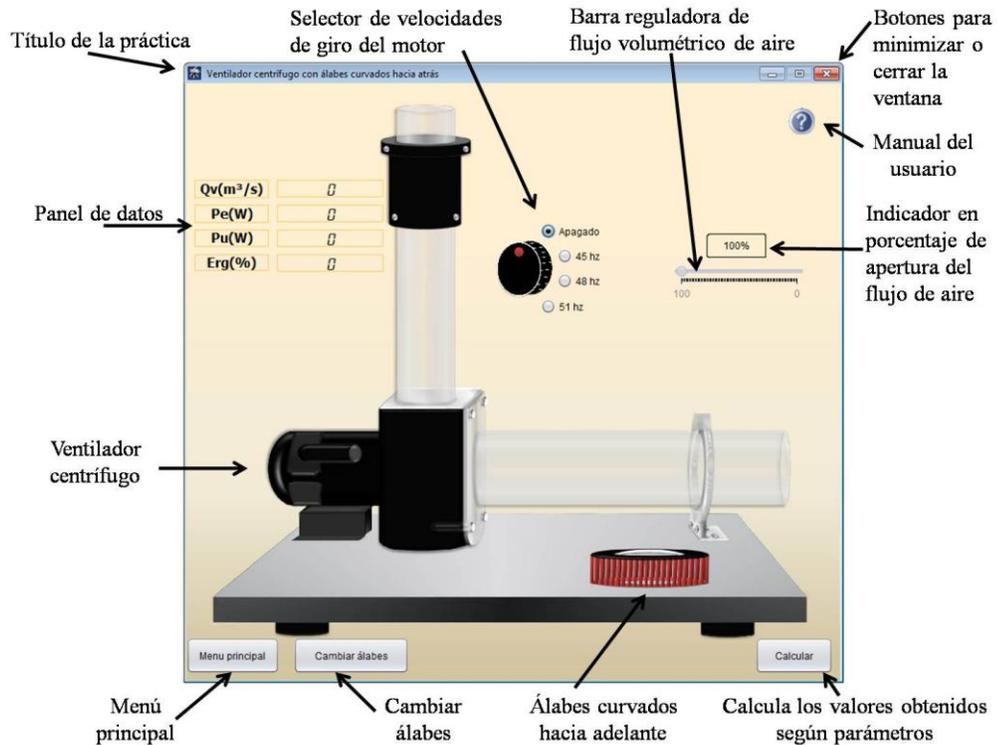


Figura 4.10. Interfaz de ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás.

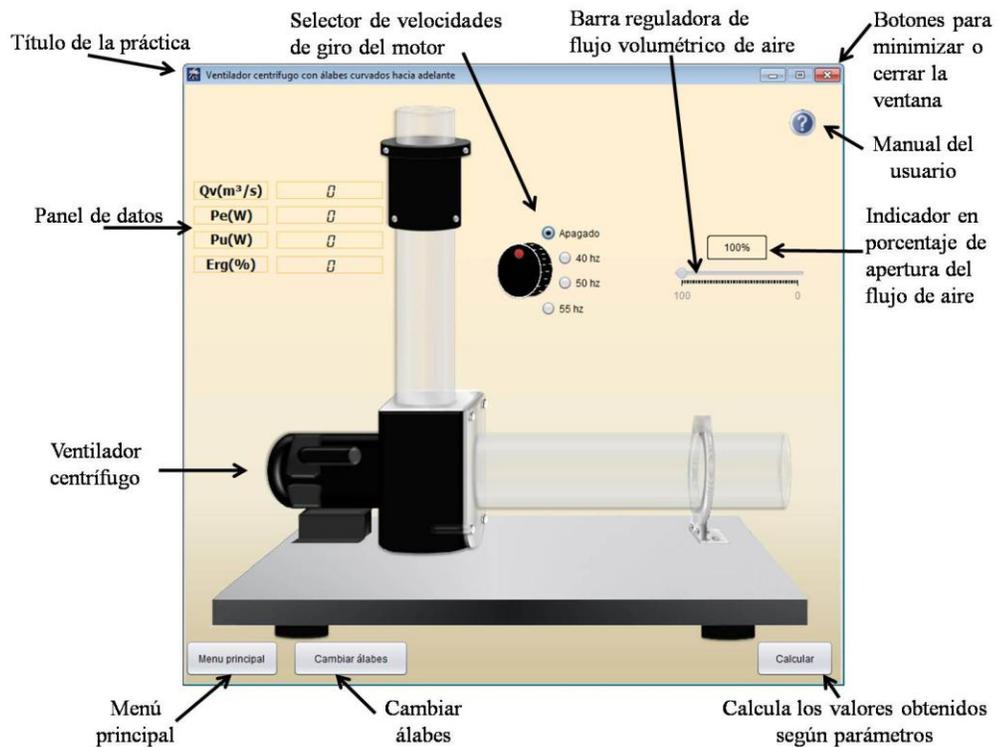


Figura 4.11. Interfaz de ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante.

#### 4.2.6. Desarme de bomba rotodinámica.

La simulación de esta práctica está basada en un video animado bastante ilustrativo, en donde se presenta el movimiento dinámico de la bomba rotodinámica, en este caso una bomba centrífuga como lo sugiere esta experiencia, mostrando todas las partes principales que la componen. Mientras el video vaya reproduciéndose, la bomba se visualizará completamente ensamblada, luego pasa a la siguiente fase donde ésta se desarma en forma isométrica, permitiendo observar con detenimiento, y detalladamente la parte interna de la misma, y por último, una vez desarmada se vuelve a ensamblar; cabe destacar que la bomba siempre estará moviéndose, incluido a esto, también cuenta con un corte longitudinal a través de ella, con la finalidad de entender de forma didáctica la geometría y funcionamiento de todas las partes vitales de la bomba centrífuga, esto es a causa de que el objetivo general es analizar la interrelación de las principales variables, elementos constitutivos, materiales y/o características fundamentales de la bomba centrífuga que influyen en su comportamiento funcional.

Después de finalizado el video, una imagen del rodete o impulsor señala e identifica todas las características y dimensiones de la turbomáquina como son: el diámetro de entrada “d1”, y salida del rodete “d2”, ángulo de entrada “b1”, espesor de salida “a2”, materiales de fabricación, entre otras. Para un mejor entendimiento, la imagen que se muestra en la figura 4.12 detalla todas las características necesarias que el usuario debe saber.

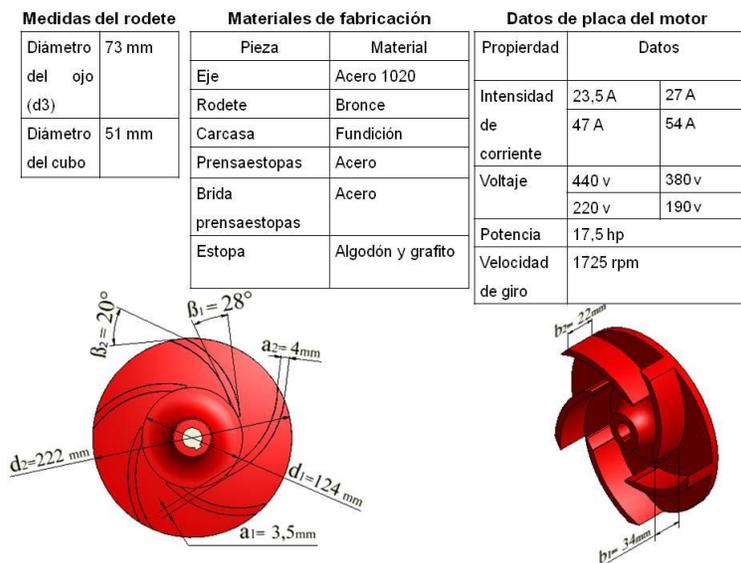


Figura 4.12. Interfaz de desarme de una bomba rotodinámica.

#### 4.2.7. Análisis dimensional.

La práctica 6 referida a análisis dimensional muestra una interfaz muy animada, ya que su contenido es netamente teórico, se emplearon colores llamativos y un fondo alusivo a una dimensión espacial, buscando lograr una interacción con su título y así un efecto de captación y asimilación mucho más sencilla en comparación con la manera tradicional. Debido al panel de control que se puede observar en la figura 4.13, el usuario tendrá la libertad de moverse en toda la interfaz, aplicar “zoom”, detenerse cuando lo desee, regresar o adelantar y además cuenta con la posibilidad de ampliar a pantalla completa.

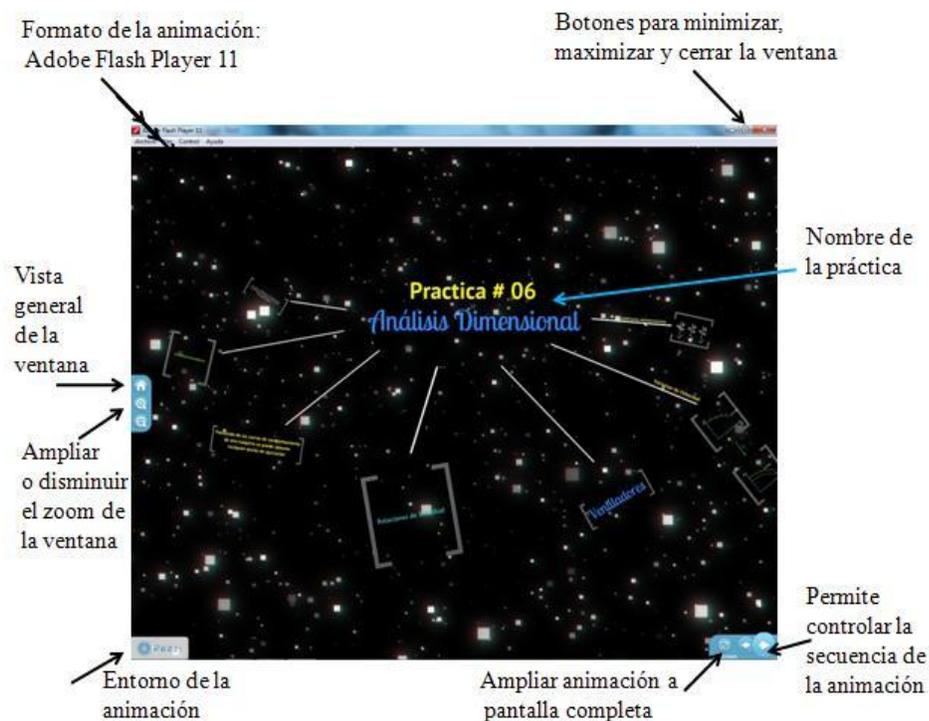


Figura 4.13. Interfaz de la animación de análisis dimensional.

#### 4.2.8. Arreglos de bombas centrífugas.

El objetivo general de esta práctica es analizar el comportamiento de las variables fundamentales de un arreglo de bombas centrífugas en serie y en paralelo, es por eso, que la interfaz de esta experiencia se basa primordialmente en la simulación del arreglo en serie y paralelo, que consiste en ensayar las dos bombas con una velocidad de giro específica para cada arreglo; cada una se configura mediante las válvulas como se muestra en la figura 4.14, de tal forma, que el usuario escoja con cual modo trabajará.

El arreglo en serie, y paralelo dispone de una válvula giratoria reguladora de caudal, la cual tiene como función controlar el flujo de agua a través de las bombas centrífugas, con el fin de estudiar el comportamiento de ellas, a medida que la válvula reguladora de caudal se cierre, se irá obteniendo una data correspondiente a la conducta de las bombas, como son carga, capacidad, eficiencia global, potencias, entre otras; estos valores se consiguen presionando el botón *calcular*. Es importante destacar que la regulación del caudal depende del estudio que se requiera realizar, es decir, que la válvula la podrá ir cerrando el usuario de acuerdo a la apertura que se desee, y al estudio que se quiera experimentar, como ya se dijo anteriormente.

En la interfaz del arreglo de bombas se observan los dos modos, serie y paralelo, también se muestra la velocidad de giro del eje del motor con las que pueden trabajar estas máquinas hidráulicas, seguido de la válvula que controla el flujo másico, y del botón que permite calcular todas las variables fundamentales que se estudian en esta práctica 3. Esta interfaz se muestra a continuación en la figura 4.14.

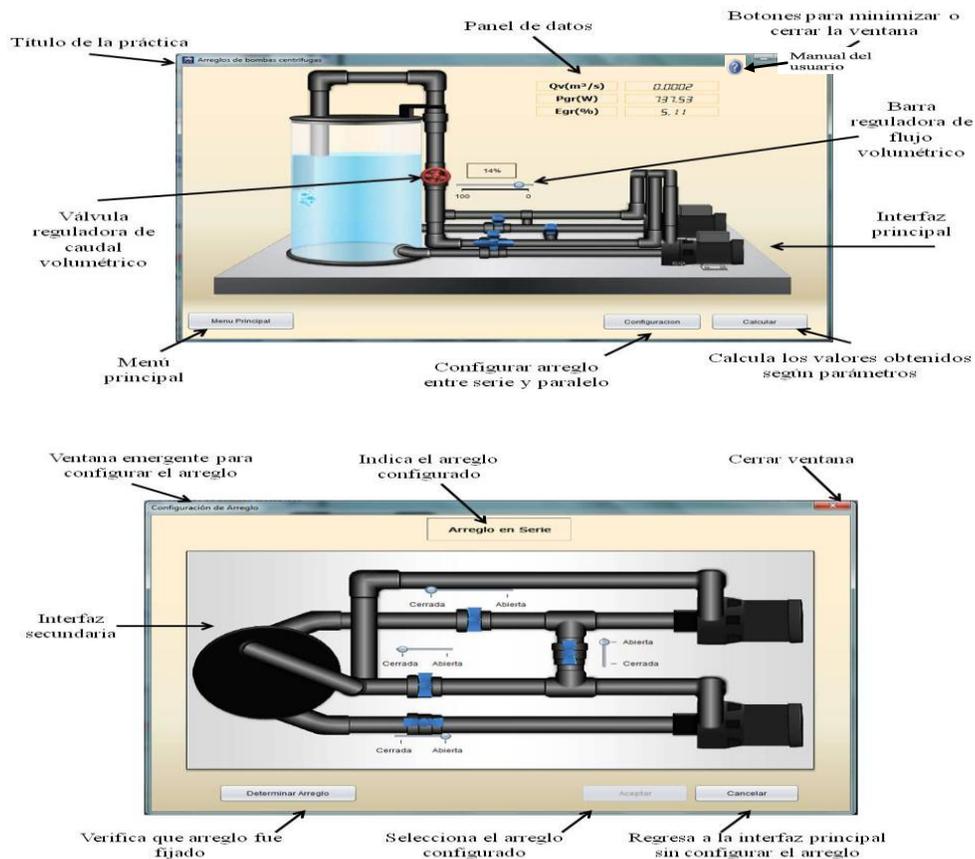


Figura 4.14. Interfaz de arreglo de bombas centrífugas (principal y secundaria).

### 4.3. Desarrollo de los algoritmos de cálculos.

Para la elaboración de los distintos programas que simulan los bancos de ensayo, es importante resaltar todos los algoritmos de cálculos que permiten formalizar la simulación de éstos paso a paso, por consiguiente, se plantean a continuación estos algoritmos haciendo uso del diagrama de flujo del lenguaje de programación.

#### 4.3.1. Operación de una bomba centrífuga.

La práctica de esta bomba centrífuga se conceptúa con la finalidad de analizar e interpretar las variables de funcionamiento de las mismas. En la siguiente fase se muestra por pasos los cálculos que dan por hecho la programación.

1. Realizando una serie de ensayos al banco de la bomba centrífuga a diferentes velocidades de giro del motor, tales como 2000, 2300 y 2500 rpm respectivamente, se obtienen los datos experimentales, dando lugar, la elaboración de las siguientes gráficas 4.15, 4.16, 4.17, 4.18, 4.19, 4.20, 4.21, 4.22, 4.23, 4.24, y 4.25 que se señalan a continuación delimitando a partir de ellas la ecuación matemática que representan dichas gráficas.

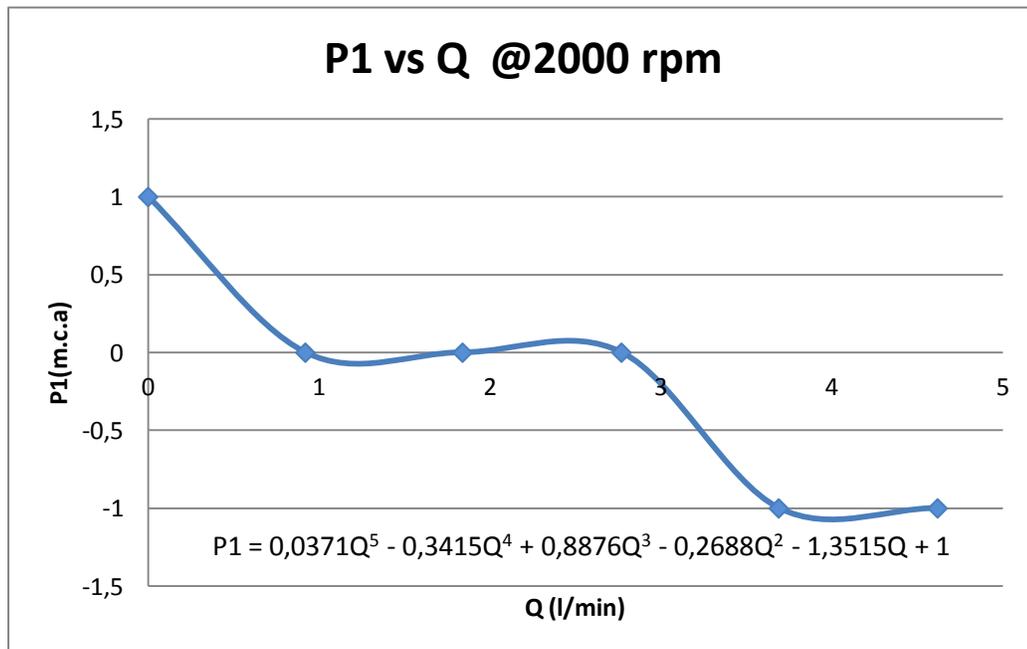


Figura 4.15. Curva P1 vs Q a 2000 rpm.

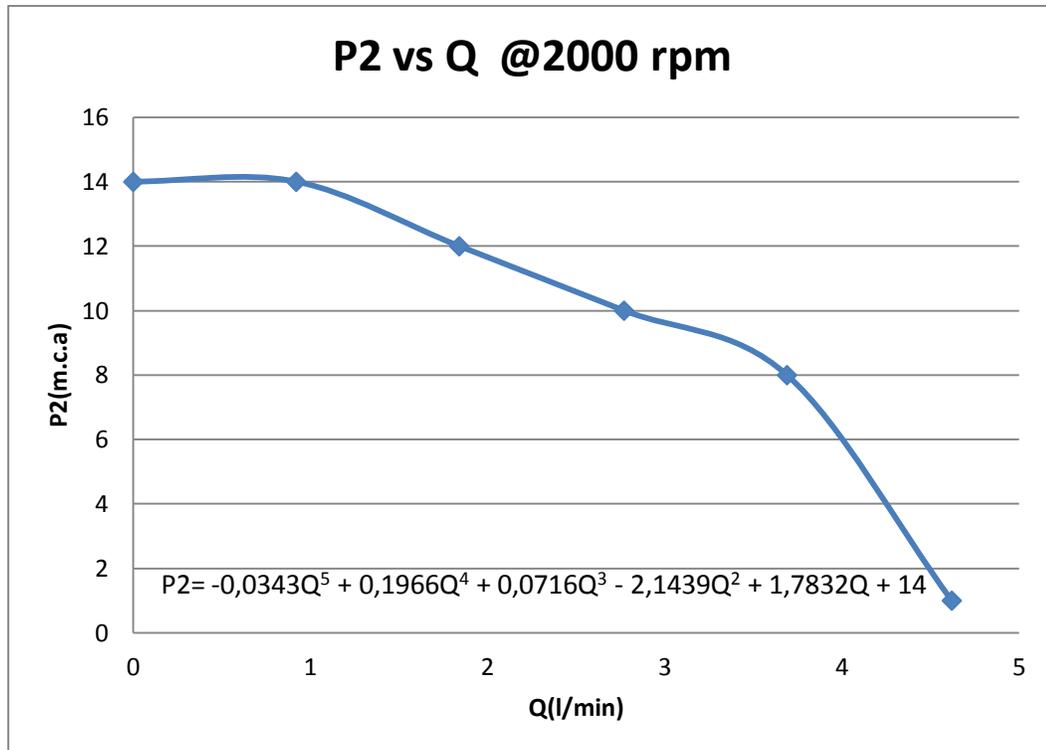


Figura 4.16. Curva P2 vs Q a 2000 rpm.

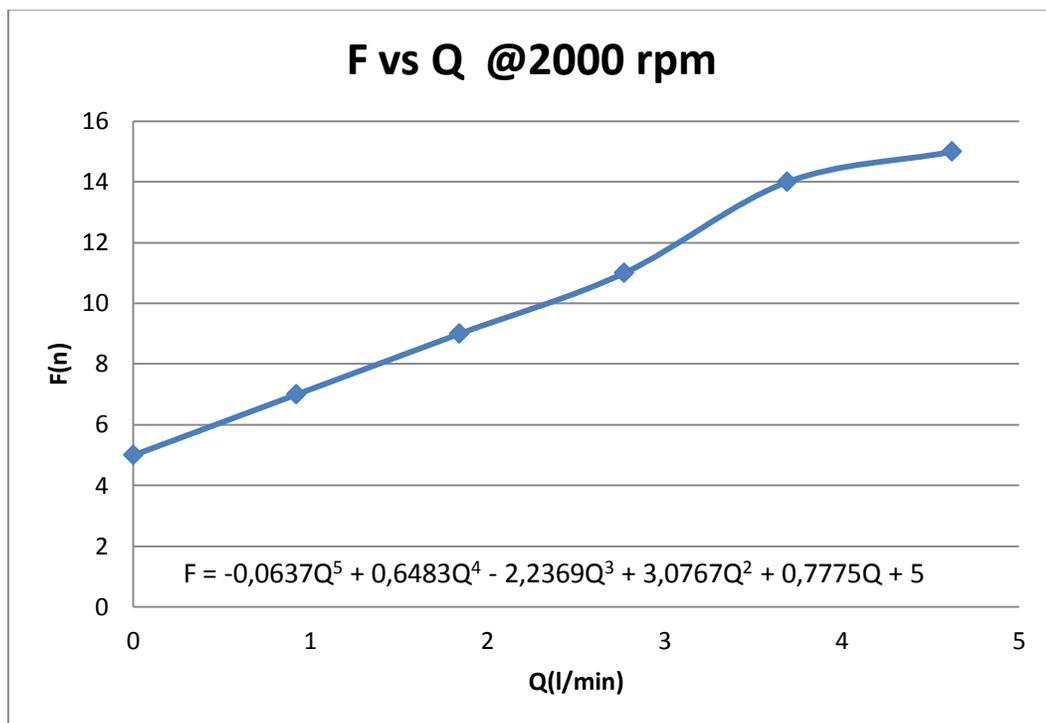


Figura 4.17. Curva F vs Q a 2000 rpm.

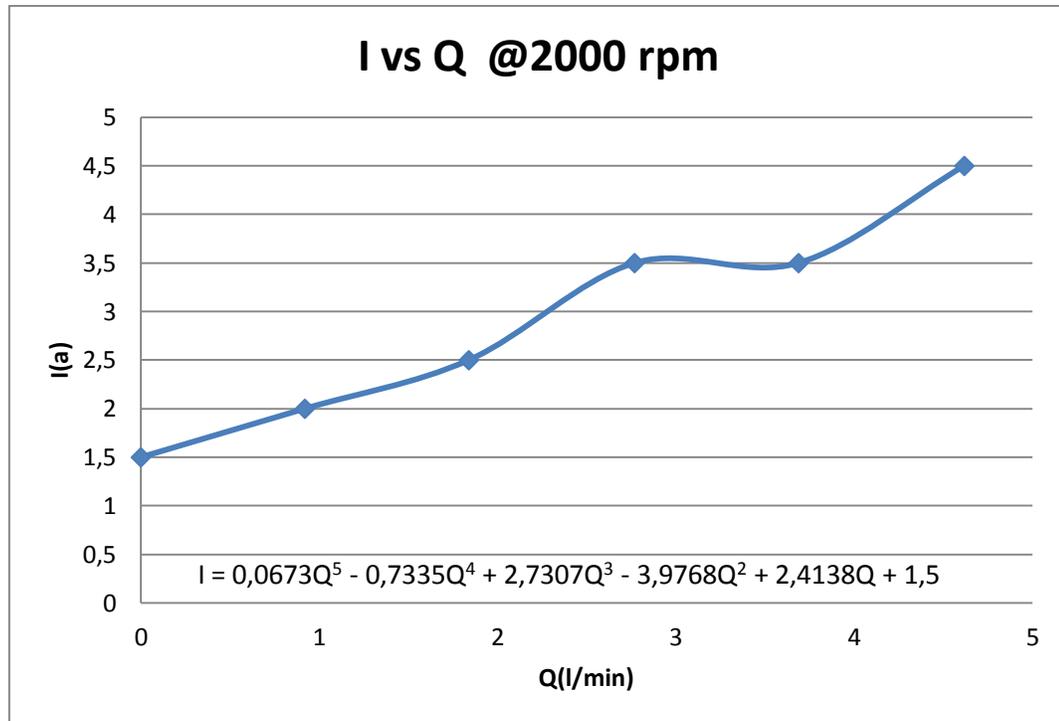


Figura 4.18. Curva I vs Q a 2000 rpm.

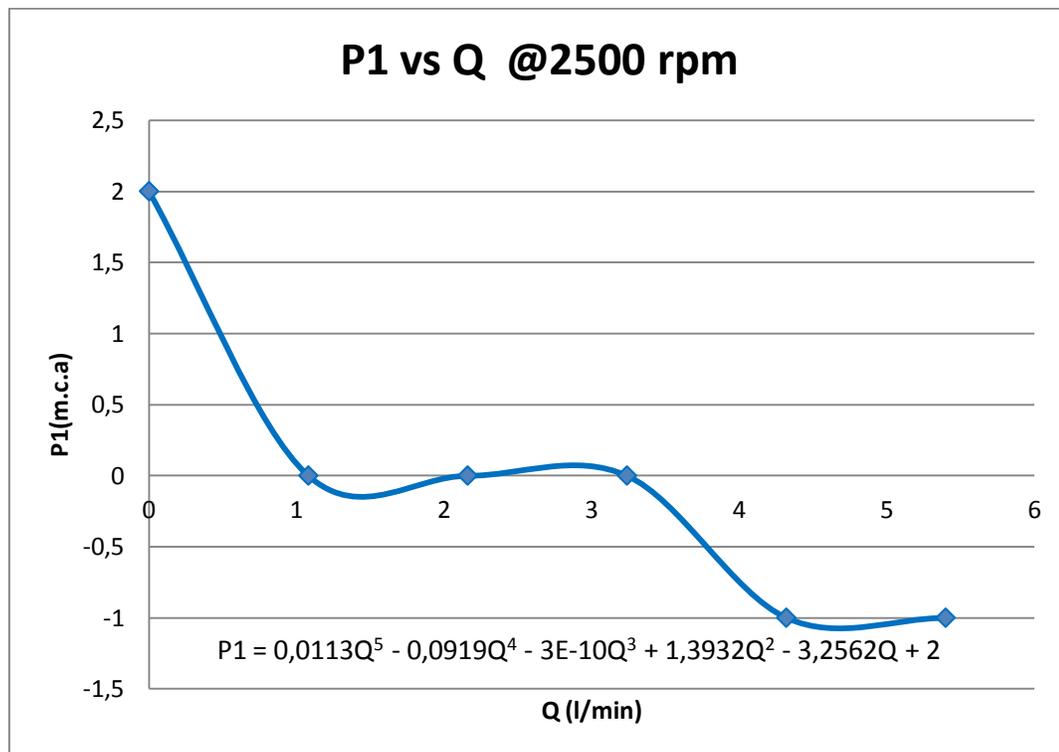


Figura 4.19. Curva P1 vs Q a 2500 rpm.

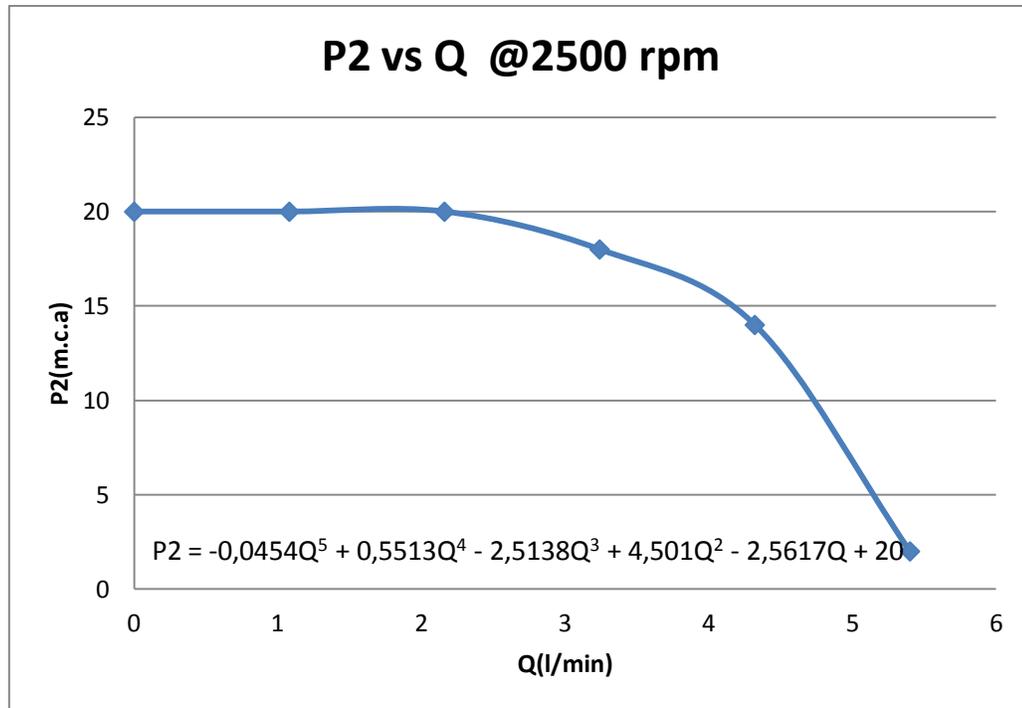


Figura 4.20. Curva P2 vs Q a 2500 rpm.

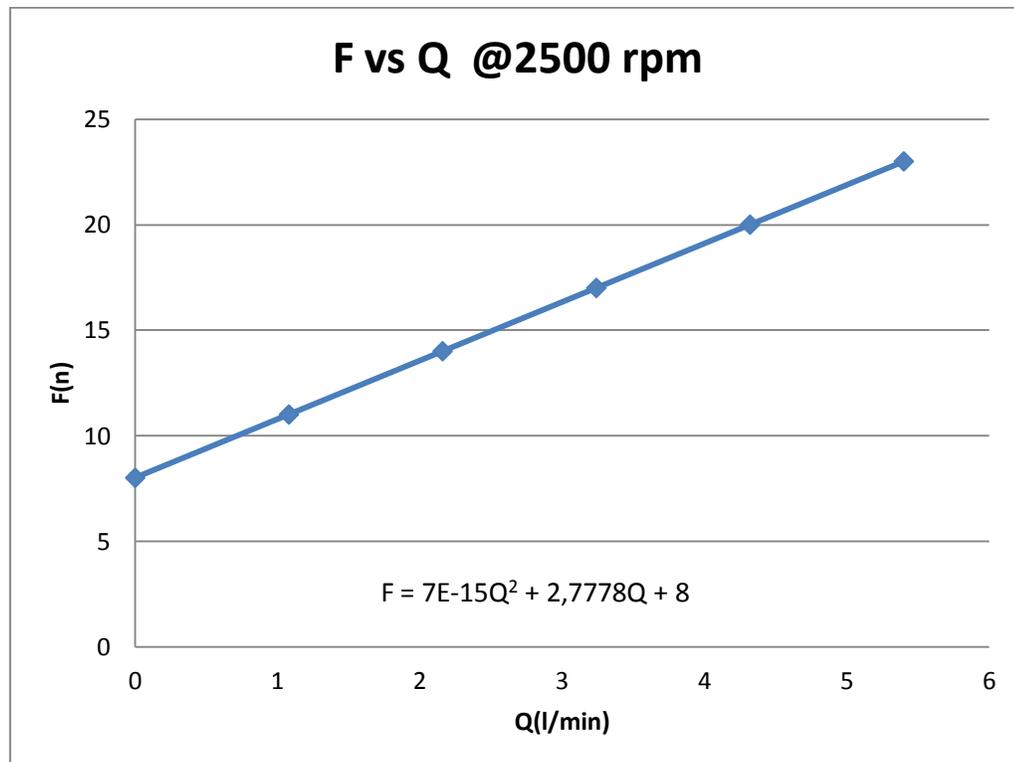


Figura 4.21. Curva F vs Q a 2500 rpm.

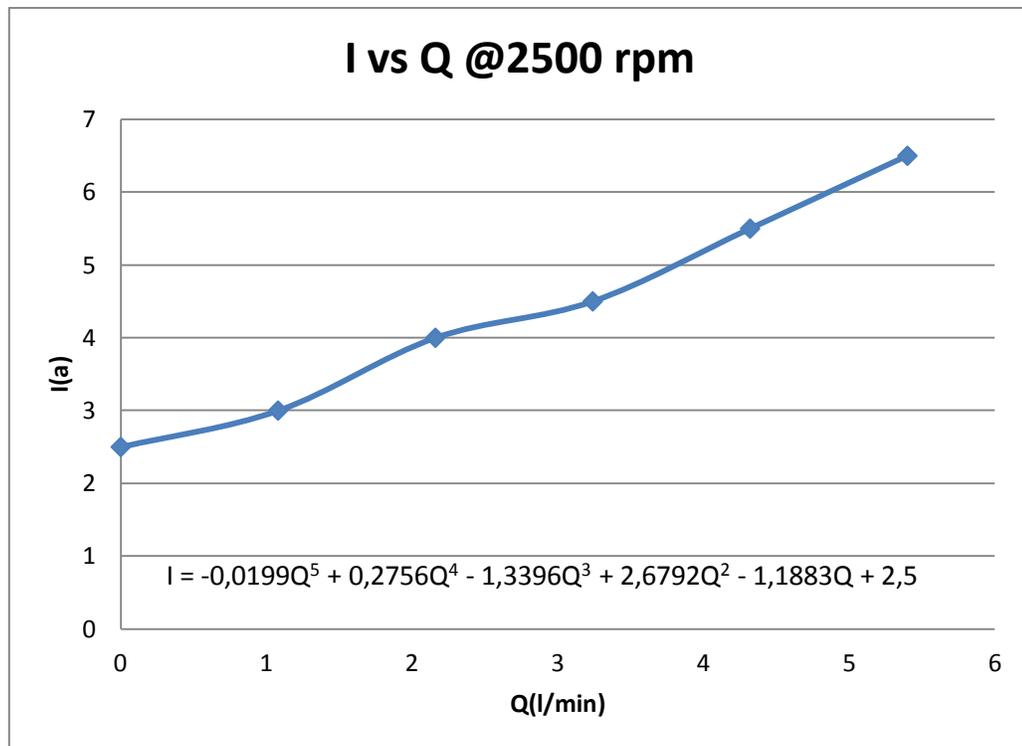


Figura 4.22. Curva I vs Q a 2500 rpm.

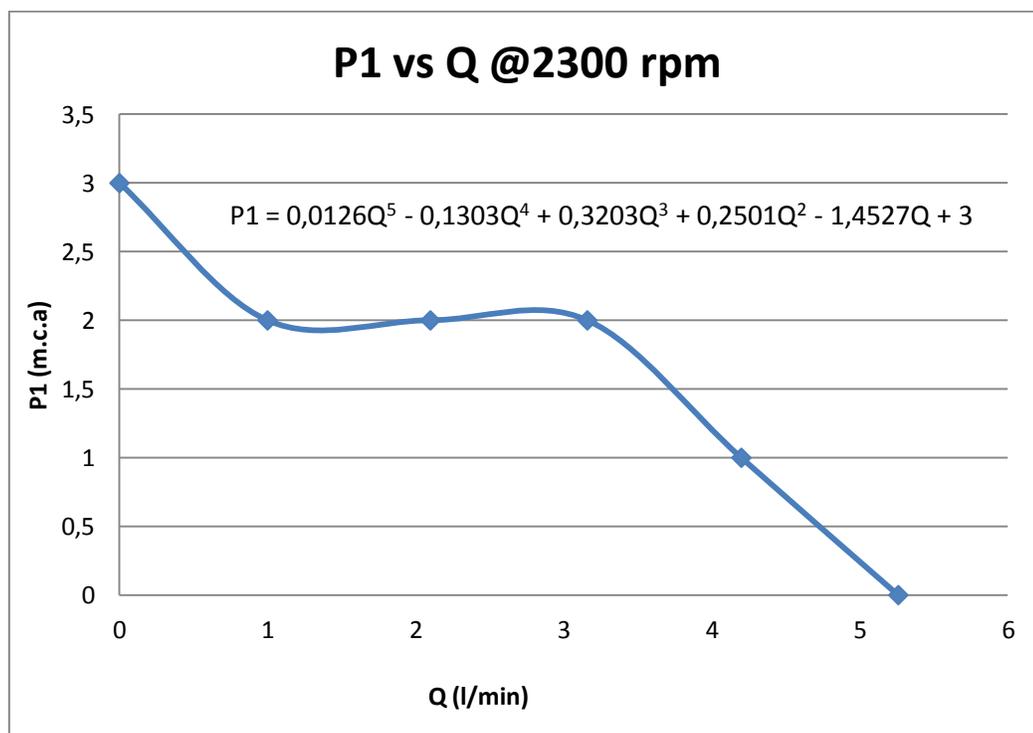


Figura 4.23. Curva P1 vs Q a 2300 rpm.

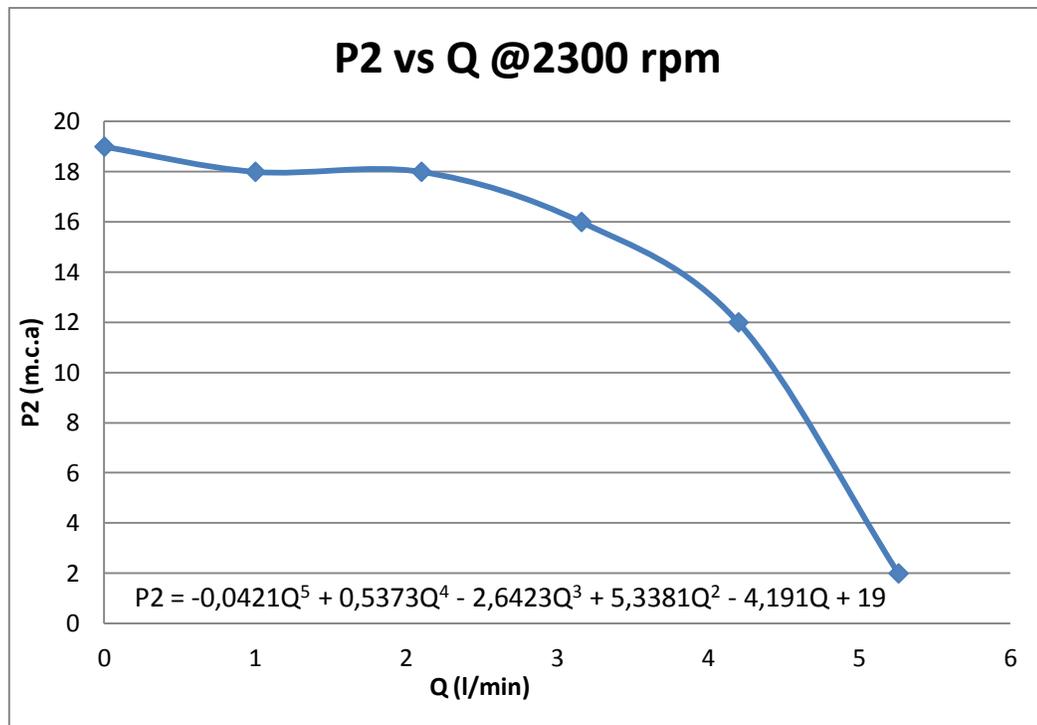


Figura 4.24. Curva P2 vs Q a 2300 rpm.

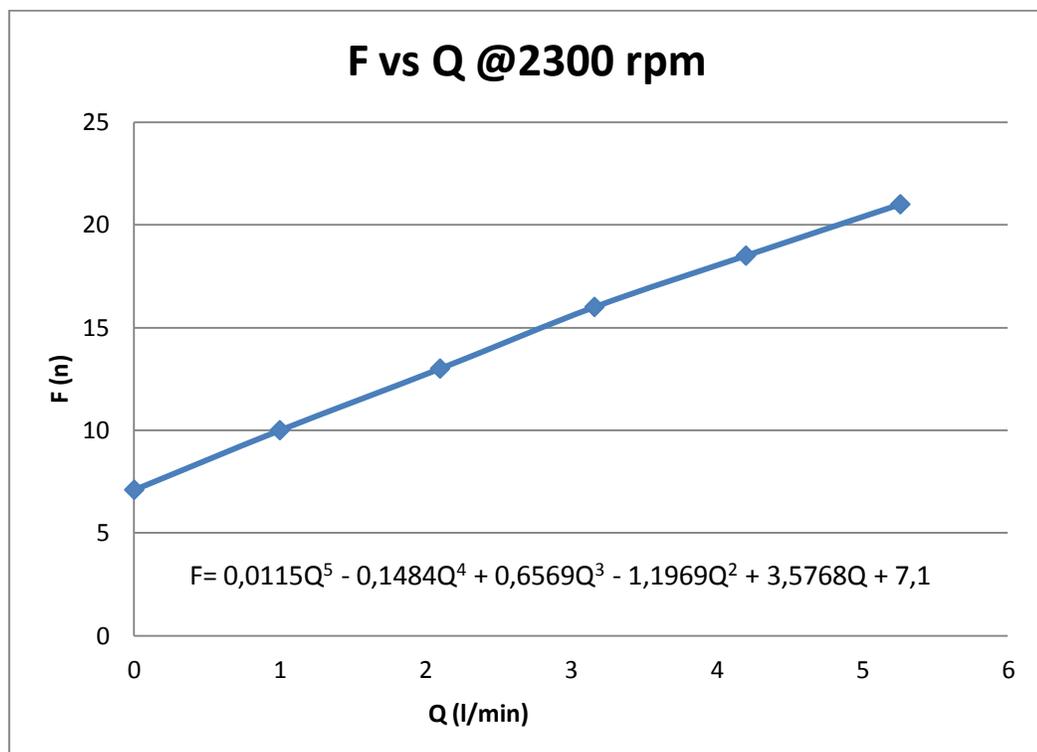


Figura 4.25. Curva F vs Q a 2300 rpm.

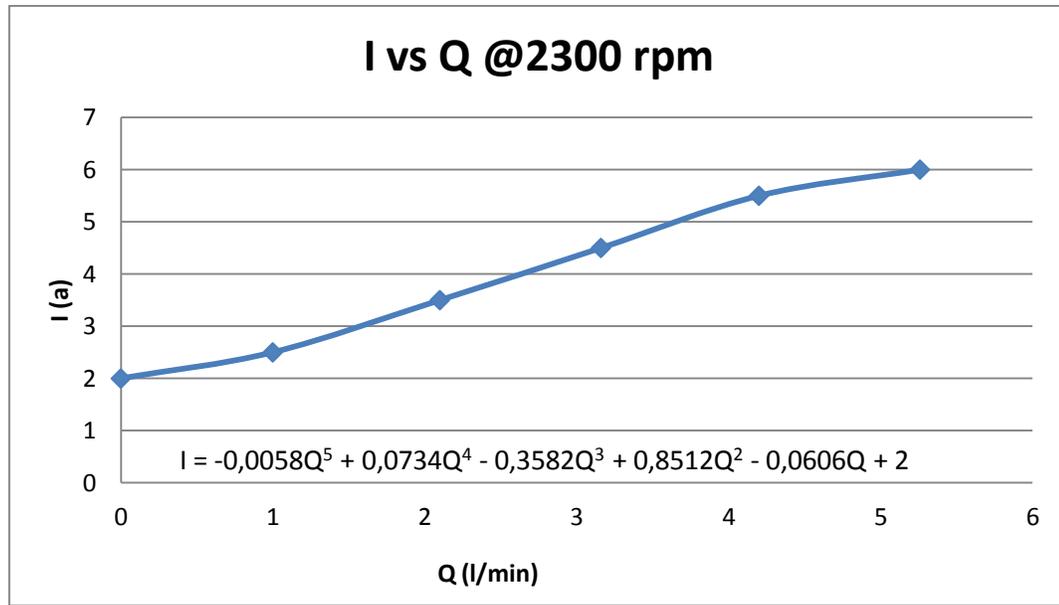


Figura 4.26. Curva I vs Q a 2300 rpm.

Las curvas mostradas anteriormente representan el comportamiento de los parámetros estudiados para la bomba centrífuga, y a diferentes velocidades de giro del motor.

2. Las ecuaciones descritas arriba en el punto 1 son esgrimidas para efectuar todos los cálculos referentes a la programación del banco.
3. A partir de la ecuación de la curva F vs Q generadas para las distintas velocidades de giro, se calcula el torque del eje del motor de la bomba centrífuga usando la fórmula matemática:

$$T = Fd$$

Donde:

T: Torque (n·m)

F: Fuerza del eje del motor (n)

d: 0,17 m, es la distancia que hay desde el centro del mismo eje hasta el punto de referencia donde se mide el torque.

#### ***Subprograma de operación de una bomba centrífuga.***

En la figura 4.27 se muestra el subprograma que ilustra paso a paso los cálculos que consiguen arrojar todos los valores asociados como lo son: la presión de la bomba, la fuerza del motor, el voltaje, la corriente, y el torque; todo esto a causa de la regulación de la velocidad de giro y del caudal.

**Entrada:** velocidad de giro del motor de la bomba “N”, y porcentaje de apertura de la válvula 2 reguladora de caudal “AP”.

**Salida:** presión de la bomba en el punto 1 y 2 “P1”; “P2”, fuerza del motor “F”, voltaje “V”, corriente “I”, caudal “Q”, torque “T”, velocidad de giro “N” y válvula reguladora de caudal “AP”.

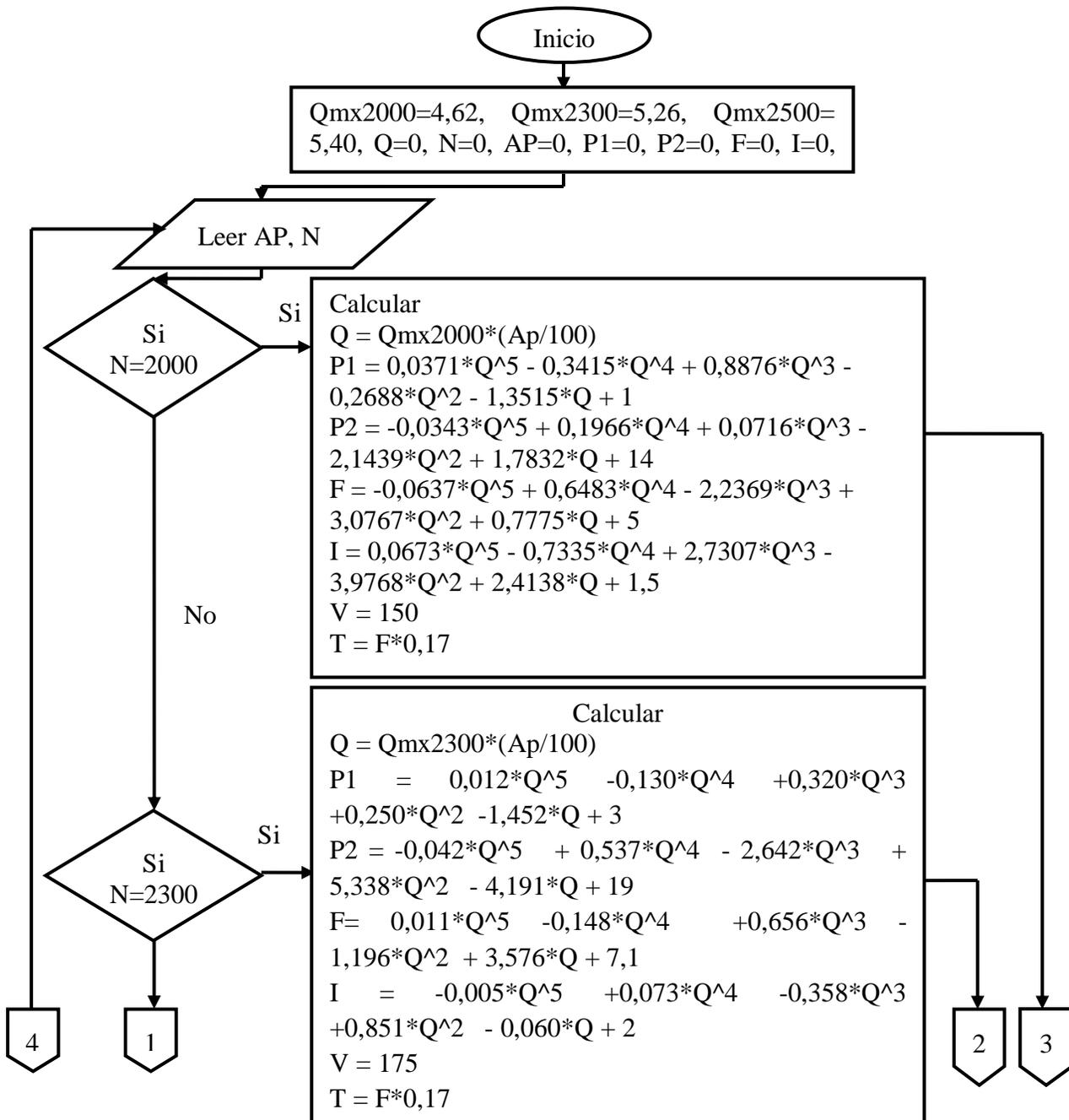


Figura 4.27. Subprograma del algoritmo de cálculo de la bomba centrífuga.

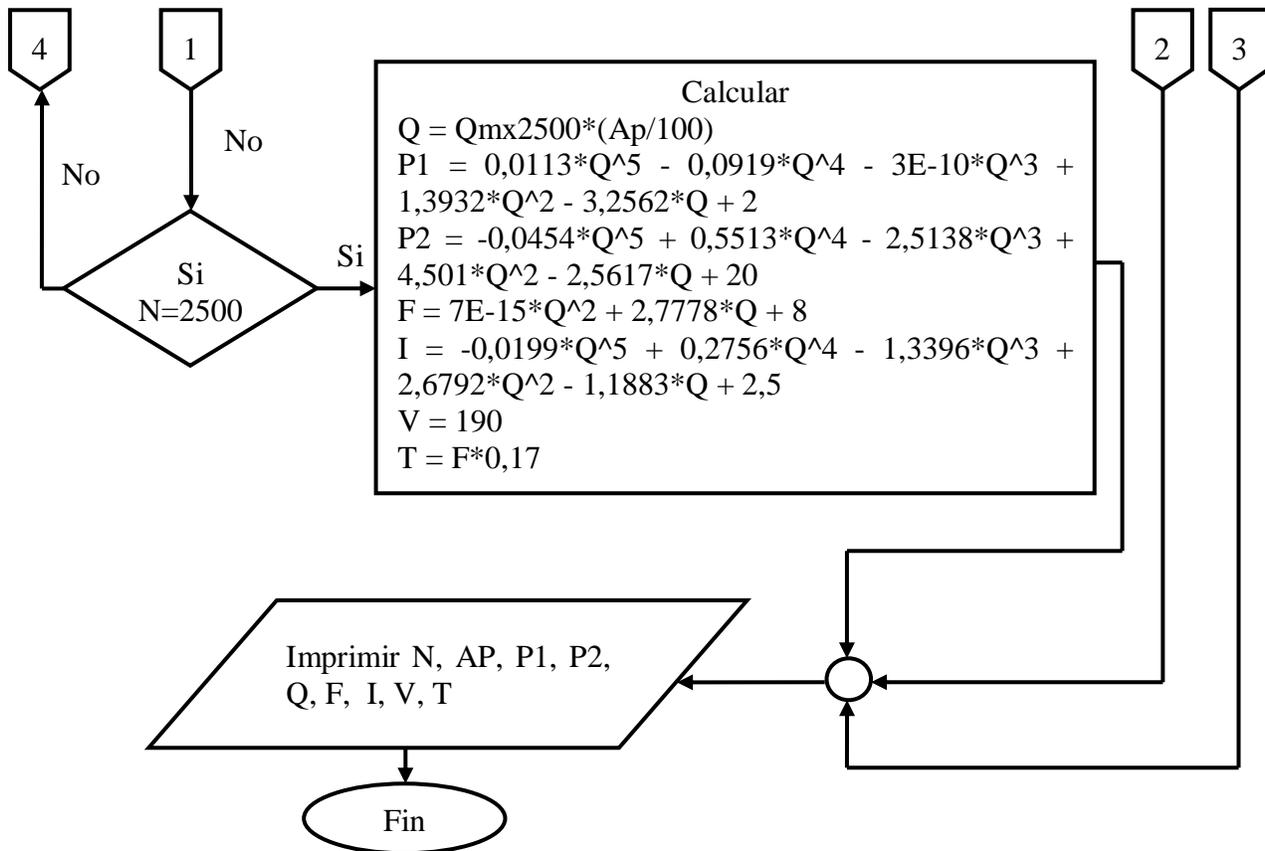


Figura 4.28. Continuación del subprograma del algoritmo de cálculo de la bomba centrífuga.

#### 4.3.2. Ventiladores axiales.

El objetivo de esta práctica es estudiar el comportamiento de las variables primordiales de un ventilador axial (carga total de presión, caudal volumétrico y potencias, entre otras).

Las ecuaciones que dan por hecho esta programación se especifican en las figuras 4.29, 4.30, 4.31, 4.32, 4.33, 4.34, 4.35, 4.36, 4.37, 4.38, 4.39, 4.40, 4.41, 4.42, y 4.43 respectivamente, todas en función del caudal volumétrico  $Q_v$ , ya que regulando este parámetro, se consiguen todos los demás valores característicos del ventilador, todo esto resulta ensayando la máquina a distintas velocidades de giro, y variando el caudal del ventilador como se dijo anteriormente; obteniendo así, una serie de datos, que son reflejados mediante curvas de comportamiento, que a continuación se muestran de la siguiente manera:

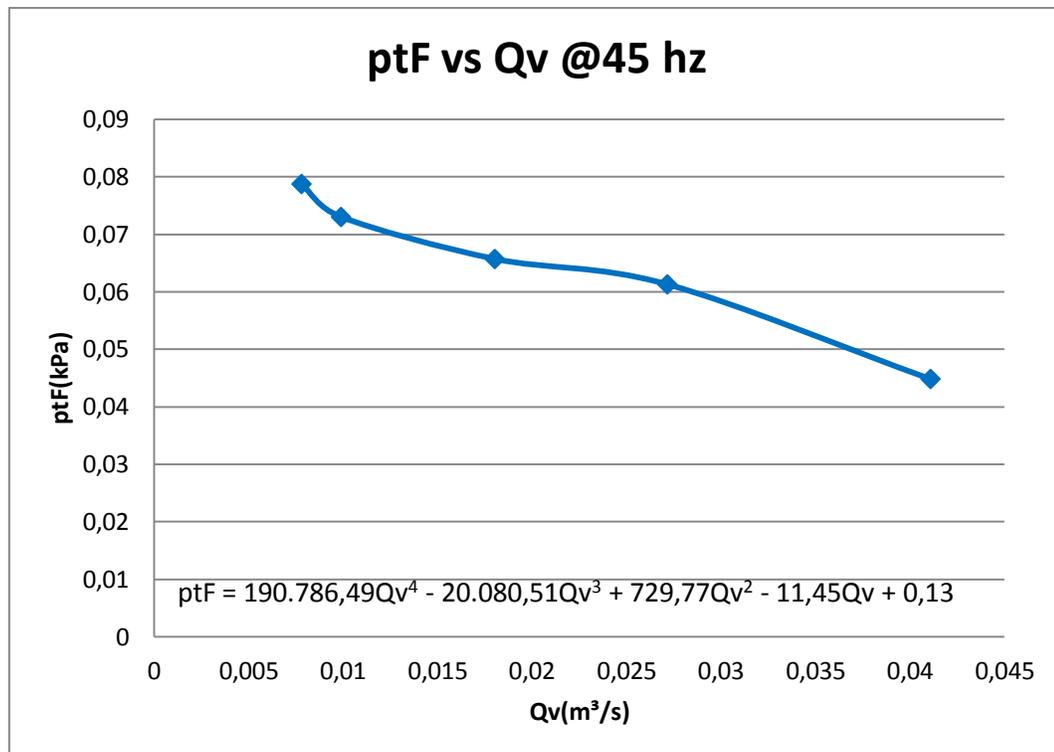


Figura 4.29. Curva ptF vs Qv a 45 hz.

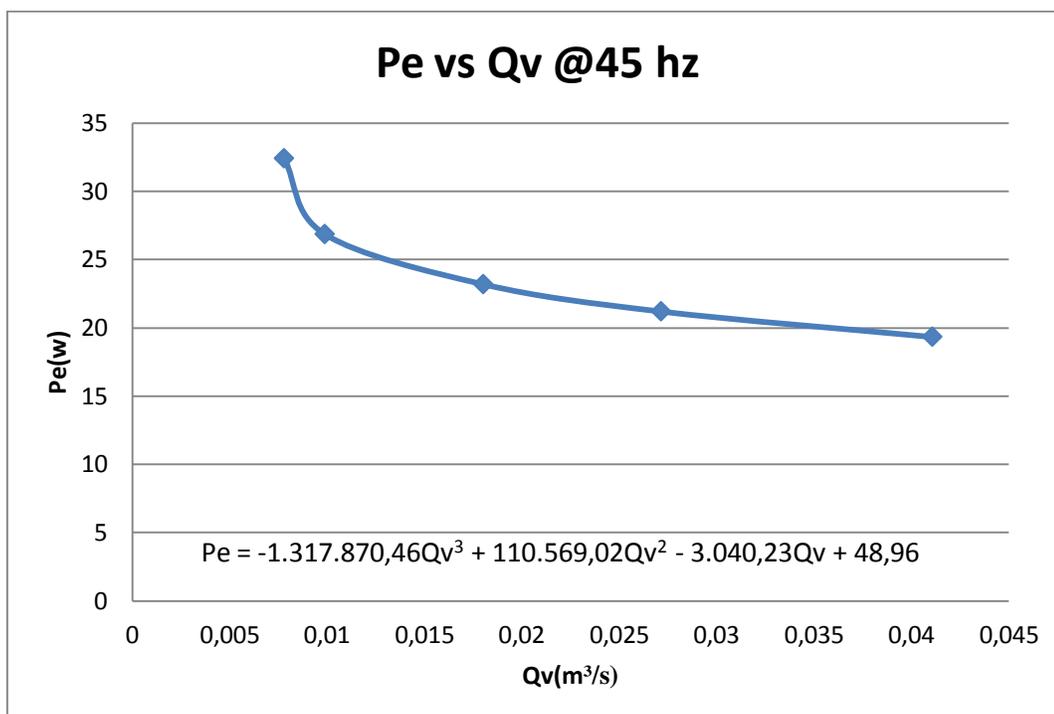


Figura 4.30. Curva Pe vs Qv a 45 hz.

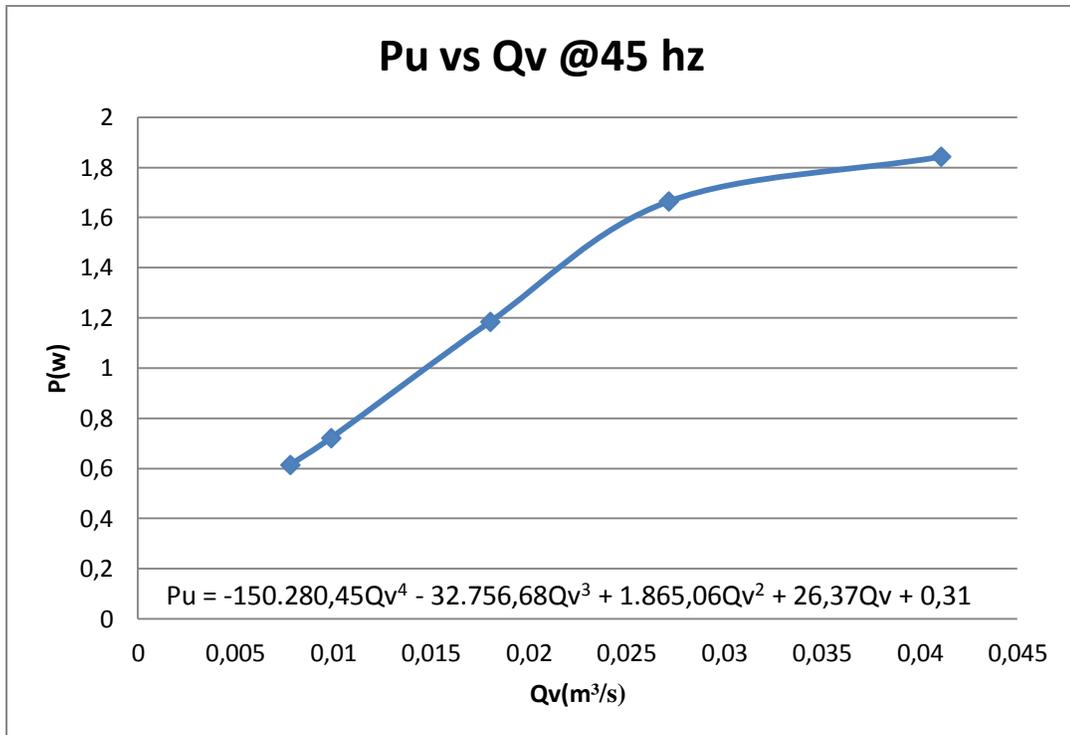


Figura 4.31. Curva Pu vs Qv a 45 hz.

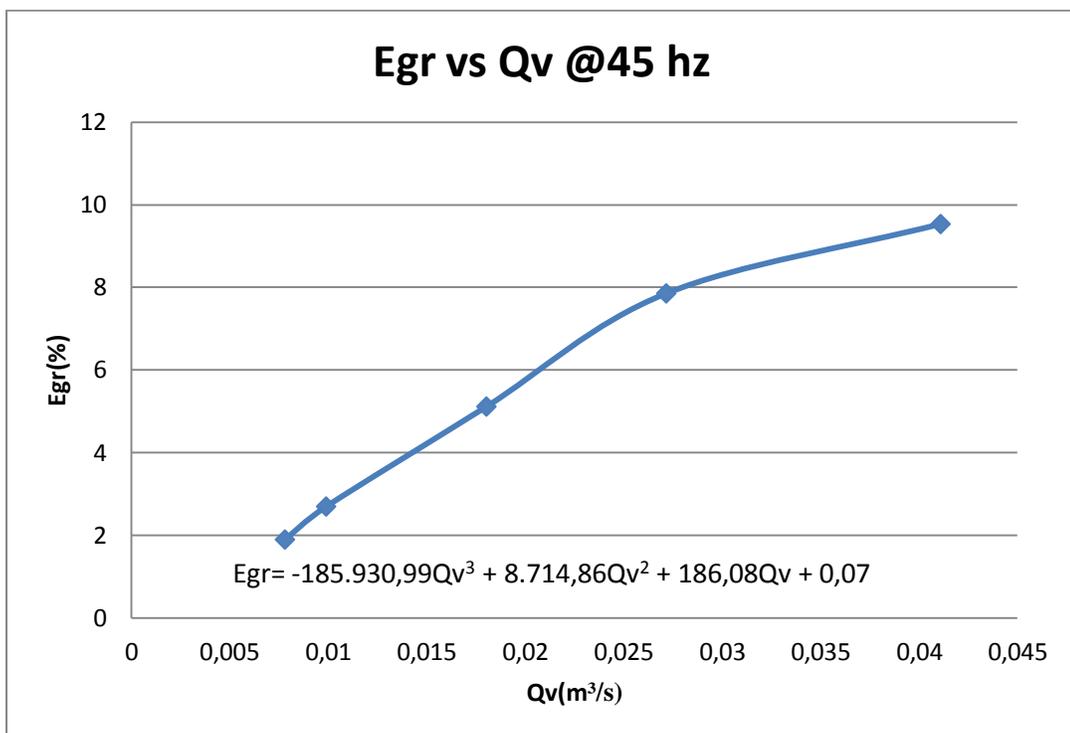


Figura 4.32. Curva Egr vs Qv a 45 hz.

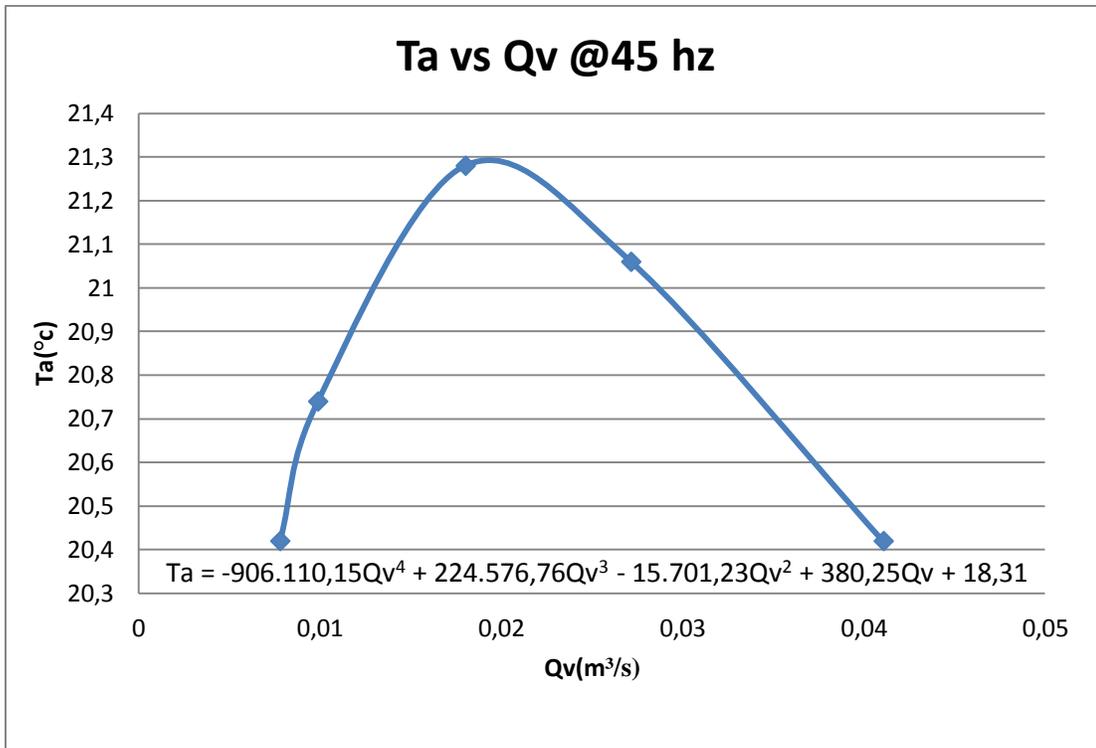


Figura 4.33. Curva  $T_a$  vs  $Q_v$  a 45 hz.

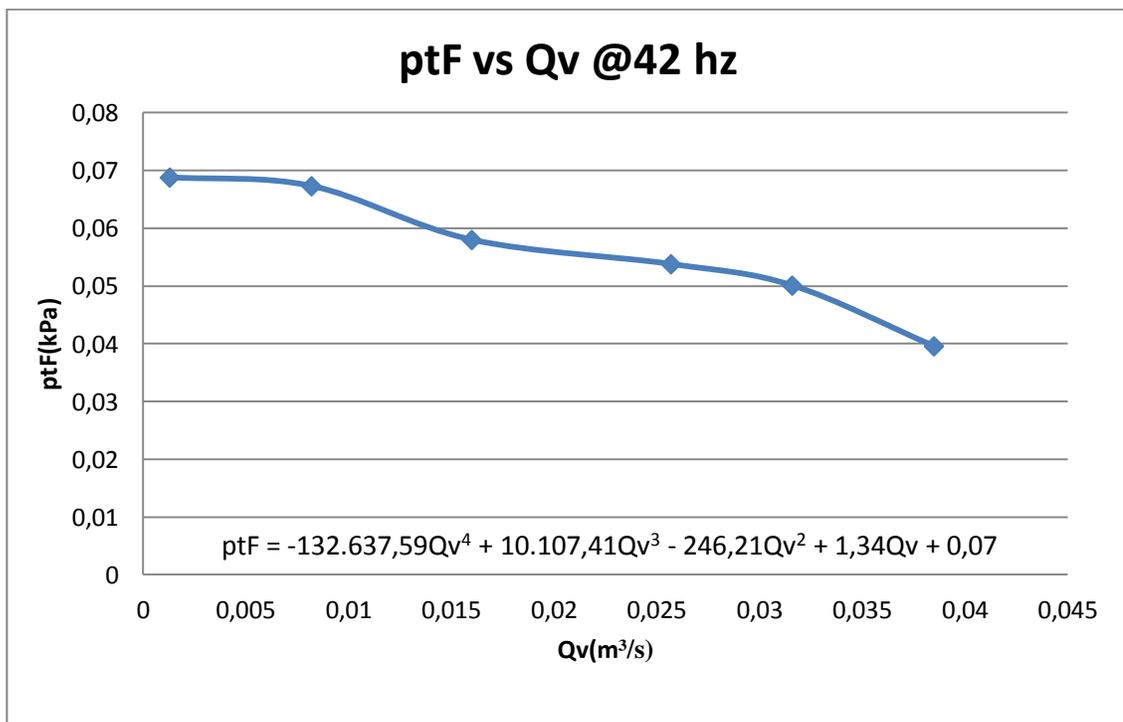


Figura 4.34. Curva  $ptF$  vs  $Q_v$  a 42 hz.

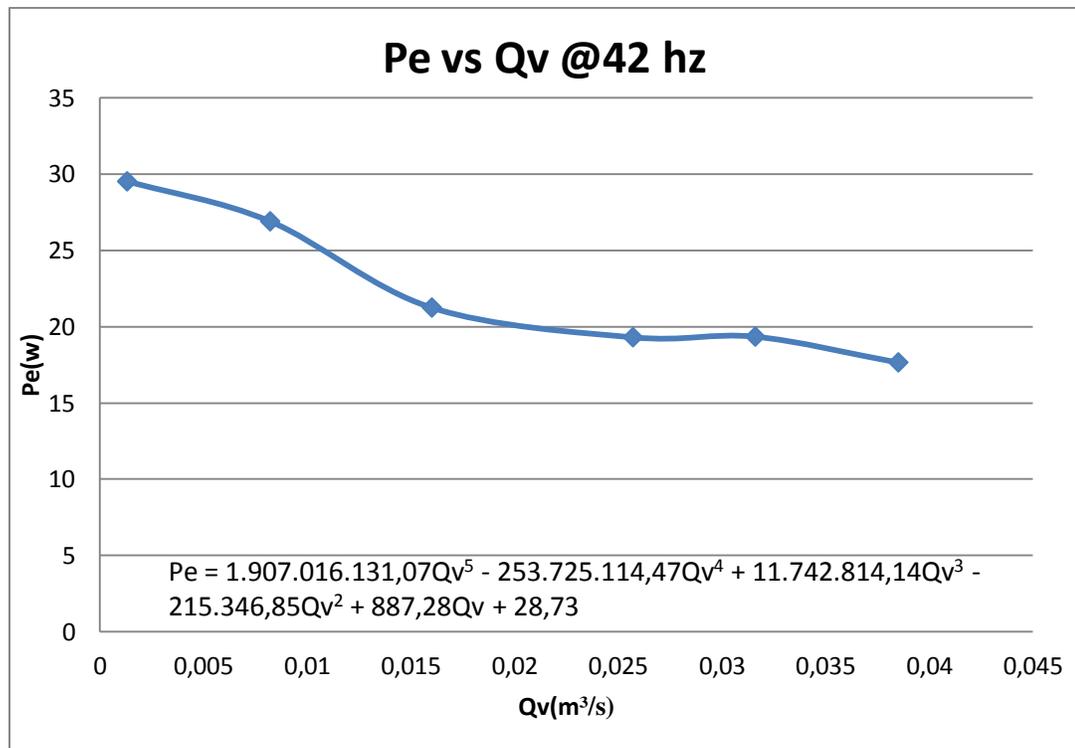


Figura 4.35. Curva Pe vs Qv a 42 hz.

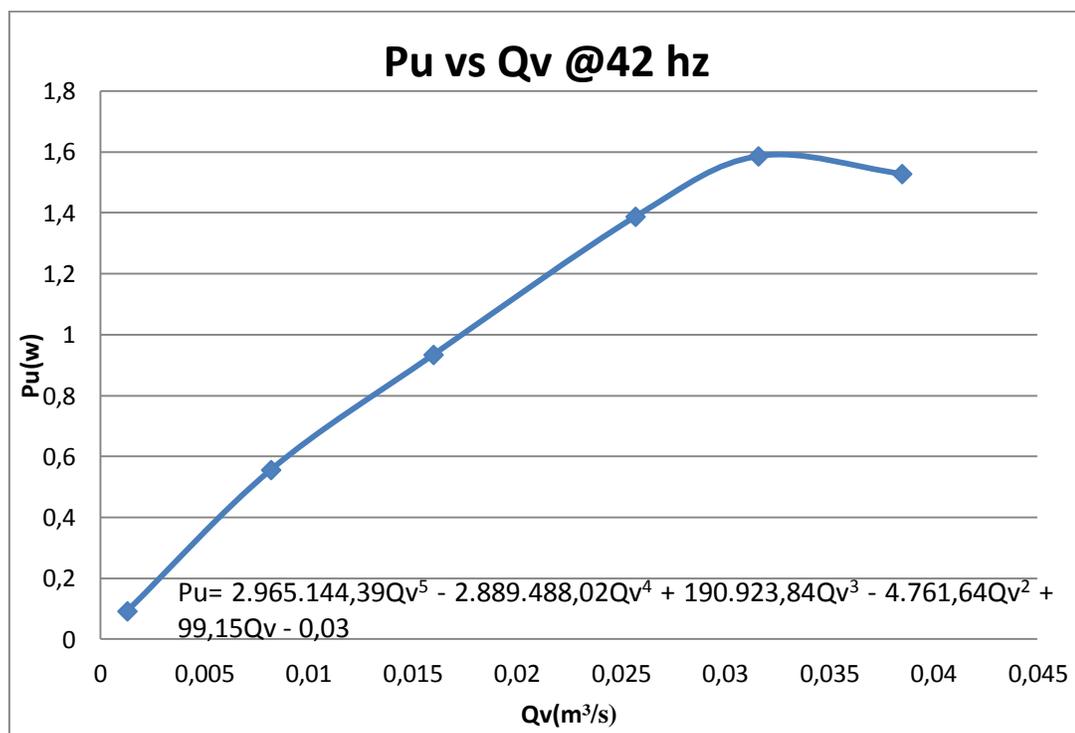


Figura 4.36. Curva Pu vs Qv a 42 hz.

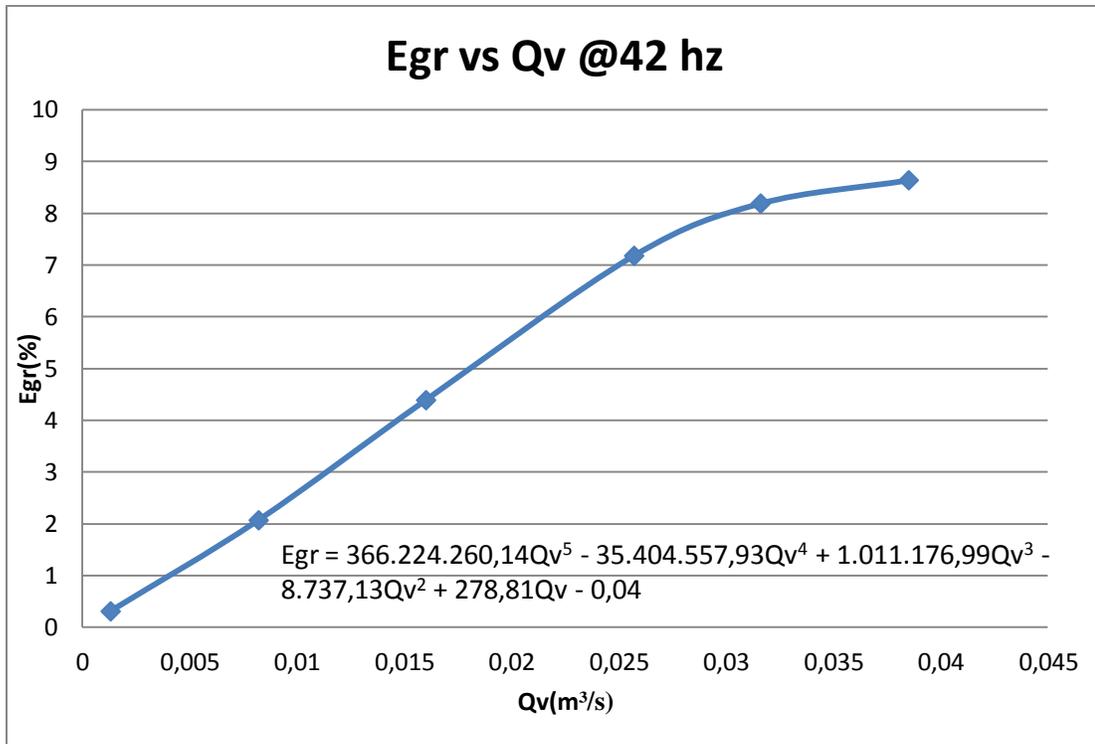


Figura 4.37. Curva Egr vs Qv a 42 hz.

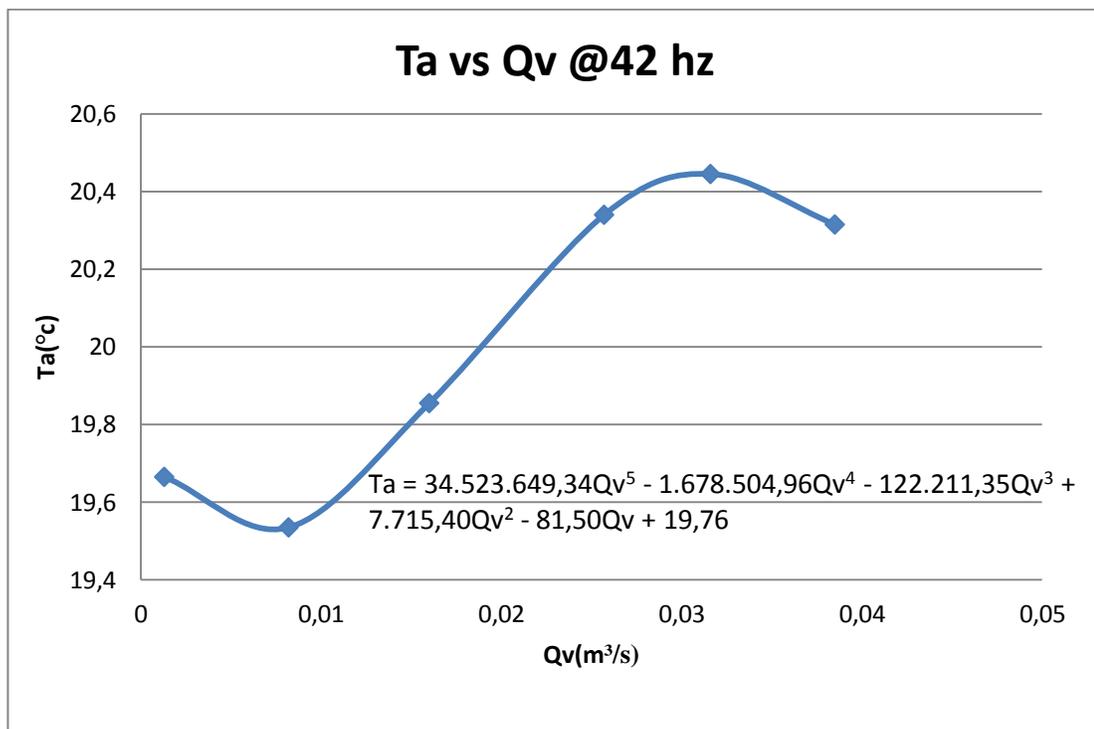


Figura 4.38. Curva Ta vs Qv a 42 hz.

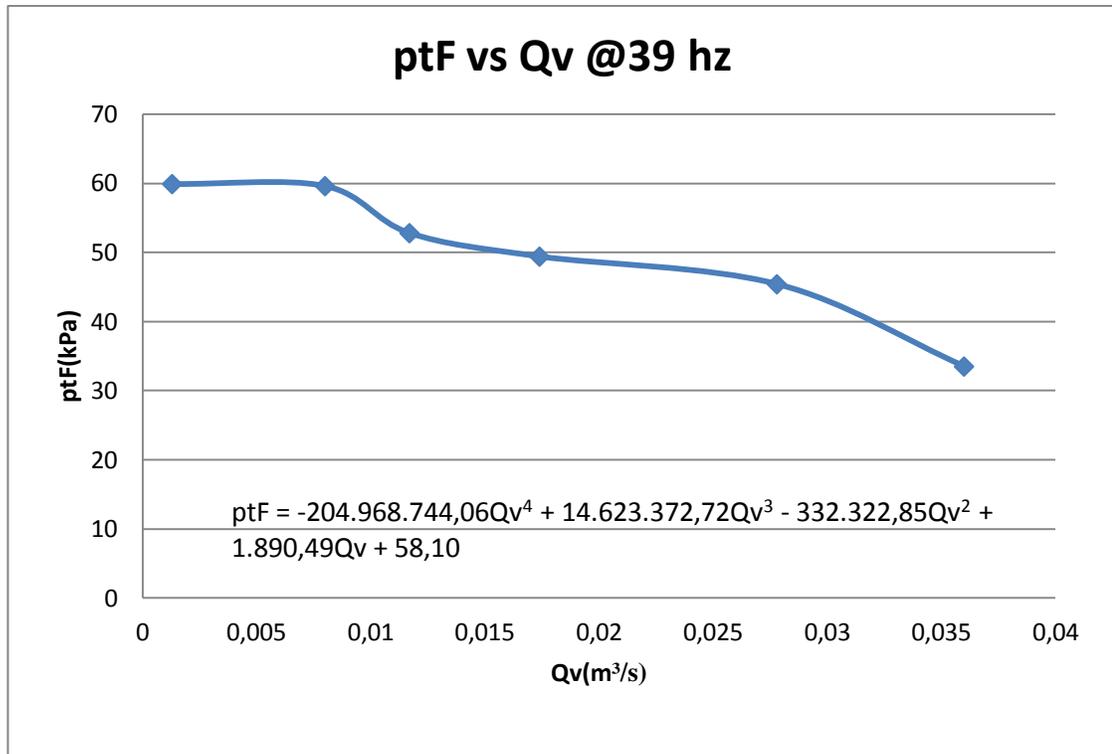


Figura 4.39. Curva ptF vs Qv a 39 hz.

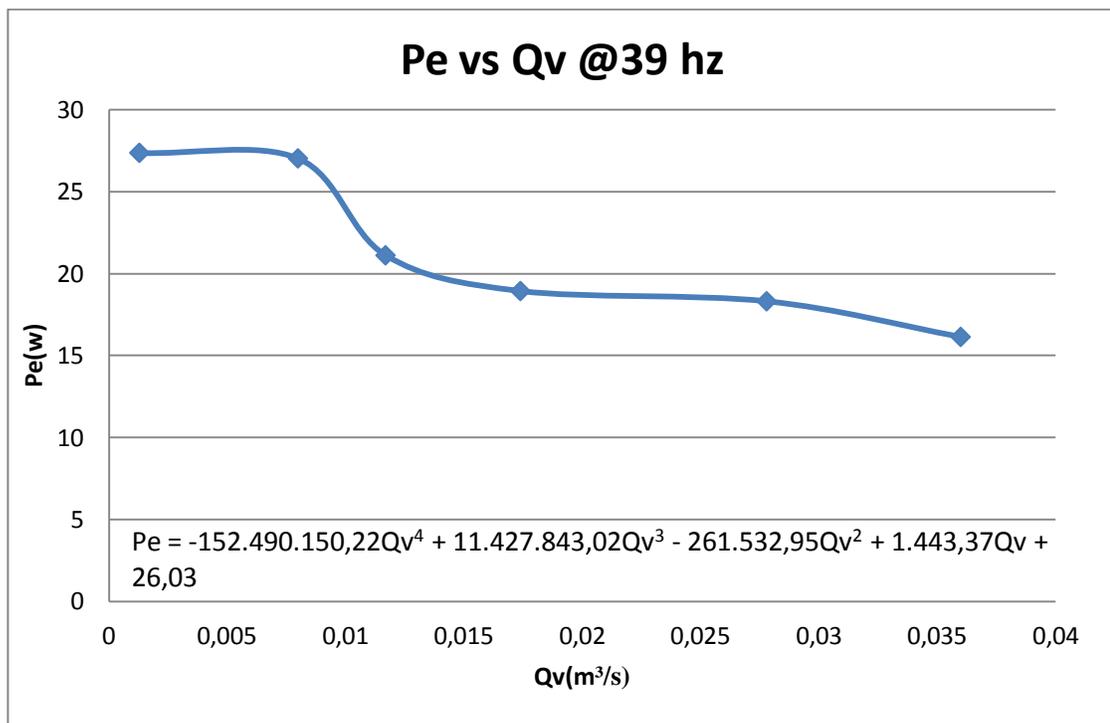


Figura 4.40. Curva Pe vs Qv a 39 hz.

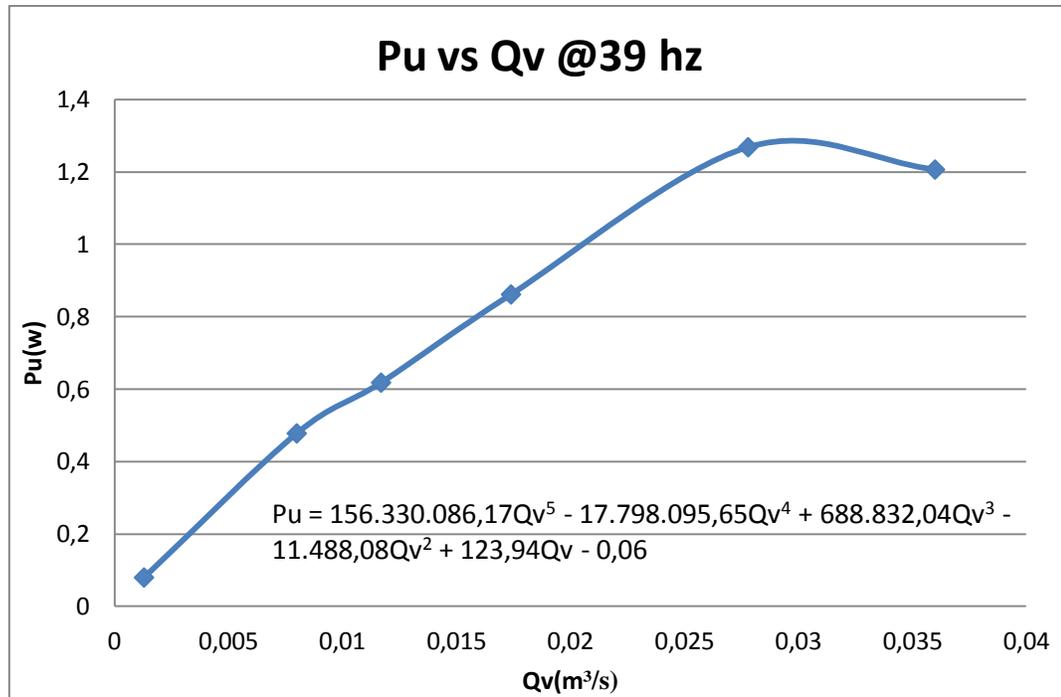


Figura 4.41. Curva Pu vs Qv a 39 hz.

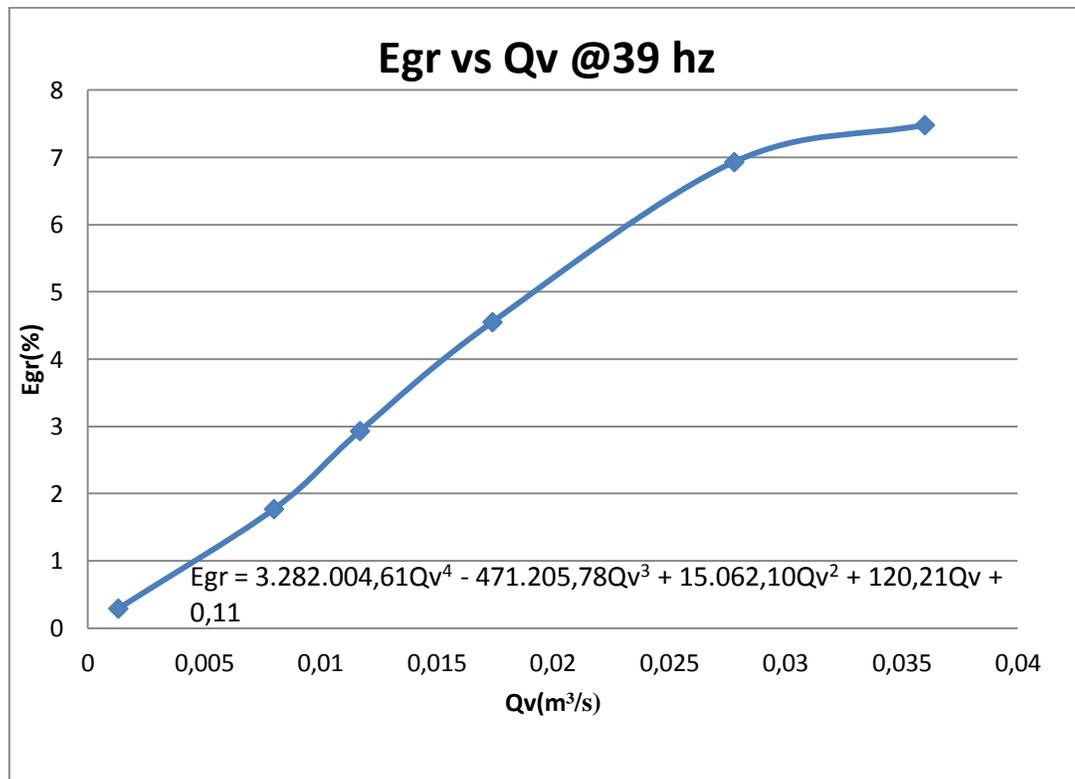


Figura 4.42. Curva Egr vs Qv a 39 hz.

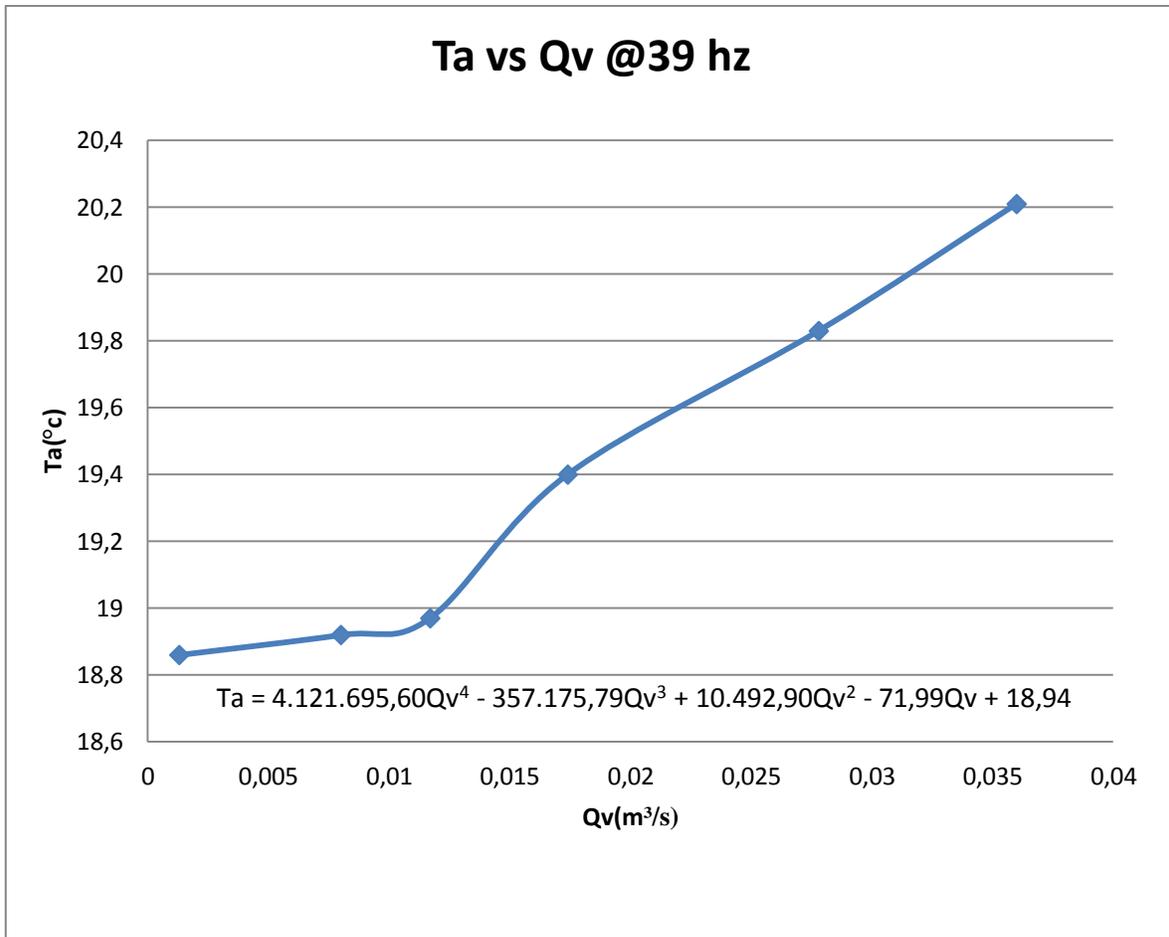


Figura 4.43. Curva Ta vs Qv a 39 hz.

#### *Subprograma de ventiladores axiales.*

Este subprograma precisa el cálculo secuencial de todos los parámetros necesarios para hallar las variables exigidas por esta experiencia, las cuales describen el comportamiento de un ventilador axial. En la figura 4.44 se contempla este subprograma donde se observan todos los pasos y ecuaciones que dan lugar al programa de computación diseñado.

**Entrada:** velocidad de giro del eje del motor “N”, y posición de la barra deslizadora que regula el caudal del flujo de aire “AP”.

**Salida:** temperatura del aire “Ta”, potencia del motor “Pe”, caudal volumétrico “Qv”, presión total del ventilador “ptF”, potencia de salida del ventilador “Pu”, eficiencia total “Egr”, velocidad de giro “N”, y barra deslizadora que regula el caudal volumétrico “AP”.

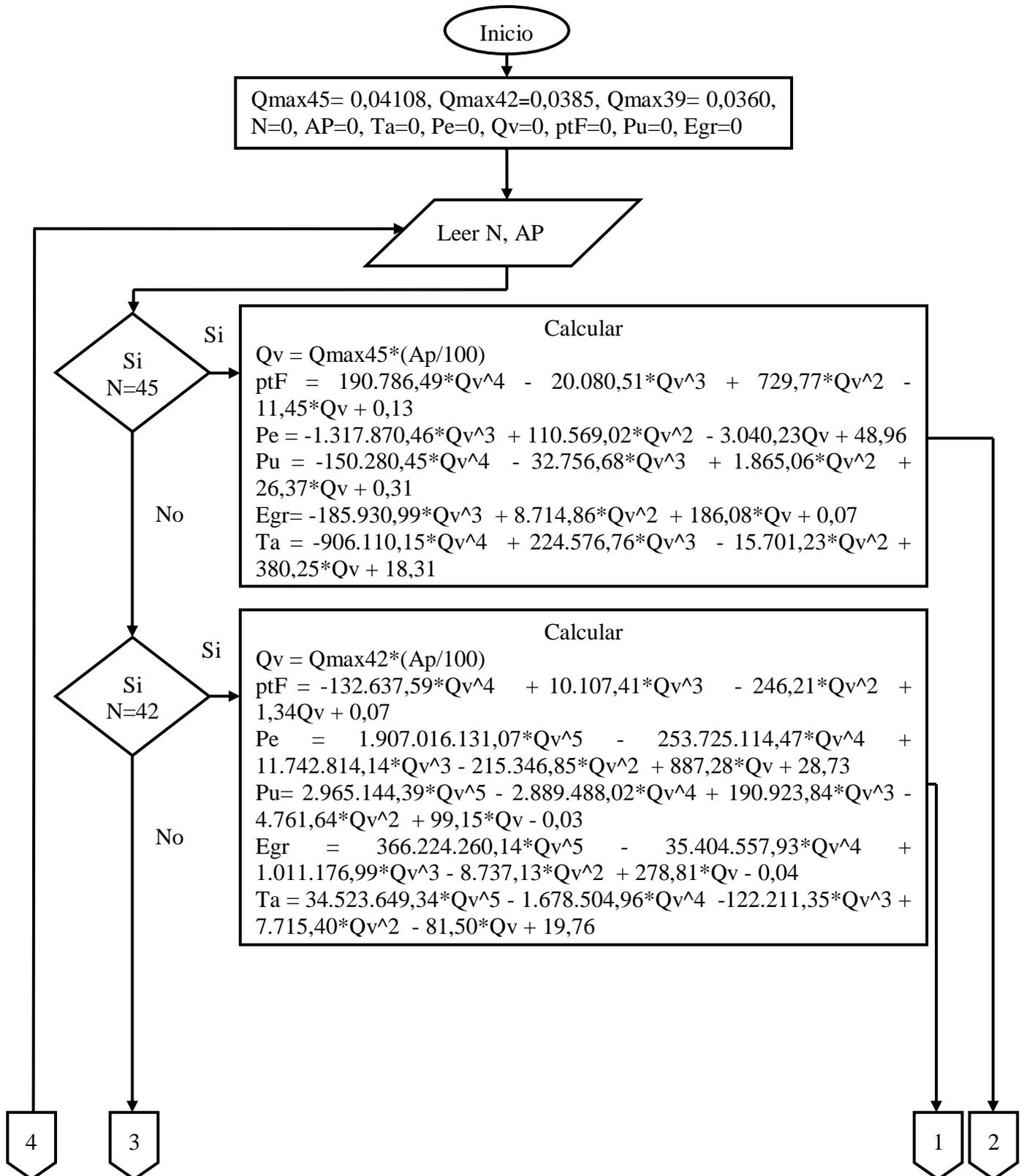


Figura 4.44. Subprograma del algoritmo de cálculo de ventiladores axiales.

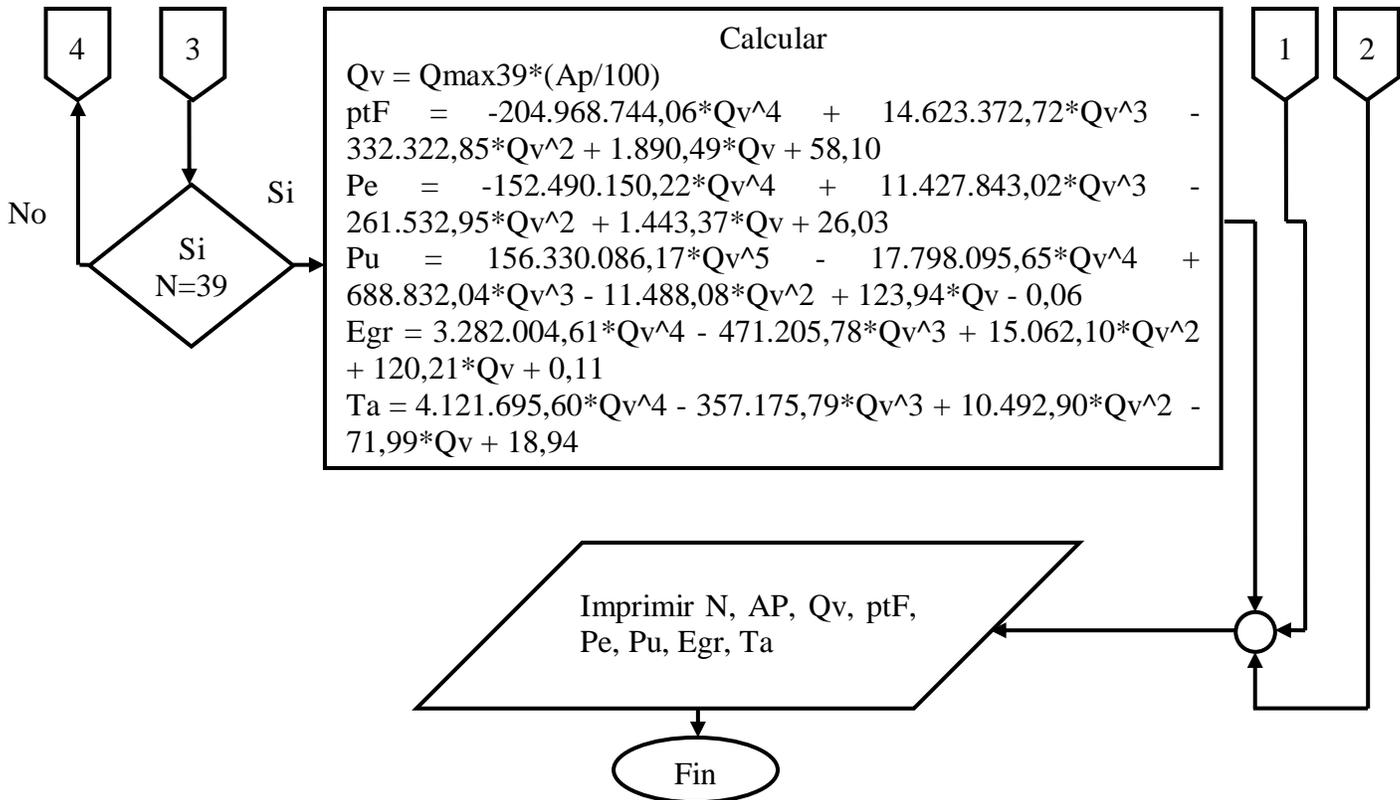


Figura 4.45. Continuación del subprograma del algoritmo de cálculo de ventiladores axiales.

### 4.3.3. Ventilador centrífugo.

Esta experiencia ha sido diseñada para realizar el estudio de los parámetros característicos típicos de un ventilador centrífugo (con álabes curvados hacia atrás y con álabes curvados hacia adelante), como lo son carga, caudal, potencia, eficiencia, entre otras.

Para obtener las ecuaciones que modelan el comportamiento de las variables de estudio y dan soporte a la programación de LaviucMH, fue necesario seguir los siguientes pasos:

1. Las variables de estudio son las siguientes: temperatura del aire, potencia eléctrica consumida por el motor, caída de presión total del ventilador, potencia útil y eficiencia.
2. Partiendo del comportamiento experimental del banco se toman los datos a distintas velocidades de giro del motor, y se construyen las curvas mostradas en las figuras 4.46, 4.47, 4.48, 4.49, 4.50, 4.51, 4.52, 4.53, 4.54, 4.55, 4.56, 4.57,

4.58, 4.59, 4.60, 4.61, 4.62, 4.63, 4.64, 4.65, 4.66, 4.67, 4.68, 4.69, 4.70, 4.71 y 4.72, las cuales se adaptan al comportamiento del ventilador centrífugo ensayado y a partir de allí se construyen las ecuaciones que se aplicarán en la programación:

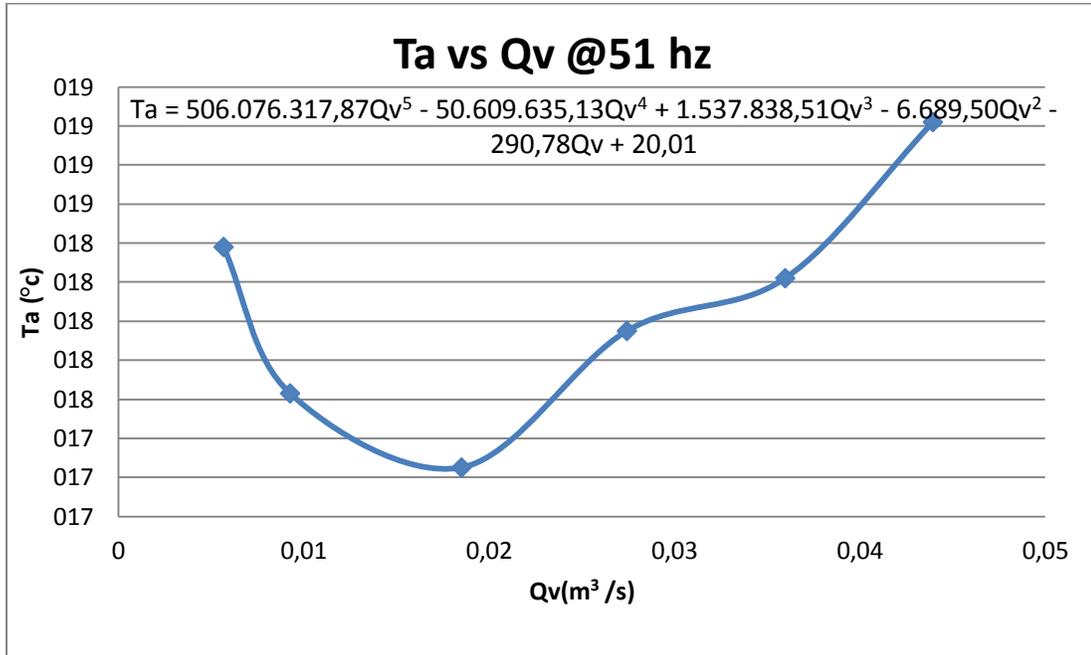


Figura 4.46. Curva Ta vs Qv a 51 hz (con álabes curvados hacia atrás).

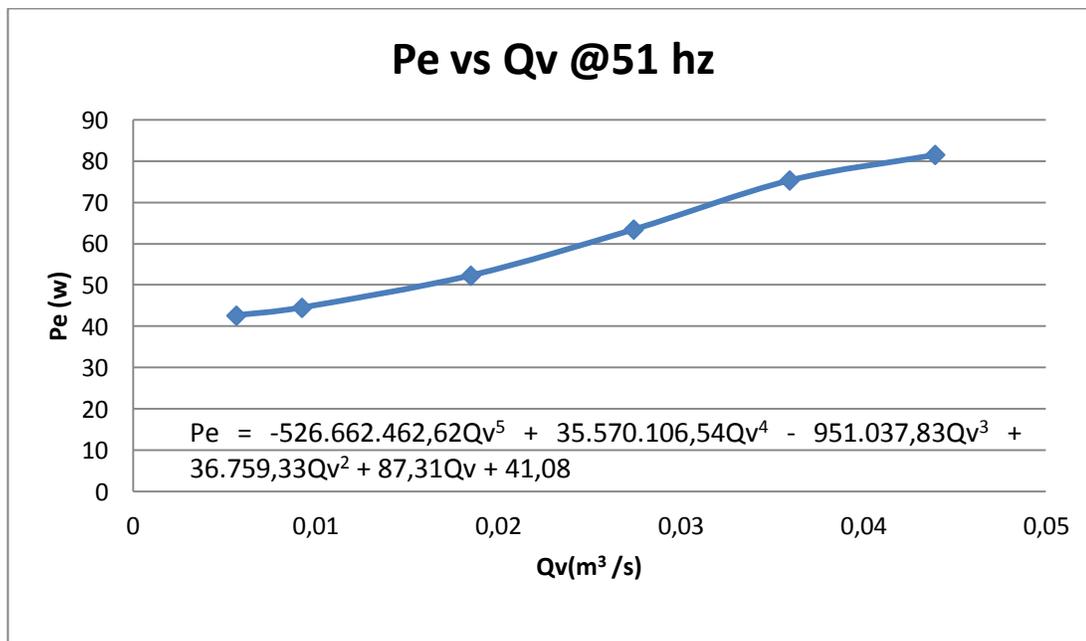


Figura 4.47. Curva Pe vs Qv a 51 hz (con álabes curvados hacia atrás).

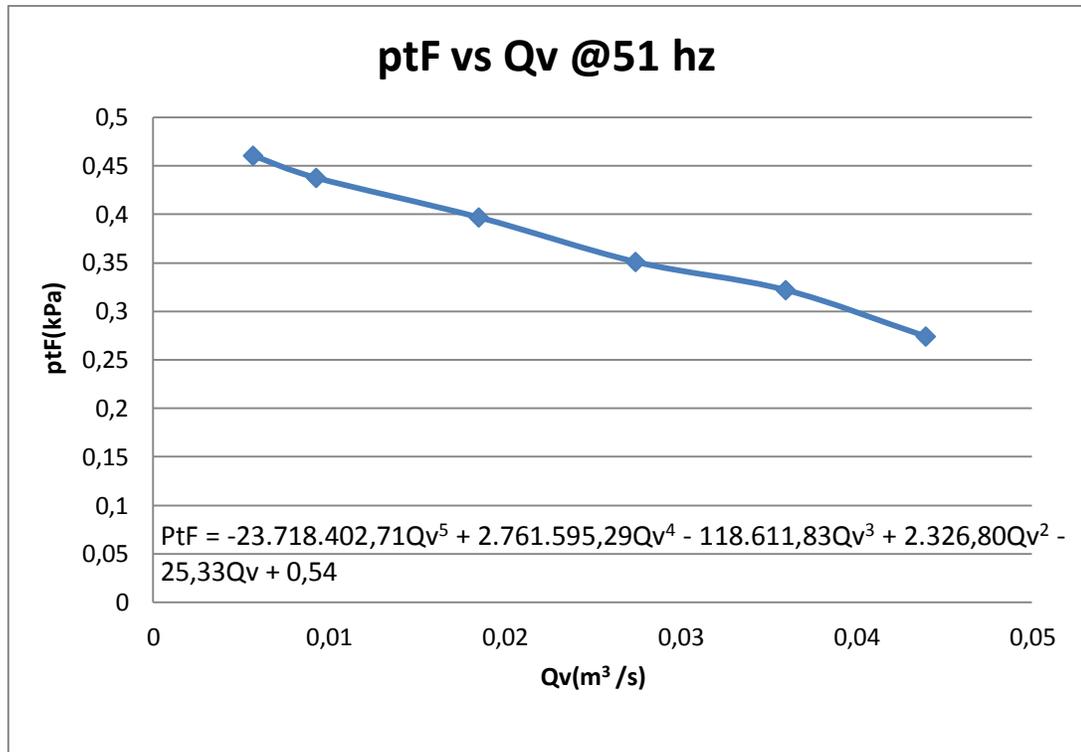


Figura 4.48. Curva ptF vs Qv a 51 hz (con álabes curvados hacia atrás).

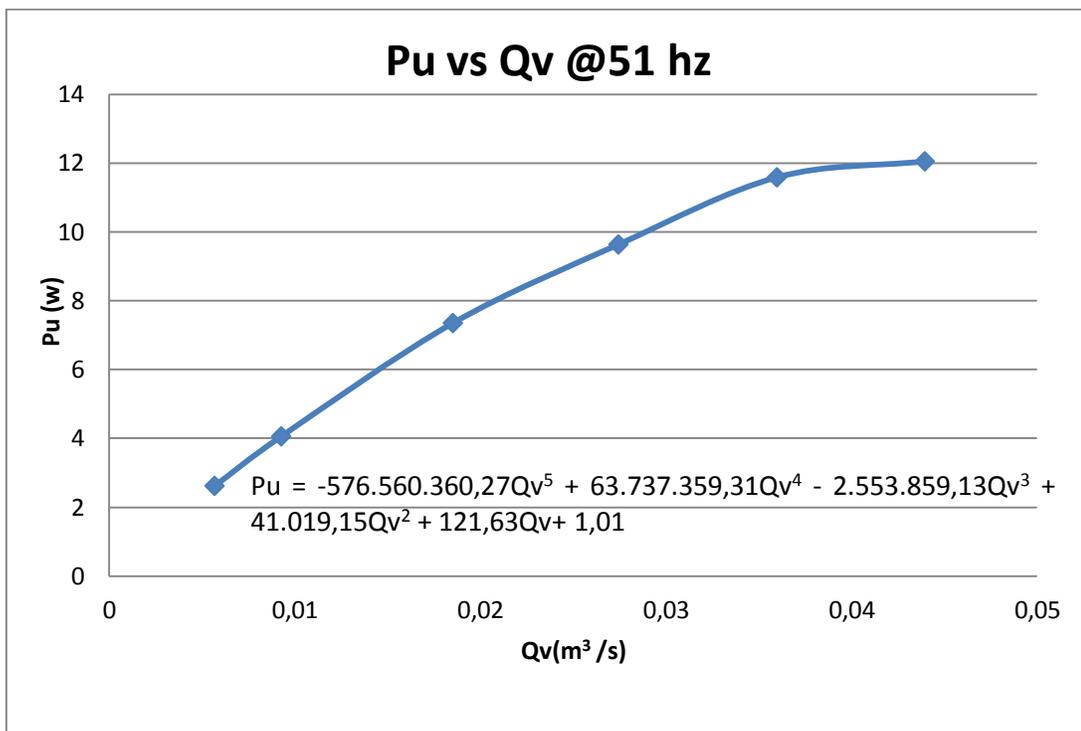


Figura 4.49. Curva Pu vs Qv a 51 hz (con álabes curvados hacia atrás).

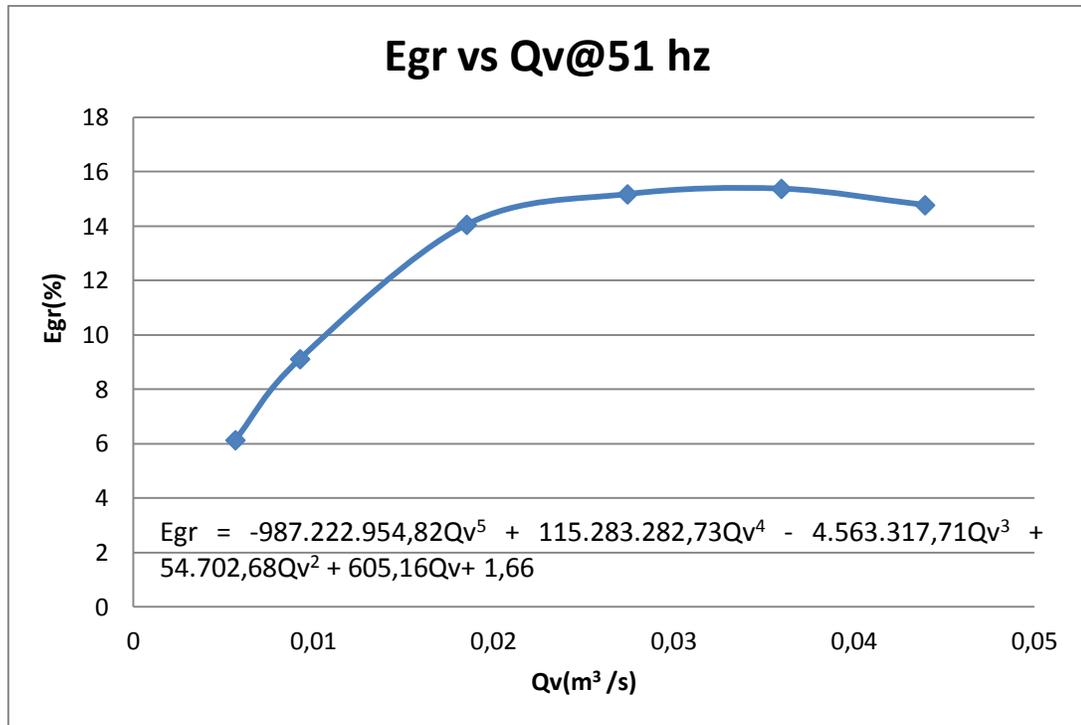


Figura 4.50. Curva Egr vs Qv a 51 hz (con álabes curvados hacia atrás).

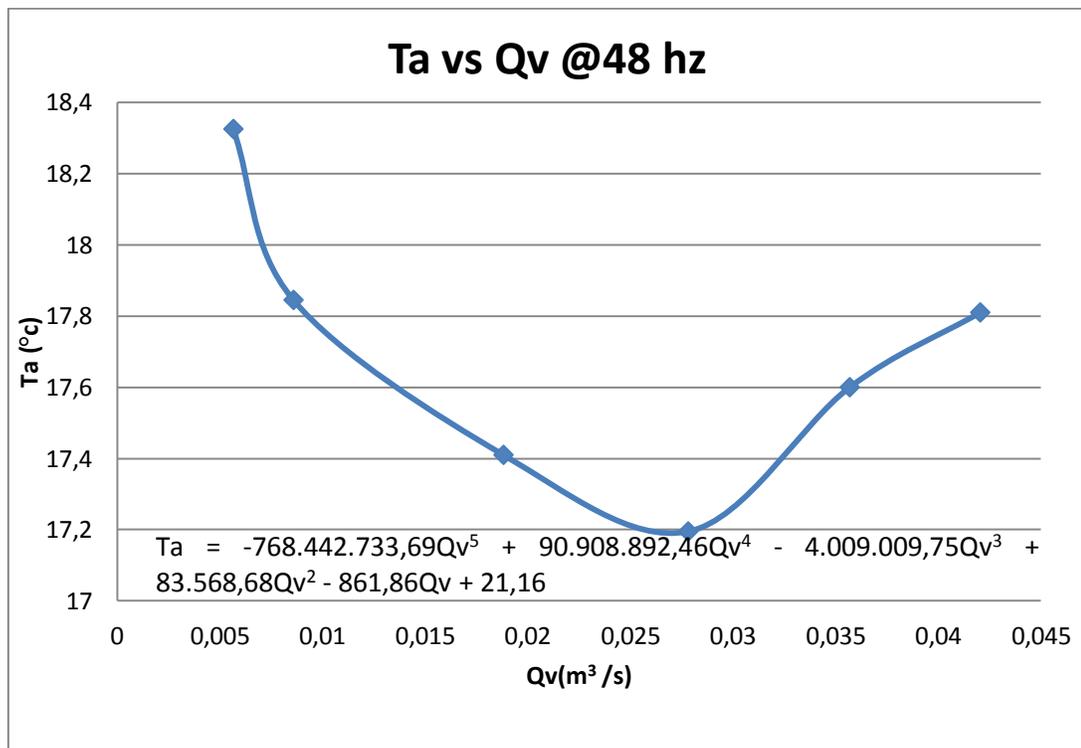


Figura 4.51. Curva Ta vs Qv a 48 hz (con álabes curvados hacia atrás).

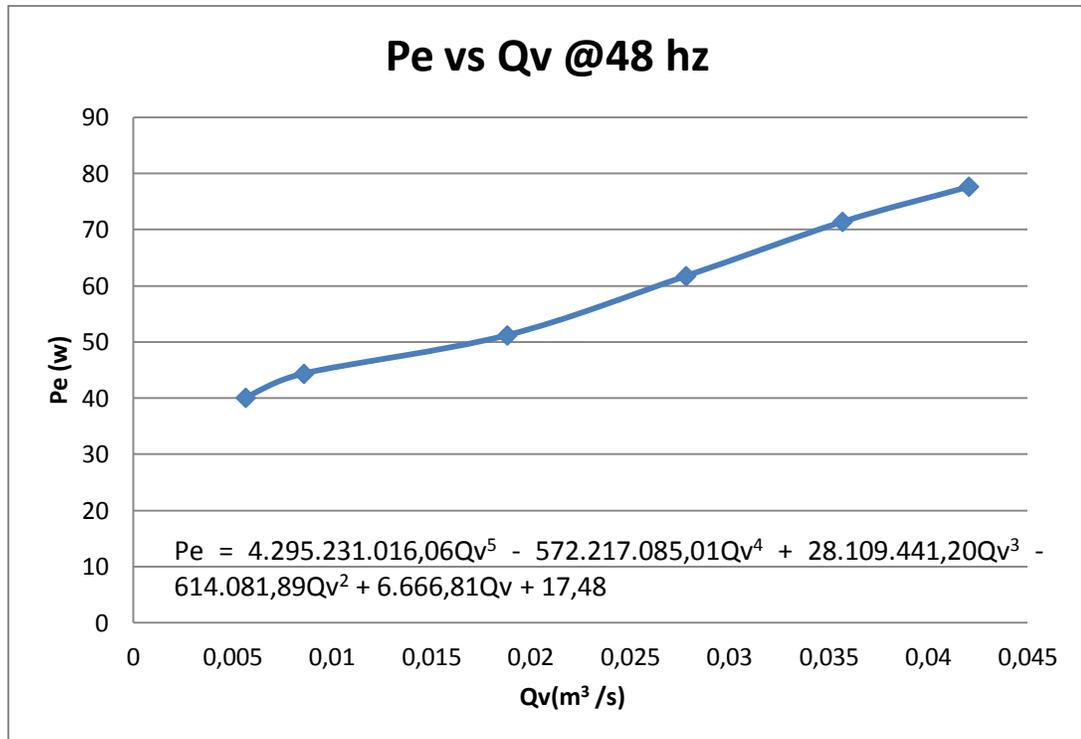


Figura 4.52. Curva Pe vs Qv a 48 hz (con álabes curvados hacia atrás).

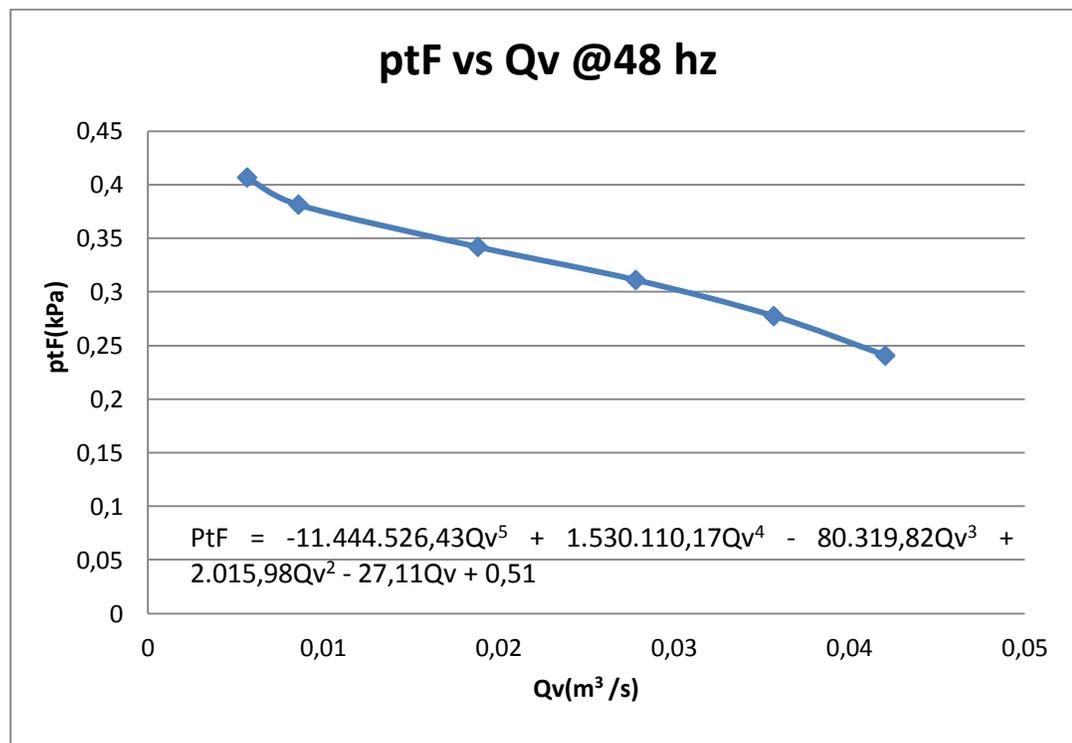


Figura 4.53. Curva ptF vs Qv a 48 hz (con álabes curvados hacia atrás).

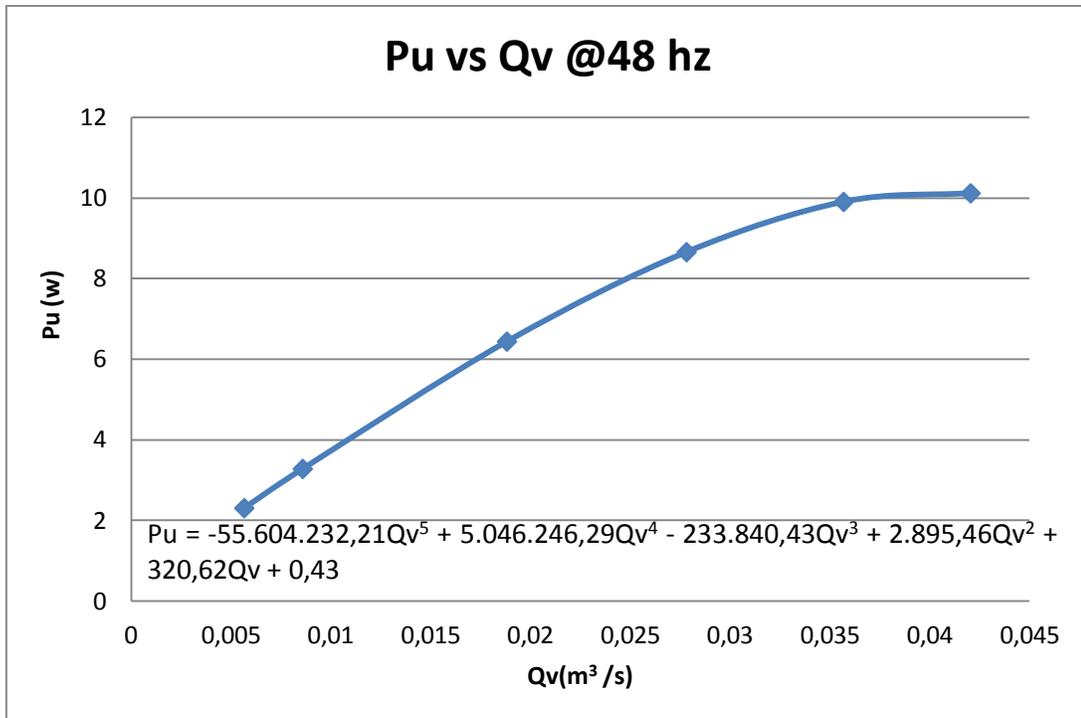


Figura 4.54. Curva Pu vs Qv a 48 hz (con álabes curvados hacia atrás).

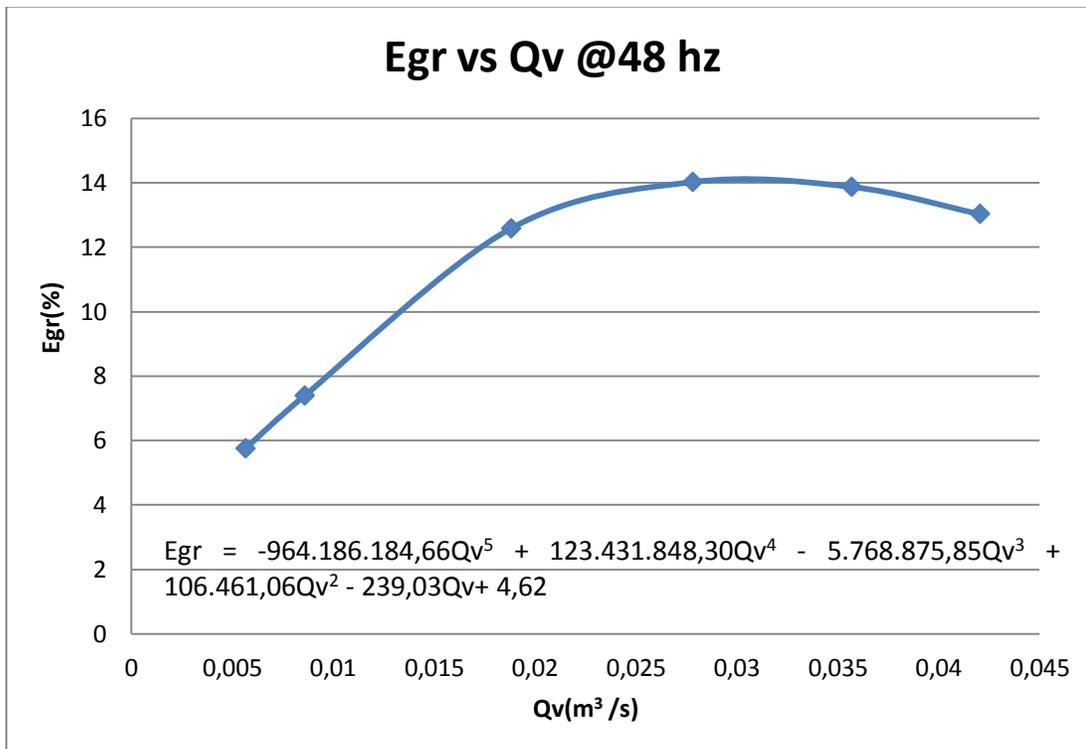


Figura 4.55. Curva Egr vs Qv a 48 hz (con álabes curvados hacia atrás).

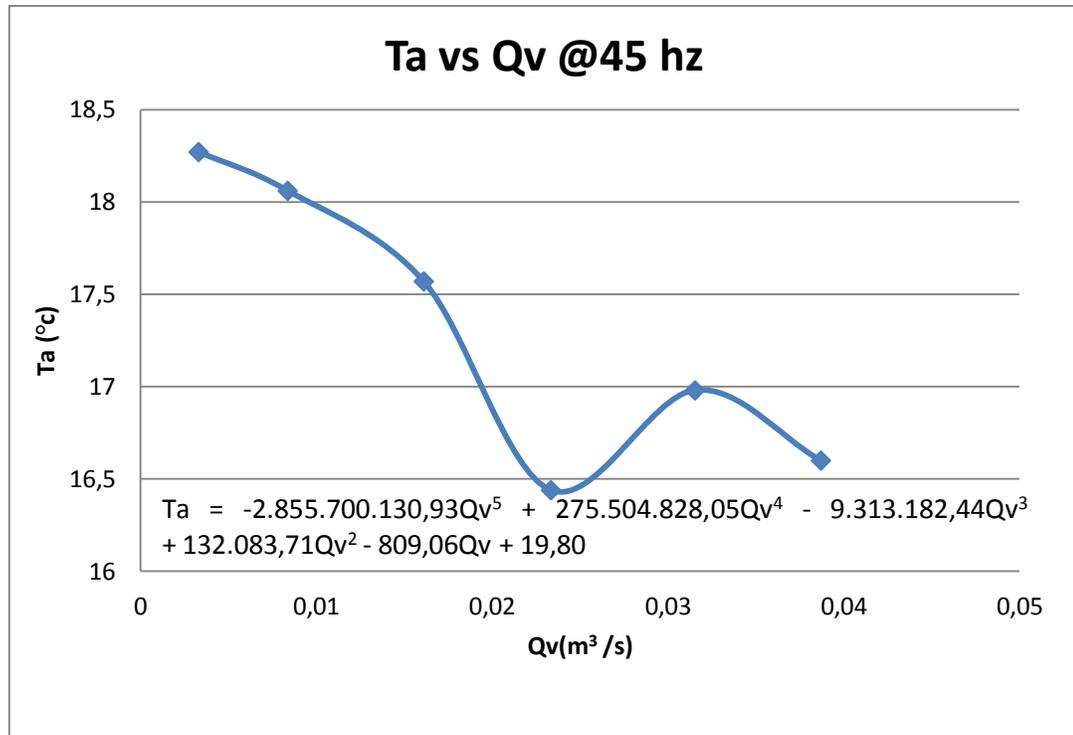


Figura 4.56. Curva Ta vs Qv a 45 hz (con álabes curvados hacia atrás).

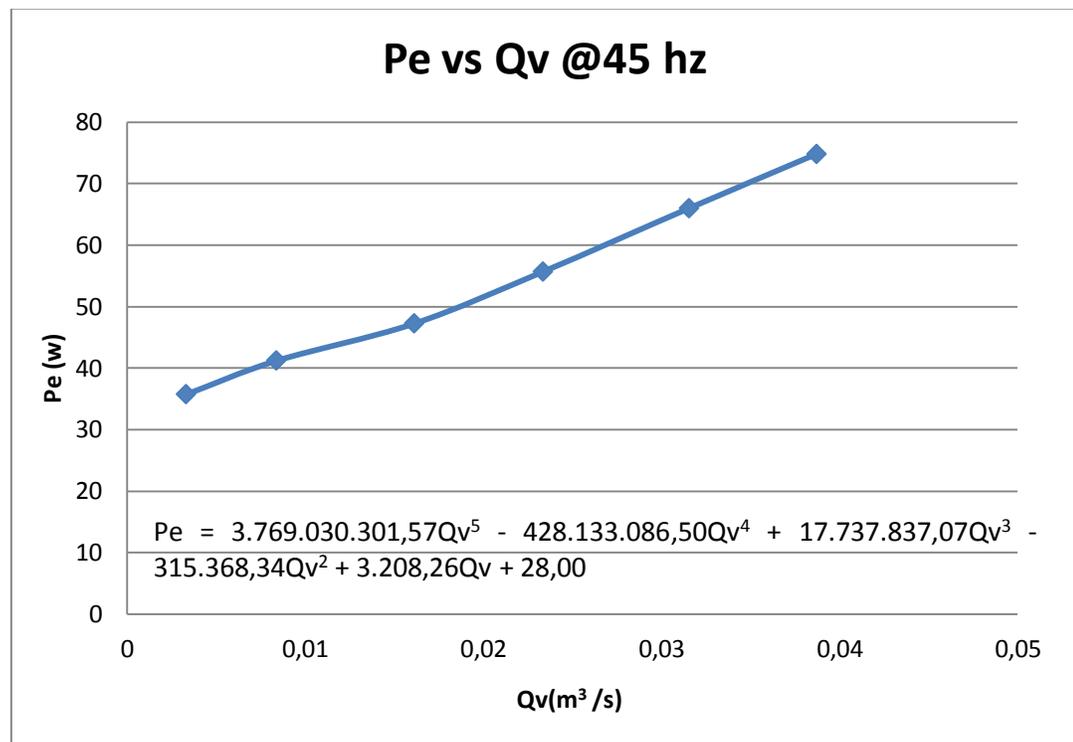


Figura 4.57. Curva Pe vs Qv a 45 hz (con álabes curvados hacia atrás).

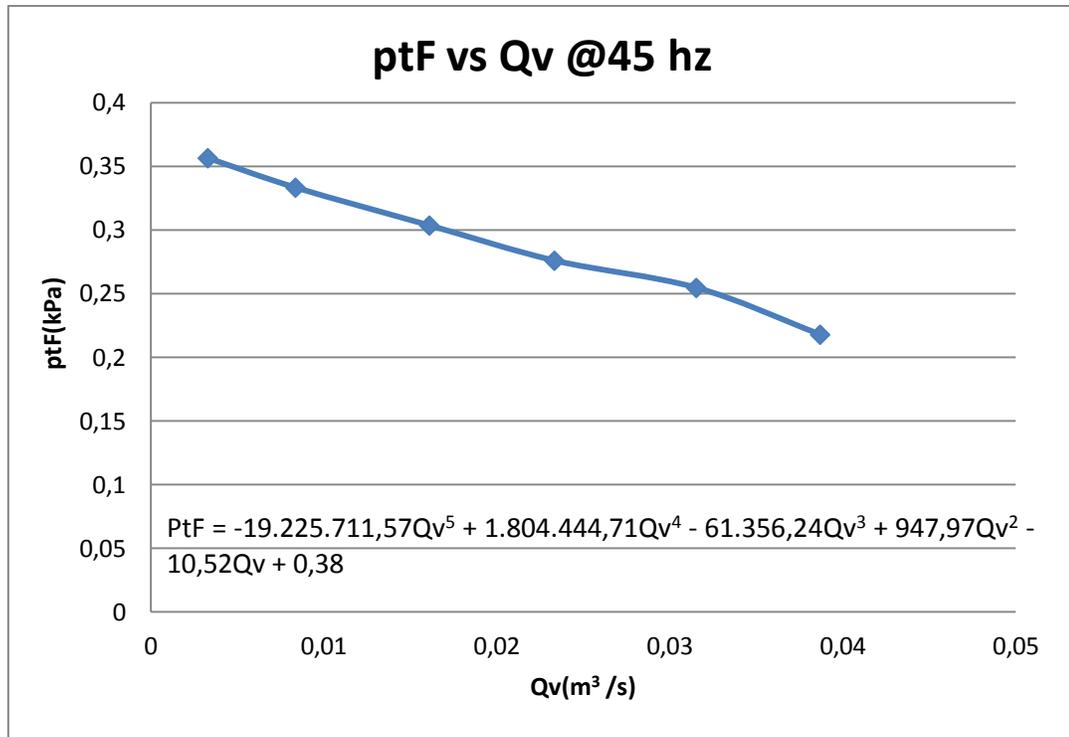


Figura 4.58. Curva ptF vs Qv a 45 hz (con álabes curvados hacia atrás).

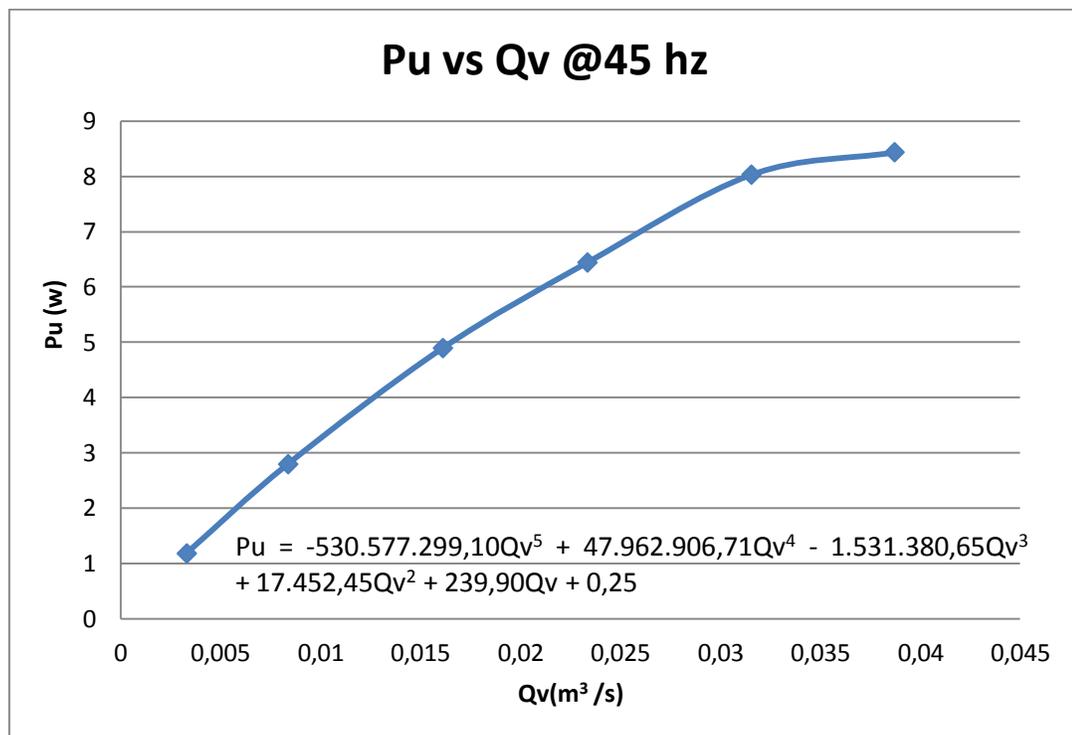


Figura 4.59. Curva Pu vs Qv a 45 hz (con álabes curvados hacia atrás).

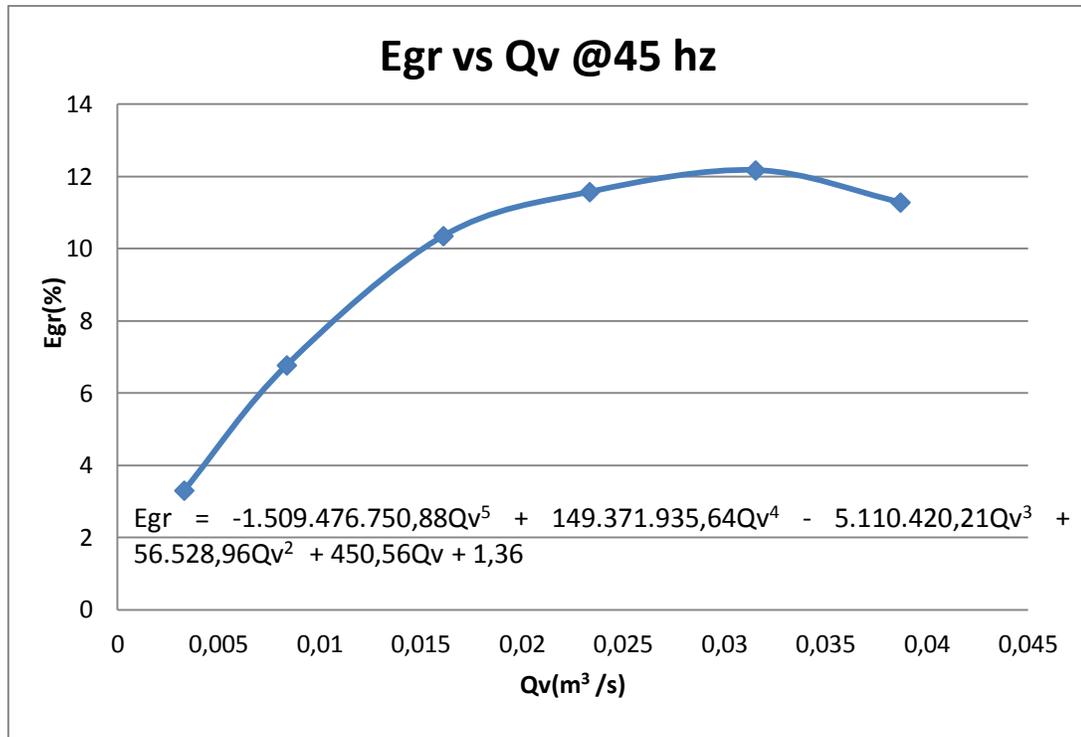


Figura 4.60. Curva Egr vs Qv a 45 hz (con álabes curvados hacia atrás).

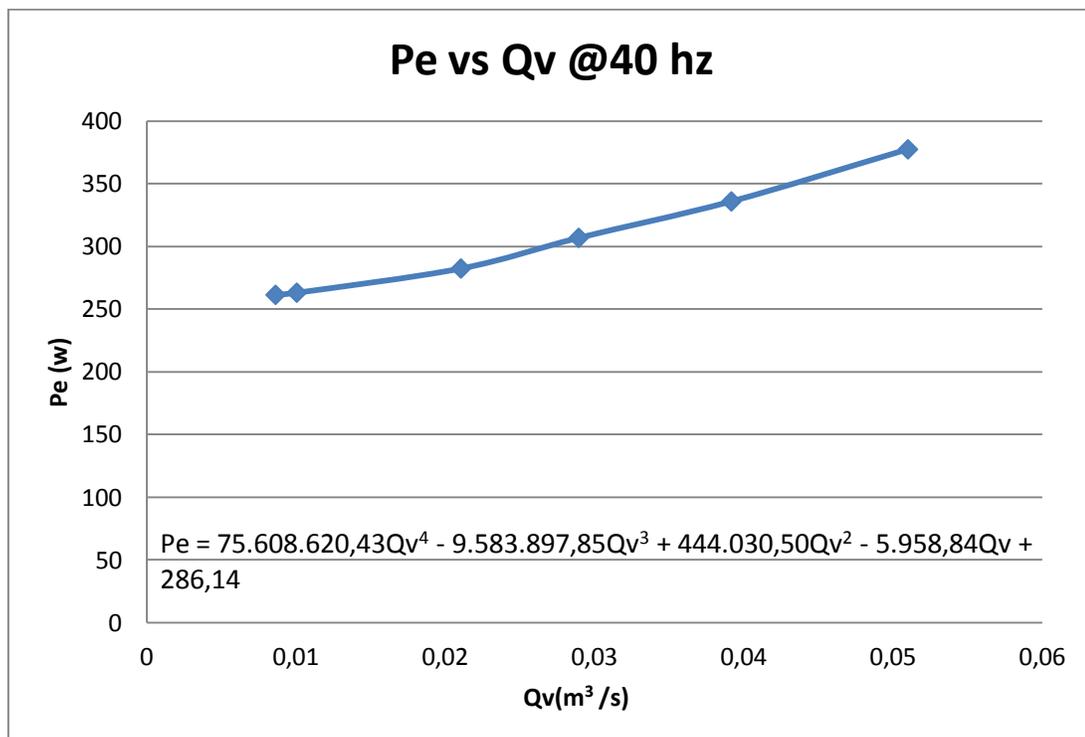


Figura 4.61. Curva Pe vs Qv a 40 hz (con álabes curvados hacia adelante).

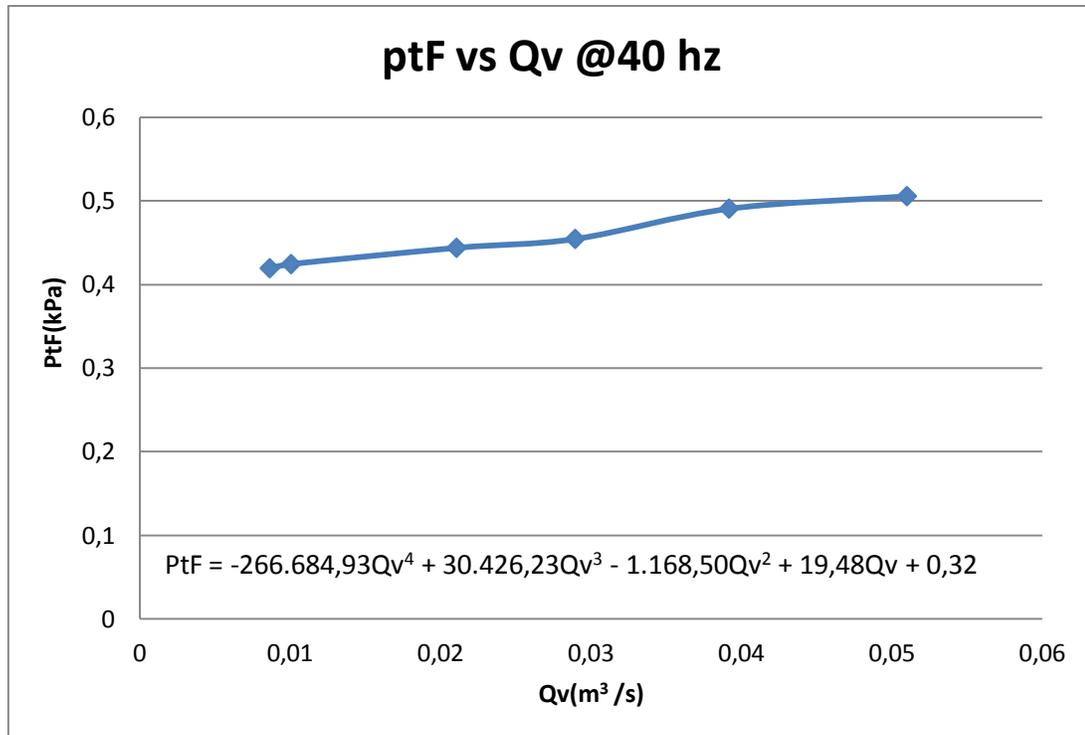


Figura 4.62. Curva ptF vs Qv a 40 hz (con álabes curvados hacia adelante).

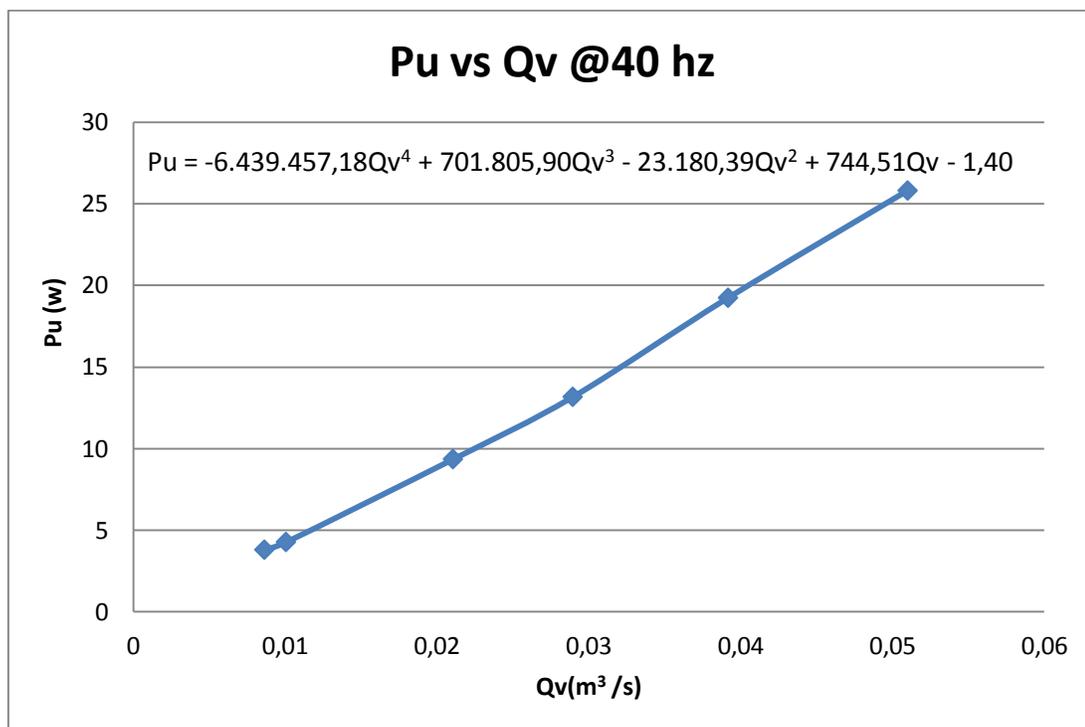


Figura 4.63. Curva Pu vs Qv a 40 hz (con álabes curvados hacia adelante).

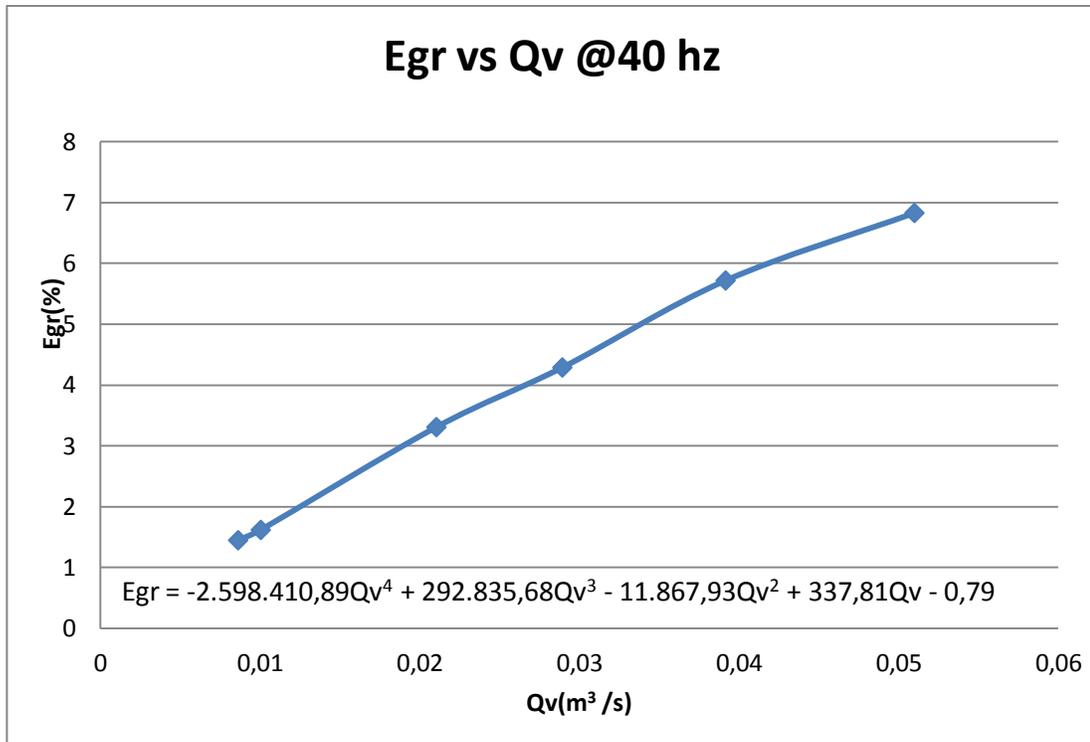


Figura 4.64. Curva Egr vs Qv a 40 hz (con álabes curvados hacia adelante).

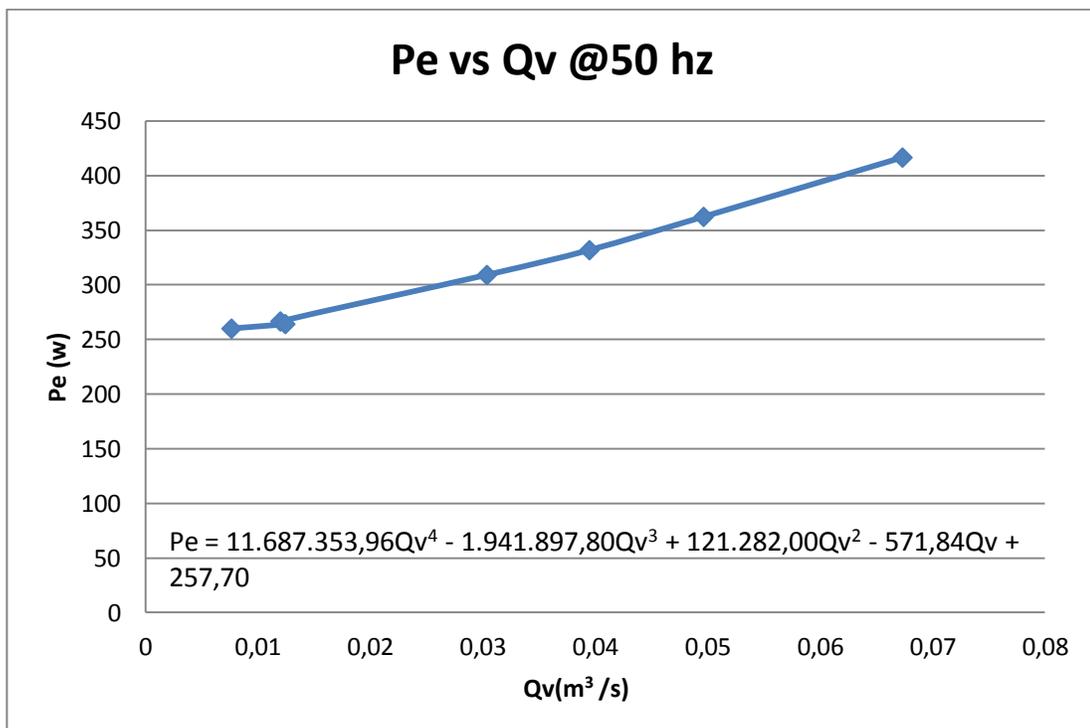


Figura 4.65. Curva Pe vs Qv a 50 hz (con álabes curvados hacia adelante).

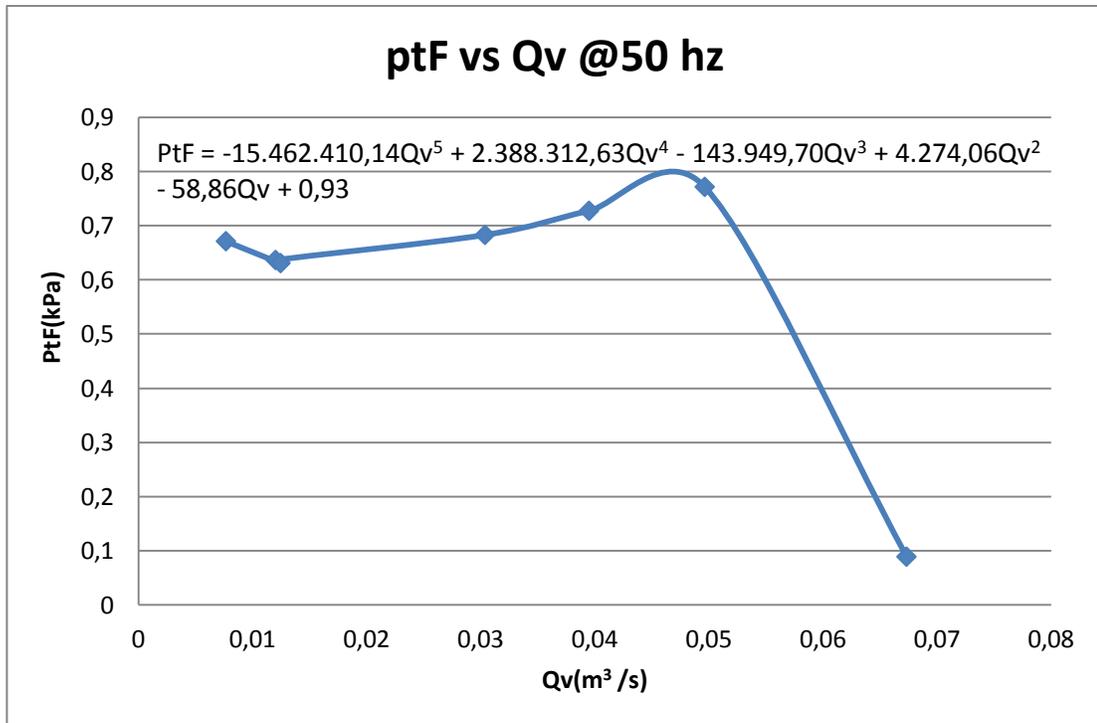


Figura 4.66. Curva ptF vs Qv a 50 hz (con álabes curvados hacia adelante).

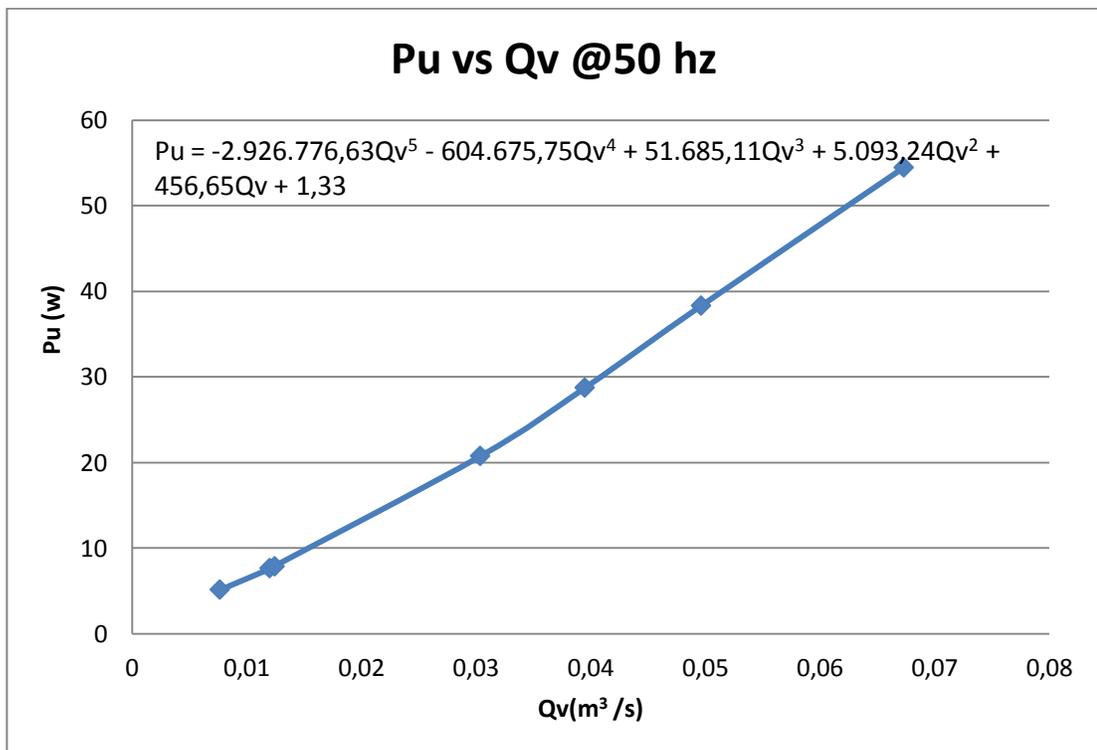


Figura 4.67. Curva Pu vs Qv a 50 hz (con álabes curvados hacia adelante).

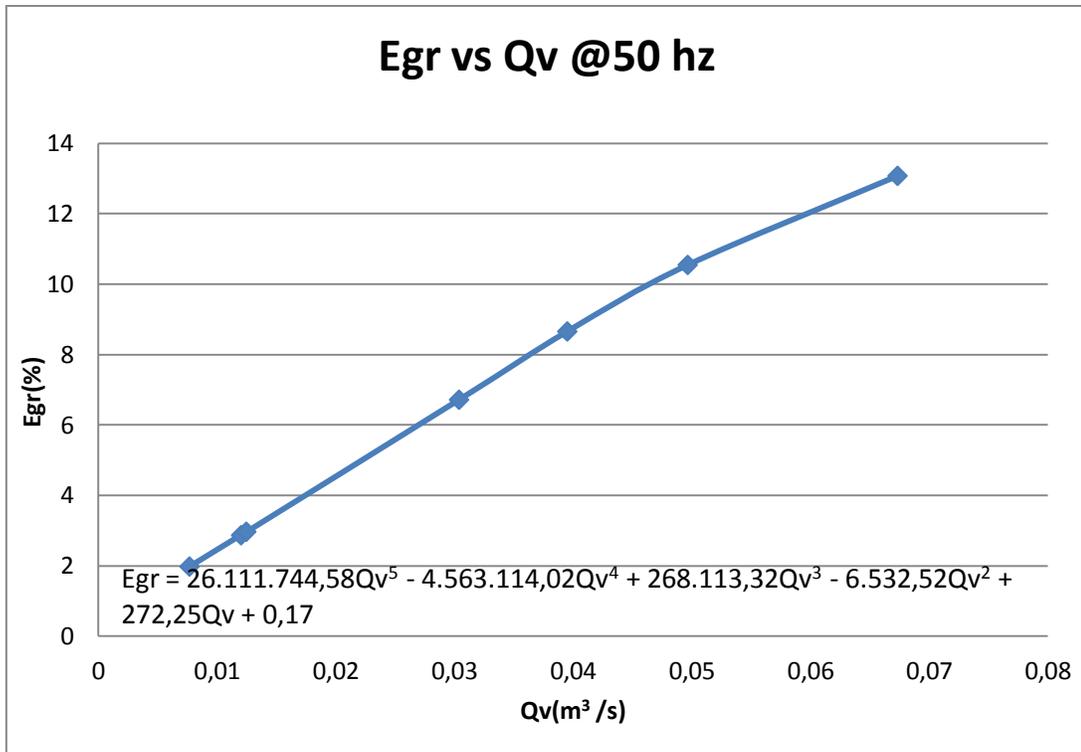


Figura 4.68. Curva Egr vs Qv a 50 hz (con álabes curvados hacia adelante).

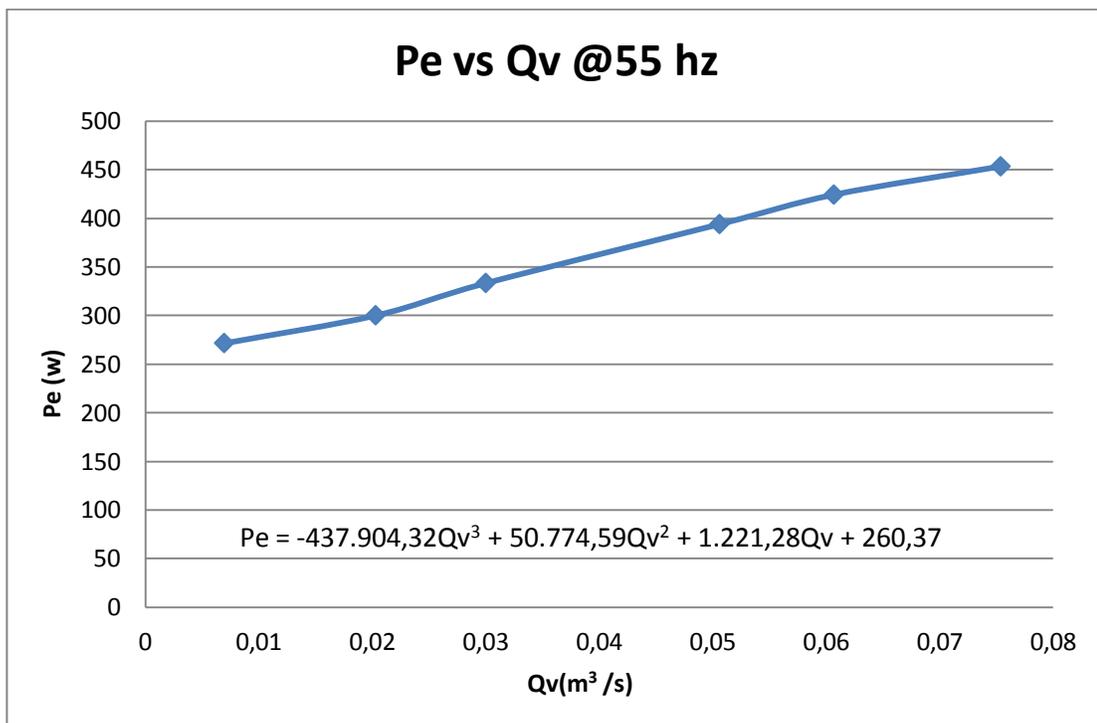


Figura 4.69. Curva Pe vs Qv a 55 hz (con álabes curvados hacia adelante).

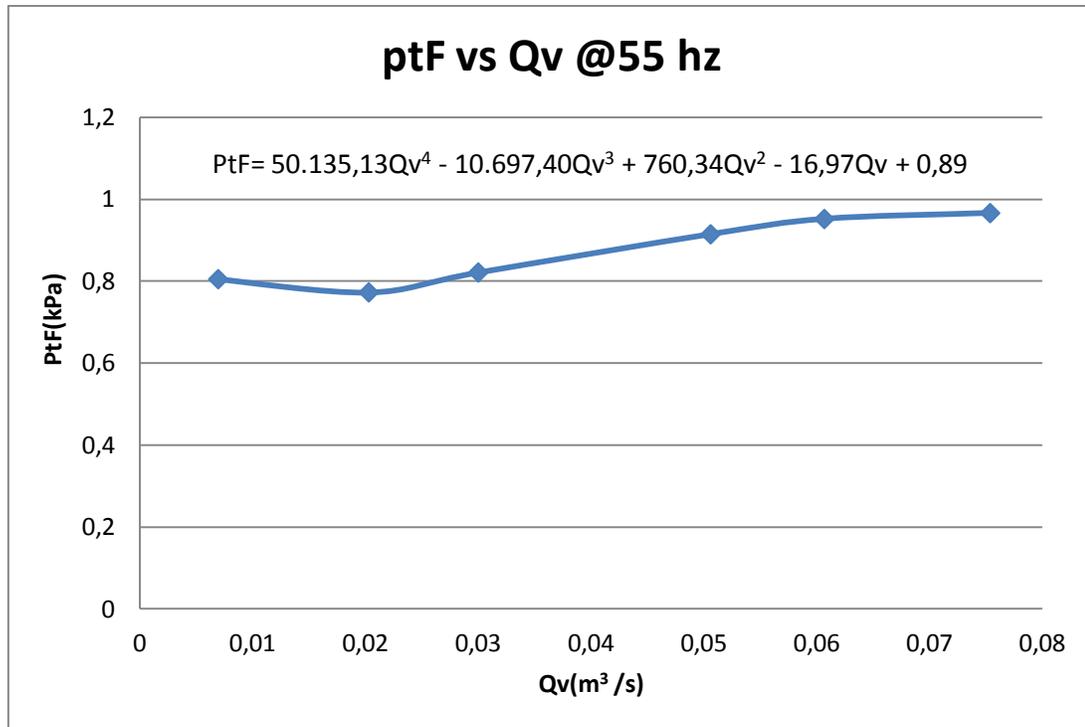


Figura 4.70. Curva ptF vs Qv a 55 hz (con álabes curvados hacia adelante).

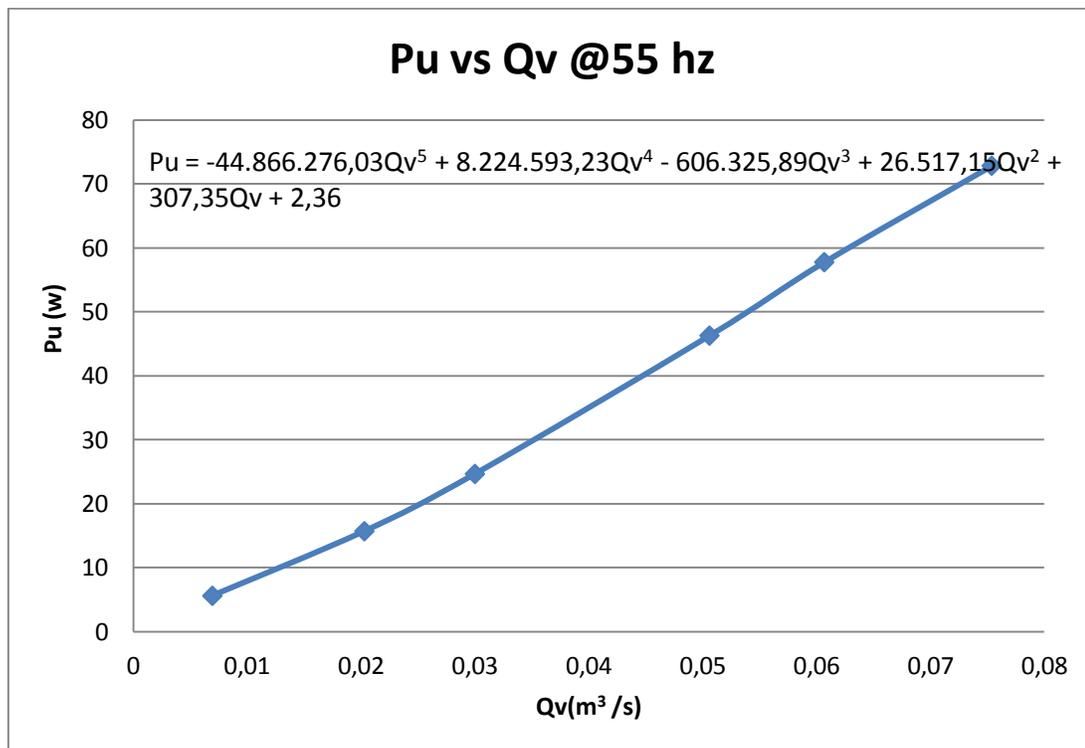


Figura 4.71. Curva Pu vs Qv a 55 hz (con álabes curvados hacia adelante).

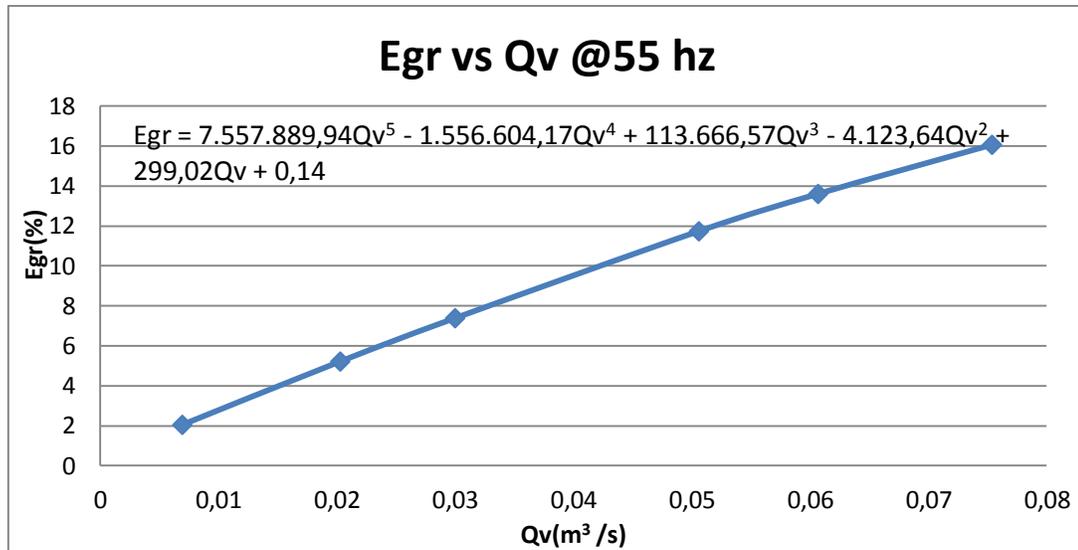


Figura 4.72. Curva Egr vs Qv a 55 Hz (con álabes curvados hacia adelante).

3. Con las ecuaciones descritas en las figuras anteriores y conociendo el valor de caudal máximo de aire manejado para cada velocidad de giro ensayada, se realizan los algoritmos de cálculos.
4. Según la posición de la barra de desplazamiento que se encarga de regular la variación del flujo de aire y la cual determina el porcentaje a usar de dicho valor, este control va a definir el comportamiento del resto de las variables involucradas ya que están relacionadas directamente con el flujo de aire operante en el ventilador centrífugo.

El modo usado para realizar los cálculos pertinentes se detallan a continuación.

#### ***Subprograma de ventilador centrífugo.***

El subprograma que se presenta en la figura 4.73 y 4.75 expone el procedimiento notable de las ecuaciones y de los cálculos practicados para las diferentes velocidades con las dos modalidades del tipo de álabe (curvados hacia atrás y curvados hacia adelante) que requiere esta práctica, además que por medio de ellas hacen realidad esta simulación.

**Entrada:** velocidad de giro del motor “N”, y posición de la barra deslizadora que regula el caudal del flujo de aire “AP”.

**Salida:** caudal volumétrico “Qv”, potencia del motor “Pe”, presión total del ventilador “ptF”, potencia de salida del ventilador “Pu”, eficiencia total “Egr”, temperatura

del aire “Ta”, velocidad de giro “N”, y barra deslizadora que regula el caudal volumétrico “AP”.

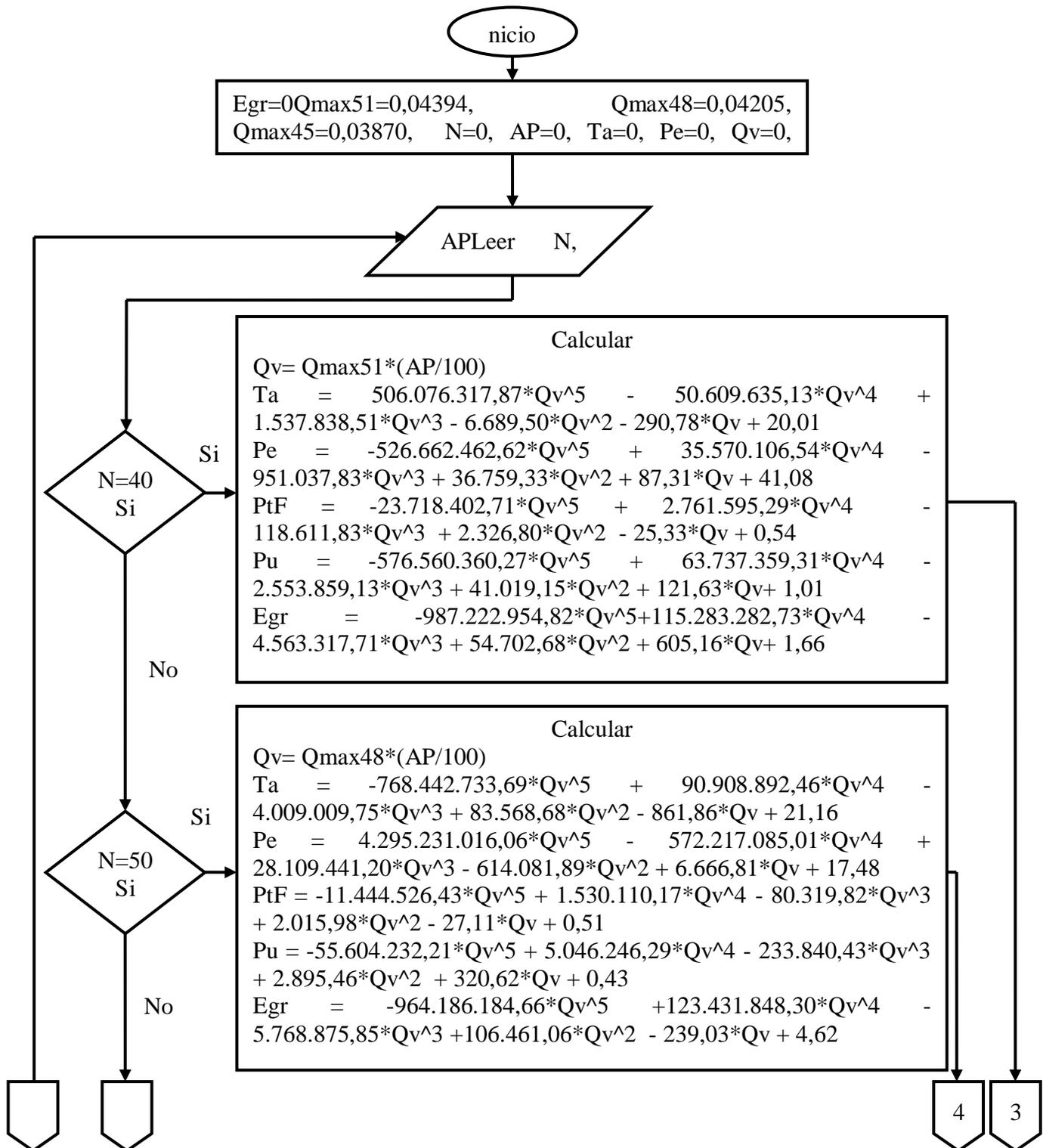


Figura 4.73. Algoritmo de cálculo del subprograma del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás.

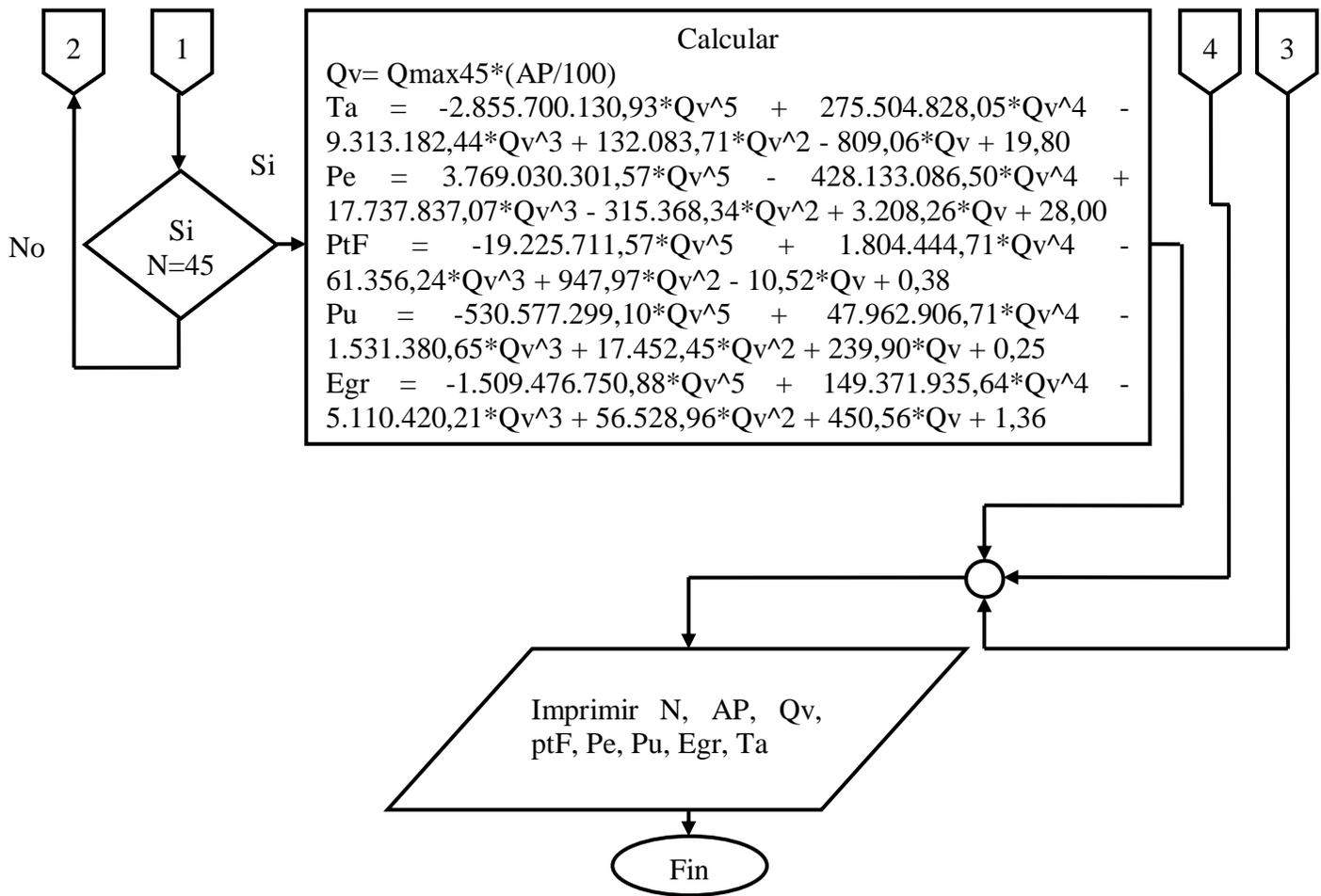


Figura 4.74. Continuación del algoritmo de cálculo del subprograma del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás.

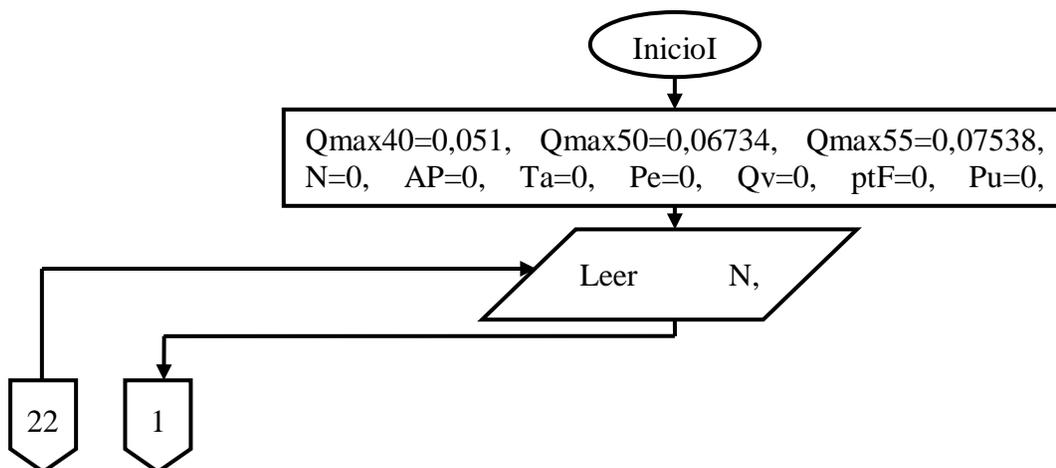


Figura 4.75. Algoritmo de cálculo del subprograma del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante.

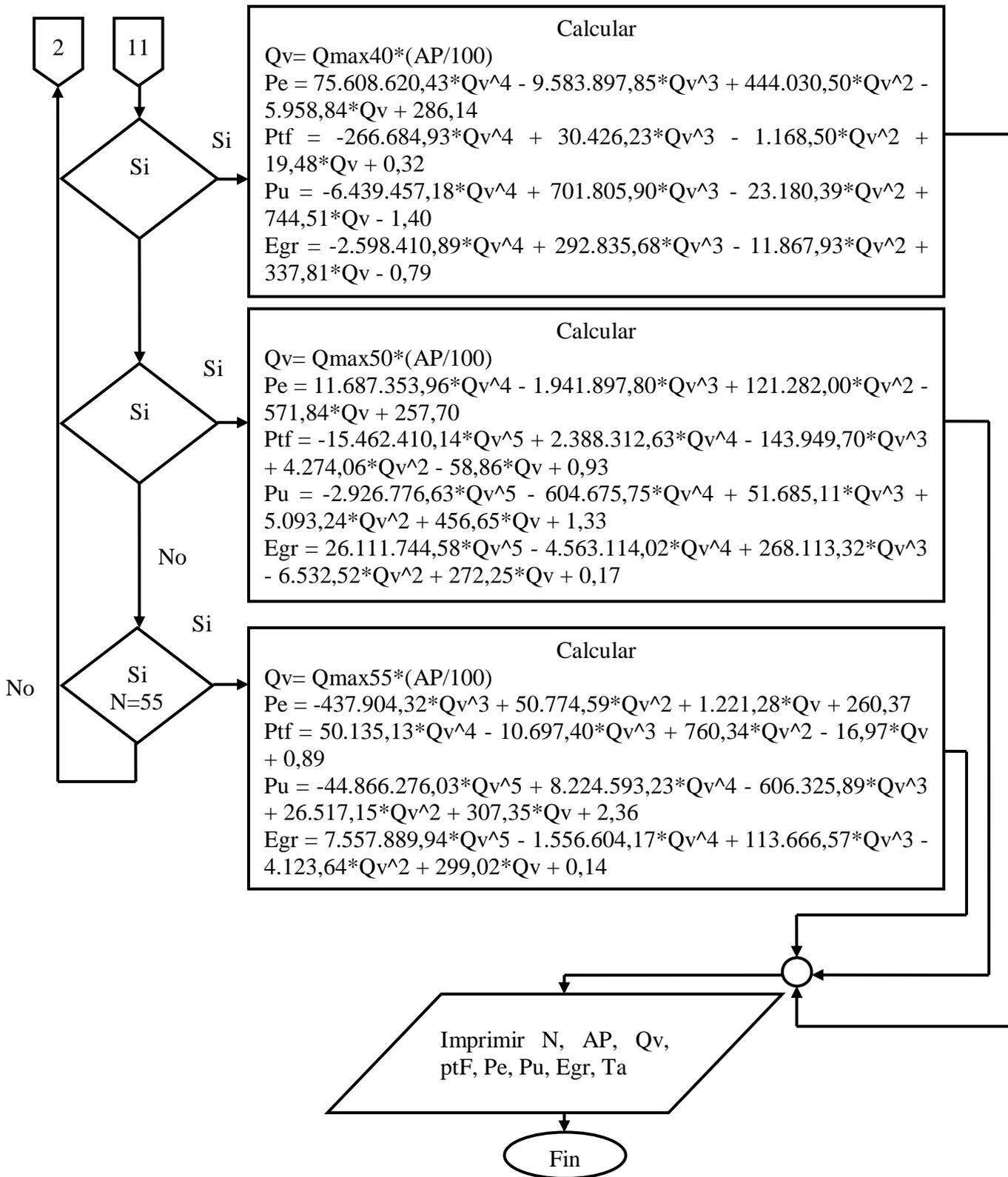


Figura 4.76. Continuación del algoritmo de cálculo del subprograma del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante.

#### **4.3.4. Desarme de bomba rotodinámica.**

Al tratarse de un video el medio en el cual se realizará el desarme de la bomba rotodinámica y se llevará a cabo las experiencias que en él incluye, no presenta algoritmo de cálculo alguno, sin embargo se creó una interfaz para integrar el video con LaviucMH, sin necesidad de llamar a un reproductor externo.

#### **4.3.5. Análisis dimensional.**

Como se mencionó anteriormente esta experiencia es netamente teórica, sin embargo se desarrolló dentro de LaviucMH una animación que integra de manera didáctica la teoría necesaria que permitirá servir de apoyo al momento de realizar la práctica. Fue desarrollada en Adobe Flash Player 11, bajo el entorno de Prezi, el cual tiene la particularidad de agregar a las presentaciones un efecto de zoom, con lo que se pueden destacar los elementos deseados, su cámara transitoria agrega un efecto de que el usuario se mantendrá siempre atento a la expectativa de ver todo el contenido. Además su panel de control permite que el usuario se desplace casi a su voluntad y a tomar el control de lo que desea ver, que tan rápido y que tan cerca. Es una herramienta novedosa muy usada actualmente.

#### **4.3.6. Arreglos de bombas centrífugas.**

A través de ensayos practicados al arreglo de bombas centrífugas en serie y paralelo, a una velocidad de giro del eje del motor en específico, se estudian las diversas variables fundamentales manejadas por esta experiencia que rigen el comportamiento de estos arreglos. Para el arreglo en serie y paralelo, los valores que se obtienen a una misma velocidad de giro son desiguales, ya que, para cada uno de ellos, las bombas se superponen y funcionan de distintas formas respectivamente.

Las variables que se estudian en estos arreglos se muestran a través de las ecuaciones matemáticas delimitadas por el comportamiento de las bombas, y en función del caudal, puesto que, todas dependen de este parámetro. A continuación en las figuras 4.77, 4.78, 4.79, 4.80, 4.81, 4.82, 4.83, 4.84, 4.85, 4.86, 4.87, 4.88, 4.89, 4.90, 4.91, 4.92, 4.93, 4.94, 4.95, y 4.96 se presentan todas las ecuaciones con sus respectivas curvas de comportamiento para cada arreglo, y para una velocidad de 48 hz.

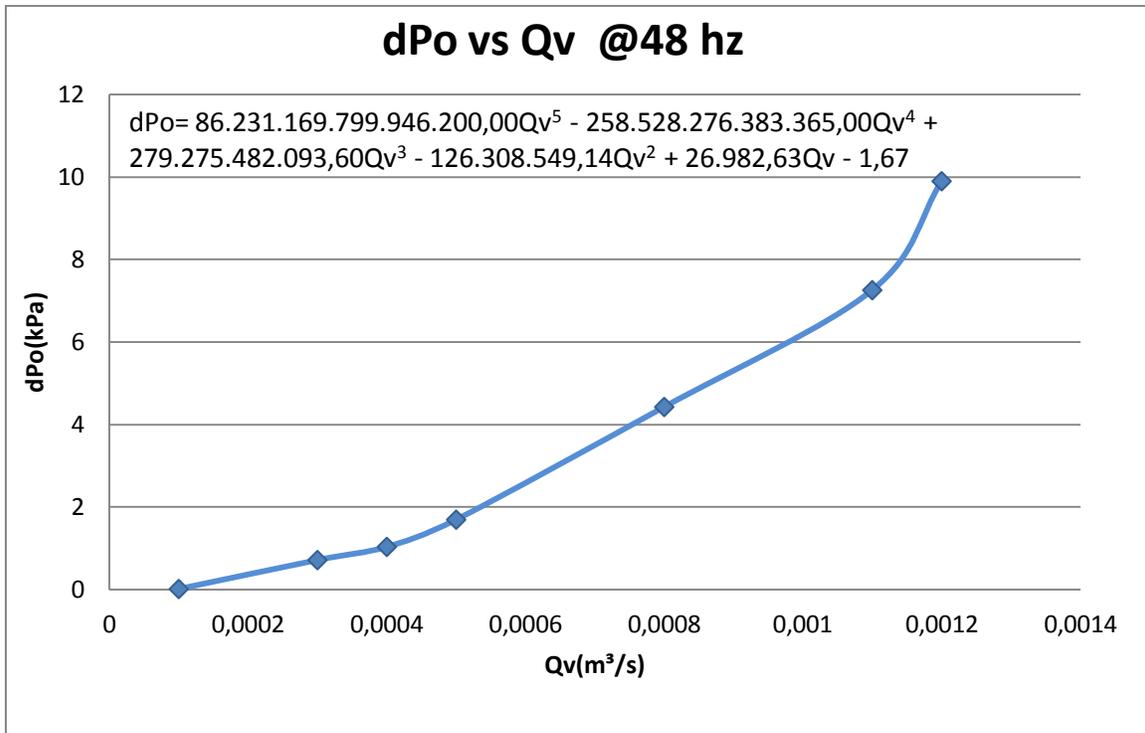


Figura 4.77. Curva dPo vs Qv a 48 hz (arreglo en serie).

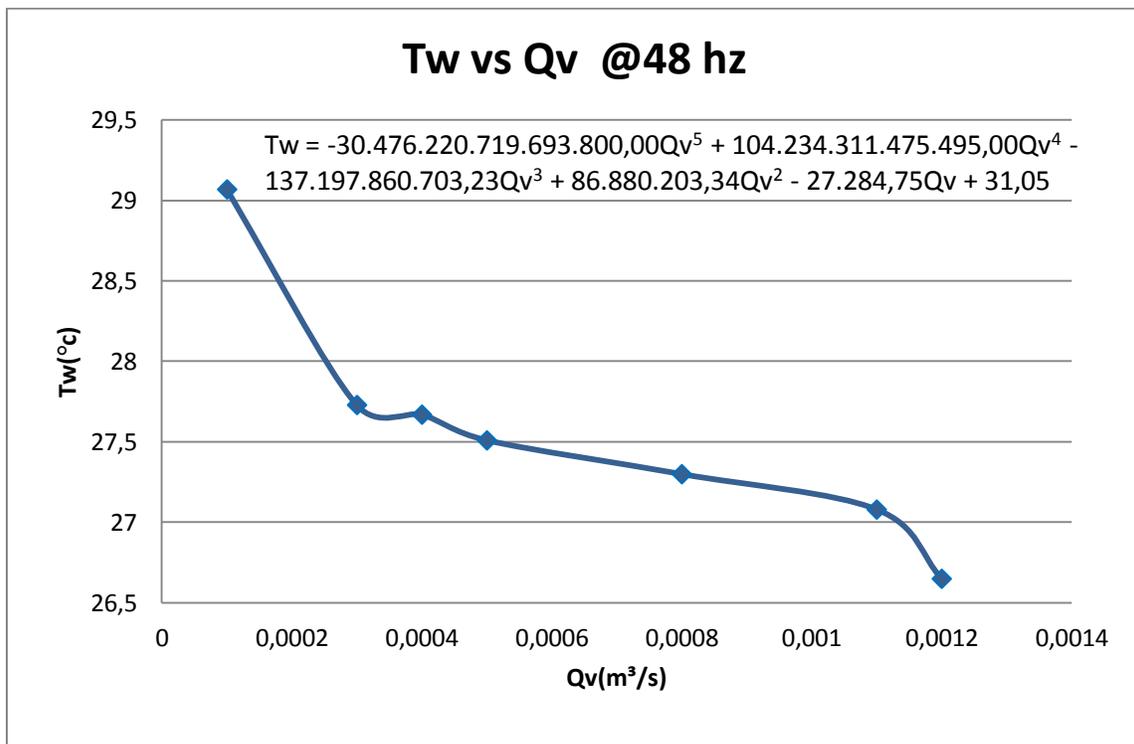


Figura 4.78. Curva Tw vs Qv a 48 hz (arreglo en serie).

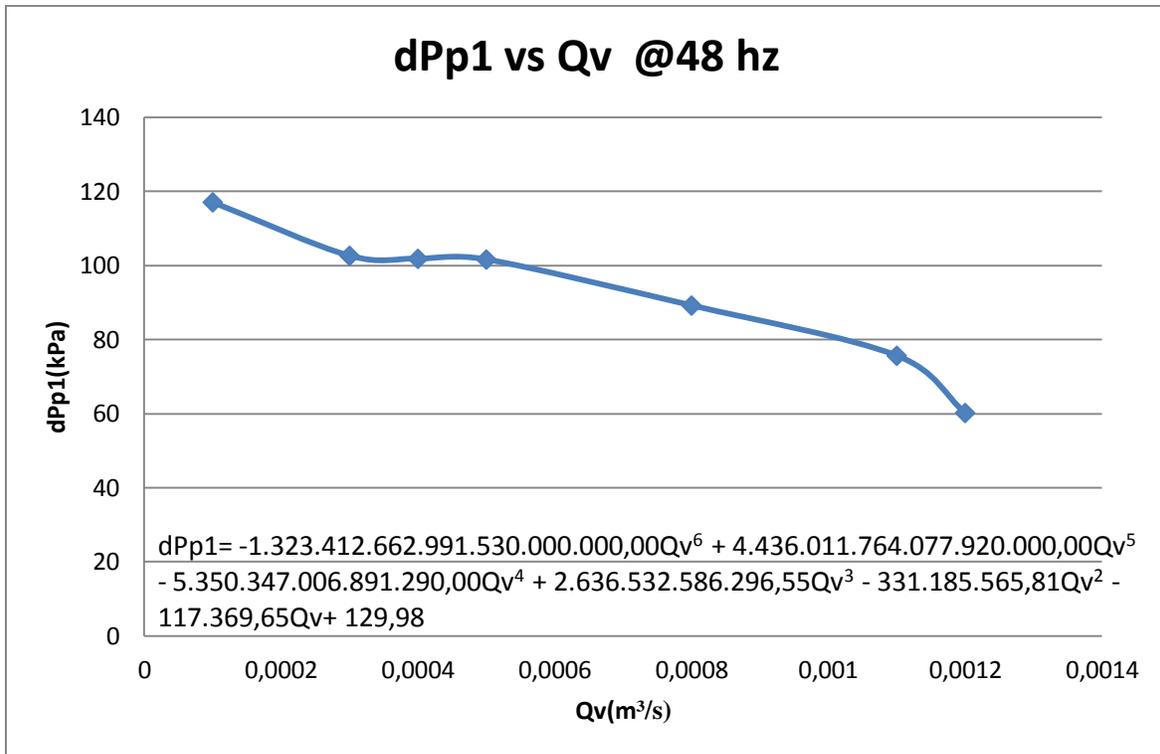


Figura 4.79. Curva dPp1 vs Qv a 48 hz (arreglo en serie).

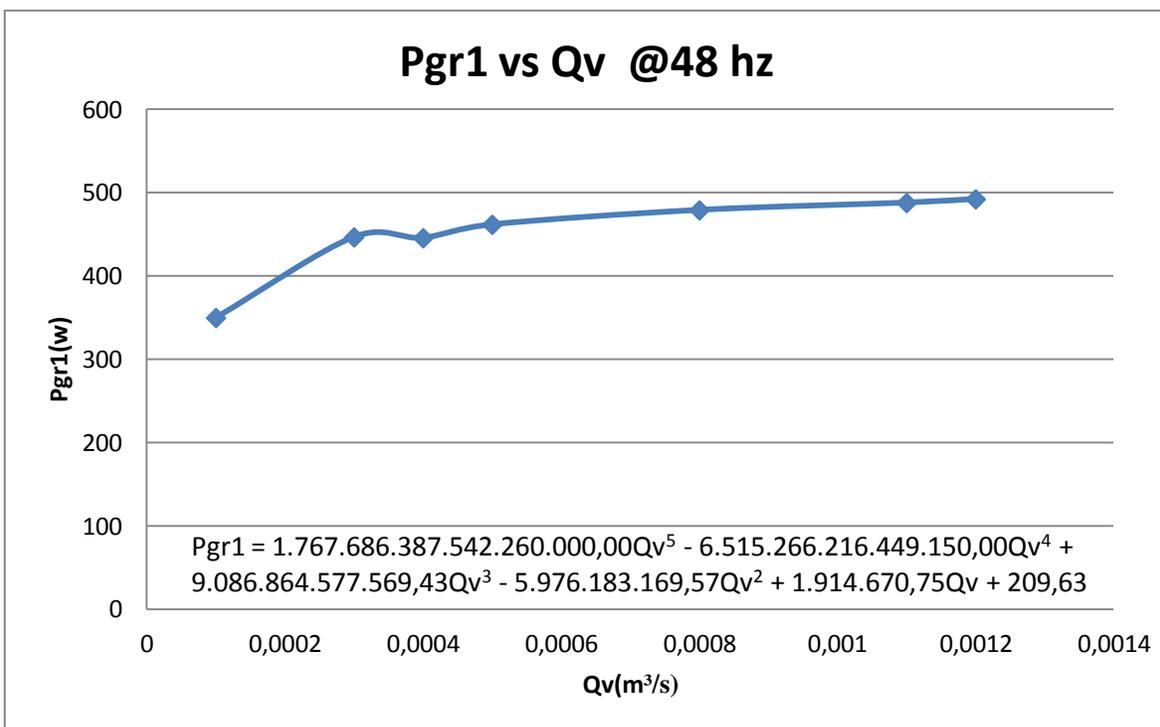


Figura 4.80. Curva Pgr1 vs Qv a 48 hz (arreglo en serie).

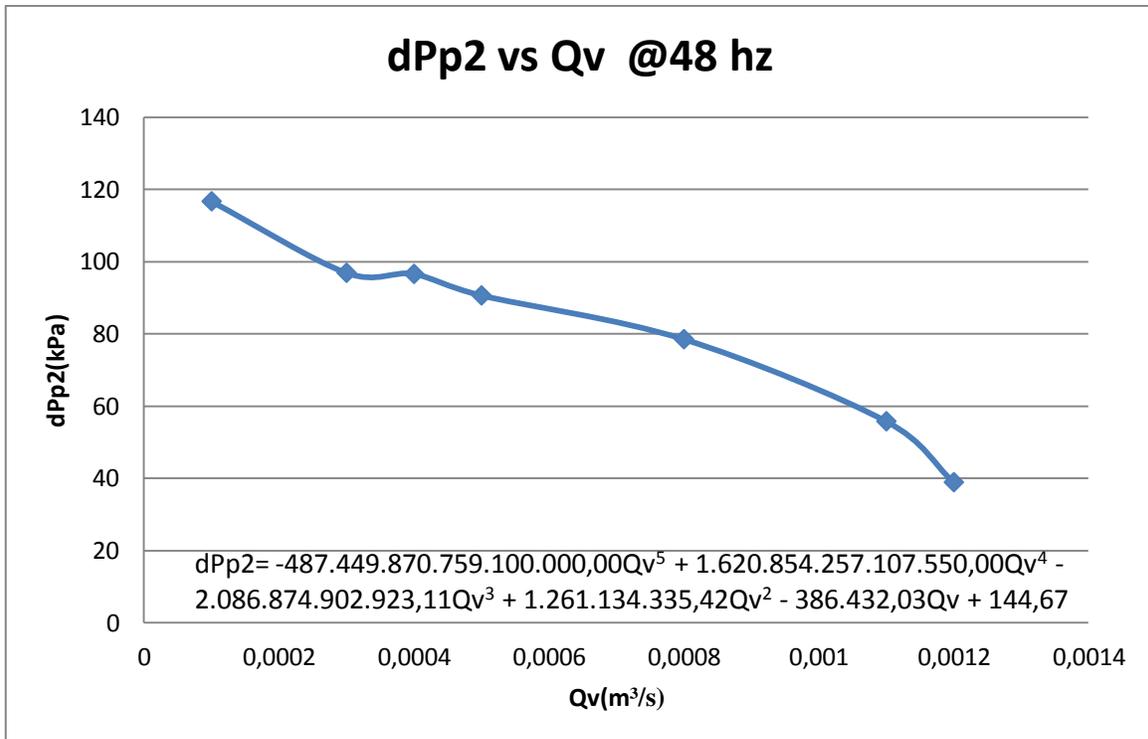


Figura 4.81. Curva dPp2 vs Qv a 48 hz (arreglo en serie).

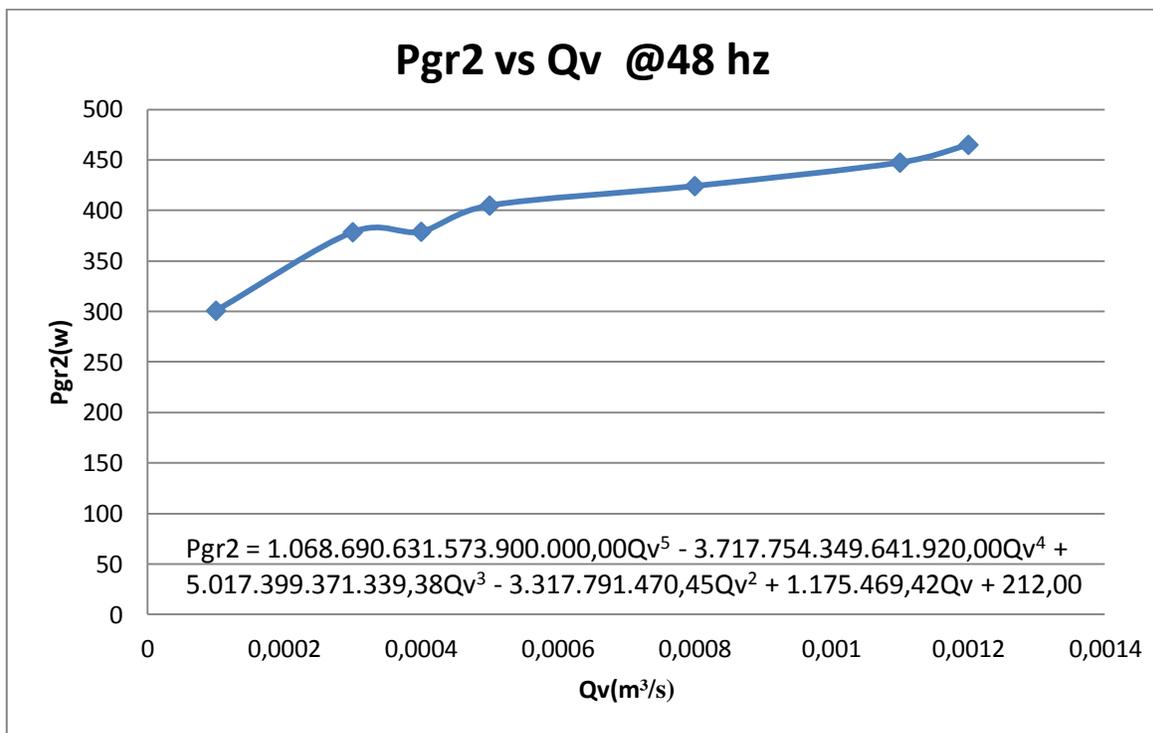


Figura 4.82. Curva Pgr2 vs Qv a 48 hz (arreglo en serie).

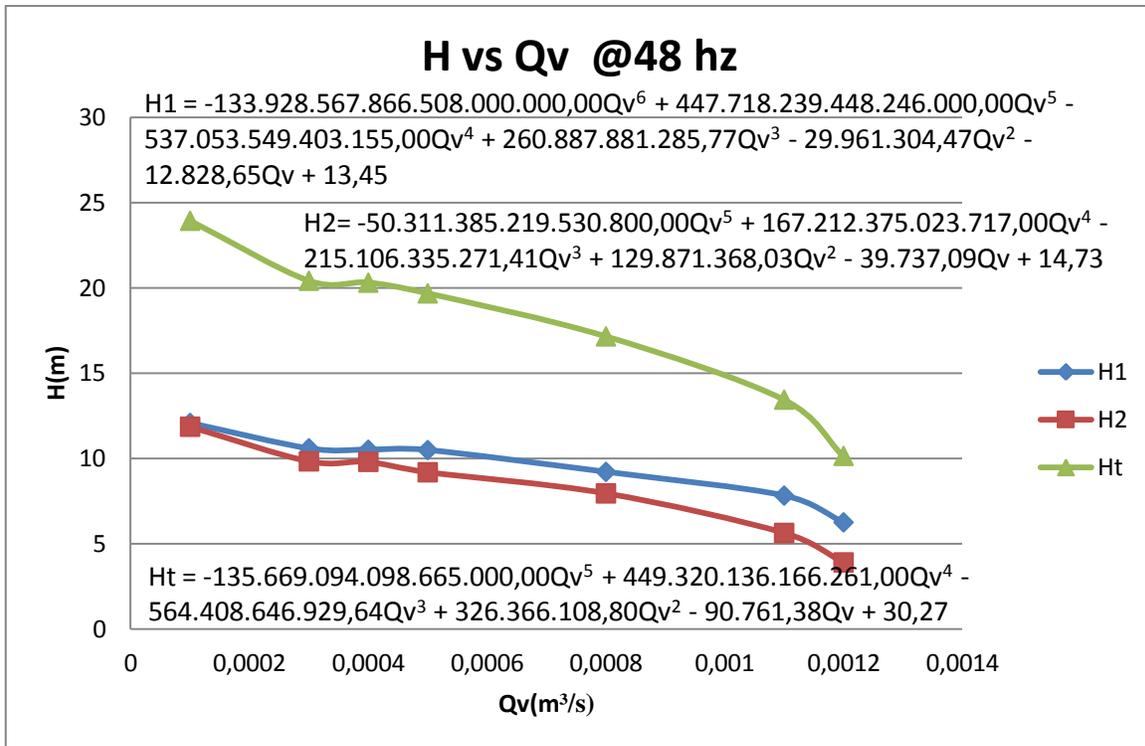


Figura 4.83. Curva H vs Qv a 48 hz (arreglo en serie).

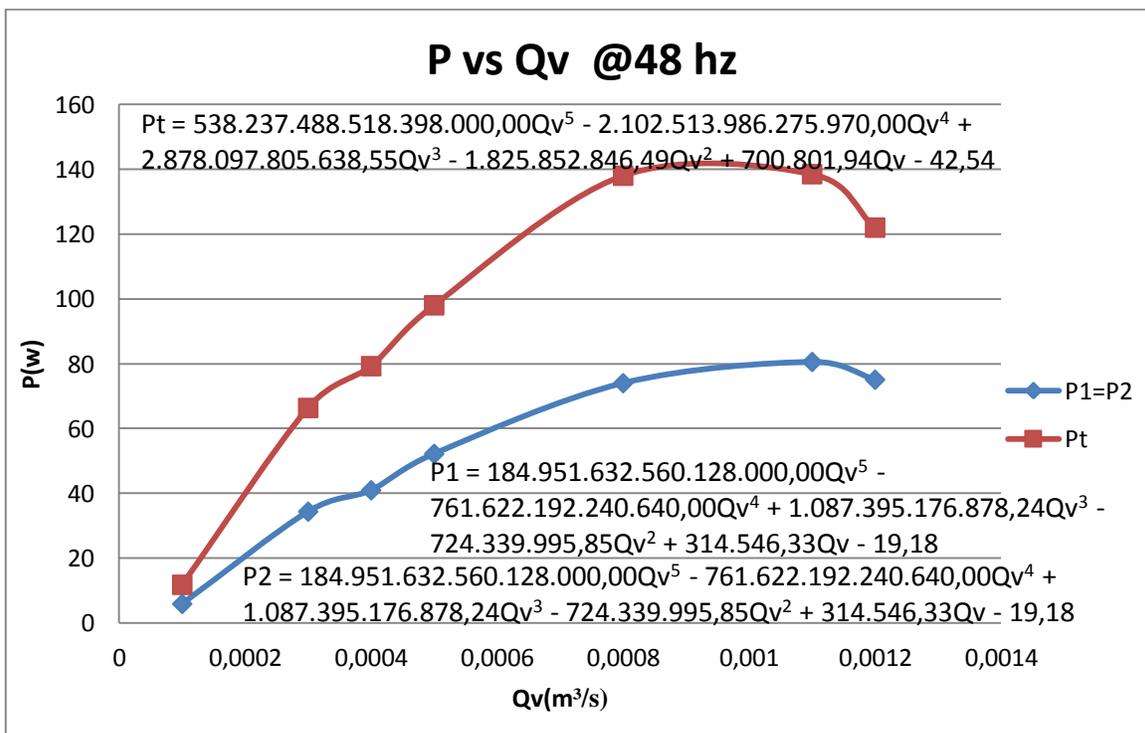


Figura 4.84. Curva P vs Qv a 48 hz (arreglo en serie).

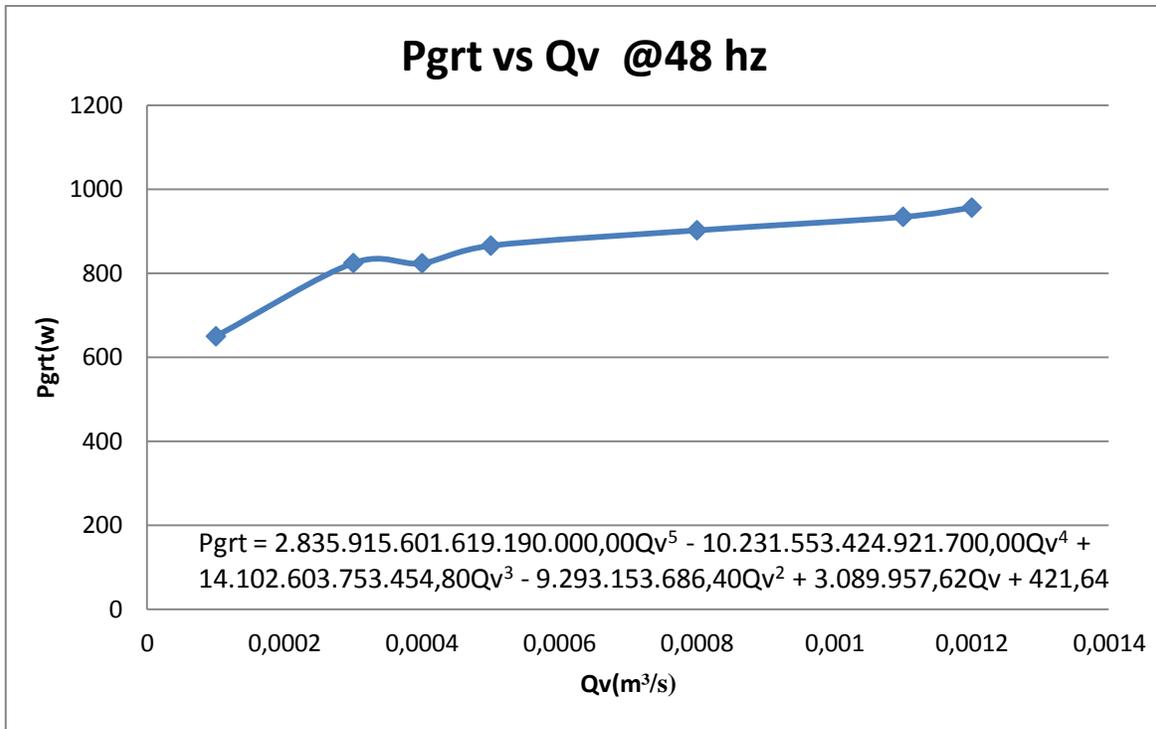


Figura 4.85. Curva Pgrrt vs Qv a 48 hz (arreglo en serie).

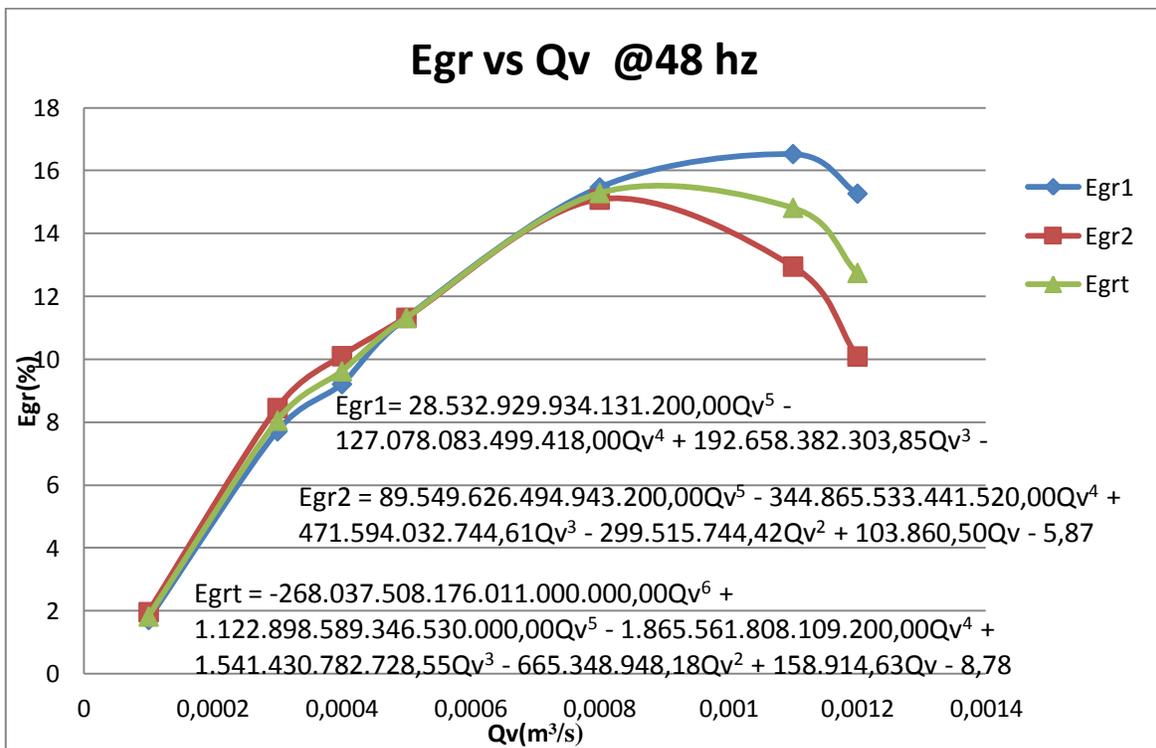


Figura 4.86. Curva Egr vs Qv a 48 hz (arreglo en serie).

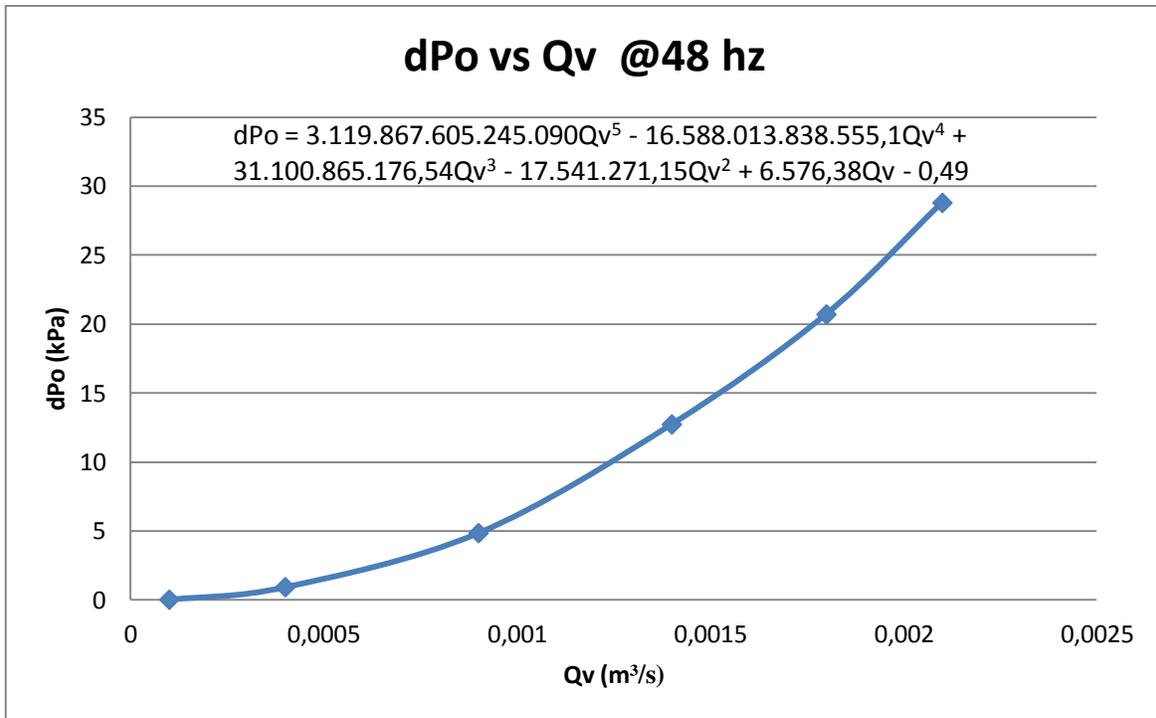


Figura 4.87. Curva dPo vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo).

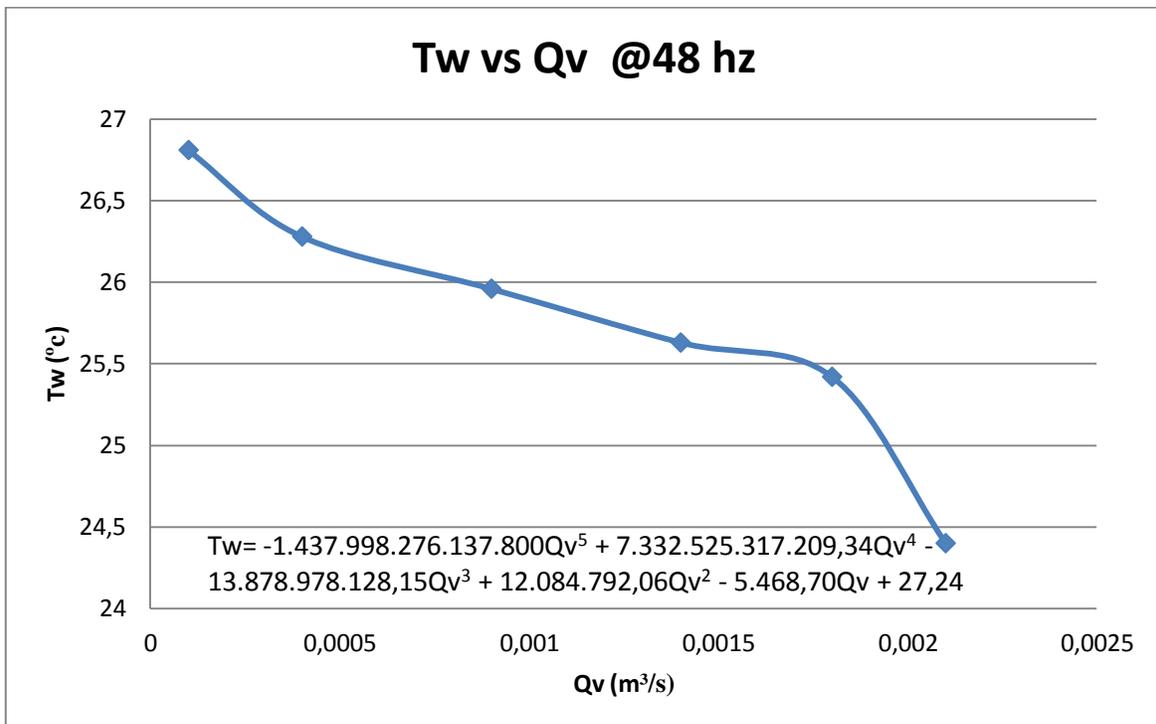


Figura 4.88. Curva Tw vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo).

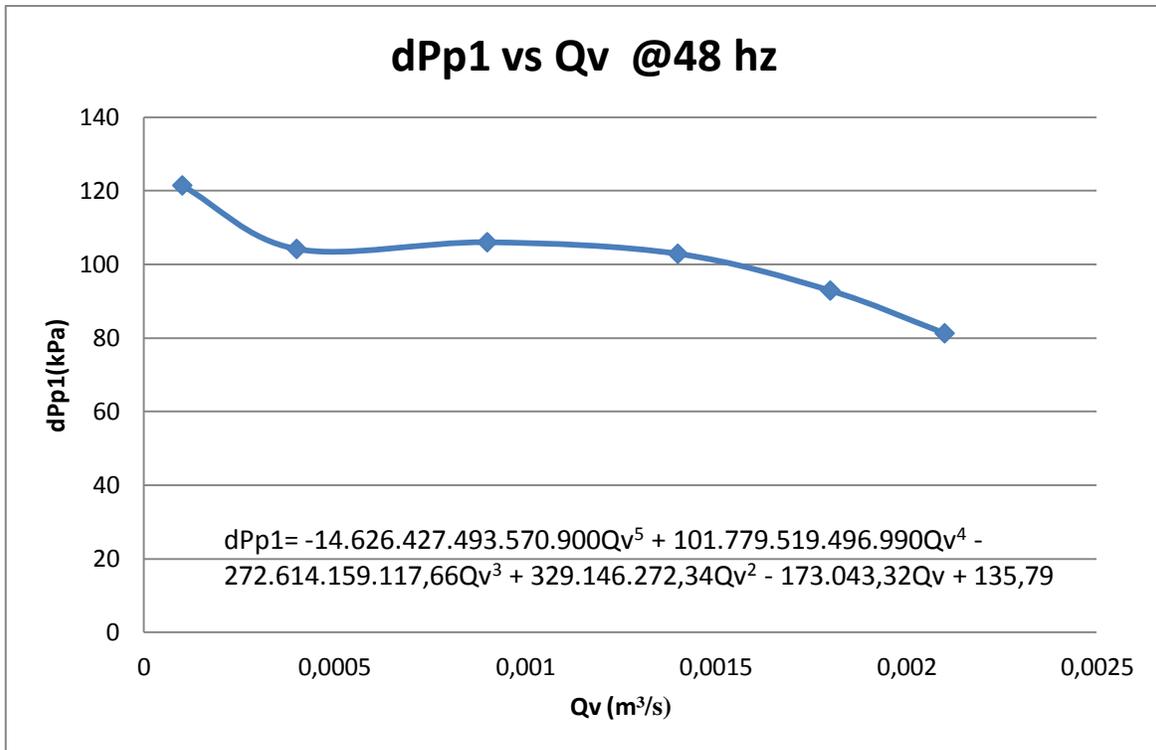


Figura 4.89. Curva  $dPp1$  vs  $Qv$  a 48 hz (arreglo en paralelo).

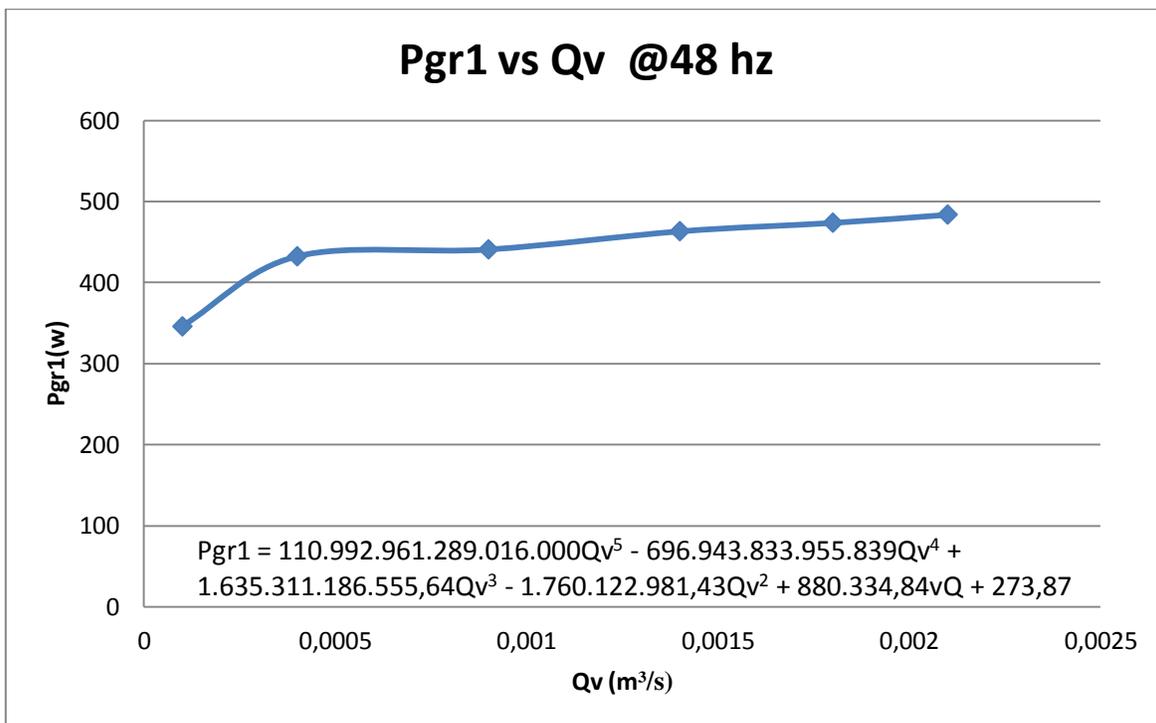


Figura 4.90. Curva  $Pgr1$  vs  $Qv$  a 48 hz (arreglo en paralelo).

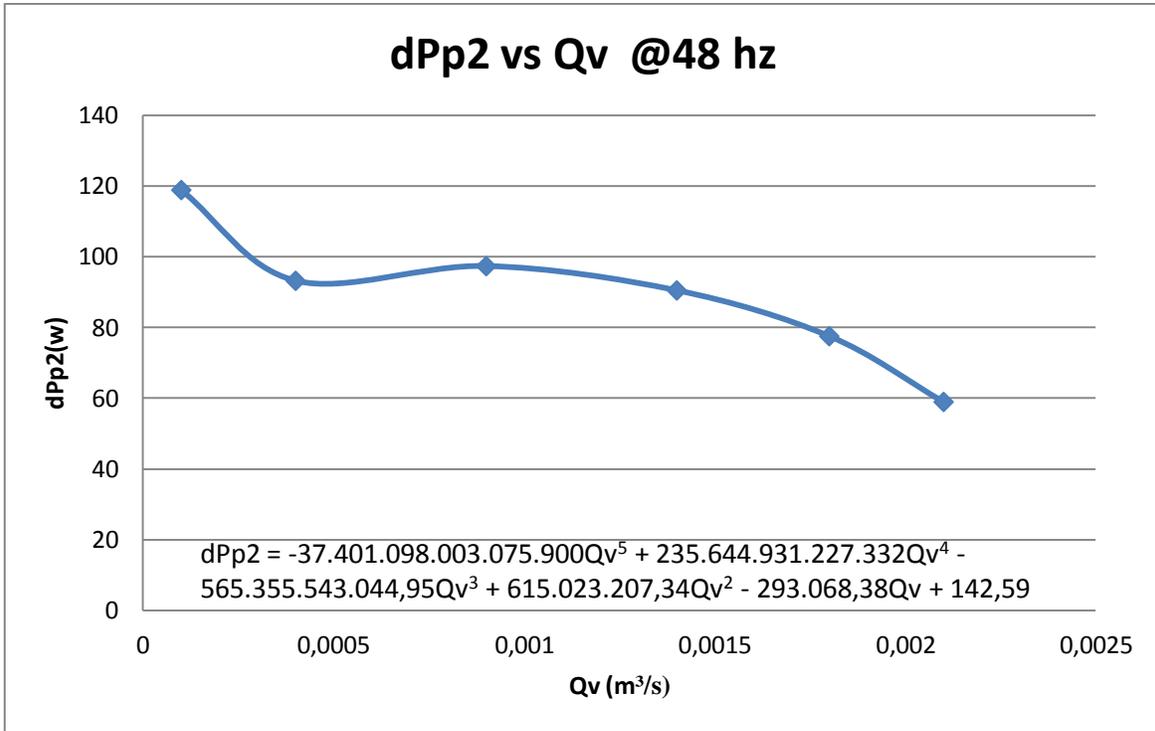


Figura 4.91. Curva dPp2 vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo).

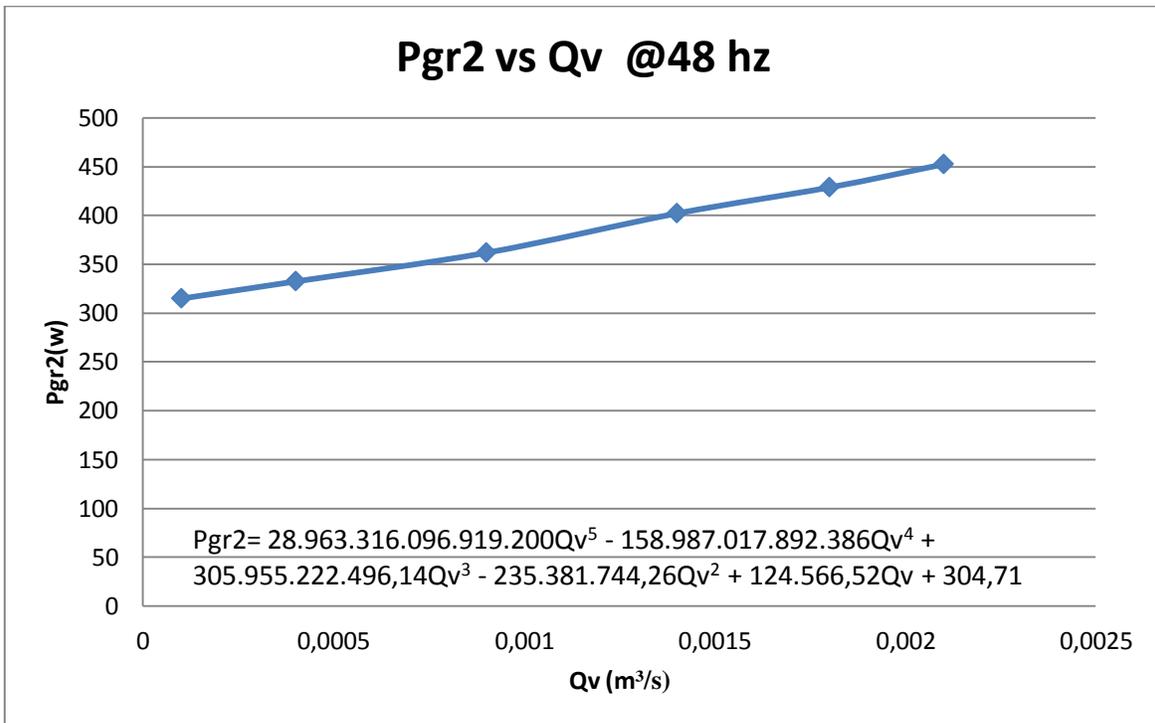


Figura 4.92. Curva Pgr2 vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo).

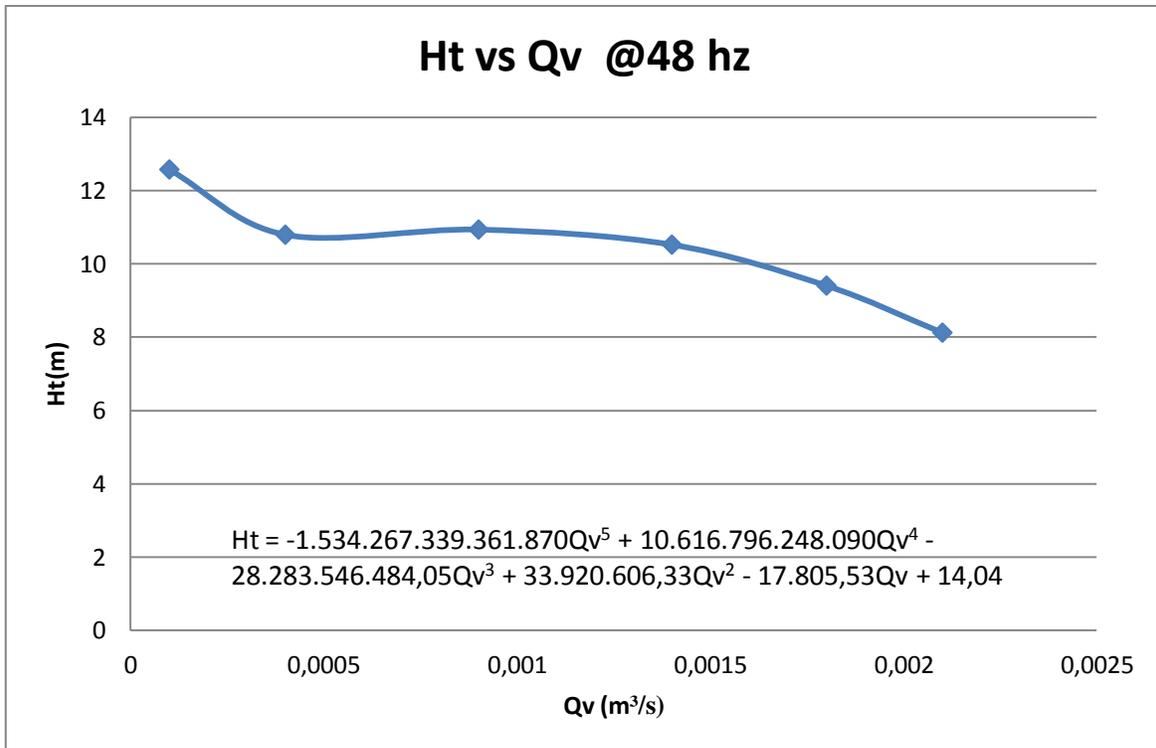


Figura 4.93. Curva Ht vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo).

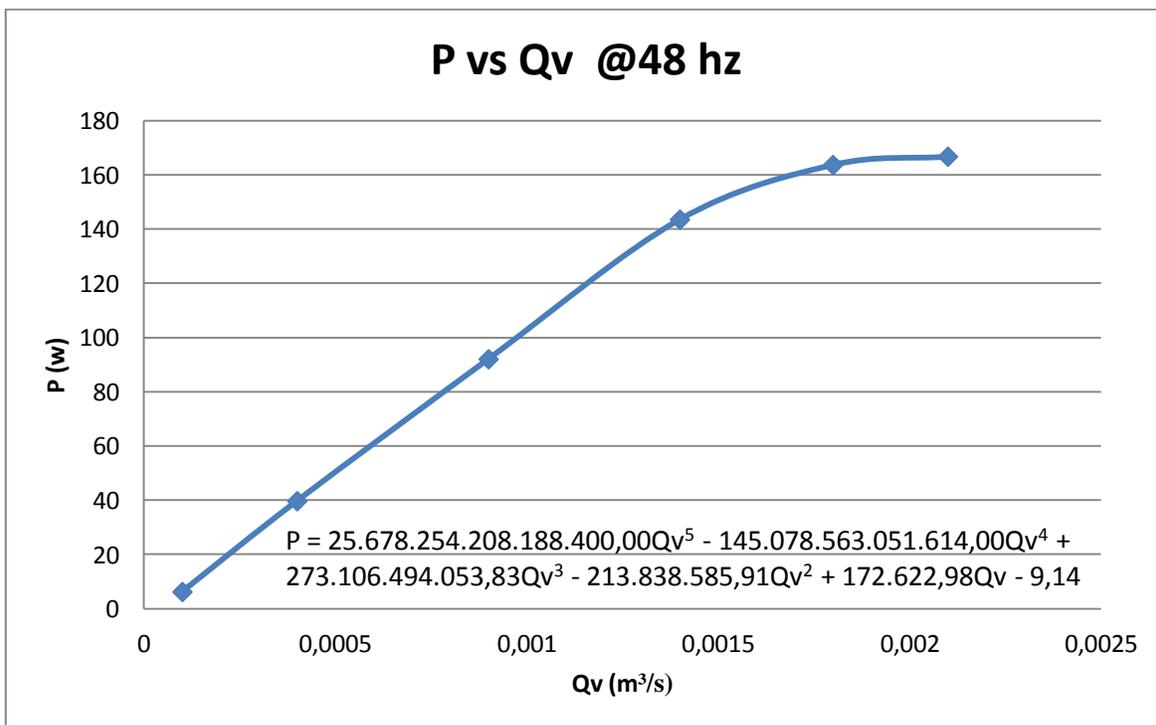


Figura 4.94. Curva P vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo).

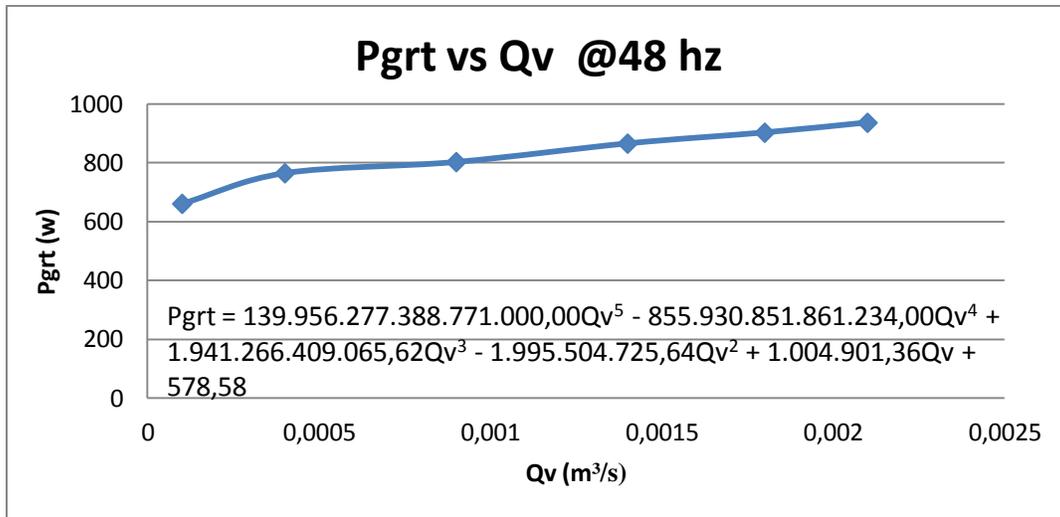


Figura 4.95. Curva P vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo).

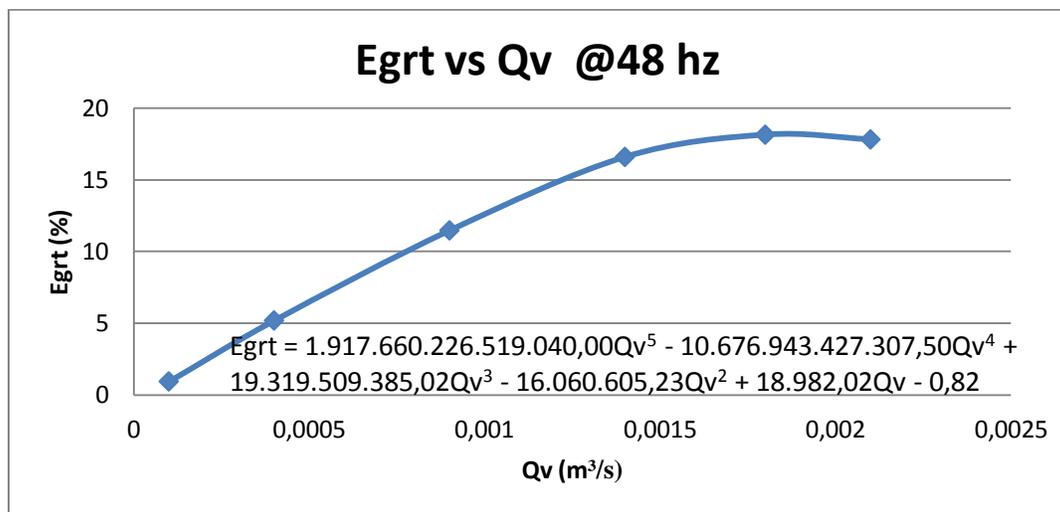


Figura 4.96. Curva Egrrt vs Qv a 48 hz (arreglo en paralelo).

#### ***Subprograma de arreglos de bombas centrífugas.***

El subprograma de la experiencia de estos arreglos de bombas (serie y paralelo) que permiten el óptimo funcionamiento y operación de la simulación realizada, y que además cumple con todos los parámetros tratados por la práctica se muestra en la figura 4.97.

**Entrada:** velocidad de giro del eje del motor “N”, posición de la barra deslizadora que regula el caudal del flujo de aire “AP”, caudal volumétrico “Qv”, Caída de presión de la placa orificio “dPo”, temperatura del agua “Tw”, caída de presión de la bomba 1 “dPp1”.

Caída de presión de la bomba 2 “dPp2”, potencia del motor de la bomba 1 “Pgr1”, potencial el motor de la bomba 2 “Pgr2”, potencia total de entrada de las bombas “Pgrt”, altura de la bomba 1 “H1”, altura de la bomba 2 “H2”, altura total de las bombas “Ht”, potencia de salida de la bomba 1 “P1”, potencia de salida de la bomba 2 “P2”, potencia de salida total de las bombas “Pt”, eficiencia de la bomba 1 “Egr1”, eficiencia de la bomba 2 “Egr2”, y eficiencia total de las bombas “Egrt”.

**Salida:** velocidad de giro del eje del motor “N”, posición de la barra deslizador que regula el caudal del flujo de aire “AP”, caudal volumétrico “Qv”, Caída de presión de la placa orificio “dPo”, temperatura del agua “Tw”, caída de presión de la bomba 1 “dPp1”. Caída de presión de la bomba 2 “dPp2”, potencia del motor de la bomba 1 “Pgr1”, potencial el motor de la bomba 2 “Pgr2”, potencia total de entrada de las bombas “Pgrt”, altura de la bomba 1 “H1”, altura de la bomba 2 “H2”, altura total de las bombas “Ht”, potencia de salida de la bomba 1 “P1”, potencia de salida de la bomba 2 “P2”, potencia de salida total de las bombas “Pt”, eficiencia de la bomba 1 “Egr1”, eficiencia de la bomba 2 “Egr2”, y eficiencia total de las bombas “Egrt”.

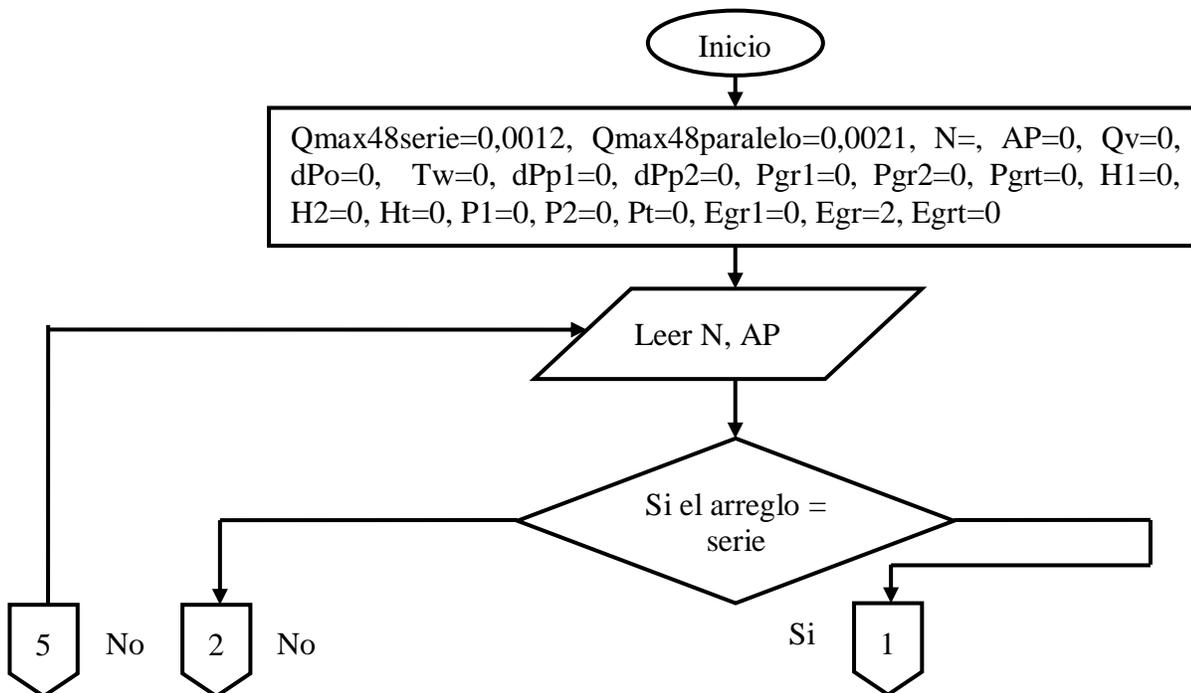


Figura 4.97. Algoritmo de cálculo del subprograma de arreglo de bombas centrífugas.

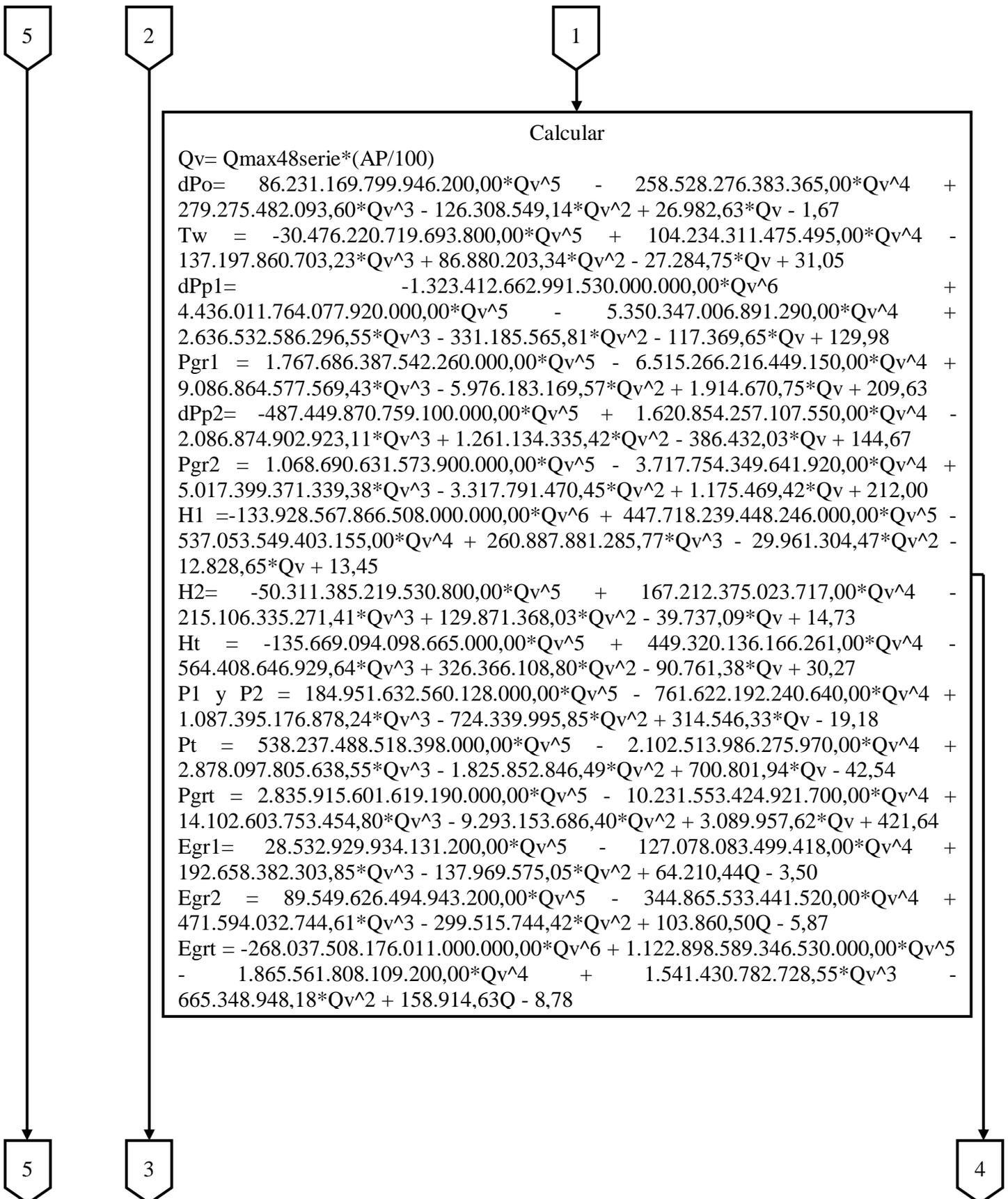


Figura 4.98. Continuación del algoritmo de cálculo del subprograma de arreglo de bombas centrífugas.

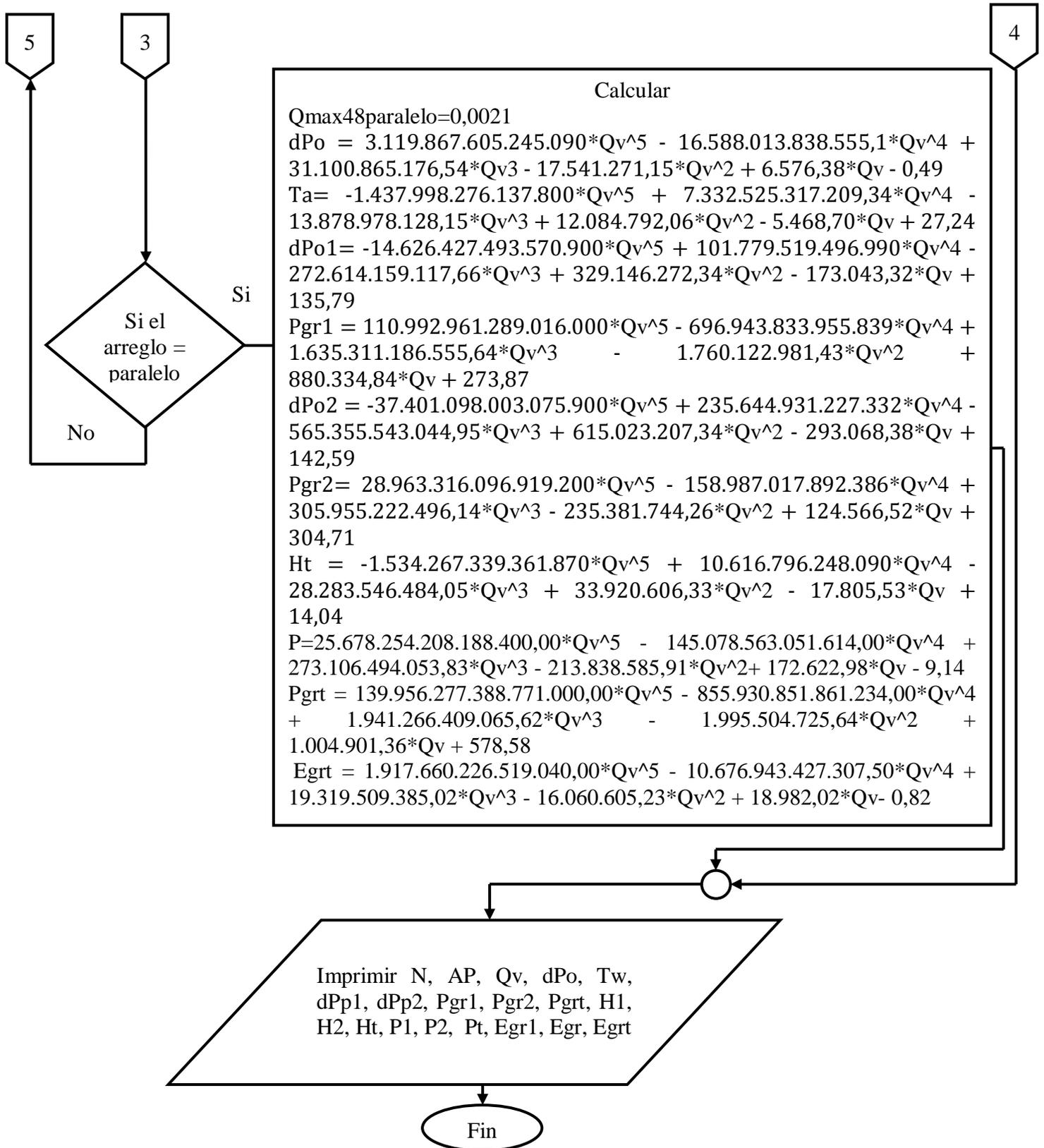


Figura 4.99. Culminación del algoritmo de cálculo del subprograma de arreglo de bombas centrífugas.

### **4.3. Codificación de los algoritmos de cálculos.**

La codificación de los algoritmos desarrollados hasta este punto se encuentran anexadas en el CD de instalación del programa computacional de LaviucMH, donde se podrá observar con detalle las funciones respectivas asignadas a cada elemento dentro de la programación java, logrando de esta manera las simulaciones deseadas en cada práctica desarrollada.

# Capítulo 5: Validaciones

---

Después de lo anterior expuesto, es conveniente certificar el correcto funcionamiento de la simulación, para ello se verificaron a través de varios experimentos realizados para optimizar las diferencias o errores de la programación, así como, tachar las posibles discrepancias que los mismos usuarios puedan hacer, y así asegurar el buen funcionamiento de la herramienta diseñada, buscando darle a los usuarios seguridad y confianza.

Con referencia a lo anterior, se presentan los experimentos efectuados a cada experiencia, de la siguiente manera.

## **5.1. Operación de una bomba centrífuga.**

Con esta simulación se aprueban todos los cálculos teóricos mostrados en la herramienta diseñada, y se hace la respectiva comparación con los datos proporcionados por el laboratorio virtual, ésta validación se realiza, en este caso para una velocidad de giro igual a 2000 rpm, ya que, al cumplirse con ésta, automáticamente se cumple la validación para las otras velocidades del motor manejadas por esta bomba centrífuga.

### **5.1.1. Datos de la experiencia.**

Para el cálculo de los valores necesarios que ratifican en su totalidad la experiencia establecida, se trabaja con un caudal correspondiente a un 80 % de apertura de la válvula reguladora de caudal “AP”, siendo el caudal máximo generado por ésta a un 100 % de 4,62 l/min, y trabajando con una velocidad de 2000 rpm.

### **5.1.2. Procedimiento.**

A continuación se muestra por medio de captura de pantallas el procedimiento a realizar haciendo uso del programa hasta llegar a obtener la tabla de resultados:

La figura 5.1 muestra la pantalla inicial del programa en donde se puede apreciar que todas las válvulas están cerradas y el motor apagado:

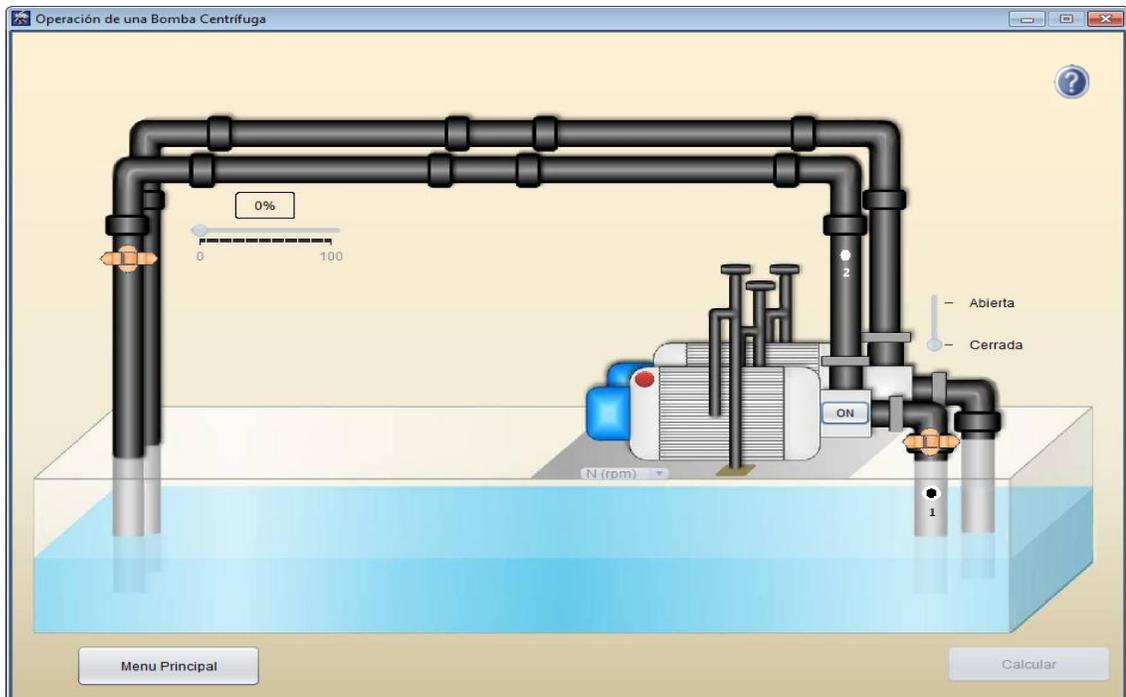


Figura 5.1. Pantalla inicial de la práctica de operación de una bomba centrífuga.

Se procede a abrir la válvula de succión y a encender el motor fijándolo a una velocidad de 2000 rpm como se puede apreciar en la figura 5.2.

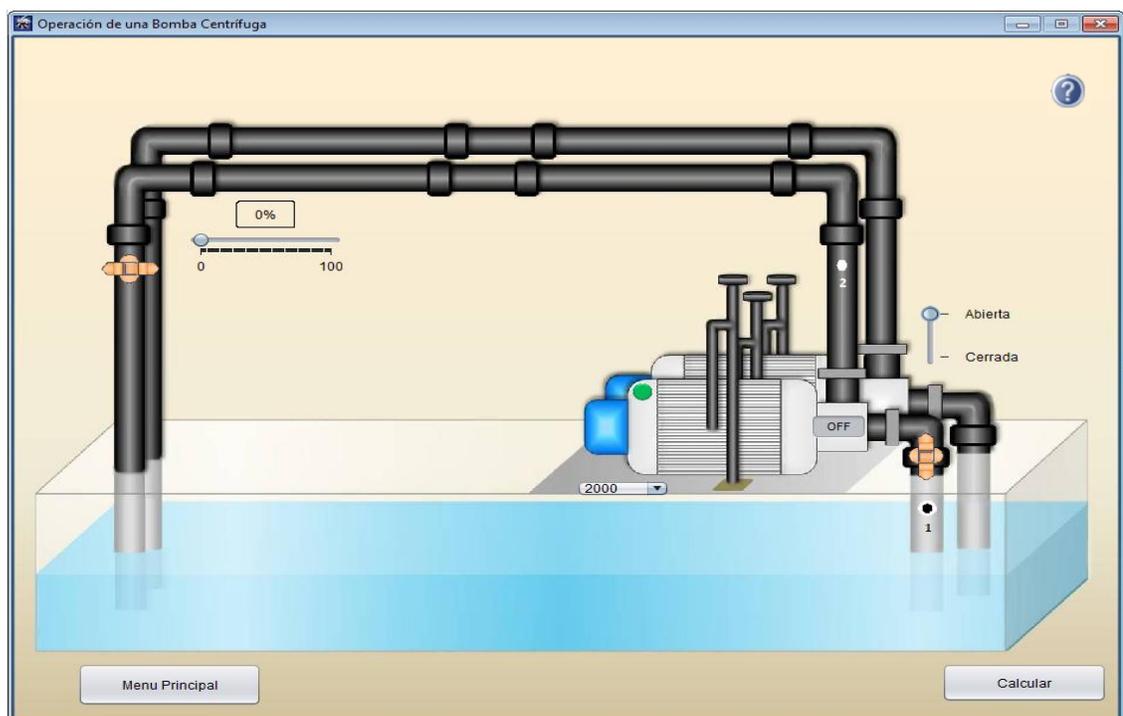


Figura 5.2. Apertura de la válvula de succión y encendido del motor.

Por medio de la válvula reguladora de caudal se ajusta a un 80 % de su apertura total como se observa en la figura 5.3.

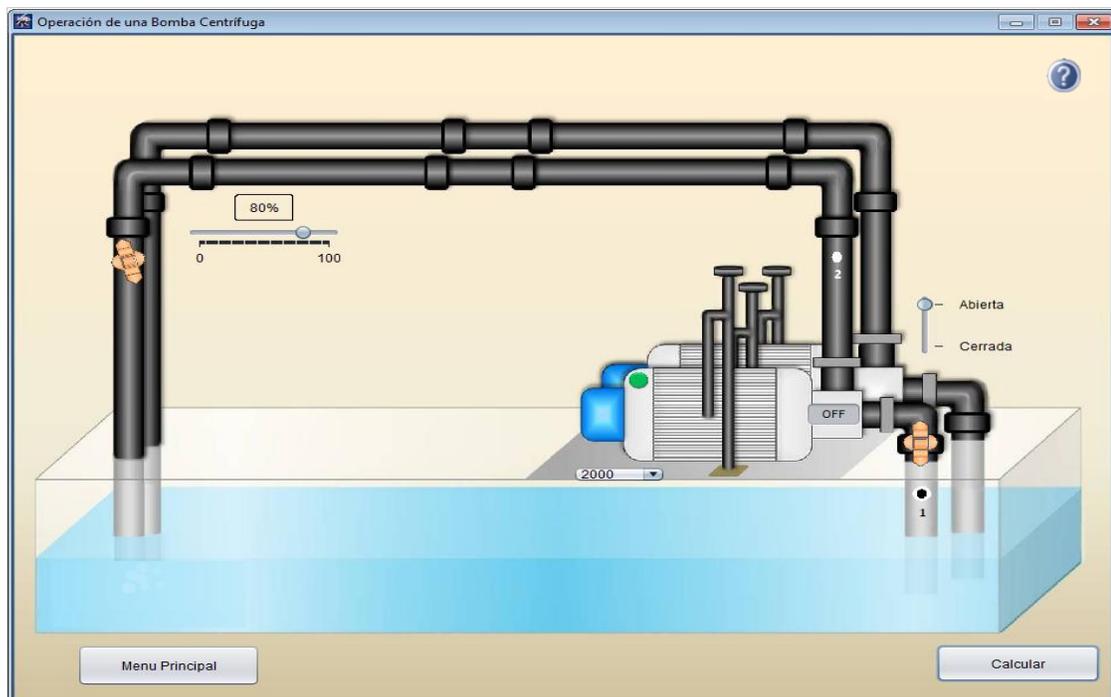


Figura 5.3. Válvula reguladora de caudal a un 80 %.

Establecidos todos los parámetros anteriores se selecciona el botón calcular para que el programa muestre la ventana de resultados que se puede ver en la figura 5.4.

Resultado	
N (rpm)	2000
AP (%)	80
Q(l/min)	3,696
P1(mca)	-0,992
P2(mca)	7,949
F(N)	14,007
Voltaje(V)	150
I(A)	3,507
T(N*m)	2,381

Figura 5.4. Resultados obtenidos bajo los parámetros establecidos.

Partiendo del uso de la ecuación implantada entre el porcentaje de apertura de la válvula reguladora de caudal, y de las ecuaciones definidas en las figuras 4.15, 4.16, 4.17, y 4.18, correspondiente a los cálculos manuales, se obtienen los siguientes valores:

$$\text{Caudal AP}=100 \%$$

$$Q_{mx}= 4,62 \text{ l/min}$$

$$\text{Caudal AP}=80 \%$$

$$Q= Q_{mx}*(AP/100)$$

$$Q= 4,62*(80/100)$$

$$Q= 3,696 \text{ l/min}$$

Luego se sustituye el valor de Q como se puede ver a continuación:

$$P1 = 0,0371*(3,696)^5 - 0,3415*(3,696)^4 + 0,8876*(3,696)^3 - 0,2688*(3,696)^2 - 1,3515*(3,696) + 1$$

$$P1 = -0,99 \text{ m.c.a}$$

$$P2 = -0,0343*(3,696)^5 + 0,1966*(3,696)^4 + 0,0716*(3,696)^3 - 2,1439*(3,696)^2 + 1,7832*(3,696) + 14$$

$$P2 = 7,94 \text{ m.c.a}$$

$$F = -0,0637*(3,696)^5 + 0,6483*(3,696)^4 - 2,2369*(3,696)^3 + 3,0767*(3,696)^2 + 0,7775*(3,696) + 5$$

$$F = 14,00 \text{ n}$$

$$I = 0,0673*(3,696)^5 - 0,7335*(3,696)^4 + 2,7307*(3,696)^3 - 3,9768*(3,696)^2 + 2,4138*(3,696) + 1,5$$

$$I = 3,50 \text{ a}$$

Calculando el torque generado por el eje de la bomba centrífuga con una AP= 80% siendo F = 14,00 n, y usando la siguiente ecuación se obtiene:

$$T = (14,00)*0,17$$

$$T = 2,38 \text{ n*m}$$

### 5.1.3. Comparación de resultados.

En la tabla 5.1 se muestran los valores obtenidos de los cálculos realizados expuestos anteriormente, así como de los cálculos arrojados por el programa simulado.

Tabla 5.1. Tabla comparativa de los valores de operación de una bomba centrífuga.

<b>Variables</b>	<b>Cálculos</b>	<b>Programa</b>	<b>Error (%)</b>
<b>Q(l/min)</b>	3,696	3,696	0
<b>P1(m.c.a)</b>	-0,99	-0,992	0,20
<b>P2(m.c.a)</b>	7,94	7,949	0,11
<b>F(n)</b>	14,00	14,007	0,05
<b>I(a)</b>	3,50	3,507	0,20
<b>T(n*m)</b>	2,38	2,381	0,04

## 5.2. Ventiladores axiales.

Esta validación consiste en verificar los resultados del comportamiento de las variables fundamentales de un ventilador axial como los son carga total de presión, caudal volumétrico, potencias, entre otros. Para este caso se realizan los cálculos tipo enfocados a una velocidad de giro de 45 hz, y así, validar su corroboración con los valores suministrado por LaviucMH.

### 5.2.1. Datos de la experiencia.

Para realizar la comparación necesaria para concluir si los valores obtenidos corresponden a los suministrados por LaviucMH se fija la válvula de descarga del ventilador con una apertura “AP” del 60 % trabajando a una velocidad de giro del motor de 45 hz.

### 5.2.2. Procedimiento.

A continuación se muestra por medio de captura de pantallas el procedimiento a realizar haciendo uso del programa hasta llegar a obtener la tabla de resultados:

La figura 5.5 muestra la pantalla inicial del programa en donde se puede apreciar el ventilador axial apagado.

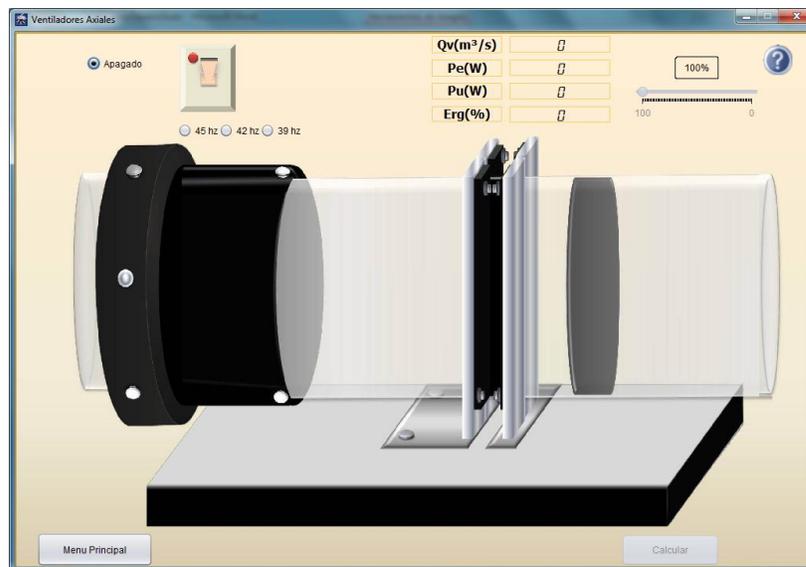


Figura 5.5. Pantalla inicial de la práctica de ventilador axial.

Se procede a seleccionar una velocidad de de 45 hz y la válvula reguladora de apertura se fija en 60 %, como se puede observar en la figura 5.6.

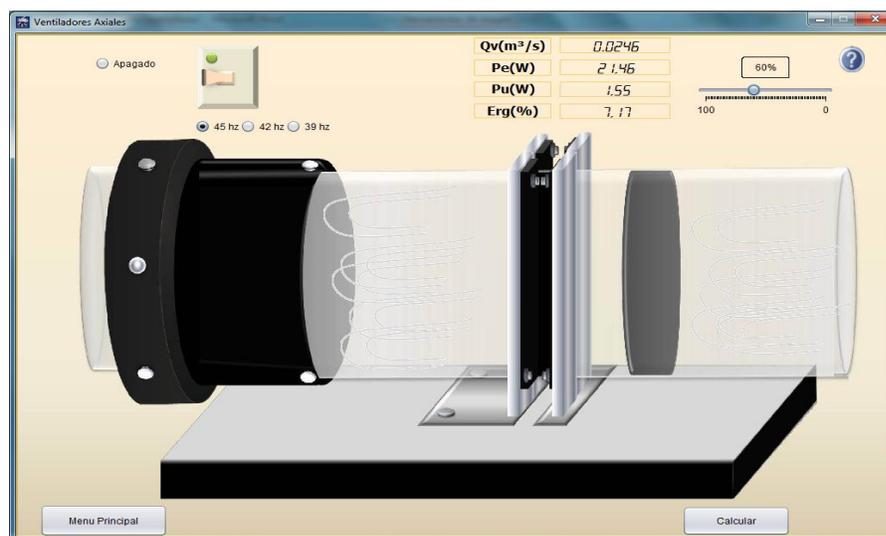
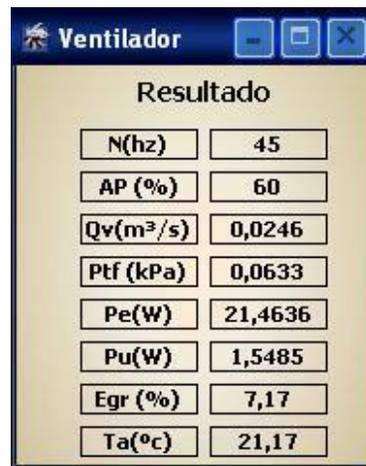


Figura 5.6. Velocidad y apertura de la válvula reguladora con valores fijados.

Cumplido lo anterior, se presiona el botón calcular para así observar los resultados obtenidos en la experiencia, como se muestra en la figura 5.7.



Resultado	
N(hz)	45
AP (%)	60
Qv(m <sup>3</sup> /s)	0,0246
Ptf (kPa)	0,0633
Pe(W)	21,4636
Pu(W)	1,5485
Egr (%)	7,17
Ta(°c)	21,17

Figura 5.7. Resultados obtenidos bajo los parámetros establecidos.

A continuación se muestra la ruta de cálculo que se debe seguir para obtener los resultados de manera manual, para ello se debe partir por conocer el valor de caudal máximo operante de acuerdo al porcentaje de apertura fijado para regular el flujo de aire y de esta manera proceder a realizar los cálculos comparativos, haciendo uso de las ecuaciones suministradas en las figuras 4.29, 4.30, 4.31, 4.32, y 4.33, se consiguen los siguientes valores:

$$Q_{\max} = 0,04108 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Caudal AP} = 60 \%$$

$$Q = Q_{\max} \cdot (\text{AP}/100)$$

$$Q = 0,04108 \cdot (60/100)$$

$$Q = 0,02464 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ahora se sustituye el valor de Q en las ecuaciones de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \text{ptF} = & 190,786,49 \cdot (0,02464)^4 - 20,080,51 \cdot (0,02464)^3 + 729,77 \cdot (0,02464)^2 \\ & - 11,45 \cdot (0,02464) + 0,13 \end{aligned}$$

$$\text{ptF} = 0,0608 \text{ kPa}$$

$$Pe = -1.317.870,46*(0,02464)^3 + 110.569,02*(0,02464)^2 - 3.040,23*(0,02464) + 48,96$$

$$Pe= 21,4635 \text{ w}$$

$$Pu = -150.280,45*(0,02464)^4 - 32.756,68*(0,02464)^3 + 1.865,06*(0,02464)^2 + 26,37*(0,02464) + 0,31$$

$$Pu= 1,5466 \text{ w}$$

$$Egr = -185.930,99*(0,02464)^3 + 8.714,86*(0,02464)^2 + 186,08*(0,02464) + 0,07$$

$$Egr= 7,16 \%$$

$$Ta = -906.110,15*(0,02464)^4 + 224.576,76*(0,02464)^3 - 15.701,23*(0,02464)^2 + 380,25*(0,02464) + 18,31$$

$$Ta= 21,17 \text{ °c}$$

### 5.2.3. Comparación de resultados.

A continuación en la tabla 5.2 se encuentran tabulados los valores obtenidos al aplicar las ecuaciones anteriores, de igual manera se agregan los resultados que el programa indicó bajo las condiciones iniciales antes señaladas:

Tabla 5.2. Tabla comparativa de los valores de ventiladores axiales.

<b>Variabes</b>	<b>Cálculos</b>	<b>Programa</b>	<b>Error (%)</b>
<b>Q(m³/s)</b>	0,02464	0,0246	0,16
<b>ptF(kPa)</b>	0,0608	0,0633	3,94
<b>Pe(w)</b>	21,4635	21,4636	0,04
<b>Pu(w)</b>	1,5466	1,5485	0,12
<b>Egr(%)</b>	7,16	7,17	0,13
<b>Ta(°c)</b>	21,17	21,17	0

### 5.3. Ventilador centrífugo.

Para demostrar que los resultados adquiridos en esta experiencia son confiables, se procede a realizar los cálculos de las variables fundamentales que describen el funcionamiento del ventilador centrífugo y se colocan en contraparte con los valores que suministra el programa; de esta manera garantizar que se están obteniendo resultados lógicos y eficaces.

#### 5.3.1. Datos de la experiencia.

La validación se realiza ajustando los parámetros que son seleccionados por el usuario de manera que se tenga un patrón de comparación fijo, para ello se escoge una velocidad de giro del motor en 48 hz, la regulación del caudal de flujo de aire se realiza colocando un valor del 50 % de su capacidad total. El caudal máximo de flujo de aire que maneja el ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás a esta velocidad de giro del motor es de  $0,04205 \text{ m}^3/\text{s}$ . De ésta misma manera se repite lo dicho anteriormente para el ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante, se selecciona una velocidad de 55 hz con 50 % de su capacidad total siendo el caudal máximo que maneja el ventilador con esos álabes de  $0,07538 \text{ m}^3/\text{s}$ .

#### 5.3.2. Procedimiento.

A continuación se muestra por medio de captura de pantallas el procedimiento a realizar haciendo uso del programa hasta llegar a obtener la tabla de resultados:

La figura 5.8 muestra la pantalla inicial del programa en donde se puede apreciar el ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás apagado:

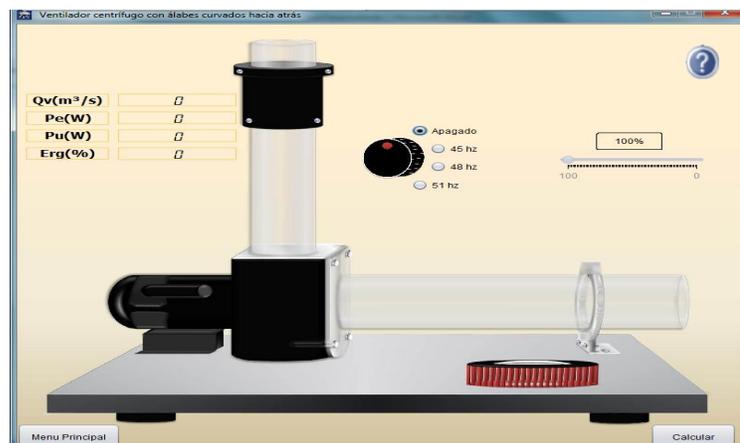


Figura 5.8. Pantalla inicial de la práctica de ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás.

Se procede a seleccionar una velocidad de 48 hz y se regula la apertura de la válvula a un 50 %, como se puede apreciar en la figura 5.9.

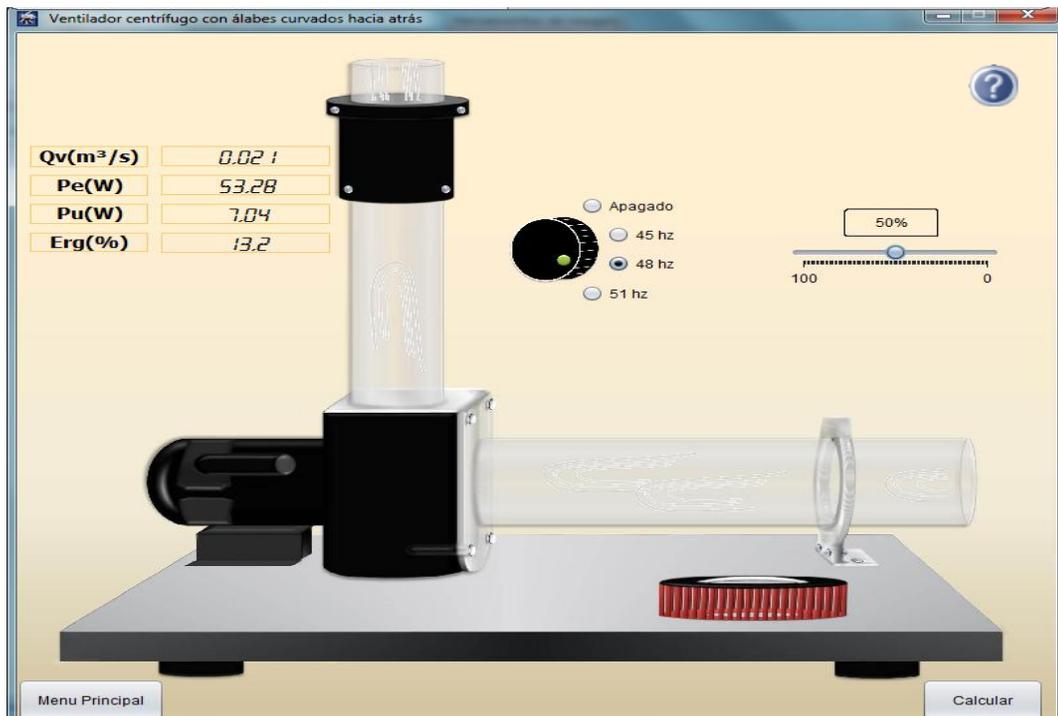


Figura 5.9. Parámetros de velocidad y apertura de flujo fijado.

Seleccionados los valores deseados se procede a pulsar el botón calcular para visualizar todas las variables de estudio, como se muestra en la figura 5.10.

Resultado	
N(hz)	48
AP (%)	50
Qv(m³/s)	0,021
Ptf (kPa)	0,3367
Pe(W)	53,2774
Pu(W)	7,0353
Egr (%)	13,2
Ta(°c)	17,33

Figura 5.10. Resultados obtenidos.

Aplicando las ecuaciones que simulan el comportamiento de las variables fundamentales necesarias para describir el funcionamiento del ventilador centrífugo definidas en las figuras 4.51, 4.52, 4.53, 4.54, y 4.55, además de ello, se calcula el valor de caudal de flujo de aire para el porcentaje de apertura definido, para el estudio de la validación de los valores obtenidos ahora presentados de manera manual:

$$Q_{\max} = 0,04205 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Caudal AP} = 50 \%$$

$$Q = Q_{\max} * (\text{AP}/100)$$

$$Q = 0,04205 * (50/100)$$

$$Q = 0,0210 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ahora se sustituye el valor de Q de la siguiente manera:

$$\text{ptF} = -11.444.526,43 * (0,0210)^5 + 1.530.110,17 * (0,0210)^4 - 80.319,82 * (0,0210)^3 + 2.015,98 * (0,0210)^2 - 27,11 * (0,0210) + 0,51$$

$$\text{ptF} = 0,3367 \text{ kPa}$$

$$P_e = 4.295.231.016,06 * (0,0210)^5 - 572.217.085,01 * (0,0210)^4 + 28.109.441,20 * (0,0210)^3 - 614.081,89 * (0,0210)^2 + 6.666,81 * (0,0210) + 17,48$$

$$P_e = 53,251 \text{ w}$$

$$P_u = -55.604.232,21 * (0,0210)^5 + 5.046.246,29 * (0,0210)^4 - 233.840,43 * (0,0210)^3 + 2.895,46 * (0,0210)^2 + 320,62 * (0,0210) + 0,43$$

$$P_u = 7,0286 \text{ w}$$

$$E_{gr} = -964.186.184,66 * (0,0210)^5 + 123.431.848,30 * (0,0210)^4 - 5.768.875,85 * (0,0210)^3 + 106.461,06 * (0,0210)^2 - 239,03 * (0,0210) + 4,62$$

$$E_{gr} = 13,18 \%$$

$$T_a = -768.442.733,69 * (0,0210)^5 + 90.908.892,46 * (0,0210)^4 - 4.009.009,75 * (0,0210)^3 + 83.568,68 * (0,0210)^2 - 861,86 * (0,0210) + 21,16$$

$$T_a = 17,32 \text{ }^\circ\text{C}$$

La figura 5.11 muestra la pantalla inicial del programa en donde se puede apreciar el ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante apagado:

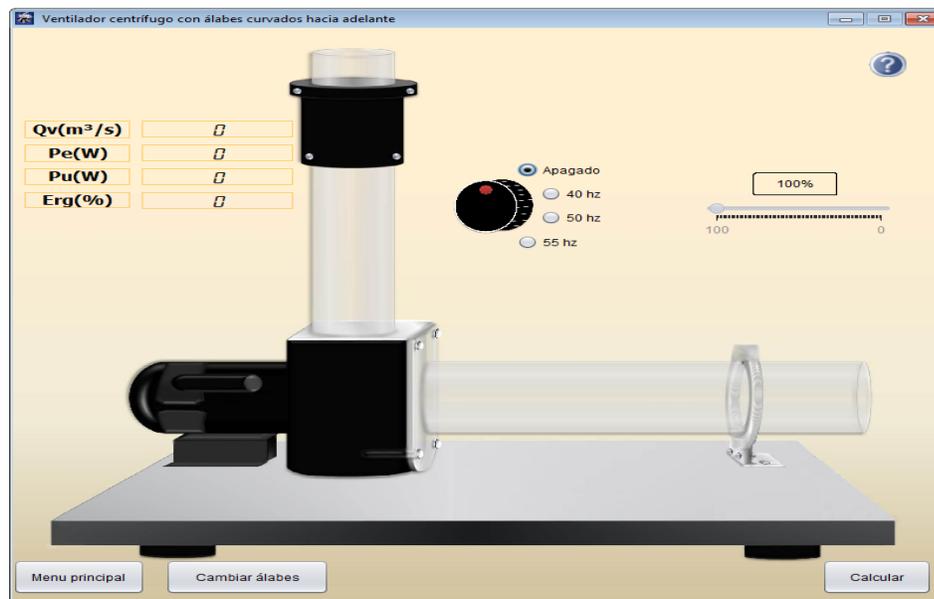


Figura 5.11. Pantalla inicial del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante.

Se procede a seleccionar una velocidad de 55 hz y se regula la apertura de la válvula a un 50 %, como se puede apreciar en la figura 5.12.

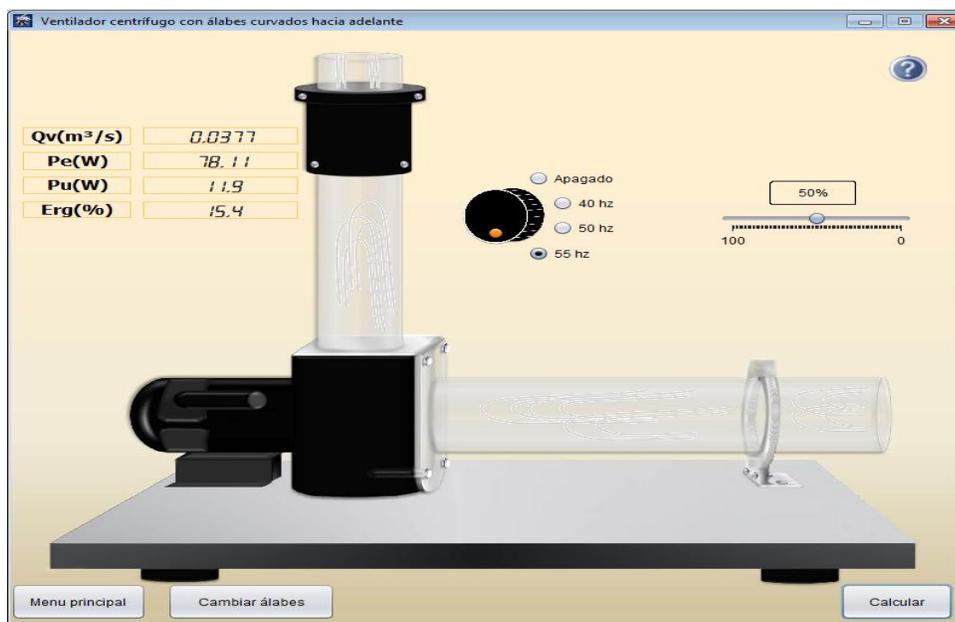
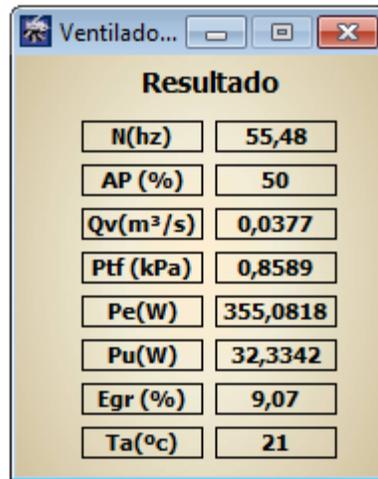


Figura 5.12. Velocidad y porcentaje de apertura de flujo fijada.

Seleccionados los valores deseados se procede a pulsar el botón calcular para visualizar todas las variables de estudio, como se muestra en la figura 5.13.



Resultado	
N(hz)	55,48
AP (%)	50
Qv(m³/s)	0,0377
Ptf (kPa)	0,8589
Pe(W)	355,0818
Pu(W)	32,3342
Egr (%)	9,07
Ta(°c)	21

Figura 5.13. Valores arrojados por el programa computacional.

Aplicando las ecuaciones que representan el comportamiento de las variables fundamentales para describir el funcionamiento del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante definidas en las figuras 4.69, 4.70, 4.71, y 4.72, además de ello, se calcula el valor de caudal de flujo de aire para el porcentaje de apertura definido, para el estudio de la validación de los valores adquiridos ahora presentados de manera manual:

$$Q_{\max} = 0,07538 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Caudal AP} = 50 \%$$

$$Q = Q_{\max} * (\text{AP}/100)$$

$$Q = 0,07538 * (50/100)$$

$$Q = 0,0376 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ahora se sustituye el valor de Q de la siguiente manera:

$$Pe = -437.904,32 * (0,0376)^3 + 50.774,59 * (0,0376)^2 + 1.221,28 * (0,0376) + 260,37$$

$$Pe = 354,795 \text{ w}$$

$$Ptf = 50.135,13 * (0,0376)^4 - 10.697,40 * (0,0376)^3 + 760,34 * (0,0376)^2 - 16,97 * (0,0376) + 0,89$$

$$ptF = 0,8584 \text{ kPa}$$

$$Pu = -44.866.276,03 \cdot (0,0376)^5 + 8.224.593,23 \cdot (0,0376)^4 - 606.325,89 \cdot (0,0376)^3 + 26.517,15 \cdot (0,0376)^2 + 307,35 \cdot (0,0376) + 2,36$$

$$Pu = 32,2414 \text{ w}$$

$$Egr = 7.557.889,94 \cdot (0,0376)^5 - 1.556.604,17 \cdot (0,0376)^4 + 113.666,57 \cdot (0,0376)^3 - 4.123,64 \cdot (0,0376)^2 + 299,02 \cdot (0,0376) + 0,14$$

$$Egr = 9,05 \%$$

### 5.3.3. Comparación de resultados.

Los resultados obtenidos bajo las premisas fiadas para el funcionamiento del ventilador centrífugo se encuentran listadas y diferenciadas entre los conseguidos mediante el uso del programa LaviucMH y los realizados de manera sistemática. Los cálculos fueron enfocados a una velocidad de giro del motor y apertura de regulación de caudal de aire fijo, ya que para las otras velocidades y apertura disponibles en el programa diseñado, la tendencia y ecuaciones son similares, es decir, al corroborar estos cálculos se estará dando certeza de la calidad de los resultados suministrados por el programa. Esto se ve en la tabla 5.3 y 5.4.

Tabla 5.3. Tabla comparativa de los valores del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás.

<b>Variables</b>	<b>Cálculos</b>	<b>Programa</b>	<b>Error (%)</b>
<b>Q(m³/s)</b>	0,0210	0,021	0
<b>ptF(kPa)</b>	0,3367	0,3367	0
<b>Pe(w)</b>	53,251	53,277	0,04
<b>Pu(w)</b>	7,0286	7,0353	0,1
<b>Egr(%)</b>	13,18	13,02	0,01
<b>Ta(°c)</b>	17,32	17,33	0,05

Tabla 5.4. Tabla comparativa de los valores del ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante.

<b>Variabes</b>	<b>Cálculos</b>	<b>Programa</b>	<b>Error (%)</b>
<b>Q(m<sup>3</sup>/s)</b>	0,0376	0,0376	0
<b>ptF(kPa)</b>	0,8584	0,8584	0
<b>Pe(w)</b>	354,795	354,795	0
<b>Pu(w)</b>	32,2414	32,2417	0,09
<b>Egr(%)</b>	9,05	9,06	0

#### **5.4. Desarme de bomba rotodinámica.**

La presentación de esta experiencia no permite la comparación de resultados numéricos ya que en ella no se realiza ninguno, en cambio se muestra de manera visual una animación realizada con un formato de exportación de video, el cual puede ser reproducido en cualquier computadora. En tal caso la validación se llevará a cabo al realizar la experiencia y constatar que en la simulación realizada se muestran todos y cada uno de los elementos constitutivos de una bomba rotodinámica, exigidos para cumplir con los objetivos planteados en esta experiencia. Además brinda la posibilidad de verla en funcionamiento, siendo ésta una gran ventaja en comparación con la manera tradicional de realizar esta experiencia, ya que se aprecia la contribución de cada elemento dentro de la bomba rotodinámica para lograr el fin de agregar energía al fluido de trabajo.

## **5.5. Análisis dimensional.**

Por tratarse de una animación, esta experiencia carece de validación, pues no se arrojan valores con los cuales se pueda establecer un punto de comparación, simplemente en LaviucMH, esta práctica está basada en teorías y gráficos demostrativos y fue estructurada en forma de mapa mental con ciclos de desplazamientos visualmente atractivos, permitiendo calar la información cargada en los usuarios, logrando un alto impacto en ellos y mejorar el desempeño de la misma.

## **5.6. Arreglos de bombas centrífugas.**

Para validar toda la data correspondiente que se opera en esta simulación, es indispensable proceder a establecer todos los cálculos teóricos con las ecuaciones definidas por esta práctica en las figuras del capítulo anterior que se manejan por el arreglo de bombas centrífugas en serie y paralelo, por otro lado, estos cálculos se comprueban y se comparan con los valores que proporciona el programa diseñado LaviucMH, de tal manera, de avalar la confiabilidad y seguridad de que los resultados que se obtengan sean lógicos y sean los correctos.

### **5.6.1. Datos de la experiencia.**

Los datos que se emplean para esta validación están dados para una velocidad de giro de 48 hz, y con una apertura de la válvula “AP” a un 100 % totalmente abierta. Esta condición está aplicada para los dos arreglos, serie y paralelo; por lo que corresponde para estos dos casos un caudal volumétrico máximo de 0,0012 m<sup>3</sup>/s para el arreglo en serie, y un caudal máximo de 0,0021 m<sup>3</sup>/s para el arreglo en paralelo.

### **5.6.2. Procedimiento.**

A continuación se muestra por medio de captura de pantallas el procedimiento a realizar haciendo uso del programa hasta llegar a obtener la tabla de resultados para un arreglo de bombas en serie:

La figura 5.14 muestra la pantalla inicial del programa en donde se puede apreciar la interfaz principal de la práctica de arreglos de bombas:

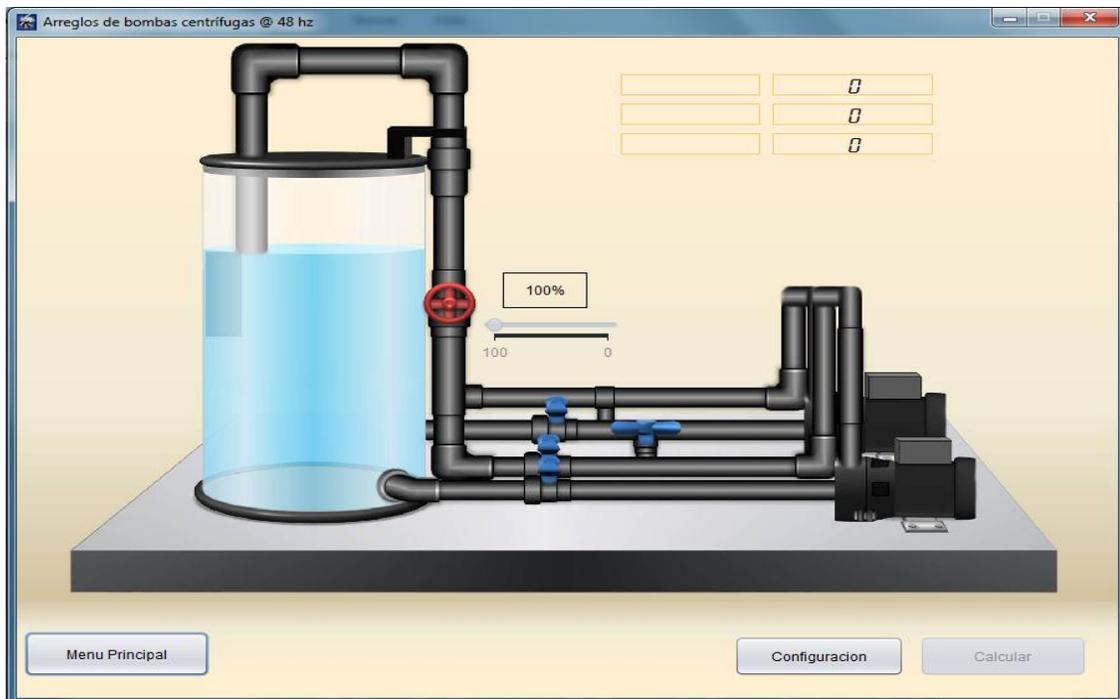


Figura 5.14. Interfaz principal de la práctica de arreglos de bombas centrífugas.

Pulsando el botón de configuración se muestra la ventana secundaria de la experiencia donde se debe modificar las válvulas para obtener el arreglo en serie, como se aprecia en la figura 5.15.

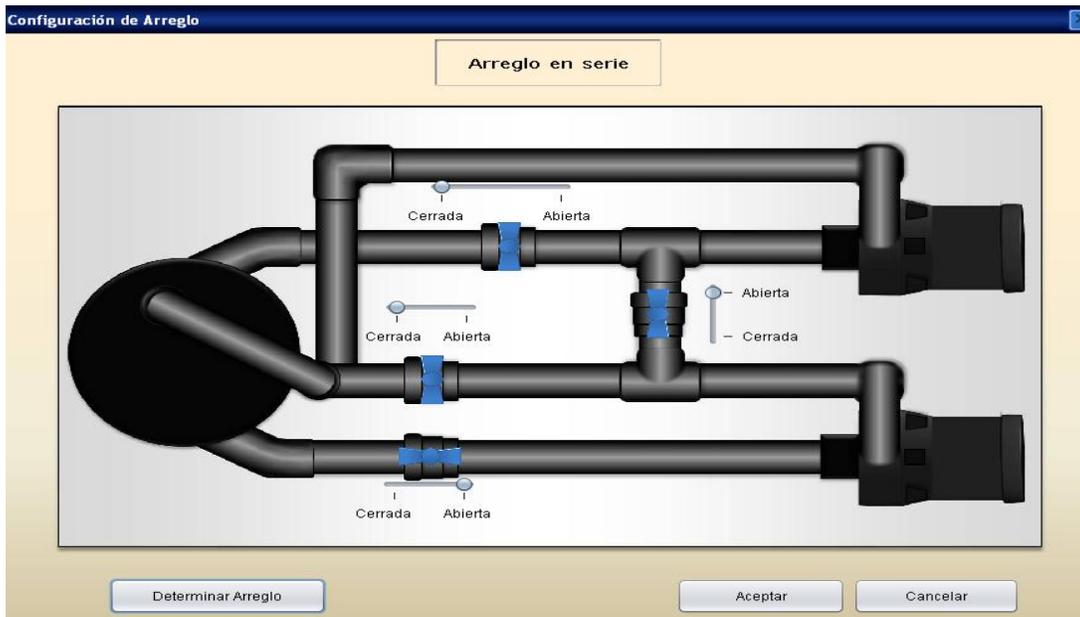


Figura 5.15. Interfaz secundaria de la práctica de arreglos de bombas centrífugas (serie).

Fijado el arreglo en serie y la válvula reguladora de caudal en una apertura de 100 % y con una velocidad de 48 hz, se procede a pulsar el botón de calcular y ver todas las variables involucradas como se muestra en la figura 5.16.

Serie	
<b>Resultados</b>	
N(hz)	48
AP (%)	100
Qv(m <sup>3</sup> /s)	0,0012
<b>Bomba 1</b>	
dPp1(kPa)	60,21
Pgr1(W)	492,15
H1(m.c.a)	6,25
P1(W)	75,16
Egr1(%)	15,28
<b>Bomba 2</b>	
dPp2(kPa)	38,94
Pgr2(W)	465,12
H2(m.c.a)	3,9
P2(W)	75,16
Egr2(%)	10,09
<b>General</b>	
dPo(kPa)	9,9
Tw (°c)	26,64
Pgrt(W)	957,23
Ht(m.c.a)	10,15
Pt (W)	122,08
Egrt(%)	12,75

Figura 5.16. Resultados obtenidos para el arreglo en serie.

Se muestra a continuación la ruta de cálculo manual haciendo uso de las ecuaciones ostentadas en las figuras de la práctica de arreglo de bombas centrífugas del capítulo 4, se obtienen los siguientes valores:

Arreglo de bombas en serie:

$$Q_{\max} = 0,0012 \text{ m}^3/\text{s}$$

Caudal AP= 100 %

$$Q_v = Q_{\max} \cdot (AP/100)$$

$$Q_v = 0,0012 \cdot (100/100)$$

$$Q_v = 0,0012 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ahora se sustituye el valor de  $Q_v$  en las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} dP_o = & 86.231.169.799.946.200,00 \cdot (0,0012)^5 - 258.528.276.383.365,00 \cdot (0,0012)^4 \\ & + 279.275.482.093,60 \cdot (0,0012)^3 - 126.308.549,14 \cdot (0,0012)^2 + 26.982,63 \cdot (0,0012) - \\ & 1,67 \end{aligned}$$

$$dP_o = 9,89 \text{ kPa}$$

$$\begin{aligned} T_w = & -30.476.220.719.693.800,00 \cdot (0,0012)^5 + \\ & 104.234.311.475.495,00 \cdot (0,0012)^4 - 137.197.860.703,23 \cdot (0,0012)^3 + \\ & 86.880.203,34 \cdot (0,0012)^2 - 27.284,75 \cdot (0,0012) + 31,05 \end{aligned}$$

$$T_w = 26,64 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} dP_p1 = & -1.323.412.662.991.530.000.000,00 \cdot (0,0012)^6 + \\ & 4.436.011.764.077.920.000,00 \cdot (0,0012)^5 - 5.350.347.006.891.290,00 \cdot (0,0012)^4 + \\ & 2.636.532.586.296,55 \cdot (0,0012)^3 - 331.185.565,81 \cdot (0,0012)^2 - 117.369,65 \cdot (0,0012) + \\ & 129,98 \end{aligned}$$

$$dP_p1 = 60,20 \text{ kPa}$$

$$\begin{aligned} P_{gr1} = & 1.767.686.387.542.260.000,00 \cdot (0,0012)^5 - \\ & 6.515.266.216.449.150,00 \cdot (0,0012)^4 + 9.086.864.577.569,43 \cdot (0,0012)^3 - \\ & 5.976.183.169,57 \cdot (0,0012)^2 + 1.914.670,75 \cdot (0,0012) + 209,63 \end{aligned}$$

$$P_{gr1} = 492,14 \text{ w}$$

$$\begin{aligned} dP_p2 = & -487.449.870.759.100.000,00 \cdot (0,0012)^5 + \\ & 1.620.854.257.107.550,00 \cdot (0,0012)^4 - 2.086.874.902.923,11 \cdot (0,0012)^3 + \\ & 1.261.134.335,42 \cdot (0,0012)^2 - 386.432,03 \cdot (0,0012) + 144,67 \end{aligned}$$

$$dP_p2 = 38,93 \text{ kPa}$$

$$\begin{aligned} \text{Pgr2} &= 1.068.690.631.573.900.000,00*(0,0012)^5 - \\ &3.717.754.349.641.920,00*(0,0012)^4 + 5.017.399.371.339,38*(0,0012)^3 - \\ &3.317.791.470,45*(0,0012)^2 + 1.175.469,42*(0,0012) + 212,00 \end{aligned}$$

$$\text{Pgr2} = 465,11 \text{ w}$$

$$\begin{aligned} \text{H1} &= -133.928.567.866.508.000.000,00*(0,0012)^6 + \\ &447.718.239.448.246.000,00*(0,0012)^5 - 537.053.549.403.155,00*(0,0012)^4 + \\ &260.887.881.285,77*(0,0012)^3 - 29.961.304,47*(0,0012)^2 - 12.828,65*(0,0012) + 13,45 \end{aligned}$$

$$\text{H1} = 6,24 \text{ m.c.a}$$

$$\begin{aligned} \text{H2} &= -50.311.385.219.530.800,00*(0,0012)^5 + 167.212.375.023.717,00*(0,0012)^4 \\ &- 215.106.335.271,41*(0,0012)^3 + 129.871.368,03*(0,0012)^2 - 39.737,09*(0,0012) + \\ &14,73 \end{aligned}$$

$$\text{H2} = 3,89 \text{ m.c.a}$$

$$\begin{aligned} \text{Ht} &= -135.669.094.098.665.000,00*(0,0012)^5 + \\ &449.320.136.166.261,00*(0,0012)^4 - 564.408.646.929,64*(0,0012)^3 + \\ &326.366.108,80*(0,0012)^2 - 90.761,38*(0,0012) + 30,27 \end{aligned}$$

$$\text{Ht} = 10,14 \text{ m.c.a}$$

$$\begin{aligned} \text{P1 y P2} &= 184.951.632.560.128.000,00*(0,0012)^5 - \\ &761.622.192.240.640,00*(0,0012)^4 + 1.087.395.176.878,24*(0,0012)^3 - \\ &724.339.995,85*(0,0012)^2 + 314.546,33*(0,0012) - 19,18 \end{aligned}$$

$$\text{P1 y P2} = 75,16 \text{ w}$$

$$\begin{aligned} \text{Pt} &= 538.237.488.518.398.000,00*(0,0012)^5 - \\ &2.102.513.986.275.970,00*(0,0012)^4 + 2.878.097.805.638,55*(0,0012)^3 - \\ &1.825.852.846,49*(0,0012)^2 + 700.801,94*(0,0012) - 42,54 \end{aligned}$$

$$\text{Pt} = 122,08 \text{ w}$$

$$\begin{aligned} \text{Pgrt} &= 2.835.915.601.619.190.000,00*(0,0012)^5 - \\ &10.231.553.424.921.700,00*(0,0012)^4 + 14.102.603.753.454,80*(0,0012)^3 - \\ &9.293.153.686,40*(0,0012)^2 + 3.089.957,62*(0,0012) + 421,64 \end{aligned}$$

$$P_{grt} = 957,26 \text{ w}$$

$$E_{gr1} = 28.532.929.934.131.200,00 \cdot (0,0012)^5 - 127.078.083.499.418,00 \cdot (0,0012)^4 + 192.658.382.303,85 \cdot (0,0012)^3 - 137.969.575,05 \cdot (0,0012)^2 + 64.210,44 \cdot (0,0012) - 3,50$$

$$E_{gr1} = 15,28 \%$$

$$E_{gr2} = 89.549.626.494.943.200,00 \cdot (0,0012)^5 - 344.865.533.441.520,00 \cdot (0,0012)^4 + 471.594.032.744,61 \cdot (0,0012)^3 - 299.515.744,42 \cdot (0,0012)^2 + 103.860,50 \cdot (0,0012) - 5,87$$

$$E_{gr2} = 10,08 \%$$

$$E_{grt} = -268.037.508.176.011.000.000,00 \cdot (0,0012)^6 + 1.122.898.589.346.530.000,00 \cdot (0,0012)^5 - 1.865.561.808.109.200,00 \cdot (0,0012)^4 + 1.541.430.782.728,55 \cdot (0,0012)^3 - 665.348.948,18 \cdot (0,0012)^2 + 158.914,63 \cdot (0,0012) - 8,78$$

$$E_{grt} = 12,75 \%$$

Se muestra a través de captura de pantallas el procedimiento para realizar los cálculos por medio del programa para un arreglo paralelo:

La interfaz principal es la misma para ambos arreglos por lo que se debe pulsar el botón de configuración y modificar las válvulas para obtener el arreglo en paralelo como se muestra a continuación en la figura 5.17.

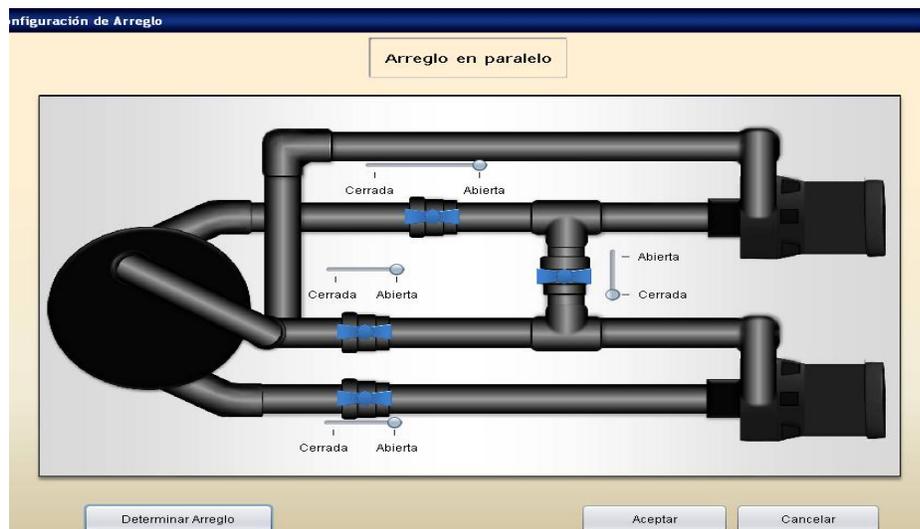


Figura 5.17. Interfaz secundaria de la práctica de arreglos de bombas centrífugas (paralelo).

En la interfaz principal de la experiencia, fijando la apertura de la válvula reguladora de caudal en 100 % y con una velocidad de 48 hz, se procede a pulsar el botón calcular y así obtener los resultados como se muestran en la figura 5.18.

Resultados	
N(hz)	48
Qv(m³/s)	0,0021
AP (%)	100
Bomba 1	
dPp1(kPa)	81,31
Pgr1(W)	483,88
Bomba 2	
dPp2(kPa)	58,99
Pgr2(W)	452,61
General	
dPo(kPa)	28,8
Tw (°c)	24,39
Pgrt(W)	936,48
Ht(m.c.a)	8,12
Pt(W)	166,8
Egrt(%)	17,82

Figura 5.18. Resultados obtenidos del arreglo en paralelo.

A Continuación se muestra la ruta de cálculo aplicando las ecuaciones obtenidas en el capítulo 4.

Arreglo de bombas en paralelo:

$$Q_{\max} = 0,0021 \text{ m}^3/\text{s}$$

Caudal AP= 100 %

$$Q_v = Q_{\max} \cdot (AP/100)$$

$$Q_v = 0,0021 \cdot (100/100)$$

$$Q_v = 0,0021 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ahora se sustituye el valor de  $Q_v$  en las siguientes ecuaciones:

$$dPo = 3.119.867.605.245.090*(0,0021)^5 - 16.588.013.838.555,1*(0,0021)^4 + 31.100.865.176,54*(0,0021)^3 - 17.541.271,15*(0,0021)^2 + 6.576,38*(0,0021) - 0,49$$

$$dPo= 28,80 \text{ kPa}$$

$$Tw = -1.437.998.276.137.800*(0,0021)^5 + 7.332.525.317.209,34*(0,0021)^4 - 13.878.978.128,15*(0,0021)^3 + 12.084.792,06*(0,0021)^2 - 5.468,70*(0,0021) + 27,24$$

$$Tw= 24,39 \text{ }^\circ\text{c}$$

$$dPp1= -14.626.427.493.570.900*(0,0021)^5 + 101.779.519.496.990*(0,0021)^4 - 272.614.159.117,66*(0,0021)^3 + 329.146.272,34*(0,0021)^2 - 173.043,32*(0,0021) + 135,79$$

$$dPp1= 81,31 \text{ kPa}$$

$$Pgr1 = 110.992.961.289.016.000*(0,0021)^5 - 696.943.833.955.839*(0,0021)^4 + 1.635.311.186.555,64*(0,0021)^3 - 1.760.122.981,43*(0,0021)^2 + 880.334,84*(0,0021) + 273,87$$

$$Pgr1= 483,87 \text{ w}$$

$$dPp2 = -37.401.098.003.075.900*(0,0021)^5 + 235.644.931.227.332*(0,0021)^4 - 565.355.543.044,95*(0,0021)^3 + 615.023.207,34*(0,0021)^2 - 293.068,38*(0,0021) + 142,59$$

$$dPp2= 58,98 \text{ kPa}$$

$$Pgr2 = 28.963.316.096.919.200*(0,0021)^5 - 158.987.017.892.386*(0,0021)^4 + 305.955.222.496,14*(0,0021)^3 - 235.381.744,26*(0,0021)^2 + 124.566,52*(0,0021) + 304,71$$

$$Pgr2= 452,61 \text{ w}$$

$$Ht = -1.534.267.339.361.870*(0,0021)^5 + 10.616.796.248.090*(0,0021)^4 - 28.283.546.484,05*(0,0021)^3 + 33.920.606,33*(0,0021)^2 - 17.805,53*(0,0021) + 14,04$$

$$Ht= 14,04 \text{ m.c.a}$$

$$P = 25.678.254.208.188.400,00*(0,0021)^5 - 145.078.563.051.614,00*(0,0021)^4 + 273.106.494.053,83*(0,0021)^3 - 213.838.585,91*(0,0021)^2 + 172.622,98*(0,0021) - 9,14$$

$$P= 166,80 \text{ w}$$

$$P_{grt} = 139.956.277.388.771.000,00*(0,0021)^5 - 855.930.851.861.234,00*(0,0021)^4 + 1.941.266.409.065,62*(0,0021)^3 - 1.995.504.725,64*(0,0021)^2 + 1.004.901,36*(0,0021) + 578,58$$

$$P_{grt}= 936,49 \text{ w}$$

$$E_{grt} = 1.917.660.226.519.040,00*(0,0021)^5 - 10.676.943.427.307,50*(0,0021)^4 + 19.319.509.385,02*(0,0021)^3 - 16.060.605,23*(0,0021)^2 + 18.982,02*(0,0021) - 0,82$$

$$E_{grt}= 17,80 \%$$

### 5.6.3. Comparación de resultados.

En las tablas 5.5 y 5.7 que se muestran a continuación se puede percibir los valores calculados teóricamente con las ecuaciones usadas previamente, y los proyectados por el programa diseñado LaviucMH; para el arreglo en serie y paralelo respectivamente.

Tabla 5.5. Tabla comparativa del arreglo de bombas en serie.

Variables	Cálculos	Programa	Error (%)
<b>Qv(m<sup>3</sup>/s)</b>	0,0012	0,0012	0
<b>dPo(kPa)</b>	9,89	9,90	0
<b>Tw(°c)</b>	26,64	26,64	0
<b>dPp1(kPa)</b>	60,20	60,21	0
<b>Pgr1(w)</b>	492,14	492,15	0
<b>dPp2(kPa)</b>	38,93	38,94	0,02

Tabla 5.6. Continuación de la tabla comparativa del arreglo de bombas en serie.

<b>Pgr2(w)</b>	465,11	465,12	0
<b>H1(m.c.a)</b>	6,24	6,25	0
<b>H2(m.c.a)</b>	3,89	3,90	0
<b>Ht(m.c.a)</b>	10,14	10,15	0
<b>P1=P2(w)</b>	75,16	75,16	0
<b>Pt(w)</b>	122,08	122,08	0
<b>Pgrt(w)</b>	957,26	957,23	0
<b>Egr1(%)</b>	15,28	15,28	0
<b>Egr2(%)</b>	10,08	10,09	0
<b>Egrt (%)</b>	12,75	12,75	0

Tabla 5.7. Tabla comparativa del arreglo de bombas en paralelo.

<b>Variables</b>	<b>Cálculos</b>	<b>Programa</b>	<b>Error (%)</b>
<b>Qv(m<sup>3</sup>/s)</b>	0,0021	0,0021	0
<b>dPo(kPa)</b>	28,80	28,80	0
<b>Tw(°c)</b>	24,39	24,39	0
<b>dPp1(kPa)</b>	81,31	81,31	0
<b>Pgr1(w)</b>	483,87	483,88	0
<b>dPp2(kPa)</b>	58,98	58,99	0

Tabla 5.8. Continuación de la tabla comparativa del arreglo de bombas en paralelo.

<b>Pgr2(w)</b>	452,61	452,61	0
<b>Ht(m.c.a)</b>	8,11	8,12	0,12
<b>P(w)</b>	166,80	166,80	0
<b>Pgrt(w)</b>	936,49	936,48	0
<b>Egrt(%)</b>	17,81	17,81	0

### 5.7. Análisis de resultados.

Como es de notar en cada una de las experiencias realizadas y comparadas de acuerdo a valores numéricos obtenidos como resultado de los ensayos realizados a variables características y de interés para cada estudio, el porcentaje de error cometido en cada ensayo se encuentra por debajo del 2 %.

En base a las validaciones realizadas para cada banco de estudio se pudo apreciar de igual manera que LaviucMH arroja valores coherentes y guardan relación con los cálculos realizados de manera manual, siendo este otro indicativo de que los algoritmos desarrollados bajo el cual está adaptado el programa de computación corresponde a la realidad física que se desea mostrar en cada experiencia, integrado esto a una interfaz que guarda una relación estrecha entre lo real y lo virtual.

# Conclusiones

---

Si interpretamos todo (lo descrito anteriormente y se engloba todo en una sola palabra obtenemos LaviucMH), que no es más que el laboratorio virtual para ensayar máquinas hidráulicas, con mayor referencia, es el programa computacional capaz de simular y permite ensayar las primeras 6 prácticas del laboratorio de térmica, asignatura correspondiente al 9no semestre según el pensum de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo.

Como conclusión final puede decirse:

- Todos los bancos relacionados al estudio de máquinas hidráulicas fueron integrados a LaviucMH, aun cuando se trataba de experiencias netamente teóricas, para las cuales fue necesario la utilización de videos a fin de orientar, mostrar y señalar de manera visual lo sugerido por dichas prácticas en cada una de sus experiencias a realizar.
- Las prácticas desarrolladas en ambiente de programación Java cuentan con un algoritmo de cálculo capaz de recrear las experiencias mencionadas en cada práctica y así cumplir con los objetivos tanto de cálculos como de programación, animación y diseño.
- LaviucMH cuenta con una interfaz real, logrando de esta manera que el estudiante desarrolle confianza en el programa y se familiarice con su entorno, ya que los elementos que integran cada banco han sido solícitamente seleccionados para cumplir con las experiencias desarrolladas por cada práctica.
- El lenguaje usado para el desarrollo de LaviucMH fue Java por la ventajas que ofrece con respecto a otros lenguaje de programación, entre lo que destaca su sencillez y variedad de elementos de programación (librería), además es multiplataforma y brinda la posibilidad de integrar diversos recursos externos. El entorno de programación el cual permitió desarrollar e integrar todos los elementos de programación y gráficos fue NetBeans IDE 7.0.1.
- La validación realizada a cada experiencia contenida en LaviucMH fomenta la confiabilidad de sus resultados numéricos indistintamente de la práctica que sea, logrando

de esta manera la seguridad de que los ensayos realizados con el laboratorio virtual son muy similares a los ensayos que se pudieran realizar en físico en el laboratorio actualmente existente, permitiendo que en determinado momento sea usado LaviucMH como herramienta de apoyo en el aprendizaje y desarrollo de la teoría ya instruida.

- El manual de usuario desarrollado es un instrumento adicional que formará parte de LaviucMH para así solventar cualquier duda de operación o modo de utilización de determinado banco, para así realizar de manera efectiva cualquier ensayo deseado.

# Recomendaciones

---

Concluido este trabajo de investigación, surgieron las siguientes recomendaciones:

- Es importante retomar la asignatura computación avanzada como electiva y promover la importancia de la programación como parte de la formación fundamental e integral del ingeniero mecánico.
- Destacar la importancia de los laboratorios virtuales como medio de aprendizaje e interpretación práctica de los conocimientos teóricos.
- LaviucMH ha sido elaborado para simular las prácticas con referencia al estudio de máquinas hidráulicas, sin embargo, este puede desarrollarse aún más con la implementación de nuevas opciones, brindando la posibilidad de realizar ensayos programando bombas o motores de accionamiento distintos a los instalados en los bancos en físico.
- Apoyarse en el manual de usuario cuando se presente alguna duda de funcionamiento o utilización de algún banco virtual, para así lograr las experiencias bajo los objetivos planteados por cada práctica.
- La teoría relacionada con bombas y ventiladores es fundamental para comprender los fenómenos que describe cada banco desarrollado en LaviucMH, ya que este actúa como captación, comprensión y fijación de dicha teoría por medio de experiencias y demostraciones reales.
- Emplear LaviucMH en ocasiones que sea necesaria como herramienta de apoyo en la asignatura Laboratorio de Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo.

# Bibliografía

---

- [1] Adobe Creative Team (2007). *Adobe Illustrator CS3 Classroom in a Book*. Adobe Press.
- [2] Alspach, T. (2007). *Illustrator Bible*. Wiley.
- [3] Bloch, J. (2008). *Effective Java* (2a ed.). Prentice-Hall.
- [4] Deitel, H. y Deitel, P. (2007). *Java: How to Program* (7a ed.). Prentice-Hall.
- [5] Joyanes, L. (2003). *Fundamentos de Programación: Algoritmos, estructuras de datos y objetos* (3a ed.). Madrid: McGraw-Hill.
- [6] Martin, M. (1987). *Semiología de la imagen y pedagogía*. Madrid: Narcea.
- [7] Mataix, C. (1986). *Mecánica de los fluidos y máquinas hidráulicas* (2ª ed.). Madrid: Ediciones del Castillo.
- [8] Mott, R. (1996). *Mecánica de fluidos aplicada* (4ª ed.). Naucalpan de Juárez: Prentice-Hall.
- [9] Polo, M. (1980). *Turbomáquinas Hidráulicas* (2a ed.). Mexico DF: Limusa
- [10] Talizina, N. (2000). *Manual de psicología pedagógica*. México DF: Universidad Autónoma de San Luis Potosí.
- [11] Tutoriales de Photoshop, Flash, Ilustrator y otros. (2008) [On-line]. Disponible en: <http://www.tutorialized.com>.
- [12] Simbologías de diagramas de flujo. (2012) [On-Line]. Disponible en: <http://es.slideshare.net/AliniuZizRguezT/simbolos-diagrama-de-flujo>
- [13] Bombas centrífugas y volumétricas. (2008) [On-Line]. Disponible en: <http://www.docentes.utonet.edu.bo/agarnicas/wp-content/uploads/BOMBAS1.pdf>

- [14] Tutoriales de Photoshop, Flash, Illustrator y otros. (2008) [On-line]. Disponible en: <http://www.tutorialized.com>.
- [15] Zeynep Tatli, Alipaşa Ayas. (2010). Virtual laboratory applications in chemistry education.
- [16] Lucília Domingues, Isabel Rocha, Fernando Dourado, Madalena Alves, Eugénio C. Ferreira. (2010). Virtual laboratories in (bio)chemical engineering education.
- [17] Kenneth D. Forbus, Peter B. Whalley, John O. Everett, Leo Ureel, Mike Brokowski, Julie Baher, Sven E. Kuehne. (1999). CyclePad: An articulate virtual laboratory for engineering thermodynamics.
- [18] Francisco A. Candelas, F. Torres, P. Gil, F. Ortiz, S. Puente, J. Pomares (2004). Laboratorio virtual remoto para robótica y evaluación de su impacto en la docencia. Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial, Vol. 1, Nº2, pp. 49-57
- [19] M.I. Alberto Pedro Lorandi Medina, M.I. Guillermo Hermida Saba, M.S.I. José Hernández Silva y M.C. Enrique Ladrón de Guevara Durán (2011). Los Laboratorios Virtuales1 y Laboratorios Remotos en la Enseñanza de la Ingeniería. Revista internacional de educación en ingeniería, Vol. 4, pp. 24-26
- [20] L. Rosado, J. R. Herreros (2009). Nuevas aportaciones didácticas de los laboratorios virtuales y remotos en la enseñanza de la Física. Recent Research Developments in Learning Technologies, pp. 1-4
- [21] Determinacion de errores y tratamiento de datos 1. (2011) [On-Line]. Disponible en: <http://www.ual.es/~aposadas/TeoriaErrores.pdf>

## Apéndice A: Manual del usuario

---

**Este manual de usuario presenta todo lo necesario para ejecutar de manera correcta el programa computacional LaviucMH.**

**Además se incluye el objetivo de cada experiencia de manera que se conozca con mayor certeza lo que se espera de cada práctica, se describe de igual forma paso a paso la ejecución efectiva de cada experiencia para lograr obtener así resultados lógicos.**

---

# LaviucMH

---



**Laboratorio virtual de la Universidad de Carabobo para Máquinas  
Hidráulicas**

## 1. Desarme de bomba rotodinámica.

En esta práctica se analizan la interrelación de las principales variables, elementos constitutivos, materiales y/o características fundamentales de una bomba centrífuga que influye en su comportamiento funcional. Esto se demuestra a través de dos videos y una imagen, para realizar esta práctica se deben seguir los siguientes pasos, los cuales cumplen para cualquiera de los dos videos, en este caso se hará el ejemplo con el video de bomba autocebante:

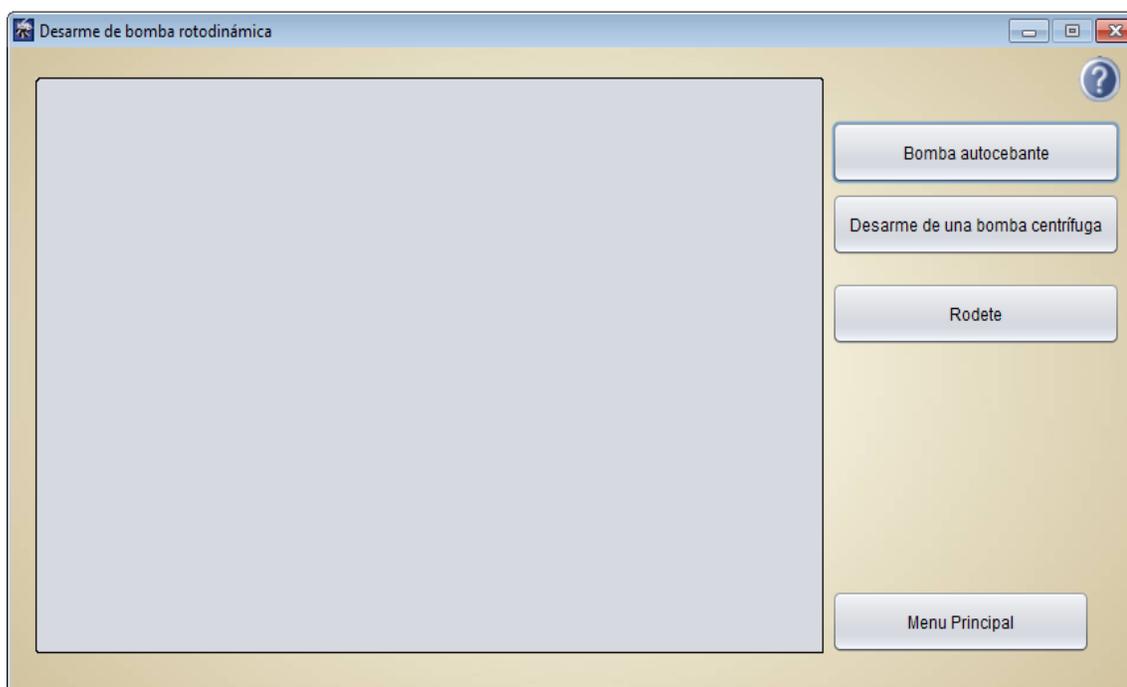
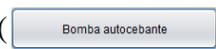


Figura A1.1. Interfaz principal de la práctica de desarme de bomba rotodinámica.

1. Seleccionar el video deseado como por ejemplo el de la bomba autocebante que se muestra en la pantalla una vez abierta la práctica, la cual se aprecia del lado derecho del reproductor del video. El usuario deberá dar *click* al botón *Bomba autocebante* (  ), esto es para que el video empiece a correr, el usuario también podrá pausarlo en el momento que lo desee en el botón *pausa* (  ). En él podrá ver todos los elementos constitutivos y características que lo componen, además de su funcionamiento, como se puede apreciar en la siguiente imagen:

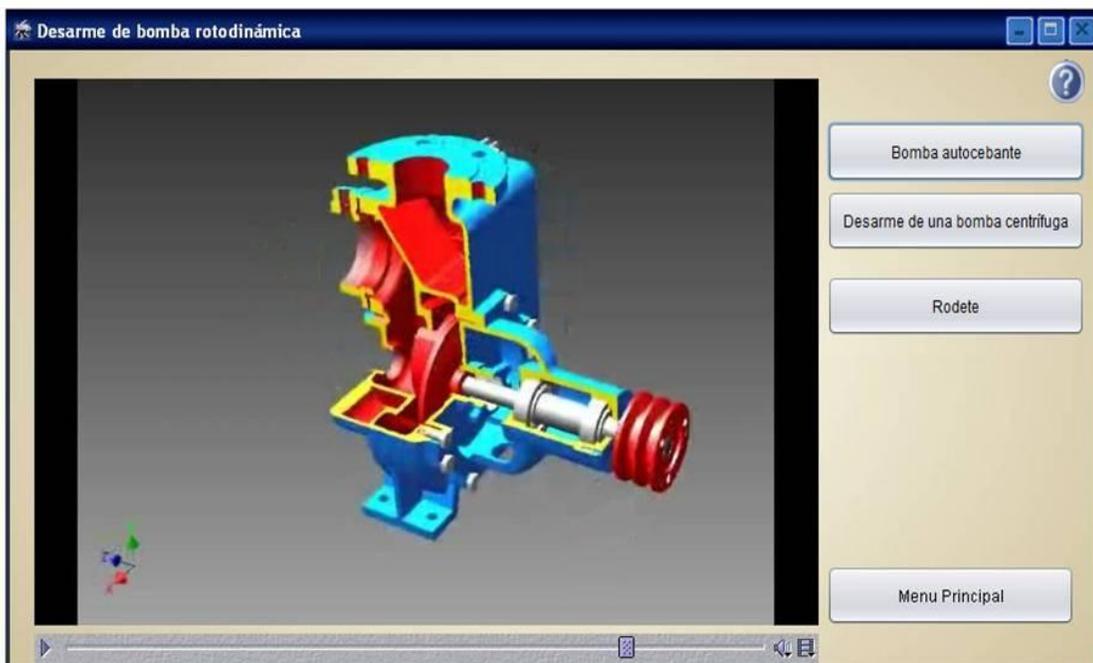


Figura A1.2. Reproducción del video de la bomba autocebante.

2. Luego de ver el video debe proseguir a ver la imagen del rodete que muestra todas sus dimensiones y características principales que definen el comportamiento de la bomba centrífuga, esta se encuentra presionando el botón *Rodete* (  ). En el cual se debe apreciar la siguiente pantalla en el programa computacional:

**Medidas del rodete**

Díámetro del ojo (d3)	73 mm
Díámetro del eubo	51 mm

**Materiales de fabricación**

Pieza	Material
Eje	Acero 1020
Rodete	Bronce
Carcasa	Fundición
Prensaestopas	Acero
Brida prensaestopas	Acero
Estopa	Algodón y grafito

**Datos de placa del motor**

Propiedad	Datos	
Intensidad de corriente	23,5 A	27 A
	47 A	54 A
Voltaje	440 v	380 v
	220 v	190 v
Potencia	17,5 hp	
Velocidad de giro	1725 rpm	

Technical drawings of the impeller showing dimensions:  $B_1 = 28^\circ$ ,  $B_2 = 20^\circ$ ,  $a_2 = 4 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 222 \text{ mm}$ ,  $d_1 = 124 \text{ mm}$ ,  $a_1 = 3,5 \text{ mm}$ ,  $b_2 = 23 \text{ mm}$ , and  $b_1 = 34 \text{ mm}$ .

Figura A1.3. Datos suministrados del rodete.

3. Una vez finalizado el procedimiento de esta experiencia, podrá salir al menú principal en el botón *Menú Principal* () y si desea analizar de nuevo el funcionamiento de la práctica, es necesario seguir los dos pasos descritos anteriormente.

## 2. Operación de una bomba centrífuga.

Con esta experiencia lo que se busca es, obtener y estudiar el comportamiento hidráulico de la bomba centrífuga perteneciente al banco de máquinas hidráulicas del LaviucMH. Al iniciar esta práctica se puede apreciar la siguiente interfaz:

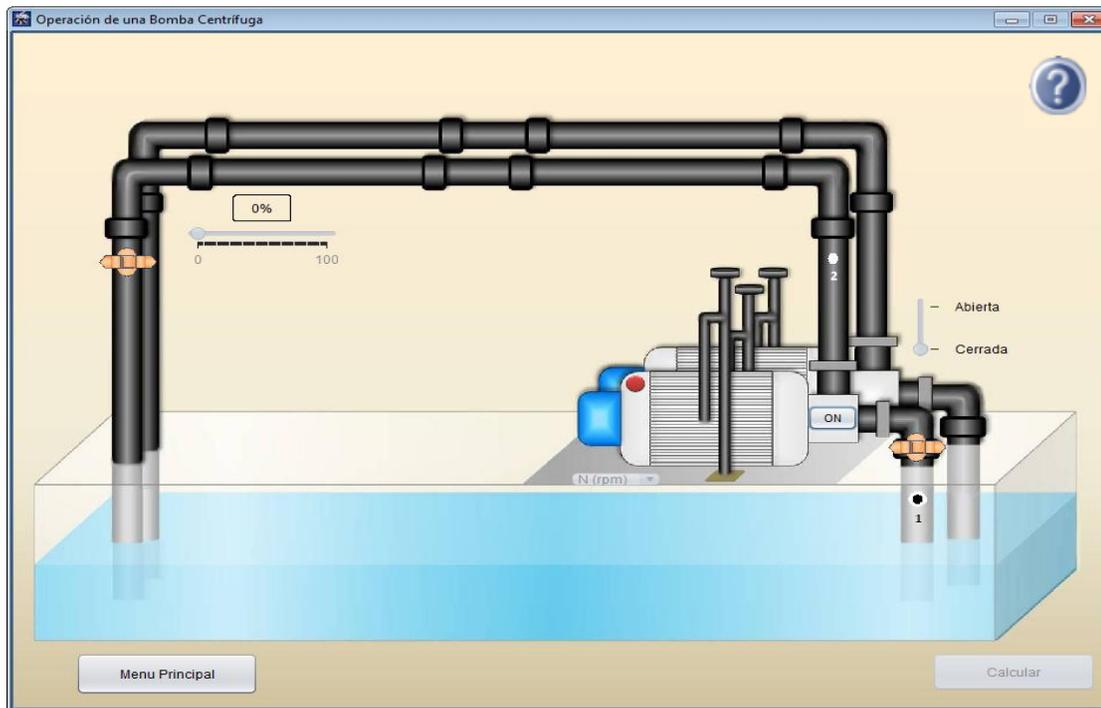


Figura A1.4. Pantalla inicial de operación de una bomba centrífuga.

Esta práctica se inicia de la siguiente manera:

1. Primero encienda la bomba en el botón *on/off* (  ), cuando el botón está en *on* (  ), la bomba se encuentra apagada, y cuando está en *off* (  ), ésta se encuentra encendida.
2. Luego selecciona la velocidad en la pestaña desplegable que dice *rpm* (  ).
3. Abra la válvula de apertura 1, inicialmente se encuentra *cerrada* (  ), deberá darle *click* a la bola (  ) que se encuentra en esa barra y arrastrarla verticalmente hasta donde dice *abierta* (  ), y así poder dejar pasar el fluido por la tubería.

4. Para regular el caudal de la tubería deberá dirigirse a la barra de apertura de la válvula 2 ( ) que inicialmente se encuentra cerrada, en ella tendrá la opción de abrir el paso del fluido que desee deslizando la barra, pero antes debe mantener pulsado el *click* del mouse en el botón circular de la barra ( ), y luego podrá desplazarla hacia el lado derecho el porcentaje que guste, el cual se muestra encima de la barra en % ( ); también podrá devolverla hacia el lado izquierdo, abriendo y cerrando de nuevo la válvula de apertura del paso del fluido.
5. Para imprimir los resultados de las variables de la operación de la bomba deberá presionar *click* en el botón *calcular* ( ). Usted podrá imprimir tantas veces usted desee; y para cerrar las ventanas de los resultados deberá cerrar en X ( ).
6. Ésta simulación podrá repetirla las veces que usted quiera seleccionando otras velocidades de giro. Para salir de esta práctica al menú principal usted tendrá que darle al botón *Menú Principal* ( ).

**Nota:** Para su mejor comprensión en el manejo de esta experiencia los botones están incorporados con textos de ayuda, el cual, lo verá manteniendo parado el cursor del mouse en los botones.

### 3. Arreglo de bombas centrífugas.

Analizar el comportamiento de las variables fundamentales de un arreglo de bombas centrífugas es el objetivo principal de esta experiencia, para realizar de manera correcta esta práctica aplicando LaviucMH se deben seguir las siguientes recomendaciones, considerando que al iniciar el programa se debe visualizar la siguiente interfaz gráfica:

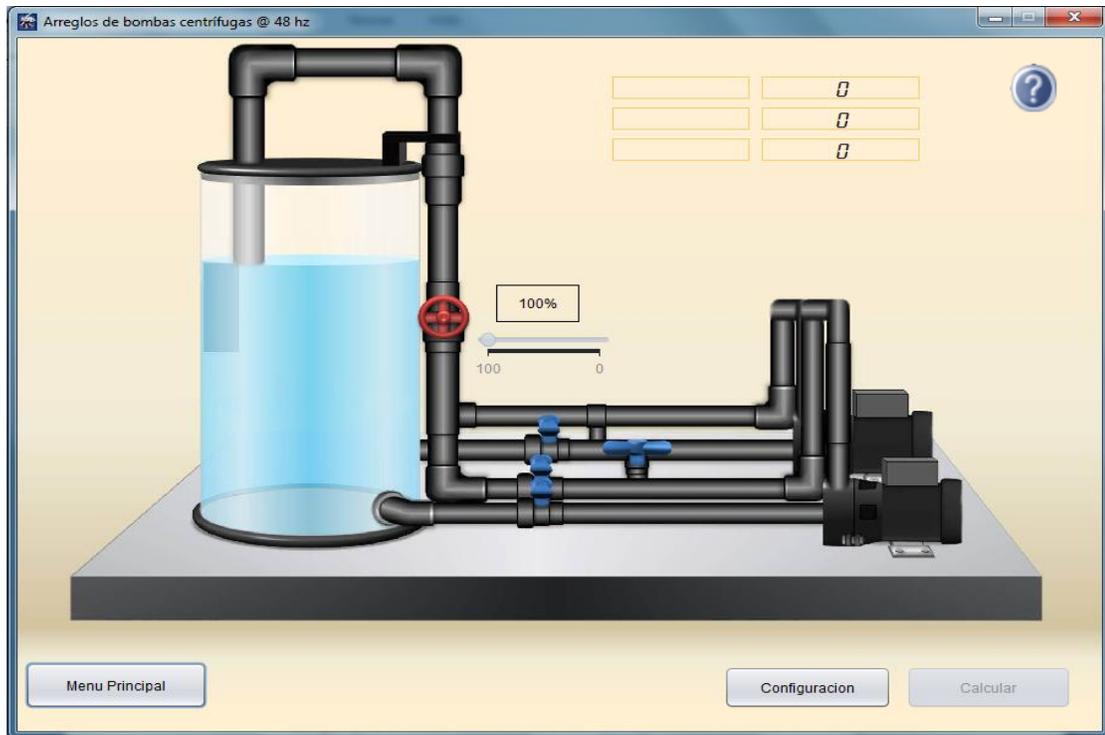


Figura A1.5. Interfaz principal de la práctica de arreglos de bombas.

1. Al iniciar la práctica de arreglos de bombas centrífugas debe configurar el arreglo que se desee ensayar, para ello debe presionar el botón de *Configuración* ().
2. A continuación se muestra la interfaz secundaria donde se aprecia con una vista de planta el banco de ensayo, como se puede apreciar en la siguiente imagen:

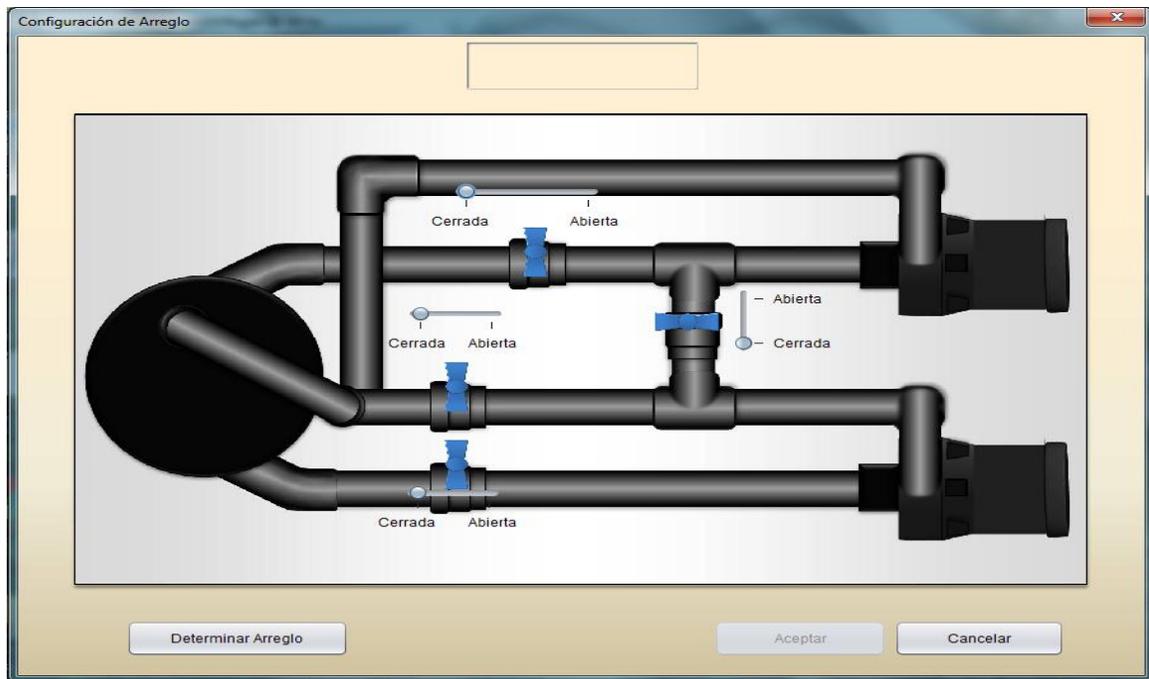
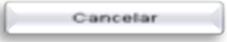


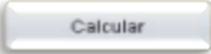
Figura A1.6. Interfaz secundaria de la práctica de arreglos de bombas.

Las válvulas están identificadas por medio de texto de ayuda para diferenciar unas de otras. Usted debe configurar cada válvula por medio de la barra de desplazamiento (  ), de acuerdo al arreglo que quiera realizar.

3. Luego debe presionar el botón *Determinar arreglo* (  ), el cual por medio del panel indicará que tipo de arreglo configurado, de presentar algún error el arreglo estructurado se mostrará un mensaje que indica *El arreglo no existe*, de lo contrario mostrará que arreglo fue configurado (  ).
4. luego debe presionar el botón *Aceptar* (  ), si se encuentra de acuerdo con el arreglo realizado, de esta manera regresa a la interfaz principal de la práctica.
5. La interfaz secundaria cuenta con un botón de *Cancelar* (  ), de esta manera retorna a la interfaz principal sin realizar cambios en un arreglo ya fijado.
6. Por medio de la barra deslizador usted puede variar el flujo de caudal operante del banco (  ), por medio del panel se pueden apreciar valores como, caudal, potencia y eficiencia ( 

Qv(m <sup>3</sup> /s)	0.0011
Pgr(Watts)	93.142
Egr(%)	15.03

 ).

7. Establecido un valor deseado de caudal usted podrá proceder a pulsar el botón *Calcular* (  ), donde se muestra todas las variables involucradas en el estudio de esta práctica.
8. Para regresar a la pantalla de inicio de LaviucMH debe presionar el botón *Menú principal* (  ).

#### 4. Ventiladores axiales.

Objetivo general: analizar el comportamiento de las variables fundamentales del ventilador axial (carga total de presión, caudal volumétrico y potencias, entre otras).

Al ejecutar el inicio del programa se debe apreciar la siguiente imagen:

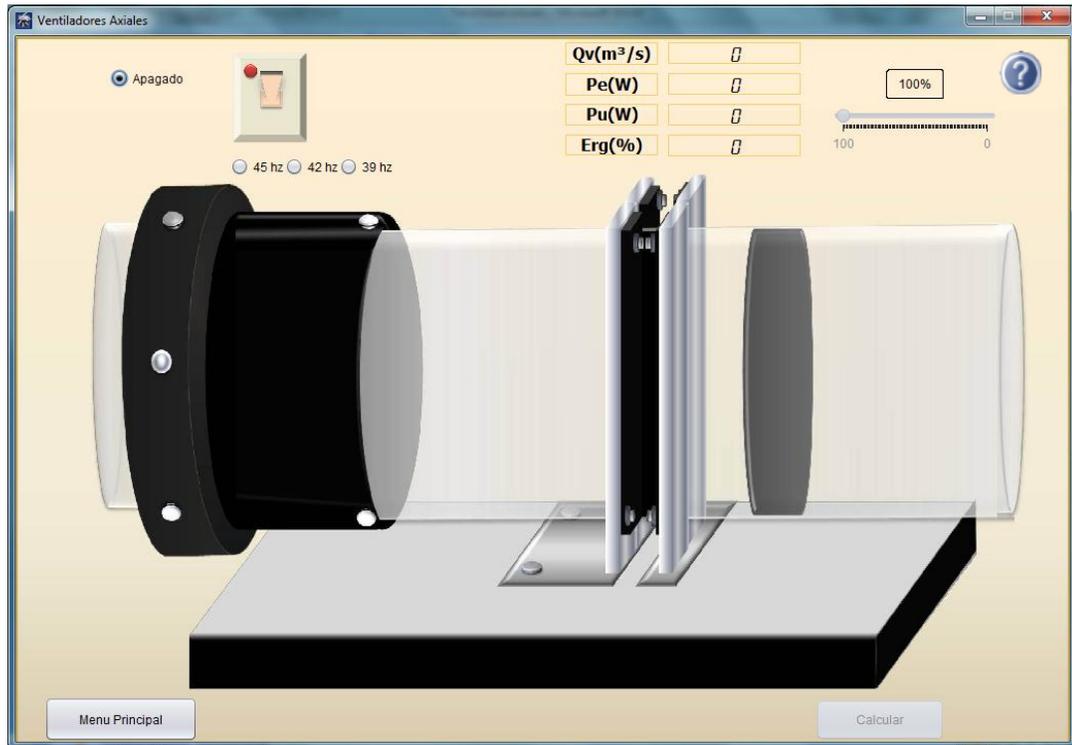
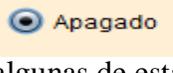
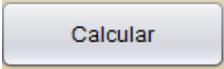


Figura A1.7. Pantalla inicial del ventilador axial.

Pasos:

1. Seleccionar la velocidad de giro ya sea *45 hz*, *42 hz* o *39 hz* (  ) con la que desee trabajar. Inicialmente el ventilador esta en modo apagado indicado por el botón *apagado* (  ) y por el indicador de luz de color rojo (  ). Al seleccionar algunas de estas velocidades el indicador de luz cambiara a *verde*, *anaranjado* o *azul* (  ) dependiendo del tipo de velocidad de giro, en consecuencia con esto el motor de la turbomáquina se encenderá automáticamente.
2. Ya encendido el ventilador, la barra de apertura del fluido de aire estará completamente abierta en un *100 %* (  ), ya que así lo indica la

práctica, por lo que usted tendrá la opción de controlar el flujo deslizando el botón circular que se encuentra en la barra hacia al lado derecho, el porcentaje que usted desee.

3. Para su posterior análisis del comportamiento del ventilador, tendrá que presionar el botón *calcular* () para imprimir los resultados. Usted podrá imprimir las veces que desee.
4. Para devolverse al menú principal presione el botón *Menú Principal* ().

## 5. Ventilador centrífugo.

La finalidad de ésta experiencia es analizar el comportamiento de las variables fundamentales que describen el funcionamiento de un ventilador centrífugo (carga, caudal, potencia y eficiencia, entre otras).

El manejo de este módulo es similar al de ventiladores axiales, la pantalla inicial es la que se muestra a continuación:

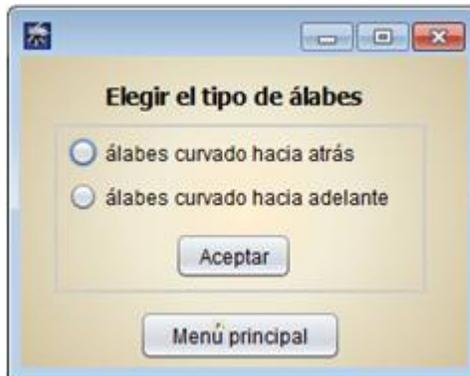


Figura A1.8. Panel de selección.

La cual muestra un panel de selección para saber que experiencia se quiere realizar, si la opción deseada es la primera se debe mostrar la siguiente imagen:

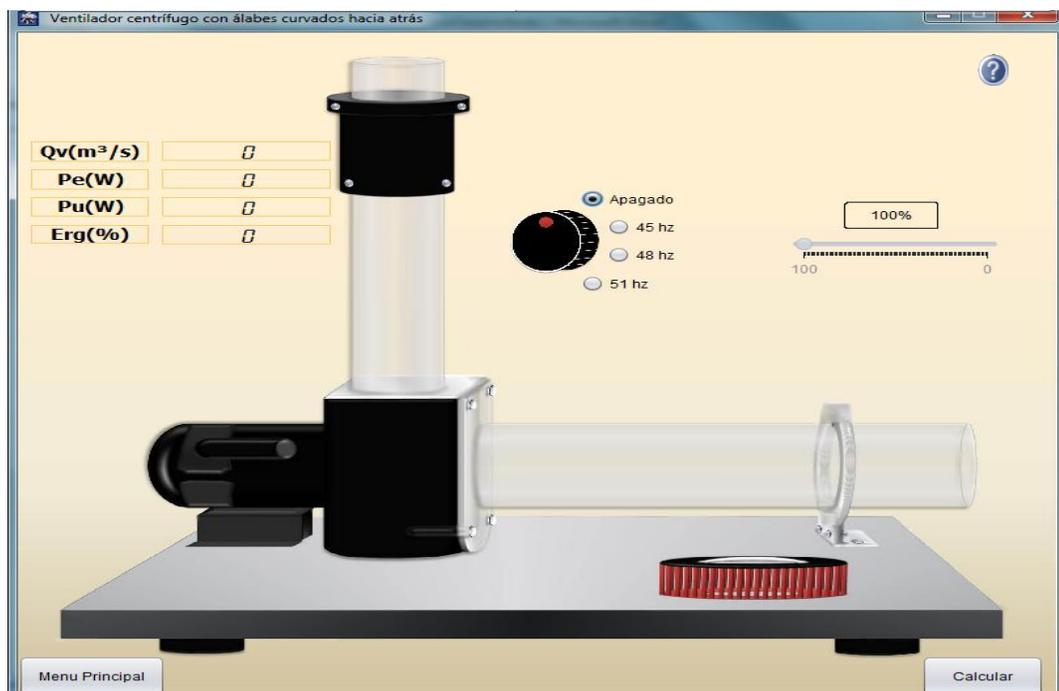


Figura A1.9. Ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás.

De elegir la segunda opción se debe mostrar la siguiente imagen:

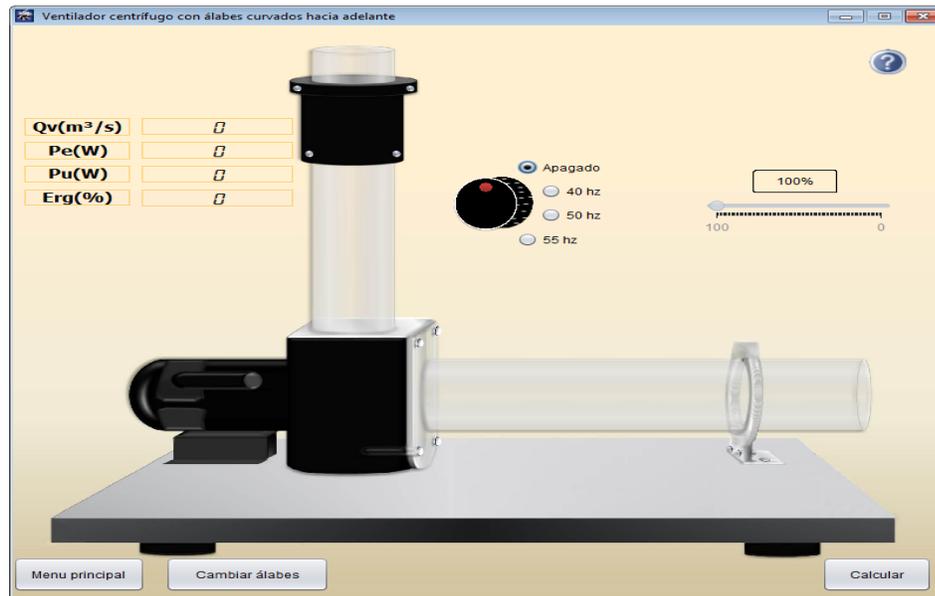
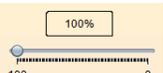
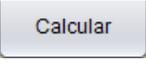
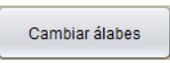
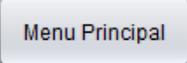


Figura A1.10. Ventilador centrífugo con álabes curvados hacia adelante.

Los pasos a seguir para obtener los resultados de esta práctica se describen a continuación, tomando como ejemplo el ventilador centrífugo con álabes curvados hacia atrás, si se desea realizar el otro ensayo son las mismas instrucciones:

1. Seleccionar la velocidad de giro  $45\text{ Hz}$ ,  $48\text{ Hz}$  o  $51\text{ Hz}$  (  ). Cada velocidad estará identificado por su indicador de luz *azul*, *verde* o *anaranjado* (  ) respectivamente.
2. Variar el flujo de aire a través de la barra de apertura indicada en % (  ).
3. Imprimir los resultados mediante el botón *calcular* (  ).
4. Usted puede ensayar la bomba para cualquier velocidad y apertura de la barra, e imprimir tantas veces lo requiera.
5. Si se desea cambiar de álabes para realizar el otro ensayo se debe presionar el botón *cambiar álabes* (  ).
6. Para ir al menú principal presionar *Menú Principal* (  ).

## 6. Análisis dimensional.

Esta experiencia su principal objetivo es verificar la precisión del análisis dimensional en la predicción del comportamiento de una turbomáquina. A continuación se presenta los pasos a seguir incluyendo la imagen principal que se debe visualizar al ejecutar la práctica:

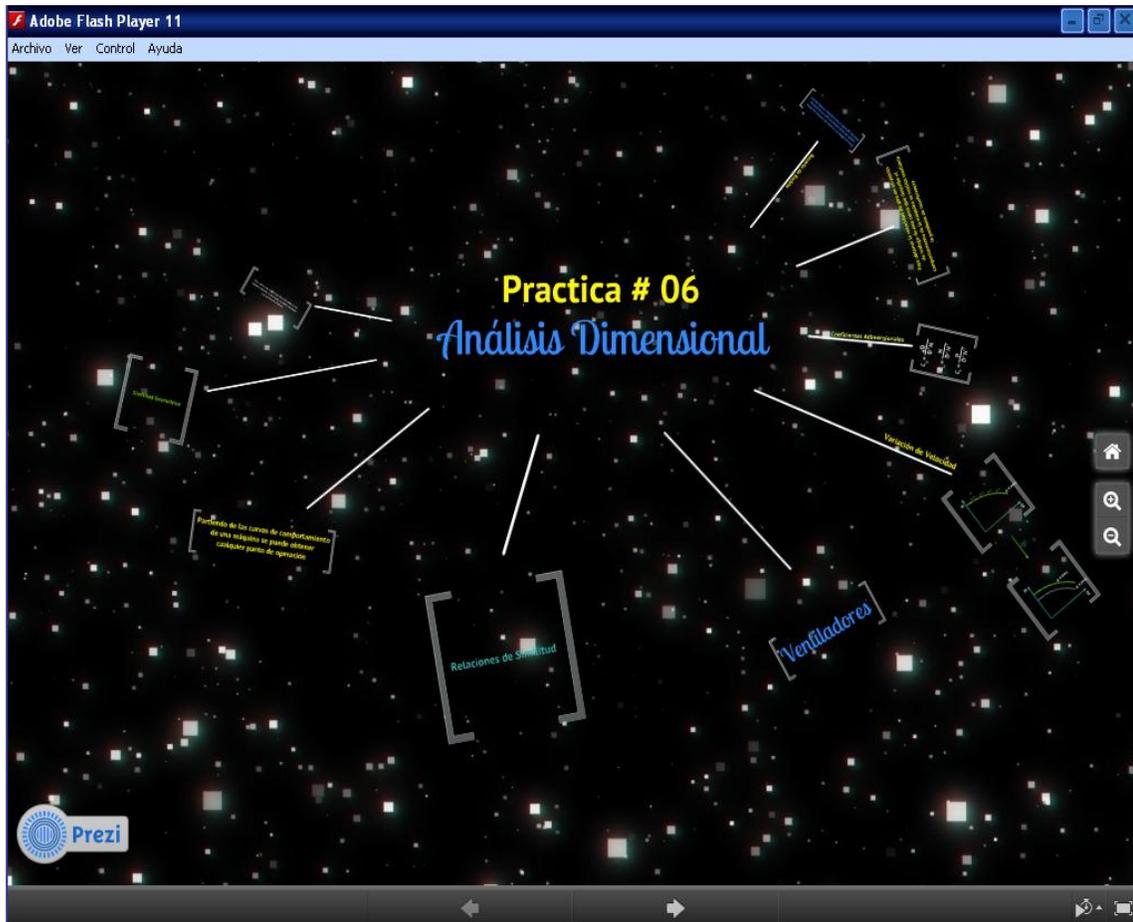


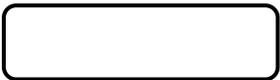
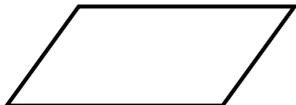
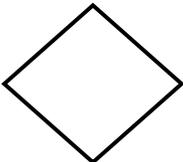
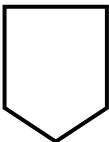
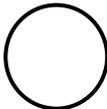
Figura A1.11. Interfaz principal de la animación de análisis dimensional.

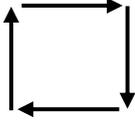
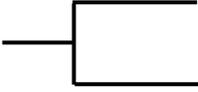
1. Presenta dos modalidades de visualización la primera es por medio de una ventana reducida y la segunda oprimiendo el botón *Fullscreen* (  ), amplía a pantalla completa la animación.
2. Por medio del uso del cursor guiará la animación presionando los botones indicados con flechas a la izquierda y derecha (  ), o por medio de las teclas señaladas como flechas incluidas en el teclado numérico.

3. En la parte izquierda central de la pantalla emergen unos botones lo cual el primero sirve para retornar a la pantalla inicial de la animación () , y los otros dos para realizar zoom (acercar o alejar) en cualquier instante de la animación ()
4. Presionando la tecla *Esc* finaliza la vista de pantalla completa.
5. Para cerrar la animación completamente debe presionar la *X* que se encuentra en la esquina superior derecha de la ventana.

# Anexo 1: Simbología de diagramas de flujo

Tabla A-1. Tabla de la simbología utilizada en los diagramas de flujo. [12]

SIMBOLO	REPRESENTA
	<p>Terminal. Indica el inicio o la terminación del flujo, puede ser acción o lugar; además se usa para indicar una unidad administrativa o persona que recibe o proporciona información.</p>
	<p>Operación. Representa la realización de una operación o actividad relativas a un procedimiento.</p>
	<p>Documento. Representa cualquier tipo de documento que entra, se utilice, se genere o salga del procedimiento.</p>
	<p>Decisión o alternativa. Indica un punto dentro del flujo en que son posibles varios caminos alternativos.</p>
	<p>Conector de página. Representa una conexión o enlace con otra hoja diferente, en la que continúa el diagrama de flujo.</p>
	<p>Conector. Representa una conexión o enlace de una parte del diagrama de flujo con otra parte lejana del mismo.</p>

	<p>Dirección de flujo o línea de unión. Conecta los símbolos señalando el orden en que se deben realizar las distintas operaciones.</p>
	<p>Nota aclaratoria. No forma parte del diagrama de flujo, es un elemento que se adiciona a una operación o actividad para dar una explicación.</p>