

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO
DE PRUEBAS PARA EL ESTUDIO DEL
FENÓMENO DE LA CAVITACIÓN EN
VÁLVULAS DE CONTROL HIDRÁULICAS**

**ALVARO ANDRÉS GARCÍA MANTILLA
WILSON ARLEY QUITIAN PINZÓN**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2.008

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO
DE PRUEBAS PARA EL ESTUDIO DEL
FENÓMENO DE LA CAVITACIÓN EN
VÁLVULAS DE CONTROL HIDRÁULICAS**

**ALVARO ANDRÉS GARCÍA MANTILLA
WILSON ARLEY QUITIAN PINZÓN**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
NESTOR RAÚL D´CROZ
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2.008

DEDICATORIA

A Dios,

A nuestros padres,

A nuestros hermanos,

A nuestra familia,

A nuestros amigos,

Alvaro Andrés García Mantilla

Wilson Arley Quitian Pinzón.

AGRADECIMIENTOS

A Néstor Raúl D´cruz, ingeniero mecánico, director de proyecto, por sus indicaciones y concejos para el desarrollo del presente trabajo de grado.

A Gonzalo, encargado del taller de mecanizado, a Fredy, encargado de la logística de la escuela de ingeniería mecánica, a Henry, jefe de Soldadura por su apoyo moral y colaboración desinteresada en el desarrollo del proyecto.

A mi Familia por ser fuente de fe y esperanza.

A mi padre Arcángel y a mi madre Rosalbina por su amor y apoyo incondicional en cada etapa de mi vida.

A mis hermanos Alberto y Fernando por su infinita paciencia y por sus grandes enseñanzas.

A mis amigos y compañeros de lucha.

Wilson Arley Quitian Pinzón.

AGRADECIMIENTOS

A Néstor Raúl D´croz, ingeniero mecánico, director de proyecto, por orientarnos en este proceso de aprendizaje.

A mi Padre Alvaro y a mi Madre Beatriz por su entrega, esfuerzo y dedicación, por estar siempre presentes al costado del camino guiándome con su inmensa sabiduría.

A mis hermanos Fabian y José Luis por su lealtad, confianza y afecto imperecedero.

A mi Familia por ser el refugio adecuado en mi desarrollo personal y profesional. A mi tía Cecilia por brindarme tanto.

A mi novia Nathalia por su alegría y motivación en los momentos difíciles de este proyecto.

A mis amigos.

Alvaro Andrés García Mantilla.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. MARCO TEORICO	3
1.1 PRINCIPIOS HIDRÁULICOS	3
1.1.1 Definición de fluido	3
1.1.2 Fundamentos del flujo de fluidos	3
1.1.3 Número de Reynolds	8
1.1.4 Pérdida de carga	9
1.1.5 Punto de operación de la bomba	10
1.1.6 Condiciones de succión	12
1.2 CONCEPTOS GENERALES DE MEDICIÓN DE CAUDAL	13
1.2.1 Deducción ecuación general de caudalímetros de obstrucción	13
1.2.2 Tubo venturi	16
1.3 VÁLVULAS HIDRÁULICAS	18
1.3.1 Principio de operación de las válvulas	18
1.3.2 Capacidad de flujo Cv	20
1.3.3 Característica de flujo inherente	21
1.3.4 Característica de flujo instalada	22
1.3.5 Coeficiente de pérdida de presión	24
1.3.6 Selección de válvulas	25
1.4 FUNDAMENTOS DEL FENÓMENO DE LA CAVITACIÓN	28
1.4.1 Descripción de la cavitación	29
1.4.2 Efectos de la cavitación	30

1.4.3	Parámetros de la cavitación	33
2.	DISEÑO DEL BANCO HIDRÁULICO	36
2.1	LOCALIZACIÓN	36
2.2	DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO 1	37
2.2.1	Sistema de tuberías	38
2.2.2	Bomba centrífuga	41
2.2.3	Cálculo de pérdidas	43
2.2.4	Válvula de prueba	45
2.2.5	Caudalímetro tipo venturi	48
2.2.6	Medición de presión	51
2.2.7	Medición de temperatura	52
3.	EXPERIMENTACIÓN	53
3.1	GENERALIDADES	53
3.2	PRECAUCIONES CON LAS BOMBAS CENTRIFUGAS	53
3.3	PRECAUCIONES CON LOS MEDIDORES DE PRESIÓN DE VIDRIO	54
3.4	CALIBRACIÓN DEL CAUDALÍMETRO	55
3.5.	ENSAYOS Y CURVAS	60
3.6.	VISUALIZACION DEL FENÓMENO DE LA CAVITACIÓN EN EL SISTEMA HIDRÁULICO 1	61
3.6.1.	Sistema hidráulico 2	62
3.6.2	Sistema hidráulico 3	66
3.6.3	Sistema hidráulico 4	70
3.6.4	Sistema hidráulico 5	72
3.7	CÁLCULO DE PÉRDIDAS ÚLTIMO ARREGLO DEL BANCO HIDRÁULICO	77
3.8	RESULTADOS Y CURVAS	82
3.8.1	Caracterización de la bomba	82
3.8.2	Curva del sistema de tubería	84

3.8.3 Curva bomba Vs curva sistema	85
3.8.4 Caracterización de la válvula de prueba	85
4. SIMULACIÓN	103
4.1 MODELADO DE LA VÁLVULA	103
4.2 SIMULACIONES	106
4.2.1 Simulación de la presión para 5% de apertura de la válvula	107
4.2.2 Simulación de la velocidad para 5% de apertura de la válvula	108
4.2.3 Simulación del flujo para 5% de apertura de la válvula	109
4.3 CARACTERIZACIÓN DE LA VÁLVULA	109
4.3.1 Curva de la válvula para $A_p=100\%$	110
4.3.2 Curva de la válvula para $A_p=75\%$	112
4.3.3 Curva de la válvula para $A_p=50\%$	113
4.3.4 Curva de la válvula para $A_p=25\%$	115
4.3.5 Curva de la válvula para $A_p=10\%$	116
4.3.6 Curva de la válvula para $A_p=5\%$	118
4.3.7. Curvas características para cada posición de la válvula	120
4.4 CURVA INHERENTE DE LA VÁLVULA	121
4.5 ANÁLISIS DE LA CAVITACIÓN	122
5. CONCLUSIONES	126
BIBLIOGRAFÍA	128
ANEXOS	130

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Volumen de control para ecuación de continuidad	4
Figura 2. Elemento de fluido	5
Figura 3. Punto de operación del sistema de bombeo	11
Figura 4. Caudalímetro ideal	14
Figura 5. Tubo Venturi	17
Figura 6. Funcionamiento de una válvula hidráulica	20
Figura 7. Curva característica de caudal inherente	22
Figura 8. Característica de flujo instalada	23
Figura 9. Comportamiento genérico de la presión en una válvula	30
Figura 10. Efectos de la cavitación: erosión-corrosión	32
Figura 11. Curva Q vs $\sqrt{\Delta P}$	33
Figura 12. Ejemplo de la curva de los estados de cavitación σ Vs Q	35
Figura 13. Esquema banco experimental cavitación en válvulas	37
Figura 14. Dimensiones del banco hidráulico en mm	40
Figura 15. Visualizador de flujo	41
Figura 16. Dimensiones del caudalímetro	49
Figura 17. Caudalímetro tipo venturi	49
Figura 18. Manómetro diferencial del venturi	51
Figura 19. Válvula de prueba	52
Figura 20. Termómetro de carátula bimetálico	52
Figura 21. Curva característica del caudalímetro tipo venturi	59
Figura 22. Detalle del sistema hidráulico 2	63

Figura 23. Esquema del sistema hidráulico 2	64
Figura 24. Resultado del sistema hidráulico 2 (Turbulencia de chorro $A_p=5\%$)	65
Figura 25. Curva característica bomba pedrollo CP 680C	66
Figura 26. Detalle del sistema hidráulico 3	67
Figura 27. Esquema del sistema hidráulico 3	68
Figura 28. Resultado del sistema hidráulico 3 (cavitación incipiente)	69
Figura 29. Detalle sistema hidráulico 4	70
Figura 30. Detalle 1 sistema hidráulico 5	74
Figura 31. Detalle 2 sistema hidráulico 5	74
Figura 32. Esquema del sistema hidráulico 5	75
Figura 33. Inicio separación de fases	76
Figura 34. Pérdida de la columna de agua	76
Figura 35. Flujo caótico e ineficiente	77
Figura 36. Curva carga total Vs capacidad, bomba pedrollo CP680C 5.5HP	83
Figura 37. Regresión de datos carga total Vs capacidad Bomba pedrollo CP 680C 5.5 HP	83
Figura 38. Curva del sistema de tubería	84
Figura 39. Punto de operación de la bomba centrífuga CP 680C 5.5 HP	85
Figura 40. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=100\%$	86
Figura 41. Regresión cuadrática para curva característica con $A_p=100\%$	87
Figura 42. Índice de cavitación Vs capacidad para $A_p=100\%$	87
Figura 43. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=75\%$	88
Figura 44. Regresión cuadrática para curva característica con $A_p=75\%$	89
Figura 45. Índice de cavitación Vs capacidad para $A_p=75\%$	89
Figura 46. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=50\%$	90
Figura 47. Regresión cuadrática para curva característica con $A_p=50\%$	91
Figura 48. Índice de cavitación Vs capacidad para $A_p=50\%$	91

Figura 49. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=25\%$	92
Figura 50. Regresión cuadrática para curva característica con $A_p=25\%$	93
Figura 51. Índice de cavitación Vs capacidad para $A_p=25\%$	93
Figura 52. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=15\%$	94
Figura 53. Regresión cuadrática para curva característica con $A_p=15\%$	95
Figura 54. Índice de cavitación Vs capacidad para $A_p=15\%$	95
Figura 55. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=10\%$	96
Figura 56. Regresión cuadrática para curva característica con $A_p=10\%$	97
Figura 57. Índice de cavitación Vs capacidad para $A_p=10\%$	97
Figura 58. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=5\%$	98
Figura 59. Regresión cuadrática para curva característica con $A_p=5\%$	99
Figura 60. Índice de cavitación Vs capacidad para $A_p=5\%$	99
Figura 61. Curvas características de la válvula para diferentes aperturas	101
Figura 62. Curva inherente experimental válvula de prueba	102
Figura 63. Válvula de globo de 1.5" para simulación	103
Figura 64. Esquema válvula de simulación	104
Figura 65. Corte del cuerpo de la válvula de simulación	104
Figura 66. Condición para mantener flujo uniforme	105
Figura 67. Válvula de simulación en entorno solid works	105
Figura 68. Esquema del montaje de la válvula de prueba en el banco h.	106
Figura 69. Comportamiento de la presión para 5% de A_p	107
Figura 70. Campo de velocidades para 5% de apertura	108
Figura 71. Líneas de flujo para 5% de apertura	109
Figura 72. Curva característica a una apertura de 100%	111
Figura 73. Curva coeficiente de cavitación a una apertura de 100%	111
Figura 74. Curva característica a una apertura de 75%	112
Figura 75. Curva coeficiente de cavitación a una apertura de 75%	113
Figura 76. Curva característica a una apertura de 50%	114

Figura 77. Curva coeficiente de cavitación a una apertura de 50%	114
Figura 78. Curva característica a una apertura de 25%	115
Figura 79. Curva coeficiente de cavitación a una apertura de 25%	116
Figura 80. Curva característica a una apertura de 10%.	117
Figura 81. Curva coeficiente de cavitación a una apertura de 10%	117
Figura 82. Curva característica a una apertura de 5%	118
Figura 83. Curva coeficiente de cavitación a una apertura de 5%	119
Figura 84. Curvas características a diferentes aperturas	120
Figura 85. Curvas de coeficientes de cavitación a diferentes aperturas	121
Figura 86. Curva inherente	122
Figura 87. Comportamiento de la presión en el obturador	123
Figura 88. Comportamiento de la densidad en el obturador	124
Figura 89. Zona de cavitación	124
Figura 90. Simulación de la presión para 5% de apertura de la válvula modificada	131
Figura 91. Simulación de la velocidad para 5% de apertura de la válvula modificada	132
Figura 92. Detalle zona de cavitación	132
Figura 93. Instrumentación digital en la válvula de prueba	133
Figura 94. Instrumentación digital en la caracterización de la bomba	134
Figura 95. Instrumentación digital	134
Figura 96. Esquema final del banco de cavitacion	135
Figura 97 Dimensiones del banco de cavitación en mm (vista frontal)	136
Figura 98 Dimensiones del banco de cavitación en mm (vista lateral)	137
Figura 99. Curva característica del caudalímetro tipo venturi	139

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Coeficiente Cv genérico para válvula de 2 pulgadas	27
Tabla 2. Datos de carga y capacidad de la bomba	42
Tabla 3. Coeficientes de pérdida para accesorios del banco hidráulico	44
Tabla 4. Variables sistema de tubería	45
Tabla 5. Coeficientes de flujo. Válvula de globo	47
Tabla 6. Formato de calibración del caudalímetro	56
Tabla 7. Formato de caracterización del caudalímetro	56
Tabla 8. Datos de calibración del caudalímetro	59
Tabla 9. Propiedades del fluido de trabajo	77
Tabla 10. Parámetros Sección tubería galvanizada 2"	78
Tabla 11. Coeficientes de resistencia para Accesorios tubería galvanizada	78
Tabla 12. Parámetros Sección tubería PVC 2"	79
Tabla 13. Parámetros Sección de tubería PVC 1"	80
Tabla 14. Toma de datos en la bomba pedrollo CP 680C 5.5HP	82
Tabla 15. Prueba #1. Apertura de válvula = 100%	86
Tabla 16. Prueba #2. Apertura de válvula = 75%	88
Tabla 17. Prueba #3. Apertura de válvula = 50%	90
Tabla 18. Prueba #4. Apertura de válvula = 25%	92
Tabla 19. Prueba #5. Apertura de válvula = 15%	94
Tabla 20. Prueba #6. Apertura de válvula = 10%	96
Tabla 21. Prueba #7. Apertura de válvula = 5%	98
Tabla 22. Datos para curva inherente experimental	102

Tabla 23. Datos de simulación a una apertura de 100%	110
Tabla 24. Datos de simulación a una apertura de 75%	112
Tabla 25. Datos de simulación a una apertura de 50%	113
Tabla 26. Datos de simulación a una apertura de 25%	115
Tabla 27. Datos de simulación a una apertura de 10%	116
Tabla 28. Datos de simulación a una apertura de 5%	118
Tabla 29. Datos para curva inherente	121
Tabla 30. Datos para recalibración del caudalímetro	138

LISTA DE ANEXOS

	pág.
ANEXO A. SIMULACION DE VALVULA DE PRUEBA CON OBTURADOR CONICO	131
ANEXO B. INSTRUMENTACIÓN DIGITAL	133
ANEXO C. PLANOS FINALES DEL BANCO DE CAVITACION	135
ANEXO D. RECALIBRACIÓN DEL CAUDALÍMETRO	138

NOMENCLATURA O GLOSARIO

NOTACIÓN

A	Área sección transversal, m ² .
D	Diámetro nominal, m.
Di	Diámetro interior, m.
V	Velocidad promedio, m/s.
Q	Caudal, m ³ /s.
L	Longitud de tubería, m.
ϵ	rugosidad de tubería, mm.
f	Factor de fricción.
g	Aceleración gravitacional, m/s ² .
μ	Viscosidad absoluta, Kg/m.s.
ρ	Densidad, Kg/m ³ .
Re	Número de reynolds.
Pb	Presión barométrica, Pa.
Pv	Presión de vapor, Pa.
T	Temperatura de bombeo, ° C.
H	Carga total, m.
Hst	Carga estática, m.
Hf	Pérdida por fricción, m.
K	Coeficiente de resistencia en accesorios.
Hm	Pérdidas menores, m.
α	Conicidad de convergencia en el venturímetro.
θ	Conicidad de divergencia en el venturímetro.

D_g	Diámetro de garganta del venturi, mm.
β	Relación de diámetros en un venturímetro.
h	Altura diferencial en el manómetro diferencial del venturi.
C_d	Coefficiente de descarga.
C_c	Coefficiente de contracción.
A_o	Área de restricción o garganta.
P_1	Presión aguas arriba de la válvula de prueba, Pa.
P_2	Presión aguas debajo de la válvula de prueba, Pa.
A_p	Porcentaje de apertura de la válvula de prueba.
C_v	Coefficiente de flujo.
σ	Índice de cavitación.
ΔP_v	Caída de presión en la válvula.
S_g	Densidad relativa.

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ESTUDIO DEL FENÓMENO DE LA CAVITACIÓN EN VÁLVULAS DE CONTROL HIDRÁULICAS*

AUTORES:

Alvaro Andrés García Mantilla.

Wilson Arley Quitian Pinzón**

PALABRAS CLAVES:

Turbomáquinas hidráulicas, Válvulas de control, Cavitación.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es dotar a la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, de un banco de pruebas que pueda utilizarse como complemento de la asignatura turbomáquinas hidráulicas titulado "Banco de pruebas para el estudio del fenómeno de la cavitación en válvulas de control hidráulicas."

El banco hidráulico ha sido diseñado de acuerdo a las normas ISA establecidas para circuitos hidráulicos. La válvula de prueba es tipo globo. Se puede observar el flujo por medio de un visualizador de acrílico para apreciar los efectos de la cavitación. Los elementos de control de presión y caudal de cada una de las pruebas consisten en dos válvulas tipo compuerta ubicadas aguas arriba y aguas debajo de la válvula de prueba. Los dispositivos de medición utilizados son: manómetro y vacuómetro digital, flujómetro ultrasónico y tipo venturi, termómetro de carátula; ubicados estratégicamente de acuerdo a las necesidades de las pruebas. La bomba utilizada es de marca pedrollo de 5.5 HP de 2x2 de alimentación trifásica.

El resultado es un banco hidráulico de gran utilidad y fácil manejo por parte del estudiante, que permite entender el funcionamiento básico de una bomba y un sistema hidráulico enfocados en estudiar el fenómeno de la cavitación en estructuras hidráulicas como las válvulas de control.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. D'croz.

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TEST BENCH FOR THE STUDY OF THE CAVITATION PHENOMENON IN CONTROL HYDRAULIC VALVES*

AUTHORS:

Alvaro Andrés García Mantilla.

Wilson Arley Quitian Pinzón**

KEY WORDS:

Hydraulic turbomachineries, Control hydraulic valves, Cavitation.

DESCRIPTION:

The objective of this project is to provide the school of Mechanical Engineering of the Industrial University of Santander, with a test bench that could be used as a complement of the hydraulic turbomachineries subject, titled "Test bench for the study of the cavitation phenomenon in control hydraulic valves."

The hydraulic test bench has been designed according to the procedure established for ISA for hydraulic circuits. The test valve is a globe-type one. It is possible to observe the flow through an acrylic viewer to appreciate the effects of cavitation. The pressure and flow control elements are two gate valves located upstream and downstream from the test valve. The measuring devices used are: digital gauge and digital vacuum meter, venturi and ultrasonic flow meters, mask thermometer; Those are located strategically according to our needs. The pump used is a Pedrollo: 5.5 HP, 2x2 and three-phase feeding.

The result is a hydraulic test bench useful and easy to handle by the student, which allows to understand the basic functioning of a pump and a hydraulic system focused on studying the cavitation phenomenon in hydraulic structures such as control valves.

* Degree Work.

** Physical-Mechanical Sciences Faculty, Mechanical Engineering, Eng. D'croz.

INTRODUCCIÓN

La teoría y aplicación de las turbomáquinas hidráulicas es muy sencilla pero por alguna razón al común de las personas se les hace difícil entender sus principios. Cuando al análisis de sistemas hidráulicos se le adicionan problemas de operación tales como la cavitación, suelen confundirse sus efectos con simples causas mecánicas sin llegar a la verdadera razón de estas fallas. Con este trabajo de grado se busca superar este tipo de falencia y además hacer de la materia de turbomáquinas hidráulicas una asignatura atractiva y de fácil entendimiento.

Con el banco de pruebas para el estudio del fenómeno de la cavitación en válvulas de control hidráulicas se logra de forma muy acertada la solución a los problemas descritos anteriormente pues permite al estudiante un contacto de primera mano con las realidades que ofrece el laboratorio de turbomáquinas, también permite al estudiante “ensuciarse las manos” y aprender eficazmente los contenidos de la materia.

Por esta razón el contenido de este trabajo se divide de la siguiente forma:

En el capítulo 1, se abordan temas de los principios hidráulicos de la mecánica de fluidos y la medición del flujo. Se hace mención brevemente de las principales características de las válvulas hidráulicas y su operación, así como una guía para la selección apropiada de ellas en el proceso de Diseño. Finalmente, se contextualiza la teoría del fenómeno de la cavitación y las principales relaciones matemáticas utilizadas en los siguientes capítulos.

El capítulo 2 nos muestra el diseño preliminar del banco y los cálculos teóricos tenidos en cuenta antes de la construcción.

Las modificaciones hechas al banco, rediseño, pruebas y resultados obtenidos se ubican en el capítulo 3.

Finalmente, la simulación realizada a la válvula mediante el programa Floworks y los resultados arrojados por el software ocupan el cuarto capítulo.

1. MARCO TEORICO

1.1 PRINCIPIOS HIDRÁULICOS

1.1.1 Definición de fluido Los fluidos son capaces de fluir y se adaptan a la forma de los recipientes que los contienen. Si el fluido está en equilibrio o en reposo no es capaz de soportar esfuerzos cortantes. Un fluido también puede ser definido como aquella sustancia que se deforma continuamente mediante la aplicación de un esfuerzo de corte, sin importar cuán pequeño pueda ser éste.

1.1.2 Fundamentos del flujo de fluidos El flujo de fluidos es muy complejo y no siempre puede ser estudiado de forma exacta mediante el análisis matemático. Contrariamente a lo que sucede con los sólidos, las partículas de un fluido en movimiento pueden tener diferentes velocidades y estar sujeta a diferentes aceleraciones. Hay tres principios fundamentales que aplican para el estudio del flujo de fluidos:

- Principio de la conservación de la masa, a partir de la cual se establece la ecuación de continuidad.
- Principio de conservación de la energía.
- Principio de la cantidad de movimiento.

1.1.2.1 Ecuación de continuidad Para un flujo permanente, la masa de fluido que atraviesa cualquier sección de un volumen de control, por unidad de tiempo es constante y se puede calcular como sigue en flujo unidimensional:

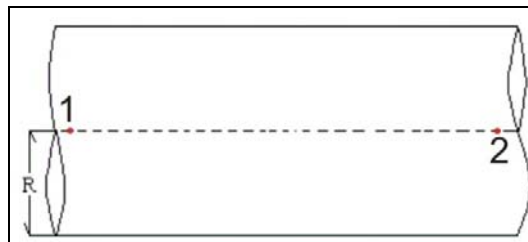
$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (1.1)$$

Si tratamos con fluidos incompresibles la densidad es invariable, la relación anterior se transforma en:

$$Q = V_1 A_1 = V_2 A_2 \text{ (Caudal)} \quad (1.2)$$

Donde A_1 y V_1 son respectivamente, el área de la sección recta y la velocidad media de la corriente en la sección 1.

Figura 1. Volumen de control para ecuación de continuidad



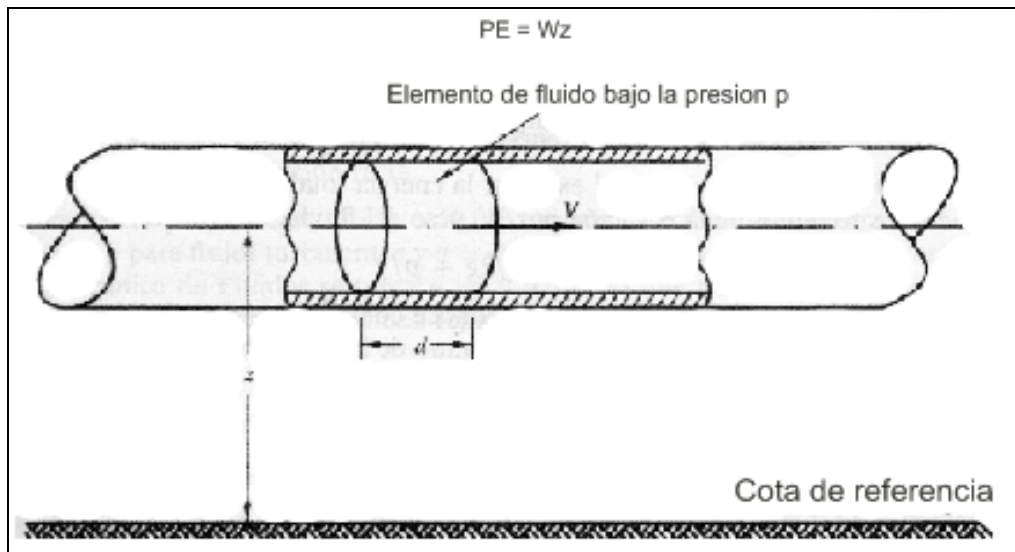
Fuente: FERNANDEZ D, Pedro. Mecánica de fluidos Universidad de Cantabria

1.1.2.2 Energía y altura de carga La energía se define como la capacidad de realizar trabajo. El trabajo resulta de aplicar una fuerza a lo largo de cierto recorrido y por lo general se define como el producto de una fuerza por la longitud del recorrido en la dirección de la aplicación.

Si tenemos un elemento de fluido como el de la figura 2, que está a una altura z respecto de un nivel de referencia, que tiene una velocidad v y una presión p , se puede decir que este elemento de fluido tiene un nivel de energía que se puede dividir en :

- Energía potencial o de posición (EP)
- Energía cinética o de velocidad (EC)
- Energía de presión o de flujo (EF)

Figura 2. Elemento de fluido



Fuente: GILES, Ranald y EVETT, Jack. Mecánica de los fluidos e hidráulica Mc Graw Hill

Donde:

$$EP = W \cdot Z \quad (1.3)$$

$W \Rightarrow$ Peso del elemento de fluido

$Z \Rightarrow$ Cota vertical al nivel de referencia

$$EC = \frac{1}{2} m \cdot V^2 = \frac{1}{2} \frac{W \cdot V^2}{g} \quad (1.4)$$

$m \Rightarrow$ Masa del elemento de fluido

$g \Rightarrow$ Aceleración debida a la gravedad

$V \Rightarrow$ Velocidad del elemento de fluido

La energía de presión también conocida como energía de flujo es la cantidad de trabajo que se requiere para forzar al fluido a moverse a través de cierta distancia contra la presión. Este trabajo se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$EF = P \cdot A \cdot d = \frac{P \cdot W}{\gamma} \quad (1.5)$$

$P \Rightarrow$ Presión sobre el elemento de fluido

$A \Rightarrow$ Área transversal del elemento de fluido

$d \Rightarrow$ Longitud recorrida por el elemento de fluido

La energía total del fluido es:

$$E = EP + EC + EF = W \cdot Z + \frac{1}{2} \frac{W \cdot V^2}{g} + \frac{P \cdot W}{\gamma} \quad (1.6)$$

Las unidades en el SI de la ecuación anterior son N-m. Sin embargo es más común el tratamiento de estas, en unidades de longitud (m), por medio del concepto de energía por unidad de peso del fluido transformándose esta ecuación en:

$$\frac{E}{W} = H = Z + \frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} \quad (1.7)$$

En hidráulica estos parámetros son definidos de la siguiente forma

$H \Rightarrow$ Altura de carga.

$Z \Rightarrow$ Altura estática.

$\frac{V^2}{2g} \Rightarrow$ Altura de velocidad.

$\frac{P}{\gamma} \Rightarrow$ Altura de presión.

1.1.2.3 Ecuación de energía La energía que posee un fluido en movimiento está integrada por la energía interna y las energías debidas a la presión, a la velocidad y a su posición en el espacio. En la dirección del flujo, figura 1, el principio de la energía se puede resumir en la siguiente sumatoria:

+Energía en la sección 1

+Energía añadida

- Energía perdida

- Energía extraída

=Energía en la sección 2

Considerando el mismo volumen de control de la figura 1, aplicamos la sumatoria anterior a flujos permanentes de fluidos incompresibles e ideales y además si no hay presencia de máquinas tenemos que la energía en la sección 1 es la misma que en la sección 2, este es precisamente el enunciado del teorema de bernoulli:

$$\begin{aligned}
H_1 &= H_2 \\
\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 &= \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \quad (1.8) \\
\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z &= Kte
\end{aligned}$$

Sin embargo en la vida real si hay pérdidas e influencia de máquinas como turbinas y bombas, por tanto la ecuación anterior hay que agregarle un componente de pérdidas (H_L), un componente de energías añadidas (H_A) y un último componente de energía extraída (H_E), por tanto la ecuación será:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_A - H_L - H_E = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \quad (1.9)$$

1.1.3 Numero de Reynolds El número de Reynolds (Re), es un grupo adimensional que se obtiene por medio de un análisis dimensional y del teorema de Buckingham de la mecánica de fluidos. El número de Reynolds se define como el cociente entre fuerzas de inercia y las fuerzas debidas a la viscosidad.

Para tuberías circulares, en flujo a tubería llena el número de Reynolds se define así:

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot \nu \cdot D} \quad (1.10)$$

Donde:

$V \Rightarrow$ Velocidad media

$D \Rightarrow$ Diámetro de tubería

$\mu \Rightarrow$ Viscosidad absoluta

$\rho \Rightarrow$ Densidad

$\nu \Rightarrow$ Viscosidad cinemática

$Q \Rightarrow$ Caudal

1.1.4 Pérdida de carga Las pérdidas de cargas son de dos tipos, pérdidas primarias y pérdidas secundarias.

Las pérdidas primarias se deben al contacto del fluido con la tubería, al rozamiento de unas capas de fluido con otras (flujo laminar) y por choques o rozamiento de partículas de fluido entre si (flujo turbulento). Las pérdidas secundarias son las pérdidas de forma, que tienen lugar en codos, válvulas, y cualquier accesorio existente en el sistema de tuberías.

Hay datos experimentales que muestran que la pérdida de carga para cualquier tipo de flujo es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad media en la tubería y a la longitud de la tubería, e inversamente proporcional al diámetro de la misma, y se puede determinar con la siguiente expresión denominada ecuación de Darcy Weisbach:

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = H_f = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (1.11)$$

Donde el factor de proporcionalidad es el coeficiente de fricción, que debe ser determinado de acuerdo al tipo de flujo.

Si el flujo es de régimen laminar se utiliza:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (1.12)$$

Y para el flujo de régimen turbulento el factor de fricción depende además del número de Reynolds y de la aspereza relativa ε/D de acuerdo con la expresión de Colebrook que es aceptada ampliamente por el Hydraulic Institute de Estados Unidos de América y que es graficada en el famoso diagrama de Moody:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad (1.13)$$

Por otro lado, las pérdidas en accesorios se describen por una relación entre la caída de presión a través del accesorio y la presión dinámica:

$$K_L = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (1.14)$$

1.1.5 Punto de operación de la bomba Las necesidades del sistema pueden ser descritas gráfica y analíticamente como se muestra en la figura 3.

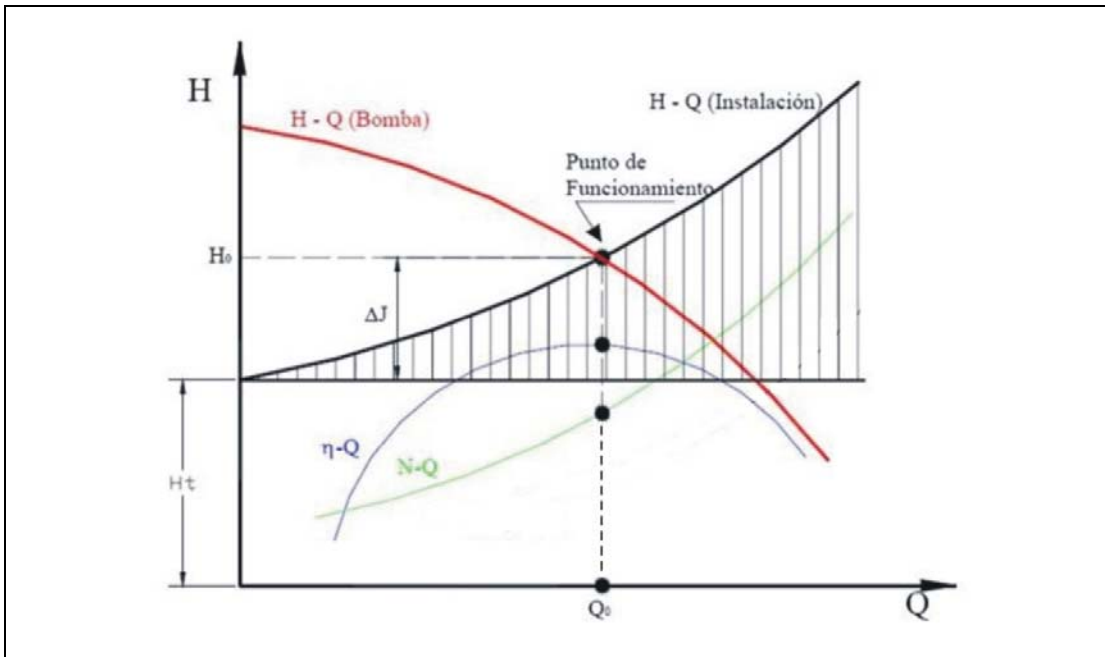
La curva de la instalación es:

$$H = H_T + kQ^2 \quad (1.15)$$

Donde:

- H = Carga del sistema
- H_T = Carga estática total
- Q = Caudal
- K = Constante de proporcionalidad

Figura 3. Punto de operación del sistema de bombeo.



Fuente: PERES F. LUÍS. Selección fina de bombas Universidad de Buenos Aires

Las prestaciones de la bomba pueden ser descritas por medio de la siguiente relación:

$$H = aQ^2 + bQ + c \quad (1.16)$$

Donde:

H = Altura manométrica de la bomba.

Q = Caudal de bomba.

a,b,c = Constantes que se pueden calcular con los datos suministrados por el fabricante.

El punto de operación se puede encontrar al igualar las dos ecuaciones anteriores y resolver la ecuación cuadrática resultante, y como se puede ver

en la figura 3, gráficamente corresponde a la intersección entre las curvas del sistema y de la bomba que también es denominado el punto de máxima eficiencia de la bomba.

1.1.6 Condiciones de succión El requerimiento más importante en la zona de succión es mantener la presión del fluido bombeado por encima de su presión de vapor con el fin de evitar posibles vibraciones, ruidos incómodos y desgates acelerados de la bomba causados por la permanente formación y colapso de burbujas de vapor. Los fabricantes de bombas dan solución a este requisito por medio del parámetro definido como carga neta positiva de succión requerida (NPSHr) dado en unidades de longitud de presión equivalente o energía por unidad de peso. Por otro lado el diseñador de la instalación puede calcular una energía potencial de la instalación o una carga neta positiva de succión disponible (NPSHd) mediante la siguiente expresión:

$$NPSH_D = \frac{P_b - P_v}{\rho g} - z - h_f \quad (1.17)$$

Donde:

P_b = Presión barométrica o superficial

P_v = Presión de vapor a la temperatura de bombeo

z = Carga estática de succión

h_f = Perdidas por fricción.

Si se cumple que $NPSH_D \geq NPSH_r$ se puede satisfacer la condición de mantener la presión del líquido por encima de su presión de vapor y también se puede asegurar un buen funcionamiento de la bomba cuando el caudal es diferente al caudal de máxima eficiencia.

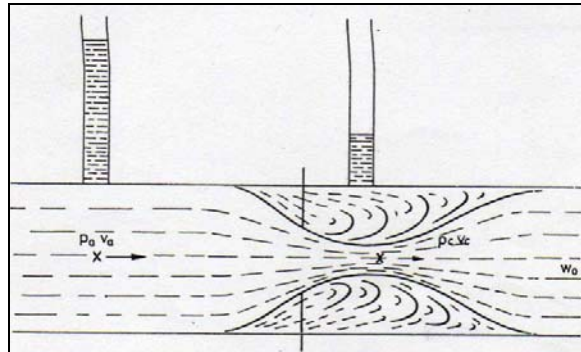
1.2 CONCEPTOS GENERALES DE MEDICIÓN DE CAUDAL

La velocidad de un fluido es un parámetro clave en un proceso industrial o en algún tipo de prueba experimental para equipos que manejen flujo de masa, por lo que se hace necesario tener a la mano algún dispositivo que permita la medición de caudal. En la industria el método más usual para efectuar esta medida es por medios indirectos, es decir se utiliza la variación proporcional de otras variables tales como la temperatura, presión, frecuencia, voltaje, o una altura que sean equivalentes de alguna manera al flujo de caudal. A pesar de la gran diversidad de tecnología y principios de funcionamiento los más utilizados son aquellos caudalímetros que utilizan la variación de la presión para obtener el valor de medición del caudal debido a su versatilidad, sencillez, resistencia y bajo costo.

El principio de los caudalímetros de presión diferencial radica en la relación directa que existe entre las variaciones de velocidad y presión del fluido al atravesar una restricción presente en la tubería como un cambio del área efectiva de paso, esta variación consiste en el incremento de la velocidad a expensas de un decremento de la presión estática.

1.2.1 Deducción ecuación general de caudalímetros de obstrucción. Los medidores de caudal de presión diferencial pueden ser de sección transversal constante (platina de orificio, venturi) o de sección variable (rotametros), y como se ha descrito la caída de presión se puede correlacionar con la descarga (caudal) mediante una calibración, y después se puede manejar una curva de presión-descarga para determinar el caudal a partir de la lectura de la presión diferencial.

Figura 4. Caudalímetro ideal



Fuente: CREUS, Antonio. Instrumentación industrial. Alfaomega: 1998. 6ed

Para establecer la relación entre las variaciones de velocidad y presión debemos suponer en relación a la figura 4, un flujo estable y unidimensional en un ducto circular y que se encuentra frente a un orificio restrictor de área A_0 , y que sale como un chorro corriente abajo. Después de la restricción las líneas de corriente convergen para formar un área de flujo mínimo A_c denominada área de vena contracta. También debe haber derivaciones para tomar la presión aguas arriba (región de flujo no perturbado) y aguas abajo (un punto cercano a la vena contracta). Y suponiendo un flujo ideal, incompresible, sin fricción y permanente, se puede aplicar la ecuación de Bernoulli y de continuidad a lo largo de la línea de corriente central desde el punto 1 aguas arriba, hasta la vena contracta aguas abajo, de la siguiente manera:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_c}{\rho g} + \frac{V_c^2}{\rho g} + Z_2$$

$$V_1 \cdot A_1 = V_c \cdot A_c$$

Al combinar las dos ecuaciones anteriores y despejar V_c , se obtiene:

$$V_c = \frac{\sqrt{2g(h_1 - h_c)}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_c}{A_1}\right)^2}} \quad (1.18)$$

$$h_c = \frac{P_c}{\rho g} + Z_c$$

Donde

$$h_1 = \frac{P_1}{\rho g} + Z_1$$

Entonces la descarga ideal Q_i es igual al producto resultante del área y velocidad promedio en la vena contracta:

$$\begin{aligned} Q_i &= A_c \cdot V_c \\ &= \frac{A_c}{\sqrt{1 - (A_c/A_1)^2}} \sqrt{2g(h_1 - h_c)} \end{aligned} \quad (1.19)$$

Como se definió en un principio la ecuación anterior no tiene en cuenta la fricción entre el fluido y la tubería que hace que la velocidad en la línea central sea mayor que la velocidad media en cada sección transversal. Otro inconveniente de la ecuación anterior es la ubicación de la vena contracta por lo que el punto c puede ser reemplazado por un punto 2 aguas abajo.

Los dos problemas anteriores y el desconocimiento del área de la vena contracta hacen que el valor real de la descarga sea diferente al valor ideal. Para contrarrestar esta diferencia se deben introducir: un factor de

contracción A_c ($A_c = C_c A_o$) y un coeficiente de descarga C_d , que relacione los factores de contracción con factores de velocidad, quedando definida la descarga real por:

$$Q = \frac{C_d \cdot A_o}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c \cdot A_o}{A_1} \right)^2}} \sqrt{2g(h_1 - h_2)} \quad (1.20)$$

El área de la restricción (A_o) y el área de la tubería A_1 pueden ser relacionadas por medio de un factor β de la siguiente manera:

$$\beta = \sqrt{\frac{A_o}{A_1}} = \frac{D_o}{D} \quad (1.21)$$

De esta manera la ecuación que define la descarga real se puede reescribir así:

$$Q = K A_o \sqrt{2g(h_1 - h_2)} \quad (1.22)$$

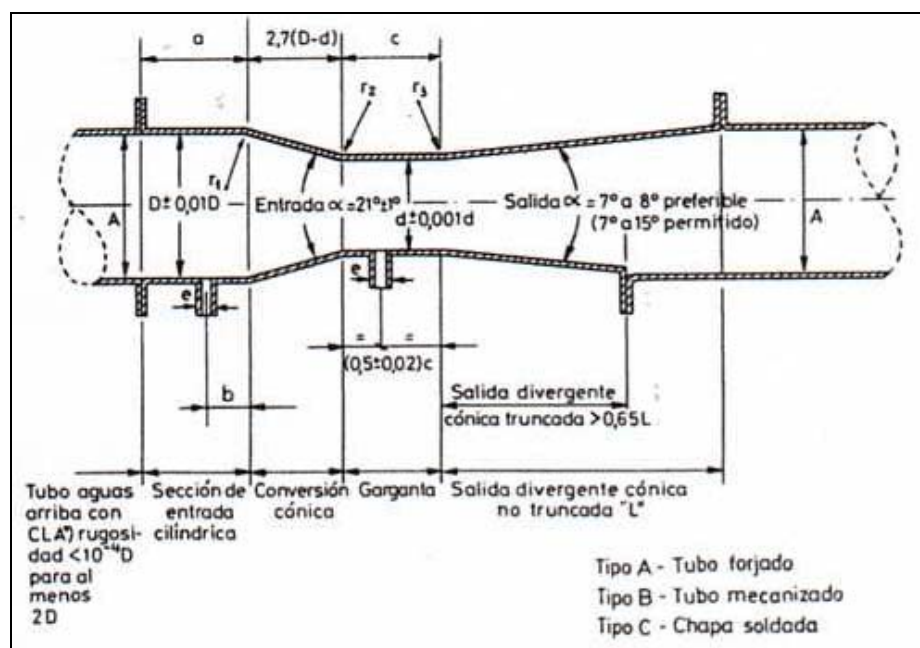
Donde K y C_d son función del número de Reynolds y de β :

$$K = \frac{C_d}{\sqrt{1 - C_c^2 \cdot \beta^4}} \quad (1.23)$$

1.2.2 Tubo venturi. Este dispositivo permite crear una diferencia de presiones entre dos puntos y si está calibrado se puede determinar el caudal que en un instante dado circula por un conducto a presión. Como se puede observar en la figura 5 sus dimensiones están dadas por el diámetro de la tubería y el diámetro de la garganta, su configuración geométrica consta de

una contracción de entrada cónica de 21° seguida de una garganta cilíndrica que conduce a una expansión de salida cónica de 5° a 15° . Si la disposición del venturi es vertical es necesario definir un nivel de referencia y en cada punto se leerá la correspondiente altura piezométrica, expresada como la altura de posición más la altura de presión.

Figura 5. Tubo Venturi



Fuente: CREUS, Antonio. Instrumentación industrial. Alfaomega: 1998. 6ed

En los tubos venturi la cabeza total de pérdidas irrecuperable no excede el 10% de la presión diferencial medida por lo que se creería que es muy apetecido, pero en la industria el costo de su implementación es alto por lo que su uso queda limitado para fluidos difíciles como son los hidrocarburos; sin embargo, el ahorro en el costo de funcionamiento y mantenimiento puede amortiguar su alto costo inicial.

1.3 VÁLVULAS HIDRÁULICAS

Una válvula la podemos definir como aquel elemento mecánico con el cual se inicia, detiene o regula la circulación (paso) de líquidos o gases, mediante una pieza movable que abre, cierra u obstruye en forma parcial uno o más orificios o conductos. Las válvulas cumplen una labor importante dentro del sistema y en general en la industria, controlan el proceso compensando las perturbaciones de la carga por la manipulación del flujo manteniendo la variable regulada lo más cercano posible al valor deseado. Las encontramos en gran cantidad de diseños y materiales que nos permiten abrir y cerrar, conectar y desconectar, regular, modular o aislar una enorme serie de líquidos y gases, desde los más simples hasta los más corrosivos o tóxicos.

1.3.1 Principio de operación de las válvulas¹ Todas las válvulas son particularmente un orificio que limita el paso del fluido, cuya área efectiva puede ser ajustada desde el cierre total hasta un máximo, a medida que la válvula se ajusta a un determinado porcentaje de apertura y bajo condiciones de flujo permanente, limitan el flujo en su garganta, y el chorro generado por el flujo produce una gran energía cinética, que ingresa en una cámara amplia, donde esta energía es disipada a presión constante. Como se ilustra en la figura 6, en esta cámara solo se recupera parte de la energía inicial aguas arriba cuando el flujo se estabiliza aguas abajo de la válvula.

La pérdida neta de energía será:

$$\Delta E = (P_g + \rho \frac{V_g^2}{2}) - (P_2 + \rho \frac{V_2^2}{2}) \quad (1.24)$$

¹ LOBO GUERRERO U., Jaime. "Valvulas de control ". Como escoger la válvula de control adecuada. VALREX ltda. Marzo 1992.

Donde

P_g = Presión estática en la garganta o flujo contraído.

V_g = Velocidad del flujo contraído.

P_2 = Presión aguas abajo de la restricción.

V_2 = Velocidad aguas debajo de la restricción.

Podemos estimar la pérdida total que ocurre en la válvula, asumiendo que la presión en la garganta es igual a la presión de régimen de flujo muerto que rodea el chorro, aplicando los principios de conservación de masa y energía como sigue:

$$P_1 - P_2 = \rho \frac{V_1^2}{2} \left(\left(\frac{A}{a} \right) - 1 \right)^2 \quad (1.25)$$

V_1 es la velocidad promedio en la tubería

A es el área de la tubería

a el área de la garganta

ρ densidad del fluido

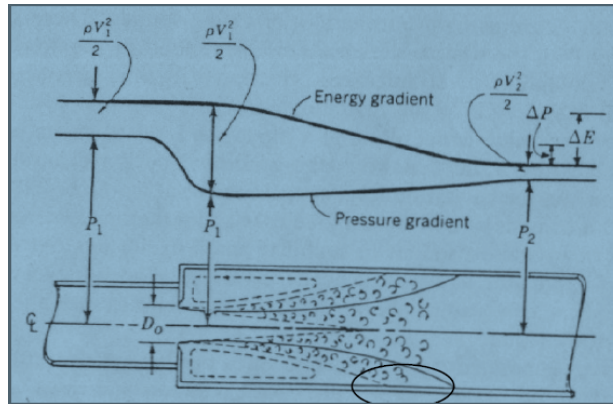
P_1 y P_2 son las presiones de entrada y salida de la restricción respectivamente.

Así, se deduce la ecuación característica del comportamiento hidráulico de una válvula:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho} = \phi \cdot Q^2 \quad (1.26)$$

ϕ es función de la geometría del flujo según el tipo de válvula, apertura y el número de Reynolds; para máxima apertura de la válvula, ϕ adquiere su mínimo valor.

Figura 6. Funcionamiento de una válvula hidráulica



Fuente: TULLIS, J. Paul; "Hydraulics of pipeline, pumps, valves, cavitation, transients. A Wiley-Interscience Publication.1989. 137-167.

1.3.2 Capacidad de flujo Cv Es el caudal que circula por la válvula en condiciones definidas, normalizadas. La relación entre las caídas de presión y el flujo se pueden expresar como un coeficiente de flujo:

- *Coeficiente Cv*

$$Cv = Q \sqrt{\frac{Sg}{\Delta P}} \quad (1.27)$$

Sg denota la densidad relativa del fluido respecto a la del agua. Las unidades de cada magnitud son Q en gpm, y en ΔP en psi.

- *Coeficiente Kv*

$$Kv = Q \sqrt{\frac{Sg}{\Delta P}} \quad (1.28)$$

En este caso, las unidades son Q en m³/h y ΔP en bar.

Los coeficientes anteriores se pueden emplear para dimensionar válvulas. Es decir, para elegir el coeficiente, de forma que para una presión diferencial dada tengamos el caudal que queremos. Este coeficiente es por lo general proporcionado por el fabricante y depende del diámetro y de la apertura de la válvula.

Referente a la relación matemática entre el recorrido del obturador y el caudal que circula por la válvula, o su correspondiente coeficiente de flujo (C_v). Se expresa usualmente en forma porcentual tanto del recorrido máximo como del caudal máximo. Existen dos posibilidades de característica de flujo la inherente y la instalada.

1.3.3 Característica de flujo inherente Es la característica que se obtiene en la válvula cuando la diferencia de presiones entre bridas es constante.

- **Característica de Flujo Lineal:** Es la característica inherente que tiene por representación una recta cuando ponemos en el eje de las abscisas el recorrido del obturador en % versus el C_v en % en las ordenadas. Tenemos una proporcionalidad directa entre recorrido y flujo a través de la válvula.

$$C_v(x) = xC_{v_{\max}} \quad (1.29)$$

Donde x representa el porcentaje de apertura de la válvula

- **Característica de Flujo de Igual Porcentaje:** En este caso con válvula funcionando en condiciones ideales, la característica de igual porcentaje

implica que a iguales variaciones porcentuales en el recorrido del vástago del obturador tendremos iguales variaciones porcentuales en flujo a través de la válvula. Tenemos:

$$Cv(x) = Cv_{\min} \exp(a, x) \quad (1.30)$$

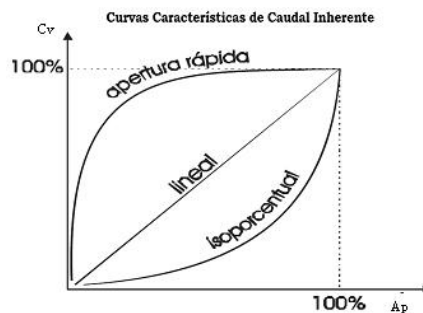
Cv_{\min} Coeficiente para $x=0$

a : parámetro que depende de la amplitud de caudales que puede manejar la válvula.

- **Característica de Flujo de Apertura Rápida:** Es la característica inherente en la que se obtiene máximo flujo con recorrido mínimo. No tiene relación matemática conocida.

En la figura 7 observamos gráficamente lo relatado arriba:

Figura 7. Curva característica de caudal inherente



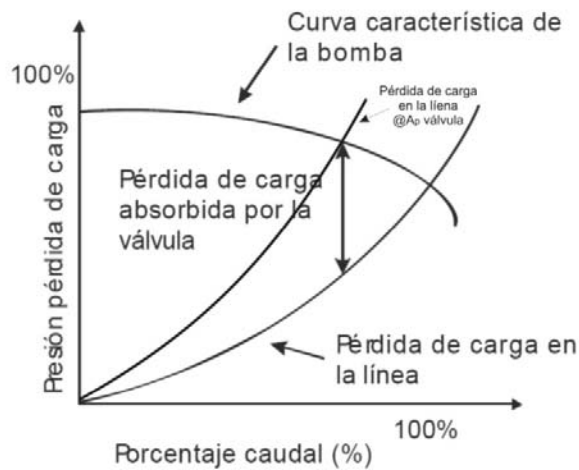
Fuente: TULLIS, J. Paul; "Hidraulics of pipeline, pumps, valves, cavitation, transients. A Wiley-Interscience Publication.1989. 137-167

1.3.4 Característica de flujo instalada Es la característica que se obtiene en las condiciones en las que funciona la válvula en la instalación, por supuesto con variación de presión entre bridas y variaciones en el caudal.

El ΔP variable dependerá de las combinaciones y resistencias de la tubería, así como las características de las bombas y/o tanques del proceso. Concluyentemente una misma válvula instalada en procesos diferentes, presentará curvas efectivas distintas.

En un circuito típico de un proceso industrial, formado por una bomba centrífuga, la válvula de control y la tubería, las características de impulsión de la bomba y la pérdida de carga absorbida por el sistema variarán según sea el grado de apertura de la válvula tal como se muestra en la figura 8.

Figura 8. Característica de flujo instalada



Fuente: TULLIS, J. Paul; "Hidraulics of pipeline, pumps, valves, cavitation, transients". A Wiley-Interscience Publication.1989. 137-167

Lo que se aprecia en la gráfica 8 es que la presión de impulsión de la bomba menos la pérdida de carga en la línea igualan la pérdida de carga absorbida por la válvula; y esta aumenta al disminuir el caudal.

Podemos obtener el coeficiente "r", que relaciona la pérdida de la presión de la válvula y la de carga del sistema:

$$r = \frac{\Delta P_{\text{válvula}}}{\Delta P_{\text{sistema}}} \quad (1.31)$$

El valor de este coeficiente dependerá del tamaño relativo de la válvula con relación al de la tubería y de la resistencia de la tubería con relación al conjunto.

A mayor diámetro de la válvula, mayor valor de r

A menor resistencia de la tubería, mayor valor de r

Para cada valor de “r” puede construirse una curva característica efectiva que se apartará de la curva inherente y que coincidirá con ella cuando $r=1$, es decir, cuando la línea no absorbe presión y queda toda disponible para la válvula.

1.3.5 Coeficiente de pérdida de presión El coeficiente de pérdida de presión K es directamente proporcional a ΔP e inversamente proporcional a C_v^2 , se define como:

$$K = \frac{P_1 - P_2}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (1.32)$$

V_1 es la velocidad promedio en la tubería.

P_1 y P_2 son las presiones estáticas de entrada y salida de la válvula respectivamente.

ρ es la densidad del fluido.

1.3.6 Selección de válvulas² La selección de válvulas es una ciencia con muchas reglas y detalles que muy pocos conocen. Aquí intentaremos redactar unos pasos sencillos para ejecutar correctamente la selección de este importante elemento.

Paso #1. Definir el sistema

Lo primero que debemos hacer es obtener los principales datos del sistema o bien suponer algunos para definirlo efectivamente. Los datos clave son quizás: el salto de presión total, caudal de diseño, de operación y mínimo, diámetro de la tubería y gravedad específica del fluido de trabajo.

Paso #2. Definir un máximo salto de presión disponible para la válvula

Antes de definir el máximo salto de presión disponible en la válvula es necesario registrar la máxima cabeza de presión que ofrece la bomba. Recordemos que la caída de presión en el sistema está limitada por la bomba. Básicamente la diferencia entre la Cabeza Neta de Succión Positiva disponible (NPSH_D) y la Cabeza Neta de Succión Positiva requerida (NPSH_R) es el máximo salto de presión disponible en la válvula y esta diferencia no puede ser extremadamente grande, o será necesaria otra bomba. Es importante saber que grandes caídas de presión representan altos costos de la bomba (costos operativos) y bajas caídas altos costos de la válvula porque la válvula necesaria para ello deberá ser más grande (costos capitales). La norma generalmente aceptada en la práctica es que la válvula debería ser diseñada para un salto entre 10 y 15% de la caída total del sistema o 10 psi, lo cual es grande.

² R. W. ZAPPE. Valve selection handbook. 4th Ed.

Paso #3. Calcular las características de la válvula

Obtenemos el coeficiente de la válvula de la ecuación 1.27. Aquí, mucha gente se siente tentada a ir a las curvas y tablas de los fabricantes y seleccionar una válvula. Se recomienda hacer una preselección antes de ello, como se explica en el siguiente paso.

Paso #4. Preselección de la válvula.

El Cv calculado debe ser usado como una ayuda o guía en la selección de la válvula, no debe considerarse como una regla estricta en este proceso. Algunas otras consideraciones que deberíamos tener en cuenta son:

- Nunca use una válvula de diámetro menor que el diámetro de la tubería
- Cuidado con las válvulas de menos del 10% o superior al 20% del salto de presión del sistema. La válvula es más manipulable entre el 10 y 80% del rango.

Antes de hacer la preselección debemos conocer el tipo de válvula a usar. En la tabla 1 se selecciona una válvula isoporcentual de dos pulgadas de diámetro. Estas tablas son proporcionadas por los fabricantes, aunque en el mercado colombiano los comercializadores de este tipo de elementos no facilitan dichas curvas, razón por la que se hace necesario buscar tablas para tablas genéricas como la que se muestra en la tabla 1:

Tabla 1. Coeficiente Cv genérico para válvula de 2 pulgadas

FLOW CHARACTERISTIC	VALVE SIZE		MAXIMUM TRAVEL	PORT DIA.	DESIGNS ED AND ET (FLOW DOWN)					DESIGN ES (FLOW UP)					
					Valve Opening, Percent of Total Travel										
	DIN	Inches	mm	mm	10	30	70	100	100	10	30	70	100	100	
Equal Percentage	DN 25	1, 1-1/4	19	33.3	.783	2.20	7.83	17.2	.88	.783	1.86	9.54	17.4	.95	
	DN 40	1-1/2	19	47.6	1.52	3.87	17.4	35.8	.84	1.54	3.57	17.2	33.4	.94	
	DN 50	2	29	58.7	1.66	4.66	25.4	59.7	.85	1.74	4.72	25.0	56.2	.92	
	DN 65	2-1/2	38	73.0	3.43	10.8	49.2	99.4	.84	4.05	10.6	45.5	82.7	.93	
	DN 80	3	38	87.3	4.32	10.9	66.0	136	.82	4.05	10.0	59.0	121	.89	
	DN 100	4	51	111.1	5.85	18.3	125	224	.82	6.56	17.3	103	203	.91	
	DN 150	6	51	177.8	12.9	43.3	239	394	.85	13.2	41.1	223	357	.86	
	DN 200	8	76	203.2	27.0	105	605	818	.96	25.9	97.8	618	808	.85	
						X _v				---	X _t				---
	DN 25	1, 1-1/4	19	33.3	.766	.587	.743	.667	---	.754	.763	.630	.721	---	
	DN 40	1-1/2	19	47.6	.780	.716	.690	.679	---	.674	.694	.698	.793	---	
	DN 50	2	29	58.7	.827	.774	.702	.687	---	.863	.849	.792	.848	---	
	DN 65	2-1/2	38	73.0	.778	.678	.661	.660	---	.747	.745	.783	.878	---	
	DN 80	3	38	87.3	.774	.682	.663	.675	---	.768	.761	.754	.757	---	
DN 100	4	51	111.1	.731	.643	.672	.716	---	.722	.739	.718	.822	---		
DN 150	6	51	177.8	.688	.682	.736	.778	---	.723	.767	.808	.816	---		
DN 200	8	76	203.2	.644	.636	.725	.807	---	.825	.681	.735	.827	---		

Fuente: NORRISEAL. Sección 2 del catalogo. Boletín #2-7A. 04/94

Paso #5. Analice el Cv y el porcentaje de apertura a caudal mínimo

Si la caída de presión cae por debajo del 10% a caudal mínimo, se necesitará de una válvula más pequeña en algunos casos; esto dependerá de si el sistema va a trabajar cercano al caudal máximo ofrecido por la bomba o alrededor del caudal mínimo. Recalculamos el Cv con este caudal mínimo y si se quiere ser conservativo, con el mayor salto posible. Volvemos a la tabla 1 y confirmamos que este valor se encuentre disponible para una apertura razonable (entre el 20 y 80% de apertura se considera aceptable en la práctica).

Paso #6. Analice la "ganancia" a través de la válvula

La ganancia se define como:

$$Ganancia = \frac{\Delta Q}{\Delta(\% Apertura)} \quad (1.33)$$

Para algunos datos diferentes de caudal, C_v y apertura de válvula calculamos igual número de “ganancias”. La diferencia entre estos valores debe ser menor que el 50% del valor más alto de “ganancias”, si esto es así, ya habremos escogido la válvula correcta. Advertida que la ganancia no puede ser inferior a 0.50.

Otras recomendaciones

Un cálculo previo que no se debe dejar de hacer antes de realizar la selección es el del bloqueo de flujo: del factor F_L hablaremos más adelante, en la sección 1.4.2. Lo recomendable es estar lo más lejos de ese punto, si el caudal se iguala a este valor irrefutablemente habrá que revisar la válvula seleccionada.

1.4 FUNDAMENTOS DEL FENÓMENO DE LA CAVITACIÓN

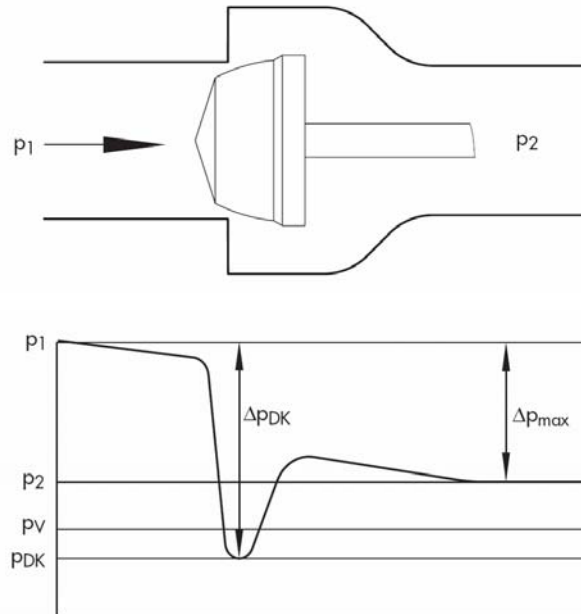
La cavitación es un efecto hidrodinámico que se produce cuando la presión en algún punto o zona de la corriente de un líquido desciende por debajo de un cierto valor mínimo admisible que es la presión de vapor del líquido. El fenómeno puede producirse lo mismo en estructuras hidráulicas estáticas (válvulas, tuberías, venturís, etc.), que en máquinas hidráulicas (bombas, turbinas, hélices). El proceso físico de la cavitación es casi igual que el que ocurre durante la ebullición. La mayor diferencia entre ambos consiste en cómo se efectúa el cambio de fase. La ebullición eleva la presión de vapor del líquido por encima de la presión ambiente local causada por la introducción de calor, para producir el cambio a fase gaseosa, mientras que la cavitación es causada por una caída de la presión local por debajo de la presión de vapor lo que ocasiona su vaporización.

1.4.1 Descripción de la cavitación. Se produce la formación de burbujas o “cavidades” cuando el líquido atraviesa zonas con una presión menor a la presión de vapor del fluido a la temperatura de trabajo. Estas burbujas son transportadas por el flujo que al momento de recuperar la presión o avanzar a zonas de mayor presión ocasionan la implosión súbita y brusca de ellas.

Grandes ondas energéticas son producidas debido al colapso de estas cavidades, disipándose en el líquido o chocando contra la superficie si se encuentran cercanas a ella, erosionándola, deteriorándola y a su vez convirtiéndola en foco de formación de más burbujas al convertirlas en zonas de mayor pérdida de presión.

En los sistemas hidráulicos una zona típica donde puede ocurrir un descenso de presión hasta la presión de vapor ocurre en las reducciones de área que, según sabemos de la ecuación de Bernoulli (ecuación 1.8) si la velocidad del fluido se incrementa, producto del estrechamiento, la presión descenderá. Así sucede en las válvulas:

Figura 9. Comportamiento genérico de la presión en una válvula



Fuente: CREUS, Antonio. Instrumentación industrial. Alfaomega: 1998. 6ed

En la figura 9, la presión crítica P_{DK} se encuentra en la vena contracta en el diferencial Δp_{max} por debajo de la presión de vapor.

1.4.2 Efectos de la cavitación. La cavitación generalmente es un proceso indeseado, pero también tiene aplicaciones prácticas benéficas en algunos campos de la industria como lo son su uso para limpieza, mejorar el mezclado y homogeneización de algunos líquidos y para acelerar reacciones químicas por su alto grado de turbulencia.

En sistemas hidráulicos, los efectos de la cavitación son generalmente de tipo nocivo. Existen cinco problemas básicos creados por la cavitación: ruido, vibraciones, fluctuaciones de presión, daños por erosión y caída de la eficiencia y capacidad de flujo.

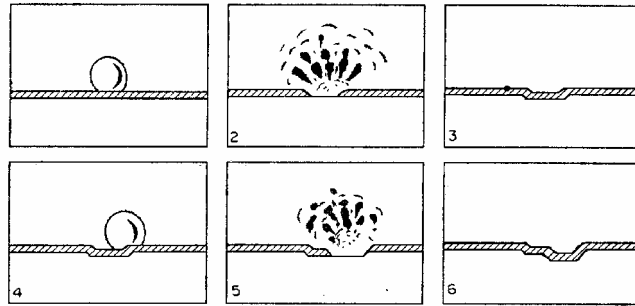
El ruido y vibraciones que acompañan el fenómeno son claramente apreciables dando la impresión que se tratara de grava que golpea en las diferentes partes de la maquina. Las vibraciones son causadas por las ondas de presión que fluctúan y viajan en el fluido producto del colapso de las burbujas. El resultado de estas vibraciones es la aparición de fallas estructurales en las conexiones del sistema y la aparición de la fatiga de los materiales, este es el principal efecto y el más indeseado de todos: una forma especial de corrosión-erosión que lesiona severamente cualquier estructura hidráulica donde tenga lugar el fenómeno. Estas características aumentan en la medida que aumenta el grado de cavitación.

El daño por cavitación se atribuye parcialmente a efectos de desgaste mecánico. La corrosión interviene cuando el colapso de la burbuja destruye la película protectora, como se muestra esquemáticamente en la figura 10, con los pasos siguientes³:

1. Se forma una burbuja de cavitación sobre la película protectora.
2. El colapso de la burbuja causa la destrucción local de la película.
3. La superficie no protegida del metal está expuesta al medio corrosivo y se forma una nueva película por medio de una reacción de corrosión.
4. Se forma una nueva burbuja en el mismo lugar, debido al aumento de poder nucleante de la superficie irregular.
5. El colapso de la nueva burbuja destruye otra vez la película.
6. La película se forma de nuevo y el proceso se repite indefinidamente hasta formar huecos bastante profundos.

³Frederick S. Merritt, M. Kent Loftin, Jonathan T. Manual del Ingeniero Civil.

Figura 10. Efectos de la cavitación: erosión-corrosión

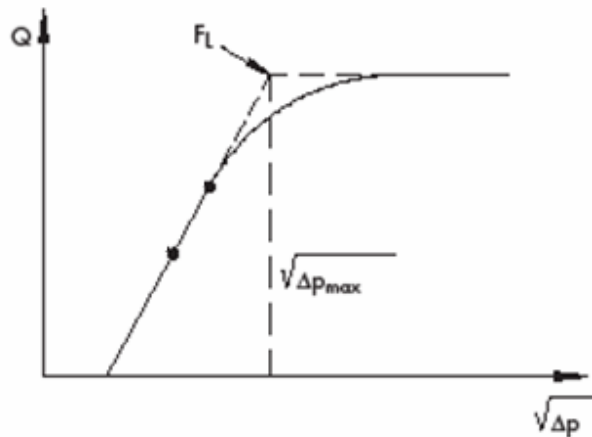


Fuente: Frederick S. Merritt, M. Kent Loftin, Jonathan T. Manual del Ingeniero Civil.

El mecanismo anterior también funciona sin la presencia de una película protectora, ya que la implosión de la burbuja ya es suficiente para deformar el metal plásticamente y arrancarle pedazos de material. Se acepta generalmente que la cavitación es un fenómeno de corrosión-erosión³.

Por otra parte, la cavitación afecta seriamente las características hidráulicas del flujo ocasionando cambios en su densidad, la cual decrece drásticamente debido al volumen que ocupan las burbujas en el área de restricción; y la compresibilidad del medio que se incrementa localmente. Estos efectos limitan el flujo circulante y pueden llegar a bloquearlo totalmente si se cumplen las condiciones que se muestran en la figura 11 siguiente, y el salto de presión supera el valor mostrado.

Figura 11. Curva Q vs $\sqrt{\Delta P}$



Fuente: CREUS, Antonio. Instrumentación industrial. Alfaomega: 1998. 6ed

Se introduce el factor específico de la válvula F_L^4 , medida de la recuperación de la presión al paso en la válvula. Produciendo Este valor se obtiene manteniendo constante la presión aguas arriba, y la presión aguas abajo es reducida hasta que inicia el flujo de choque.

$$F_L^2 = \frac{\Delta P_{max}}{\Delta P_{DK}} \quad (1.34)$$

1.4.3 Parámetros de la cavitación. Para caracterizar la susceptibilidad de un sistema que maneja un líquido cavitante, se utiliza el *índice de cavitación*, definido por⁵:

$$\sigma = \frac{P - P_v}{\frac{\rho V^2}{2}} \quad (1.35)$$

⁴ BAUMANN, H. D. "The introduction of a critical flow factor for valves sizing". Conferencia anual ISA, October 1962.

⁵ RAHMEYER, William J. "Cavitation Noise from butterfly valves".

Donde P es la presión absoluta en el punto de interés, P_v la presión de vapor del líquido, ρ la densidad del líquido y V una velocidad de referencia. Obsérvese que el parámetro de cavitación es una especie de coeficiente de presión. Dos sistemas geométricos semejantes que tienen el mismo grado de cavitación son igualmente susceptibles de cavitarse si tienen el mismo valor de σ .

También se la encuentra definida como:

$$\sigma = \frac{P_1 - P_v}{P_1 - P_2} \quad (1.36)$$

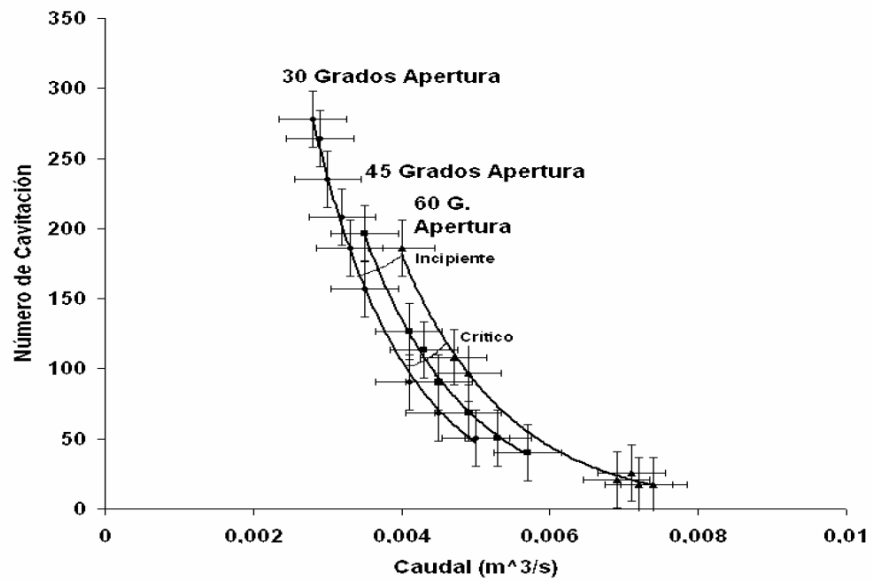
El índice de cavitación σ se usa también para determinar la intensidad de la cavitación como se observa en el ejemplo de la figura 12 para una válvula de bola de 2 pulgadas de diámetro. Un decremento en el valor numérico de σ implica un incremento en la intensidad de la cavitación.

Coefficiente de cavitación incipiente: Este índice permite determinar las condiciones de flujo bajo las cuales la cavitación empieza a ser detectable.

Coefficiente de cavitación crítico: Este índice es menor al anterior y determina el momento en que la cavitación llega a ser inestable y con pulsaciones. Es la zona más peligrosa de la cavitación, porque las burbujas son más grandes y colapsan con mayor frecuencia.

Coefficiente de bloqueo: Es el mínimo valor posible del coeficiente de cavitación, en la cual la formación de vapor es suficiente para limitar el caudal a través de la válvula a un valor mínimo.

Figura 12. Ejemplo de la curva de los estados de cavitación σ Vs Q .



Fuente: BEDOYA, Chris Angela. Estudio experimental para encontrar la zona segura de operación de válvulas expuestas a cavitación. Bogotá, 2004.

2. DISEÑO DEL BANCO HIDRAULICO

El diseño del banco hidráulico para el estudio del fenómeno de la cavitación en válvulas hidráulicas está enfocado hacia una fácil visualización y experimentación del fenómeno, puesto que el sistema de tuberías tiene una sección en acrílico transparente aguas abajo de la válvula de prueba. Además dicha válvula puede ser reemplazada fácilmente. En cuanto a los sistemas de medición se usan los típicos manómetros bourdon, un caudalímetro tipo venturi y un termómetro bimetálico; los cuales según sean las posibilidades de los practicantes pueden ser digitales para ofrecer mayor confiabilidad en la toma de datos durante la etapa de pruebas.

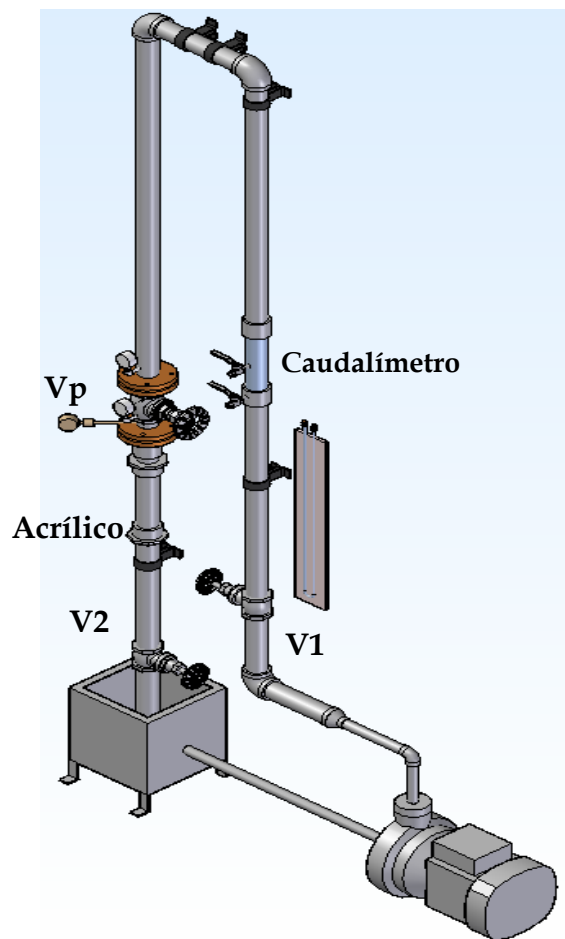
2.1 LOCALIZACIÓN

El área utilizada para la instalación del banco de pruebas tiene 0.5m de ancho y de 3m de largo. Se encuentra en el lado sur oeste del laboratorio de Turbomáquinas Hidráulicas de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander. Esta área fue escogida con el fin de aprovechar la presencia de una columna de concreto que garantiza la resistencia del montaje de la tubería, y además porque está cercano al banco de cavitación en bombas centrifugas y otros bancos didácticos utilizados en la materia de turbomáquinas hidráulicas. La ubicación de este banco fue incluida en el proyecto que reestructurará el laboratorio, circunscrito en la transformación del nuevo pensum para la escuela y la nueva materia Sistemas de Transporte y Aprovechamiento de Fluidos.

2.2 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRAULICO 1

El banco hidráulico consta de un tramo de tuberías galvanizada de dos pulgadas de diámetro en el que se acoplan ordenadamente tres válvulas: la válvula de prueba y dos válvulas tipo compuerta para controlar presión y caudal en el sistema, como se ve en la figura 13:

Figura 13. Esquema banco experimental cavitación en válvulas.



Fuente: Autores del proyecto

La válvula de control V1 tiene influencia directa sobre el caudal proveniente de la bomba; y con la válvula V2 de control se puede variar la presión del

sistema. La válvula de prueba V_p además debe tener la posibilidad de ser cambiada fácilmente, por lo que se utilizan bridas para conectarla a la tubería; y está conectada aguas abajo con un visualizador de flujo de acrílico.

El flujo será proporcionado por una bomba pedrollo de 1Hp de potencia y capacidad máxima de 80 lpm y cabeza máxima de 45 psi con tuberías de succión y descarga de 1pulg, la cual está disponible en el laboratorio de turbomáquinas hidráulicas.

2.2.1 Sistema de tuberías La selección de la tubería de 2 pulgadas estuvo motivada principalmente para apreciar de mejor forma el fenómeno al proporcionarnos una mayor área transversal. Comparada con otros tamaños de tubería: nos ofrecía mayor robustez y rigidez que las de menor diámetro siendo más económica que las de mayor área.

La disposición del sistema se hizo pensando en aprovechar el efecto sifón que se produce por su curvatura superior y que obliga al líquido a fluir por la línea de la válvula de prueba agregándole una pequeña aceleración por la diferencia de presiones.

Por recomendaciones del fabricante y la literatura consultada la altura del banco debe ser suficiente para obtener un perfil de velocidades totalmente desarrollado a la entrada del caudalímetro, así como de la válvula de prueba, esto se consigue respetando unas longitudes de 20 diámetros aguas arriba y 15 diámetros aguas abajo de cada elemento sin la presencia de accesorios que distorsionen el perfil de velocidades, por lo cual las dimensiones del sistema de tuberías deben ser:

Para el lado derecho del sistema:

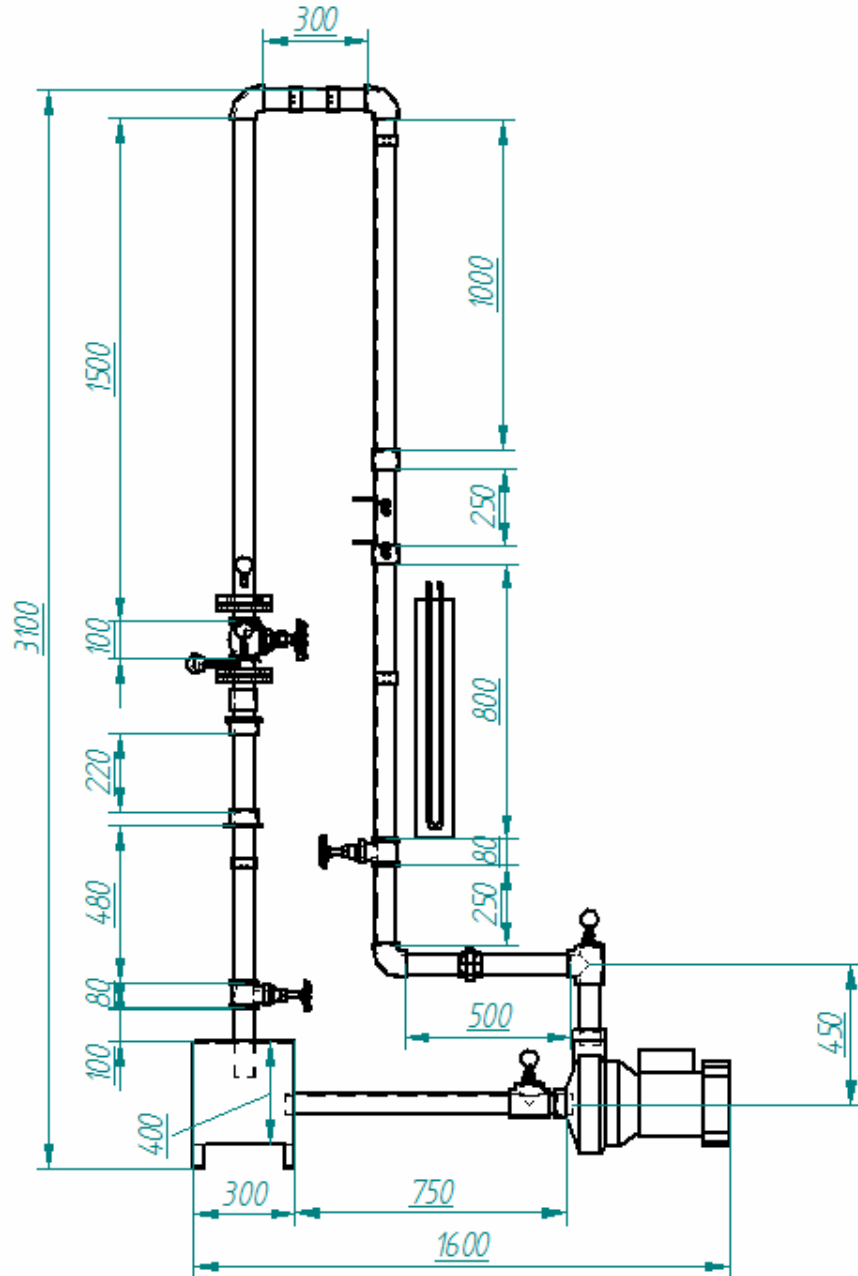
- Una sección de tubería aguas arriba del venturímetro con una longitud de 800 mm.
- Una sección de tubería aguas abajo del venturímetro de 1000 mm.
- Una longitud efectiva para el caudalímetro de 250 mm.
- La válvula de control de caudal ocupa un espacio de 80 mm.
- La altura de la bomba junto con el tubo de descarga es de 450 mm.

Y para el lado izquierdo del sistema las dimensiones son:

- La sección de tubería aguas arriba de la válvula de prueba tiene una longitud de 1500 mm.
- La válvula de prueba junto con sus bridas de acople a la tubería ocupa un espacio de 120 mm.
- La sección de tubería aguas abajo de la válvula de prueba tiene una longitud de 700 mm.
- La válvula de control de presión ocupa un espacio de 80 mm.

La altura total del banco hidráulico para el estudio de la cavitación en válvulas hidráulicas es 3100 mm. Su anchura total es de 1350 mm. Todas estas dimensiones se pueden visualizar más cómodamente en la figura 14.

Figura 14. Dimensiones del banco hidráulico en mm.



Fuente: Autores del proyecto

La válvula de prueba se conecta aguas abajo con un visualizador de flujo de acrílico de 25 cm de largo que soporta sin ningún problema una presión de alrededor de 100 psi. Este elemento se construyó doblando una lámina de acrílico unida con soldadura líquida que soporta esta presión y se le instalaron adaptadores machos en sus extremos. Se dispuso un apoyo sujeto a la pared para restarle esfuerzos de tensión al acrílico que lo deformarían hasta la rotura.

Figura 15. Visualizador de flujo



Fuente: Autores del proyecto

2.2.2 Bomba centrífuga La energía hidráulica será provista por una bomba centrífuga marca Pedrollo de 1 HP de potencia, capacidad máxima de 80 lpm, y cabeza máxima de 45 psi disponible en el laboratorio de turbomáquinas hidráulicas, con tuberías de succión y descarga de una pulgada. La tubería de succión no necesita una válvula de pie para mantener cebada la bomba

debido a que la altura del nivel del tanque es mayor que la altura de la bomba.

La bomba va a ser anclada al suelo por medio de chazos industriales y bandas de neopreno con el fin de amortiguar las tensiones debidas a la vibración del motor. Los datos característicos de la bomba se suministran en la tabla 2.

Un parámetro importante que se debe definir para el buen funcionamiento es la cabeza neta de succión positiva $NPSH_D$ y debe ser mayor que un $NPSH_R$ por la bomba:

$$NPSH_D = \frac{P_b - P_v}{\rho g} + h_s - H_{friccion} = \frac{91675 - 4246}{996 * 9.8} + 0.3 = 9.25m$$

$$NPSH_D \geq NPSH_R = 2.5 m$$

Tabla 2. Datos de carga y capacidad de la bomba

H (psi)	Q (lpm)
30	82.018
32.2	76.297
34.2	70.716
36.1	66.624
38	61.296
40.2	53.586
42.1	46.230
44.1	37.000
46.0	21.671
48.3	7.993
49.4	0

Fuente: DIAZ, Giovanni; FIGUEREDO, Carlos; PEDRERO, Juan. Banco portátil de pruebas para bombas centrifugas. UIS 1994

2.2.3 Cálculo de pérdidas Las pérdidas debidas a la fricción y a la presencia de accesorios se pueden determinar por medio de la de la expresión de Darcy Waybach (ecuación 1.11) y la relación de coeficientes de resistencia o de pérdidas para accesorios donde se relaciona la caída de presión con el cuadrado de la velocidad de la siguiente manera:

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = H_f = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (2.1)$$

$$K_L = \frac{H_{\text{accesorio}}}{V^2 / 2g}$$

Estas expresiones pueden ser combinadas para obtener la pérdida de presión en unidades de longitud en función del cuadrado del caudal. Relación que es muy útil para un sistema de tuberías de longitud y diámetros constantes:

$$H_M = H_T + \left[\sum f_i \frac{l_i}{d_i} + \sum k_i \right] \frac{Q^2}{2gA^2} \quad (2.2)$$

Donde:

- H_m = Carga total (m)
- H_T = Altura estática (m)
- f_i = Coeficiente de fricción
- l_i = Longitud de tubería (m)
- d_i = Diámetro interior de la tubería (m)
- k_i = Coeficiente de pérdida en accesorios
- Q = Caudal (m³/s)
- A = Área de la sección transversal de la tubería (m²)
- g = Constante de gravedad (m/s²)

Algunos valores de coeficiente de pérdida para accesorios que han de ser utilizados en la ecuación anterior se ilustran en la siguiente tabla:

Tabla 3. Coeficientes de pérdida para accesorios del banco hidráulico

Accesorio	Ki	Cantidad	Ki total
Válvula de compuerta	0.3	2	0.6
Válvula de globo	10	1	10
Codos	0.9	3	2.7
Venturímetro	2.34	1	2.34
Succión	0.5	1	0.5
Acoples	0.08	3	0.24
Descarga	1	1	1
Universales	0.08	3	0.24
		Total K	17.62

Fuente: CAMERON, Hidraulic Data Ingersoll Rand

Los parámetros del sistema de tuberías iniciales son los siguientes:

Tabla 4. Variables sistema de tubería

Variable	Símbolo	Magnitud
Longitud tubería	L	5.45 (m)
Diámetro nominal tubería	D	2 (pulg) T. galvanizada
Diámetro interior de tubería	Di	0.05398 m
Caudal	Q	1.33x10 ⁻³ m ³ /s(80 lpm)
Viscosidad	μ	0.798x 10 ⁻³ Kg/m.s
Densidad	P	996Kg/m ³
Reynolds	Re	39155
Rugosidad	ε	0.15mm
Factor de fricción	f	0.029
Temperatura de bombeo	T	30°C
Presión de vapor	Pv	4246Pa
Presión barométrica(Bucaramanga)	Pb	13.3 (psi)

Fuente: CENGEL, Yunus A. Fundamentos y aplicación de la mecánica de fluidos

Teniendo en cuenta que la carga estática del sistema no existe, debido a que el nivel del tanque de succión y el nivel del tanque de descarga son el mismo en un sistema de recirculación, y utilizando las ecuaciones y parámetros descritos anteriormente obtenemos una caída de presión de 5 psi; valor que comparado con los datos de la tabla 2 es mínimo y por tanto la bomba trabajara de manera eficiente proporcionando las condiciones para el estudio del fenómeno de la cavitación en válvulas hidráulicas.

2.2.4 Válvula de prueba La característica más importante de la válvula de prueba es que pueda producir una gran caída de presión, de tal manera que la presión a la salida de la válvula sea menor o igual que la presión de vapor del líquido bombeado.

De todas las válvulas ofrecidas en el comercio local se encuentran dos buenas posibilidades para cumplir con este requisito, una válvula de aguja y una válvula de globo. La válvula de aguja sería la válvula ideal para realizar el estudio del fenómeno de la cavitación, sin embargo por razones económicas fue descartada, quedando seleccionada la válvula de globo que comparada con las válvulas de bola, compuerta y de mariposa tiene mayor capacidad de producir una gran caída de presión; y además sus datos de curva inherente son fáciles de conseguir y se muestran en la tabla 5:

Para saber la presión máxima a la entrada de la válvula nos apoyamos en la ecuación de Bernoulli y despreciando pérdidas y observando la tabla 2 tenemos que:

$$P_1 = 40 \text{ psi @ } 46.23 \text{ lpm}$$

Luego, sabiendo que la condición de cavitación en la válvula es que la presión a la salida de la válvula P_2 sea igual a la presión de vapor, tenemos que la caída de presión a través de la válvula es:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{valv}} &= P_1 - P_v \\ &= 40 - (-12.69) \\ &= 52.69 \text{ psi} \end{aligned}$$

Tabla 5. Coeficientes de flujo. Válvula de globo

COEFICIENTES DE FLUJO (Cv) PARA INTERNOS CON JAULA BALANCEADA (Apertura Rápida, Lineal e Igual Porcentaje)												
TAMAÑO DEL CUERPO	TAMAÑO DEL PUERTO	CARACTERÍSTICA DE FLUJO	PORCENTAJE DE APERTURA									
			10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
1"/ 25mm	1"/ 25mm	A. Rápida	.675	2.20	6.68	11.0	15.1	17.8	19.7	20.6	21.1	21.6
		Lineal	.355	1.01	2.48	5.46	8.43	11.3	14.3	16.9	18.6	19.6
		Igual %	.308	.565	1.21	2.63	4.83	8.16	12.4	15.5	17.8	18.9
1.5"/ 40mm	1.5"/ 38mm	A. Rápida	1.06	6.02	15.2	24.5	33.4	40	43.4	45.6	46.9	47.5
		Lineal	.906	3.26	7.35	13.1	20.2	27.7	34.5	39.8	43.5	45.5
		Igual %	.400	8.13	2.36	4.86	8.49	15.1	22.7	30.3	35.5	39.2
2"/ 50mm	2"/ 51mm	A. Rápida	2.03	9.34	24.8	40.5	52.8	59.4	64.2	67.6	69.8	71.3
		Lineal	1.51	4.87	11.0	20.3	30.9	41.5	50.2	57.0	61.4	64.8
		Igual %	.643	2.20	4.82	9.29	15.6	25.9	39.5	53.0	58.5	62.0
3"/ 80mm	3"/ 76mm	A. Rápida	4.63	14.5	37.2	65.4	86.0	100	109	114	117	119
		Lineal	3.23	8.30	19.6	37.6	55.8	73.7	88.9	101	110	117
		Igual %	.906	3.31	7.72	15.4	27.7	46.8	70.1	93.7	108	116
4"/ 100mm	4"/ 102mm	A. Rápida	12.4	40.8	85.6	128	159	179	193	199	201	203
		Lineal	8.57	21.2	42.7	68.5	94.0	120	145	168	184	195
		Igual %	2.83	9.09	19.5	33.9	52.0	79.8	119	159	185	195
6"/ 150mm	6"/ 152mm	A. Rápida	37.9	114	210	287	344	384	406	415	419	422
		Lineal	19.6	55.8	104	152	200	248	296	339	369	391
		Igual %	6.84	19.6	40.1	69.6	107	163	244	325	360	378
8"/ 200mm	8"/ 203mm	A. Rápida	95.9	257	434	596	713	777	818	833	837	841
		Lineal	55.3	125	224	324	422	521	618	705	752	790
		Igual %	18.1	44.1	86.9	143	221	346	494	642	728	756

Fuente: NORRISEAL. Sección 2 del catalogo. Boletín #2-7A. 04/94

Se puede calcular el coeficiente de flujo por medio de la ecuación 1.26 y teniendo en cuenta que la densidad relativa es la unidad:

$$Cv = Q \sqrt{\frac{Sg}{\Delta P}} = \frac{12.23 \text{ gpm}}{\sqrt{52.69 \text{ psi}}} = 1.68$$

Con este valor de Cv calculado entramos a la tabla 5 y determinamos el valor del porcentaje de apertura para el cual la válvula empieza a cavitación:

$$\% A_p = 10\%$$

Por tanto si tenemos un porcentaje de apertura de la válvula inferior a 10% la válvula empezara a sufrir el fenómeno de la cavitación.

2.2.5 Caudalímetro tipo venturi Se va a utilizar un caudalímetro tipo venturi por su facilidad de construcción, sencillez y bajo costo, este accesorio es de vital importancia para el banco debido a que se puede relacionar muy fácilmente el caudal con una variación proporcional de la presión a través de él. El incremento de la velocidad va acompañado de una disminución de la presión, pero como estamos tratando con un fluido incompresible se puede asegurar que el caudal permanece constante.

Sus dimensiones están determinadas por el diámetro de la tubería y una relación de diámetros β según normas ASME PTC 19.5 cuyas recomendaciones son:

Si $D=2$ (pulg) y $\beta = \frac{D_g}{D} = 0.5$. Donde "D" es el diámetro mayor y "Dg" el diámetro de la garganta del venturi:

Recomendación $\alpha \leq 21^\circ$ se escogió $\alpha = 15^\circ$

Recomendación $\theta \leq 15^\circ$ se escogió $\theta = 5^\circ$

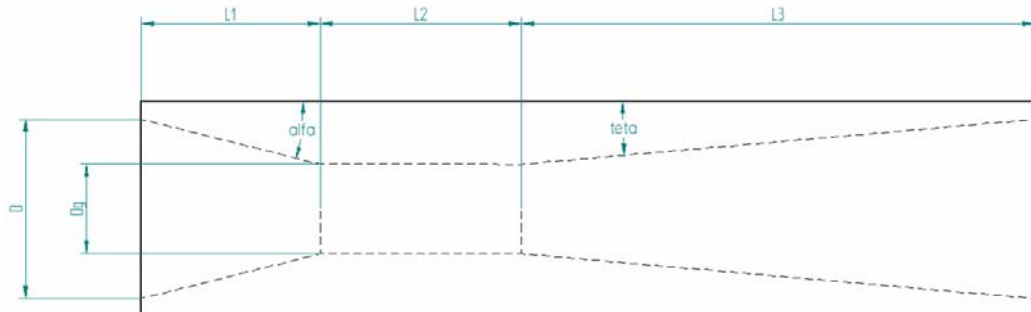
La longitud de venturi se puede determinar por medio de relaciones trigonométricas, obteniéndose los siguientes valores:

$L_1 = 2$ pulg. Longitud de la sección convergente.

$L_2 = 2.25$ pulg. Longitud de la garganta.

$L_3 = 5.75$ pulg. Longitud de la sección divergente.

Figura 16. Dimensiones del caudalímetro



Fuente: Autores del proyecto

Figura 17. Caudalímetro tipo venturi



Fuente: Autores del proyecto

Para instrumentar adecuadamente el venturi se construye un manómetro en U de mercurio para medir el diferencial de presión y de esta forma establecer

el caudal de trabajo del sistema. Utilizando el teorema de Bernoulli (ecuación 1.8) y la conservación de la masa (ecuación 1.1), y los datos de la bomba (tabla 2), obtuvimos la altura diferencial (h) de la columna de mercurio, aproximadamente de 30 mmHg para dimensionar el manómetro cuya longitud total fue de 220 mm, y el diámetro interno de 4 mm, y de espesor de pared de 1 mm.

El venturi tiene dos tomas de presión que se conectan al manómetro en U por medio de racores NPT de $\frac{1}{4}$ " , una a la entrada en el acople que une el venturi a la tubería, y la otra toma está situada en la parte media de la garganta del venturi. También la conexión entre venturi y manómetro está provista de una válvula de bola de $\frac{1}{4}$ " con el fin de mantener la columna de agua libre de la presencia de aire y asegurar una protección al manómetro diferencial al iniciar la operación del banco.

Una recomendación necesaria para la calibración del venturi es mantener una columna homogénea de líquido dentro de la tubería con el fin de conseguir condiciones de flujo uniforme a través del venturímetro y del sistema de tubería. La forma de proceder para este banco es realizar una extensión vertical del tubo de descarga cuya longitud es igual a la del banco hidráulico y seguidamente hacer el ajuste con probetas milimetradas y un cronómetro.

Figura 18. Manómetro diferencial del venturi



Fuente: Autores del proyecto

2.2.6 Medición de presión. Para seleccionar los manómetros utilizados para medir la presión aguas arriba y aguas abajo de la válvula de prueba, se realizó el cálculo correspondiente de presión del sistema en estos puntos por medio de la ecuación de Bernoulli seleccionándose finalmente manómetros tipo bourdon de un intervalo de 0-100 psi con una sensibilidad de 2 psi ubicados en la toma aguas arriba de la válvula y a la salida de la bomba; y un manovacuumetro tipo bourdon de 0-30 pulg Hg en vacío y 0-100 psi, con una sensibilidad de 2 psi, aguas abajo.

Figura 19. Válvula de prueba



Fuente: Autores del proyecto

2.2.7 Medición de temperatura Sabiendo de antemano que la temperatura de trabajo no está muy alejada de la temperatura ambiente, se seleccionó un termómetro bimetálico de carátula de conexión NPT $\frac{1}{4}$ de rango entre 0-70 °C, y que va instalado aguas arriba de la bomba como se puede ver en la siguiente figura:

Figura 20. Termómetro de carátula bimetálico



Fuente: autores del proyecto

3. EXPERIMENTACIÓN

3.1 GENERALIDADES

Antes de entrar a la realización de las pruebas es recomendable tener claros algunos conceptos básicos sobre los diferentes tipos de válvulas de control o estrangulación de caudal, también cabe hacer una contextualización previa dentro de la industria y hacer conciencia de la importancia económica de las válvulas dentro de una planta de proceso cualquiera. Se debe tener presente cuáles son las precauciones y cuidados con los diferentes elementos del banco hidráulico. En este orden de ideas se puede establecer que el objetivo principal es comprobar si en efecto se produce el fenómeno de la cavitación, y sino, buscar y hacer las modificaciones necesarias para que este fenómeno esté presente para poder realizar las curvas pertinentes a la válvula de prueba.

3.2 PRECAUCIONES CON LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

Para la puesta en marcha de una bomba centrífuga se deben seguir las siguientes recomendaciones:

- Verificar que la bomba esté cebada. De no ser así la bomba no va a cumplir su función de bombeo y el líquido no lubricará las partes internas de la máquina.
- Evitar el funcionamiento de la bomba en vacío ya que se pueden dañar las empaquetaduras y ocasionar fugas que disminuyen la eficiencia de la bomba.

- Comprobar que la bomba no está pegada, girando manualmente el eje de la bomba.
- Revisar cableado y conexiones eléctricas.
- Asegurarse de que la válvula de aspiración y de descarga estén totalmente abiertas.
- Se debe vaciar la bomba después de una parada prolongada.

Una vez puesta en marcha la bomba se deben tener las siguientes precauciones:

- Que no haya fugas en las empaquetaduras.
- Comprobar que los rodamientos no se calienten por mala lubricación.
- Verificar que no hayan ruidos extraños debido a ajustes inadecuados o fallas tales como la cavitación.
- Ver que el anclaje sea firme.
- Comprobar que no hayan fugas en la tubería.

3.3 PRECAUCIONES CON LOS MEDIDORES DE PRESIÓN DE VIDRIO

El banco dispone de un manómetro diferencial ubicado en la parte del venturi, y un vacuómetro ubicado aguas abajo de la válvula de prueba.

Como se describió anteriormente el tubo de vidrio va conectado a la tubería por medio de racores NPT de $\frac{1}{4}$ de pulgada. Estos racores, a su vez van conectados al vidrio por medio de una manguera. Conexión que debe estar bien asegurada para evitar algún tipo de accidente.

En la puesta de funcionamiento de la bomba se deben tener los tubos de vidrio del manómetro diferencial y del vacuómetro aislados por medio de una válvula de bola de diámetro de $\frac{1}{4}$ ” que mantendremos cerrada.

Para poner en servicio el manómetro diferencial del venturímetro se debe tener seguridad que las dos válvulas de bola conectadas a cada extremo del

tubo de vidrio sean abiertas al mismo tiempo, con el fin de impedir el paso del mercurio hacia la tubería. Del mismo modo, una vez terminada la práctica, el manómetro diferencial debe ser aislado de la tubería cuando ésta no esté presurizada es decir, la válvula de prueba y la válvula de control de presión deben estar totalmente abiertas.

Para el correcto funcionamiento del vacuómetro de vidrio se debe verificar que efectivamente la presión aguas abajo de la válvula de prueba tenga un valor menor a la presión atmosférica por medio de un manovacúmetro conectado en paralelo al tubo de vidrio.

3.4 CALIBRACIÓN DEL CAUDALÍMETRO

Para la calibración del caudalímetro se necesitó de un juego de probetas graduadas con el fin de medir el tiempo que tarda en llenarse un volumen determinado, un cronometro, un manómetro diferencial de vidrio tipo mercurio cuya diferencia de altura sirva para determinar el flujo volumétrico a través de la tubería y mantener las condiciones de la tubería estables por medio de una extensión vertical de la tubería de descarga.

El objetivo de calibrar el venturi es conseguir una relación entre la altura diferencial y el caudal por medio de una expresión dada por:

$$Q = KH^N \quad (3.1)$$

Donde:

K es una constante definida para un rango específico.

H es el diferencial de presión expresado en diferencia de altura.

N coeficiente que teóricamente debe ser igual a $\frac{1}{2}$.

Aplicando las propiedades de logaritmos naturales se obtiene:

$$\ln Q = \ln K + N \ln H \quad (3.2)$$

Esta es una expresión que resulta ser de la forma $y = mx + b$.

La metodología de medición será que para cada altura diferencial marcada por el manómetro de vidrio se tomen varios valores de volumen y tiempo, para diligenciar la siguiente tabla:

Tabla 6. Formato de calibración del caudalímetro

V(ml)	t(seg)	H(mmHg)	Q(lpm)

Fuente: Autores del proyecto

Donde:

V = volumen de probeta

t = tiempo de llenado de probeta

H = altura diferencial del caudalímetro

Q = caudal calculado

Luego se procede calcular un caudal promedio: Q_{prom} . Este proceso se sigue hasta obtener un número apreciable de parejas H, Q_{prom} , y así poder diligenciar la siguiente tabla:

Tabla 7. Formato de caracterización del caudalímetro

$\ln(Q_{prom})$	$\ln(H)$

Fuente: Autores del proyecto

Hecha la descripción de la metodología a seguir para la calibración del caudalímetro se pueden presentar las tablas diligenciadas y los resultados obtenidos de la siguiente manera:

Prueba #1:

h (mmHg)	V (ml)	t (s)	Q (l/m)	Qprom (l/m)
6	1200	2.38	30.2521	32.46643
	1075	1.92	33.59375	
	1800	2.92	36.9863	
	1800	3.29	32.82675	
	1675	3.09	32.52427	
	1550	3.25	28.61538	

Prueba #2

h (mmHg)	V (ml)	t (s)	Q (l/m)	Qprom (l/m)
17	2000	2.39	50.20921	49.01489
	2000	2.7	44.44444	
	2000	2.3	52.17391	
	1850	2.27	48.89868	
	1850	2.24	49.55357	
	2050	2.52	48.80952	

Prueba #3

h (mmHg)	V (ml)	t (s)	Q (l/m)	Qprom (l/m)
21	2540	2.77	55.01805	57.61165
	1850	1.91	58.11518	
	1750	1.81	58.01105	
	1700	1.72	59.30233	
	1800	1.90	56.84211	
	2000	2.10	57.15284	

Prueba #4

h (mmHg)	V (ml)	t (s)	Q (l/m)	Qprom (l/m)
28	1750	1.68	62.50000	59.71044
	2140	1.93	66.5285	
	1740	1.81	57.67956	
	1820	1.95	56.00000	
	2150	2.31	55.84416	
	1750	1.68	62.50000	

Prueba #5

h (mmHg)	V (ml)	t (s)	Q (l/m)	Qprom (l/m)
34	2700	2.3	70.43478	66.79634
	1800	1.71	63.15789	
	2100	1.80	70.00000	
	2550	2.33	65.47900	
	1980	1.83	64.98562	
	1770	1.59	66.72075	

Graficamos los valores logarítmicos de estos datos, así:

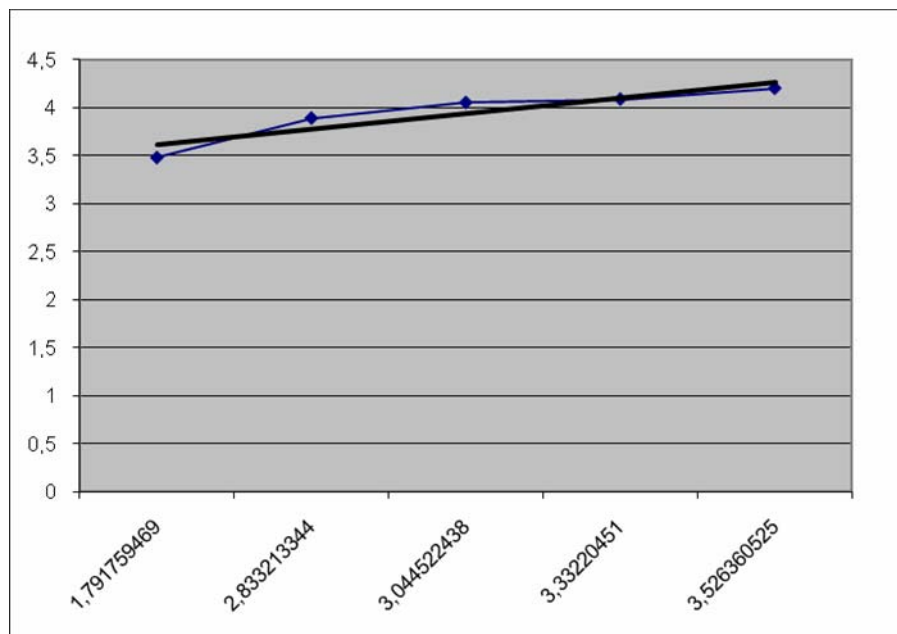
Tabla 8. Datos de la calibración del caudalímetro

h (mmHg)	Q (l/min)		Ln(h)	Ln(Q)
6	32.46643	→	1.79175	3.48020
17	49.01489		2.83321	3.89212
21	57.61165		3.04452	4.05372
28	59.71044		3.33220	4.08950
34	66.79634		3.52636	4.20164

Fuente: Autores del proyecto

Graficando el conjunto de parejas Ln(h) y Ln(Q) obtenemos la curva característica del caudalímetro:

Figura 21. Curva característica del caudalímetro tipo venturi



Fuente: Autores del proyecto

La ecuación de la línea de tendencia es:

$$\ln(Q) = 0.164\ln(h) + 3.4514$$

Luego,

$$Q = 31.54 \cdot h^{0.164} \quad (3.3)$$

Finalmente, la anterior es la ecuación que nos ayudará a obtener el caudal que atraviesa el venturi y que circula por el sistema, partiendo de la altura diferencial de las columnas de mercurio del caudalímetro.

En el anexo D encontraremos la ecuación para la recalibración del flujómetro para el banco final.

3.5. ENSAYOS Y CURVAS

Después de atender las consideraciones y recomendaciones de arriba procedemos a realizar las pruebas necesarias para demostrar la presencia de la cavitación. Se probará una válvula de globo de dos pulgadas de diámetro. Las curvas requeridas son:

- Característica hidráulica de la válvula
- Coeficiente de flujo vs porcentaje de apertura de la válvula
- Número de cavitación vs caudal
- Caracterización de la bomba

Iniciamos el ensayo estableciendo a qué porcentaje de apertura corresponde el número de vueltas en la válvula de globo. Doce vueltas son necesarias para abrir completamente la válvula; los siguientes porcentajes se determinan proporcionando el número de vueltas según el dato anterior.

La prueba va así: para un porcentaje de apertura determinado variamos el caudal con la válvula V_1 ubicada después de la bomba, el ensayo inicia con la válvula V_1 totalmente cerrada y continúa con su apertura paso a paso de forma tal que para un valor de caudal dado se puedan tomar valores de presión a la entrada y a la salida de la válvula de prueba. Este procedimiento se repite para el resto de las posiciones de la válvula de prueba hasta tener los datos suficientes para graficar las curvas requeridas.

3.6. VISUALIZACIÓN DEL FENÓMENO DE LA CAVITACIÓN EN EL SISTEMA HIDRAULICO 1

Antes de empezar a tomar datos debemos estar seguros que el fenómeno de la cavitación está sucediendo, para esto mantenemos la capacidad de la bomba en su punto máximo abriendo totalmente la válvula V_1 . También se debe manipular la carrera de la válvula de prueba desde de la apertura hasta el cierre casi total. Un indicio claro de la cavitación es el burbujeo que se produce a la salida de la válvula y que se puede observar en el tubo de acrílico, también se puede apreciar una presión de vacío aguas abajo de la válvula, el cual, en teoría, debe alcanzar la presión de vapor. Ese vacío es medido por un vacuómetro de carátula o un vacuómetro en U.

Al hacer la prueba de visualización con el sistema hidráulico 1 encontramos que no ocurre ninguno de los efectos mencionados anteriormente, lo que nos enfrenta al problema de conseguir el fenómeno de la cavitación y a confrontar una realidad con la teoría. El dilema planteado muestra que inducir la cavitación es una tarea ardua y casi que imposible, sin embargo nos dimos a la tarea de efectuar algunos cambios al diseño inicial con el fin de salvar el obstáculo que se acaba de presentar.

3.6.1. Sistema hidráulico 2

La causa de que el banco sea de anticavitación es porque la presión atmosférica está actuando a la salida de la válvula lo cual impide que se den las condiciones de vacío necesarias para la producción del fenómeno. Por esta razón, la primera solución planteada y puesta en práctica fue incrementar la altura de succión desde un valor nulo hasta un valor de -2.65 m, es decir el nivel del tanque queda por debajo del eje de la bomba tal como se muestra en las figura 22 y 23, con esto conseguimos que la presión disminuya desde la presión atmosférica en el espejo del tanque hacia arriba en el tubo de descarga consiguiendo presiones de vacío a la salida de la válvula de prueba.

Para este cambio hubo necesidad de incrementar la longitud de la tubería de descarga en un valor de 6.4m. Así mismo, la longitud de la tubería de succión se incrementó en un valor de 7.6 m.

Una característica importante de este nuevo sistema es que se hace necesario el uso de una válvula de pie para mantener cebada la bomba antes de empezar a funcionar y también es necesario el incremento del volumen del tanque a un valor de 120 litros.

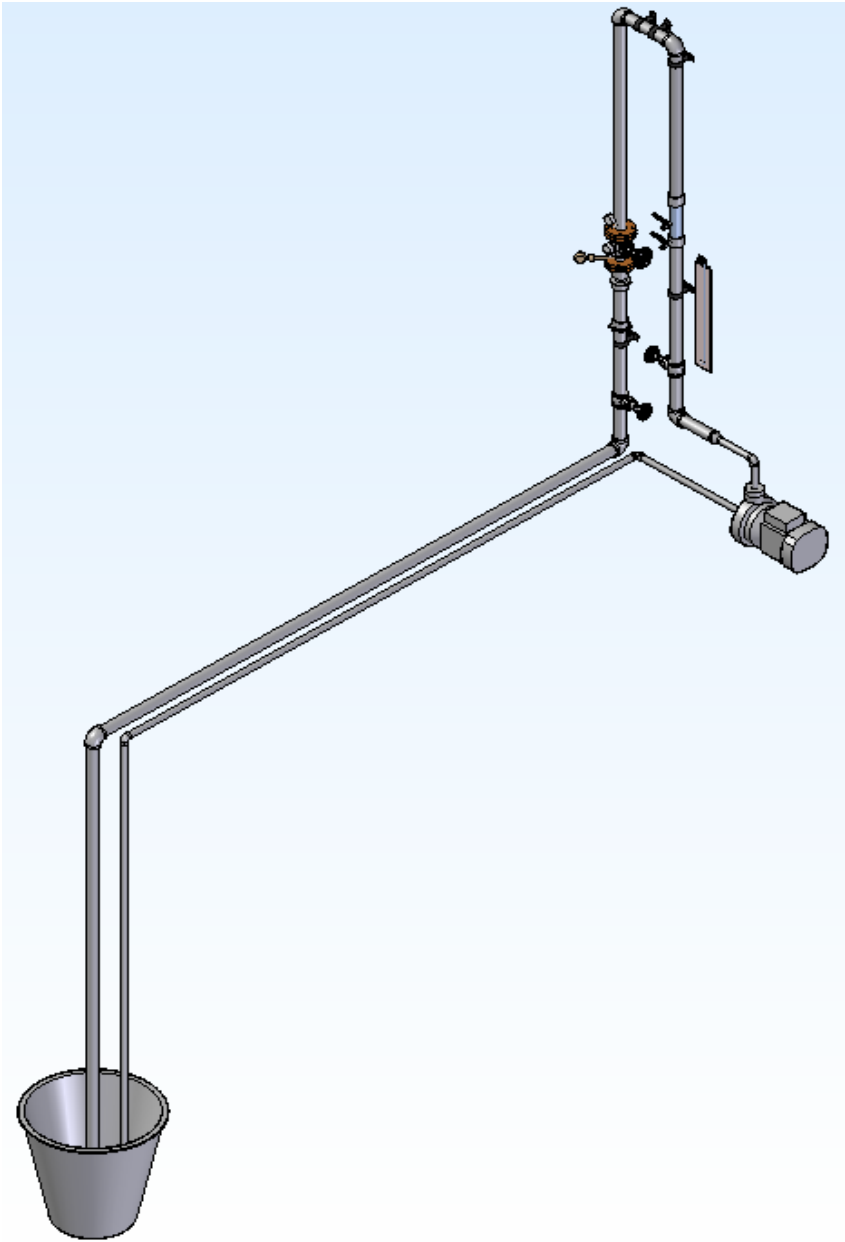
Figura 22. Detalle del sistema hidráulico 2



Fuente: Autores del proyecto

Con este segundo sistema hidráulico los resultados son más favorables. Como se puede ver en la figura 24, ya se puede observar una pequeña turbulencia en forma de remolino que se produce cuando el porcentaje de apertura es menor de un 10% y a medida que el porcentaje de apertura disminuye el remolino se intensifica. Sin embargo, esta turbulencia no es considerada aun cavitación, sino se considera que es debida a un vórtice formado por el cierre de la válvula.

Figura 23. Esquema del sistema hidráulico 2.



Fuente: Autores del proyecto

Figura 24. Resultado del sistema hidráulico 2 (Turbulencia de chorro $A_p=5\%$)



Fuente: Autores del proyecto

Ya hemos dado un paso adelante en el desarrollo de nuestro objetivo de alcanzar el fenómeno de la cavitación. El ejercicio anterior sugiere que la presencia de la cavitación sucede con porcentajes de apertura inferiores al 10%. Sin embargo hace falta producir más vacío a la salida de la válvula e incrementar la caída de presión en la válvula de prueba.

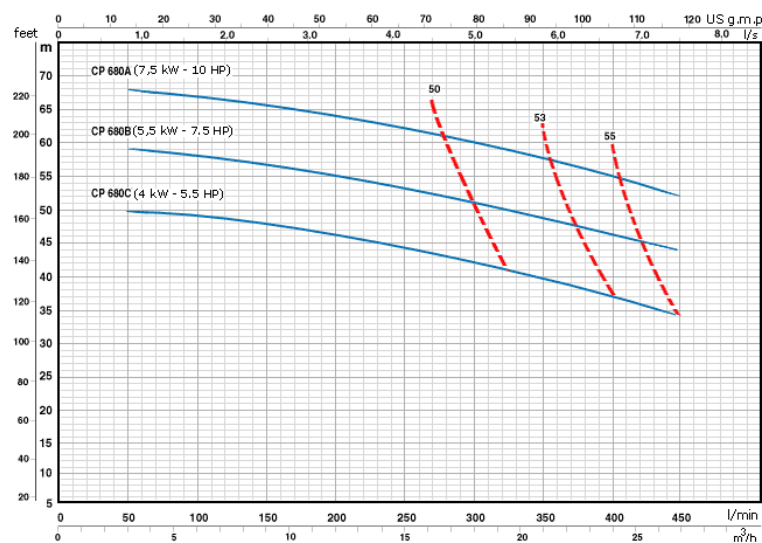
Teóricamente necesitamos una caída de presión de 52 psi para conseguir el fenómeno, en nuestro ensayo conseguimos una caída máxima de presión de 40 psi. Adicionalmente, el máximo vacío que se produce es de 5 psi (258mmHg) siendo necesaria una depresión de 12.7 psi para producir la cavitación, por esto se hace necesario otro ajuste al banco de cavitación.

3.6.2 Sistema hidráulico 3

Consultando con los empíricos, los problemas mencionados anteriormente se deben al tamaño de la bomba y al cambio brusco entre el diámetro de descarga de la bomba y el diámetro del sistema de tubería.

La solución obvia para estos problemas es reemplazar la bomba de 1 HP de potencia por una más grande, de mayor capacidad, y que los diámetros de succión y descarga coincidan con el diámetro de la tubería. Efectivamente se consiguió una bomba de la casa Pedrollo que satisface las necesidades del sistema. La referencia de esta nueva bomba es CP 680C de 5.5HP y 3450 rpm con cabeza máxima de 50 m y caudal máximo 450lpm, cuya curva característica se presenta en la figura 25:

Figura 25. Curva característica bomba pedrollo CP 680C



Fuente: Catalogo bombas centrifugas CP680. PEDROLLO Colombia

Con este nuevo cambio se consigue otro sistema hidráulico, que como se ve en las figuras 26 y 27 su novedad radica en la nueva bomba y en el cambio de diámetro de la tubería de succión de una a dos pulgadas.

El resultado obtenido por el segundo cambio realizado al banco hidráulico es la intensificación de la turbulencia y la aparición de burbujeo, tal como se puede observar en la figura 28. La presencia de burbujas que salen de la válvula se visualizan en la sección de acrílico, y son un síntoma inequívoco de que el fenómeno está sucediendo; sabiendo de antemano que el banco no permite la entrada de bolsas de aire al sistema, pues el flujo está libre de ellas cuando el banco funciona con todas sus válvulas abiertas, aunque el tanque este abierto a la atmósfera y se utilice para descargar igualmente que para succionar.

Figura 26. Detalle del sistema hidráulico 3.



Fuente: autores del proyecto

Figura 27. Esquema del sistema hidráulico 3.



Fuente: autores del proyecto

A pesar de que se cumple una de las características de la cavitación, se hace necesario intensificar el fenómeno y hacer que se incremente la presión de vacío, por lo cual realizará una nueva modificación. La presión de vacío a la salida de la válvula crece hasta unos 7psi y la caída de presión da un valor máximo de 57psi para un caudal 31.9gpm. La presión máxima aguas arriba de la válvula es 60 psi haciéndose necesario una caída de presión de 72.7 psi para alcanzar la presión de vapor.

La idea de este trabajo es agotar todas las posibilidades a fin de cumplir nuestro objetivo de conseguir una cavitación intensa por tanto procedemos realizar el siguiente cambio.

Figura 28. Resultado del sistema hidráulico 3 (cavitación incipiente)



Fuente: Autores del proyecto

3.6.3 Sistema hidráulico 4. La razón para que la caída de presión sea insuficiente y no se alcance la presión de vapor, es que el área efectiva de paso de fluido a través de la válvula de prueba es demasiado grande. La solución a este problema es cambiar la válvula de prueba por una válvula de aguja, sin embargo esta estrategia de solución resulta inviable en términos económicos. Como se puede ver en la figura 29, una solución alterna y sencilla es disminuir el área efectiva de la válvula de prueba por medio del cambio del disco obturador por un cono que imite las condiciones de una válvula de aguja.

Figura 29. Detalle sistema hidráulico 4.



Fuente: Autores del proyecto

El cono se diseñó así:

Diámetro mayor: $D=4.8$ cm (diámetro del asiento de la válvula)

Diámetro menor: $d=2.0$ cm

Longitud permisible: $L=3.6$ cm

$$\frac{D - d}{2L} = 0.4236$$

$$0.4236 * 57.3 = 24.27$$

Según Casillas⁶, el ángulo del cono será 22° 57'

La diferencia de áreas de paso de flujo, con el obturador completamente abierto es:

Área original de paso de flujo con el disco= 20.03 cm²

Área modificada de paso de flujo con el cono=16.12 cm²

Esto implica que la válvula modificada redujo su diámetro de orificio equivalente a 45.30 mm o 1.78 pulgadas.

Con la modificación en el alma de la válvula se obtienen los mismos resultados que con el ejercicio anterior con la singularidad de que se presenta un ruido agudo a medida que el porcentaje de apertura va disminuyendo, lo que nos indica que vamos por buen camino y todavía queda una posibilidad para producir un incremento adicional de la presión de vacío aguas abajo de la válvula de prueba.

⁶ A.L. CASILLAS. Máquinas, cálculo de taller. Ed: Casillas

3.6.4 Sistema hidráulico 5

El último recurso que tenemos para aumentar las condiciones de vacío es aumentar la longitud de la tubería de descarga. También intentaremos disminuir su diámetro, con el fin de mantener una columna de líquido uniforme en la tubería que está inmediatamente aguas abajo de la válvula de prueba, sin usar la válvula V2 que constituye un posible foco de perturbaciones en la realización de los ensayos.

Para reducir el diámetro de la tubería se utiliza un reductor de 2:1, es decir el último tramo de la tubería de descarga queda de 1 pulgada de diámetro tal como se ve en la figura 30. Seguidamente, después de comprobar los efectos por el cambio de diámetro se procede a extender la tubería de descarga en una longitud de 20.9 metros tal como se ve en la figura 31, y el esquema del banco definitivo se muestra en la figura 32, las dimensiones completas se encuentran en el anexo C.

Los resultados obtenidos con el último cambio se acercan más a lo que estamos buscando, la presión máxima de vacío que se obtiene es de 10psi. Observamos la separación de fases, pérdida de columna de agua y flujo caótico tal como se muestra en las figuras 33, 34, 35 lo que consideramos claro indicio de una cavitación más intensa que la incipiente de los ejercicios anteriores. De acuerdo con todo este proceso de cambios y ensayos realizados sobre el banco inicialmente diseñado se puede decir que en las válvulas, la cavitación puede estar presente sin que la presión absoluta aguas abajo sea igual o menor que la presión de vapor. Esto no quiere decir que no se alcance la presión de vapor de alguna manera, lo que sucede es que efectivamente la

presión desciende a dicho valor pero de una manera focalizada, puntual, local y no global. Bajo estas condiciones se puede visualizar el inicio del fenómeno por medio de un remolino de pequeñas burbujas que se forman a la salida de la válvula que se va intensificando hasta llegar a un flujo totalmente caótico facilitando la separación de fases, y con el tiempo puede producir la pérdida de la columna de agua aguas abajo de la válvula de prueba.

El trabajo realizado sobre el banco de cavitación se puede resumir así:

- Cambio en la ubicación del tanque.
- Cambio de la bomba.
- Cambio en el obturador de la válvula de prueba.
- Cambio en el diámetro de la tubería de descarga.
- Cambio de longitud de la tubería de descarga.

Efectuadas todas las modificaciones necesarias para la consecución del fenómeno de la cavitación se puede entrar a realizar el análisis de pérdidas del banco hidráulico final, y también desarrollar las pruebas pertinentes a la válvula de prueba.

Figura 30. Detalle 1. Sistema hidráulico 5



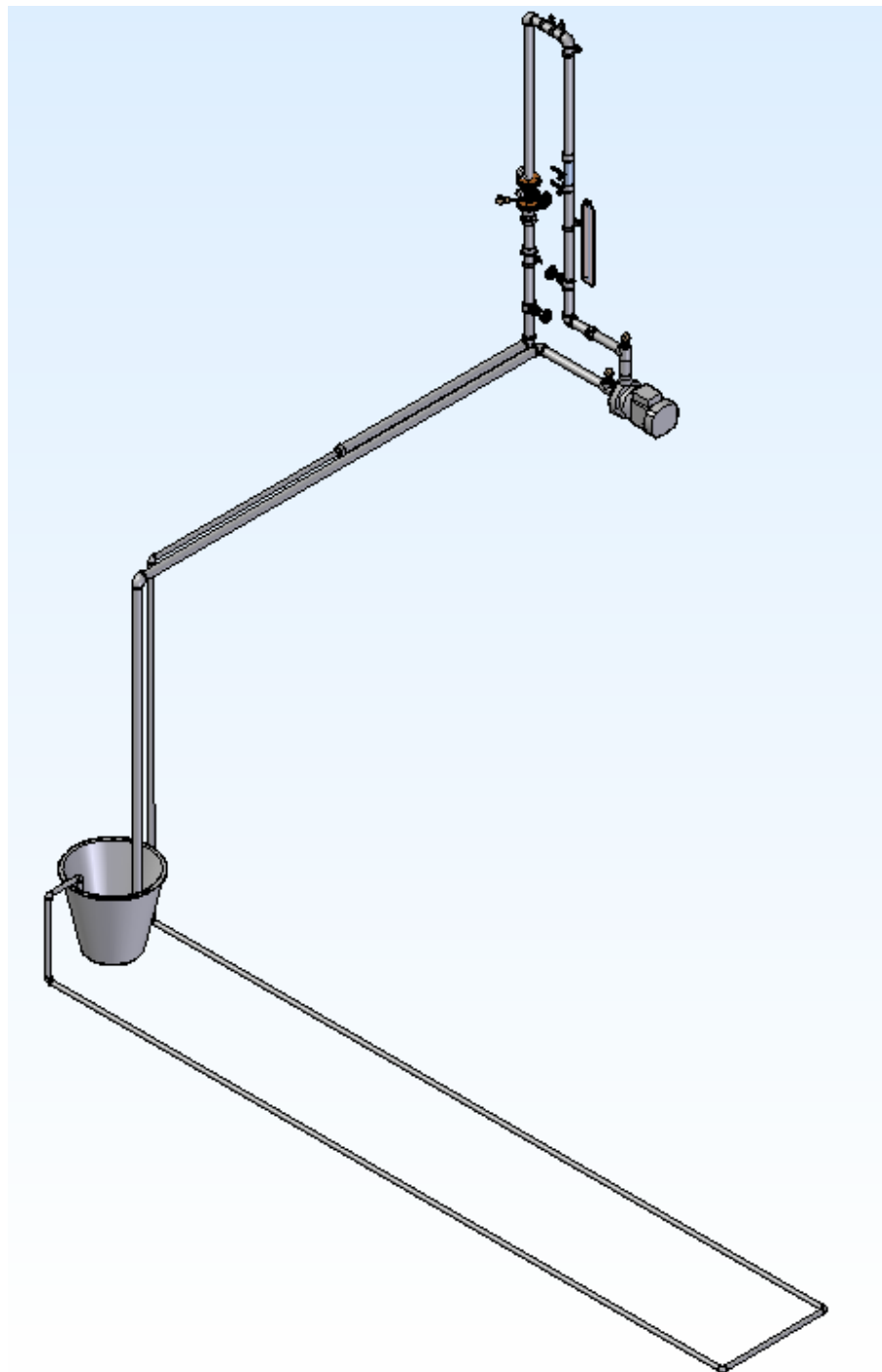
Fuente: Autores del proyecto

Figura 31. Detalle 2. Sistema hidráulico 5



Fuente: Autores del proyecto

Figura 32. Esquema del sistema hidráulico 5



Fuente: Autores del proyecto

Figura 33. Inicio separación de fases



Fuente: Autores del proyecto

Figura 34. Pérdida de la columna de agua



Fuente: Autores del proyecto

Figura 35. Flujo caótico e inestable



Fuente: Autores del proyecto

3.7 CÁLCULO DE PERDIDAS ÚLTIMO ARREGLO DEL BANCO HIDRAULICO

Tabla 9. Propiedades del fluido de trabajo

Densidad	ρ	996 Kg/m ³
Viscosidad absoluta	μ	0.798x 10 ⁻³ Kg/m.s
Caudal	Q	3.85x10 ⁻³ m ³ /s (231 lpm)
Presión barométrica	Pb	13.3 psi
Temperatura	T	30 °C
Presión de vapor	Pv	4246 KPa (0.61psi)

Fuente: Autores del proyecto

Tabla 10. Parámetros Sección tubería galvanizada 2"

Diámetro interior	Di= 0.05398 m
Longitud de tubería	L= 4.78m
Rugosidad de tubería	€= 0.15mm
Reynolds	Re= 113343
Coefficiente de fricción	f= 0.0245

Fuente: Autores del proyecto

Tabla 11. Coeficientes de resistencia para Accesorios tubería galvanizada

Accesorio	K	Cantidad	∑Ki
T	1.1	1	1.1
Codo	0.9	3	2.7
Valv. compuerta	0.2	2	0.4
Valv. prueba	21	1	21
Venturi	2.4	1	2.34
Universales	0.08	2	0.16
Uniones	0.08	4	0.32
			28.02

Fuente: Autores del proyecto

Utilizando las siguientes relaciones se puede calcular pérdidas por fricción y pérdidas menores:

$$H_{f1} = \frac{8fLQ^2}{\pi^2 gD^5} = 0.31m$$

$$H_{m1} = \frac{8kQ^2}{\pi^2 gD^4} = 4.05m$$

Tabla 12. Parámetros Sección tubería PVC 2"

Diámetro interior	Di= 0.05398m
Longitud de descarga	Ld= 2.12m
Longitud de succión	Ls= 7.5m
Rugosidad de tubería	€= 0
Reynolds	Re=113343
Coeficiente de fricción	f=0.017

Accesorios tubería PVC 2"

<i>Accesorios Desc.</i>	K	Cantidad	∑Ki
Codo	0.9	1	0.9
Reducción	0.4	1	0.4
uniones	0.08	2	0.16
			1.46
<i>Accesorios succ.</i>	K	Cantidad	∑Ki
Valv. de pie	8	1	8
Unión	0.08	2	0.16
Codos	0.9	2	1.8
			9.96

Fuente: Autores del proyecto

Las pérdidas por fricción y de accesorios en la zona de descarga y de succión están determinadas por:

$$H_{f2} = \frac{8fLQ^2}{\pi^2 gD^5} = 0.096m$$

$$H_{fsuccion} = \frac{8fLQ^2}{\pi^2 gD^5} = 0.34m$$

$$H_{m2} = \frac{8kQ^2}{\pi^2 gD^4} = 0.21 m$$

$$H_{msuccion} = \frac{8kQ^2}{\pi^2 gD^4} = 1.44m$$

Tabla13. Parámetros Sección de tubería PVC 1"

Diámetro interior	Di= 0.02699 m
Longitud de tubería	L= 20.92 m
Rugosidad de tubería	€= 0
Reynolds	Re= 226686
Coefficiente de fricción	f= 0.0155

Accesorios tubería PVC 1"

Accesorios Desc.	K	Cantidad	∑Ki
Codo	0.9	6	5.4
Uniones	0.08	8	0.64
Salida sumergida	1	1	1
			7.04

Fuente: Autores del proyecto

Utilizando las siguientes relaciones se pueden calcular las pérdidas por fricción y pérdidas menores en la tubería de 1":

$$H_{f3} = \frac{8fLQ^2}{\pi^2 gD^5} = 27.86\text{m}$$

$$H_{m3} = \frac{8kQ^2}{\pi^2 gD^4} = 16.26\text{m}$$

Sumando todas las pérdidas, tenemos que la pérdida total y las pérdidas en la succión son:

$$H_T = H_{f1} + H_{f2} + H_{f3} + H_{m1} + H_{m2} + H_{m3}$$

$$H_T = 48.78\text{m}$$

$$H_S = H_{fs} + H_{ms}$$

$$H_S = 1.78\text{m}$$

Como se ha observado, tanto las pérdidas de fricción como las de los accesorios son función cuadrática del caudal. Por tanto se puede obtener una curva del sistema de la siguiente manera:

$$H_T = 0 \text{ (altura estática)}$$

$$H = H_T + kQ^2$$

$$H = 9.93 \times 10^{-4} Q^2$$

3.8 RESULTADOS Y CURVAS

A continuación se muestran los resultados y curvas obtenidas de las pruebas hechas a la válvula y bomba. Incluimos la curva obtenida de los puntos medidos del banco y su regresión en otra grafica:

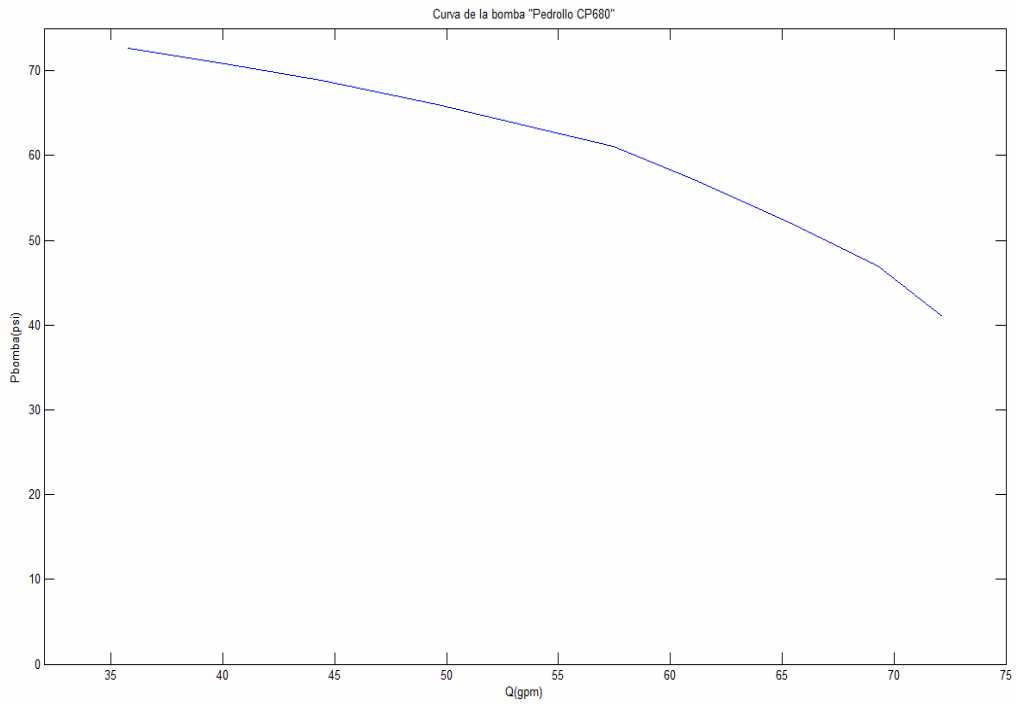
3.8.1 Caracterización de la bomba

Tabla 14. Toma de datos en la bomba pedrollo CP 680C 5.5 HP

Ps (psi)	Pd (psi)	P _{bomba} (psi)	V(m/s)	Qb (gpm)
-5,47	67,2	72,67	1,04	35,74770265
-6,57	66	72,57	1,34	46,05953995
-7,91	63,4	71,31	1,64	56,37137725
-9,15	60,6	69,75	1,85	63,58966336
-9,77	59,8	69,57	1,93	66,33948664
-10,55	56	66,55	2,05	70,46422156
-10,61	49,8	60,41	2,07	71,15167738
-10,62	40	50,62	2,09	71,8391332
-10,64	35,6	46,24	2,11	72,52658902
-10,65	30,4	41,05	2,1	72,18286111

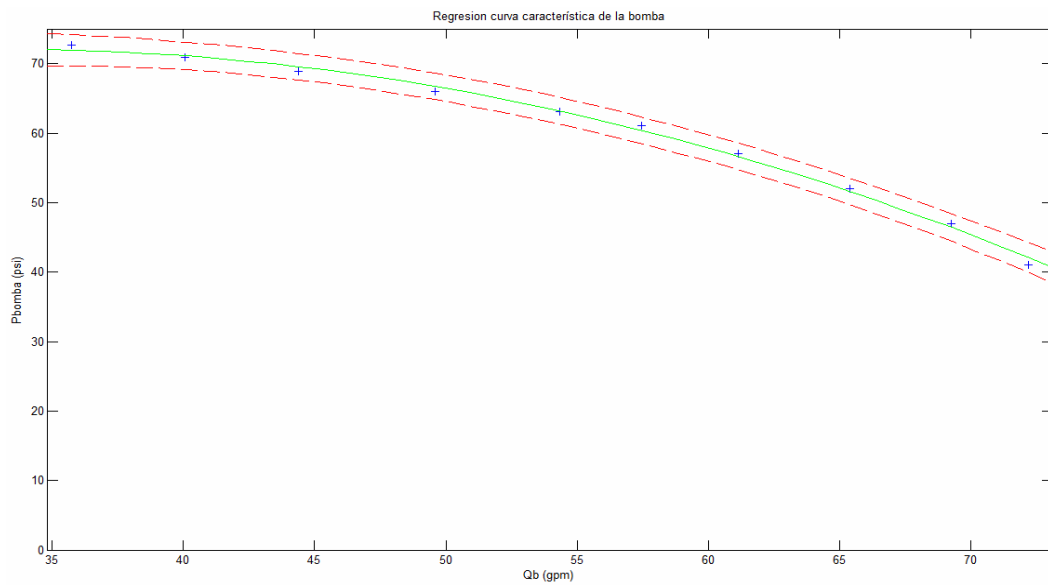
Fuente: Autores del proyecto

Figura 36. Curva carga total Vs capacidad, bomba pedrollo CP 680C 5.5 HP



Fuente: Autores del proyecto

Figura 37. Regresión de datos carga total Vs capacidad Bomba pedrollo CP 680C 5.5 HP



Fuente: Autores del proyecto

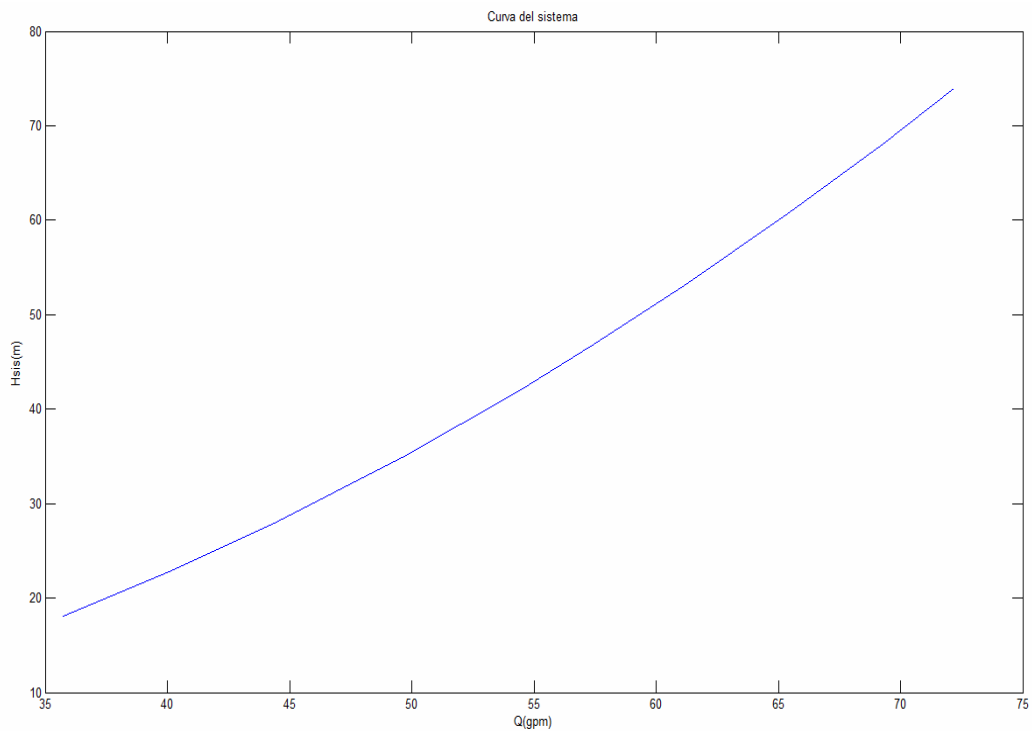
Las graficas 36 y 37 representan la curva característica de la bomba que coincide en buena medida con la curva teórica dada por el fabricante y que se observa en la figura 25.

3.8.2 Curva del sistema de tuberías

La ecuación del sistema la obtuvimos del análisis en la sección 3.7:

$$H = 9.93 \times 10^{-4} Q^2$$

Figura 38. Curva del sistema de tubería.

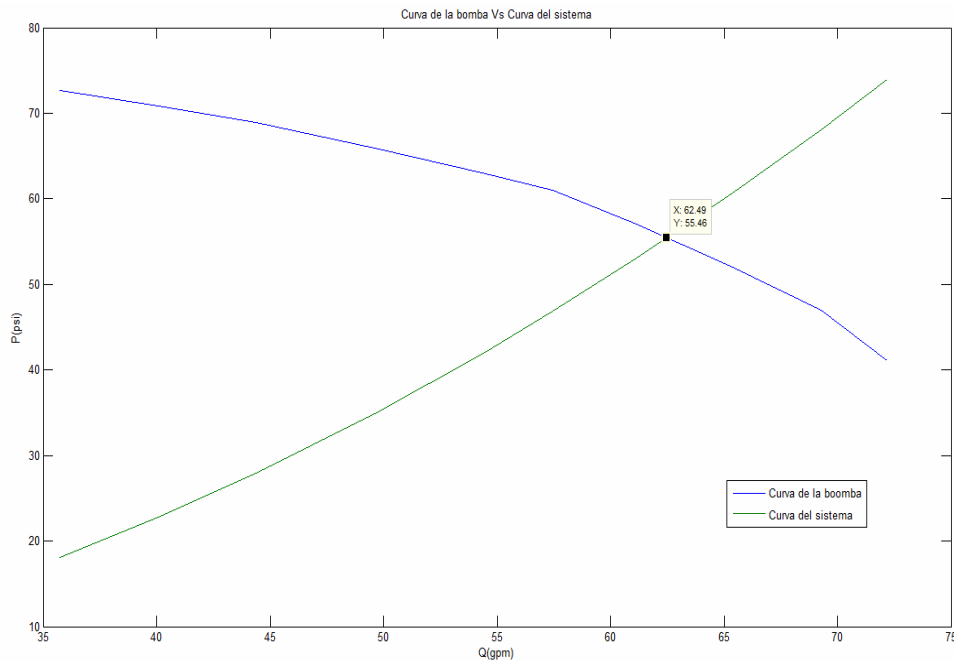


Fuente: Autores del proyecto

3.8.3 Curva bomba Vs curva sistema

Como se explicó arriba la intersección de estas dos curvas representa el punto óptimo de operación de la bomba:

Figura 39. Punto de operación de la bomba centrífuga CP 680C 5.5 HP.



Fuente: Autores del proyecto

Punto óptimo de operación de la bomba: Q= 62.49 gpm, P= 55.46 psi

3.8.4 Caracterización de la válvula de prueba

Graficamos la curva característica de caudal contra caída de presión para diferentes aperturas de la válvula de prueba. La primera curva es la obtenida de los datos medidos y la segunda la regresión cuadrática de la anterior, aquí encontramos el coeficiente de flujo cuando el $\Delta P = 1$ psi. La tercera curva es la del coeficiente de cavitación, calculado según la ecuación 1.35 considerando una presión de vapor de 0.61psi para agua a 30 °C, esta temperatura la

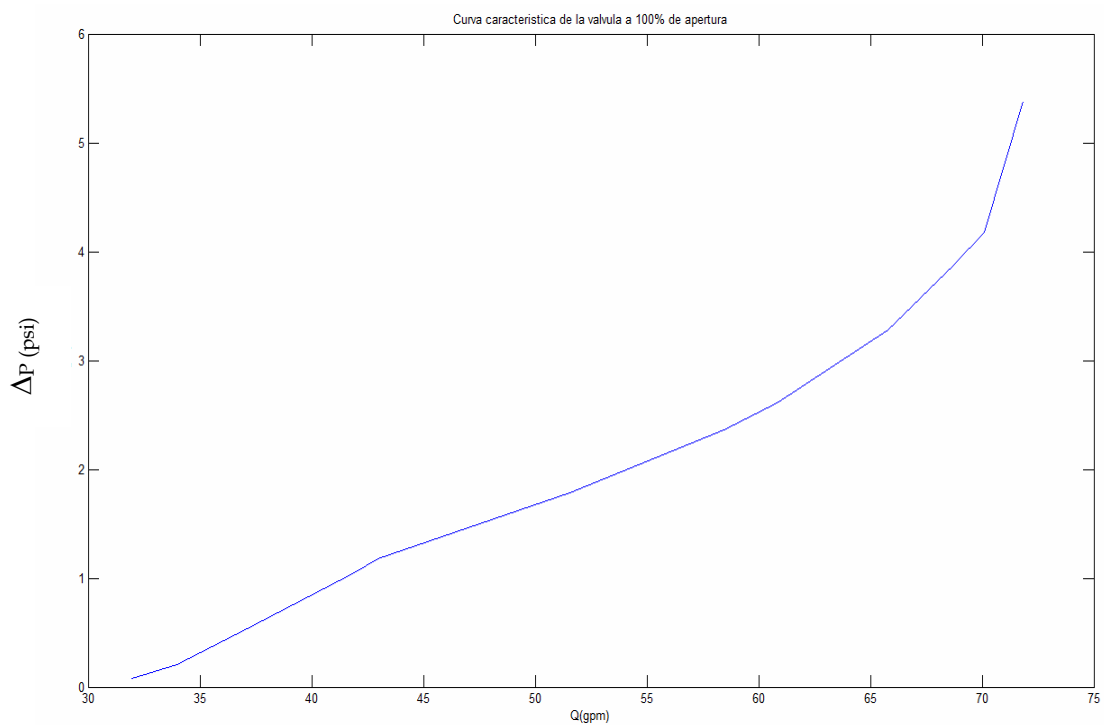
mantendremos constante para la toma de datos.

Tabla 15. Prueba #1. Apertura de válvula = 100%

P1 (psi)	P2 (psi)	$\Delta P_{\text{válvula}}$ (psi)	V(m/s)	Q (gpm)	C_v	σ
0,50	0,42	0,08	0,93	31,97	113,02	164,88
4,40	4,19	0,21	0,94	32,31	70,51	81,38
6,00	5,46	0,54	1,08	37,12	50,52	34,61
7,40	6,35	1,05	1,22	41,93	40,92	19,13
9,80	8,62	1,18	1,25	42,97	39,55	19,06
12,80	11,02	1,78	1,50	51,56	38,65	14,32
16,20	13,84	2,36	1,70	58,43	38,04	12,24
18,80	16,19	2,61	1,77	60,84	37,66	12,07
21,40	18,12	3,28	1,86	63,93	35,30	10,39
24,40	20,52	3,88	2,00	68,75	34,90	9,56
25,40	21,22	4,18	2,04	70,12	34,30	9,11
27,80	22,42	5,38	2,09	71,84	30,97	7,53

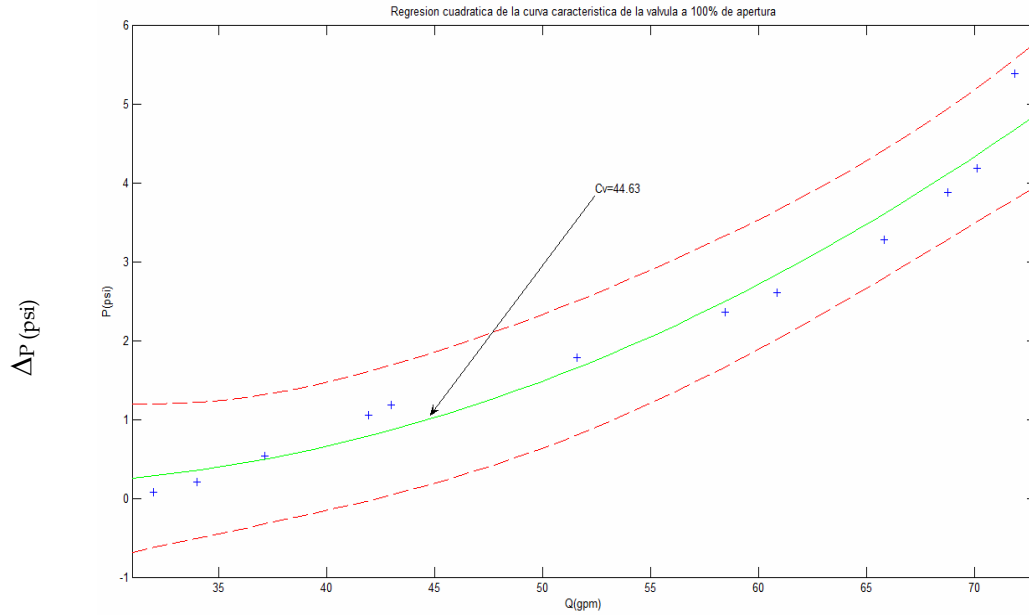
Fuente: Autores del proyecto

Figura 40. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=100\%$



Fuente: Autores del proyecto

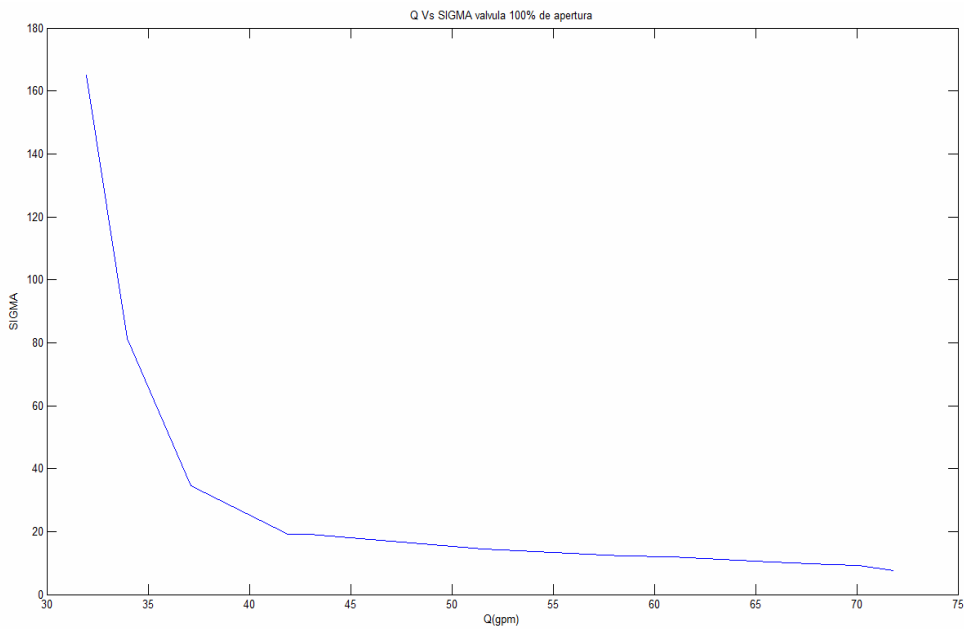
Figura 41. Regresión cuadrática para curva característica con Ap=100%



Fuente: Autores del proyecto

Ecuación de la regresión 100% de apertura: $\Delta P = 0.0020Q^2 - 0.0962Q + 1.3271$

Figura 42. Índice de cavitación Vs capacidad para Ap=100%



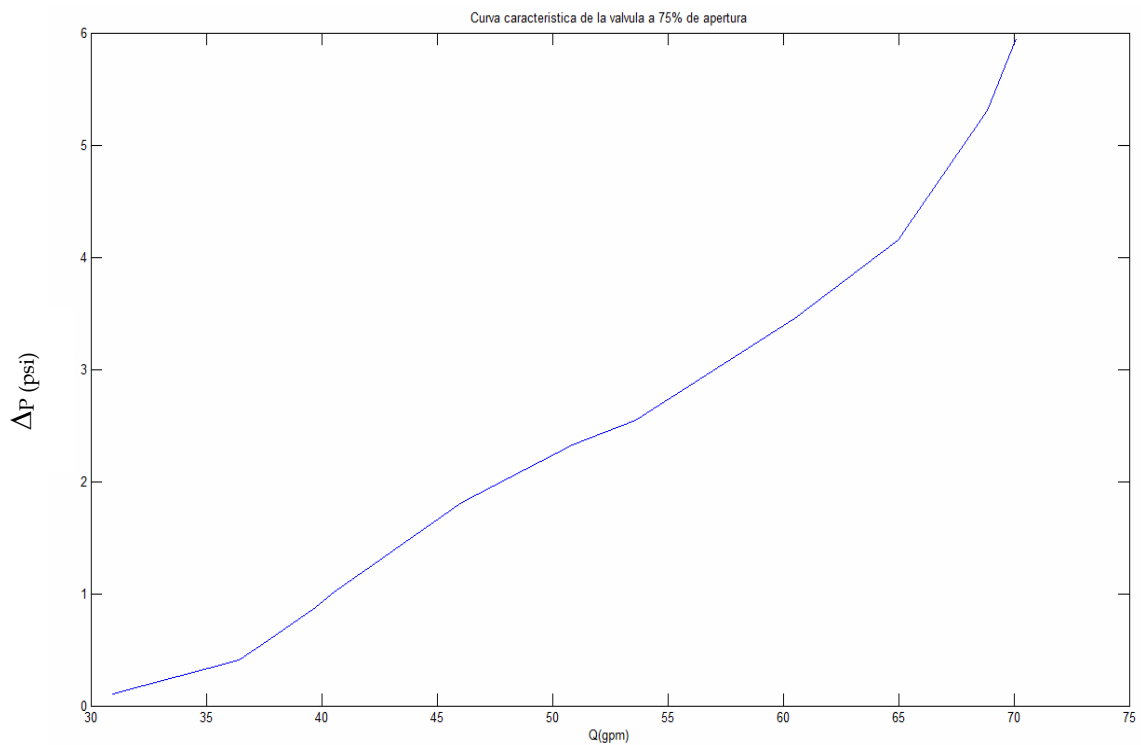
Fuente: Autores del proyecto

Tabla 16. Prueba #2. Apertura de válvula = 75%

P1 (psi)	P2 (psi)	$\Delta P_{\text{válvula}}$ (psi)	V(m/s)	Q (gpm)	C_v	σ
0,66	0,55	0,11	0,90	30,94	93,27	121,36
2,70	2,29	0,41	1,06	36,44	56,90	37,54
5,30	4,72	0,58	1,10	37,69	49,49	31,02
6,10	5,22	0,88	1,16	39,75	42,37	21,35
7,70	6,69	1,01	1,18	40,56	40,36	20,19
10,50	8,69	1,81	1,34	46,06	34,24	12,81
13,10	10,77	2,33	1,48	50,87	33,33	11,07
15,30	12,75	2,55	1,56	53,62	33,58	10,98
18,50	15,05	3,45	1,76	60,50	32,57	9,04
21,70	17,55	4,15	1,89	64,96	31,89	8,29
25,30	19,99	5,31	1,98	68,06	29,53	7,15
27,60	21,65	5,95	2,04	70,12	28,75	6,77

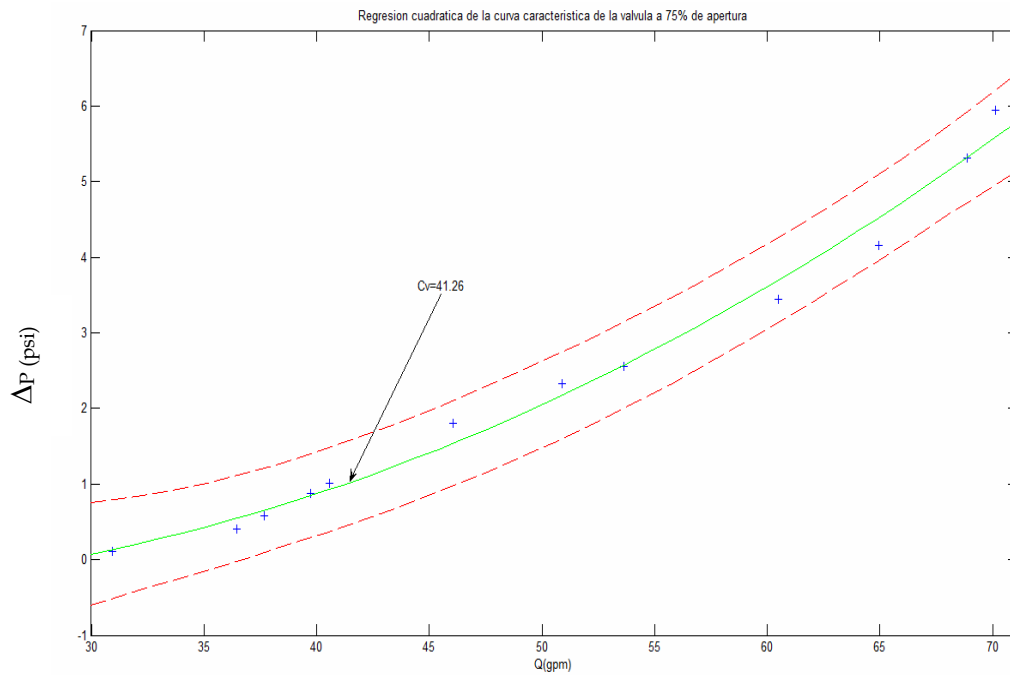
Fuente: Autores del proyecto

Figura 43. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=75\%$



Fuente: Autores del proyecto

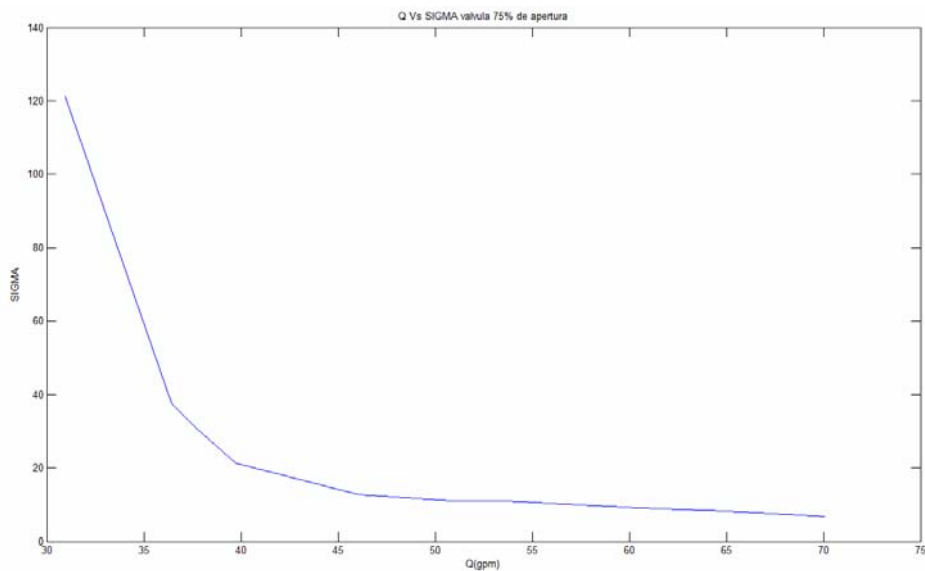
Figura 44. Regresión cuadrática para curva característica con Ap=75%



Fuente: Autores del proyecto

Ecuación de la regresión 75% de apertura: $\Delta P=0.0019Q^2-0.0547Q-0.0068$

Figura 45. Índice de cavitación Vs capacidad para Ap=75%



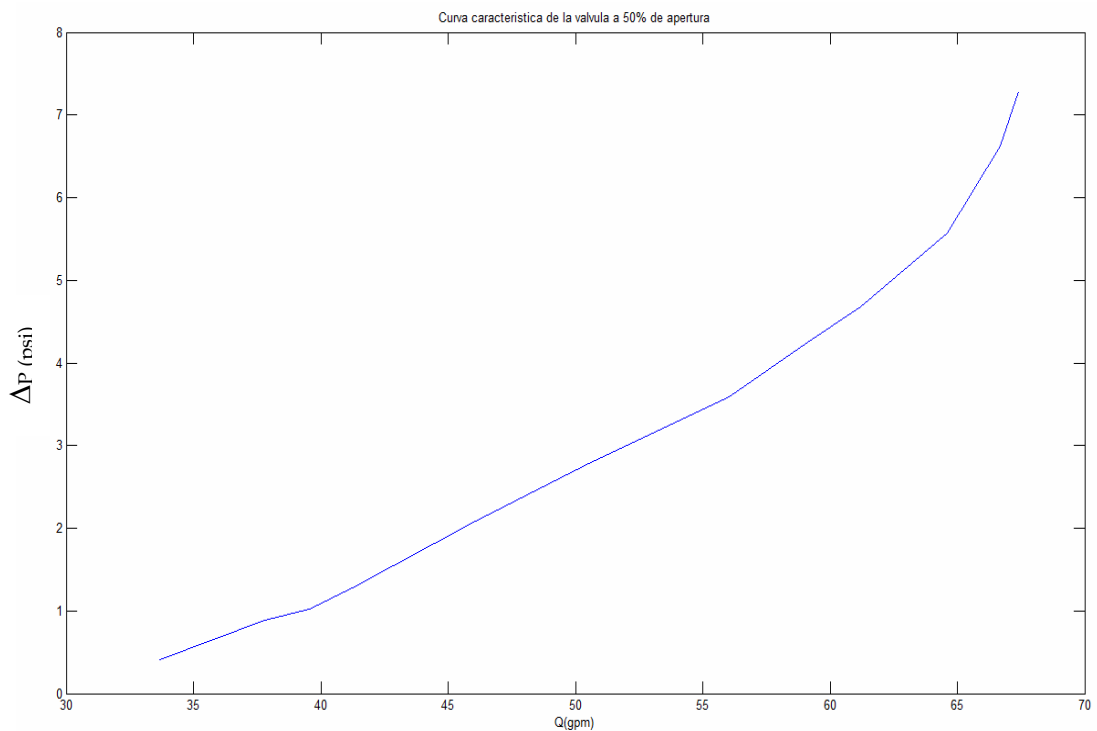
Fuente: Autores del proyecto

Tabla 17. Prueba #3. Apertura de válvula = 50%

P1 (psi)	P2 (psi)	$\Delta P_{\text{válvula}}$ (psi)	V(m/s)	Q (gpm)	C_v	σ
0,48	0,07	0,41	0,98	33,69	52,61	32,12
3,10	2,21	0,89	1,10	37,81	40,08	24,31
5,90	4,88	1,02	1,15	39,57	39,18	19,60
8,10	6,82	1,28	1,20	41,25	36,46	17,34
10,70	8,61	2,09	1,34	46,06	31,86	11,86
13,70	10,92	2,78	1,47	50,53	30,30	10,00
15,50	11,91	3,59	1,63	56,03	29,57	8,24
18,30	14,05	4,25	1,72	59,12	28,68	7,62
20,10	15,42	4,68	1,78	61,18	28,28	7,31
23,30	17,73	5,57	1,88	64,62	27,38	6,71
24,70	18,08	6,62	1,94	66,68	25,92	5,86
26,70	19,41	7,29	1,96	67,40	24,96	5,60

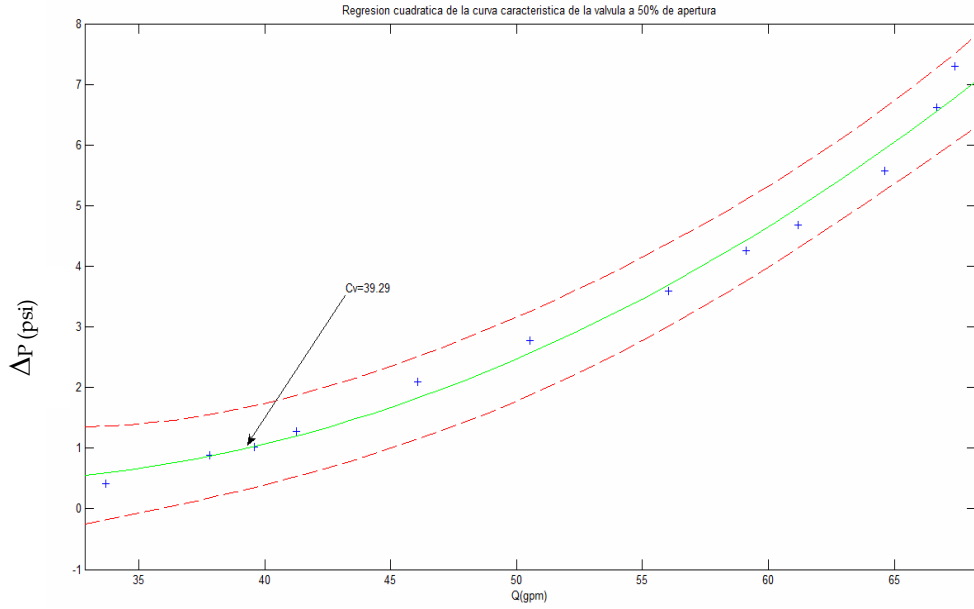
Fuente: Autores del proyecto

Figura 46. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=50\%$



Fuente: Autores del proyecto

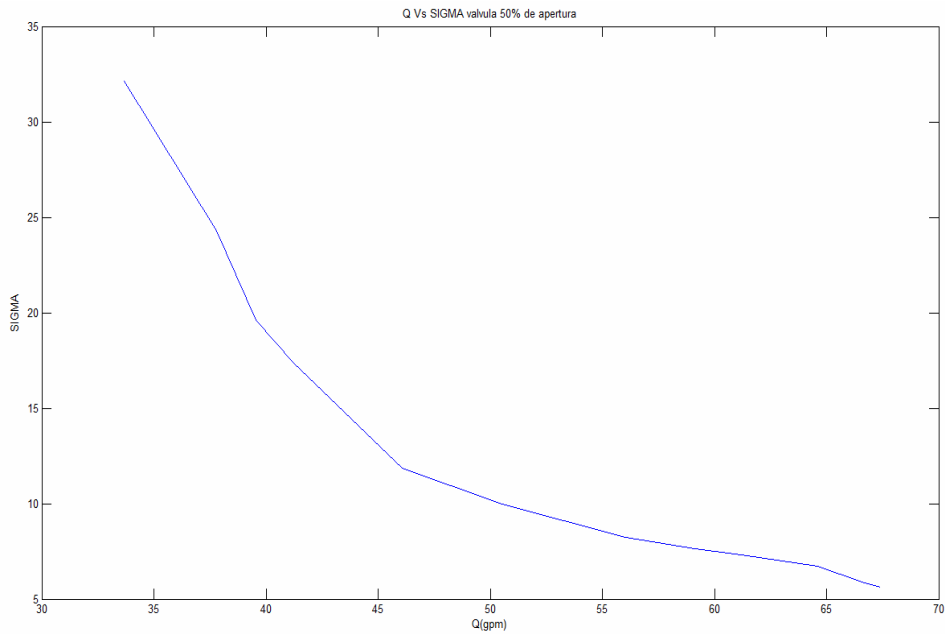
Figura 47. Regresión cuadrática para curva característica con Ap=50%



Fuente: Autores del proyecto

Ecuación de la regresión 50% de apertura: $\Delta P=0.0039Q^2-0.2133Q+3.3190$

Figura 48. Índice de cavitación Vs capacidad para Ap=50%



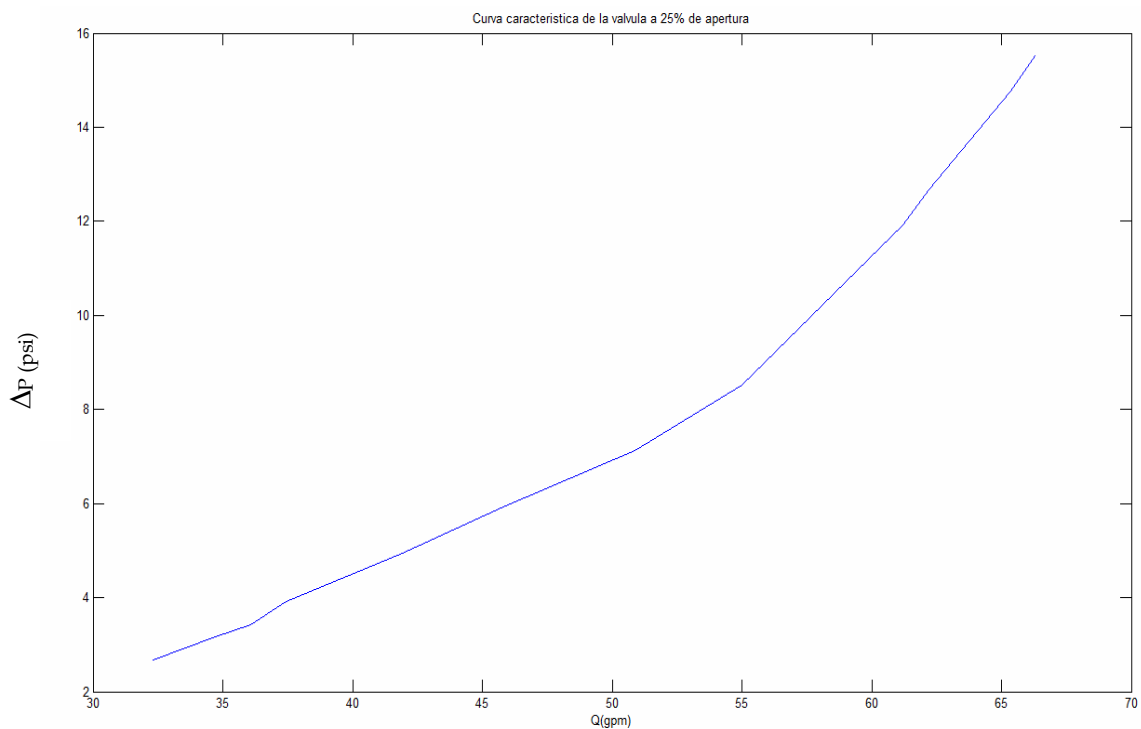
Fuente: Autores del proyecto

Tabla 18. Prueba #4. Apertura de válvula = 25%

P1 (psi)	P2 (psi)	$\Delta P_{\text{válvula}}$ (psi)	V (m/s)	Q (gpm)	C_v	σ
0,40	-2,27	2,67	0,94	32,31	19,77	5,81
3,60	0,43	3,17	1,01	34,72	19,50	5,66
7,24	3,82	3,42	1,05	36,06	19,50	5,58
8,80	4,88	3,92	1,09	37,44	18,91	5,48
11,60	6,65	4,95	1,22	41,93	18,85	4,91
13,40	7,49	5,91	1,33	45,72	18,80	4,41
16,60	9,47	7,13	1,48	50,87	19,05	4,11
20,40	11,89	8,51	1,60	55,00	18,85	3,89
22,60	10,67	11,93	1,78	61,18	17,71	2,96
25,80	13,13	12,67	1,81	62,21	17,48	2,90
28,26	13,51	14,75	1,90	65,31	17,00	2,78
32,00	16,45	15,55	1,93	66,34	16,82	2,87

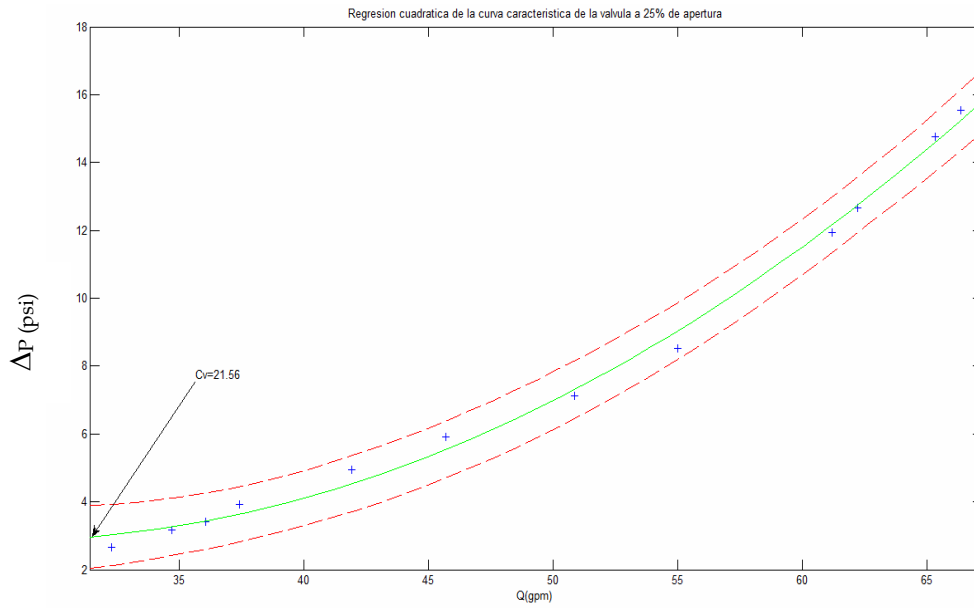
Fuente: Autores del proyecto

Figura 49. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=25\%$



Fuente: Autores del proyecto

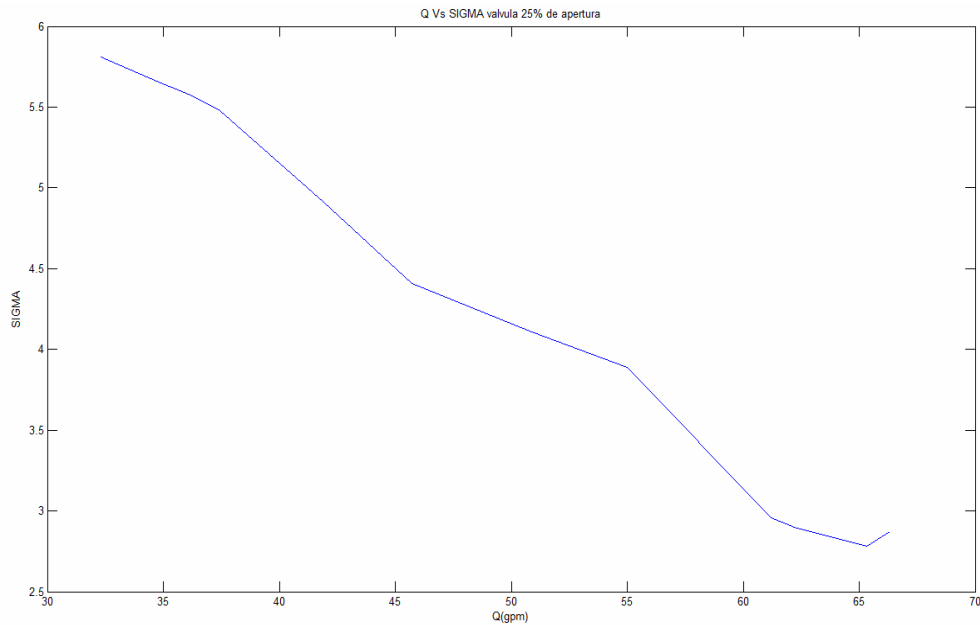
Figura 50. Regresión cuadrática para curva característica con Ap=25%



Fuente: Autores del proyecto

Ecuación de la regresión 25% de apertura: $\Delta P=0.0083Q^2-0.4598Q+9.2146$

Figura 51. Índice de cavitación Vs capacidad para Ap=25%



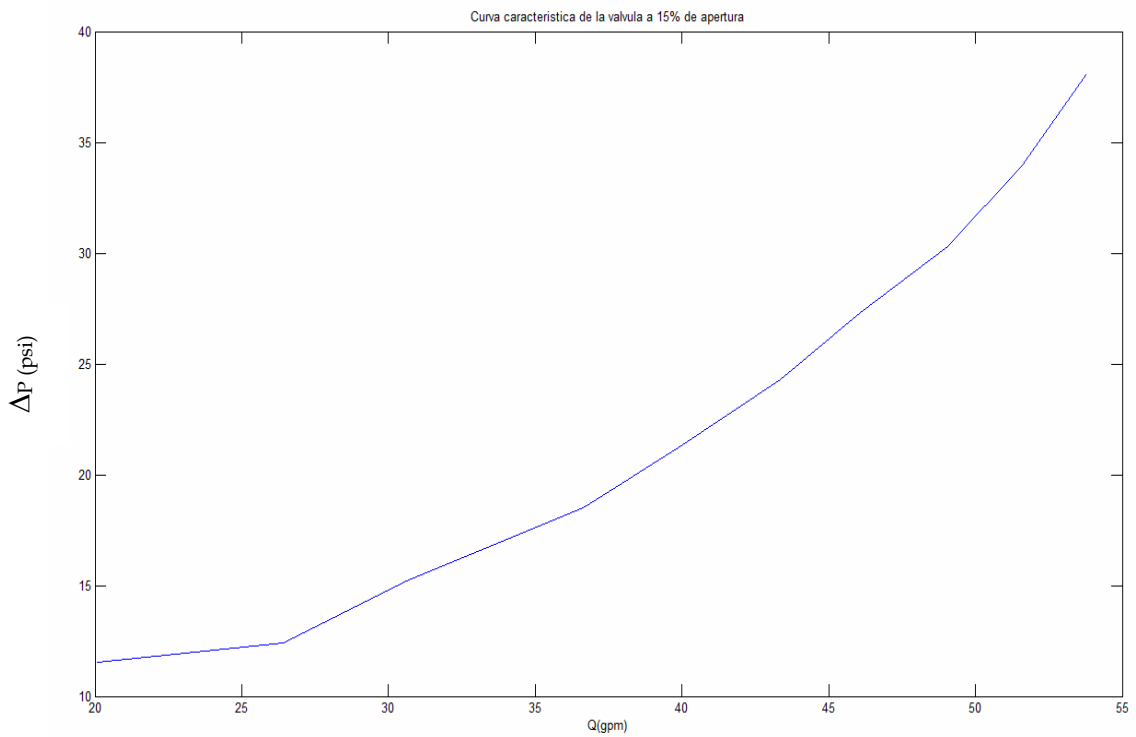
Fuente: Autores del proyecto

Tabla 19. Prueba #5. Apertura de válvula = 15%

P1 (psi)	P2 (psi)	$\Delta P_{\text{válvula}}$ (psi)	V(m/s)	Q (gpm)	C_v	σ
7,50	-4,03	11,53	0,58	20,09	5,92	2,18
10,00	-2,43	12,43	0,77	26,43	7,50	1,94
15,00	-0,20	15,20	0,89	30,62	7,85	1,85
21,00	2,48	18,52	1,07	36,64	8,51	1,82
25,00	3,80	21,20	1,16	39,85	8,66	1,78
30,00	5,72	24,28	1,26	43,34	8,80	1,76
35,00	7,69	27,31	1,34	46,09	8,82	1,75
40,00	9,71	30,29	1,43	49,05	8,91	1,74
45,00	11,05	33,95	1,50	51,60	8,86	1,70
50,00	11,89	38,11	1,56	53,78	8,71	1,64

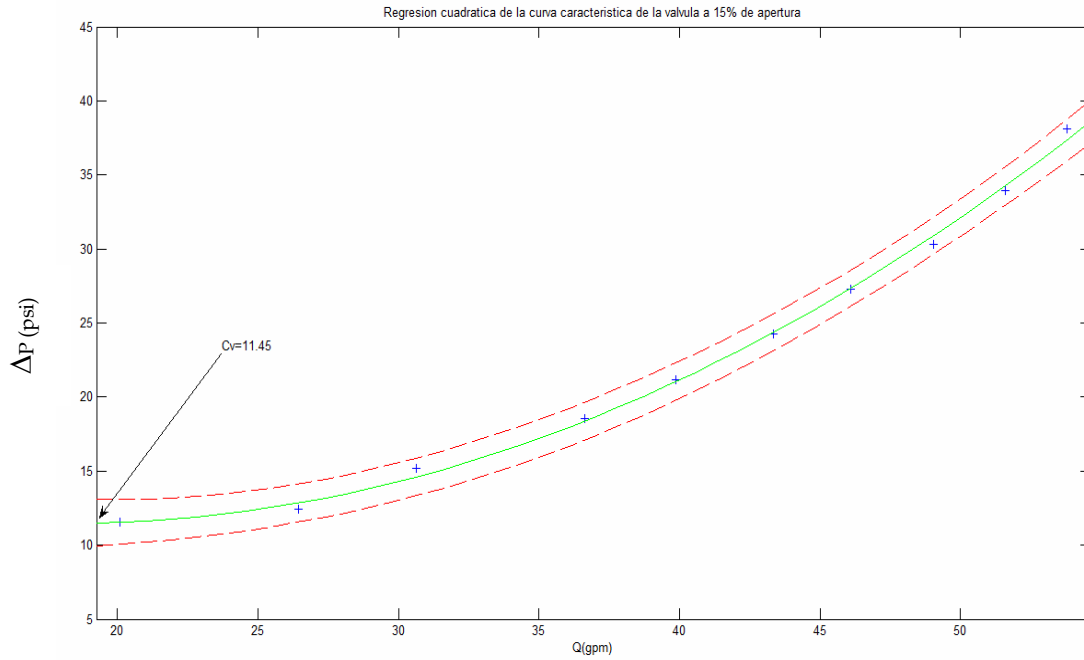
Fuente: Autores del proyecto

Figura 52. Curva característica de la válvula de prueba Ap=15%



Fuente: Autores del proyecto

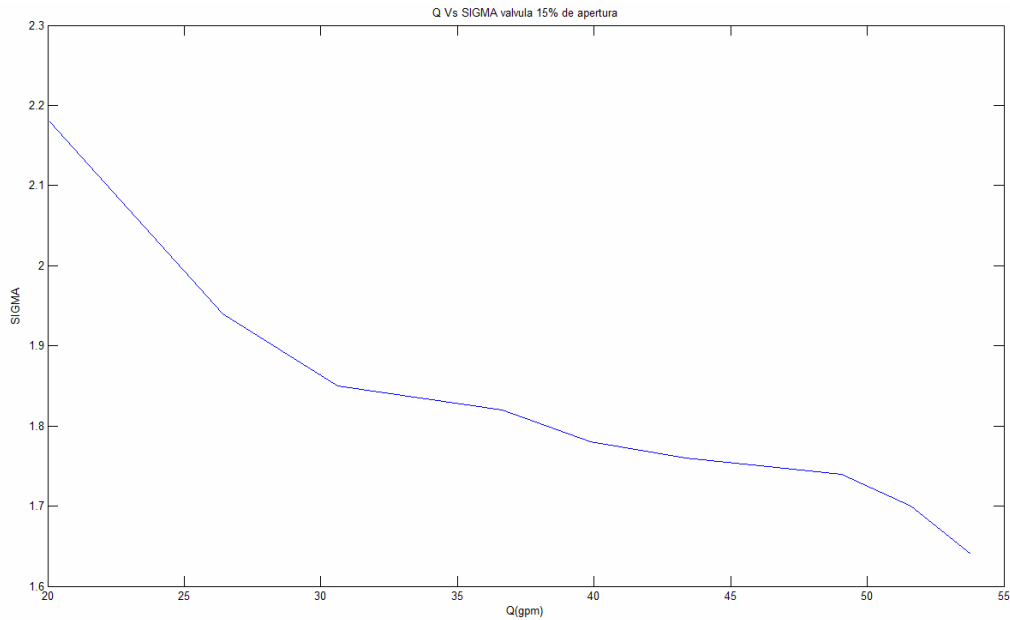
Figura 53. Regresión cuadrática para curva característica con Ap=15%



Fuente: Autores del proyecto

Ecuación de la regresión 15% de apertura: $\Delta P=0.0206Q^2-0.7548Q+18.415$

Figura 54. Índice de cavitación Vs capacidad para Ap=15%



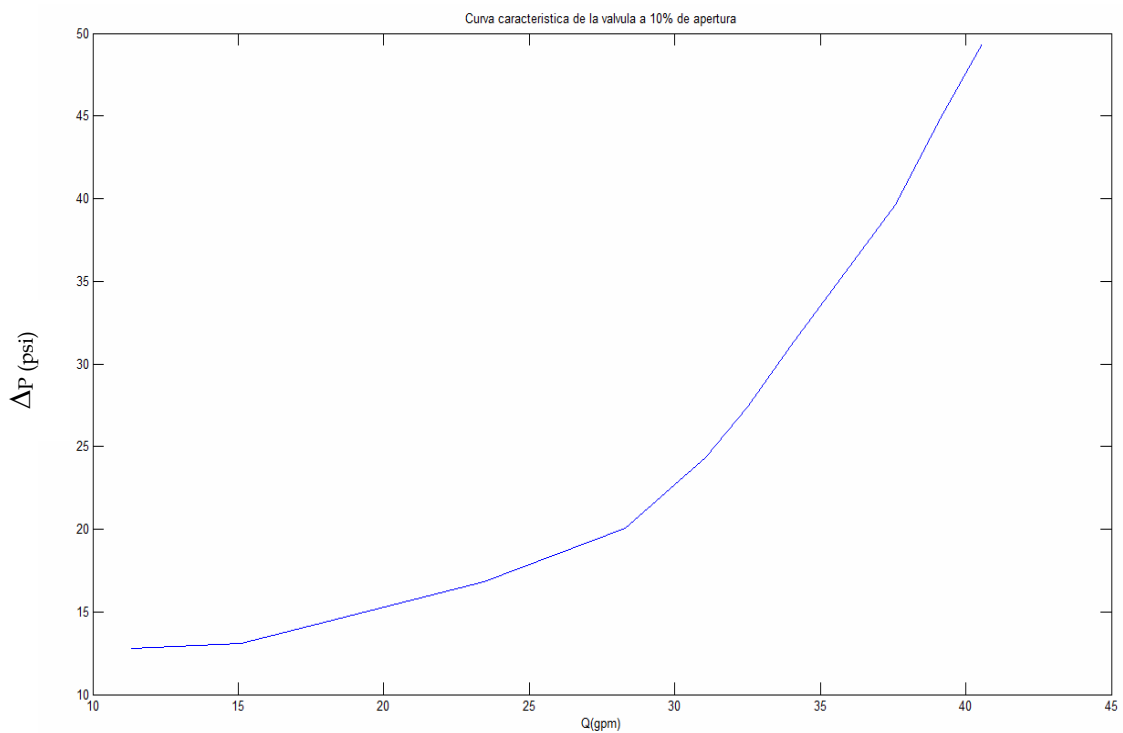
Fuente: Autores del proyecto

Tabla 20. Prueba #6. Apertura de valvula = 10%

P1 (psi)	P2 (psi)	$\Delta P_{\text{valvula}}$ (psi)	V(m/s)	Q (gpm)	C_v	σ
7,50	-5,26	12,76	0,33	11,34	3,18	1,87
10,00	-3,10	13,10	0,44	15,09	4,17	1,73
15,00	-1,85	16,85	0,68	23,45	5,71	1,64
20,00	-0,06	20,06	0,82	28,29	6,32	1,60
26,00	1,64	24,36	0,90	31,06	6,29	1,58
30,00	2,58	27,42	0,95	32,51	6,21	1,56
34,00	2,95	31,05	0,99	33,98	6,10	1,52
40,00	4,81	35,19	1,04	35,69	6,02	1,50
46,00	6,39	39,61	1,09	37,60	5,97	1,48
52,00	7,19	44,81	1,14	39,12	5,84	1,44
58,00	8,63	49,37	1,18	40,56	5,77	1,43

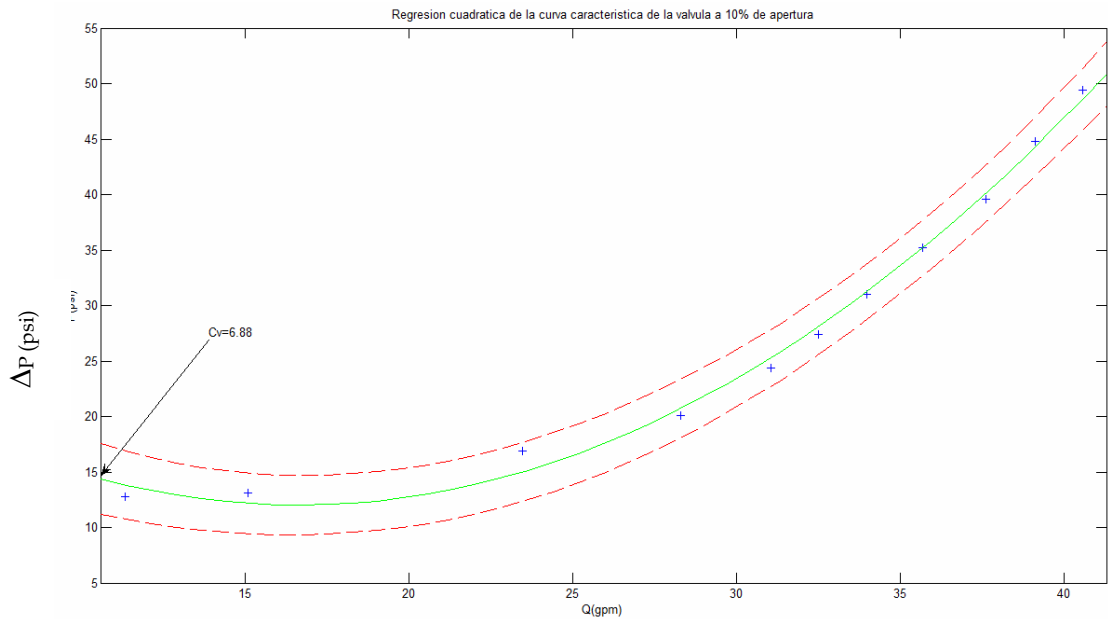
Fuente: Autores del proyecto

Figura 55. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=10\%$



Fuente: Autores del proyecto

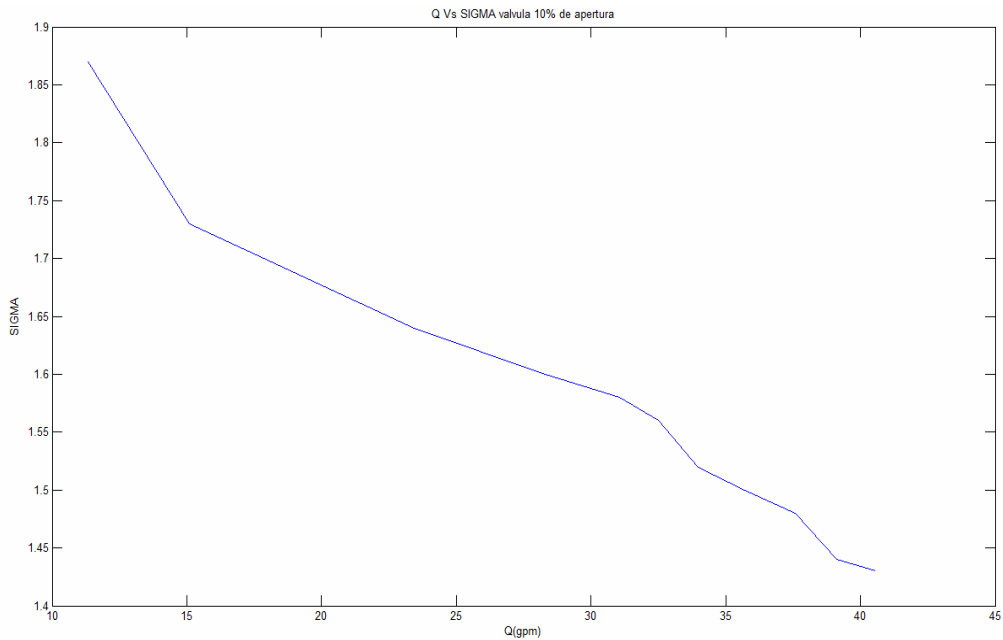
Figura 56. Regresión cuadrática para curva característica con Ap=10%



Fuente: Autores del proyecto

Ecuación de la regresión 10% de apertura: $\Delta P = 0.0640Q^2 - 2.1323Q + 29.7764$

Figura 57. Índice de cavitación Vs capacidad para Ap=10%



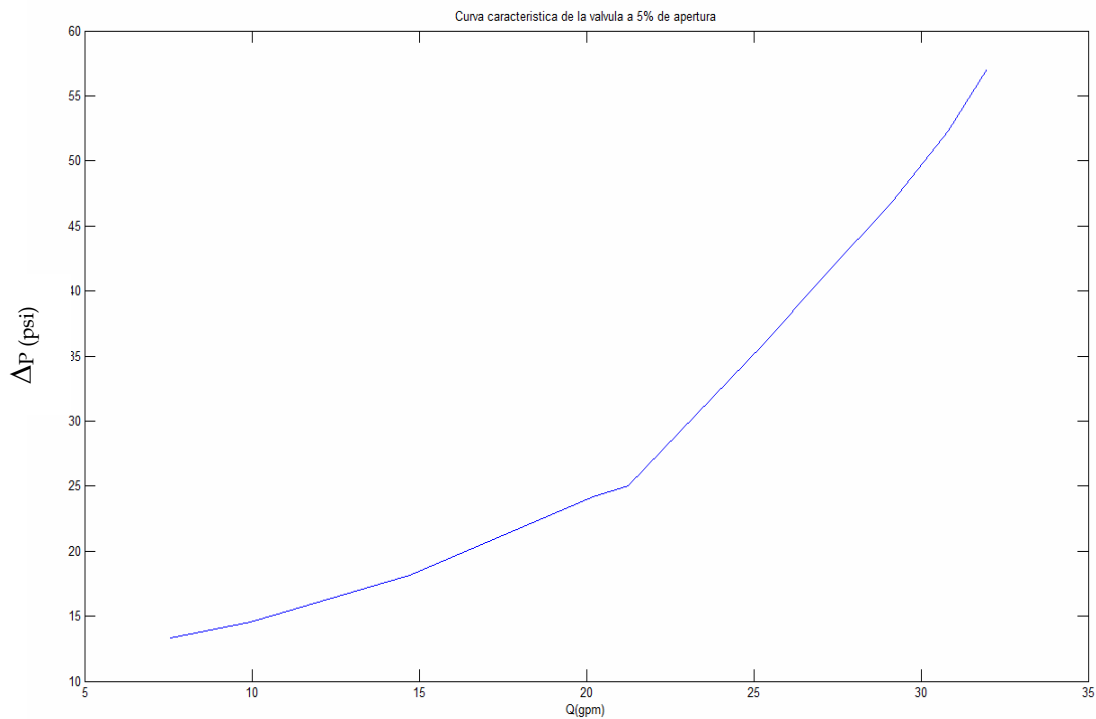
Fuente: Autores del proyecto

Tabla 21. Prueba #7. Apertura de válvula = 5%

P1 (psi)	P2 (psi)	$\Delta P_{\text{válvula}}$ (psi)	V(m/s)	Q (gpm)	C_v	σ
7,80	-5,55	13,35	0,22	7,56	2,07	1,58
10,00	-4,53	14,53	0,29	9,97	2,62	1,56
16,00	-2,11	18,11	0,43	14,72	3,46	1,52
22,00	-2,20	24,20	0,59	20,21	4,11	1,43
30,00	4,97	25,03	0,62	21,25	4,25	1,42
36,00	0,07	35,93	0,74	25,31	4,22	1,36
40,00	-0,99	40,99	0,79	27,05	4,22	1,32
48,00	1,11	46,89	0,85	29,15	4,26	1,29
54,00	1,69	52,31	0,90	30,82	4,26	1,27
59,00	1,93	57,07	0,93	31,97	4,23	1,26

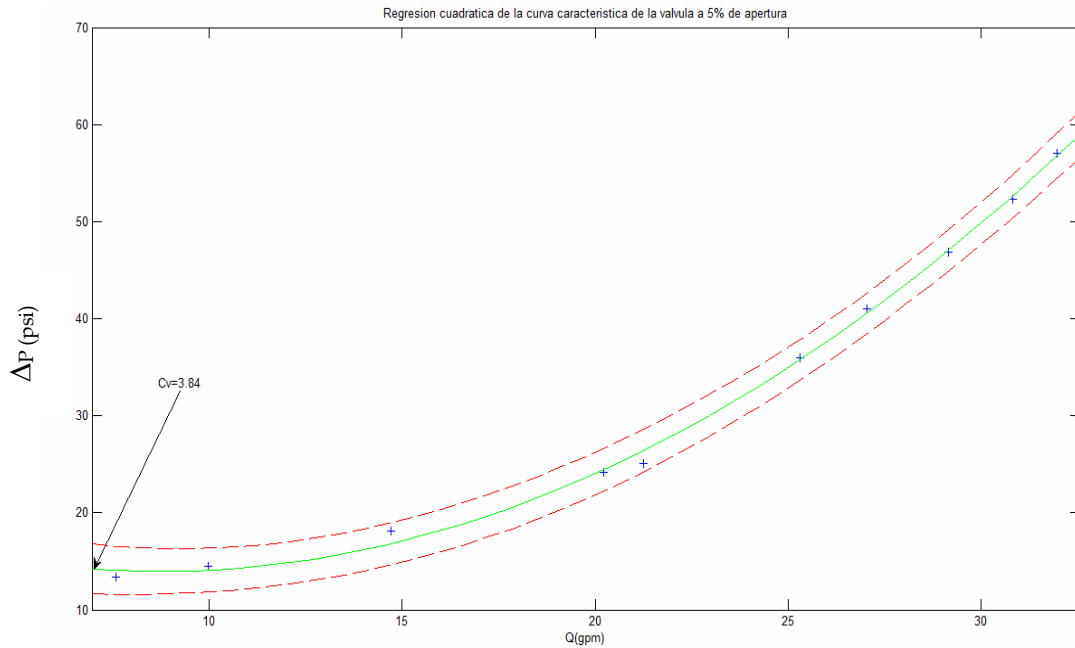
Fuente: Autores del proyecto

Figura 58. Curva característica de la válvula de prueba $A_p=5\%$



Fuente: Autores del proyecto

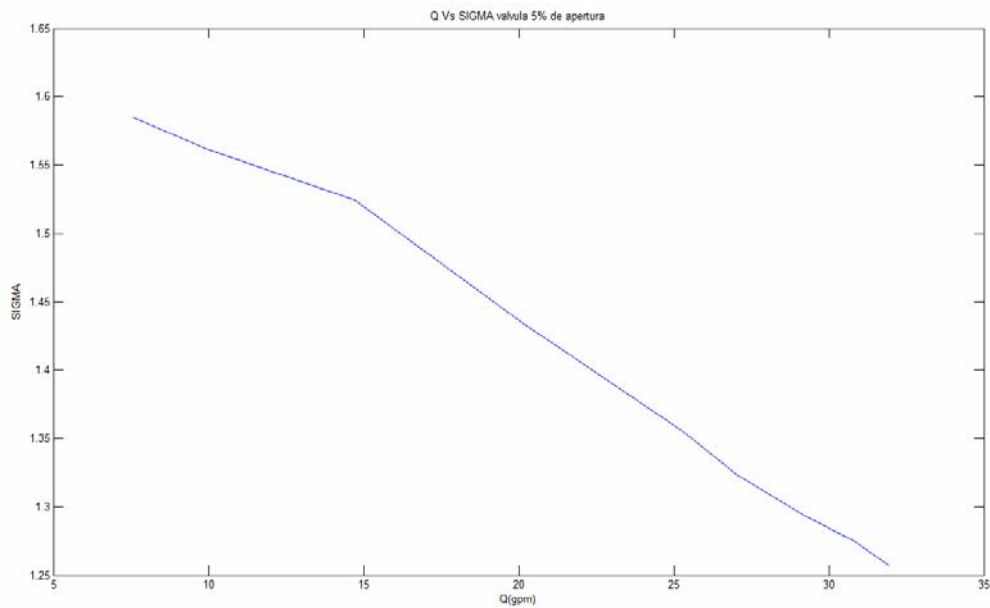
Figura 59. Regresión cuadrática para curva característica con Ap=5%



Fuente: Autores del proyecto

Ecuación de la regresión 5% de apertura: $\Delta P = 0.0790Q^2 - 1.3767Q + 19.9599$

Figura 60. Índice de cavitación Vs capacidad para Ap=5%



Fuente: Autores del proyecto

Las curvas resultado concuerdan con las que esperaríamos recibir del fabricante: reafirman una función cuadrática del caudal respecto del salto de presión que suceden en la válvula. Apreciamos en las regresiones, que a excepción de algunos pocos puntos, los leídos del banco son datos lo suficientemente precisos, cercanos a la línea de regresión, para validar los resultados de este trabajo.

Por su parte, las curvas obtenidas del coeficiente de cavitación también son las esperadas. La lectura de las figuras señala que el índice de cavitación disminuye a medida que la válvula se cierra y/o se aumenta el caudal, lo que implica una mayor intensidad de la cavitación.

Según la percepción por medio del sentido auditivo y visual, apoyado en la experiencia del profesor y el conocimiento bibliográfico-visual del fenómeno, podemos afirmar que la cavitación en la válvula empieza a suceder en el punto resaltado de la prueba #7 registrada en la tabla 21, que corresponde a las siguientes condiciones:

Apertura=5%

Q= 25.31gpm

P1= 49.3psia

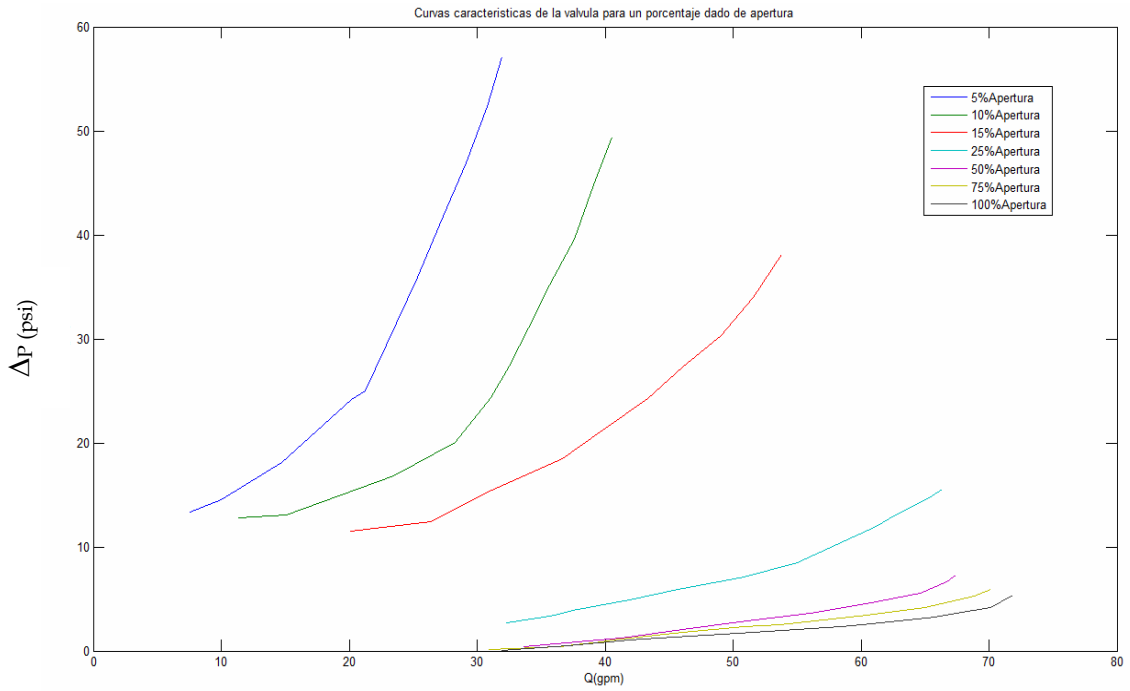
ΔP = 35.93psi

T=30°C

σ =1.36

La siguiente grafica reúne en una, las curvas obtenidas para diferentes aperturas de la válvula:

Figura 61. Curvas características de la válvula para diferentes aperturas



Fuente: Autores del proyecto

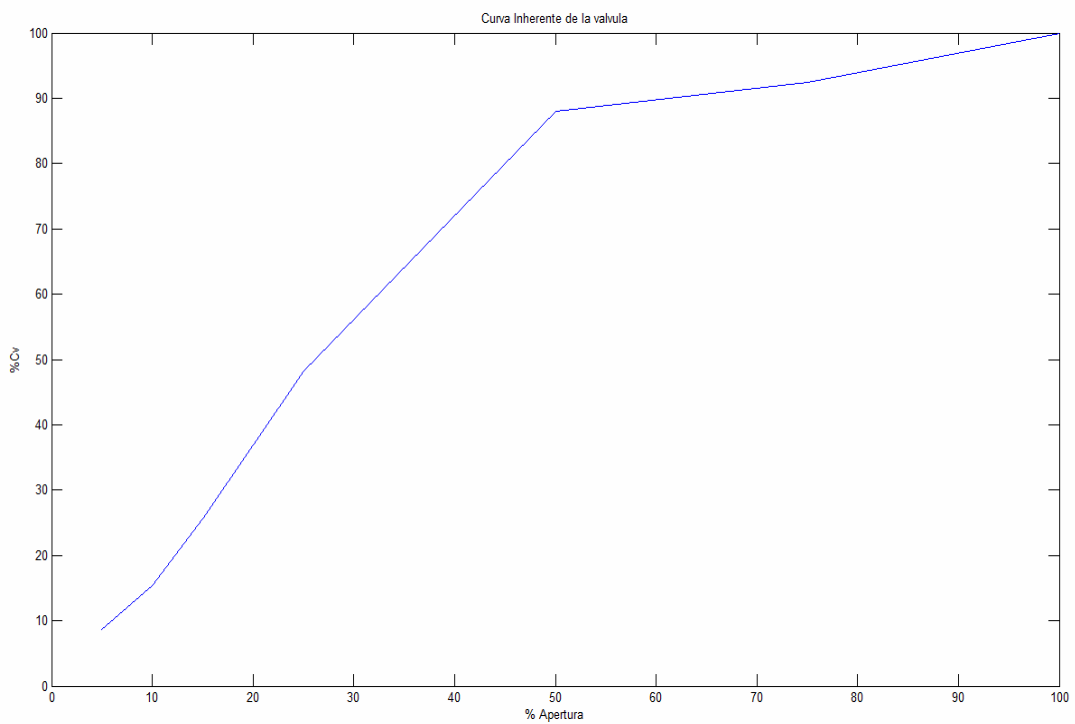
Terminamos de caracterizar la válvula dibujando su curva inherente de la siguiente forma:

Tabla 22. Datos para curva inherente experimental

%Ap	Cv	%Cv
5	3,84	8,60
10	6,88	15,42
15	11,45	25,66
25	21,56	48,31
50	39,29	88,03
75	41,26	92,45
100	44,63	100,00

Fuente: Autores del proyecto

Figura 62. Curva inherente experimental válvula de prueba



Fuente: Autores del proyecto

Esta válvula de globo de 2", como esperábamos, es de apertura rápida lo que favorece que el fenómeno de la cavitación se presente.

4. SIMULACIÓN

La simulación mediante elementos finitos es una herramienta que está siendo cada vez más valorada. Especialmente en mecánica de fluidos, donde en la realidad se presentan casi siempre problemas con geometrías complejas y flujos con turbulencia. Es por esto que en este trabajo de grado se ha modelado inicialmente a través de la válvula para encontrar su coeficiente de descarga, encontrar su curva característica y además, determinar si se presenta cavitación en ella.

Se tomó una válvula de 1.5" que se observa en las figuras 63 y 64, por comodidad se tomaron las dimensiones a esta válvula en lugar que la que se encuentra montada en el banco. Fue modelada en Solid Edge con todos sus detalles internos y posteriormente exportada a Solid Works para la realización de las simulaciones mediante el paquete de simulación Cosmos Floworks, versión 2007.

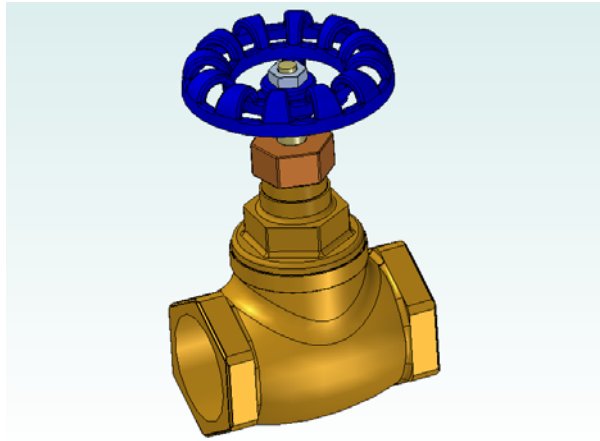
Figura 63. Válvula de globo de 1.5" para simulación



Fuente: Autores del proyecto

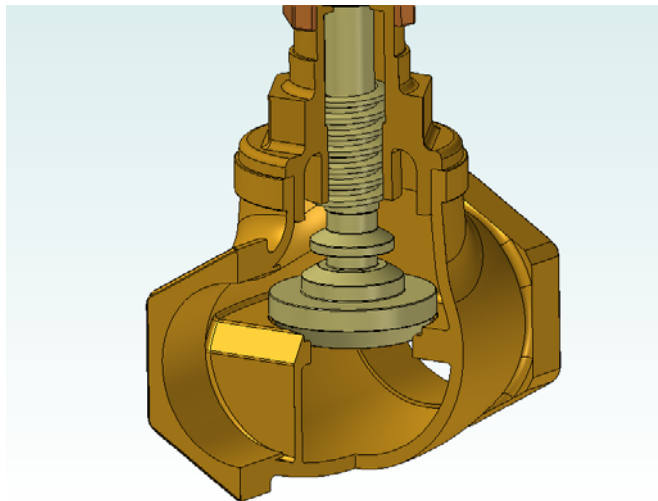
4.1 MODELADO DE LA VÁLVULA

Figura 64. Esquema válvula de simulación



Fuente: Autores del proyecto

Figura 65. Corte del cuerpo de la válvula de simulación

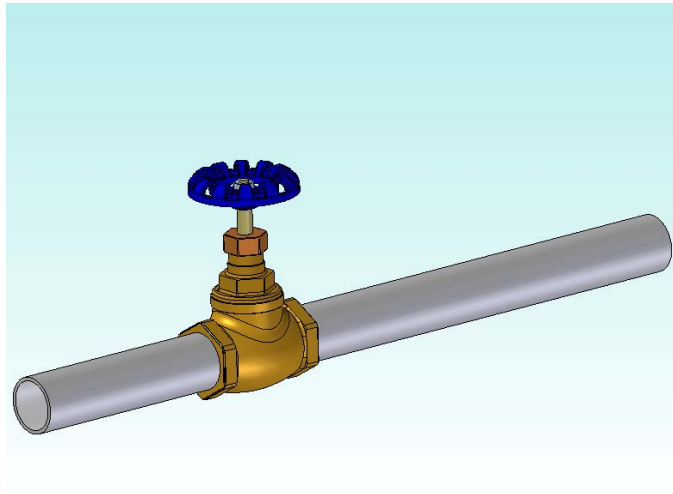


Fuente: Autores del proyecto

Para establecer unas condiciones de flujo parecidas a las presentes en el banco se agregaron a la válvula dos secciones de tubería, una a la entrada, de longitud cinco veces el diámetro de la tubería y a la salida, una sección de

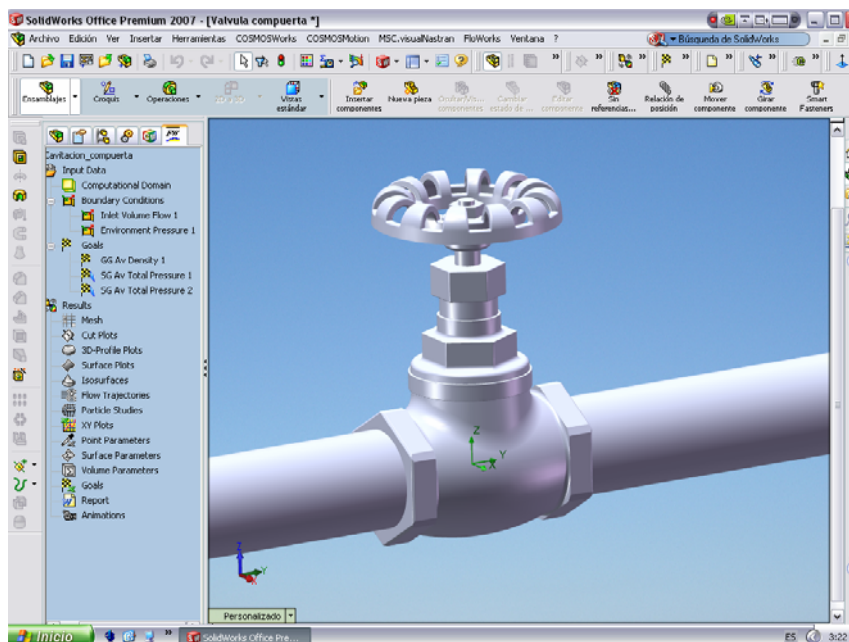
diez veces el diámetro. Esto con el fin de establecer un flujo de entrada uniforme y de permitir el desarrollo de la turbulencia en la salida (Fig. 66).

Figura 66. Condición para mantener flujo uniforme



Fuente: Autores del proyecto

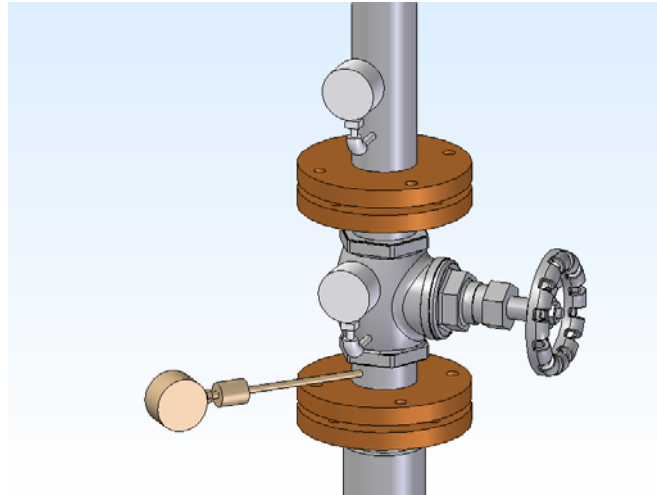
Figura 67. Válvula de simulación en entorno solid works



Fuente: Autores del proyecto

Esta válvula fue montada en el banco para ensayo de válvulas en el laboratorio de Turbomáquinas hidráulicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

Figura 68. Esquema del montaje de la válvula de prueba en el banco h.



Fuente: Autores del proyecto

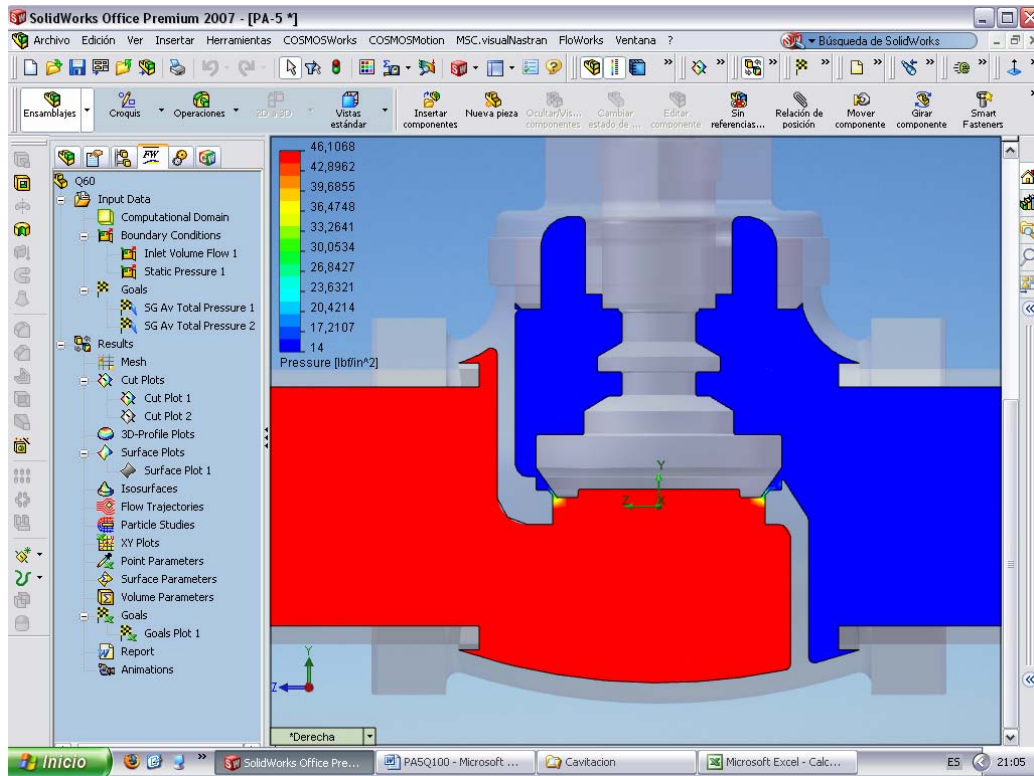
4.2 SIMULACIONES

Para el desarrollo de las simulaciones se utilizó agua a 25° C, se realizó un enmallado con unos elementos finitos de tamaño menor a 2mm se establecieron gradualmente condiciones de flujo de 1, 20, 40, 60, 80, 100 y 120l/min para unos porcentajes de apertura de la válvula de 5%, 10%, 25%, 50%, 75% y 100%.

A continuación se muestra un resultado de las simulaciones realizadas para un porcentaje de apertura de 5% y un caudal a través de la válvula de 60l/min. La figura 69 muestra la presión a través de la válvula. A este porcentaje de apertura tan pequeño, la presión se mantiene principalmente antes de la obstrucción, como debería esperarse.

4.2.1 Simulación de la presión para 5% de apertura de la válvula

Figura 69. Comportamiento de la presión para 5% de Ap.

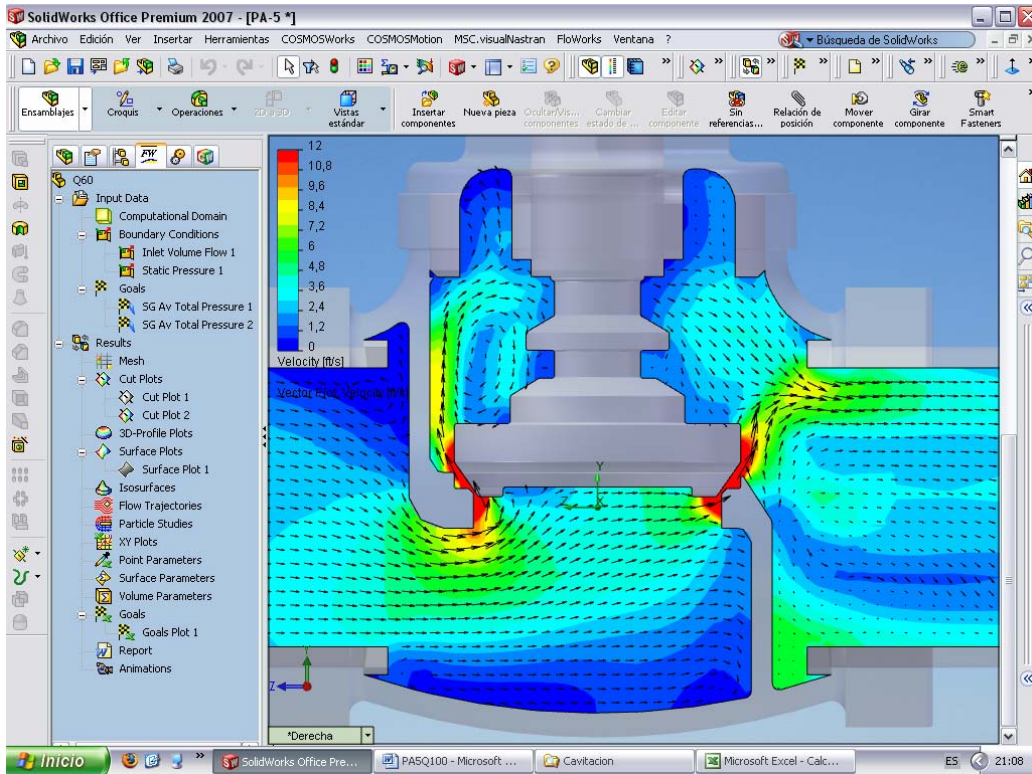


Fuente: Autores del proyecto

En la gráficas 70 y 71, vemos que la velocidad máxima se presenta en la sección más estrecha a través del espacio entre el vástago y el agujero de paso del caudal. Asimismo se presentan varios vórtices debido a la turbulencia en el flujo.

4.2.2 Simulación de la velocidad para 5% de apertura de la válvula

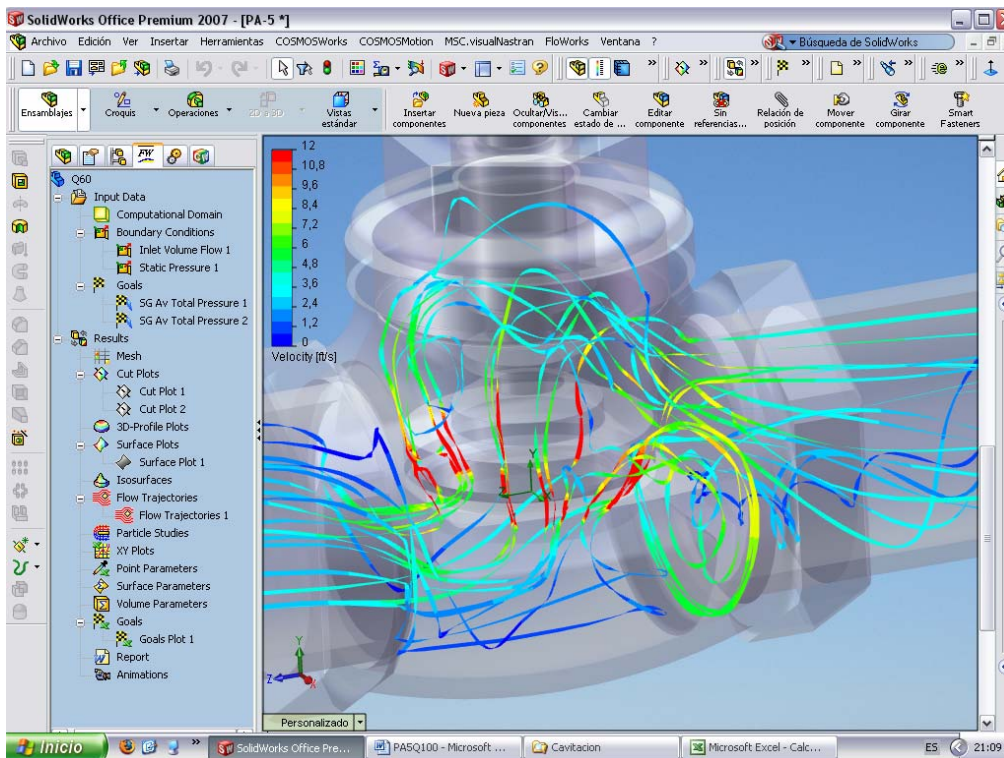
Figura 70. Campo de velocidades para 5% de apertura



Fuente: Autores del proyecto

4.2.3 Simulación del flujo para 5% de apertura de la válvula

Figura 71. Líneas de flujo para 5% de apertura



Fuente: Autores del proyecto

4.3 CARACTERIZACIÓN DE LA VÁLVULA

Con el objetivo de caracterizar la válvula de prueba, se realizaron 42 simulaciones con las diferentes condiciones de caudal y porcentaje de apertura de la válvula para encontrar las pérdidas de presión para las diferentes combinaciones. Se encontraron las curvas características de la válvula, los diferentes coeficientes de descarga C_v (gpm/1psi) y los coeficientes de cavitación para cada porcentaje de apertura simulado calculados. Los resultados se ilustran a continuación. Los perfiles de

velocidad y de presión encontrados son similares a las que ya se ilustraron para el caso de un porcentaje de abertura del 5% y un caudal de 60l/min y por eso se omiten.

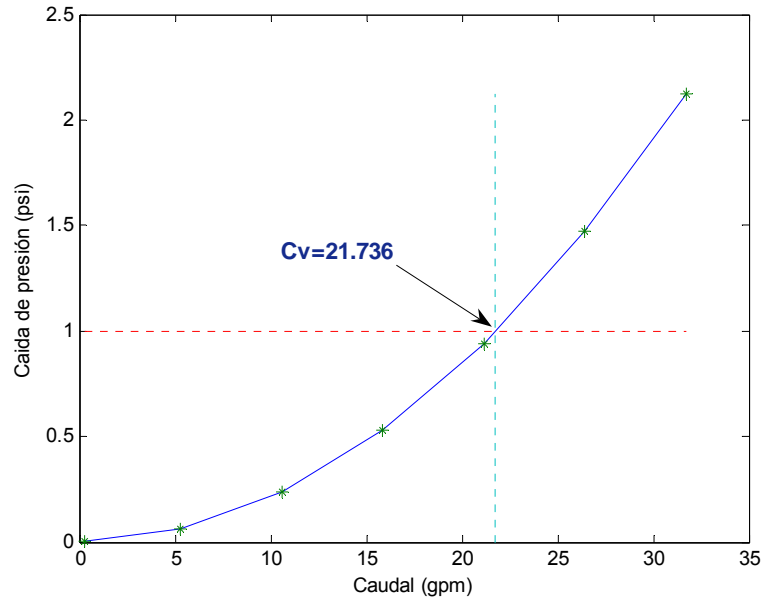
4.3.1 Curva de la válvula para $A_p=100\%$

Tabla 23. Datos de simulación a una apertura de 100%

Caudal [l/min]	Caudal [gpm]	Presión-1 [psi]	Presión-2 [psi]	Delta Presión [psi]	Coefic- descarga	Coefic- cavitación
<u>Q_{med}</u>	<u>Q</u>	<u>P_{in}</u>	<u>P_{out}</u>	<u>Delt P</u>	<u>C_v</u>	<u>σ</u>
1	0,2642	14,69615086	14,6959613	0,00018958	19,1861	1027792
20	5,2834	14,76091985	14,7010457	0,05987413	21,5922	3268,6944
40	10,5669	14,95638147	14,7163913	0,23999013	21,5700	826,32512
60	15,8503	15,27161695	14,741967	0,52964991	21,7793	382,33275
80	21,1338	15,71699628	14,7780099	0,9389864	21,8096	221,96919
100	26,4172	16,29859803	14,8239871	1,47461097	21,7545	146,58873
120	31,7007	17,00632184	14,8802548	2,12606701	21,7410	106,09923

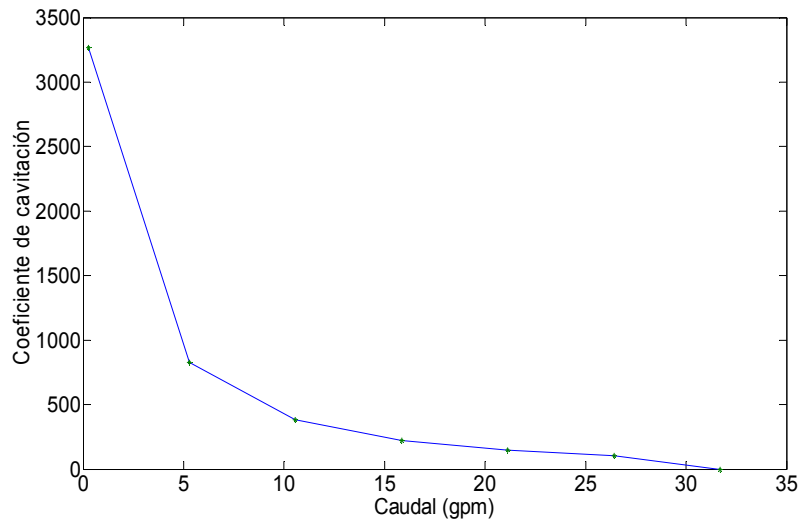
Fuente: Autores del proyecto

Figura 72. Curva característica a una apertura de 100%



Fuente: Autores del proyecto

Figura 73. Curva coeficiente de cavitación a una apertura de 100%



Fuente: Autores del proyecto

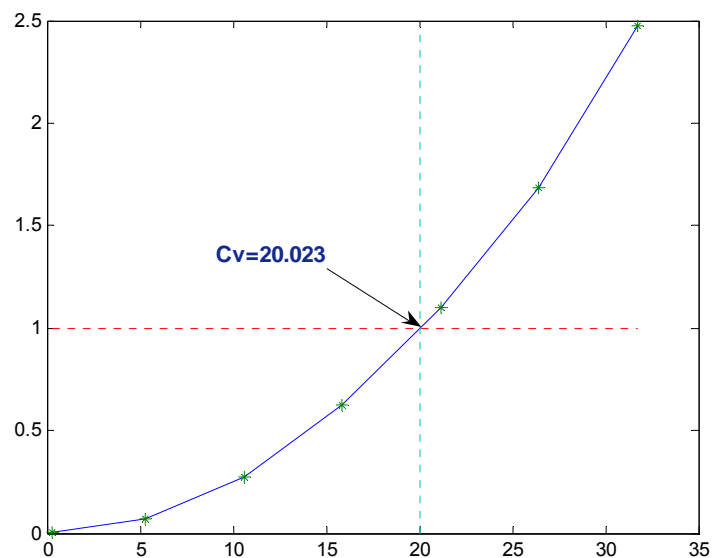
4.3.2 Curva de la válvula para $A_p=75\%$

Tabla 24. Datos de simulación a una apertura de 75%

Caudal [l/ min]	Caudal [gpm]	Presión -1 [psi]	Presión-2 [psi]	Delta Presión [psi]	Coefic- descarga	Coefic- cavitación
<u>Qmed</u>	<u>Q</u>	<u>Pin</u>	<u>Pout</u>	<u>Delt P</u>	<u>Cv</u>	<u>σ</u>
1	0,2642	14,69619527	14,6959624	0,0002328	17,3109	836694,42
20	5,2834	14,77079238	14,7010475	0,0697448	20,0060	2807,9705
40	10,5669	14,98940638	14,7163978	0,2730085	20,2236	727,99579
60	15,8503	15,36927289	14,7419797	0,6272932	20,0126	324,89007
80	21,1338	15,87713124	14,7778651	1,0992661	20,1570	191,54219
100	26,4172	16,50728267	14,8240295	1,6832531	20,3616	130,06769
120	31,7007	17,35711872	14,880768	2,4763507	20,1448	92,975391

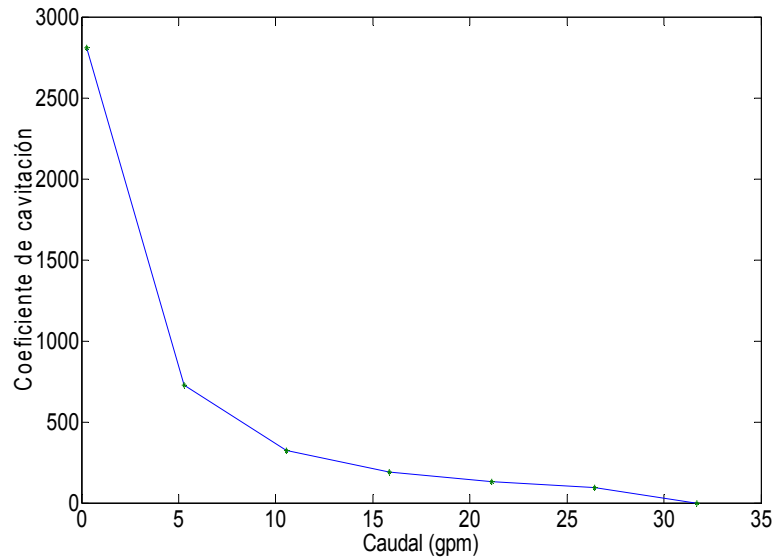
Fuente: Autores del proyecto

Figura 74. Curva característica a una apertura de 75%



Fuente: Autores del proyecto

Figura 75. Curva coeficiente de cavitación a una apertura de 75%



Fuente: Autores del proyecto

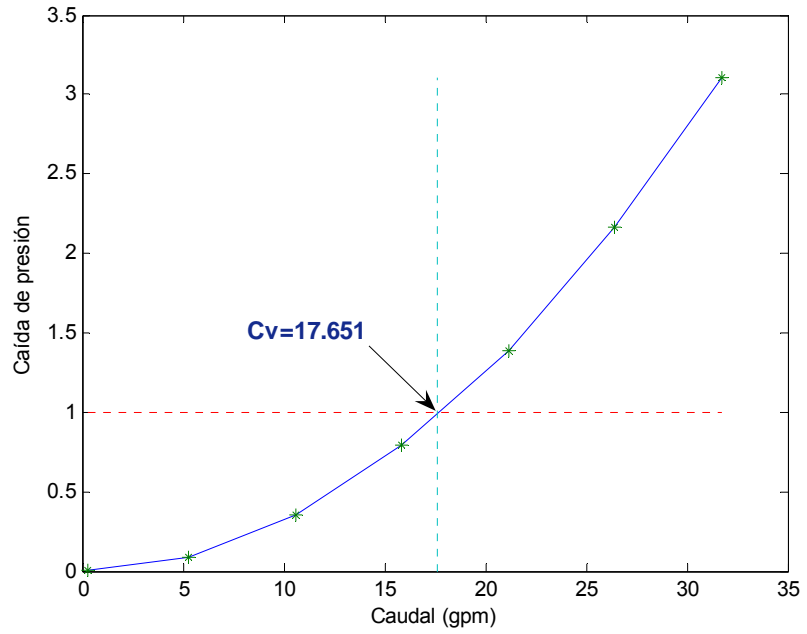
4.3.3 Curva de la válvula para $A_p=50\%$

Tabla 25. Datos de simulación a una apertura de 50%

Caudal [l/min]	Caudal [gpm]	Presión -1 [psi]	Presión-2 [psi]	Delta Presión [psi]	Coefic-descarga	Coefic-cavitación
<u>Qmed</u>	<u>Q</u>	<u>Pin</u>	<u>Pout</u>	<u>Delt P</u>	<u>Cv</u>	<u>σ</u>
1	0,2642	14,69619476	14,6959624	0,0002323	17,3303	838566,84
20	5,2834	14,79062081	14,7010503	0,0895705	17,6536	2189,3946
40	10,5669	15,07327316	14,7163858	0,3568873	17,6881	560,02141
60	15,8503	15,53970378	14,7419175	0,7977862	17,7458	258,29984
80	21,1338	16,16904887	14,7778033	1,3912455	17,9174	154,13407
100	26,4172	16,98807134	14,8239396	2,1641317	17,9575	104,1209
120	31,7007	17,99107957	14,8805044	3,1105751	17,9741	76,729013

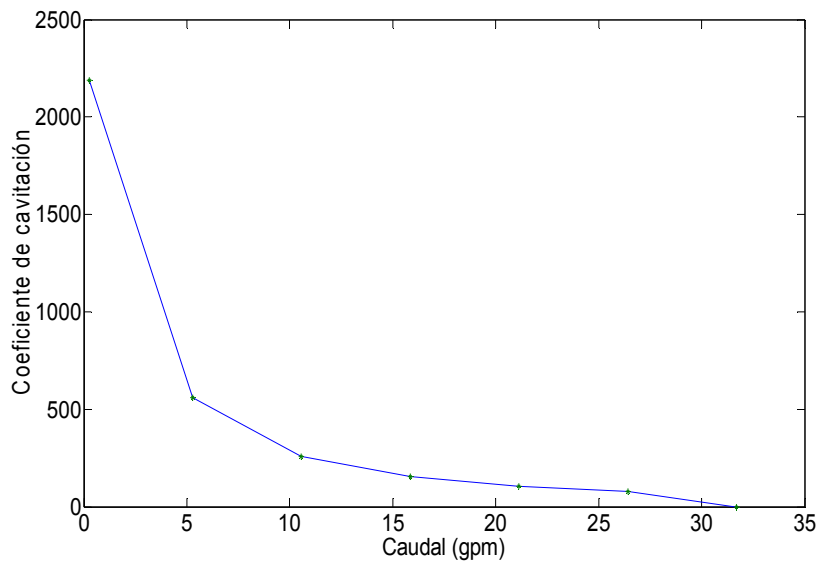
Fuente: Autores del proyecto

Figura 76. Curva característica a una apertura de 50%



Fuente: Autores del proyecto

Figura 77. Curva coeficiente de cavitación a una apertura de 50%



Fuente: Autores del proyecto

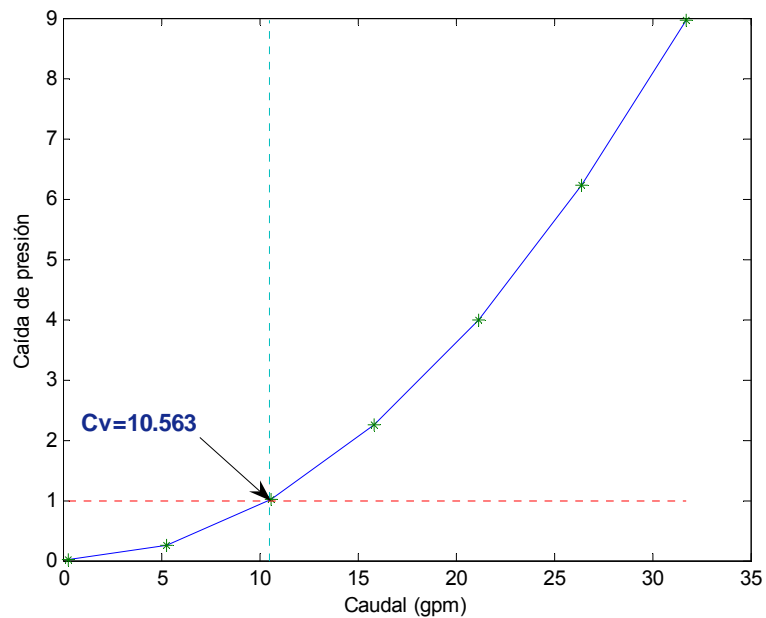
4.3.4 Curva de la válvula para $Ap=25\%$

Tabla 26. Datos de simulación a una apertura de 25%

Caudal [l/min]	Caudal [gpm]	Presión -1 [psi]	Presión-2 [psi]	Delta Presión [psi]	Coefic- descarga	Coefic- cavitación
<u>Qmed</u>	<u>Q</u>	<u>Pin</u>	<u>Pout</u>	<u>Delt_P</u>	<u>Cv</u>	<u>σ</u>
1	0,2642	14,69670431	14,6959624	0,00074187	9,6989	262655,41
20	5,2834	14,95248344	14,7010697	0,25141371	10,5371	788,57287
40	10,5669	15,71695087	14,7164683	1,00048261	10,5643	208,32491
60	15,8503	16,98533955	14,742136	2,24320359	10,5829	100,43449
80	21,1338	18,76946564	14,7781849	3,99128077	10,5784	62,391976
100	26,4172	21,05370548	14,8243683	6,22933714	10,5844	44,852972
120	31,7007	23,84366252	14,8809717	8,96269079	10,5889	35,314251

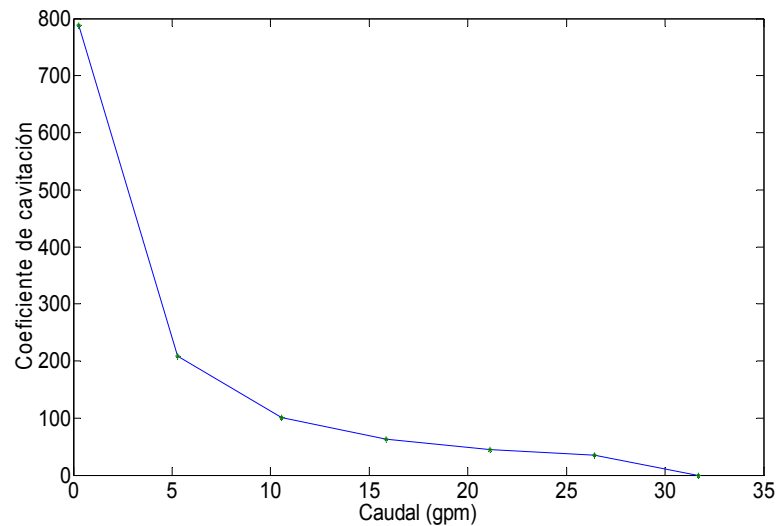
Fuente: Autores del proyecto

Figura 78. Curva característica a una apertura de 25%



Fuente: Autores del proyecto

Figura 79. Curva coeficiente de cavitación a una apertura de 25%



Fuente: Autores del proyecto

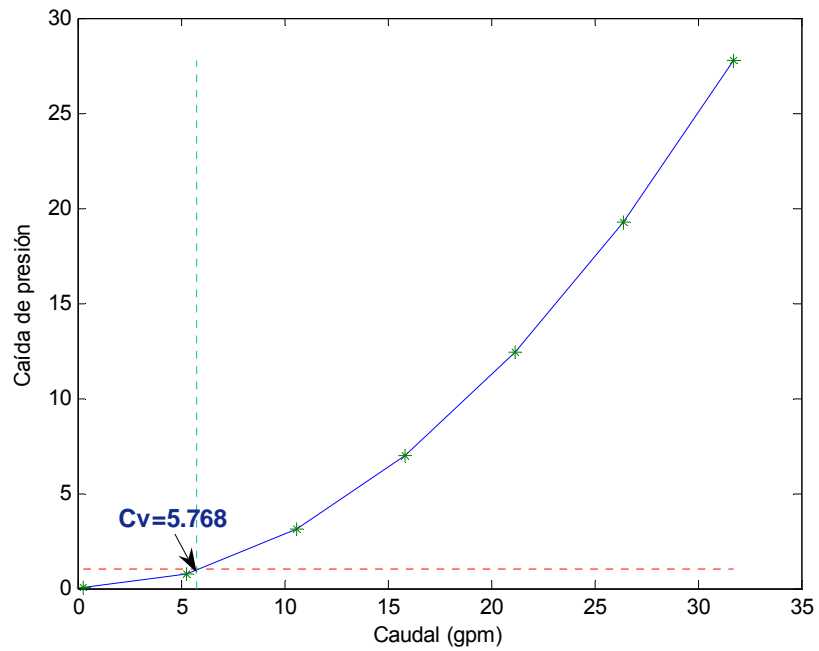
4.3.5 Curva de la válvula para $A_p=10\%$

Tabla 27. Datos de simulación a una apertura de 10%

Caudal [l/min]	Caudal [gpm]	Presión -1 [psi]	Presión-2 [psi]	Delta Presión [psi]	Coefic- descarga	Coefic- cavitación
Q_{med}	Q	P_{in}	P_{out}	Delt_P	C_v	σ
1	0,2642	14,6981506	14,6959625	0,00218808	5,6475	89062,284
20	5,2834	15,4859764	14,7011284	0,78484799	5,9638	261,64746
40	10,5669	17,84605774	14,7166459	3,12941186	5,9733	75,650818
60	15,8503	21,75541313	14,7430183	7,01239478	5,9856	41,175234
80	21,1338	27,17002384	14,7791723	12,3908515	6,0038	29,114328
100	26,4172	34,12288257	14,8261326	19,2967499	6,0137	23,487082
120	31,7007	42,68688883	14,8820098	27,804879	6,0118	20,396623

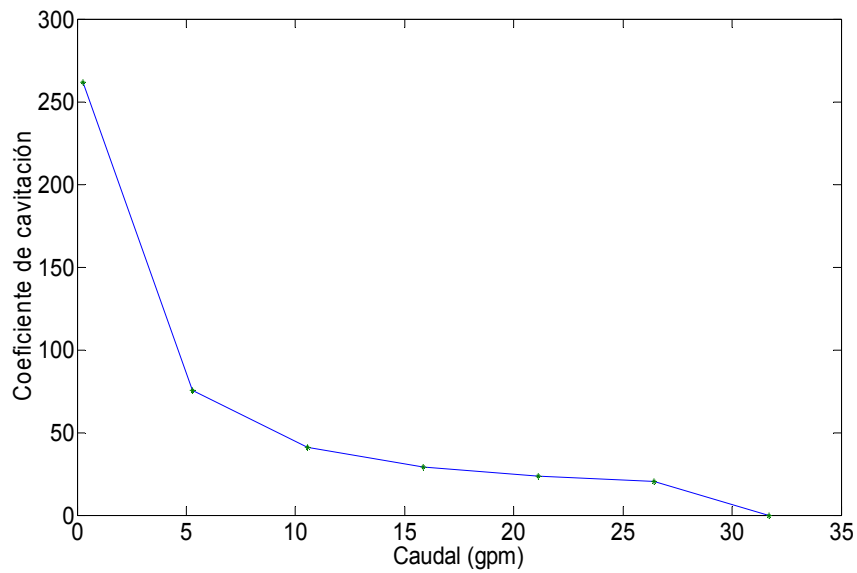
Fuente: Autores del proyecto

Figura 80. Curva característica a una apertura de 10%



Fuente: Autores del proyecto

Figura 81. Curva coeficiente de cavitación a una apertura de 10%



Fuente: Autores del proyecto

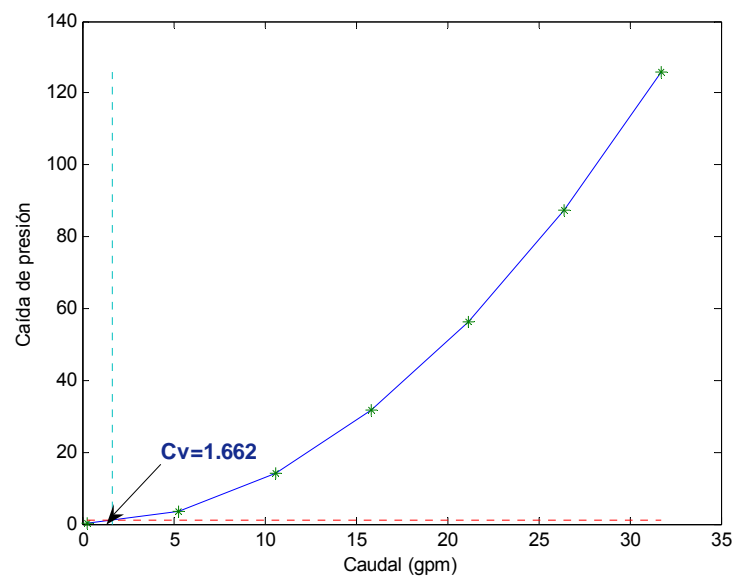
4.3.6 Curva de la válvula para $A_p=5\%$

Tabla 28. Datos de simulación a una apertura de 5%

Caudal [l/min]	Caudal [gpm]	Presión -1 [psi]	Presión-2 [psi]	Delta Presión [psi]	Coefic- descarga	Coefic- cavitación
<u>Qmed</u>	<u>Q</u>	<u>Pin</u>	<u>Pout</u>	<u>Delt_P</u>	<u>Cv</u>	<u>σ</u>
1	0,2642	14,70560102	14,6959628	0,00963827	2,6908	20229,2
20	5,2834	18,26740812	14,7012079	3,56620026	2,7978	67,956511
40	10,5669	28,89633592	14,7170038	14,1793321	2,8062	27,061308
60	15,8503	46,49339333	14,7436196	31,7497737	2,8130	19,456899
80	21,1338	71,02707268	14,7809032	56,2461695	2,8179	16,784255
100	26,4172	102,3805997	14,8287184	87,5518814	2,8233	15,545662
120	31,7007	140,6746093	14,8874038	125,787206	2,8265	14,869257

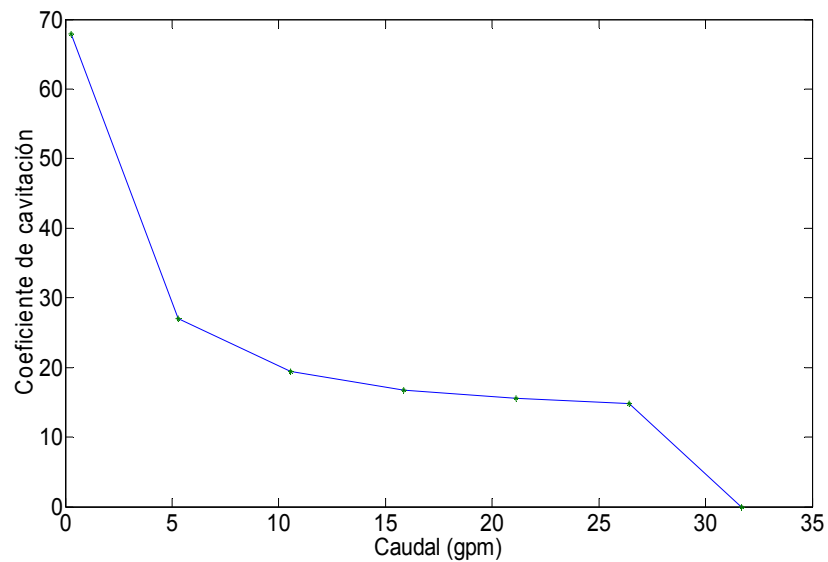
Fuente: Autores del proyecto

Figura 82. Curva característica a una apertura de 5%



Fuente: Autores del proyecto

Figura 83. Curva coeficiente de cavitación a una apertura de 5%



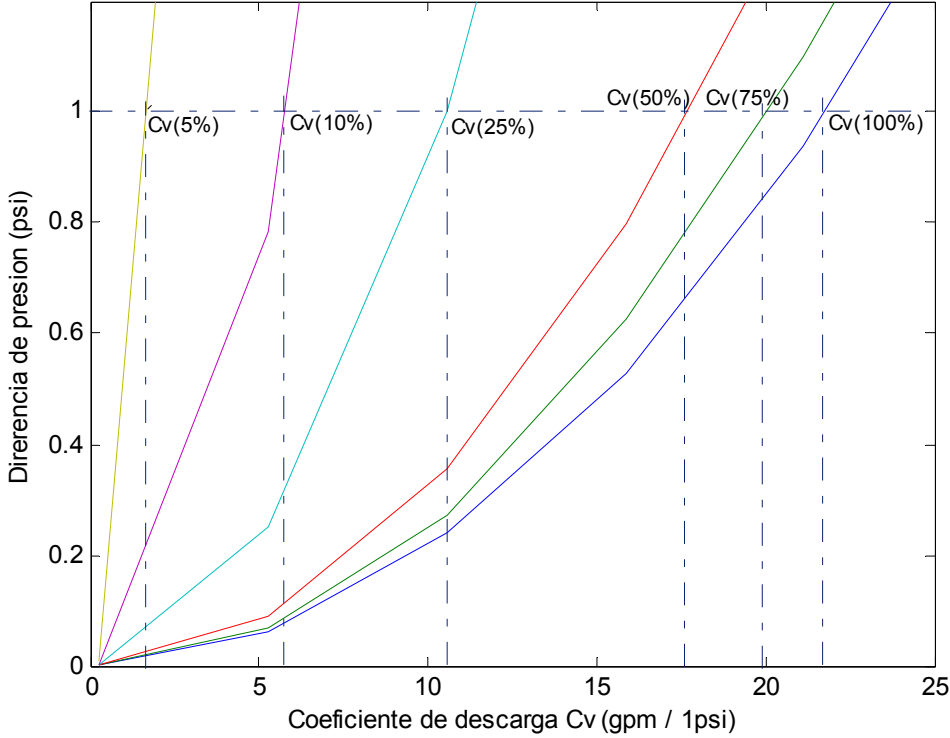
Fuente: Autores del proyecto

Finalmente se compararon todas las curvas encontradas para cada porcentaje de apertura del vástago de la válvula. El coeficiente de descarga de la válvula se encontró entre 1.662gpm/1psi y 21.736gpm/1psi. Estos datos son muy útiles a la hora de dimensionar un sistema hidráulico, ya que se conoce la capacidad de descarga de la válvula así como también sus curvas características.

Las curvas del coeficiente de cavitación exhiben el comportamiento previsto, la intensidad de la cavitación aumenta para porcentajes de apertura pequeños que se corresponden con coeficientes de baja magnitud.

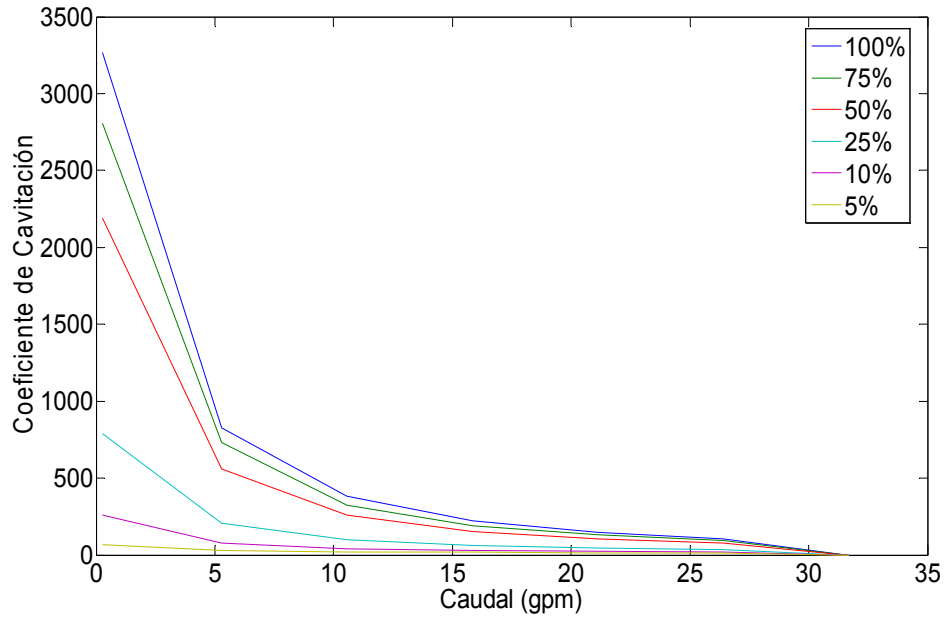
4.3.7. Curvas características para cada posición de la válvula

Figura 84. Curvas características a diferentes aperturas



Fuente: Autores del proyecto

Figura 85. Curvas de coeficientes de cavitación a diferentes aperturas



Fuente: Autores del proyecto

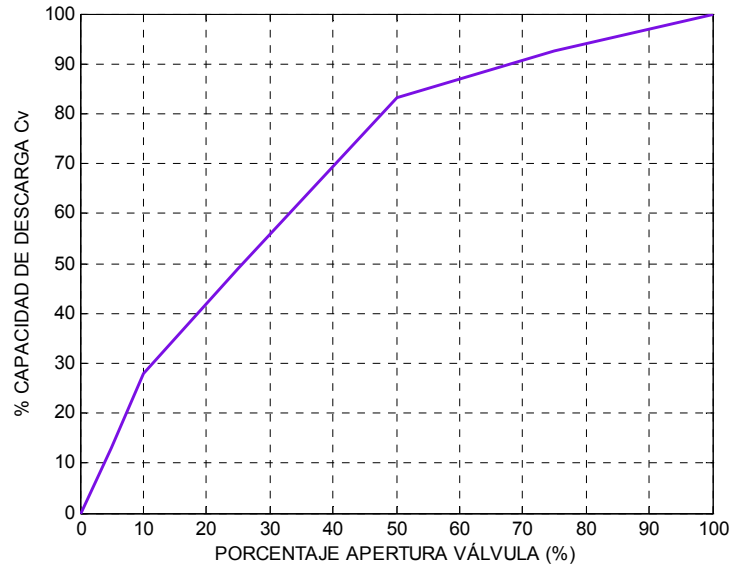
4.4 CURVA INHERENTE DE LA VÁLVULA

Tabla 29. Datos para curva inherente

Abertura Válvula	Porcentaje Cv
<u>Ap</u>	<u>% Cv</u>
5%	13,0999
10%	27,8383
25%	48,9417
50%	83,1590
75%	92,4941
100%	100,0000

Fuente: Autores del proyecto

Figura 86. Curva inherente



Fuente: Autores del proyecto

Podemos concluir que esta válvula de globo presenta una apertura rápida y no resulta apta para aplicaciones de control de caudal.

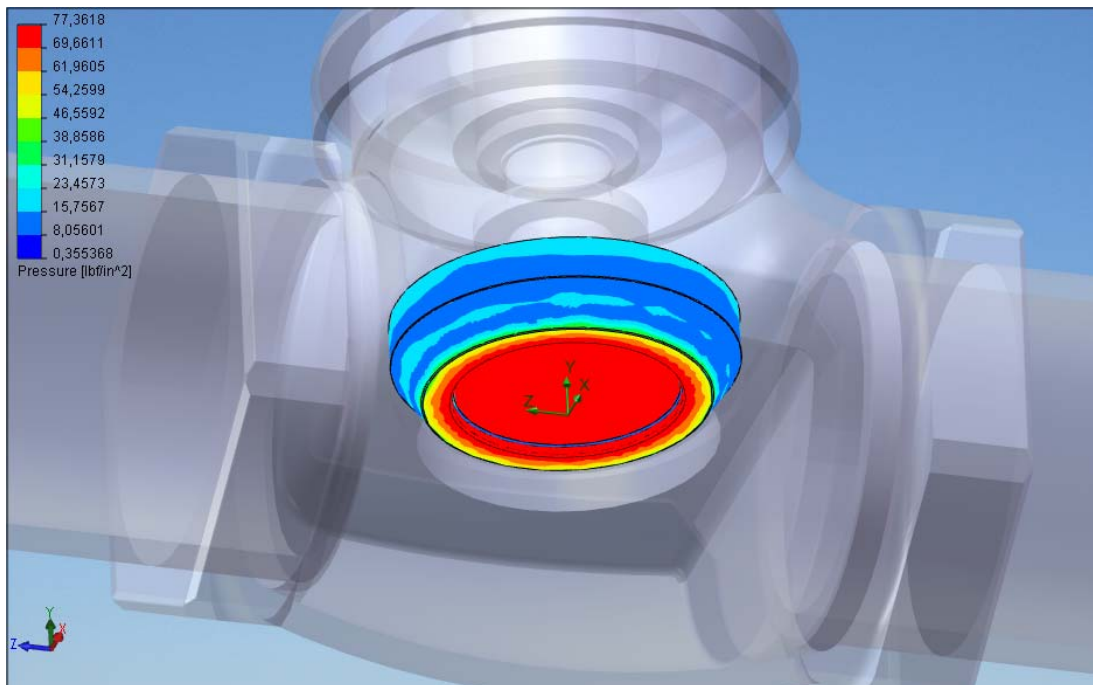
4.5 ANÁLISIS DE LA CAVITACIÓN:

La mayor parte de los daños producidos en las válvulas son causados por la cavitación. La aceleración del flujo en el elemento de cierre puede hacer descender la presión por debajo de la presión de vapor y se forman burbujas que erosionan tanto las partes móviles como los asientos. Además, la cavitación produce ruido y vibraciones. Este fenómeno es uno de los problemas más graves asociados a las válvulas de control.

Finalmente, para encontrar si esta válvula cavita y a qué condiciones, se analizó el perfil de presión a través del disco del vástago (Fig. 87). Se encontró que sólo a las condiciones más elevadas de flujo de 120 L/min y con los

porcentajes de apertura del vástago más pequeño (5% y 10%) pudo presentarse una pequeña zona de cavitación. Para ello, se resaltaron en la simulación las zonas donde hubo una densidad por debajo de los 110 Kg/m³. A pesar de esto, esta disminución en la densidad sólo se presentó por un trayecto muy corto, ya que el líquido se acelera en la zona más estrecha de paso, la cual es muy corta.

Figura 87. Comportamiento de la presión en el obturador



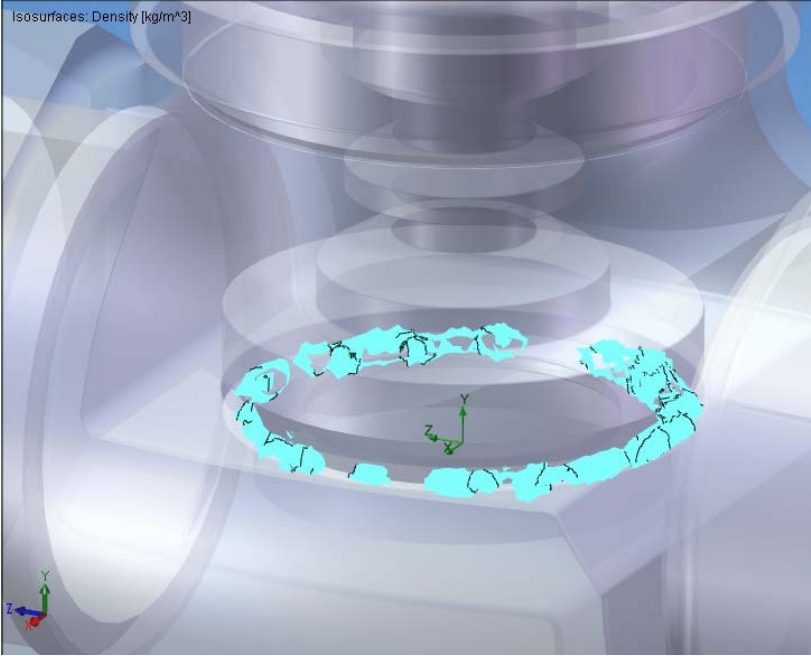
Fuente: Autores del proyecto

Figura 88. Comportamiento de la densidad en el obturador



Fuente: Autores del proyecto

Figura 89. Zona de cavitación



Fuente: Autores del proyecto

Comparando la válvula de simulación con la válvula real se encuentra un punto en común en el cual la cavitación se presenta para aperturas menores de 10%. También se puede decir que la cavitación no puede ser muy intensa debido al espacio disponible para su desarrollo. También se encuentra que la zona más crítica de la válvula es el asiento ya que una vez deteriorada por acción de la cavitación u otros factores su eficiencia como válvula de control de caudal se minimiza produciendo mal funcionamiento del sistema donde esté instalada.

5. CONCLUSIONES

- Se ha cumplido con el objetivo principal del proyecto de grado, que consiste en una profundización del conocimiento del arte de la aplicación de bombas rotativas y problemas existentes en circuitos hidráulicos tales como la cavitación, fugas, cebado de bombas, protección de motores eléctricos, montaje y mantenimiento.
- Después de haber intentado varias estrategias para alcanzar el fenómeno de la cavitación, podemos asegurar que en nuestro sistema hidráulico la cavitación en la válvula de prueba se produce para una apertura menor del 10%.
- La zona donde se producen las altas presiones de vacío y por ende la presión de vapor, es la región comprendida entre el asiento de la válvula y el obturador a una carrera de un 5%; establecer esta medida es de gran dificultad debido al alcance de la instrumentación comercial utilizada para tal efecto.
- Las características del fenómeno de la cavitación encontrados en el banco hidráulico son:
 - Burbujeo a la salida de la válvula de prueba.
 - Presión de vacío.
 - Separación de fases.
 - Pérdida de la columna de agua aguas abajo de la válvula de prueba.
 - Ruido intenso.

- El coeficiente de resistencia de la válvula de prueba en función del porcentaje de apertura cumple con lo esperado. Su magnitud mínima es de 21 para valores grandes del porcentaje de apertura. Y crece con gran rapidez a medida que el porcentaje de apertura tiende a cero.
- La curva inherente de la válvula experimental concuerda con la curva inherente de válvula simulada, por tanto la válvula de prueba tipo globo con obturador cónico es de apertura rápida.
- El banco queda disponible al estudiante que con mente fresca y nuevas ideas, desee continuar con la profundización de los problemas relacionados con la cavitación.

BIBLIOGRAFÍA

A.L. CASILLAS. Máquinas, cálculo de taller. Ed: Casillas.

BAUMANN, H. D. "The introduction of a critical flow factor for valves sizing". Conferencia anual ISA, October 1962.

BEDOYA, Chris Angela. Estudio experimental para encontrar la zona segura de operación de válvulas expuestas a cavitación. Bogota, 2004.

BRENNEN, Christopher. Hydrodynamics of pumps. Concepts NREC and Oxford University. 1994.

CAMERON, Hidraulic Data Ingersoll Rand

CENGEL, Yunus A. Fundamentos y aplicación de la mecánica de fluidos

CRANE. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. División de ingeniería de CRANE. Mc Graw Hill. 1987.

CREUS, Antonio. Instrumentación industrial. Alfaomega: 1998. 6ed

DIAZ, Giovanni; FIGUEREDO, Carlos; PEDRERO, Juan. Banco portátil de pruebas para bombas centrifugas. UIS 1994

FERNANDEZ D, Pedro. Mecánica de fluidos Universidad de Cantabria

FISHER-ROSEMOUNT. Control Valve Handbook. Third Edition. Fisher Controls International, Inc. USA. 1998

FREDERICK S. Merritt, M. KENT LOFTIN, Jonathan T. Manual del Ingeniero Civil

GILES, Ranald y EVETT, Jack. Mecánica de los fluidos e hidráulica McGraw Hill

GREENE; Richard. Válvulas: Selección, Uso y Mantenimiento. McGraw Hill.

LOBO GUERRERO U., Jaime. "Valvulas de control ". Como escoger la válvula de control adecuada. VALREX ltda. Marzo 1992.

McNAUGHTON J, Kenneth. Bombas, selección, uso y mantenimiento. Mc Graw Hill. 1999.

PERES F. Luís. Selección fina de bombas universidad de Buenos Aires

RAHMEYER, William J. "Cavitation Noise from butterfly valves".

R. W. ZAPPE. Valve selection handbook. 4th Ed.

SALDARRIAGA V; Juan G. Hidráulica de tuberías. Mc Graw Hill. Bogotá. 1998.

TULLIS, J. Paul; "Hidraulics of pipeline, pumps, valves, cavitation, transients. A Wiley-Interscience Publication.1989.

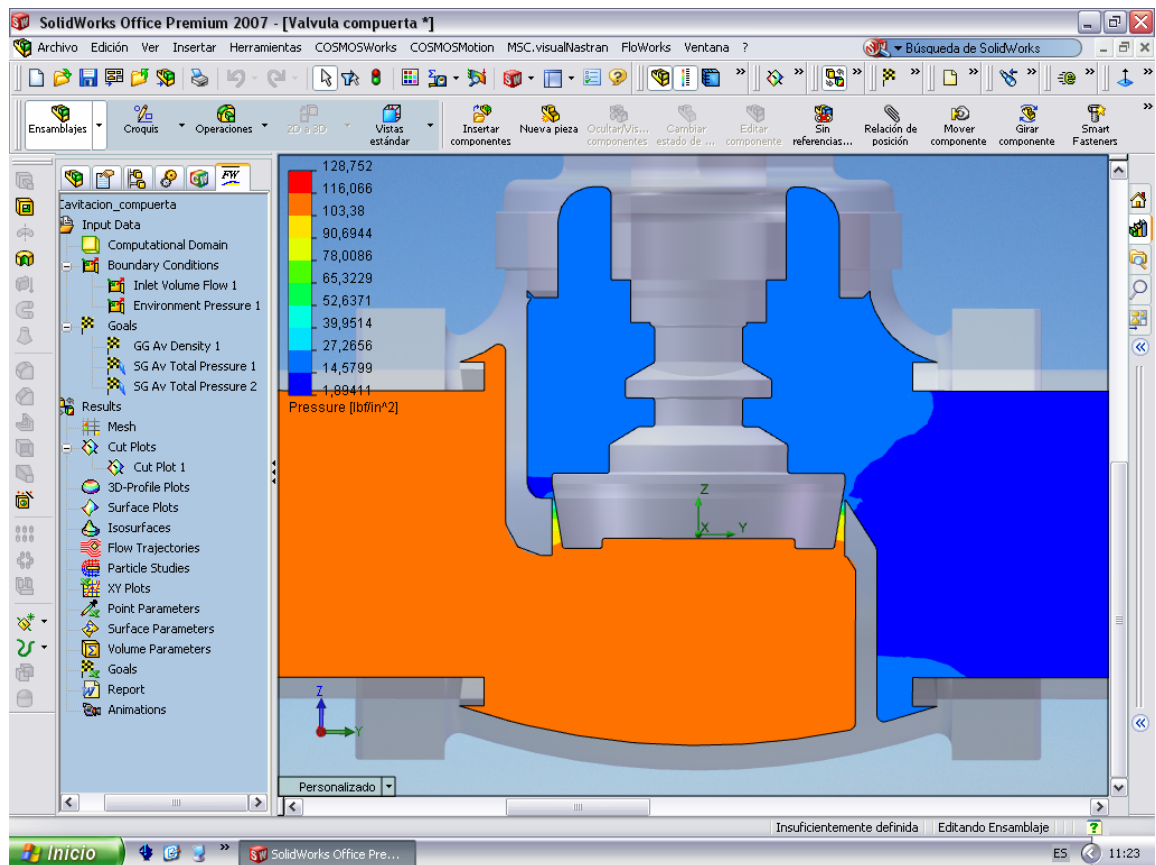
ANEXOS

ANEXO A

SIMULACIÓN DE VÁLVULA DE PRUEBA CON OBTURADOR CÓNICO

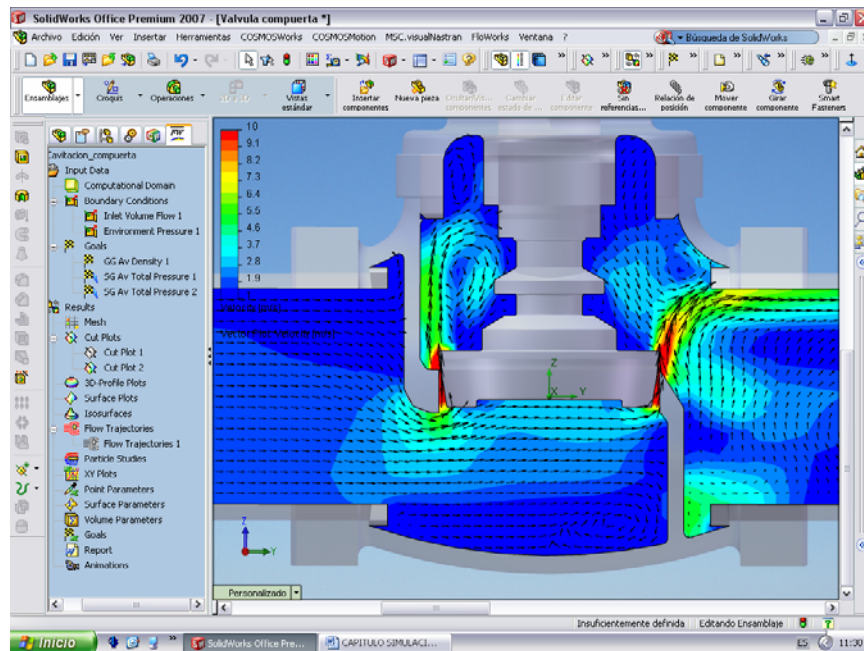
La simulación se realiza para las mismas condiciones del obturador en forma de disco como se ve en las siguientes figuras la velocidad máxima se da en las cercanías del obturador:

Figura 90. Simulación de la presión para 5% de apertura de la válvula modificada



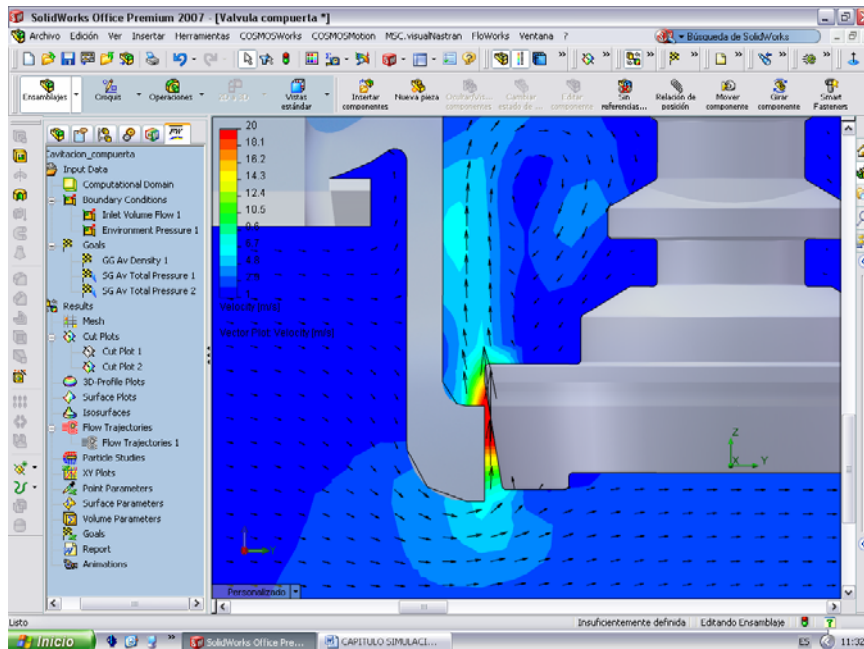
Fuente: Autores del proyecto

Figura 91. Simulación de la velocidad para 5% de apertura de la válvula modificada.



Fuente: Autores del proyecto

Figura 92. Detalle zona de cavitación.



Fuente: Autores del proyecto

ANEXO B

INSTRUMENTACIÓN DIGITAL

Figura 93. Instrumentación digital en la válvula de prueba



Fuente: Autores del proyecto

Para incrementar la confiabilidad de los datos tomados se debe proceder a realizar pruebas con instrumentación digital, por tener certificado de calibración. En la figura 93 se muestra de izquierda a derecha: un caudalímetro ultrasónico (Cole Parmer Instrument Company modelo 32986-00), con transductor piezoeléctrico para emitir y recibir señales sonicas; un manómetro tipo PCE 932, un vacuómetro (Digital Instruments Lutron).

Figura 94. Instrumentación digital en la caracterización de la bomba



Fuente: Autores del proyecto

Figura 95. Instrumentación digital

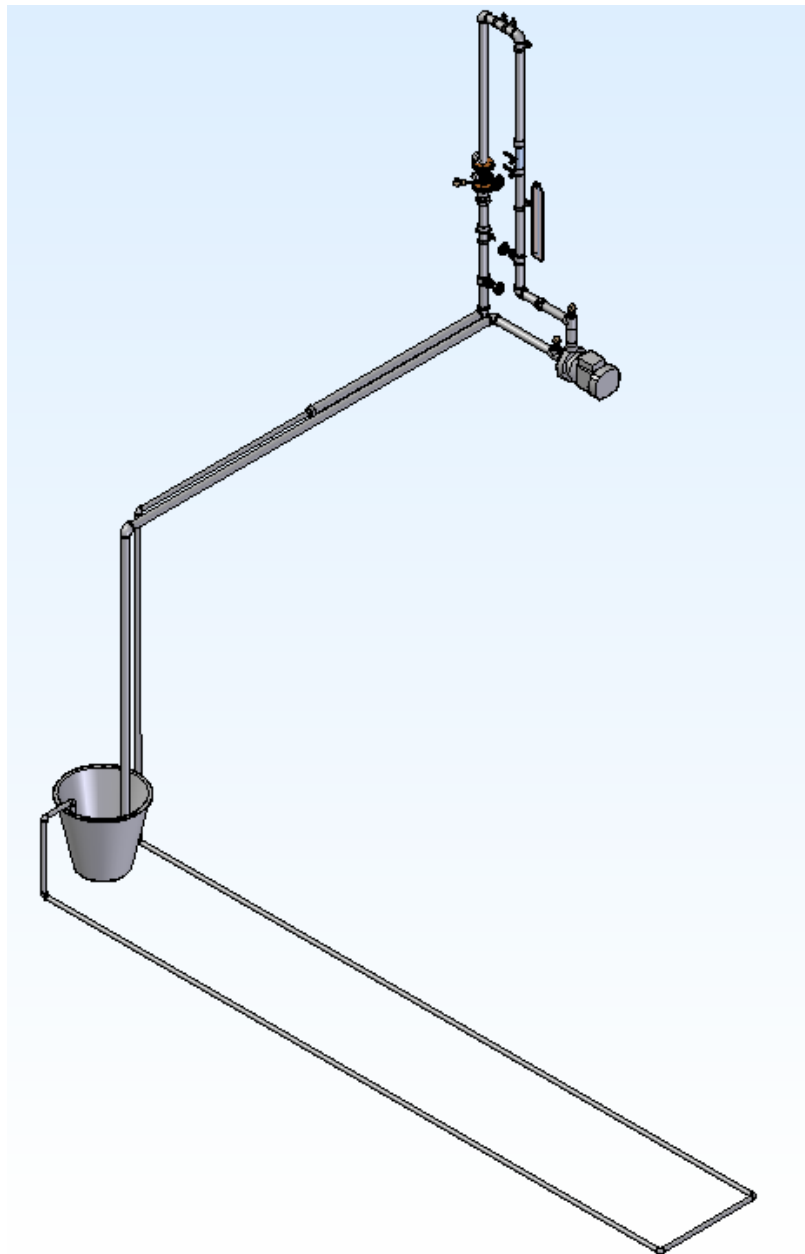


Fuente: Autores del proyecto

ANEXO C

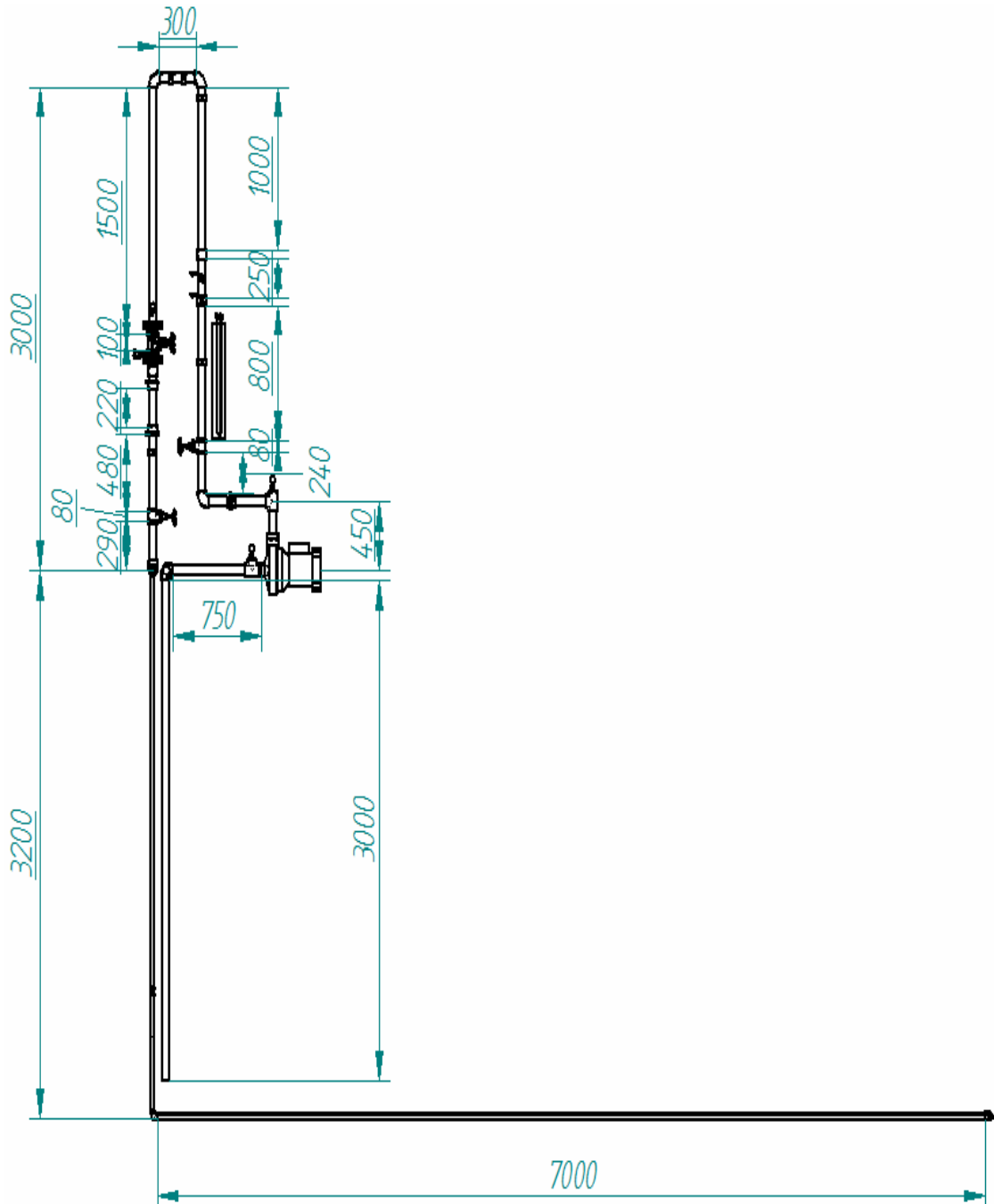
PLANOS FINALES DEL BANCO DE CAVITACIÓN.

Figura 96. Esquema final del banco de cavitacion



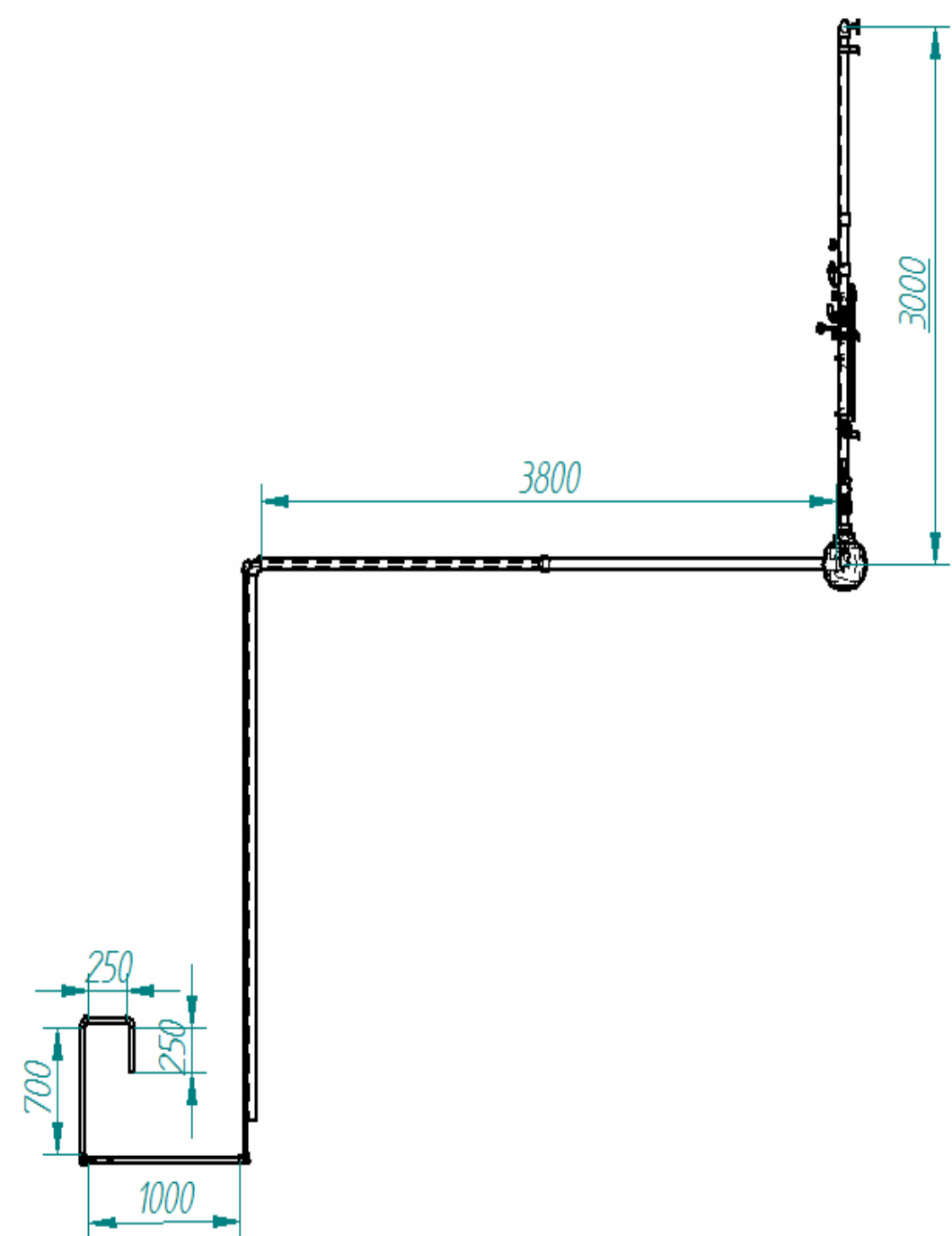
Fuente: Autores del proyecto

Figura 97. Dimensiones del banco de cavitación en mm (vista frontal)



Fuente: Autores del proyecto

Figura 98. Dimensiones del banco de cavitación en mm (vista lateral)



Fuente: Autores del proyecto

ANEXO D

RECALIBRACIÓN DEL CAUDALÍMETRO

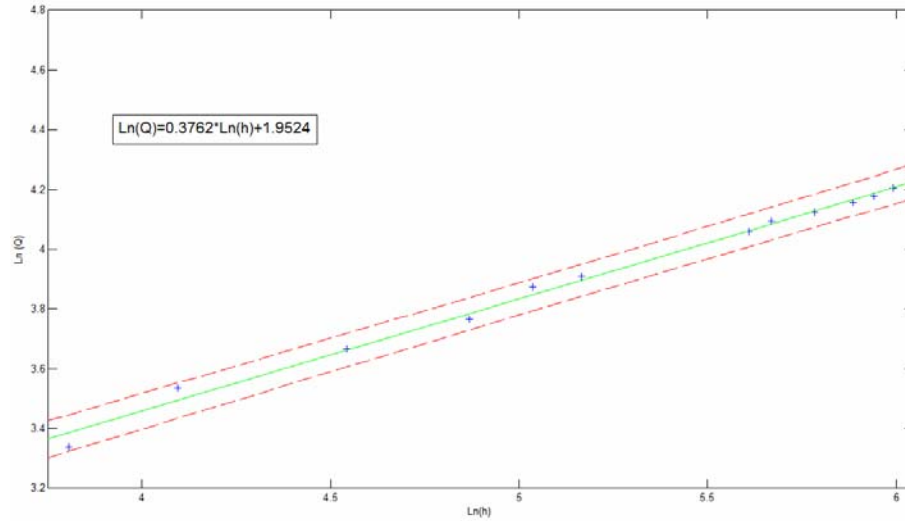
Para recalibrar el caudalímetro utilizamos el flujómetro digital para tomar datos de velocidad de flujo contra la lectura de la altura de la columna de mercurio:

Tabla 30. Datos para recalibración del caudalímetro

h (mm)	V(m/s)	Q (gpm)	Ln(h)	Ln(Q)
45	0,8188278	28,145398	3,8066625	3,3373839
60	0,9985705	34,323656	4,0943446	3,5358348
94	1,1383704	39,128968	4,5432948	3,6668631
130	1,2581989	43,247807	4,8675345	3,7669465
154	1,3979988	48,053119	5,0369526	3,872307
175	1,4479273	49,769302	5,164786	3,9073984
273	1,5977129	54,91785	5,6094718	4,0058384
290	1,7474984	60,066399	5,6698809	4,0954506
325	1,797427	61,782582	5,7838252	4,1236215
360	1,8573412	63,842001	5,886104	4,1564113
380	1,897284	65,214947	5,9401713	4,1776887
400	1,9472125	66,93113	5,9914645	4,2036642

Fuente: Autores del proyecto

Figura 99. Curva característica del caudalímetro tipo venturi



Fuente: Autores del proyecto.

La ecuación del caudalímetro es de la forma: $Q=kh^n$

Donde: k es el coeficiente de pérdidas y,
 n exponente (se aproxima a $1/2$)

Despejando e igualando la ecuación obtenida de la curva:

$$n=0.3762$$

$$k=7.0456$$

Ecuación del caudalímetro:

$$Q= 7.05 \cdot h^{(0.38)}$$