



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Caracterización de purgadores para redes de agua potable.
Puesta a punto de un banco de ensayos para su estudio
experimental y análisis comparativo

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Química

AUTOR/A: Ramírez Duato, Michel

Tutor/a: Manzano Juarez, Juan

Cotutor/a: García-Serra García, Jorge

CURSO ACADÉMICO: 2021/2022



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUOLA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIERÍA
INDUSTRIAL VALENCIA

Curso Académico:



AGRADECIMIENTOS

Sin ninguna duda debo empezar los agradecimientos por mi tutor Juan. Desde el primer momento ha puesto de su parte una gran predisposición para la realización del trabajo y una confianza ciega en mí que jamás seré capaz de agradecerle, siempre ha estado disponible para ayudarme, siempre ha tenido un trato inmejorable y tengo claro que sin él nada de esto habría sido posible.

Por supuesto, agradecer también a mi cotutor Jordi, una fuente ilimitada de conocimiento que ha estado siempre siguiendo el trabajo de cerca y cuya aportación ha sido indispensable, muchas gracias, Jordi.

No podía olvidarme de mis padres y mis hermanos, mis ejemplos a seguir, mis pilares, mis motores en esta vida. Sin ellos tengo claro que no sería nada de lo que soy, y, su confianza diaria desde el primer día que entré a la universidad ha sido la responsable de que haya llegado hasta aquí. Siempre Ohana.

Por último, agradecer a mis compañeros por las vivencias que hemos tenido a lo largo de los 4 años. Muchísimas tardes de estudio, de trabajo, decenas de prácticas, y, por supuesto, muchísimos buenos ratos. Un auténtico apoyo que jamás se ha tambaleado y que me llevo conmigo para toda la vida, pues espero que esta relación no termine nunca.



RESUMEN

La presencia del aire en las conducciones de agua supone una problemática tanto para el paso de agua, el cual se puede ver obstruido por el aire perdiendo así caudal y presión, como para las propias tuberías ya que se pueden generar sobrepresiones y depresiones que dañen las tuberías hasta el punto de romperlas, así como para los elementos de control como válvulas donde se puede producir el fenómeno de cavitación.

Es por ello, que para evitar este problema se hace uso de válvulas ventosas para el llenado y vaciado de aire de las tuberías con especial atención a la purga continua de aire a la atmósfera durante el bombeo de agua (esta última función la pueden realizar también los elementos conocidos como purgadores).

A partir de un banco de ensayo diseñado exclusivamente para estas pruebas, se analizarán las principales válvulas ventosas y los principales purgadores del mercado actual con el fin de obtener sus rectas y curvas de caudal en función de la presión características además de compararlas con las curvas dadas por los fabricantes.

Existe un gran abanico de modelos de válvulas, por lo que estos ensayos se limitarán a trabajar con un rango de diámetros de 25 mm a 150 mm, con especial atención a las de 80 mm y 100 mm, pues son las más comunes para las estaciones de agua potable.



RESUM

La presència de l'aire en les conduccions d'aigua suposa una problemàtica tant per al pas d'aigua, el qual es pot veure obstruït per l'aire perdent així cabal i pressió, com per a les pròpies canonades ja que es poden generar sobrepresions i depressions que danyen les canonades fins al punt de trencar-les, així com per als elements de control com vàlvules on es pot produir el fenomen de cavitació.

És per això, que per evitar aquest problema es fa ús de vàlvules ventoses per a l'ompliment i buidatge d'aire de les canonades amb especial atenció a la porga contínua d'aire a l'atmosfera durant el bombeig d'aigua (aquesta última funció la poden realitzar també els elements coneguts com porgadors).

A partir d'un banc d'assaig dissenyat exclusivament per a aquestes proves, s'analitzaran les principals vàlvules ventoses i els principals porgadors del mercat actual amb la finalitat d'obtenir les seues rectes i corbes de cabal en funció de la pressió característiques a més de comparar-les amb les corbes cedides pels fabricants.

Existeix una gran varietat de models de vàlvules, es per això que aquests assajos quedaran limitats a treballar amb un rang de diàmetres de 25 mm a 150 mm, amb especial atenció a les de 80 mm i 100 mm, perquè són les més comunes per a les estacions d'aigua potable.



ABSTRACT

The presence of air in the water pipes is a problem for the passage of water, which can be obstructed by the air, losing flow and pressure, and for the pipes themselves, where overpressures and depressions can generate damage to the pipes to the point of breaking them, as well as for control elements such as valves where the cavitation phenomenon can occur.

That is why, to avoid this problem, air valves are used to fill and empty air from the pipes, paying special attention to the continuous purge of air into the atmosphere during the pump of water (this last function can also be performed by elements known as air traps).

From a test bench designed exclusively for these tests, the main air valves and air traps on the current market will be analysed to obtain their straight lines and curves characteristics of flow as a function of the pressure, in addition to compare them with the given curves by manufacturers.

There is a wide variety of valve models, so these tests will be limited to working with a range of diameters from 25 mm to 150 mm, paying special attention to 80 mm and 100 mm, because they are the most common for stations of drinking water.



ÍNDICE DEL TRABAJO FINAL DE GRADO

A.- MEMORIA

B.- PRESUPUESTO

C.- PLANOS



A.- MEMORIA



ÍNDICE DE LA MEMORIA

1.	INTRODUCCIÓN	12
1.1.	Objetivos del TFG.....	12
1.2.	Antecedentes	12
1.3.	Motivación	13
1.4.	Justificación del TFG	13
2.	EL AIRE EN LAS TUBERÍAS	15
2.1.	Origen del aire en las conducciones	15
2.2.	Problemática del aire en la conducción.....	16
2.3.	Posibles soluciones a la problemática del aire	17
3.	VÁLVULAS VENTOSAS EN LAS REDES HIDRÁULICAS	19
3.1.	Principio de funcionamiento	19
3.2.	Clasificación de las ventosas.....	23
3.2.1.	Ventosas de baja presión.....	24
3.2.2.	Ventosas de alta presión.....	26
3.2.3.	Ventosas monofuncionales.....	28
3.2.4.	Ventosas bifuncionales.....	30
3.2.5.	Ventosas trifuncionales	30
3.3.	Localización de las ventosas	32
3.4.	Modelación de ventosas	33
3.4.1.	Flujo isoentrópico en toberas	34
3.4.2.	Analogía entre el flujo en toberas y el flujo en ventosas.....	39
3.4.3.	Ajuste propuesto por Boldy.....	41
3.4.4.	Fórmula propuesta por AWWA (para purgadores).....	43
4.	Diseño del banco de ensayo	46
4.1.	Norma UNE	46
4.2.	Elementos del banco de ensayo.....	50
4.2.1.	Caudalímetro SCHMIDT	50
4.2.2.	Válvula reguladora BERMAD 2HC.....	56
4.2.3.	Transductor de presión BD SENSOTEC 26600 G.....	58
4.2.4.	Calderín CITERGAZ 016F	59
4.2.5.	Otros elementos.....	60
4.3.	Esquema y fotografías de la instalación.....	60



5. Estudio experimental.....	68
5.1. Curva característica de una ventosa	68
5.2. Ensayos experimentales	72
5.3. Verificación experimental de ventosas.....	77
5.4. Análisis comparativo.....	79
6. Conclusiones	83
7. Bibliografía	86
Anejo I.....	88
Anejo II	115



**ESCOLA TÈCNICA
SUPERIOR ENGINYERIA
INDUSTRIAL VALÈNCIA**

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Puntos de separación y acumulación de aire (Fuertes, 2001)	16
Figura 3.1. Ventosa cerrada (Fuertes, 2001)	20
Figura 3.2. Ventosa expulsando aire (Fuertes, 2001).....	21
Figura 3.3. Ventosa cerrando (Fuertes, 2001).....	22
Figura 3.4. Ventosa cerrada (depresión) (Fuertes, 2001)	22
Figura 3.5. Tipos de ventosas (izquierda baja presión, derecha alta presión) (Fuertes, 2001)...	23
Figura 3.6. Ventosas de baja presión (Fuertes, 2001)	24
Figura 3.7. Ventosas de alta presión (Fuertes, 2001)	26
Figura 3.8. Ventosa monofuncional (Aductor)	28
Figura 3.9. Ventosas de vacío (Fuertes, 2001).....	29
Figura 3.10. Ventosa bifuncional	30
Figura 3.11. Ventosa trifuncional con un único cuerpo	31
Figura 3.12. Ventosa trifuncional de doble cuerpo	31
Figura 3.13. Perfil más adecuado para la localización de ventosas (Fuertes, 2001)	32
Figura 3.14. Esquema del flujo en una tobera (Fuertes, 2001)	34
Figura 3.15. Ajuste del comportamiento de una ventosa según Boldy (1992) (Fuertes, 2001) .	42
Figura 4.1. Esquema de una instalación de ensayo de salida de aire (UNE 1074-4)	48
Figura 4.2. Ejemplos de instalación de ensayo con función de entrada de aire (UNE-EN 1074-4)	49
Figura 4.3. Sensor de caudal SCHMIDT IL 30.005.....	50
Figura 4.4. Luces LEDs que marcan el estado del sensor.....	52
Figura 4.5. Curva de calibración del sensor de caudal.....	53
Figura 4.6. Ejemplo de cálculo del caudal másico con los valores obtenidos durante el ensayo	54
Figura 4.7. Caudal másico según caudalímetro.....	55
Figura 4.8. Resultados de la segunda comprobación realizada para el caudalímetro	55
Figura 4.9. Lector de valores de medición SCHMIDT MD 10.020.....	56
Figura 4.10. Válvula piloto reductora de presión de alta capacidad de BERMAD.....	57
Figura 4.11. Sensor cerámico BD SENSOTEC 26600 G	58
Figura 4.12. Calderín CITERGAZ 016F : 21: ITG.....	59
Figura 4.13. Calderín presente en la instalación	61
Figura 4.14. Manómetro para medir la presión adentro del calderín.	61
Figura 4.15. Compresor: Fuente de alimentación del aire a presión (conectada al calderín).....	62
Figura 4.16. Sensor cerámico midiendo la presión en el purgador	62
Figura 4.17. Caudalímetro midiendo el caudal que llega al purgador	63
Figura 4.18. Lector de valores mostrando el caudal y la temperatura presentes en el purgador	63
Figura 4.19. Válvula reductora de presión del banco de ensayos	64
Figura 4.20. Banco de ensayo mientras se realiza el ensayo de la ventosa ARI D-040-NS	64
Figura 4.21. Ejemplo del montaje de las ventosas	65
Figura 4.22. Vista general del banco de ensayos	65
Figura 4.23. Vista general del banco durante ensayo.....	66
Figura 4.24. Esquema simplificado del banco de ensayo	66
Figura 5.1. Curva característica de una ventosa de baja presión (Fuertes, 2001)	68
Figura 5.2. Curva característica de una ventosa de alta presión (Fuertes, 2001)	69



Figura 5.3. Ensayos para obtener el punto de cierre dinámico en dos ventosas de DN 80 (Fuertes, 2001)	71
Figura 5.5. Captura del monitor de control durante un ensayo	73
Figura 5.6. Ejemplo de cómo se registran los datos	74
Figura 5.7. Filtro utilizado con Excel.....	74
Figura 5.8. Ejemplo de cómo se agrupaban los datos	75
Figura 5.9. Tabla de los promedios obtenidos a partir de los datos de ensayo	75
Figura 5.10. Ejemplo de la gráfica obtenida para la válvula A-1-DN 50 en su primer ensayo..	76
Figura 5.11. Comparación entre la curva característica dada por el fabricante y los resultados obtenidos en un ensayo de laboratorio (Fuertes, 2001).....	78
Figura 5.12. Comparación entre la curva característica dada por el fabricante y los resultados obtenidos en un ensayo de laboratorio (Fuertes, 2001).....	78
Figura 5.13. Ejemplo de gráfica cedida por fabricante en catálogo	79
Figura 5.14. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-1-DN 50 en su primer ensayo.....	80
Figura 5.15. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-2 DN 50 en su primer ensayo.....	81
Figura I.0.1. Resultados obtenidos para la válvula A-1 DN 50 en su primer ensayo	88
Figura I.0.2. Resultados obtenidos para la válvula A-1 DN 50 en su segundo ensayo.....	88
Figura I.0.3. Resultados obtenidos para la válvula A-2 DN 50 en su primer ensayo	89
Figura I.0.4. Resultados obtenidos para la válvula A-2 DN 50 en su segundo ensayo.....	89
Figura I.0.5. Resultados obtenidos para la válvula A-3 DN 100 en su primer ensayo	90
Figura I.0.6. Resultados obtenidos para la válvula A-3 DN 100 en su segundo ensayo.....	90
Figura I.0.7. Resultados obtenidos para la válvula A-3 DN 80 en su primer ensayo	91
Figura I.0.8. Resultados obtenidos para la válvula A-3 DN 80 en su segundo ensayo.....	91
Figura I.0.9. Resultados obtenidos para la válvula A-4 DN 80 en su primer ensayo	92
Figura I.0.10. Resultados obtenidos para la válvula A-4 DN 80 en su segundo ensayo.....	92
Figura I.0.11. Resultados obtenidos para la válvula A-4 DN 150 en su primer ensayo	93
Figura I.0.12. Resultados obtenidos para la válvula A-4 DN 150 en su segundo ensayo.....	93
Figura I.0.13. Resultados obtenidos para la válvula B-1 DN 25 en su primer ensayo.....	94
Figura I.0.14. Resultados obtenidos para la válvula B-1 DN 25 en su segundo ensayo.....	94
Figura I.0.15. Resultados obtenidos para la válvula B-2 DN 100 en su primer ensayo.....	95
Figura I.0.16. Resultados obtenidos para la válvula B-2 DN 100 en su segundo ensayo.....	95
Figura I.0.17. Resultados obtenidos para la válvula B-3 DN 50 en su primer ensayo.....	96
Figura I.0.18. Resultados obtenidos para la válvula B-3 DN 50 en su segundo ensayo.....	96
Figura I.0.19. Resultados obtenidos para la válvula C-1 DN 100 en su primer ensayo.....	97
Figura I.0.20. Resultados obtenidos para la válvula C-1 DN 100 en su segundo ensayo.....	97
Figura I.0.21. Resultados obtenidos para la válvula D-1 DN 80 en su primer ensayo	98
Figura I.0.22. Resultados obtenidos para la válvula D-1 DN 80 en su segundo ensayo.....	98
Figura I.0.23. Resultados obtenidos para la válvula E-1 DN 100 en su primer ensayo.....	99
Figura I.0.24. Resultados obtenidos para la válvula E-1 DN 100 en su segundo ensayo	99
Figura I.0.25. Resultados obtenidos para la válvula F-1 DN 100 en su primer ensayo	100
Figura I.0.26. Resultados obtenidos para la válvula F-1 DN 100 en su segundo ensayo	100
Figura I.0.27. Resultados obtenidos para la válvula G-1 DN 80 en su primer ensayo	101
Figura I.0.28. Resultados obtenidos para la válvula G-1 DN 80 en su segundo ensayo.....	101
Figura I.0.29. Resultados obtenidos para la válvula G-1 DN 100 en su primer ensayo	102
Figura I.0.30. Resultados obtenidos para la válvula G-1 DN 100 en su segundo ensayo.....	102
Figura I.0.31. Resultados obtenidos para la válvula H-1 DN 100 en su primer ensayo	103



Figura I.0.32. Resultados obtenidos para la válvula H-1 DN 100 en su segundo ensayo.....	103
Figura I.0.33. Resultados obtenidos para la válvula I-1 DN 50 en su primer ensayo.....	104
Figura I.0.34. Resultados obtenidos para la válvula I-1 DN 50 en su segundo ensayo	104
Figura I.0.35. Resultados obtenidos para la válvula I-1 DN 80 en su primer ensayo	105
Figura I.0.36. Resultados obtenidos para la válvula I-2 DN 80 en su segundo ensayo	105
Figura I.0.37. Resultados obtenidos para la válvula I-3 DN 100 en su primer ensayo.....	106
Figura I.0.38. Resultados obtenidos para la válvula I-3 DN 100 en su segundo ensayo	106
Figura I.0.39. Resultados obtenidos para la válvula I-4 DN 100 en su primer ensayo.....	107
Figura I.0.40. Resultados obtenidos para la válvula I-4 DN 100 en su segundo ensayo	107
Figura I.0.41. Resultados obtenidos para la válvula I-5 DN 50 en su primer ensayo.....	108
Figura I.0.42. Resultados obtenidos para la válvula I-5 DN 50 en su segundo ensayo	108
Figura I.0.43. Resultados obtenidos para la válvula I-5 DN 80 en su primer ensayo.....	109
Figura I.0.44. Resultados obtenidos para la válvula I-5 DN 80 en su segundo ensayo	109
Figura I.0.45. Resultados obtenidos para la válvula I-6 DN 50 en su primer ensayo.....	110
Figura I.0.46. Resultados obtenidos para la válvula I-6 DN 50 en su segundo ensayo	110
Figura I.0.47. Resultados obtenidos para la válvula I-6 DN 100 en su primer ensayo.....	111
Figura I.0.48. Resultados obtenidos para la válvula I-6 DN 100 en su segundo ensayo	111
Figura I.0.49. Resultados obtenidos para la válvula J-1 DN 100 en su primer ensayo.....	112
Figura I.0.50. Resultados obtenidos para la válvula J-1 DN 100 en su segundo ensayo.....	112
Figura I.0.51. Resultados obtenidos para la válvula J-2 DN 50 en su primer ensayo.....	113
Figura I.0.52. Resultados obtenidos para la válvula J-2 DN 50 en su segundo ensayo	113
Figura I.0.53. Resultados obtenidos para la válvula J-2 DN 80 en su primer ensayo.....	114
Figura I.0.54. Resultados obtenidos para la válvula J-2 DN 80 en su segundo ensayo	114
Figura II.0.1. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-1-DN 50 en su primer ensayo.....	115
Figura II.0.2. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-1-DN 50 en su segundo ensayo.....	115
Figura II.0.3. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-2 DN 50 en su primer ensayo.....	116
Figura II.0.4. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-2 DN 50 en su segundo ensayo.....	116
Figura II.0.5. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-3 DN 100 en su primer ensayo.....	117
Figura II.0.6. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-3 DN 100 en su segundo ensayo	117
Figura II.0.7. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-3 DN 80 en su primer ensayo.....	118
Figura II.0.8. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-3 DN 80 en su segundo ensayo.....	118
Figura II.0.9. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-4 DN 80 en su primer ensayo.....	119
Figura II.0.10. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-4 DN 80 en su segundo ensayo	119
Figura II.0.11. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-4 DN 150 en su primer ensayo.....	120
Figura II.0.12. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-4 DN 150 en su segundo ensayo	120
Figura II.0.13. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula B-1 DN 25 en su primer ensayo.....	121



Figura II.0.14. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula B-1 DN 25 en su segundo ensayo.....	121
Figura II.0.15. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula B-2 DN 100 en su primer ensayo.....	122
Figura II.0.16. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula B-2 DN 100 en su segundo ensayo	122
Figura II.0.17. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula B-3 DN 25 en su primer ensayo.....	123
Figura II.0.18. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula B-3 DN 25 en su segundo ensayo.....	123
Figura II.0.19. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula J-1 DN 100 en su primer ensayo.....	124
Figura II.0.20. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula J-1 DN 100 en su segundo ensayo	124
Figura II.0.21. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula J-2 DN 50 en su primer ensayo.....	125
Figura II.0.22. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula J-2 DN 50 en su segundo ensayo.....	125
Figura II.0.23. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula J-2 DN 80 en su primer ensayo.....	126
Figura II.0.24. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula J-2 DN 80 en su segundo ensayo.....	126



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Coeficiente de Bunsen (Montalvo, 2007)

Tabla 3.1. Resumen flujo en toberas (Fuertes, 2001)

Tabla 3.2. Fase de admisión en una ventosa (Fuertes, 2001)

Tabla 3.3. Fase de expulsión en una ventosa (Fuertes, 2001)

Tabla 4.1. Opciones de señalización del sensor de caudal

Tabla 5.1. Ejemplo de ficha técnica



1. INTRODUCCIÓN

1.1. Objetivos del TFG

El principal objetivo de este trabajo es la caracterización de purgadores para redes de agua potable a través de su estudio experimental en un banco de ensayo diseñado con el propósito de efectuar estos ensayos.

A partir de este objetivo principal, surgen objetivos secundarios, entre los que destacan la definición del propio banco de ensayo y su puesta a punto o el análisis comparativo de los gráficos obtenidos experimentalmente con los gráficos que incluyen los fabricantes en sus catálogos.

Para cumplir tanto el objetivo principal como los secundarios, el trabajo se distribuye en las siguientes tareas:

1. Definición de la problemática del aire en las redes de agua
2. Definición y caracterización de las ventosas y purgadores a través del ensayo experimental y la trata de datos obtenidos
3. Diseño del banco de ensayo a partir de los elementos disponibles
4. Presentación de los resultados obtenidos experimentalmente
5. Análisis comparativo de los valores obtenidos con los cedidos por los fabricantes.

1.2. Antecedentes

El aire atrapado debido a su capacidad de absorción de energía cinética de un flujo de agua en movimiento y transformación en trabajo de compresión supone un problema en las conducciones de agua a presión.

Las sobrepresiones generadas debido a la presencia de bolsas de aire presentes en tuberías que conducen agua a presión ya fueron anunciadas por Sailer (1955) haciéndolas culpables de roturas en grandes instalaciones.

Para solucionar este problema se instalan en las redes de agua válvulas ventosas y purgadores. Las ventosas son elementos utilizados para la admisión y salida de aire durante el llenado o vaciado de una tubería, además de la continua purga de aire durante el funcionamiento normal del sistema para evitar aire atrapado o disuelto en el agua. Por otra parte, las ventosas tienen una función protectora del sistema en frente a los posibles golpes de ariete ya que evita depresiones en estados transitorios del agua.



Su funcionamiento queda resumido a un paso comunicado con el exterior a partir de una sección de paso. Dentro de la ventosa se haya una boya o flotador cuyo peso específico debe ser inferior al del agua para permitirle realizar su función, la cual se basa en ascender y cerrar el paso o descender permitiendo el paso.

1.3. Motivación

El Trabajo Final de Grado supone el último de los deberes necesarios del alumnado para conseguir la titulación. La realización del TFG supone la exposición de que los contenidos cursados a lo largo de los 4 años de grado se han adquirido de manera correcta y eficaz realizando así una síntesis de la materia dada en el transcurso del grado. Por tanto, la primera de las motivaciones del alumno es el hecho de obtener la titulación en el Grado de Ingeniería Química, permitiéndole así continuar con su formación en el Máster de Ingeniería Química.

Sumado a esto, al alumno que realiza este TFG siempre le ha generado curiosidad el campo de la hidráulica y los fluidos a raíz de haber cursado asignaturas relacionadas con ello en el grado por lo que era de su agrado realizar el Trabajo Final con un tema relacionado a este ámbito.

Por otra parte, la posibilidad de realizar prácticas y adentrarse en el mundo laboral, le suponía al alumno una gran mejora en el ámbito personal y profesional, aumentando así su interés en la realización de este TFG.

Por lo que, sumando las motivaciones expuestas, se resume todo en exponer los conocimientos adquiridos a través de una materia de gran interés para el alumno que le introduce en el mundo laboral, consiguiendo así la titulación del grado.

1.4. Justificación del TFG

El trabajo de caracterización de purgadores para redes de agua potable se ofreció al alumno a modo de prácticas externas en Aguas de Valencia debido a su interés en la asignatura cursada en el cuarto año de su titulación “Máquinas de Fluidos”.

Este trabajo conllevaba a su vez el diseño del banco de ensayo además del análisis comparativo de los resultados obtenidos con los proporcionados por los fabricantes.

Se ofreció también la posibilidad de análisis y ensayo de una única válvula en una estación de un laboratorio de la Universidad Politécnica de Valencia o el análisis de una red de riego de un campo cítrico de Valencia.

El alumno tenía especial interés en realizar prácticas para enfrentarse al mundo laboral por primera vez y adquirir así experiencia además de mejorar tanto en el ámbito personal como profesional al enfrentarse a problemas reales y adquirir responsabilidades propias en el trabajo, por ello, la elección fue sencilla ya que, además, estas prácticas iban a ser parte de su Trabajo Final de Grado.

Por otra parte, con este análisis, cede al mercado unas gráficas de ensayos reales con las cuales no cuenta ya que los fabricantes ceden gráficas teóricas.



2. EL AIRE EN LAS TUBERÍAS

La presencia de aire en las conducciones a presión es un suceso que, usualmente, no se le presta la atención necesaria o se olvida el efecto perjudicial que puede tener tanto para su funcionamiento como para su integridad. Por ello, se investigará las fuentes de procedencia del aire atrapado en las tuberías y el efecto que causan en ellas.

2.1. Origen del aire en las conducciones

En primer lugar, se debe nombrar que el agua en si contiene aire disuelto que varía en función de la temperatura, disminuyendo su cantidad a medida que aumenta la temperatura, y el valor de la presión absoluta, aumentando su cantidad a medida que aumenta la presión. La cantidad máxima de aire disuelto a presión atmosférica (1 atm) se conoce como coeficiente de Bunsen, C_B , presente en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Coeficiente de Bunsen (Montalvo, 2007)

T (°C)	C_B (m ³ aire / m ³ agua)
0	0.0286
5	0.0252
10	0.0224
15	0.0201
20	0.0183
25	0.0167
30	0.0154

A parte del propio aire disuelto que contiene el agua existen más orígenes que explican la presencia de aire en las conducciones de agua. Esta presencia puede ser generada de tanto manera accidental como de manera provocada.

Otro de los motivos es consecuencia de que la tubería no se haya diseñado de manera correcta o no haya sido llenada y purgada de la manera adecuada, generando así grandes masas de aire atrapado en la instalación.

De otra manera, el aire puede ingresar en el interior de las tuberías durante el funcionamiento normal de estas atendiendo a motivos diversos como ocasionales vórtices en la aspiración de las bombas que introducen aire de la atmosfera al succionar, admisión de aire por parte de una ventosa en su operación, roturas de la tubería a través de las cuales se introduce el aire, pequeñas fisuras en regiones de presión negativa, etc.

Y es que, sin que sucedan estas circunstancias accidentales anteriormente nombradas, las conducciones cuentan con desniveles, donde se concentran bolsas de aire en los puntos más elevados de estas y con zonas de presión menor a la presión a la cual se ha producido la disolución del aire en el agua, donde se produce la liberación de parte del aire suelto, como se aprecia en la Figura 2.1.

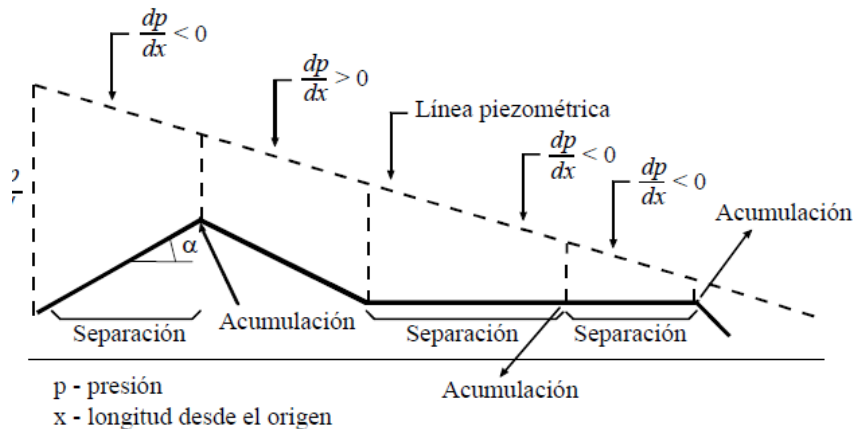


Figura 2.1. Puntos de separación y acumulación de aire (Fuertes, 2001)

La separación de aire ocurrirá en las zonas donde la presión aguas arriba es mayor que aguas abajo, en caso de no ser así, es decir, que la presión aguas arriba sea menor que aguas abajo, el aire disuelto será arrastrado por la conducción del agua.

Por su parte, los puntos de acumulación de aire son aquellos que se sitúan aguas debajo de un tramo de separación y se dan en zonas donde se marcan las cotas máximas absolutas o relativas.

Además de estas irregularidades en el perfil de la instalación, la presencia de aire se puede generar debido a un corte temporal en el suministro de agua. Esto se debe a que, cuando se interrumpe el servicio, se comienza un vaciado del agua de las tuberías que ocasiona presiones relativas negativas y, por tanto, aire atrapado en su interior. Este fenómeno ocurre sobre todo en las impulsiones para riego donde se hacen inevitables las paradas en el suministro.

2.2. Problemática del aire en la conducción

Entre los principales problemas asociados a la presencia de aire en las conducciones de agua a presión se tienen:

- Pérdida de sección transversal útil ya que cuando se adopta un diámetro se supone que será ocupado al completo por agua, sin embargo, si hay presencia de aire, la sección de agua es menor y por lo tanto el caudal de agua que circula también, pudiendo llegar a bloquear por completo la sección mojada dando lugar a caudal cero.
- Elevadas sobrepresiones puntuales durante el arranque y el paro de la instalación debido a la gran compresibilidad del aire en frente a la compresibilidad del agua.
- Rendimiento de las bombas menor debido a la posible entrada de un volumen de aire en el momento de aspiración por parte del sistema de bombeo, tal que ocupe el interior del cuerpo, cesando el flujo o disminuyéndolo.
- Dificultades en el funcionamiento de los filtros.
- Vibraciones en la tubería debido al movimiento de las bolsas de aire por la tubería, las cuales generan cambios de velocidad en el fluido y, por tanto, sobrepresiones locales que suponen vibraciones.

- Golpes de ariete si se elimina con demasiada brusquedad el aire presente ya que, genera un espacio vacío que ocupará el agua rápidamente, aumentando su velocidad y chocando con las tuberías.
- Cavitación en los accesorios de las tuberías debido a la generación de burbujas de vapor por la diferencia de presión que liberan grandes cantidades de energía y crean erosiones.
- Roturas o fisuras en las tuberías debido a sobrepresiones o incluso a depresiones que generan explosiones.
- Errores en la medida de caudal ya que los medidores de caudal o volumen no diferencian entre el aire y el agua y estarán registrando valores más altos de las variables medidas además de que el aire produce desgaste en ellos ya que no lubrica como el agua.

Todos estos problemas se resumen en una pérdida de eficiencia del sistema que genera un aumento de costes.

2.3. Posibles soluciones a la problemática del aire

Conocidos los efectos perjudiciales del aire en las redes de agua, es obvio que hay que tomar ciertas precauciones para evitarlos, entre las que se destacan:

- Evitar la entrada de aire durante el funcionamiento de la instalación a través de vórtices en las bombas, puntos a presión inferior a la atmosférica, fisuras, roturas, etc.
- Purgar continuamente el aire durante la actividad de la instalación.
- Facilitar la salida del aire durante el llenado de la tubería, eliminando el aire de forma lenta y uniforme para evitar los golpes de presión.
- Facilitar la entrada del aire durante el vaciado de la tubería, evitando así obtener presiones negativas y, por tanto, golpes de ariete.

Estas tres últimas precauciones serán llevadas a cabo mediante el uso de válvulas ventosas en sus tres funciones: expulsión de aire en llenado de agua, admisión en vaciado y purga. Las válvulas ventosas son los dispositivos básicos empleados en el control de la presencia de aire en las redes de agua.

Estos dispositivos permiten introducir o expulsar aire de la conducción según si la presión en el interior de la tubería es inferior o superior a la atmosférica, además de purgar continuamente el aire e impedir su entrada.

Cabe comentar que el uso exclusivo de ventosas no garantiza la seguridad ya que será necesario un adecuado mantenimiento de la instalación, un adecuado modelado de la ventosa empleada según las necesidades de la red y asegurar que el funcionamiento de la instalación es correcto.

Existe también la posibilidad de desarrollar un modelo matemático sin ventosas para eliminar el aire, pero no es de utilidad puesto que la utilización de ventosas es más eficiente que el modelo, aunque suponga un aumento de costes adicional.



3. VÁLVULAS VENTOSAS EN LAS REDES HIDRÁULICAS

3.1. Principio de funcionamiento

El funcionamiento de una ventosa viene marcado por su conexión con el exterior a través de un orificio presente en ella de sección A_o por el cual entra y sale el aire. La entrada y salida del aire a través del orificio está regulada por un flotador de volumen V_f , el cual puede ascender cerrando así la abertura o descender para abrirla. Como es de suponer, el peso específico del flotador γ_f debe ser siempre inferior al del agua γ para permitirle flotar en ella.

Otras de las variables presentes para explicar el funcionamiento de las ventosas son p_t la cual define la presión manométrica en el interior de la conducción (en el caso de existir depresión se referirá a ella como p_d) y V_s que define el volumen de flotador sumergido en el agua.

El principio de funcionamiento de las ventosas puede basarse en un balance de fuerzas actuantes sobre el flotador, cuya resultante será la responsable del movimiento del flotador, es decir, de que suba y cierre la sección A_o de comunicación con el exterior, o que baje y abra la sección.

Las fuerzas actuantes sobre el flotador son las siguientes:

- El peso del flotador: $V_f \cdot \gamma_f$
- El empuje del agua: $V_s \cdot \gamma$
- El desequilibrio de presiones: $p_t \cdot A_o$

A parte de las fuerzas nombradas, puede existir una fuerza de difícil cuantificación conocida como “fuerza de adherencia” del flotador al orificio, que se estima en un rango entre un 10% y un 50% del peso del flotador, en función de los materiales usados y su estado de conservación, superficie de contacto, frecuencia de apertura de la ventosa, etc. Esta fuerza adicional solo estará presente cuando la ventosa se encuentre cerrada y puede llegar a generar un agarrotamiento en la apertura de la ventosa, es decir, impedir la apertura. Como es de imaginar, este valor reduce el valor de la presión máxima a la que la ventosa es capaz de abrir en el mismo porcentaje que se supone para esta fuerza.

Otra fuerza que puede estar presente es la conocida como “fuerza de sustentación”, generada por el flujo de aire que incide sobre la superficie inferior del flotador en el momento en el que el aire está saliendo al exterior. Este empuje puede llegar a levantar el flotador y cerrar la ventosa de forma no intencionada antes de haber extraído todo el aire, dejando así una peligrosa bolsa de aire dentro de la tubería. Esta fuerza depende de varios factores entre los que se encuentran la velocidad de paso del aire al cuadrado, la sección del flotador o la forma de la ventosa entre otros.

Los fabricantes suelen ofrecer el caudal máximo que puede evacuar una ventosa sin que se produzca este cierre no intencionado, o lo que es lo mismo, la presión máxima de expulsión del aire, ya que el caudal de aire expulsado y la presión están relacionados en una ventosa determinada.

A medida que el agua proveniente de la conducción entra en la ventosa va expulsando el aire y ocupando su lugar, sumergiendo el flotador que, al ser más ligero que el agua, va ascendiendo con la superficie de esta. Cuando el agua alcanza un nivel determinado, el orificio de sección A_o queda obstruido por el flotador deteniendo el flujo de aire a la atmósfera.

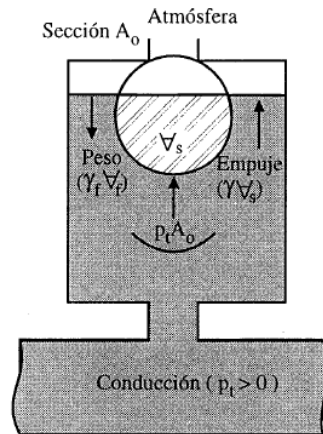


Figura 3.1. Ventosa cerrada (Fuertes, 2001)

Una vez la ventosa está cerrada y la presión es superior a la presión atmosférica ($p_t > 0$) (Figura 3.1.), la apertura de la ventosa debido al descenso del flotador se dará siempre y cuando el peso del flotador sea superior a la suma producida por el empuje del agua juntamente con la fuerza resultante del desequilibrio de presiones, es decir, cuando se cumpla que:

$$V_f \cdot \gamma_f > V_s \cdot \gamma + p_t \cdot A_0 \quad (3.1)$$

Así pues, cuando se verifique (3.1) la ventosa se abrirá y comenzará a expulsar aire. Para cualquier caso, la ventosa debe ser capaz de abrir cuando el interior esté lleno de aire al completo. En este momento, desaparece el empuje del agua, pues no hay ningún volumen del flotador sumergido en agua, ($V_s = 0$) y para el descenso del flotador tiene que cumplirse que:

$$V_f \cdot \gamma_f > p_t \cdot A_0 \quad (3.2)$$

Esta desigualdad establece el límite de apertura de la ventosa, ya que, de no ser así, el flotador nunca descenderá lo que supone que en ninguna situación se abrirá la ventosa.

Si se analiza la desigualdad planteada en (3.2) se llega a la conclusión que el peso del flotador viene delimitado por la presión de trabajo p_t y el área del orificio A_0 (puesto que el peso específico del flotador viene delimitado por el peso específico del agua). Esto supone que, si se quiere aumentar una de estas dos variables mencionadas es necesario aumentar el peso del flotador (y por tanto su volumen) para que consiga abrir la ventosa.

De esta forma, a partir de la relación entre estas variables, dados el valor del área del orificio de expulsión A_0 necesario para permitir la evacuación del caudal de aire requerido, para una ventosa que contiene un flotador de peso determinado $V_f \cdot \gamma_f$ se puede calcular el valor máximo de presión de trabajo p_t que permitiese que descendiera el flotador.

Dicho de otra forma, conocidos el área del orificio A_O y la presión de trabajo p_t puede calcularse el volumen máximo del flotador V_f a partir de determinar el valor máximo del peso del flotador $V_f \cdot \gamma_f$ fijando el peso específico γ_f .

En el caso de que sea necesario expulsar grandes cantidades de aire, se requiere un orificio de grandes dimensiones, pero una presión de trabajo no muy elevada, si no sería necesario un volumen de flotador enorme.

En el momento en que la ventosa se abre (Figura 3.2.), el flotador, con un peso específico superior al del aire, desciende hasta su posición más baja (descansa sobre su apoyo) y el orificio queda descubierto permitiendo que el aire tras superar el cuerpo de la ventosa escape libremente a la atmósfera.

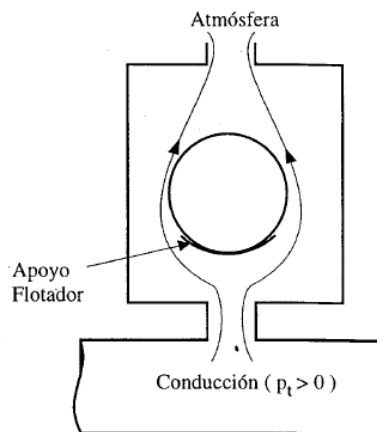


Figura 3.2. Ventosa expulsando aire (Fuertes, 2001)

La sección de entrada a la cámara no debe restringir el caudal de aire, ya que este viene determinado según la presión presente en la conducción y según la sección del orificio. Por ello, la sección de entrada de la ventosa tiene que ser igual o superior a la del orificio, ya que, de no ser así, sería la sección mínima la que determinaría el caudal de aire expulsado por la ventosa para una presión dada.

Tras haber eliminado el aire, si se reanuda el bombeo de agua (o se inicia por primera vez), el interior de la ventosa comienza a llenarse de agua, fruto de la expulsión del aire, e incide sobre el flotador una fuerza de empuje $V_s \cdot \gamma$ en sentido ascendente (Figura 3.3.)

Mientras que el empuje sea superior al peso del flotador ($V_s \cdot \gamma > V_f \cdot \gamma_f$), el flotador ascenderá hasta terminar apoyado sobre el orificio de salida cerrando la salida de aire.

Cuando ya se ha cerrado, la presión existente en la conducción p_t favorecerá que permanezca cerrada además de la anteriormente nombrada fuerza de adhesión entre el flotador y el orificio de salida A_O . El peso del flotador tratará de oponerse a estas fuerzas, pero sin lograr nada ya que es inferior a ellas puesto que tan solo el empuje es mayor al peso, pues el flotador se encuentra casi totalmente sumergido (puede quedar un pequeño volumen del flotador en contacto con el aire que haya podido quedar en la parte superior del cuerpo de la ventosa).

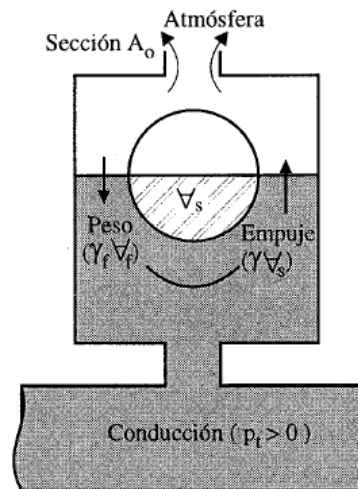


Figura 3.3. Ventosa cerrando (Fuertes, 2001)

El último de los posibles casos se da si la presión en la tubería es inferior a la presión atmosférica (presión relativa negativa $p_t < 0$) y la ventosa está cerrada (cámara llena de agua). Esto se puede dar debido a una interrupción del flujo en la tubería, bien sea por parar el grupo de bombeo que alimenta el sistema, por corte de suministro o por su vaciado.

En este caso, la ventosa se abrirá cuando el peso del flotador juntamente a la fuerza originada por la depresión (ambas en sentido descendente) superen el empuje que realiza el agua teniendo en cuenta también la fuerza de adherencia ($V_f \cdot \gamma_f + p_d \cdot A_o > V_s \cdot \gamma$).

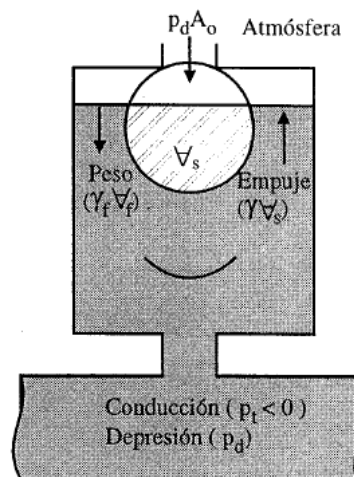


Figura 3.4. Ventosa cerrada (depresión) (Fuertes, 2001)

Para cualquiera de los casos, si la ventosa ha abierto, desaparece tanto la fuerza originada por el desequilibrio de presiones y la fuerza de adherencia, por lo que la ventosa permanecerá abierta expulsando aire siempre y cuando no cambien las condiciones de funcionamiento.

A modo de resumen, durante el llenado de la conducción, la ventosa parte llena de aire y su flotador reposa en su pertinente apoyo liberando el orificio de salida y permitiendo el escape del aire a la atmósfera hasta que llegue el agua a la ventosa y consiga llenar su interior generando un empuje en el flotador que provoque su ascenso y por tanto, que cierre el orificio de salida.

Por su parte, en el proceso de vaciado del agua, se genera una depresión en la tubería al abrir las válvulas de desagüe haciendo que el flotador descienda, abriendo de este modo la ventosa, que permite el acceso del aire a la conducción al mismo tiempo que el agua va saliendo de la misma.

3.2. Clasificación de las ventosas

En función de las necesidades de la instalación se utilizará la ventosa adecuada atendiendo al tipo de agua (potable, sucias), tamaño requerido, caudal de aire a tratar, etc.

Una ventosa consta por regla general de cuatro partes: cuerpo, orificio, flotador y tapa. El cuerpo acostumbra a presentar forma de copa con un borde superior a manera de brida para unión con la tapa. La tapa presenta un pequeño orificio provisto de un anillo elástico en su cara interior, y puede haber otro orificio, pero en este caso roscado para permitir la conexión de los purgadores o ventosas de alta presión.

En la parte inferior del cuerpo se encuentra la conexión a la tubería y por tanto a la instalación, a través de la cual se recibe el suministro de agua y/o aire y que define el diámetro nominal de la ventosa además de su presión nominal.

En la parte interna del cuerpo es donde se sitúa el flotador, normalmente acompañado por una guía para su movimiento o un apoyo que marca su posición más baja, no permitiéndole salir de la ventosa. El flotador suele ser de forma esférica o cilíndrica y su función es la de obturación sobre el orificio (no roscado) de la tapa.

Se distinguen principalmente dos grandes grupos de ventosas en función de su presión de servicio: baja presión o ventosas de gran orificio y alta presión o ventosas de pequeño orificio cada una de ellas con una misión específica.

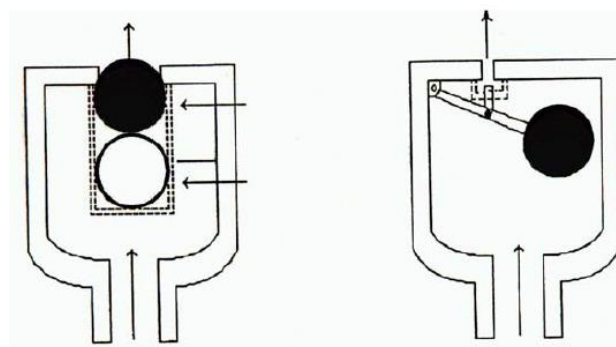


Figura 3.5. Tipos de ventosas (izquierda baja presión, derecha alta presión) (Fuertes, 2001)

Las ventosas de baja presión (o gran orificio) son las empleadas para admitir y expulsar grandes volúmenes de aire, con elevados caudales y a muy bajas presiones. Se utilizan para dejar salir el aire de las tuberías en el momento del llenado o para permitir la entrada durante el momento del vaciado.

Las ventosas de alta presión (o pequeño orificio) permiten el intercambio de bajos caudales de aire durante el funcionamiento de la instalación ya que requieren la tubería presurizada y recibir el aire bajo la presión atmosférica para poder expulsarlo. Muy comúnmente también se las denomina ventosas automáticas o purgadores.

Es de importancia saber que la designación de ventosas de alta o baja presión se basa en su presión de funcionamiento únicamente y nunca en su presión nominal.

Con el fin de poder realizar un mantenimiento adecuado, las ventosas deben colocarse con una llave de aislamiento, asegurando así que en el momento en el que tengan que actuar no esté el flotador agarrotado ni se presente ningún problema.

Por otro lado, se debe tener en cuenta la presión máxima a la que puede someterse la ventosa, conocida como presión nominal y es importante distinguirla de la presión máxima de servicio a partir de la cual no cesa la salida de aire, ya que a partir de estas dos presiones se define una ventosa.

Hay que tener presente que con un simple tubo vertical comunicado con la atmósfera se realizaría la misma función que las ventosas y además con mayor fiabilidad, pero presenta el problema de la altura necesaria del tubo ya que debe estar por encima de la altura piezométrica de la instalación para evitar la salida de agua en el funcionamiento normal de la instalación.

3.2.1. Ventosas de baja presión

Las ventosas de baja presión (Figura 3.6), denominadas también de gran orificio o de efecto cinético, tienen un orificio de salida de gran tamaño, como su propio nombre indica, generalmente del mismo diámetro que la conexión a la tubería anteriormente nombrada. El gran tamaño del orificio permite la circulación de grandes cantidades de aire y se utilizan durante el llenado y vaciado de la instalación.

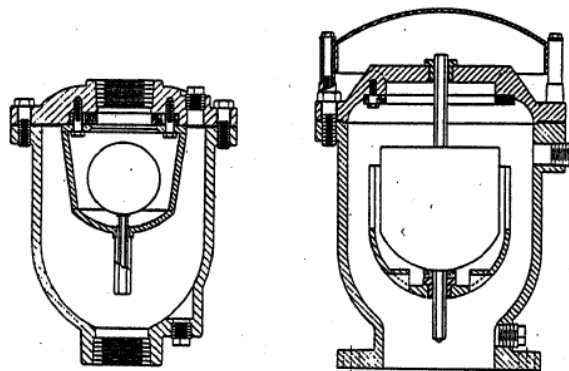


Figura 3.6. Ventosas de baja presión (Fuertes, 2001)

En el caso de que la instalación requiera un tamaño de ventosa más grande, la solución más común es la de colocar diversas de estas ventosas en paralelo, las cuales cumplirán la misma función que una única de dimensiones mucho mayores. También se emplea esta solución por condiciones de seguridad en según qué instalaciones, ya que el agarrotamiento de una de las ventosas no conlleva suponer la capacidad de admisión/expulsión de aire del sistema. En cambio, si se tuviese una única ventosa su agarrotamiento supondría la pérdida total de la capacidad de admisión/expulsión.

Su funcionamiento es el común al de todas las ventosas, contiene un flotador en su interior de menor peso específico que el agua el cual desciende por gravedad abriendo el paso de aire cuando el cuerpo de la ventosa se llena de aire o cuando existen sobrepresiones negativas en el interior de la tubería, siempre y cuando se cumplan los balances propuestos en el apartado anterior.

Por su parte, cuando la tubería se llena de agua y llena la cámara interna de la ventosa, el empuje del agua eleva el flotador y cierra el orificio de salida. Una vez cerrada y siempre que la conducción se encuentre presurizada ($p_t > 0$) no se volverá a abrir hasta que se genere una caída de presión, es decir, una depresión. Así pues, las ventosas solo son elementos válidos para la expulsión del aire en el momento de llenado de la instalación.

Mientras que el sistema se encuentre presurizado, es decir, en el funcionamiento normal de la red la ventosa no va a ceder y permitir el paso del aire, aunque este se haya acumulado en el interior del cuerpo de la ventosa y el agua no empuje el flotador. Ello es debido al tamaño del orificio y a las dimensiones del flotador. Para poder expulsar grandes volúmenes de aire, la fuerza $p_t \cdot A_o$ será muy elevada lo cual supone que se necesite un flotador de dimensiones enormes.

Si se analiza desde el otro lado, una vez conocidos un tamaño de flotador, a partir del cual se define su peso específico, y un diámetro del orificio de salida, se puede calcular la presión máxima a la cual la ventosa abriría y permitiría el paso del aire.

Por lo que esto puede suponer una problemática ya que para ciertos valores de peso específico de flotador y diámetro del orificio se pueden establecer presiones máximas no muy elevadas lo que puede llegar a suponer que la salida esté cerrada incluso aunque la cámara esté llena de aire.

Por ello, se restringe el uso de las ventosas de efecto cinético (ventosas de gran orificio) a presiones de funcionamiento relativamente bajas (las existentes durante el llenado o vaciado de la conducción que están alrededor de la presión atmosférica). Ello es debido a que, con presiones de trabajo de la conducción, normalmente más elevadas, y dado que el orificio de salida de estas ventosas es de decenas de mm de diámetro, el flotador necesario para provocar la apertura del dispositivo en presencia de aire debería de tener un volumen muy elevado. Hay que tener en cuenta que lo que provoca la apertura es el peso del flotador, pero la densidad de este no puede ser muy elevada porque debe de poder flotar en el agua para que la ventosa pueda cerrar en presencia de agua.

No solo se requiere el uso de ventosas de baja presión en una instalación si no que se necesita cierto dispositivo capaz de eliminar el aire acumulado durante el funcionamiento del sistema siempre que esté presurizado. La ventosa de efecto cinético carece de validez para la continua purga de aire en el transcurso normal de la red y requiere el uso de ventosas de alta presión conocidas como purgadores.

Como ya se ha nombrado anteriormente, es fundamental la adecuada selección del tamaño y tipo de ventosa para el correcto funcionamiento del sistema. Por regla general, se busca una capacidad elevada de admisión que evite la caída de presión y una capacidad de expulsión controlada, ya que, si fuese muy cuantiosa, la velocidad de expulsión se elevará y en el momento en el que el flotador cierre el orificio de salida, la detención repentina de un flujo elevado puede generar un golpe de ariete de importante consideración. Este golpe de ariete será mayor y, por tanto, más perjudicial cuanto mayor sea la variación de velocidad. En cualquier caso, siempre hay que controlar la velocidad de llenado de la tubería para evitar estos efectos no deseados.

Para evitar estos golpes de ariete, se controla la expulsión de aire consiguiendo así regular la velocidad de llenado de agua de la conducción y permitiendo que el aire aún presente actúe como elemento protector a modo de colchón. Existe la posibilidad de reducir la capacidad de expulsión, sin afectar a la de admisión, mediante el uso de una serie de elementos adicionales a una ventosa convencional o mediante la instalación de ciertas ventosas especiales que consiguen ralentizar la velocidad de expulsión cuando el flotador vaya a ascender y cerrar el orificio de salida.

A modo de resumen, el caudal que será capaz de trasegar la ventosa va en función de la forma de la ventosa, de la diferencia de presiones y del diámetro o tamaño del orificio.

3.2.2. Ventosas de alta presión

Las ventosas de alta presión (Figura 3.7), también conocidas bajo el nombre de ventosas de pequeño orificio, ventosas automáticas o purgadores, se caracterizan por las dimensiones reducidas de su orificio, permitiéndole este tamaño poder abrir cuando el sistema está presurizado a diferencia de las de gran orificio. Es de gran importancia saber diferenciar el diámetro del orificio de salida, el cual es el que tiene verdadera importancia en lo que va referido a la cantidad de aire purgado por la ventosa automática, con el diámetro de la conexión a la tubería de la instalación (acostumbra a ser 25 mm como mínimo, valor muy superior al anteriormente nombrado), ni tampoco con el diámetro del conducto que se conecta a la tubería. En resumidas cuentas, este tipo de ventosas tiene una función muy específica que se basa en la continua purga de cantidades bajas de aire que se acumulan en el funcionamiento normal del sistema.

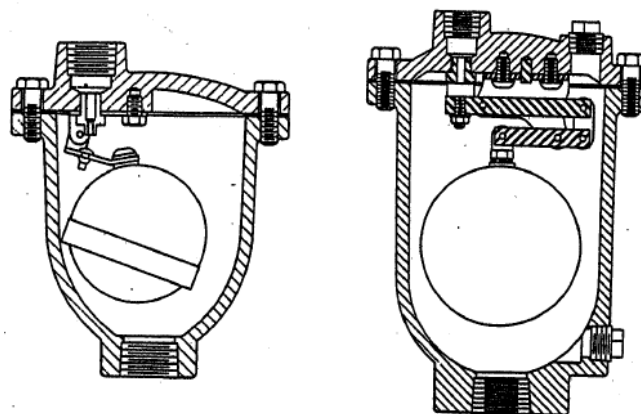


Figura 3.7. Ventosas de alta presión (Fuertes, 2001)

Si se quiere utilizar flotadores de menor tamaño aumentando la fuerza generada por el peso del flotador, algunos purgadores disponen de una palanca (Figura 3.7) que une el flotador con el elemento que cierra el orificio de salida.

El aire se acumula en el purgador de modo que el agua cada vez tiene menos espacio por lo que empuje que efectúa sobre el flotador disminuye con el paso del tiempo hasta el momento en que la cantidad de aire es suficiente como para generar que el peso del flotador sea superior a las fuerzas ascendentes (empuje del agua y diferencia de presiones):

$$V_f \cdot \gamma_f > V_s \cdot \gamma + p_t \cdot A_o \quad (3.1)$$

Esto provoca que la ventosa se abra y permita el paso de aire a la atmósfera a la presión de trabajo.

Con la ventosa abierta, el aire va saliendo del purgador con lo que este se llena nuevamente de agua hasta el momento en el que el agua es capaz de generar un empuje superior al peso del flotador que provoque el cierre del purgador.

$$V_s \cdot \gamma > V_f \cdot \gamma_f \quad (3.3)$$

Para conseguir que el purgador abra a la presión de trabajo y que no sea necesario un tamaño demasiado elevado del flotador, se requiere un orificio de salida del purgador muy pequeño.

Como bien se puede suponer, que el orificio de salida del purgador sea muy pequeño supone que la cantidad de aire que pueda purgar la ventosa quede bastante limitada. Si se utiliza una palanca, se consigue incrementar la fuerza del flotador entre 4 y 6 veces normalmente, (incrementándose en la misma proporción la sección mínima del orificio) incluso valores más elevados, de hasta 25 veces, si se trabaja con palancas combinadas para presiones de trabajo muy elevadas.

Esto significa que una ventosa de menores dimensiones, es decir, más barata y manejable, que cuente con este sistema de palanca definido anteriormente, consigue las mismas prestaciones y realiza la misma función que una ventosa con un tamaño muy superior.

Como ocurría con las ventosas de efecto cinético o gran orificio, también se puede calcular la presión máxima a la que abrirá el purgador según el tamaño del flotador y, por tanto, su peso específico y según el tamaño del orificio de salida.

La relación que se consigue como es lógico es que a medida que disminuye el diámetro del orificio de salida la presión máxima a la cual el purgador puede eliminar aire es mayor, o, dicho de otra forma, cuanto mayor sea la presión de trabajo menor debe ser el tamaño del orificio. Otra opción radica en el uso de un flotador de gran peso, pero como están limitados en función del peso específico del agua y no pueden superarlo, se necesitaría un flotador de un volumen muy grande.

En definitiva, para realizar una adecuada elección de un purgador los parámetros para tener en cuenta son la presión de trabajo y la cantidad de aire que hay que purgar. A partir de estos valores conocidos, se dimensionará el orificio de salida y se elegirá la ventosa pertinente.

Una vez realizada la clasificación según la presión de trabajo a la que funcionan las válvulas, se distingue otra clasificación según las funciones capaces de realizar por la válvula.

3.2.3. Ventosas monofuncionales

Como su propio nombre indica, este grupo de ventosas únicamente son capaces de realizar una de las tres funciones nombradas en el apartado anterior. Las ventosas que se forman parte de este grupo son los purgadores y las ventosas unidireccionales. Las ventosas unidireccionales más usadas son los aductores, que solo permiten la entrada del aire en el sistema en caso de depresión.



Figura 3.8. Ventosa monofuncional (Aductor)

3.2.3.1. Ventosas unidireccionales

Son las ventosas que sólo permiten el paso del aire en un único sentido de circulación. Se consideran una variante de las ventosas de baja presión definidas previamente debido a su similar construcción y se distinguen dos tipos principales: ventosas de vacío y aductores.

Por su parte las ventosas de vacío son empleadas en situaciones que requieren una presión negativa presente en la tubería como pueden ser la aspiración de una bomba centrífuga de eje horizontal o en el punto alto de un sifón, ya que para el cebado de este tipo de puntos el aire debe ser expulsado.

Las ventosas de vacío presentan una construcción muy similar a una ventosa de gran orificio con la diferenciación de que, en estas ventosas, el mismo flotador empleado para cerrar el orificio de salida y bloquear la salida de aire es el que se encarga de cerrar también el orificio de conexión con la tubería impidiendo que el aire entre en la ventosa.

Esto se consigue gracias a que cuando el agua que hay en el interior de la ventosa se vacía, el flotador cae y en este caso no encuentra un soporte que detiene su avance si no que llega al fondo y obstruye la conexión de entrada de la tubería negando el paso del aire a la ventosa.

También hay otro tipo de ventosas de vacío las cuales en lugar de contener un único flotador en su interior contienen dos. Su funcionamiento es muy sencillo, el flotador inferior cierra la entrada de aire desde la tubería cuando la presión es inferior a la atmosférica, es decir, una conducción no presurizada ($p_t > 0$), y el flotador superior bloquea el orificio de salida presente en la tapa de la ventosa cuando la presión aumenta evitando la salida del agua.

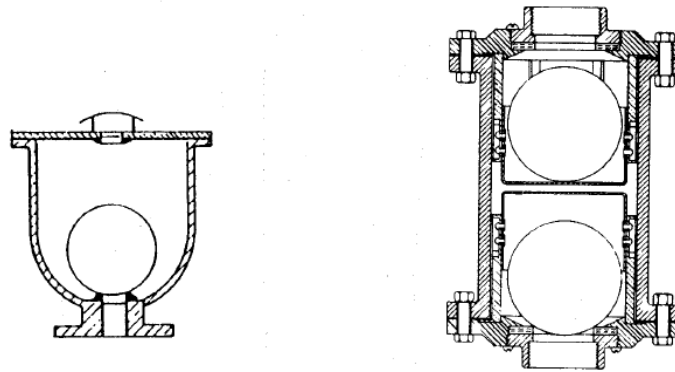


Figura 3.9. Ventosas de vacío (Fuertes, 2001)

Sin embargo, el funcionamiento de los abductores es el contrario al descrito para las ventosas de vacío. Este tipo de ventosa es capaz de admitir grandes cantidades de aire para limitar posibles valores excesivos de las presiones negativas que pudieran dar lugar al colapso de la tubería, pero no permiten su salida, ya que, gracias a esto, evitan los estados transitorios que pueden llegar a generarse cuando se produce una salida de aire rápida y un posterior cierre brusco de la ventosa.

Al igual que las ventosas de vacío, presentan una estructura similar a las ventosas de baja presión, pero en este caso la diferenciación es debida a un muelle no presente en las demás ventosas cuya función es obligar al flotador a permanecer en posición cerrada cuando la tubería está presurizada.

Cuando se requiere un caudal de aire a expulsar controlado en ciertos puntos de la instalación para evitar un golpe de ariete no deseado y al mismo tiempo, la admisión de una cantidad de aire mayor durante el vaciado para evitar depresiones, se suele colocar un aductor junto a la ventosa principal para que el aductor sea el que se haga cargo de la mayor parte del aire a admitir.

3.2.4. Ventosas bifuncionales

Las ventosas bifuncionales coinciden con las nombradas ventosas de gran orificio. Es por ello que cuentan con un gran orificio capaz de realizar dos de las tres nombradas funciones de las ventosas las cuales son la admisión de grandes cantidades de aire durante el vaciado de la instalación y la expulsión, también en grandes cantidades, de aire tanto durante el llenado de la red como cuando se produce una depresión en el sistema. Por tanto, no pueden realizar la función de purga en el continuo funcionamiento a presión de la red.



Figura 3.10. Ventosa bifuncional

3.2.5. Ventosas trifuncionales

Las ventosas trifuncionales, conocidas también como ventosas combinadas, son las ventosas capaces de realizar las tres funciones nombradas, es decir, admisión, expulsión y purga. Este tipo de ventosas puede encontrarse con un único cuerpo o con dos cuerpos conectados entre sí (combinación de una ventosa de baja presión y un purgador).

Por regla general, se suelen fabricar en un solo cuerpo. En tal caso, se encuentra el flotador grande y el flotador pequeño del purgador alojados en el mismo cuerpo compacto.



Figura 3.11. Ventosa trifuncional con un único cuerpo

También se pueden encontrar ventosas trifuncionales donde cada uno de los flotadores se encuentra en un cuerpo. Este tipo de ventosa se conoce como ventosa de doble cuerpo.

Las ventosas de doble cuerpo están compuestas por una ventosa bifuncional y un purgador, la ventosa bifuncional se encargará de la admisión y expulsión del aire mientras que el purgador se encargará de la continua purga del aire a presión en el funcionamiento normal del sistema.



Figura 3.12. Ventosa trifuncional de doble cuerpo

3.3. Localización de las ventosas

Para el correcto funcionamiento de la instalación es muy importante saber dónde se van a colocar las ventosas y qué tipo de ventosas con el fin de que realicen su función como deben, ya que en el supuesto caso de instalarlas de manera inadecuada no realizarán su función y la instalación presentará los problemas expuestos en el apartado 2.2.

En primer lugar, se analiza el perfil que presenta la instalación. Si existiese un perfil ideal para el trato de aire es aquel que sea quebrado, con puntos altos y bajos bien definidos. Esto supone que sus pendientes ascendentes sean superiores al 0,2% y sus pendientes descendentes sean superiores al 0,4% ya que así se asegura que el aire avanza hasta los puntos altos y se mantenga en esta posición, donde se colocarán purgadores que lo purgarán.

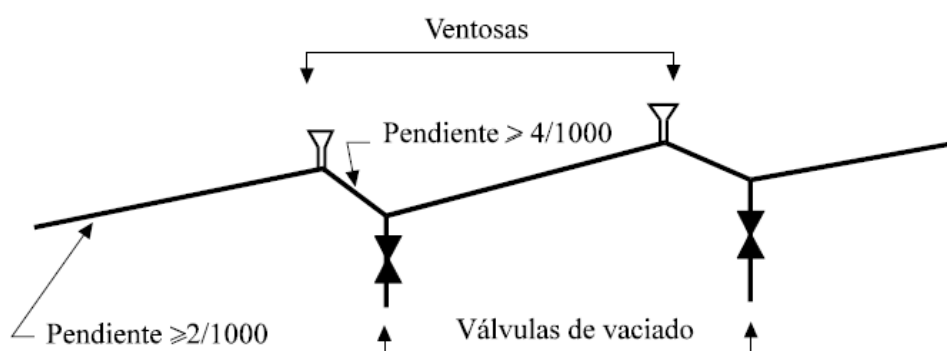


Figura 3.13. Perfil más adecuado para la localización de ventosas (Fuertes, 2001)

Como se puede apreciar, en todos los puntos altos de la red se debe instalar una ventosa de doble función o varias en paralelo junto al purgador según requisitos de la instalación, mientras que en los puntos más bajos se debe colocar válvulas de vaciado. En el caso de que en el perfil no se diferenciara puntos altos y bajos, es decir, se trate de tramos con poca inclinación o tramos horizontales, se deberá colocar ventosas equidistantes en la instalación en un rango de 500 a 700 metros de distancia entre las válvulas.

Estas reglas son muy genéricas y para conseguir la adecuada evacuación y entrada de aire hay muchos más casos que hay que tener en cuenta. Hay que colocar ventosas de doble función, es decir, de acceso y eliminación, en todos los puntos donde se puede producir una acumulación de aire en el momento de llenado de la red debido a la presencia de elementos como válvulas o demás dispositivos situados en la conducción.

Será necesaria la instalación de ventosas trifuncionales o purgadores en aquellos cambios de pendiente de la tubería, no teniendo en cuenta únicamente el eje horizontal si no también respecto al gradiente hidráulico de la red, así como en los puntos donde la conducción alcance valores de cota superiores al nivel del suelo o puntos donde se esquive un accidente geográfico.

Detrás de válvulas reductoras de presión, estrechamientos de la tubería o puntos donde se pueda sufrir una disminución de presión será necesaria la colocación de purgadores con el fin de eliminar el aire que se libera al disminuir la presión. Esto se justifica debido a que cuando en una tubería se reduce la presión, una cierta parte del aire que se encuentra disuelto en el agua se libera en forma de pequeñas burbujas que, si se acumulan pueden llegar a formar bolsas de aire de un tamaño considerable.

Esto también se aplica para cualquier cambio de sección de la conducción y puntos donde se producen variaciones de presión ya que también se libera aire disuelto presente en el agua. El método empleado será el mismo, es decir, un purgador antes o después del cono de reducción en la tubería que cuente con un diámetro mayor.

A modo de seguridad de la instalación, se recomienda usar ventosas en cualquier lugar donde se quiera reducir los efectos de la cavitación o para evitar posibles depresiones y sus consecuentes golpes de ariete.

Se utilizarán ventosas también a la salida de una bomba, de doble efecto si la bomba se encuentra por encima del nivel de aspiración.

Para proteger elementos como medidores de caudal, medidores Venturi o contadores de daños mecánicos se instalarán válvulas trifuncionales antes de ellos, asegurando así sus mediciones y eliminando las posibles imprecisiones de medición causadas por el aire atrapado.

En el caso de contener la instalación algún sifón, para mantener el sifón en una sección de tubería que se extiende por encima del gradiente hidráulico y que funciona constantemente bajo presión negativa, se instalará una ventosa en el punto alto del sifón para eliminar el aire.

Se recomienda instalar cualquiera de las ventosas con una válvula de cierre para poder llevar a cabo tareas de mantenimiento o revisión con la instalación en funcionamiento o por si existiese alguna avería que provocase fuga de agua.

A modo de resumen, se colocará una ventosa en todos aquellos puntos de la red que puedan ser susceptibles a almacenar aire, evitando de este modo cualquier tipo de problemática referida al aire.

3.4. Modelación de ventosas

Para realizar una adecuada selección y modelado de ventosas de una instalación primeramente se requiere una adecuada caracterización de las ventosas. Existen diferentes modelos para la caracterización del comportamiento de las ventosas, todas ellas partiendo de considerar el aire como fluido compresible.

En el proceso de modelización es común también considerar un comportamiento isoterma del aire que transita por las tuberías y un comportamiento adiabático del mismo al atravesar la válvula. El flujo adiabático sin fricción es una sobreestimación pues no existen situaciones en las que un flujo de un gas real pueda alcanzarlo, pero se pueden dar ocasiones en las que el flujo se aproxime a este límite. Por un lado, el flujo se dice que no presenta efectos de fricción ya que las distancias recorridas son pequeñas, y, por el otro lado, se considera adiabático debido a que los cambios que sufren las partículas presentes son tan reducidos que no llegan a originar un gradiente de velocidad o temperatura considerable.

Existen diferentes formas de caracterizar el comportamiento de una válvula ventosa para su inclusión en modelos de cálculo que sirven para medir los efectos del aire a presión presente en las redes de agua. Se parte del análisis del flujo isentrópico en toberas y se suele hacer una analogía entre éste y el flujo de aire a través de una ventosa.

3.4.1. Flujo isentrópico en toberas

Como bien se ha enunciado en el apartado anterior el flujo de cualquier gas o vapor se considera siempre adiabático cuando supera una tobera debido a que el tiempo que requiere cada componente del fluido es lo suficientemente reducido como para generar una gran transferencia de calor no despreciable. Además, consideraremos también que el flujo es sin fricción por lo que su expansión será isentrópica.

Se considera el fluido (aire) como gas ideal, de modo que sigue la ecuación de los gases perfectos:

$$p^* = \rho \cdot R \cdot T \quad (3.4)$$

considerando p^* la presión absoluta, ρ la densidad del gas, R la constante del gas, con un valor para el aire de $R = 287 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}$, y T la temperatura absoluta.

Se denomina p_0 , v_0 , T_0 y ρ_0 a las condiciones de presión absoluta, velocidad, temperatura absoluta y densidad a la entrada de la tobera que presenta sección A_0 y p^* , v , T y ρ a las condiciones en la boquilla, con sección A , como se aprecia en el esquema de la Figura 3.14.

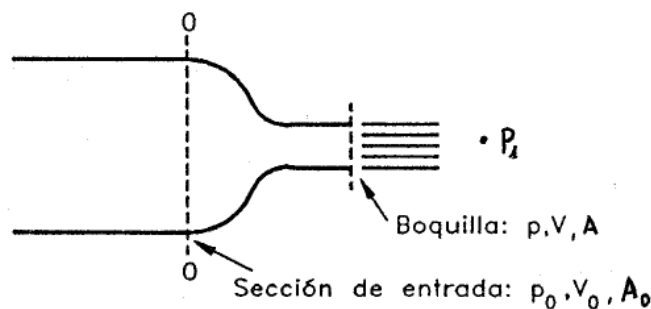


Figura 3.14. Esquema del flujo en una tobera (Fuertes, 2001)

La expresión de los gases perfectos se modificará introduciendo la aceleración de la gravedad, es decir:

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{R \cdot T}{g} \quad (3.5)$$

siendo γ el peso específico del aire, con un valor de $\gamma = 1,2 \text{ kp/m}^3$ a presión atmosférica y temperatura ordinaria.

Como se considera que no hay cambio térmico, es decir, no se altera la temperatura, se puede deducir a partir de las expresiones anteriores que:

$$\frac{P}{\rho} = cte ; \frac{P}{\gamma} = cte \quad (3.6)$$

Además, sabemos que es un proceso isoentrópico, por lo que se cumple la ley:

$$\frac{P}{\rho^k} = cte ; \frac{P}{\gamma^k} = cte \quad (3.7)$$

considerando k el exponente adiabático de la evolución, para el aire presenta el valor de $k = 1,4$

Dado que la expansión se considera isoentrópica, es decir, sin variaciones de entropía, por lo que, se pueden relacionar las variables en la sección de entrada con las de la propia boquilla a través de las siguientes expresiones:

$$\frac{p_0^*}{\rho_0^k} = \frac{p^*}{\rho^k} \quad (3.8)$$

$$\frac{T_0}{(p_0^*)^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{T}{(p^*)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (3.9)$$

$$\frac{T_0}{\rho_0^{k-1}} = \frac{T}{\rho^{k-1}} \quad (3.10)$$

Por otra parte, se denomina c a la velocidad del sonido en el aire que se puede calcular por medio de la siguiente ecuación:

$$c = \sqrt{k \cdot R \cdot T} \quad (3.11)$$

El flujo se distinguirá comparando su velocidad con la velocidad del sonido en el aire, c , de modo que si se cumple que $v < c$ se dice que el flujo es subsónico, es decir, inferior al sónico, si $v > c$ se dice que el flujo es supersónico, es decir, superior al sónico y por último si se da que $v = c$ se dice que hay flujo sónico.

Para empezar, se fija la presión a la salida p_1^* y se va variando los valores de la presión en el interior de la tobera p_0^* se van a dar los diferentes flujos expuestos en el párrafo anterior en función de los distintos valores que vayan acogiendo las presiones mencionadas.

Esto será así siempre y cuando no sé de que $p_1^* = p_0^*$ pues en este caso, la no diferencia de presiones supone que no existirá ningún flujo.

Por otro lado, si se cumple que $p_0^* > p_1^*$ en la boquilla se tendrá un flujo subsónico de modo que la presión continuará siendo $p^* = p_1^*$. En estas condiciones de flujo subsónico, la velocidad en la boquilla vendrá definida por la siguiente expresión:

$$v = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T \cdot \left(\left(\frac{p^*}{p_0^*} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right)} \quad (3.12)$$

Si se sigue aumentando la presión en el interior p_0^* , habrá un momento donde la velocidad de la boquilla v alcance el valor de la velocidad del sonido, c . En este momento en el que $c = v$, la relación de las presiones se obtiene de igualar las expresiones 3.11 y 3.12.

$$\sqrt{k \cdot R \cdot T} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T \cdot \left(\left(\frac{p^*}{p_0^*} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right)} \quad (3.13)$$

a partir de la cual se obtiene la relación siguiente:

$$\frac{p^*}{p_0^*} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,528 \quad \leftrightarrow \quad \frac{p_0^*}{p^*} = 1,893 \quad (3.14)$$

Debido a que en una tobera convergente no puede existir flujo supersónico, si se aumentase el valor de la presión en el interior p_0^* la relación que se acaba de obtener debe mantenerse constante para así mantener el flujo de tipo sónico ($c = v$). Esto supone que, para mantener la relación de proporciones de modo que se está aumentando la presión en el interior p_0^* , la presión en la boquilla p^* aumentará también, de modo que superará la presión en la salida p_1^* , y provocará el fenómeno conocido como “bloqueo sónico” que está basado en una expansión del flujo desde la boquilla (presión p^*) hasta el exterior (presión p_1^*).

En este momento de bloqueo sónico se cumple que:

$$p^* = 0,528 \cdot p_0^* > p_1^* \quad (3.15)$$

El caudal másico de salida de la boquilla sigue la siguiente expresión:

$$\frac{dm}{dt} = \rho_0 \cdot v_0 \cdot A_0 = \rho \cdot v \cdot A \quad (3.16)$$

Combinando esta ecuación con la 3.13 se obtiene que:

$$v_0 = \left(\frac{p^*}{p_0^*}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \frac{A}{A_0} \cdot v \quad (3.17)$$

En el supuesto caso de suponer una temperatura T_0 constante, el aumento de p_0^* conlleva un aumento de la densidad ρ_0 . De esta manera, cuando se encuentre el flujo en la fase subsónica el caudal volumétrico aumentará del mismo modo que el caudal másico.

Cuando se pierdan condiciones de flujo subsónico y se alcancen las condiciones de flujo sónico ($p^*/p_0^* = 0,528$), el caudal volumétrico que tendremos en la boquilla se mantendrá constante, ya que, como se aprecia en su expresión $Q = v \cdot A$, el área será constante y la velocidad v queda fijada debido a mantener la temperatura T_0 constante, como se puede ver en la siguiente ecuación:

$$v = \sqrt{k \cdot R \cdot T} = \sqrt{k \cdot R} \cdot \sqrt{\left(\frac{p^*}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot T_0} = \sqrt{k \cdot R} \cdot \sqrt{0,833 \cdot T_0} = cte \quad (3.18)$$

Para flujo sónico como se cumple que $p^* = 0,528 \cdot p_0^*$, si se substituye en la ecuación 7.10 se obtiene en la expresión que sigue

$$v_0 = 0.634 \cdot \frac{A}{A_0} \cdot v \quad (3.19)$$

De modo que como la velocidad v en la boquilla de tobera es constante (ecuación 8.7) también lo será la velocidad a la entrada de la tobera, v_0 (ecuación 8.9). Sin embargo, el caudal másico al tener en su expresión el término de la densidad, como se incrementa la presión p_0^* , también se incrementará la densidad en el interior, ρ_0 , y por ello, el caudal másico por su relación directa con esta variable.

Ahora se fijan las condiciones en la sección de entrada (p_0^* , ρ_0 y T_0) y se va a variar la presión a la salida de la boquilla p_1^* , para analizar las posibles situaciones que se pueden dar

En primer lugar, si se cumple que la presión exterior $p_1^* = p_0^*$ no existe flujo pues no hay diferencia de presiones.

Si se disminuye el valor de la presión exterior p_1^* , aumenta la diferencia $p_0^* - p_1^*$ y del mismo modo lo hará el caudal, acogiendo valores mayores cuando mayor sea esta diferencia. Cabe remarcar que siempre y cuando no se alcancen condiciones sónicas la presión en la boquilla p^* será igual a la presión exterior p_1^* .

Esto será así hasta llegar a un valor de p_1^* tal que $p_0^* = 1,893 \cdot p_1^*$ ya que en estas condiciones de presión se dará el flujo sónico, al igual que para valores inferiores de presión exterior p_1^* . Para estas condiciones de flujo sónico se cumple para la presión en la boquilla p^* :

$$p^* = 0,528 \cdot p_0^* = cte \quad (3.20)$$

Respecto a los caudales, en la zona donde el flujo es subsónico, tanto el caudal volumétrico como el másico aumentan a medida que disminuye la presión exterior p_1^* ya que esta disminución de presión supone un aumento de la diferencia de presiones $p_0^* - p_1^*$ (ya que $p_0^* = cte$).

En condiciones de flujo sónico, es decir, para valores de la presión exterior que verifiquen la siguiente expresión $p_1^* < 0,528 \cdot p_0^*$, se ha deducido que la velocidad es constante $v = cte$ (ecuación 3.12) por lo que el caudal volumétrico también es constante $Q = v \cdot A$, de modo que la presión en la boquilla es:

$$p^* = 0,528 \cdot p_0^* = cte \quad (3.21)$$

El caudal másico del mismo modo será constante ya que como se ha demostrado (ecuación 3.10) la velocidad v_0 es constante al igual que la densidad en la sección de entrada ρ_0 .

A modo de resumen, la tabla 3.1. acoge todos los posibles comportamientos del flujo a lo largo de una tobera convergente, y, por analogía en ventosas.

Tabla 3.1. Resumen flujo en toberas (Fuertes, 2001)

Presión a la salida $p_1^* = cte$	Flujo subsónico ($p_0^* < 1,893 \cdot p_1^*$)	Q aumenta cuando p_0^* aumenta dm/dt aumenta cuando p_0^* aumenta
	Flujo sónico ($p_0^* \geq 1,893 \cdot p_1^*$)	Q se mantiene constante dm/dt aumenta cuando p_0^* aumenta
Presión a la entrada $p_0^* = cte$	Flujo subsónico ($p_1^* > 0,528 \cdot p_0^*$)	Q aumenta cuando p_1^* disminuye dm/dt aumenta cuando p_1^* disminuye
	Flujo sónico ($p_1^* > 0,528 \cdot p_0^*$)	Q se mantiene constante dm/dt se mantiene constante

3.4.2. Analogía entre el flujo en toberas y el flujo en ventosas

Una vez se han obtenido las expresiones que permiten conocer el flujo de aire admitido o expulsado en una tobera convergente en función de los valores de la presión tanto interna como externa, se van a determinar las ecuaciones características de funcionamiento de las ventosas (Wylie y Streeter, 1982) en función de éstas tanto para la fase de admisión como para la fase de expulsión.

3.4.2.1. Admisión de aire ($p_t^* < p_{atm}^*$)

Durante la fase de admisión, para realizar la analogía entre el flujo en toberas y la entrada de aire en una ventosa, será necesario realizar estos supuestos

$$p_0^* = p_{atm}^* \quad \rho_0 = \rho_{atm} \quad T_0 = T_{atm} \quad p_1^* = p_t^*$$

Siendo el subíndice “atm” el utilizado para designar a las variables de condiciones atmosféricas y el subíndice “t” para designar a las variables que se refieren al interior de la tubería.

En este caso, la variable para analizar es la presión en la tubería pues es la que va a fijar que tipo de flujo se va a encontrar y es la que va a variar.

La primera de las posibles situaciones se encuentra cuando la presión aguas abajo es igual a la interior, es decir, $p_1^* = p_t^*$ lo que va a suponer que estemos en la segunda de las situaciones anteriormente descrita, aquella donde la presión aguas arriba se mantendrá constante cumpliendo que $p_0^* = p_{atm}^* = cte$.

Si la presión en el interior presenta un valor tal que $p_t^* > 0,528 \cdot p_{atm}^*$, nos hallamos ante un flujo subsónico y el caudal, bien sea el volumétrico o el másico, aumenta al mismo ritmo que disminuye la presión en la tubería p_t^* .

Esto se cumple hasta el momento en el que se llega a $p_t^* \leq 0,528 \cdot p_{atm}^*$ pues en este punto llegamos al ya nombrado bloqueo sónico debido a que hay una mayor depresión en la tubería. En este momento, el caudal tanto volumétrico como másico se mantienen constantes debido a que la ventosa no admite mayor cantidad de aire.

Si se designa el valor para la presión atmosférica de $p_{atm}^* = 1,013 \text{ bar}$ y definiendo la variable Δp como $\Delta p = p_{atm}^* - p_t^*$, es decir, la diferencia de presiones entre el exterior y el interior (depresión para el siguiente caso), se pueden resumir los valores que limitan las zonas de flujo sónico y subsónico en la Tabla 3.2. que se encuentra a continuación:

Tabla 3.2. Fase de admisión en una ventosa (Fuentes, 2001)

Flujo subsónico	$p_t^* > 0,535 \text{ bar}$	$\Delta p < 0,48 \text{ bar}$
Flujo sónico	$p_t^* \leq 0,535 \text{ bar}$	$\Delta p \geq 0,48 \text{ bar}$

Si se llama A_{adm} a la sección de admisión de la ventosa y C_{adm} al coeficiente de admisión característico de la misma, se puede calcular el caudal másico que admite la ventosa, siempre y cuando $C_{adm} < 1$, a partir de las siguientes expresiones:

- Cuando $p_{atm}^* > p_t^* > 0,528 \cdot p_{atm}^*$

$$\frac{dm}{dt} = C_{adm} \cdot A_{adm} \cdot \sqrt{7 \cdot p_{atm}^* \cdot \rho_{atm} \cdot \left(\left(\frac{p_t^*}{p_{atm}^*} \right)^{1,4286} - \left(\frac{p_t^*}{p_{atm}^*} \right)^{1,714} \right)} \quad (3.22)$$

- Cuando $p_t^* \leq 0,528 \cdot p_{atm}^*$

$$\frac{dm}{dt} = C_{adm} \cdot A_{adm} \cdot \frac{0,686}{\sqrt{R \cdot T_{atm}}} \cdot p_{atm}^* = cte \quad (3.23)$$

3.4.2.2. Expulsión de aire

Al igual que se ha hecho para la fase de admisión, para la fase de admisión también se realizarán ciertos supuestos para conseguir la analogía entre el flujo en toberas y la salida de aire

$$p_0^* = p_t^* \quad \rho_0 = \rho_t \quad T_0 = T_1 \quad p_1^* = p_{atm}^*$$

Del mismo modo que ocurría en el apartado anterior, las variables que presentan el subíndice “atm” van referidas a condiciones atmosféricas y las que van con el subíndice “t” designan las condiciones que existen en el interior de la tubería.

La situación a la que se enfrente el sistema ahora es aquella en la que se cumple para el flujo en toberas que la presión aguas abajo $p_1^* = p_{atm}^* = cte$, por lo que se cambiará la presión aguas arriba $p_0^* = p_t^*$, ya que es la que determinará el valor de la presión en el interior de la tubería.

Si la presión en el interior presenta un valor tal que $p_t^* < 1,893 \cdot p_{atm}^*$, nos hallamos ante un flujo subsónico y el caudal, bien sea el volumétrico o el másico, aumenta al mismo ritmo que aumenta la presión en la tubería p_t^* .

Esto se cumple hasta el momento en el que se llega a $p_t^* \geq 1,893 \cdot p_{atm}^*$ pues en este punto llegamos al ya nombrado bloqueo sónico debido a que hay una mayor depresión en la tubería. En este momento, el caudal volumétrico permanece constante (siempre y cuando se cumpla la hipótesis de que la temperatura es constante) pero el caudal másico aumenta debido a la relación directa que presenta con la densidad en el interior de la tubería ρ_t que se verá afectada debido a los cambios que sufra la presión en el interior de la tubería p_t^* .

Si se designa el valor para la presión atmosférica de $p_{atm}^* = 1,013 \text{ bar}$ y definiendo la variable Δp como $\Delta p = p_{atm}^* - p_t^*$, es decir, la diferencia de presiones entre el interior de la tubería y la atmósfera, se pueden resumir los valores que establecen los límites de las zonas tanto de flujo sónico como de flujo subsónico en la Tabla 3.3

Tabla 3.3. Fase de expulsión en una ventosa (Fuertes, 2001)

Flujo subsónico	$p_t^* < 1,918 \text{ bar}$	$\Delta p < 0,9 \text{ bar}$
Flujo sónico	$p_t^* \geq 1,918 \text{ bar}$	$\Delta p \geq 0,9 \text{ bar}$

Si se llama A_{exp} a la sección de expulsión de la ventosa y C_{exp} al coeficiente de expulsión característico de la misma, se puede calcular el caudal másico que admite la ventosa, siempre y cuando $C_{adm} < 1$, a partir de las siguientes expresiones:

- Cuando $p_{atm}^* < p_t^* < 1,893 \cdot p_{atm}^*$

$$\frac{dm}{dt} = C_{exp} \cdot A_{exp} \cdot p_t^* \cdot \sqrt{\frac{7}{R \cdot T_t} \cdot \left(\left(\frac{p_{atm}^*}{p_t^*} \right)^{1,4286} - \left(\frac{p_{atm}^*}{p_t^*} \right)^{1,714} \right)} \quad (3.24)$$

- Cuando $p_t^* \geq 1,893 \cdot p_{atm}^*$

$$\frac{dm}{dt} = C_{exp} \cdot A_{exp} \cdot \frac{0,686}{\sqrt{R \cdot T_t}} \cdot p_t^* \quad (3.25)$$

3.4.3. Ajuste propuesto por Boldy

Boldy (1992) propuso el ajuste de las ecuaciones anteriormente nombradas que explicaban el comportamiento global de una ventosa tanto para admisión como la expulsión de aire mediante una curva continua.

Se define \dot{m} como el caudal másico, bien puede ser admitido ($\dot{m} > 0$) o expulsado ($\dot{m} < 0$) y p' la presión adimensionalizada que sigue la siguiente ecuación

$$p' = \frac{p^*_t}{p^*_{atm}} \quad (3.26)$$

Las ecuaciones que propone Boldy expresan el comportamiento de la ventosa sea cual sea la zona de funcionamiento en la que se encuentre, es decir, tanto para zona sónica como subsónica. Distinguimos las ecuaciones según sean para la admisión de aire o para la expulsión y siempre en función de la presión adimensionalizada.

- Admisión de aire ($p' < 1$)

$$\text{Si } p' \leq 0,53 \rightarrow \dot{m} = CON$$

$$\text{Si } p' > 0,53 \rightarrow \dot{m} = CON \cdot 3,8568 \cdot \sqrt{(p')^{1,4286} - (p')^{1,714}}$$

- Expulsión de aire ($p' < 1$)

$$\text{Si } p' < 1,89 \rightarrow \dot{m} = -COU \cdot 3,8568 \cdot \sqrt{(p')^{-1,4286} - (p')^{-1,714}}$$

$$\text{Si } p' \geq 1,89 \rightarrow \dot{m} = COU \cdot p'$$

Donde *CON* y *COU* son dos constantes propias de cada ventosa. Las expresiones obtenidas quedan reflejadas en la curva descrita por Boldy, Figura 3.15

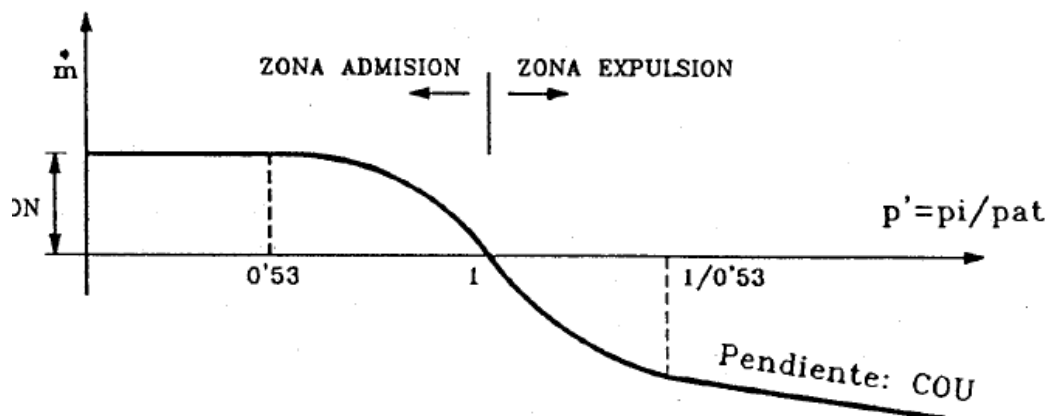


Figura 3.15. Ajuste del comportamiento de una ventosa según Boldy (1992) (Fuertes, 2001)

En resumen, las ecuaciones que propone Boldy para el cálculo del caudal másico que admite o expulsa una ventosa son funciones del tipo:

$$\dot{m} = \varphi(p_t^*, CON, COU) \quad (3.27)$$

Donde se tiene una ecuación que incluye dos parámetros propios de cada ventosa (*CON* y *COU*) necesarios para modelar el comportamiento de la ventosa.

3.4.4. Fórmula propuesta por AWWA (para purgadores)

Como ya se ha hablado de cómo calcular el caudal tanto volumétrico como másico para modelar el comportamiento de una ventosa para la admisión y la expulsión de aire, también será necesario saber cuánta cantidad de aire va a poder purgar las ventosas trifuncionales o los purgadores durante el funcionamiento normal de la instalación.

A partir de manuales extraídos de AWWA (American Water Works Association) se distinguen las dos fórmulas principales que usan los principales distribuidores y fabricantes de purgadores para calcular los caudales de purga de aire, uno para flujo sónico y otro para flujo subsónico.

Los fabricantes suelen cometer el error de limitarse a calcular los caudales a partir de esta formulación que a continuación se presentará en lugar de calcular los caudales de manera experimental para conseguir las curvas que se muestran en los catálogos, pero este problema lo trataremos más adelante en mayor profundidad.

Hay que tener en cuenta que las fórmulas no trabajarán con las unidades que solemos encontrar en el Sistema Internacional pues al ser de procedencia americana trabajan con las unidades propias de América.

En primer lugar, la fórmula más extendida, debido a que las condiciones presentes en la mayoría de las redes son las siguientes, se trata de la ecuación para flujo adiabático compresible en condiciones sónicas.

$$Q = 678 \cdot Y \cdot d^2 \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_1}{T \cdot S_g}} \quad (3.28)$$

Dónde:

- Q = caudal, unidad: scfm (pies cúbicos por minuto)
- Y = factor de expansión, se suele acoger el valor de 0,71 para el flujo de aire, adimensional
- d = diámetro del orificio, unidad: pulgadas
- C_d = coeficiente de descarga, 0,7
- ΔP = presión diferencial, $0,47 \cdot P_1$ (en flujo sónico)
- P_1 = presión de entrada(absolute), unidad: psi; presión en la tubería(relativa) + 14,7 psi (se supone que la presión atmosférica a nivel del mar es de 14,7 psi; la presión variará con la altitud)
- T = temperatura de entrada, 520 grados Rankine
- S_g = gravedad específica, 1 para el aire

Si desarrollamos un poco la expresión llegamos a la siguiente:

$$Q = 14,47 \cdot 0,7 \cdot d^2 \cdot P_1^* \quad (3.29)$$

Dónde:

- $P_1 = \Delta P + 14,7$ psi

Por su parte, la ecuación para cuando existen condiciones de flujo subsónico en la instalación es la siguiente:

$$Q = 14,77 \cdot d^2 \cdot \sqrt{\Delta P \cdot (\Delta P + 14,7)} \quad (3.30)$$

Para conseguir adaptar la fórmula al S.I. se considerarán los siguientes cambios de unidades:

- $1 \text{ pie} = 30,48 \text{ cm}$
- $1 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}} = 0,4719 \frac{\text{l}}{\text{s}}$
- $1 \text{ in} = 25,4 \text{ mm}$
- $1 \text{ psi} = 0,703 \text{ mca}$

Y así, tras aplicar estos cambios de unidades, se obtienen las siguientes fórmulas:

- Para flujo sónico: ($\Delta P \geq 0,9 \text{ bar}$)

$$Q \left(\frac{\text{l}}{\text{s}} \right) = 0,01054 \cdot d(\text{mm})^2 \cdot P \text{ abs}(\text{mca}) \quad (3.31)$$

- Para flujo subsónico: ($\Delta P < 0,9 \text{ bar}$)

$$Q \left(\frac{\text{l}}{\text{s}} \right) = 0,01586 \cdot d(\text{mm})^2 \cdot \sqrt{P(\text{mca}) \cdot (P(\text{mca}) + 10,33)} \quad (3.32)$$





4. Diseño del banco de ensayo

Para realizar el análisis experimental de las ventosas primero era necesario diseñar la instalación a través de la cual se iban a realizar los ensayos. Este banco de ensayo se ha diseñado siguiendo la norma UNE 1074.4 tal y como se mostrará a lo largo de este capítulo.

4.1. Norma UNE

En cuanto a la normativa disponible referida a ventosas, hasta años atrás las únicas que se encontraban eran las de origen americano, desarrolladas por la ya nombrada AWWA.

A partir de uno de estos manuales desarrollados con anterioridad a la norma UNE que se trata más adelante es de donde se ha extraído el apartado 3.4.4. (Manual M51)

La norma UNE que se ha seguido para el diseño del banco de ensayo es la UNE-EN 1074 que va referida a válvulas para el suministro de agua, requisitos de aptitud al uso y ensayos de verificación apropiados. Esta norma distingue 6 partes:

1. Requisitos generales
2. Válvulas de seccionamiento
3. Válvulas de antirretorno´
4. Purgadores y ventosas
5. Válvulas de control
6. Hidrantes

Para realizar nuestro trabajo se centran los esfuerzos en el punto 4, ya que es la parte de principal interés en base a los ensayos a realizar.

Se sabe que es la norma de nuestro interés pues, como bien se enuncia en la norma, esta norma especifica los requisitos mínimos para el uso en válvulas a utilizar en, o conectadas con, sistemas de tuberías de suministro de agua, aéreas o enterrados, que transporten agua destinada al consumo humano, siendo de esta índole las válvulas ventosas a ensayar. También se aplica esta norma a redes de riego a presión.

También es de nuestro interés la parte 1 de la norma que va referida al objeto y campo de aplicación. Resaltar que la norma especifica los requisitos generales de diseño y funcionamiento, siendo este el objetivo principal del uso de la norma en nuestro trabajo, además de que la norma regula estos requisitos para purgadores con DN igual o inferior a DN 300 y PFA entre 6 bar y 25 bar, lo que quiere decir que todas las válvulas ventosas y purgadores de ensayo están dentro de los rangos establecidos para esta norma.



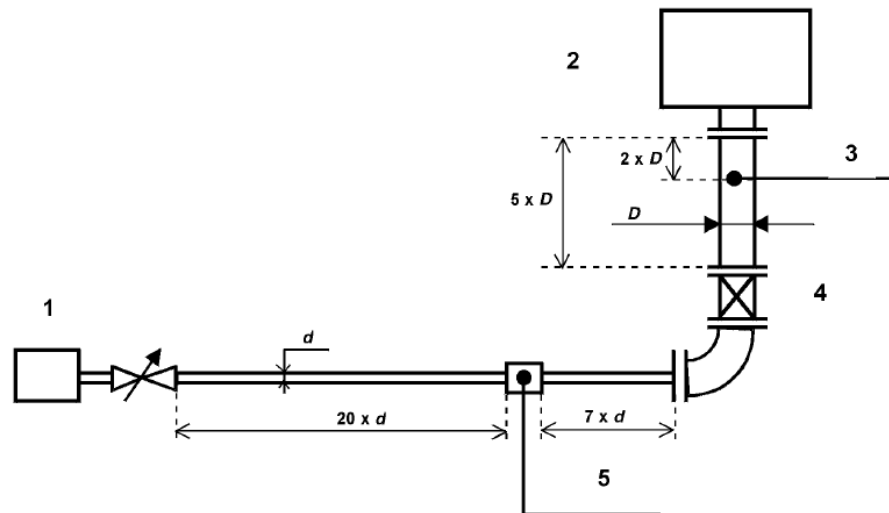
Los principales requisitos de funcionamiento, presentes en la norma UNE-EN-1074-4 a lo largo del capítulo 5, son:

- La resistencia mecánica, es decir, resistencia a la presión interior, la presión diferencial, a la flexión y al esfuerzo de maniobra.
- La estanqueidad de los elementos a las presiones tanto internas como externas, bien sean de alto valor o de bajo valor
- Que cumplan satisfactoriamente las funciones de salida de aire, de entrada de aire y de desgasificación
- Que presenten resistencia a los productos desinfectantes
- Que presenten resistencia a la fatiga.

Por último, a modo de resumen de la norma se exponen las principales conclusiones extraídas de la misma:

- La mayor divergencia permitida, para los valores de presión bien sea de admisión o de expulsión de aire entre el caudal declarado por el fabricante y el obtenido experimentalmente no puede superar el 10% en ninguno de los casos.
- Para realizar el ensayo de las características neumáticas de una válvula de admisión o expulsión, se debe trabajar en dos puntos en la zona habitual de trabajo de la ventosa. Se suelen utilizar el punto de diseño en el que se quiere tener trabajando a la ventosa (presión o sobrepresión aproximada de 0,3 bar) y el de caudal máximo, sin llegar al bloqueo sónico comentado con anterioridad, que pueda admitir o expulsar la ventosa.
- La función de desgasificación de los purgadores (caudal de salida en función de la presión) se debe verificar mediante la medición de la sección del orificio pequeño de la válvula (orificio de purga), calculando el caudal que lo atraviesa en condiciones sónicas, y comparando el resultado con el valor facilitado en los catálogos del fabricante. No obstante, se realizarán las mediciones de caudal de salida de aire en función de la presión como se especifica en el apartado 5.3.1. de la norma.
- Los ensayos de, tanto la función de salida de aire como la función de entrada de aire se regirán según lo establecido en sus anexos correspondientes y siempre para un DN igual o inferior a DN 100.
- Siguiendo lo establecido en el apartado 6.2 de la norma, no será necesario realizar la totalidad de los ensayos, pues, una vez realizados los ensayos para un diámetro nominal, se permite la extrapolación de los resultados a los dos diámetros inmediatamente superiores y a los dos diámetros inmediatamente inferiores al ensayado.

Para realizar los ensayos de admisión y expulsión de aire y obtener las curvas características de una ventosa, la metodología de ensayo que se debe seguir es la recogida a través de los anexos A (para la salida de aire) y B (para la entrada) de la ya nombrada norma UNE-EN 1074-4.



Leyenda

- 1 Fuente de presión
- 2 Válvula
- 3 Dispositivos de medición de la presión y la temperatura
- 4 Estabilizador de caudal
- 5 Caudalímetro

Figura 4.1. Esquema de una instalación de ensayo de salida de aire (UNE 1074-4)

Ambos anexos presentan tanto aspectos generales como una descripción del proceso a realizar en el ensayo y el rango posible de variación en las magnitudes a medir. Como norma general, el equipo de ensayo para medir la capacidad de salida de aire debe seguir un esquema semejante o igual al presente en la Figura 4.1. Para realizar este ensayo se deben tener en cuenta ciertas cuestiones de aspecto general:

- El fluido que se utiliza durante el ensayo debe ser aire. El ensayo de presión de aire debe ser conforme con todas las reglamentaciones de seguridad correspondientes y se deben adoptar medidas de seguridad si el ensayo lo requiere. Por otro lado, si el ensayo se realizará con otro fluido, permite conocer resultados interesantes sobre el comportamiento de la ventosa y permite nuevas posibilidades de valor económico reducido a si se realizase con aire.
- El ensayo se debe realizar en una válvula en las condiciones en las que se suministra (punto de funcionamiento), montada verticalmente, y sin ningún tipo de modificaciones. Esto supone también que para una ventosa que cuente con las tres funciones (trifuncional) no se debe aislar ninguna de las funciones restantes (purga y admisión) en la realización del ensayo.
- El ensayo debe comenzar con la válvula y el aire a temperatura ambiente.
- En el punto de medición del caudal de aire, la temperatura del aire debe mantenerse en el rango entre 5 y 45°C a lo largo de todo el ensayo.

A medida que se vaya realizando el ensayo de verificación de la capacidad de expulsión de la ventosa, una vez se ha abierto la válvula de seccionamiento para que permita el paso y se establece el valor del caudal del primer punto de medición buscado, deben verificarse ciertos requisitos en cuanto a las variables:

- El valor del caudal debe estar dentro del rango de $\pm 4\%$ durante todo el ensayo.
- El valor de la presión debe estar dentro del rango de $\pm 5\%$ durante todo el ensayo.
- El valor de la temperatura debe estar dentro del rango de $\pm 2\%$ durante todo el ensayo.

Además, a partir de los valores obtenidos se calcula el caudal medio en m^3/h (en las condiciones normales de presión y temperatura) y se registran las condiciones y los resultados de ensayo de los valores medios de caudal másico, presión y temperatura.

Este procedimiento nombrado se realizará del mismo modo para el segundo de los puntos, abriendo la válvula de aislamiento para que se alcance el caudal del segundo punto buscado.

Una vez se tiene la idea de cómo realizar el ensayo de expulsión de aire, resulta mucho más complejo tecnológicamente la generación de un caudal constante de aire que cuente a la entrada de la ventosa con depresión, es decir, presión relativa negativa.

Para estos casos, la norma UNE-EN 1074 cuenta con diversas configuraciones para realizar este ensayo de manera satisfactoria pese a sus complicaciones (Figura 4.2). Se deben considerar ciertas suposiciones o hipótesis para la utilización de estas configuraciones como que la densidad del aire no varía de forma significativa durante el ensayo, es decir, se considera el aire como un flujo incompresible, además de que se siguen las mismas generalidades y el mismo procedimiento de ensayo que para la salida de aire.

En resumen, la instalación de ensayo debe ser capaz de crear un caudal de aire del exterior al interior de la válvula, bien mediante una presión negativa bajo la válvula o mediante una presión positiva alrededor o dentro de la válvula.

Además, la instalación debe estar equipada con dispositivos que permitan medir el caudal de aire, la presión y la temperatura.

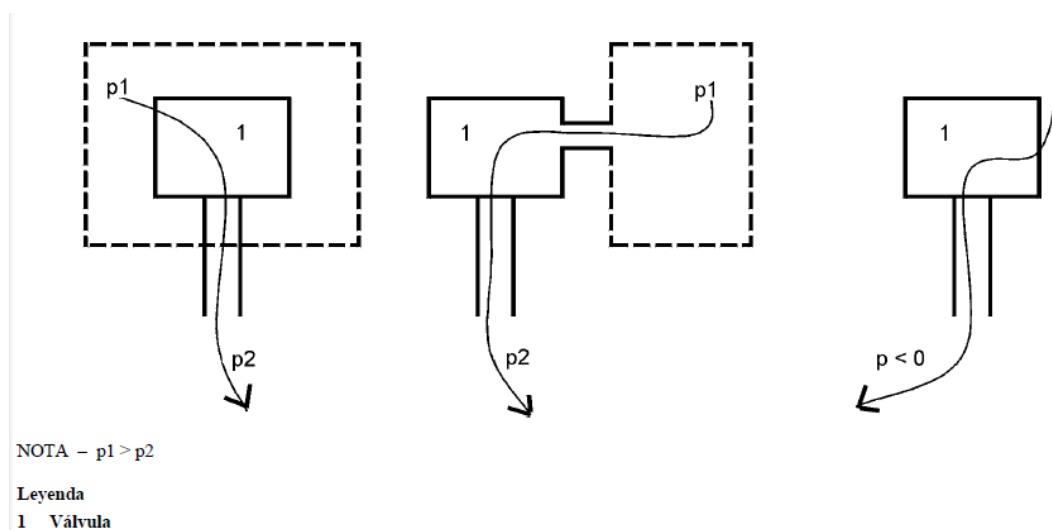


Figura 4.2. Ejemplos de instalación de ensayo con función de entrada de aire (UNE-EN 1074-4)

El ensayo correcto de la función de admisión de aire de una ventosa únicamente se puede realizar siguiendo el esquema de la tercera de las configuraciones mostradas en la Figura 4.2 ya que el rango de validez y de aplicación de las otras dos es bastante cuestionable.

Finalmente señalar que en el presente trabajo solo se realizan ensayos de caudal de salida de aire a través de purgadores, no realizándose ningún ensayo de admisión.

4.2. Elementos del banco de ensayo

En este apartado se expondrán los dispositivos que se emplearon en el banco de ensayo para realizar el análisis experimental. Su elección se basó en ser los dispositivos más adecuados dentro de los disponibles en la planta industrial (Aguas de Valencia, Fuente del Jarro) en la que se realizaban los ensayos.

4.2.1. Caudalímetro SCHMIDT

El dispositivo empleado para medir el caudal que llegaba al purgador en ese momento conectado a la línea era un sensor de caudal SCHMIDT IL 30.005 que se leía a través de un lector de valores de medición SCHMIDT MD 10.20 conectado al sensor.

En primer lugar, se hablará del sensor de caudal y sus principales características. El sensor de caudal IL 30.005 de SCHMIDT está diseñado para su uso en aire y gases limpios e incombustibles que no contengan polvo, partículas o vapores abrasivos ni aceites gaseosos o componentes químicos agresivos.



Figura 4.3. Sensor de caudal SCHMIDT IL 30.005



Algunas de sus principales características y datos técnicos son las que siguen

- El sensor proporciona el valor del caudal como caudal estándar (en m^3/h) en relación con la presión estándar de 1013,25 hPa (1 atm) y la temperatura estándar de 20 °C.
- La señal de salida es lineal e independiente de la presión y la temperatura del medio.
- Rango de tensión de funcionamiento definido (24 VDC +/- 10%)
- Rango de presión de funcionamiento definido (0 – 16 bar)
- Rango de caudal de funcionamiento definido (0 – 76,3 m^3/h)
- Rango de temperaturas de funcionamiento definido (-20 – 60 °C)
- Diámetro interior 16,1 mm
- Conexión de la rosca DN 15
- Principio de funcionamiento de un anemómetro térmico

El sensor cuenta con dos conectores:

- Conector principal:
 - Conexión de la alimentación de tensión
 - Salida de las señales de medición
- Conector del módulo:
Para la conexión de un módulo de extensión opcional.

En cuanto a medidas de seguridad a seguir tanto en la instalación como en el funcionamiento normal del sensor destacan:

- El sensor sólo puede instalarse y retirarse cuando no se aplica ninguna presión.
- Si se utiliza el sensor en el exterior, debe protegerse contra la exposición directa a la intemperie.
- Comprobar que todos los tornillos están bien apretados y que se toman las medidas adecuadas de protección contra la presión.
- Cada cierto tiempo comprobar la estanqueidad de todas las conexiones a sistemas presurizados.

Las turbulencias locales del medio pueden provocar distorsiones en los resultados de las mediciones. El método más sencillo es proporcionar una distancia suficientemente larga tanto delante como detrás del sensor absolutamente recta y sin perturbaciones. En el caso de la IL 30.005 deben utilizarse longitudes estándar (hasta $45 \times D$ de entrada) siendo D el diámetro interior del tubo.

Los parámetros básicos para medir son el caudal de aire y su presión. Las lecturas realizadas cada segundo por el caudalímetro se mandan a un autómatas en el que se recogen los valores tanto de caudal como de presiones y temperaturas.

Para entender el funcionamiento del sensor hay que analizar los 4 LEDs que indican su estado en el momento







Figura 4.4. Luces LEDs que marcan el estado del sensor

Las posibles y diferentes opciones de señalización de estas luces LED se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 4.1. Opciones de señalización del sensor de caudal

No.	Estado	LED 1	LED 2	LED 3	LED 4
1	Listo para el funcionamiento y caudal <5%				
2	Caudal >5%				
3	Caudal >20%				
4	Caudal >50%				
5	Caudal >80%				
6	Caudal >100% = desbordamiento				
7	Elemento del sensor defectuoso				
8	Tensión de funcionamiento demasiado baja				
9	Tensión de funcionamiento demasiado alta				
10	Temperatura electrónica demasiado alta				
11	Temperatura electrónica demasiado baja				
12	Temperatura del medio demasiado baja				
13	Temperatura del medio demasiado alta				

Donde los diferentes LEDs tienen el siguiente estado:

-  LED apagado
-  LED encendido: verde
-  LED encendido: naranja
-  El LED parpadea: rojo

Por último se considera oportuno comprobar regularmente la punta del sensor para ver si está contaminada y limpiarse siempre que sea necesario, ya que la contaminación del elemento sensor puede dar lugar a una medición falsa. También se recomienda repetir la calibración con un intervalo de 12 meses, enviando el sensor al fabricante, pues son quien calibran el equipo de medición.

Aquí se expone la curva de calibración cedida por el fabricante donde se puede observar la desviación del caudal normalizado en m^3/h dentro de los límites de calibración marcados en línea discontinua.

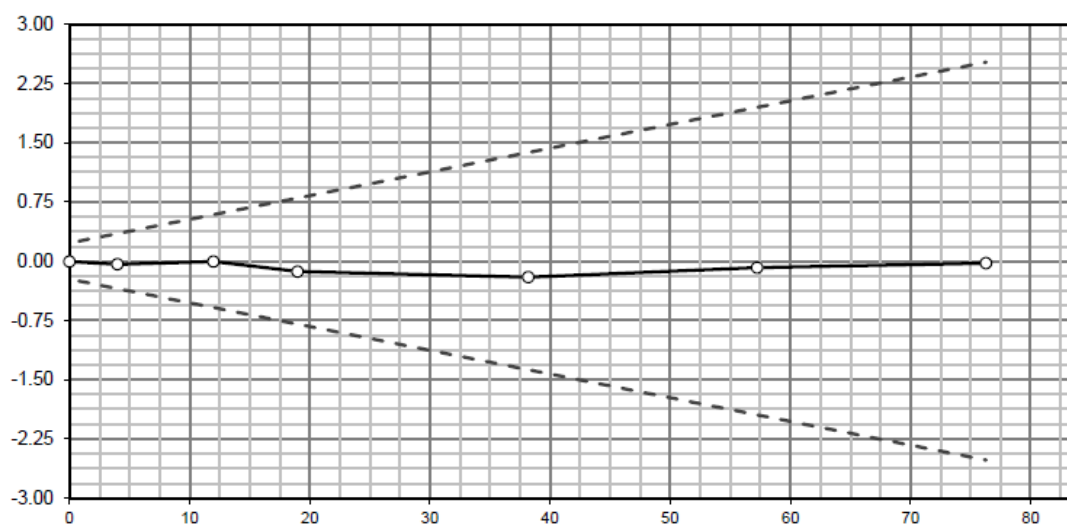


Figura 4.5. Curva de calibración del sensor de caudal

Sin embargo, hubo una calibración llevada a cabo por el alumno responsable del TFG junto a los profesores en el banco de ensayo para asegurar la validez de las mediciones del dispositivo.

Esta calibración se basaba en una comparación de los valores obtenidos mediante dos diferentes maneras de medir el caudal.

La primera de ellas surge a partir de un ensayo con los elementos de la instalación de tal modo que se tiene el calderín conectado a una válvula de aislamiento, la válvula reguladora o reductora de presión y por último, una válvula abierta a la atmósfera.

Para entender el ensayo, hay que definir primero que, si se mantiene la presión de regulación constante y por debajo de la presión del calderín, el flujo de aire será constante, ya que la presión atmosférica con la que está en contacto la válvula abierta también será constante. Esto supone tanto un caudal, como un caudal normalizado (estándar) como un caudal másico constante (ya que, como es de suponer, también sería constante la densidad del aire).

Por tanto, en este ensayo lo que se realizaba era un llenado del calderín completo, y a partir de aquí se empezaba el ensayo. Como se ha dicho, el caudal másico va a permanecer constante, así que se calcularía a partir de su definición, pues nuestro interés es calcular alguno de los caudales:

$$G = \frac{m_{ini} - m_{fin}}{\Delta t}$$

Se define el caudal másico como la diferencia de masas en un espacio de tiempo concreto.

Para saber las masas, se utiliza la ley de los gases perfectos:

$$m_{ini} = \frac{P_{c,ini} \cdot V_c}{R_g \cdot T_{c,ini}}$$

$$m_{fin} = \frac{P_{c,fin} \cdot V_c}{R_g \cdot T_{c,fin}}$$

Donde se tiene que P_c es la presión en el calderín que hay que medir, bien en instancias iniciales o finales, V_c es el volumen del calderín (dato conocido), R_g es la constante de los gases, en este caso para el aire (dato conocido) y T_c es la temperatura en el calderín, bien en instancias iniciales o finales.

Una vez se calculaban las masas tanto la inicial como la final y conocido el tiempo de ensayo se calculaba el caudal másico, como se aprecia en el ejemplo:

		15 mm	Ensayo 1			
Presión atmosférica	1,013 bar					
Temperatura CN	20 °C		32	33	seg inic	seg fin
Densidad cN	1,201101433		35	36	2136	1953
Volumen calderin	1,57 m3	VolCald				
	Con válvula					
		Pinic	67,933			
		Pfin	60,74		24,24 Kg/h	
		Rg	287,7			
		Tinic	24,05			
		Tfin	22,58			
		Delta t	183			

Figura 4.6. Ejemplo de cálculo del caudal másico con los valores obtenidos durante el ensayo

Ya se tenía una de las mediciones y la otra a compara surgía simplemente de observar el valor proporcionado por el caudalímetro. Se observaba el valor que cedía en dos instantes, cercanos al inicio del ensayo y al final. Como es conocido, el caudal medido por el caudalímetro se presenta en condiciones normalizadas de 20°C y 1 atm de presión por tanto se tenía que pasar este dato a caudal másico. Esto se consigue con una simple multiplicación por el valor de la densidad en estas condiciones normalizadas, apreciable en la Figura 4.6.

El valor promedio de los dos caudales medidos multiplicado por la densidad daba como resultado este valor:

Qmed i	21,473	m ³ /h	25,90	kg/h
Qmed f	21,661			

Figura 4.7. Caudal másico según caudalímetro

Comparando los valores se observaba que apenas hay diferencia entre las mediciones, por lo que se supuso que la calibración era correcta. Se realizó otra comprobación con valores parecidos y con la misma conclusión así que ya se asumió que el caudalímetro funcionaba bien, como se aprecia en la Figura 4.8.

15 mm	Ensayo 2			
	50	6	seg inic	seg fin
	51	37	3097	3006
Con válvula				
Pinic	63,466			
Pfin	55,67		51,98	Kg/h
Rg	287,7			
Tinic	27,31			
Tfin	25,403			
Delta t	91			
			G	
Qmed i	48,317	m ³ /h	56,56	kg/h
Qmed f	45,869			

Figura 4.8. Resultados de la segunda comprobación realizada para el caudalímetro

Por su parte, el lector de valores de medición SCHMIDT MD 10.020 sirve para observar el flujo de volumen estándar y la temperatura del medio de un simple vistazo.



Figura 4.9. Lector de valores de medición SCHMIDT MD 10.020

Sus principales características son las siguientes:

- Módulo de visualización de 2 líneas
- Salida directa del caudal estándar y de la temperatura del medio
- Pantalla remota para una óptima legibilidad
- No se necesita una fuente de alimentación adicional
- Plug-and-Play

Su uso es para leer los valores de medición en aquellas instalaciones en las cuales las pantallas integradas en el sensor de caudal no se pueden ver o debido a la posición del lector no se pueden leer. A través de este lector se puede ver la medición de una manera muy fácil y sencilla, ya que se permite colocar al usuario el lector de forma que se asegure la mejor de las posiciones para la lectura de la pantalla con una distancia variable entre el sensor y el módulo de visualización que puede llegar a los 30 metros.

4.2.2. Válvula reguladora BERMAD 2HC

La válvula encargada de controlar la presión que llegaba al purgador era la válvula de reducción de presión de alta capacidad de BERMAD modelo 2HC.

Esta es una válvula de accionamiento directo, accionada por un diafragma que responde a la presión, que tiende a alcanzar el equilibrio con la fuerza del resorte de ajuste (muelle) , con lo cual se reduce la alta presión de entrada al valor de salida prefijado manualmente.

Una moldura completamente equilibrada, además del equilibrio de las fuerzas hidráulicas sobre las piezas internas garantiza un alto grado de precisión y estabilidad. Cuando se utiliza en un circuito de reducción de presión, el piloto modula la apertura a medida que la presión corriente arriba sube por encima del punto establecido, y modula al cierre si la presión aguas abajo sobrepasa el valor predefinido.



Figura 4.10. *Válvula piloto reductora de presión de alta capacidad de BERMAD*

Si se instala como válvula piloto reductora de presión sobre una válvula de diluvio o de control de BERMAD, controla automáticamente a la válvula principal para reducir la alta presión de entrada a un valor menor y prefijado de salida, manteniendo la presión elegida de salida sin que le afecten las fluctuaciones de presión o de caudal en la línea de suministro de la entrada.

Algunas de las principales características de esta válvula son las siguientes

- Cumple todos los requisitos para sistemas de agua potable
- Respuesta inmediata y precisa a las variaciones repentinas del sistema
- Cierre hermético al goteo
- Diseño robusto – Adecuado para un funcionamiento constante e intenso
- Materiales de construcción de alta calidad
- Mantenimiento y reparación rápido y sencillo
- Fácil ajuste y calibración de la presión en el campo
- Tapa de seguridad anti-manipulación
- Detección de la presión interna o externa
- Detección de presión diferencial
- Instalación directa de manómetro
- Presión nominal: 16 bar
- Conexión 16-32” (unos 12,7 mm)

4.2.3. Transductor de presión BD SENSOTEC 26600 G

El dispositivo encargado de leer la presión que está llegando al purgador es el sensor cerámico modelo 26600 G del desarrollador BD cuya función es la de un transductor. Este sensor como buen transductor mide una magnitud física, en este caso, la presión y la transforma en forma de señal eléctrica para poder ser interpretada.

El principio de funcionamiento del sensor se basa en un sistema electrónico controlado por microcontrolador para el procesamiento de la señal. Este sistema electrónico se utiliza para mejorar la señal.

El transmisor nombrado arriba ha sido desarrollado para aplicaciones en sobrepresión y vacío, pudiendo realizar una medida tanto absoluta como manométrica, según modelo (en nuestro caso, manométrica).



Figura 4.11. Sensor cerámico BD SENSOTEC 26600 G

Las lecturas realizadas cada segundo por el sensor se mandan a un autómatas en el que se recogen los valores tanto de caudal como de presiones y temperaturas.

Las principales características del sensor cerámico son las siguientes:

- Rango de trabajo de medición para la presión: 0 – 40 bar
- Señal eléctrica enviada: 4 – 20 mA
- Útil en aceites y combustibles
- Útil en gases
- Principales áreas de aplicación:
 - Ingeniería mecánica y de instalaciones
 - Calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC)
 - Vehículos utilitarios
 - Hidráulica móvil
 - Aplicaciones industriales generales
- Resistencia al vacío
- Error de precisión del 0,5%
- Protección eléctrica para cortocircuitos y polaridad inversa
- Conexión macho-hembra ISO 4400
- Asiento en caucho sintético (FKM)
- Diseñado para evitar la cavitación y picos de presión

Hay que tener en cuenta que el dispositivo debe ser tratado con cuidado, especialmente los diafragmas, instalarse sin usar fuerza excesiva para evitar daños, evitar la acumulación excesiva de polvo para su correcto uso y respetar siempre las condiciones de presión y temperatura máxima permitidas por el sensor.

Además, es de especial importancia realizar el mantenimiento siempre en un lugar despresurizado y sin tensión, y a la hora de limpiar asegurarse de que los productos utilizados son válidos ya que en caso de no serlo el daño sería irreversible.

Durante la vida útil del transmisor, el valor del *offset* y del *span* (valor de la resta aritmética entre los límites superior dentro del rango de medición de una variable) pueden cambiar. Como consecuencia, se transmitirá un valor de señal desviado en referencia al punto inicial o final del rango de presión nominal. Si esto ocurre después de un uso prolongado del sensor se recomienda una recalibración para garantizar la precisión de medición.

Para realizar la recalibración, se enviará el sensor cerámico a la casa de fábrica donde realizarán la operación para conseguir un calibrado adecuado.

4.2.4. Calderín CITERGAZ 016F

El calderín que almacena el aire a presión en un calderín de la marca CITERGAZ modelo 016F : 21 : ITG. Este calderín consiste en una cámara hermética parcial o completamente llena de aire comprimido, cuya compresión es regulable en función de la fuente que alimenta el calderín.



Figura 4.12. Calderín CITERGAZ 016F : 21: ITG



Las principales características del calderín son las que siguen

- Capacidad nominal de 1500 L (volumen real de 1570)
- Presión máxima de 16 bar
- Rango de temperaturas de funcionamiento definido (-10 – 50 °C)
- Diseño en 2021, ensayado en mayo de este año.
- Presión de ensayo 22,88 bar
- Sirve para agua y gases comprimidos
- Presión interna durante los ensayos de 7 bar
- Tasa de llenado de 10 m³/min
- Tubería de conexión de 150 mm

4.2.5. Otros elementos

También se hayan en la instalación elementos de menor importancia pero que se han de nombrar. En primer lugar, se tienen los elementos de unión entre los dispositivos, es decir, tuberías y codos. Hay tuberías de diámetro 150 mm para transportar el aire desde el calderín, tuberías de 15 o 50 mm para conectar los diferentes dispositivos y una tubería de 100 mm final para conectar la válvula o purgador. Todas ellas presentan PN 16 bar y el material es PVC.

Se encuentran también elementos de control como válvulas de aislamiento o manómetros a lo largo de la instalación y, por último, es importante hablar del mecanismo oscilante que presentaba la estructura de soporte para las ventosas, puesto que, para el funcionamiento de la función exclusiva de purga de los purgadores y ventosas, se requiere el cierre del orificio grande. Esto se consigue poniendo la ventosa hacia abajo, generando así que el flotador por gravedad descienda y cierre el gran orificio. Una vez se ha girado y el flotador ha cerrado la ventosa, se permite la entrada de aire a la ventosa y, con el aire ya en la ventosa es cuando se vuelve a dar la vuelta, ya que gracias a la velocidad del aire se consigue que el flotador no descienda y se mantenga cerrando la salida del aire por el orificio grande.

4.3. Esquema y fotografías de la instalación

A continuación, se muestran imágenes para apreciar la planta y la disposición de los elementos, además de un esquema descriptivo e ilustrativo de la propia planta realizado en el programa AutoCAD.



Figura 4.13. Calderín presente en la instalación



Figura 4.14. Manómetro para medir la presión adentro del calderín.



Figura 4.15. Compresor: Fuente de alimentación del aire a presión (conectada al calderín)



Figura 4.16. Sensor cerámico midiendo la presión en el purgador

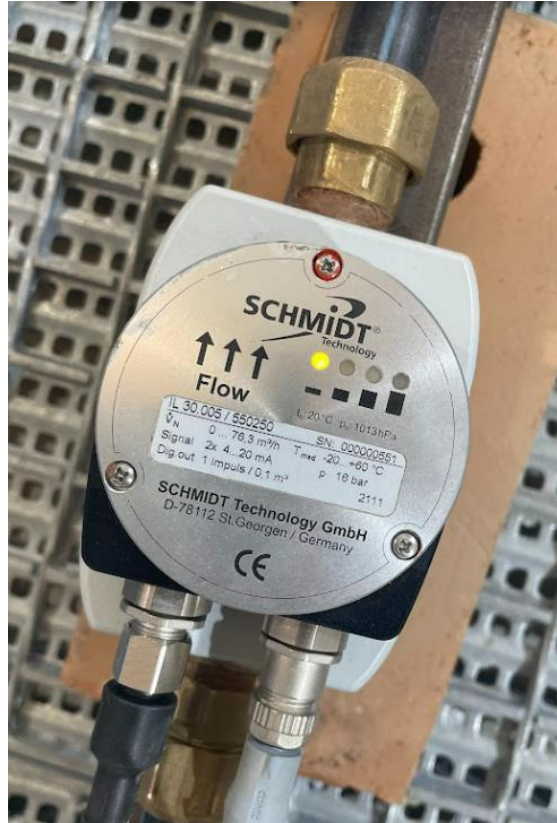


Figura 4.17. Caudalímetro midiendo el caudal que llega al purgador



Figura 4.18. Lector de valores mostrando el caudal y la temperatura presentes en el purgador

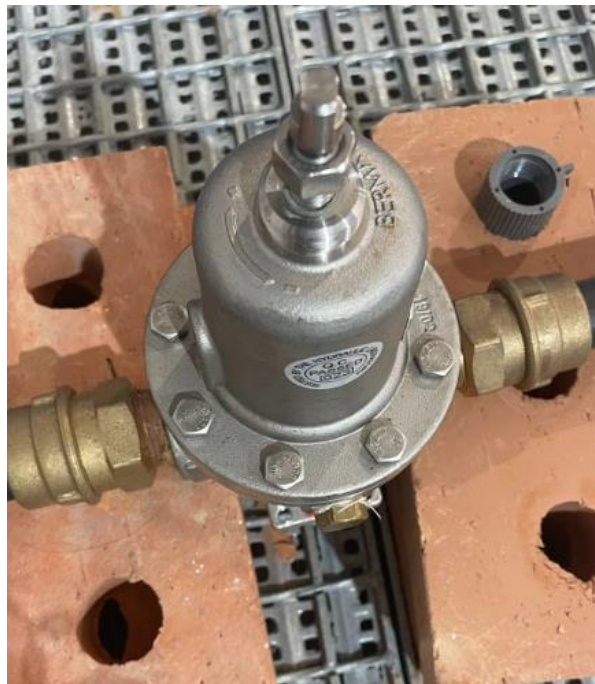


Figura 4.19. Válvula reductora de presi3n del banco de ensayos



Figura 4.20. Banco de ensayo mientras se realiza el ensayo de la ventosa ARI D-040-NS



Figura 4.21. Ejemplo del montaje de las ventosas

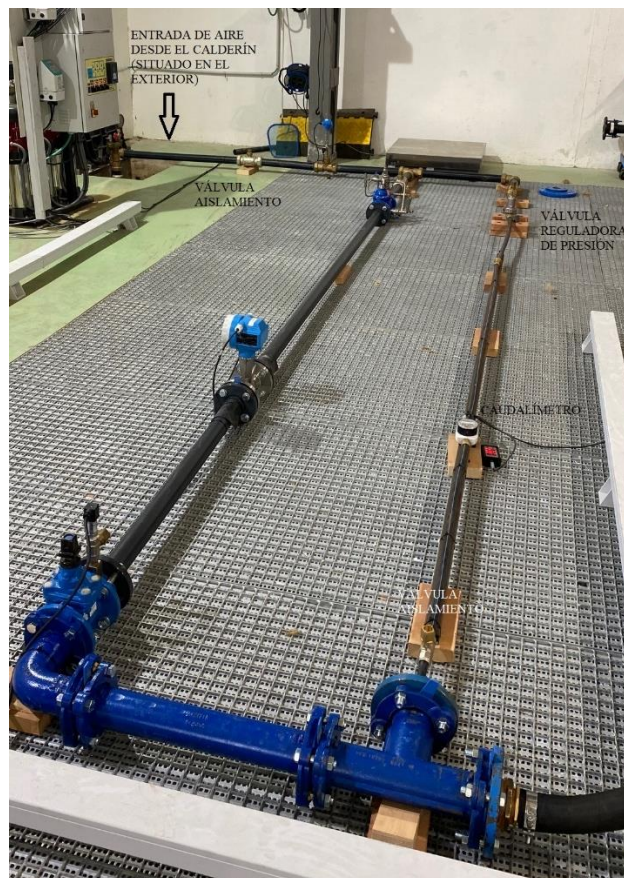


Figura 4.22. Vista general del banco de ensayos



Figura 4.23. Vista general del banco durante ensayo

Este esquema es simplemente ilustrativo y está simplificado, como anejo se incluirá un esquema más completo donde se comentan los elementos del banco de ensayo.

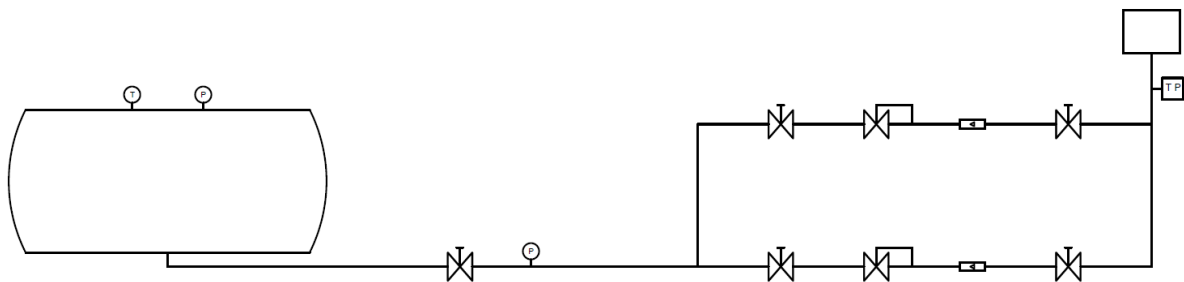


Figura 4.244. Esquema simplificado del banco de ensayo



5. Estudio experimental

5.1. Curva característica de una ventosa

De modo general, la curva cedida por los fabricantes de ventosas, y que se conoce como la curva característica de la ventosa es aquella que relaciona de manera gráfica el caudal de aire bien sea admitido o expulsado y la diferencia de presiones entre el interior y el exterior.

Esta curva surge a partir del ensayo experimental de la ventosa en todas las posibles regiones de funcionamiento. A partir de estas curvas es posible obtener unas sencillas expresiones matemáticas que, para cada ventosa según sus características, se relacione el caudal de aire capaz de admitir o expulsar con la diferencia de presiones existente.

En función del tipo de ventosa, las fases de admisión y/o expulsión adquieren mayor o menor importancia. En el caso de las ventosas de gran orificio o baja presión (Figura 5.1), como bien podemos intuir por su nombre su importancia reside en la fase de admisión y de expulsión para diferencias de presiones pequeñas.

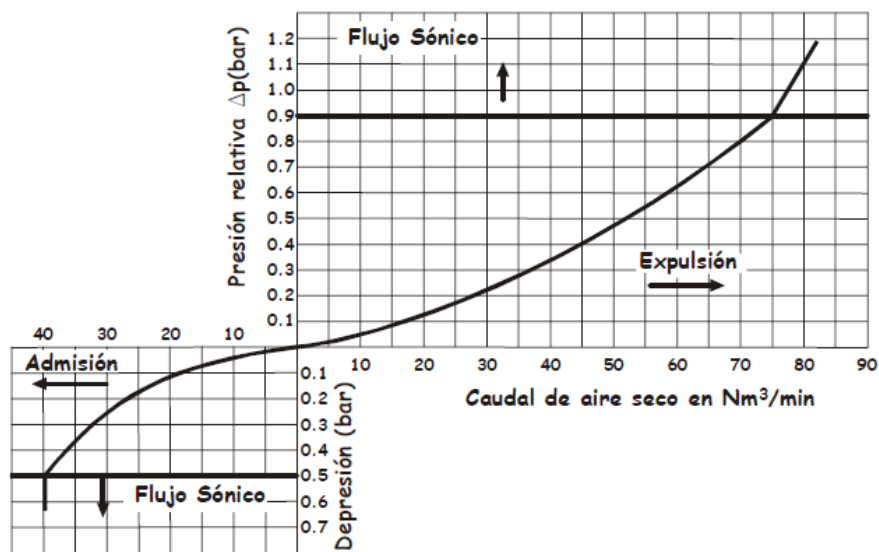


Figura 5.1. Curva característica de una ventosa de baja presión (Fuertes, 2001)

Mientras que para las ventosas de pequeño orificio o altas presiones (Figura 5.2) el interés existe únicamente en la fase de expulsión y para presiones diferenciales grandes, como se puede suponer a partir de su nombre.

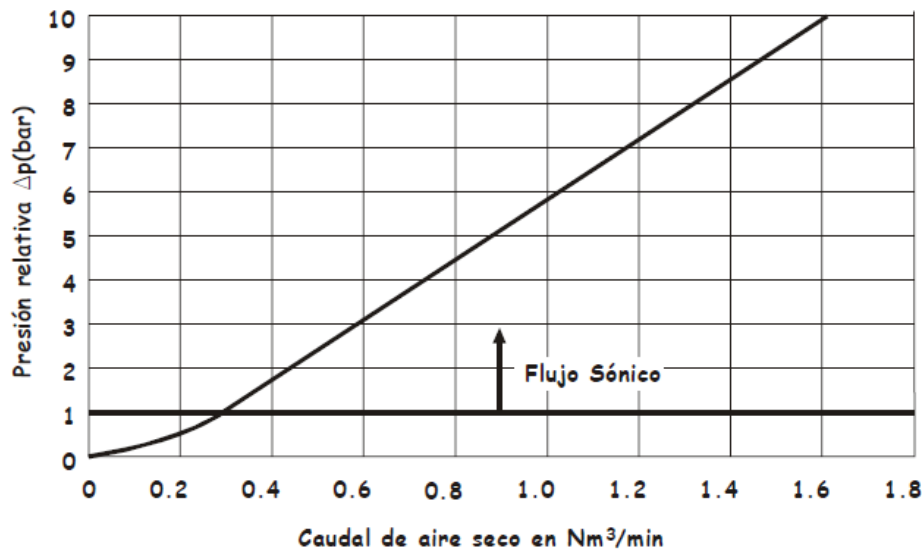


Figura 5.2. Curva característica de una ventosa de alta presión (Fuertes, 2001)

Tanto para las ventosas de alta presión como para las de baja, en el eje de abscisas se representa el caudal volumétrico en condiciones estándar, aunque en ocasiones, según el fabricante, también puede aparecer en condiciones normales (misma presión que condiciones estándar, pero temperatura de 0°C). De este modo, se puede obtener el caudal másico ya que es directamente proporcional al caudal volumétrico obtenido simplemente multiplicando el caudal volumétrico por la densidad en las condiciones especificadas. En el caso de condiciones estándar la densidad es de 1,201 kg/m³, mientras que en condiciones normales (T=0°C) vale 1,289 kg/m³.

Por su parte, el eje de ordenadas representa la diferencia de presiones Δp existente entre el interior y el exterior de la ventosa y que es la causante de la posible circulación de aire bien sea aire admitido o aire expulsado.

Si la ventosa se encuentra en la fase de admisión:

$$\Delta p = p_{atm}^* - p_t^* \quad (5.1)$$

Si la ventosa se encuentra en la fase de expulsión:

$$\Delta p = p_t^* - p_{atm}^* \quad (5.2)$$



La obtención de estas curvas no va a ser siempre bajo las mismas condiciones de operación, y como cada fabricante trabaja en unas condiciones, no referenciadas la mayoría de las veces en sus catálogos, resulta prácticamente imposible reproducir los ensayos en un laboratorio independiente. Esto es apreciable, por ejemplo, en algunos de los ensayos realizados por el Council for Scientific and Industrial Research – South Africa en 1989 o por Leslie J. Blum para el U.S. Bureau of Reclamation en 1994, donde los datos cedidos por los fabricantes en los catálogos y los obtenidos en los ensayos nombrados presentan ciertas discrepancias, en algunos casos importantes.

También se puede apreciar a partir de los ensayos realizados en la Universidad Politécnica de Valencia en 1998 donde se observan grandes discrepancias entre las medidas obtenidas experimentalmente y los datos de catálogo.

Esto puede ocasionar un gran problema a la hora de seleccionar la ventosa adecuada para nuestra instalación puesto que no se reproducirán las condiciones de ensayo del fabricante y los resultados obtenidos no serán los esperados.

Por otro lado, hay que tener en cuenta también un problema presente en las ventosas que es el cierre inesperado antes de tiempo, debido a la llamada “fuerza de sustentación” generada por el aire sobre el flotador mientras se encuentra la ventosa en la fase de expulsión. Lo que ocurre en estas ocasiones es que la fuerza ascendente debido al sentido de circulación del aire saliendo de la ventosa puede ser elevada si la velocidad de evacuación es elevada y llegar a vencer el peso del flotador ocasionando el cierre de la ventosa y con ello, la acumulación de una bolsa de aire en el interior de la conducción cuyos efectos perjudiciales se han nombrado en su apartado pertinente (Capítulo 2.2.)

Este fenómeno se conoce bajo el nombre de “cierre dinámico” y también es información que no suele ser cedida por los fabricantes.

Y es que, para cada ventosa, este cierre dinámico se va a dar a diferentes diferencias de presiones como bien se aprecia a partir de la gráfica 5.3. En esta gráfica se representan los valores obtenidos para el llamado “cierre dinámico” correspondientes a dos ventosas diferentes del mismo diámetro nominal (DN 80) en un ensayo realizado por el Council for Scientific and Industrial Research – South Africa, donde en una se produce el cierre para el valor de presión diferencial de 0,031 bar mientras que en la otra el valor es de solamente 0,025 bar.

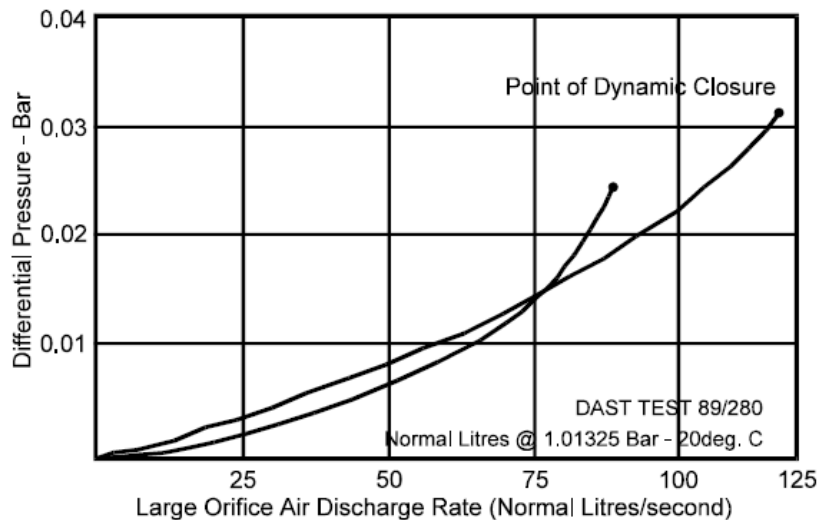


Figura 5.3. Ensayos para obtener el punto de cierre dinámico en dos ventosas de DN 80 (Fuertes, 2001)

El cierre dinámico no es el único dato que no cede el catálogo pues el comportamiento dinámico de la válvula, es decir, el que varía con el tiempo, no suele ser un dato conocido y es un dato de importancia vital para saber la efectividad de la ventosa. Por lo tanto, se tiene en consideración avanzar en este sentido y así conseguir datos que reflejen la realidad de la ventosa para realizar una selección de ventosa adecuada a las necesidades de la instalación.

Analizando las gráficas cedidas por los fabricantes, se observa que estos dan sus datos de caudal volumétrico de aire (volumen/tiempo) bien sea de admisión o de expulsión se expresan en función de la diferencia de presión existente Δp , como se puede ver en las Figuras 5.1 y 5.2. Este caudal suele venir referido en condiciones normales (1 atm y 0°C) o en condiciones estándar, por lo que se puede determinar el caudal másico multiplicando por la densidad en las condiciones de que se trate.

Cuando una ventosa se encuentra en fase de expulsión de aire y está trabajando en la zona de flujo sónico, el caudal volumétrico en condiciones reales del flujo se mantiene constante, pues como se enunció en su apartado correspondiente, la velocidad ya no puede alcanzar valores mayores por el efecto conocido como “bloqueo sónico”. Sin embargo, el caudal másico sí puede hacerlo siempre y cuando aumente la presión en la entrada, o lo que es lo mismo, la presión en el interior de la tubería. Esto se debe a que la densidad del aire es directamente proporcional a la presión nombrada, lo cual provoca que el aumento de la densidad aumente el caudal másico manteniendo el caudal volumétrico constante.

Esto significa que, una ventosa que se encuentra expulsando aire de la instalación, va a desalojar un mayor caudal másico (o caudal volumétrico en condiciones normales o estándar) cuanto mayor sea la diferencia de presiones existentes entre el interior de la tubería y el exterior (atmósfera), independientemente de alcanzar o no la velocidad del sonido y que se produzca el fenómeno conocido como “bloqueo sónico”. Esto es así debido a que la presión interna de la tubería si puede aumentar y como consecuencia de ello, se aumenta la densidad al igual que el caudal másico.



A partir de la zona de expulsión de la Figura 5.1. y a la Figura 5.2. se puede observar esta circunstancia, es decir, el incremento de caudal másico una vez sobrepasado el bloqueo sónico.

Los purgadores son un caso especial de estas condiciones puesto que su trabajo va a estar prácticamente siempre en la zona sónica, puesto que la expulsión de aire se realiza en el funcionamiento normal de la instalación y en condiciones de presión elevadas. Esto tiene una sencilla justificación, pues el orificio de salida del purgador es de dimensión muy reducida y la velocidad de salida del aire muy elevada. Por su parte, las ventosas de baja presión o gran orificio se diseñan con la idea de trabajar en zonas subsónicas pues la diferencia de presiones no puede ser muy elevada. Esto genera una velocidad de salida de aire pequeña, aunque consigue evacuar grandes volúmenes de aire debido a la gran dimensión del orificio de salida.

En estado de admisión de aire, las ventosas de baja presión están diseñadas para trabajar en la zona subsónica, al igual que en estado de expulsión de aire, si el dimensionado se ha realizado del modo correcto. En caso de no ser, puede ocurrir el fenómeno conocido como “bloqueo sónico”, lo que supone que, al alcanzar la velocidad del sonido, el caudal alcanza un valor máximo que no será ya superado pese a que la diferencia de presiones entre la presión interna de la conducción y la presión externa aumente. Esto ocurre debido a que tanto la densidad del aire como la temperatura de este se mantienen estables ya que la presión que entra en la conducción es la atmosférica (no varía). Esto tendrá efectos perjudiciales, entre ellos, destaca la depresión incontrolada en el interior de la conducción y, si no entra el suficiente aire de la atmósfera, la depresión podrá ser de tal grado como para colapsar la conducción.

Si bien recordamos lo enunciado en los apartados de flujo sónico y subsónico tanto para la admisión como para la expulsión de aire, el hecho de encontrarnos en una zona o otra se reduce al valor de la presión existente en el interior de la tubería.

5.2. Ensayos experimentales

A lo largo de este apartado se explicará la experiencia realizada por el autor del TFG para conseguir obtener los resultados experimentales que más tarde se expondrán en el Anejo I.

El ensayo realizado empezaba con el llenado del calderín por completo a una presión de unos 7 bar y cuya alimentación era constante (gracias al funcionamiento normal de un compresor, Figura 4.15.) a lo largo del ensayo para conseguir mantener la presión constante en ese valor.

En segundo lugar, se abría la primera de las válvulas de aislamiento y se comprobaba en el manómetro que la presión que llegaba a la instalación era de 7 bar como en el calderín. Tras la comprobación, y con la válvula de regulación totalmente abierta se abrían las dos siguientes válvulas de aislamiento y se chequeaba a través de una pantalla, cuya función era la de panel de control pues mostraba todos los datos de la instalación en cuanto a caudal, presión y temperatura, que la instalación funcionaba correctamente y estaba dando valores lógicos (Figura 5.5.) Estos datos eran recogidos por un autómata de los sensores y se almacenaban en el mismo, además de poder visualizarse el valor actual.

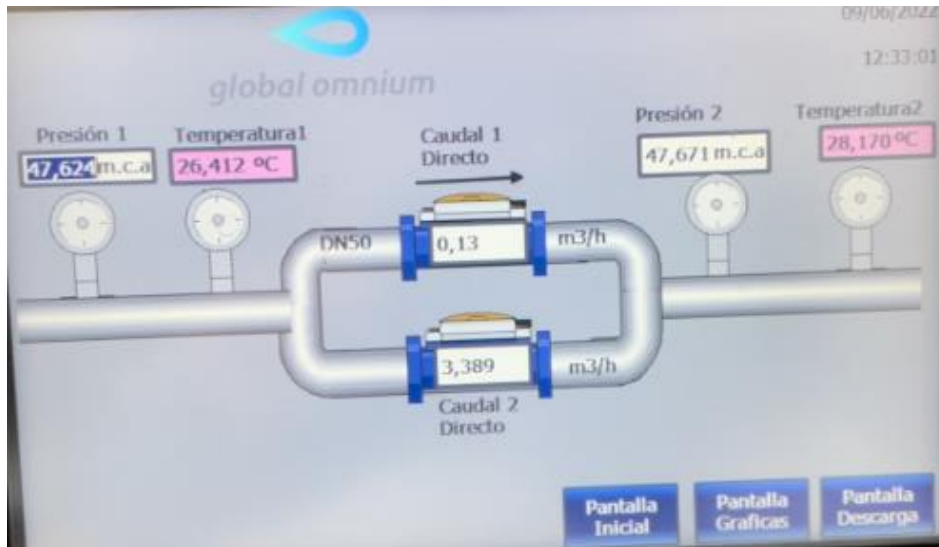


Figura 5.4. Captura del monitor de control durante un ensayo

Cuando ya se sabía que todo funcionaba correctamente, se tenía que esperar a que se alcanzará un punto estable. Esto se conseguía cuando los valores de caudal 2 y presión 2 que eran los que medían en la válvula (Figura 5.5) se mantenían estables en un período de tiempo de unos 15-20 segundos. Una vez alcanzado el primer punto, a través de la válvula reductora se reducía la presión cerrando la válvula para disminuir la misma en unos 5 metros de columna de agua (apreciable a través del monitor de control).

Tras reducir la presión, se esperaba de nuevo a que el sistema se estabilizará y conseguir un nuevo punto. Este proceso se repetía hasta llegar a los 10 m.c.a., valor muy próximo a 1 atm, pues como se ha dicho anteriormente, el purgador sólo funciona en la zona sónica, por tanto, no se quiere bajar la presión de este valor.

Tras realizar todo este proceso, se hará el procedimiento de igual modo, pero en este caso subiendo desde los 10 m.c.a. hasta los 70-75 m.c.a. de 5 en 5 y esperando en cada aumento a que el sistema se estabilice y conseguir su respectivo punto.

Cabe destacar que se graba el ensayo, lo que supone registrar cada valor en cada segundo de lo que dure el ensayo.

Cuando ya se ha conseguido realizar tanto la bajada como la subida, se para de grabar los datos y se analizan a través del ordenador. El fichero conseguido es como el que sigue, Figura 5.6.

VarName	TimeString	VarValue	Validity	Time_ms
Caudal 1 Directo	30/05/2022 9:15	0.1041667	1	44711386006
Caudal 2 Directo	30/05/2022 9:15	27.12503	1	44711386006
Presion 1	30/05/2022 9:15	64.31568	1	44711386006
Presion 2	30/05/2022 9:15	64.38079	1	44711386006
Total Caudal 1 Directo	30/05/2022 9:15	0	1	44711386006
Temperatura2	30/05/2022 9:15	23.85851	1	44711386006
Total Caudal 2 Directo	30/05/2022 9:15	0	1	44711386006
Temperatura1	30/05/2022 9:15	21.94517	1	44711386006
Presion 3	30/05/2022 9:15	-0.390625	1	44711386006
Caudal 1 Directo	30/05/2022 9:15	0.1157407	1	44711386018
Caudal 2 Directo	30/05/2022 9:15	27.21886	1	44711386018
Presion 1	30/05/2022 9:15	64.28313	1	44711386018
Presion 2	30/05/2022 9:15	64.3627	1	44711386018

Figura 5.5. Ejemplo de cómo se registran los datos

Este formato en modo documento de texto es difícil de tratar, por ello, se abrió el archivo en el Excel ya que permitía un trato de datos mucho más sencillo al igual que permitía muchas más opciones.

Una vez abierto en el Excel, se introducía un filtro que filtraba por nombre, Figura 5.7., con lo cual permitía encontrar los datos de interés con mayor facilidad.

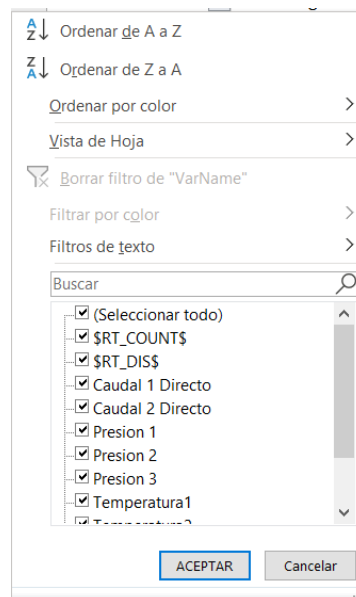


Figura 5.6. Filtro utilizado con Excel.

Una vez se tienen los datos de interés se recogen en columnas para su trato posterior del siguiente modo, Figura 5.8.

HORA	QV (m ³ /h)	P2 purgador (mca)	Pabs (bar)	T (°C)
10:59:51	18.1781	69.79167	7.86193053	21.81496
10:59:52	18.1781	69.81337	7.86405382	21.84751
10:59:53	18.1781	69.79167	7.86193053	21.81858
10:59:54	18.1781	69.7772	7.86051468	21.81496
10:59:55	18.1781	69.7772	7.86051468	21.82943
10:59:56	18.1781	69.79528	7.86228376	21.82219
10:59:57	18.27193	69.7772	7.86051468	21.78602
10:59:58	18.27193	69.78805	7.86157632	21.85113
10:59:59	18.27193	69.80614	7.86334638	21.81496
11:00:00	18.27193	69.79528	7.86228376	21.81858
11:00:00	18.19742	69.7772	7.86051468	21.81858
11:00:01	18.1781	69.78805	7.86157632	21.81134

Figura 5.7. Ejemplo de cómo se agrupaban los datos

Estos datos existen para todos los segundos que ha durado el ensayo, por lo tanto, se reducía los datos a aquellos intervalos de 15-20 segundos donde se mantenía estable el sistema, y una vez se tenían únicamente estos intervalos, se obtenían los promedios, consiguiendo para cada intervalo un único punto.

		T	20	
	QV (m ³ /h)	P2 purgador (mca)	QnT (m ³ /h)	P rel (bar)
PROMEDIOS	18.21912778	69.79874022	18.2191278	6.84725642
	17.00014311	64.96769133	17.0001431	6.37333052
	16.01388689	60.659642	16.0138869	5.95071088
	14.86536733	55.62829533	14.8653673	5.45713577
	13.38497	48.965326	13.38497	4.80349848
	12.64810578	45.27191044	12.6481058	4.44117441
	11.64375756	40.77980333	11.6437576	4.00049871
	10.35817289	35.58545533	10.3581729	3.49093317
	8.83860795	30.320457	8.83860795	2.97443683
	7.806927578	25.00691267	7.80692758	2.45317813
	6.741862075	20.434389	6.74186208	2.00461356
	5.645167133	15.79676333	5.64516713	1.54966248
	4.698102067	11.64890289	4.69810207	1.14275737
	6.033364022	17.52668489	6.03336402	1.71936779
	7.107743867	22.40644244	7.10774387	2.198072
	8.0516816	27.07646067	8.0516816	2.65620079
	9.534495133	33.19307778	9.53449513	3.25624093
	10.79941911	38.08810756	10.7994191	3.73644335
	11.78235578	42.80912444	11.7823558	4.19957511
	12.95332956	48.70804467	12.9533296	4.77825918
14.10687756	53.86172244	14.1068776	5.28383497	
14.72051311	57.15494778	14.7205131	5.60690038	
15.60692222	61.41573356	15.6069222	6.02488346	

Figura 5.8. Tabla de los promedios obtenidos a partir de los datos de ensayo

Como se ha dicho anteriormente, el caudalímetro obtenía los datos ya normalizados a una presión de 1 atm y 20 °C (QN) pero como no se sabía en qué condiciones da cada fabricante sus gráficas en los catálogos (la diferencia es la temperatura en las condiciones elegidas) se hizo otra columna que dependa de la temperatura. Para todos estos ensayos se han considerado las condiciones del caudalímetro, pero existe la posibilidad de modificarlas, simplemente variando el valor de la temperatura de la casilla correspondiente, es decir, pasar de condiciones estándar (T=20°C) a condiciones normales (T=0°C), por ejemplo.

Para obtener las gráficas características de cada ventosa se expresa el caudal normalizado en función de la presión relativa. Para conseguir el valor de la presión simplemente se hace un cambio de unidad de m.c.a. a bar ya que como se ha dicho, el transductor de presión medía la presión manométrica. Una vez se tenían ya los dos ejes simplemente quedaba representarlo gráficamente, respetando sus respectivos ejes, Figura 5.10.

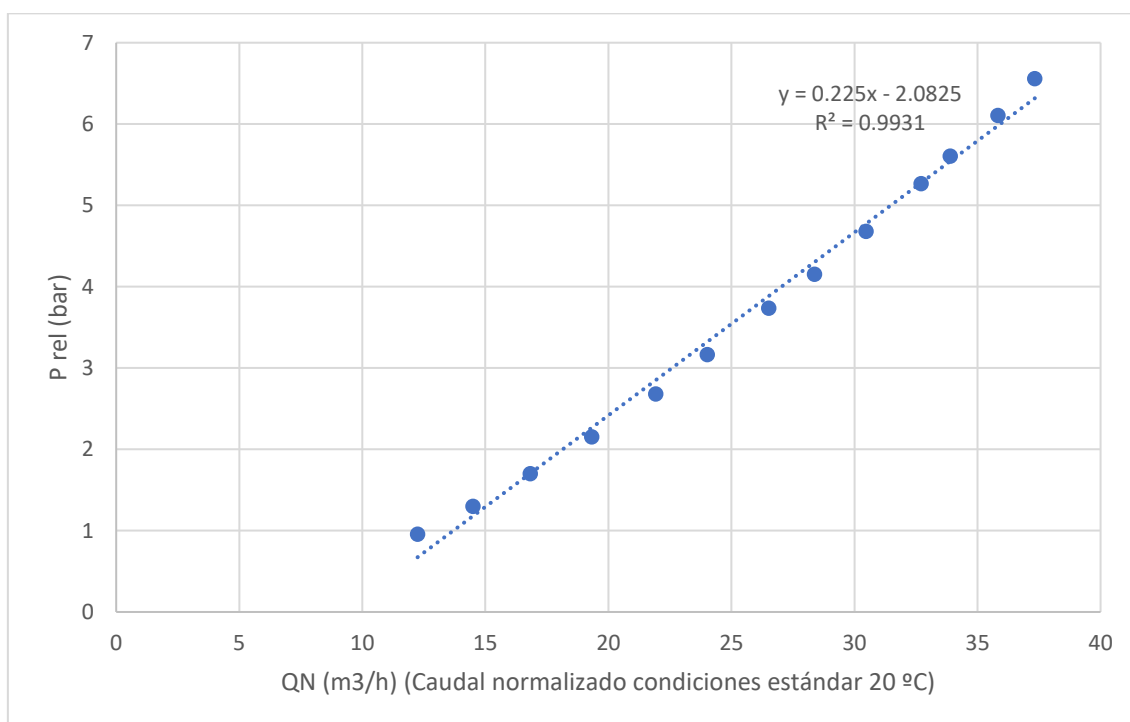


Figura 5.9. Ejemplo de la gráfica obtenida para la válvula A-1-DN 50 en su primer ensayo.

No se presentan en el texto los nombres de los fabricantes, por lo que se han codificado los nombres de los diferentes fabricantes y sus modelos disponibles.

Cabe destacar que para cada válvula se realizaban dos ensayos, y todas las gráficas obtenidas quedan registradas en el Anejo I, y que además de los ensayos, el alumno realizó una ficha técnica para cada una de las válvulas disponibles.

El proceso de selección de válvulas fue realizado por la compañía de aguas, siendo una muestra muy representativa de los modelos del mercado actual. Se distinguían principalmente válvulas ventosas de 80 y 100 mm, pues son las más utilizadas en el día a día, aunque también se ensayaron ventosas de 50 y 150 mm, y purgadores de 25 y 50 mm.

Las fichas técnicas contienen una fotografía identificativa de cada válvula, el fabricante, el modelo de válvula, una pequeña descripción y datos de interés, su diámetro de conexión con la tubería, que no se debe confundir con el diámetro del orificio de contacto con el aire (gran orificio), dato también presente en la ficha técnica, el área del orificio de purga, el número de piezas y si trabaja a presión nominal = 16 bar, lo cual fue un ensayo que también realizó el alumno para añadirlo como información adicional.

Tabla 5.1. Ejemplo de ficha técnica

ARI D-040	
Fabricante	ARI
Descripción	Válvula ventosa combinada
Modelo	D-040
Presión nominal (bar)	16
Rango de trabajo (bar)	0.2 - 16
Diámetro nominal	50
Área del orificio de purga (mm²)	12
Diámetro del orificio de purga (mm)	3.91
Área del orificio del flotador (mm²)	804
Nº de piezas	7
¿Trabaja a presión = 16 bar ?	Sí
Otros	Conexión de rosca macho BSPT. Cuerpo de nylon reforzado Base de plástico
Cierre	Hidráulico



5.3. Verificación experimental de ventosas

Ha surgido una necesidad cada día más urgente de disponer de ensayos fiables reales. Esto se debe a que la gran mayoría de los fabricantes de ventosas ceden en sus catálogos las curvas características de sus productos (válvulas ventosa y purgadores), pero, el origen de estas no resulta del todo fiable.

Estudios previos, como el realizado en el Departamento de Termodinámica Aplicada de la Universidad Politécnica de Valencia en 1998 en un banco de flujo estacionario para ventosas de gran orificio de DN 50, o en diferentes bancos de ensayo de las empresas ARI, Bermad y CSA realizados por el Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio ambiente de la UPV y la empresa Global Omnium, en 2015-2018, demuestran las diferencias existentes entre las gráficas cedidas por los fabricantes y distribuidores de ventosas y los datos que se obtienen realmente en un ensayo de laboratorio.

Analizando uno de los ensayos realizados, se sacarán conclusiones válidas para la totalidad de los ensayos realizados, y, por consiguiente, para la mayoría de las ventosas del mercado.

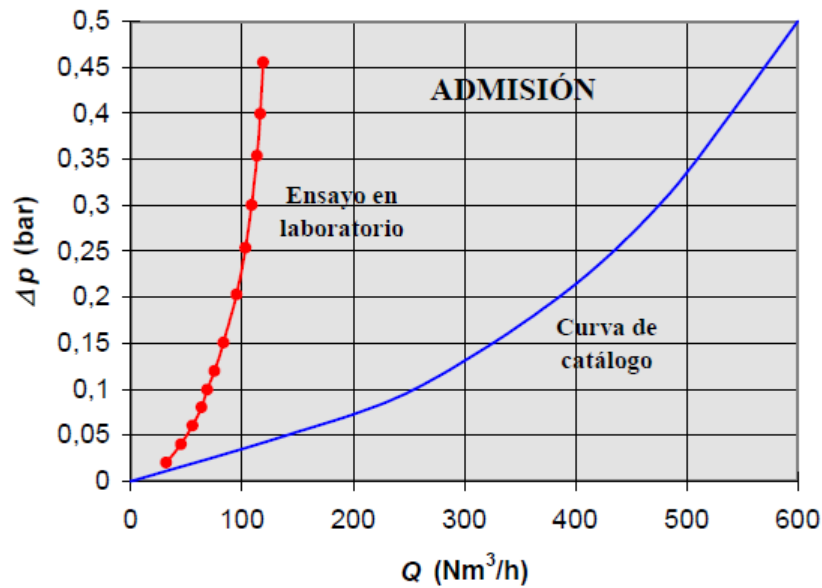


Figura 5.10. Comparación entre la curva característica dada por el fabricante y los resultados obtenidos en un ensayo de laboratorio (Fuertes, 2001)

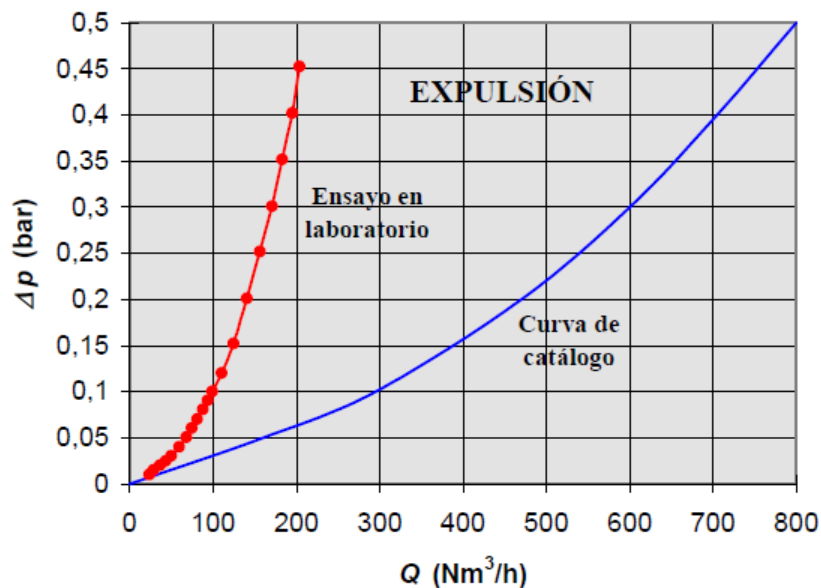


Figura 5.11. Comparación entre la curva característica dada por el fabricante y los resultados obtenidos en un ensayo de laboratorio (Fuertes, 2001)

Una vez realizado el ensayo, no resulta difícil apreciar cómo tanto en la fase de admisión (Figura 5.5) como en la fase de expulsión (Figura 5.6) los resultados cedidos por el fabricante en su correspondiente catálogo presentan grandes discrepancias con los resultados obtenidos experimentalmente en el laboratorio.

Para comprobar la fiabilidad de los datos cedidos en los catálogos por fabricantes y distribuidores de ventosas, la opción más directa es ensayar estas ventosas y así verificar o no su comportamiento, por tanto, esto será lo que se realice en el siguiente apartado del TFG.

Lo propuesto y resuelto en el trabajo es novedoso, tanto en procedimiento de ensayo como en resultados, y de gran utilidad para una compañía que se dedica a la distribución de agua potable a presión. Esto es así debido a que no existen muchas referencias disponibles de ensayos de purgadores en bibliografía especializada.

A modo de cierre, se insiste en que, como se podrá apreciar en el siguiente apartado también para la purga de aire durante el funcionamiento normal de la instalación, las discrepancias que se han expuesto en la Gráfica 5.5 y en la Gráfica 5.6. no son exclusivas de la ventosa ensayada, sino que se generaliza para, prácticamente, todas las ventosas del mercado.

5.4. Análisis comparativo

A partir de lo expuesto en el apartado anterior 5.3. urge la necesidad de comparar los resultados obtenidos experimentalmente con los datos cedidos por los fabricantes, ya que, según norma general, amplifican los datos cediendo datos que no cumplen con la realidad de las ventosas.

Para realizar esta comparación, se sacarán puntos de las gráficas de los fabricantes y se colocarán junto a las gráficas obtenidas por el alumno así se conseguirá una comparación mucho más visual y correcta.

Un ejemplo de las gráficas que podemos encontrar según fabricantes es la que sigue

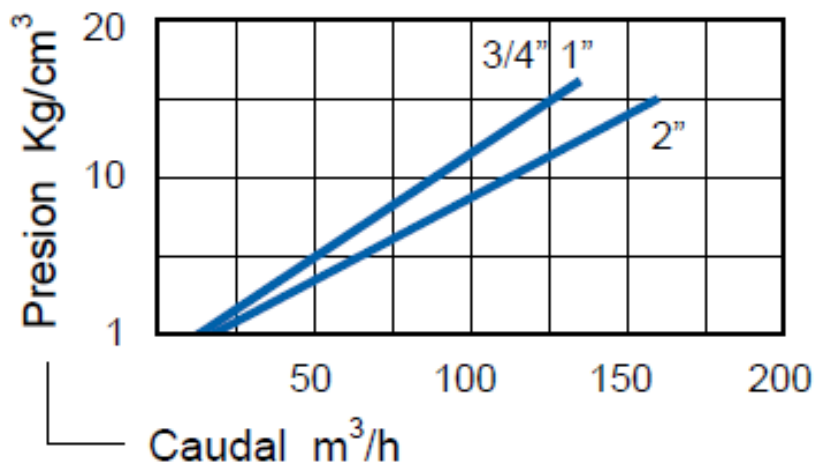


Figura 5.12. Ejemplo de gráfica cedida por fabricante en catálogo

A partir de esta se sacan los puntos y se colocan junto a la gráfica de la válvula correspondiente

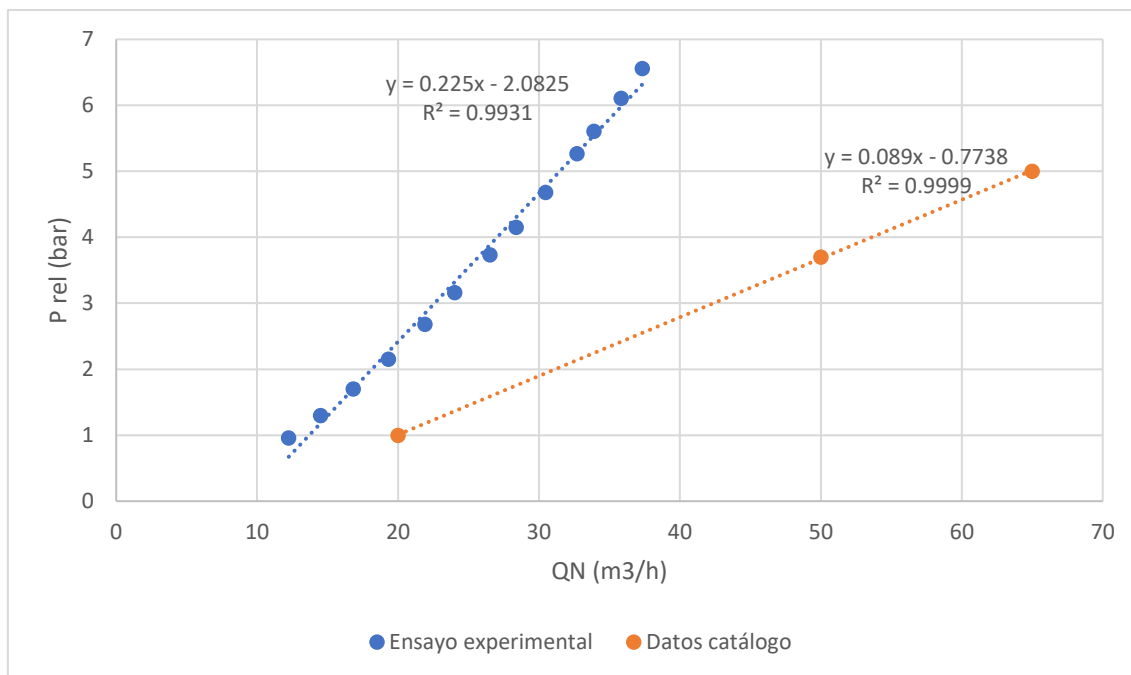


Figura 5.13. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-1-DN 50 en su primer ensayo.

En las gráficas, las condiciones normalizadas QN (que no normales) son las estándar (presión atmosférica de 1013 mbar y temperatura de 20 °C).

Como se puede apreciar, los datos son los esperados pues, como ya se enunciaba en el apartado anterior, el fabricante presta unos datos que no reflejan la realidad de la ventosa, sino que plantean valores superiores del caudal al que realmente es capaz de expulsar el purgador.

Además, no es un ejemplo particular, pues, a lo largo del Anejo II se expondrán todas las gráficas que permiten comparaciones, y todas presentan diferencias con los resultados experimentales.

El comportamiento general de los fabricantes es agrandar las capacidades de purga de las ventosas al igual que ocurría en muchos casos con sus capacidades de admisión y salida de aire, aunque se desconoce si esto surge debido a la utilización de la fórmula teórica o si se realiza a conciencia sabiendo los auténticos resultados, cualquier teoría es pura especulación.

Aun así, existen casos dónde la realidad de la ventosa presenta unas características por encima de las expuestas en catálogo, suponiendo siempre que los datos de catálogo también van referidos para unas condiciones normalizadas de 20°C y 1 atm.

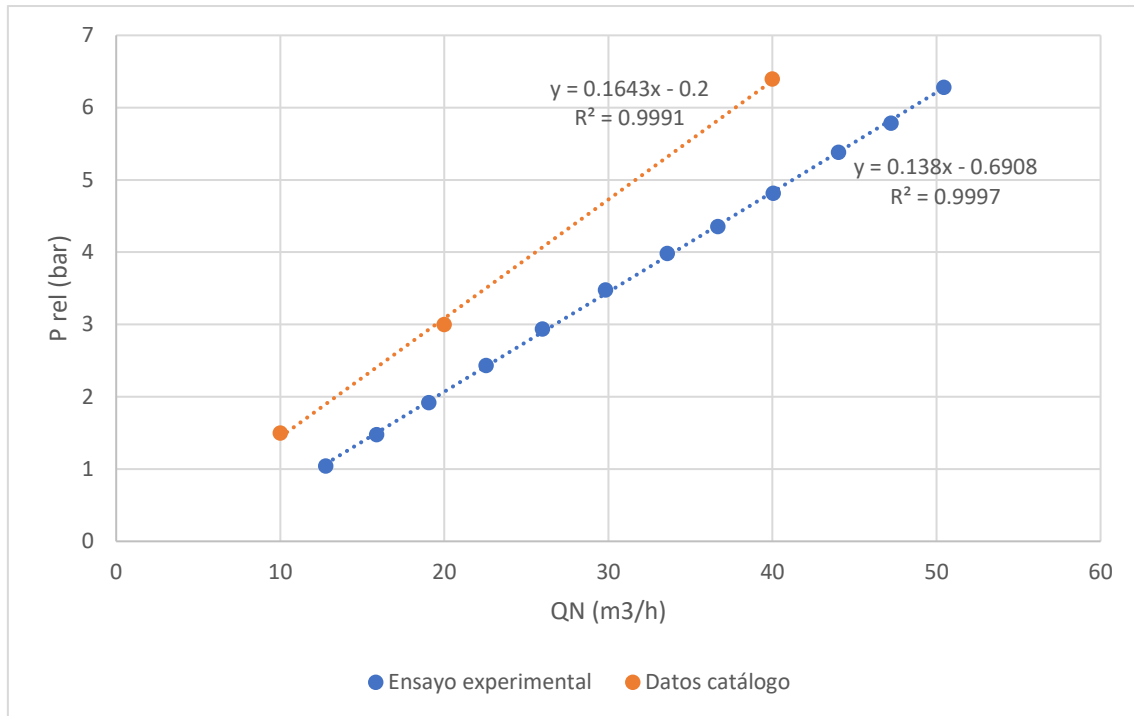


Figura 5.14. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-2 DN 50 en su primer ensayo.

Lo que si queda claro es que los resultados cedidos por los fabricantes y distribuidores no son fiables y han de ser modificados en caso de ser posible, además de que el usuario interesado en adquirir alguna ventosa ha de estimar sus capacidades y no fijarse en las expuestas en catálogo o buscando referencias experimentales verificadas como las de este TFG.



6. Conclusiones

A lo largo del trabajo, se ha tratado todo lo relativo a las válvulas ventosas y su funcionamiento. Se empezó hablando del aire atrapado en las conducciones, cómo surgía, qué problemática llevaba asociada y cómo tratar con su existencia, dando como conclusión a ello el uso de ventosas. De aquí se originó el siguiente tema, las ventosas. Sobre ellas se habló de cuál es su principio de funcionamiento, qué tipos existen y cómo y dónde usarlas para su correcto funcionamiento.

Cuando ya se sabía la teoría asociada a las ventosas, era momento de analizar las ventosas en su práctica. Para ello, fue necesario diseñar un banco de ensayos, siguiendo su norma UNE, y caracterizando los elementos presentes en el banco. Cuando ya se tenía esto y se hizo realidad el banco, se ensayó minuciosamente y de manera adecuada cada una de las ventosas disponibles para conseguir extraer sus curvas características, información de vital importancia para las ventosas, y, en último lugar, compararlas con las cedidas por los fabricantes y distribuidores de ventosas en sus catálogos.

A modo de cierre del TFG se expondrán las principales conclusiones extraídas a partir de la realización del trabajo, siguiendo estas el mismo orden que han tenido a lo largo del trabajo para facilitar su comprensión.

- La presencia de aire disuelto y/o atrapado en las instalaciones de agua es un fenómeno prácticamente inevitable. Su procedencia se puede deber a diferentes circunstancias y su existencia genera grandes problemas en el funcionamiento y el estado de la instalación. Una gran solución para esta problemática es el uso de válvulas ventosas para liberar el aire atrapado a la atmósfera.
- El principio de funcionamiento de las ventosas y purgadores está basado en un cálculo de las fuerzas existentes en el interior de esta, basándose sus cálculos y su movimiento en la diferencia de presiones existente entre el interior de la ventosa y el exterior, y en el peso del flotador, entre otras cosas.
- El diámetro nominal de la válvula va referido al diámetro de conexión con la tubería y no se debe confundir con la sección de contacto con el aire o orificio de entrada/salida. Es esta sección la característica de cada ventosa o purgador y la que, junto al material y la metodología de construcción de la ventosa, va a determinar su curva característica o de funcionamiento.
- Es de vital importancia seguir las pautas estipuladas por las normas correspondientes para el correcto diseño de un banco de ensayos, además de conocer los elementos disponibles y su correcto uso, es decir, asegurarse de que estén bien calibrados y que las mediciones son correctas, además de que la instalación en la que estén presentes sea la adecuada para ellos.



- Se requiere una revisión muy detenida y con detalle de la información cedida por los fabricantes, pues, como se ha observado, las discrepancias entre los resultados obtenidos en ensayos experimentales y los datos de catálogos son existentes y en muchos casos de gran magnitud, haciendo esto que la ventosa no consiga la admisión o la expulsión esperada. Además de esto, se recomienda el ensayo puesto que muchas veces estos datos ni siquiera son cedidos.
- Debe exigirse a los fabricantes que en los catálogos indiquen si se han determinado las curvas de manera experimental o haciendo uso de fórmulas de cálculo como las de AWWA.
- Los fabricantes deberían indicar en los catálogos en qué condiciones han hecho la normalización del caudal. Es decir, indicar las condiciones de presión y temperatura a la que están referidos los caudales volumétricos que ponen en las gráficas de los catálogos.
- Lo propuesto y resuelto en el trabajo es novedoso, tanto en procedimiento de ensayo como en resultados, y de gran utilidad para una compañía que se dedica a la distribución de agua potable a presión. Esto es así debido a que no existen muchas referencias disponibles de ensayos de purgadores en bibliografía especializada.





7. Bibliografía

ANSI/AWWA 512 (2004). American Water Works Association. “Air-Release, Air/Vacuum, and Combination Air Valves for Waterworks Service”.

AWWA M51 (2005). American Water Works Association. “Air-Release, Air/Vacuum, and Combination Air Valves for Waterworks Service. Manual of water supply practices”.

Boldy, A.P. (1992). The representation and use of air inlet/outlet valves for pressure surge control. International conference on unsteady flow and fluid transients, Durham (Inglaterra).

Fuertes, V.S. (2001). Transitorios con aire atrapado. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente, Universidad Politécnica de Valencia.

Fuertes-Miquel, V.S.; Iglesias Rey, P.L.; Izquierdo Sebastián, J.; López Patiño, G. (2006). Problemática generada por la utilización de ventosas mal seleccionadas a causa de las discrepancias existentes en las curvas características que modelan su comportamiento. Seminario Iberoamericano sobre Sistemas de Abastecimiento Urbano de Agua Joao Pessoa, 5 a 7 junio 2006, Brasil.

Iglesias Rey, P.L.; Fuertes-Miquel, V.S.; García-Mares, F.J.; Martínez-Solano, F.J. (2014). Comparative study of intake and exhaust air flows of different commercial air valves. 16th Conference on Water Distribution System Analysis, WDSA 2014. Bari (Italia), 14-17 July 2014.

Mateos de Vicente, Manuel (2011). *Ventosas, purgadores y aireadores para conducciones de agua.*

Monge Redondo, Miguel Ángel (2017). El aire en las tuberías: Un problema que a veces es parte de la solución.

Monge Redondo, Miguel Ángel (2017). Sobre las presiones negativas en las tuberías

Montalvo López, Teodoro (2007). Ingeniería Hidráulica.

UNE-EN 1074-1 (2000). AENOR. Válvulas para el suministro de agua. Requisitos de aptitud al uso y ensayos de verificación. Parte 1: Requisitos generales.

UNE-EN 1074-4 (2000). AENOR. Válvulas para el suministro de agua. Requisitos de aptitud al uso y ensayos de verificación. Parte 4: Purgadores y ventosas.



Anejo I

Exposició de totes les gràfiques obtingudes experimentalment per el alumno suposant condicions de operació normalitzades a $T=20^{\circ}\text{C}$ i $p=1\text{ atm}$

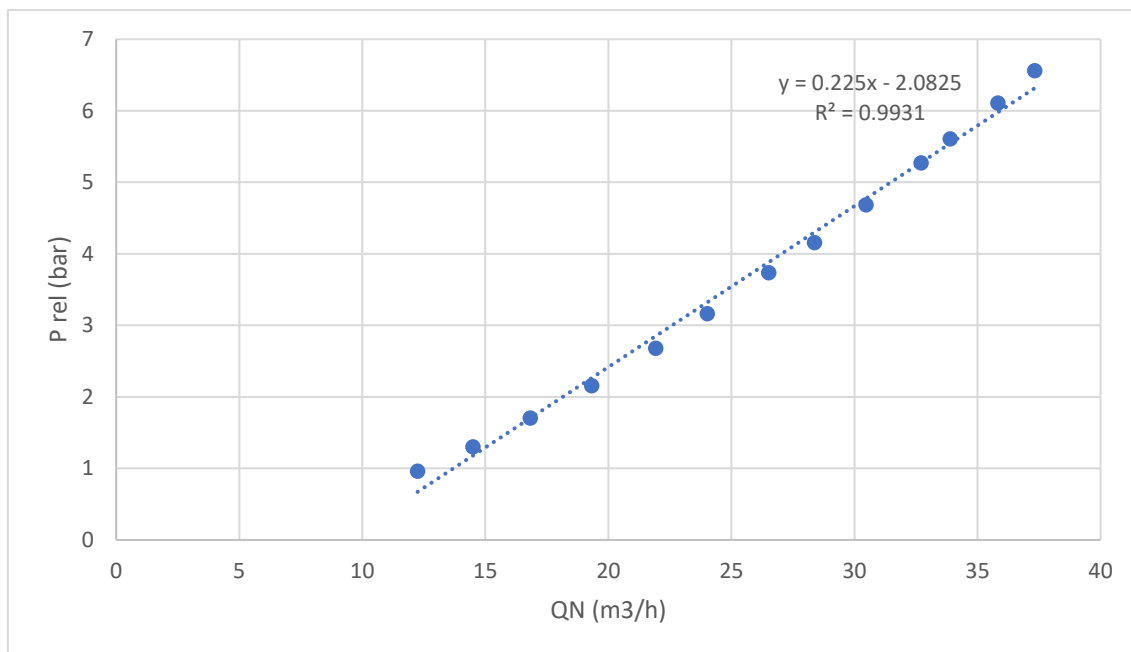


Figura I.0.1. Resultats obtinguts per la vàlvula A-1 DN 50 en el seu primer ensay

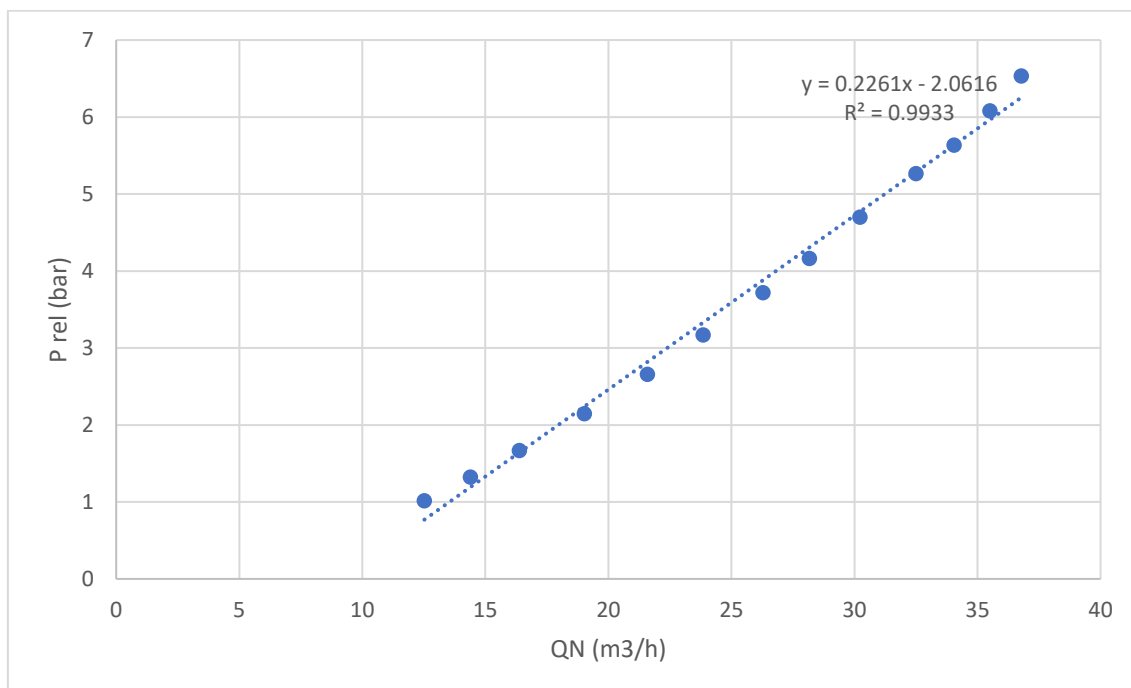


Figura I.0.2. Resultats obtinguts per la vàlvula A-1 DN 50 en el seu segon ensay

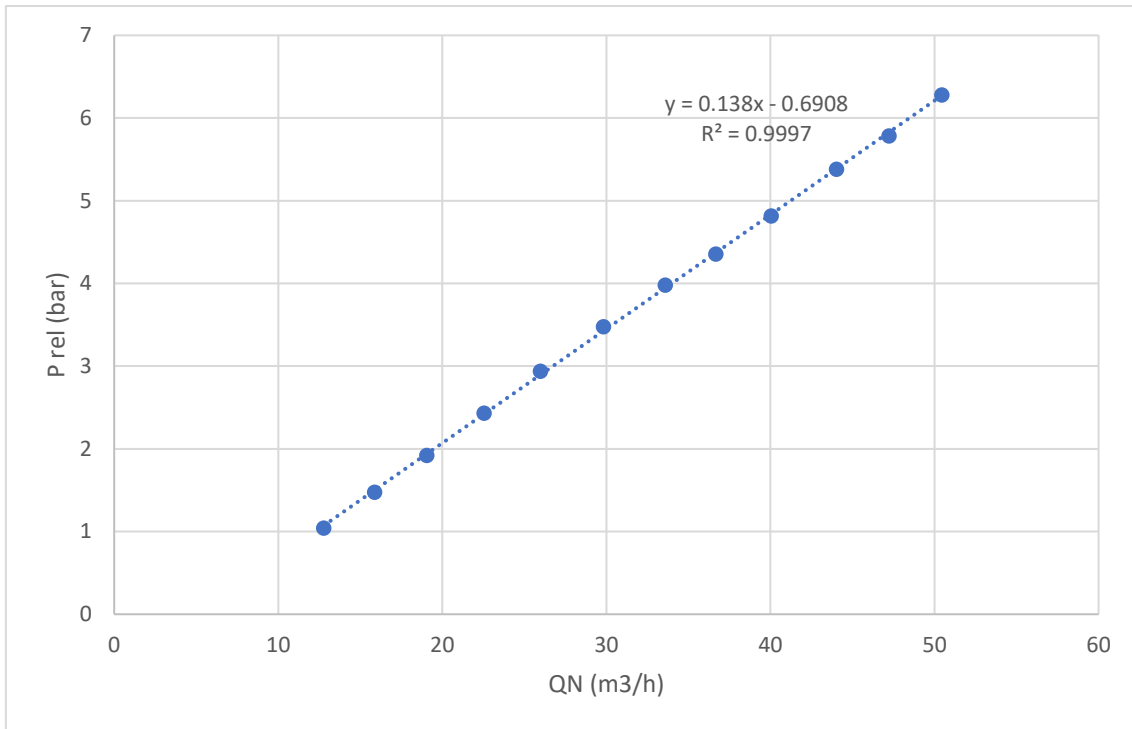


Figura I.0.3. Resultados obtenidos para la válvula A-2 DN 50 en su primer ensayo

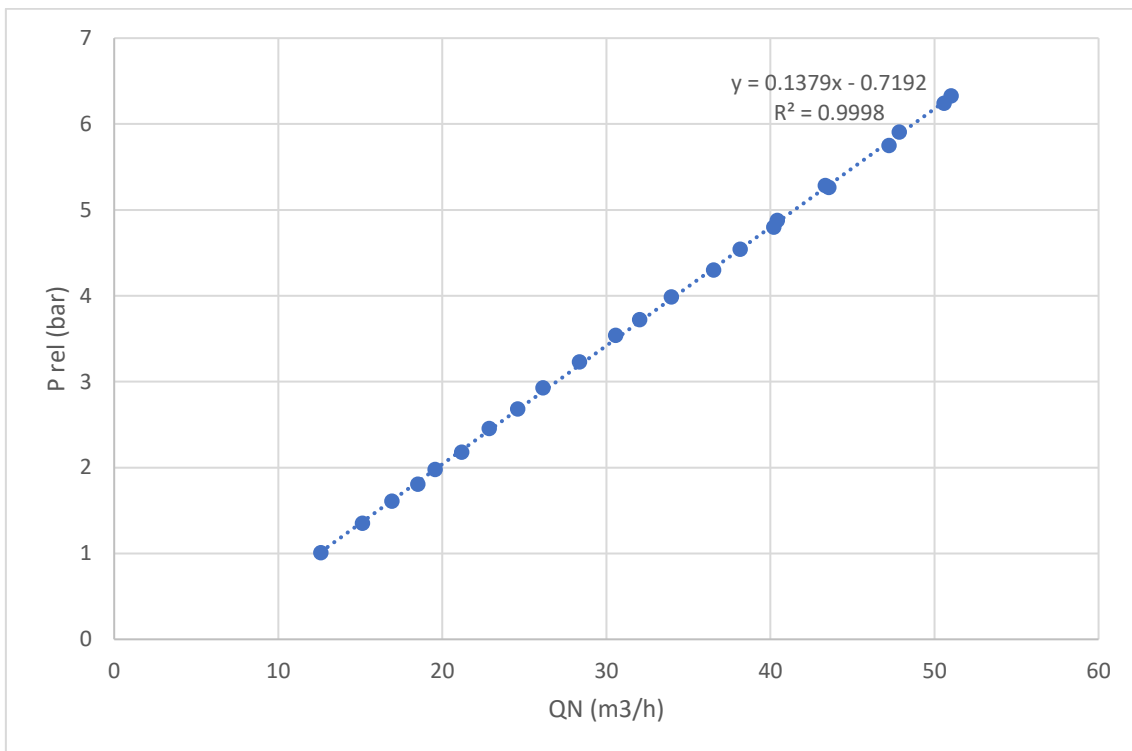


Figura I.0.4. Resultados obtenidos para la válvula A-2 DN 50 en su segundo ensayo

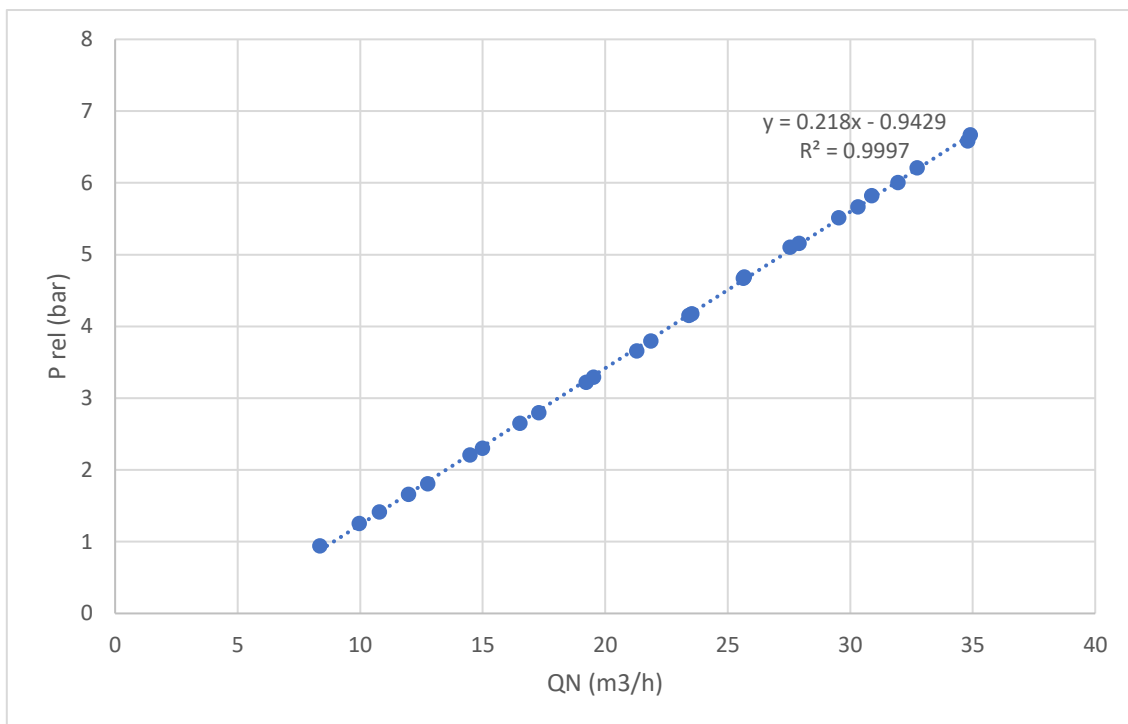


Figura I.0.5. Resultados obtenidos para la válvula A-3 DN 100 en su primer ensayo

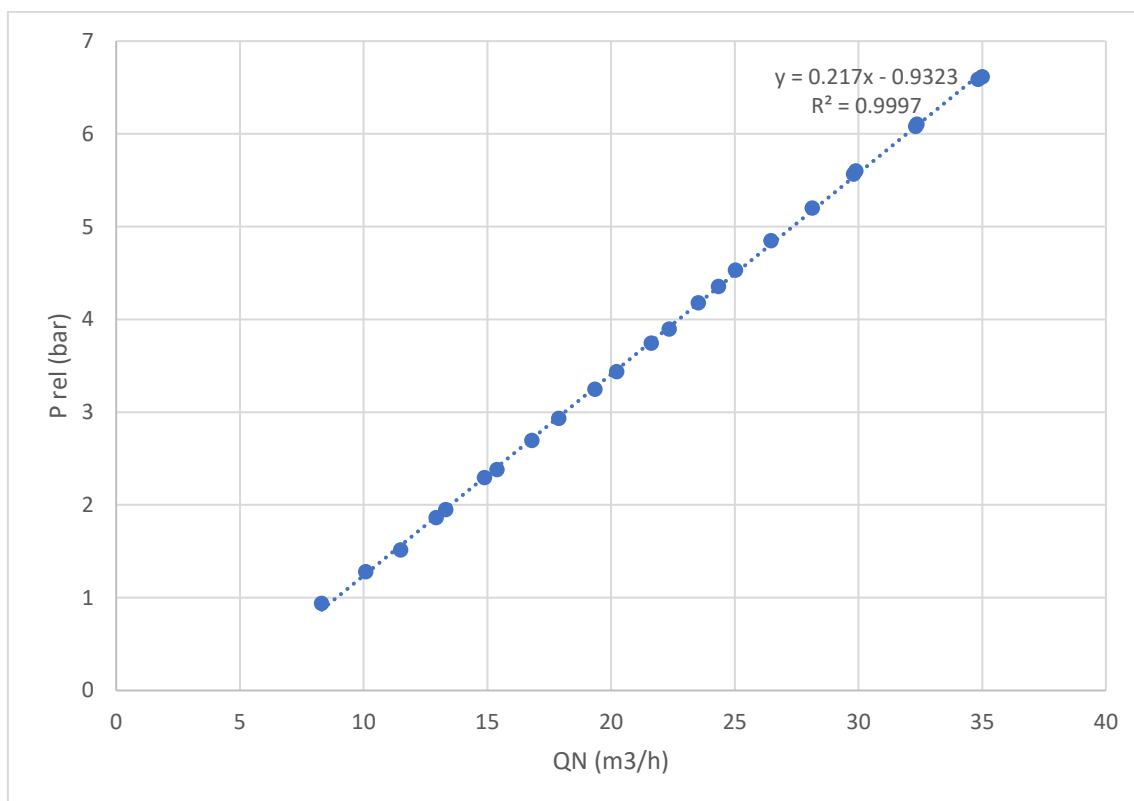


Figura I.0.6. Resultados obtenidos para la válvula A-3 DN 100 en su segundo ensayo

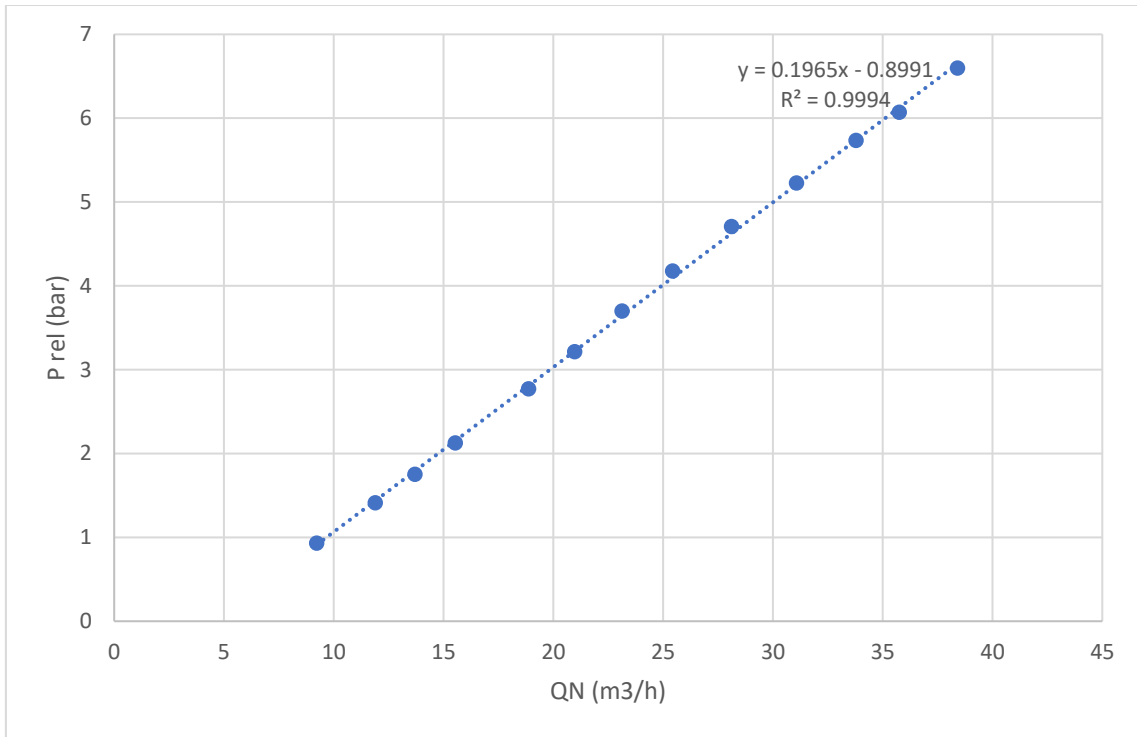


Figura I.0.7. Resultados obtenidos para la válvula A-3 DN 80 en su primer ensayo

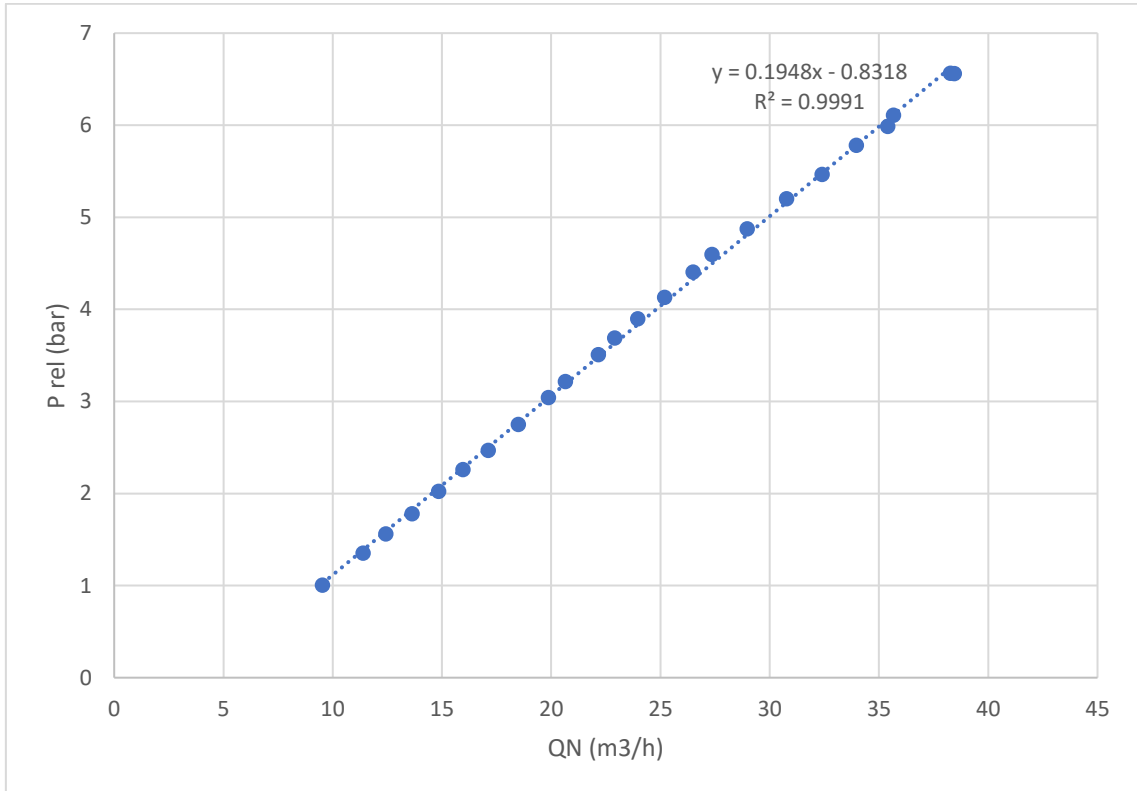


Figura I.0.8. Resultados obtenidos para la válvula A-3 DN 80 en su segundo ensayo

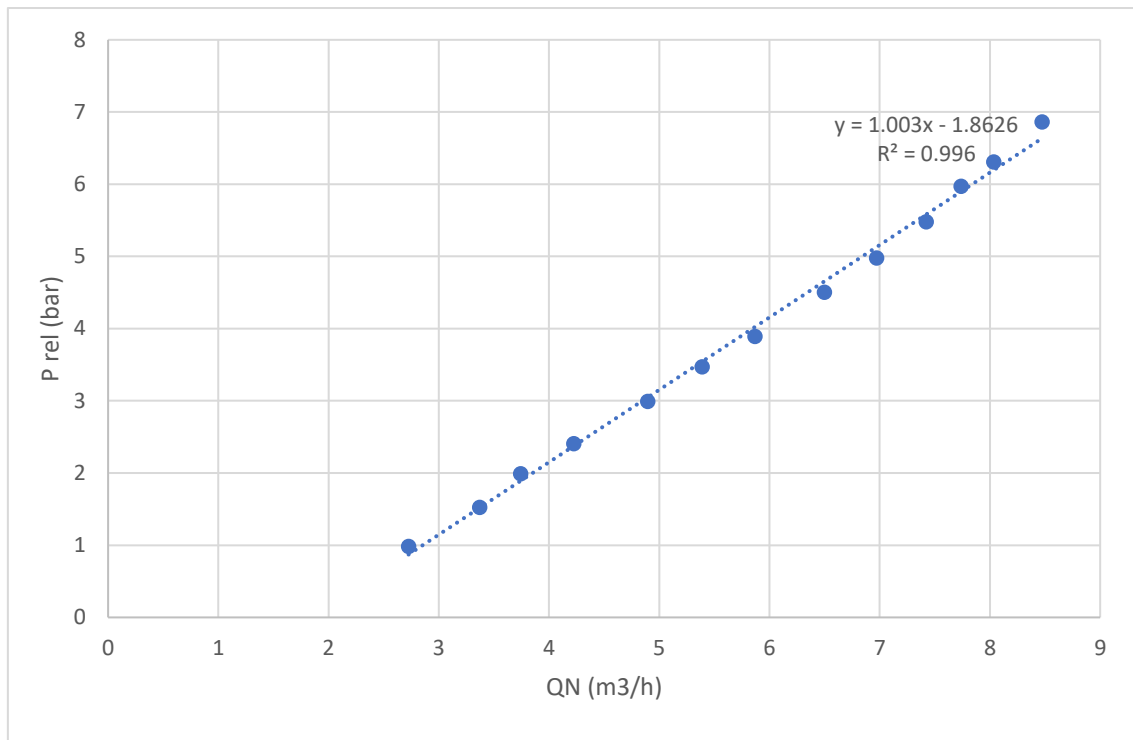


Figura I.0.9. Resultados obtenidos para la válvula A-4 DN 80 en su primer ensayo

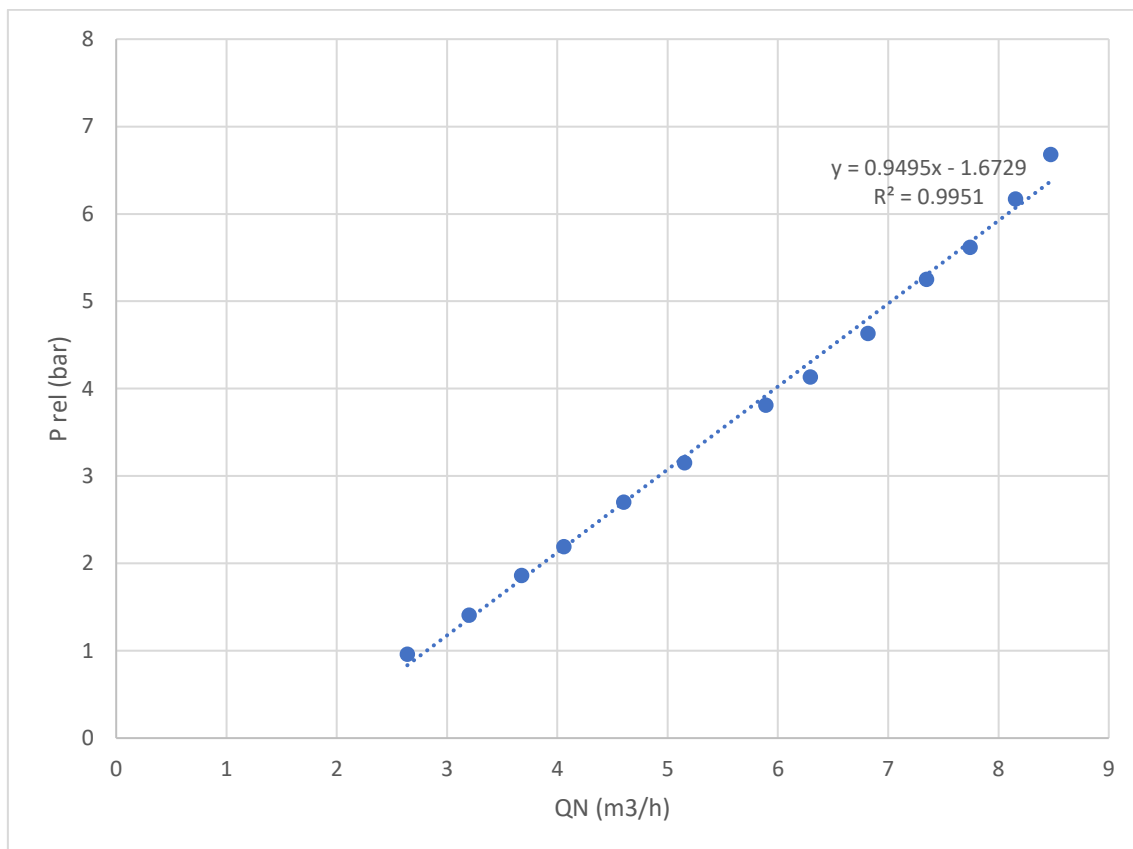


Figura I.0.10. Resultados obtenidos para la válvula A-4 DN 80 en su segundo ensayo

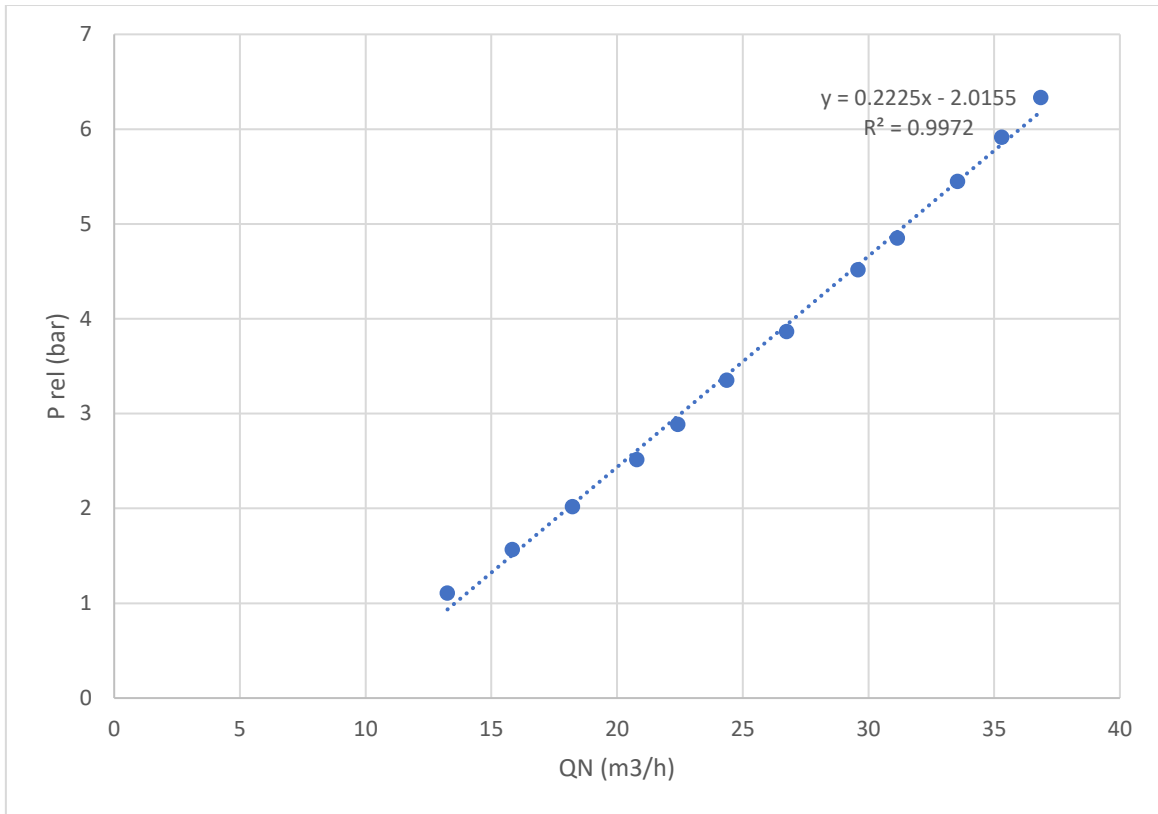


Figura I.0.11. Resultados obtenidos para la válvula A-4 DN 150 en su primer ensayo

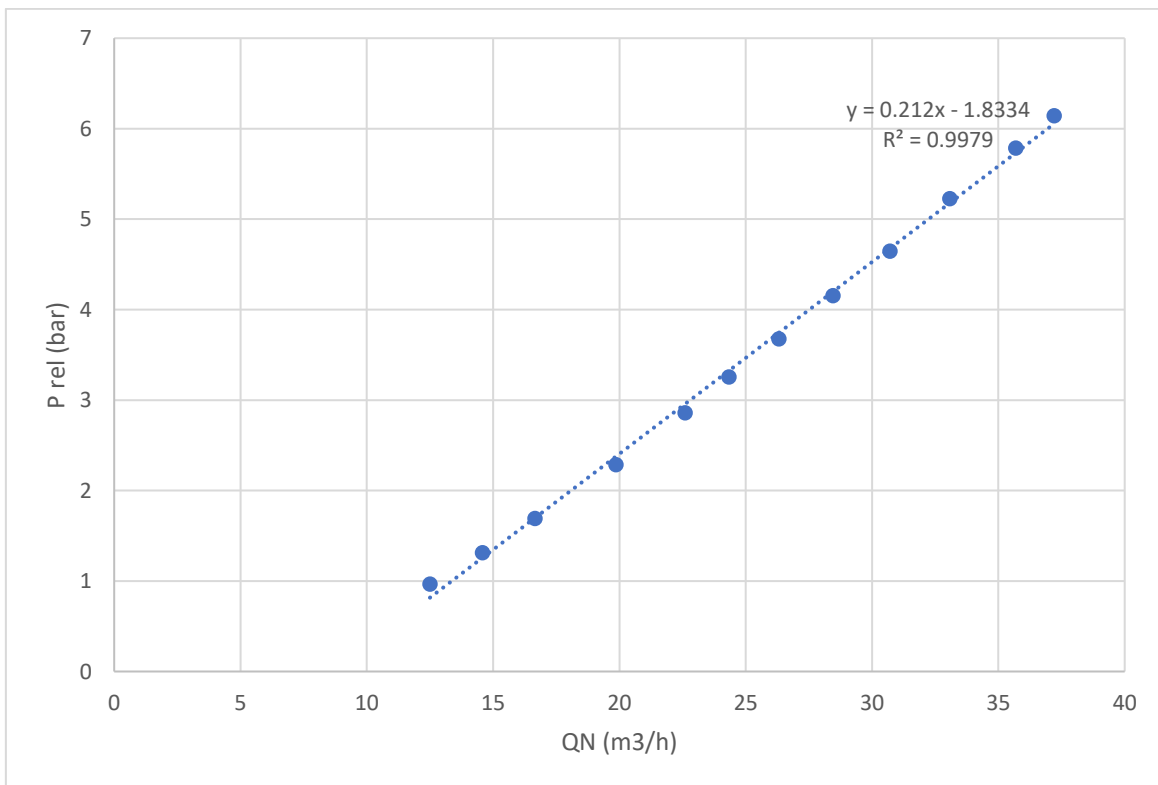


Figura I.0.12. Resultados obtenidos para la válvula A-4 DN 150 en su segundo ensayo

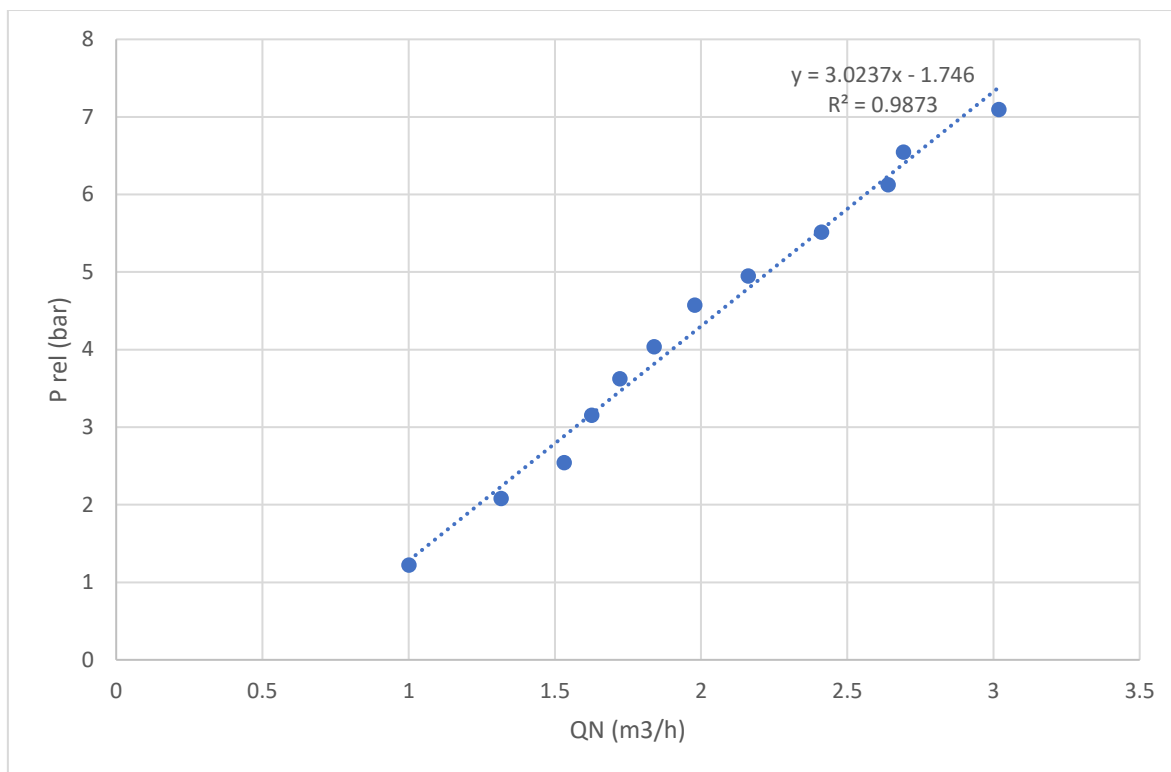


Figura I.0.13. Resultados obtenidos para la válvula B-1 DN 25 en su primer ensayo

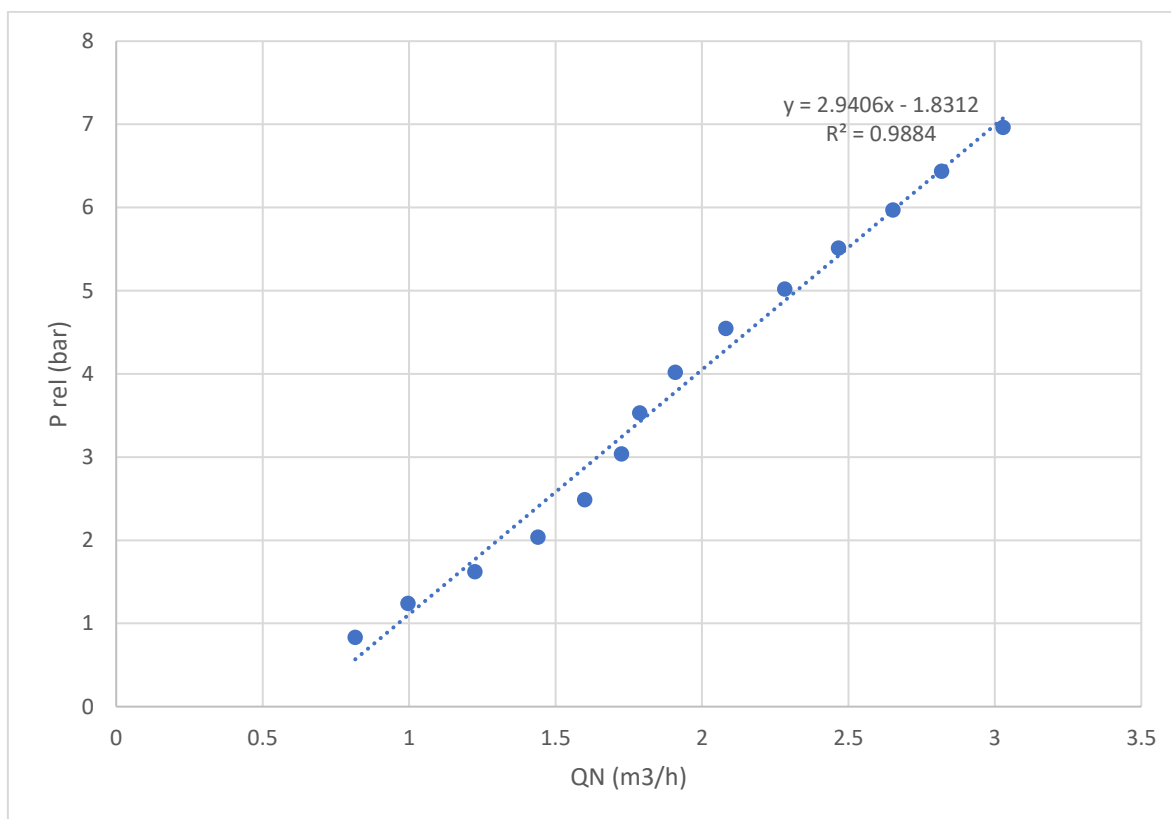


Figura I.0.14. Resultados obtenidos para la válvula B-1 DN 25 en su segundo ensayo

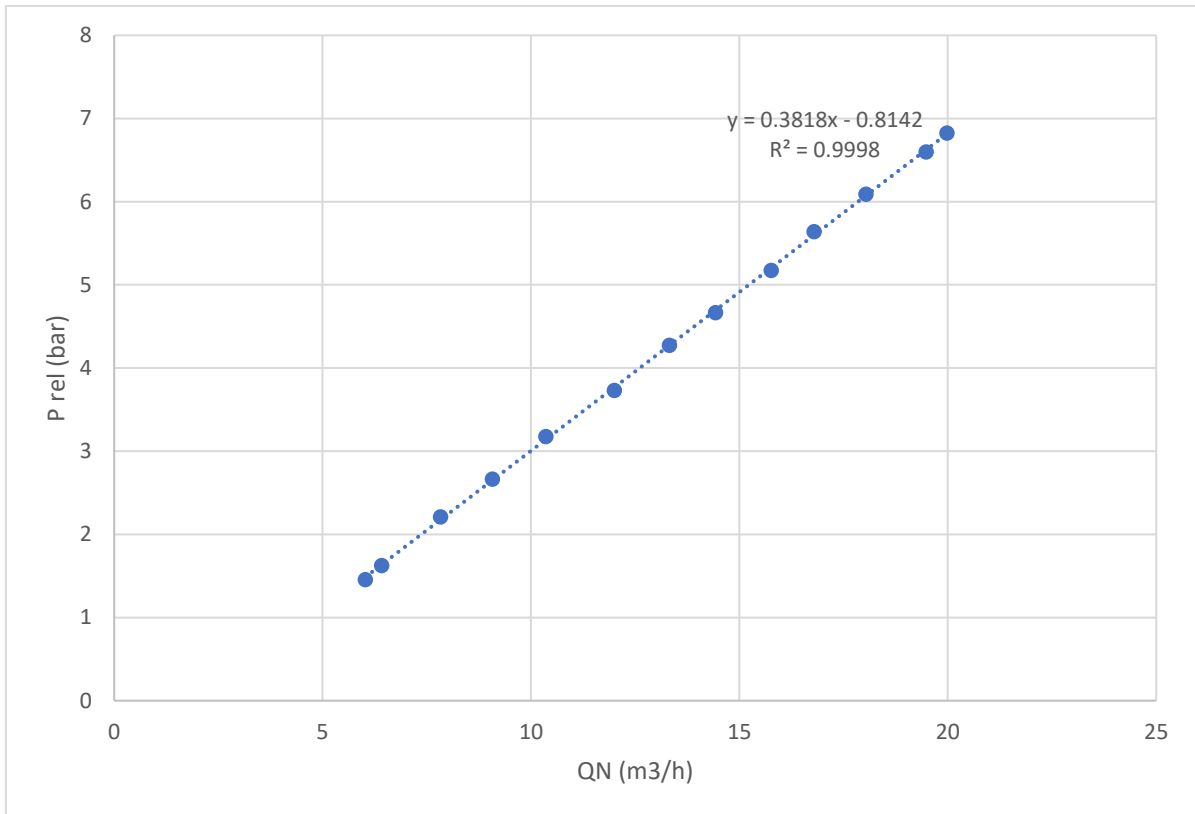


Figura I.0.15. Resultados obtenidos para la válvula B-2 DN 100 en su primer ensayo

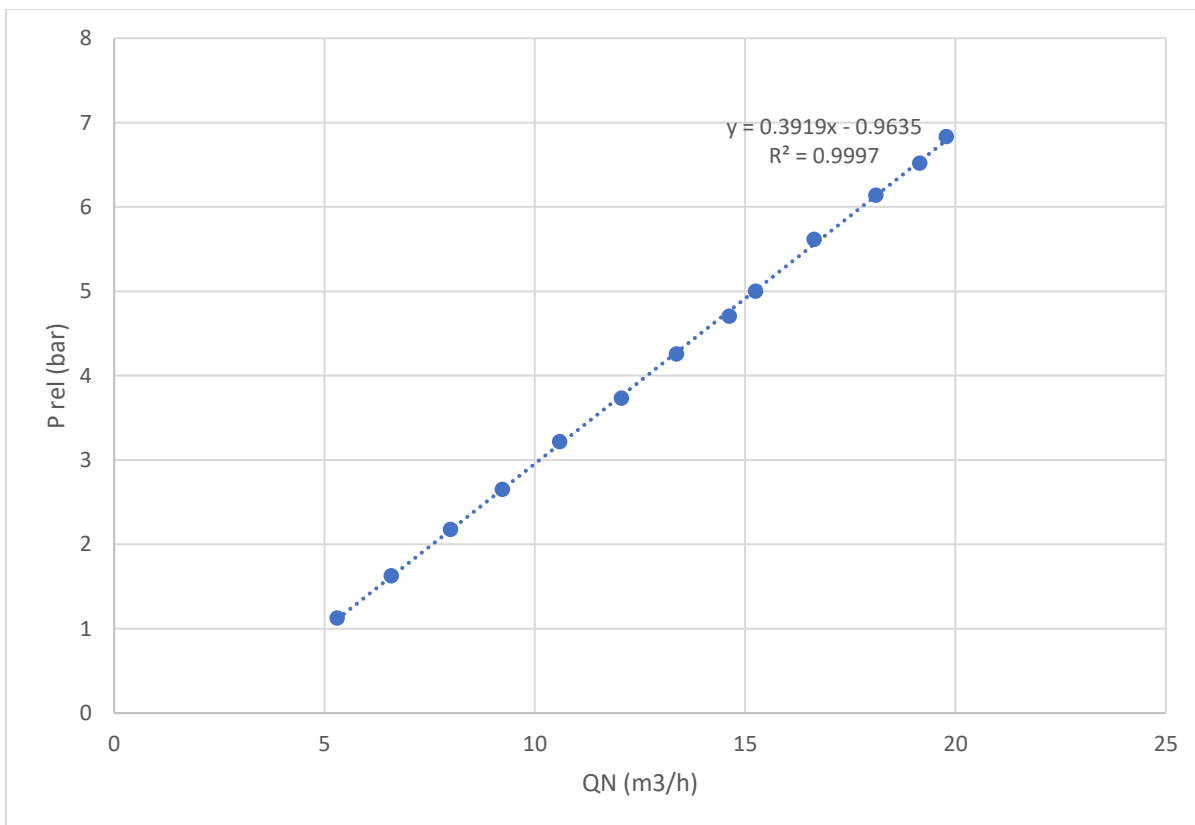


Figura I.0.16. Resultados obtenidos para la válvula B-2 DN 100 en su segundo ensayo

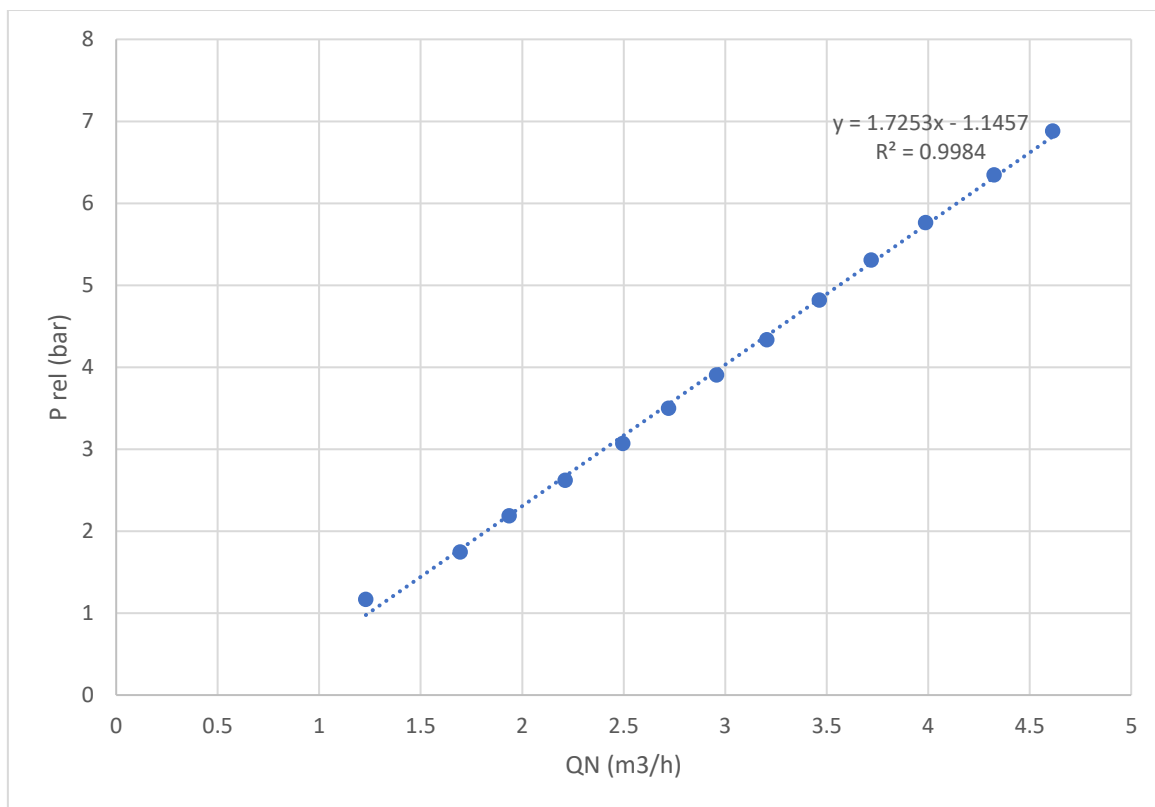


Figura I.0.17. Resultados obtenidos para la válvula B-3 DN 50 en su primer ensayo

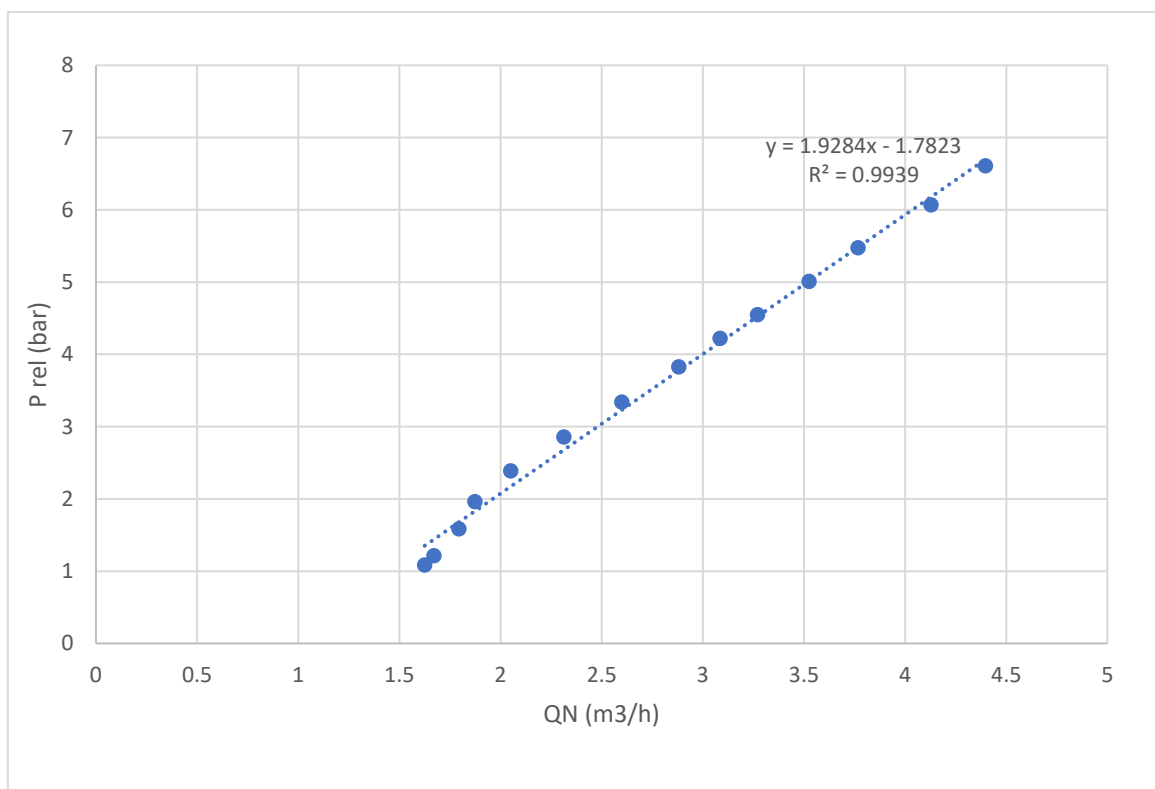


Figura I.0.18. Resultados obtenidos para la válvula B-3 DN 50 en su segundo ensayo

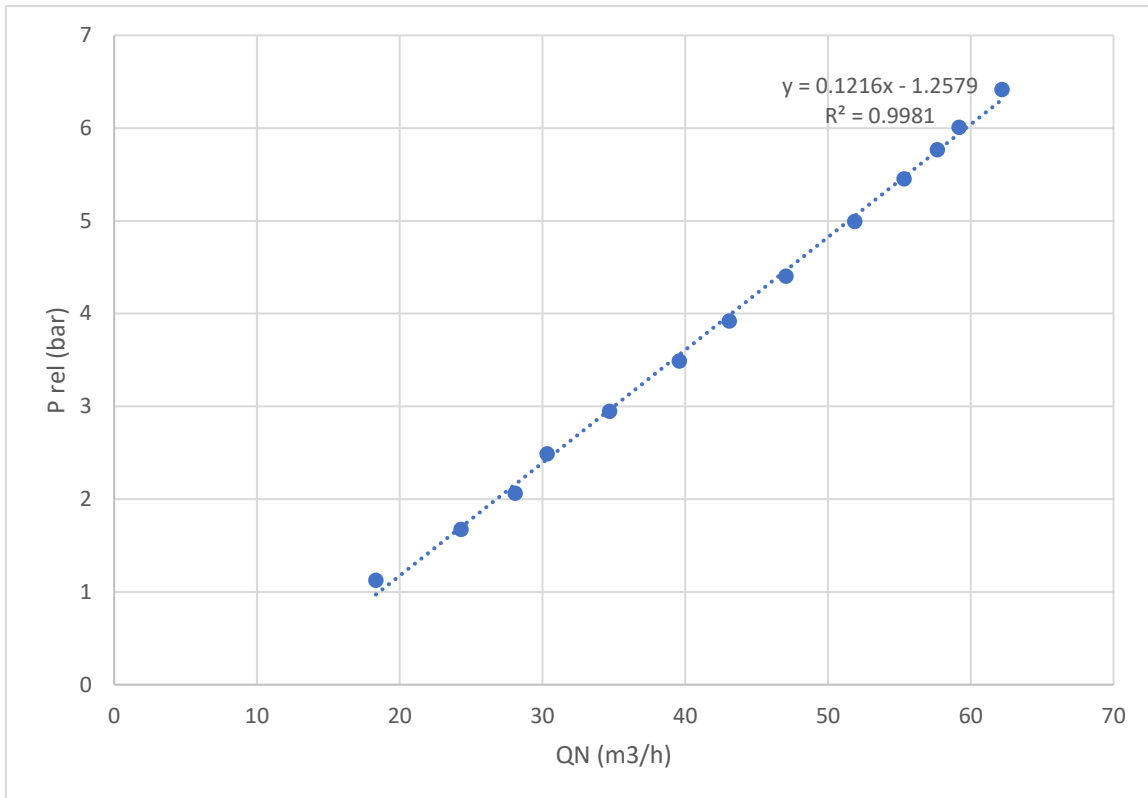


Figura I.0.19. Resultados obtenidos para la válvula C-1 DN 100 en su primer ensayo

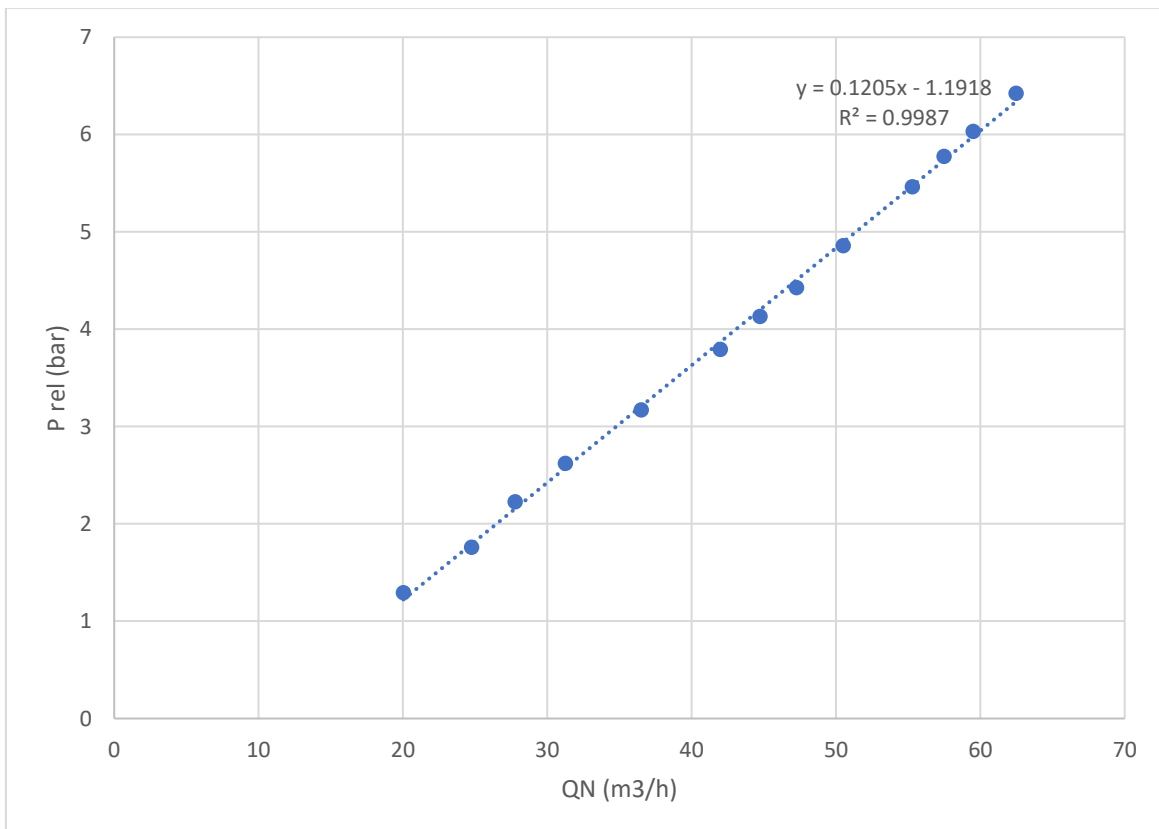


Figura I.0.20. Resultados obtenidos para la válvula C-1 DN 100 en su segundo ensayo

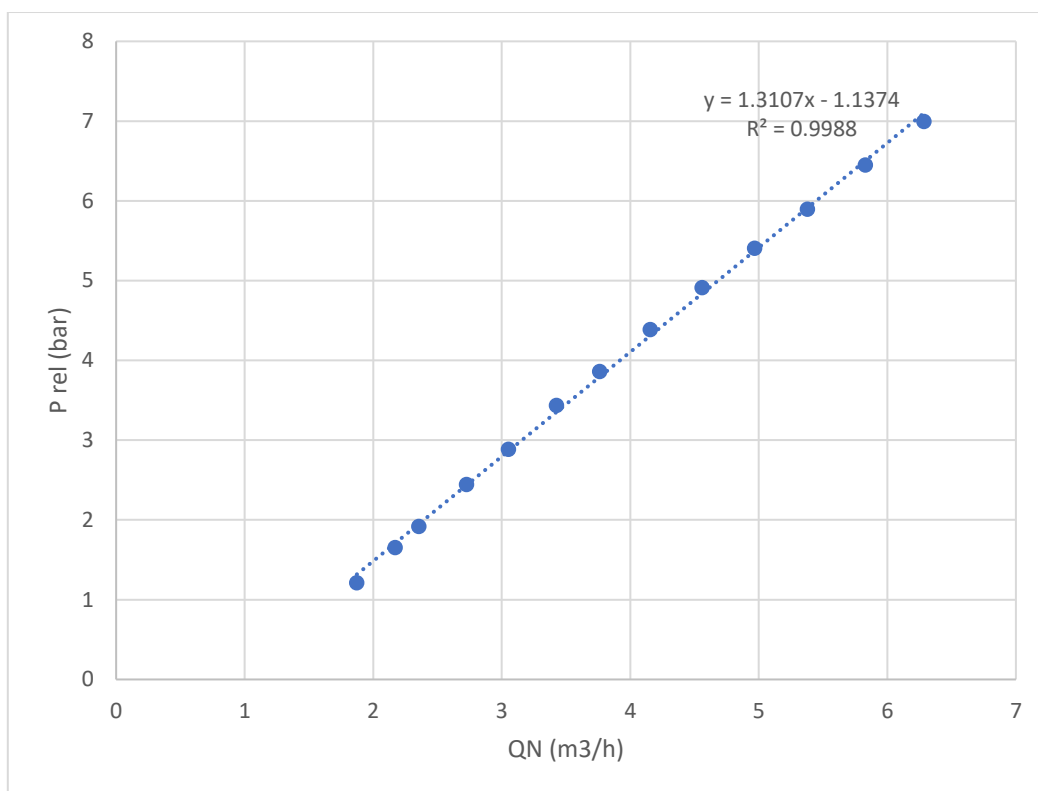


Figura I.0.21. Resultados obtenidos para la válvula D-1 DN 80 en su primer ensayo

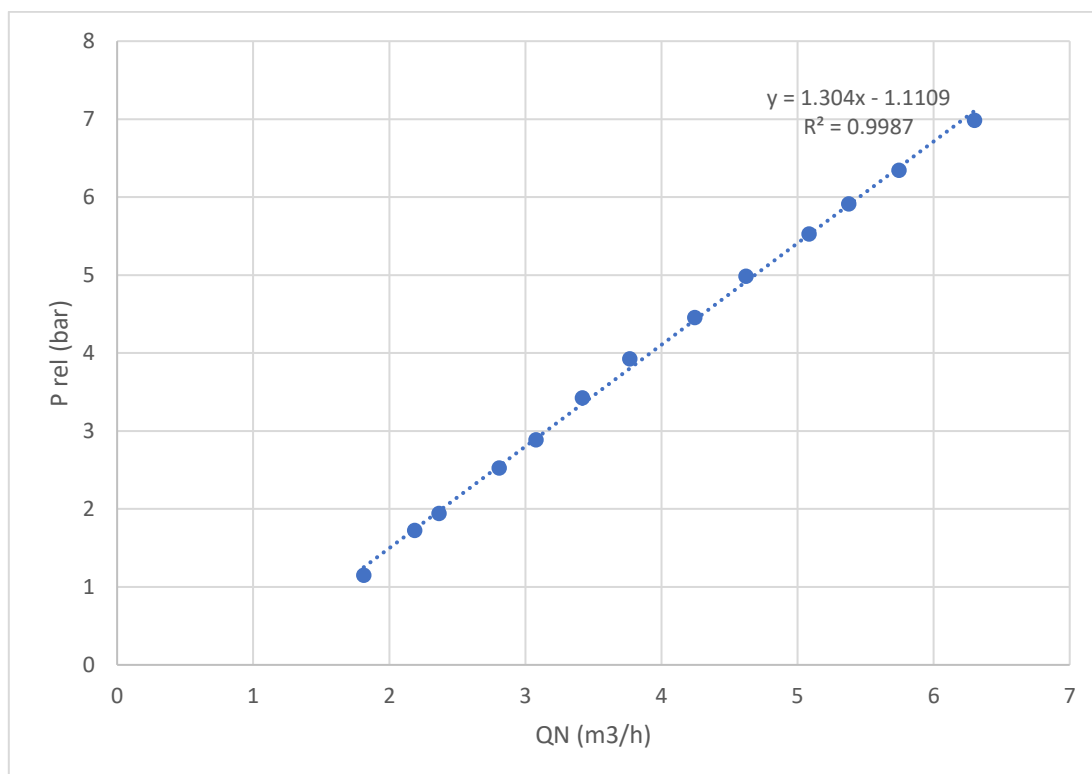


Figura I.0.22. Resultados obtenidos para la válvula D-1 DN 80 en su segundo ensayo

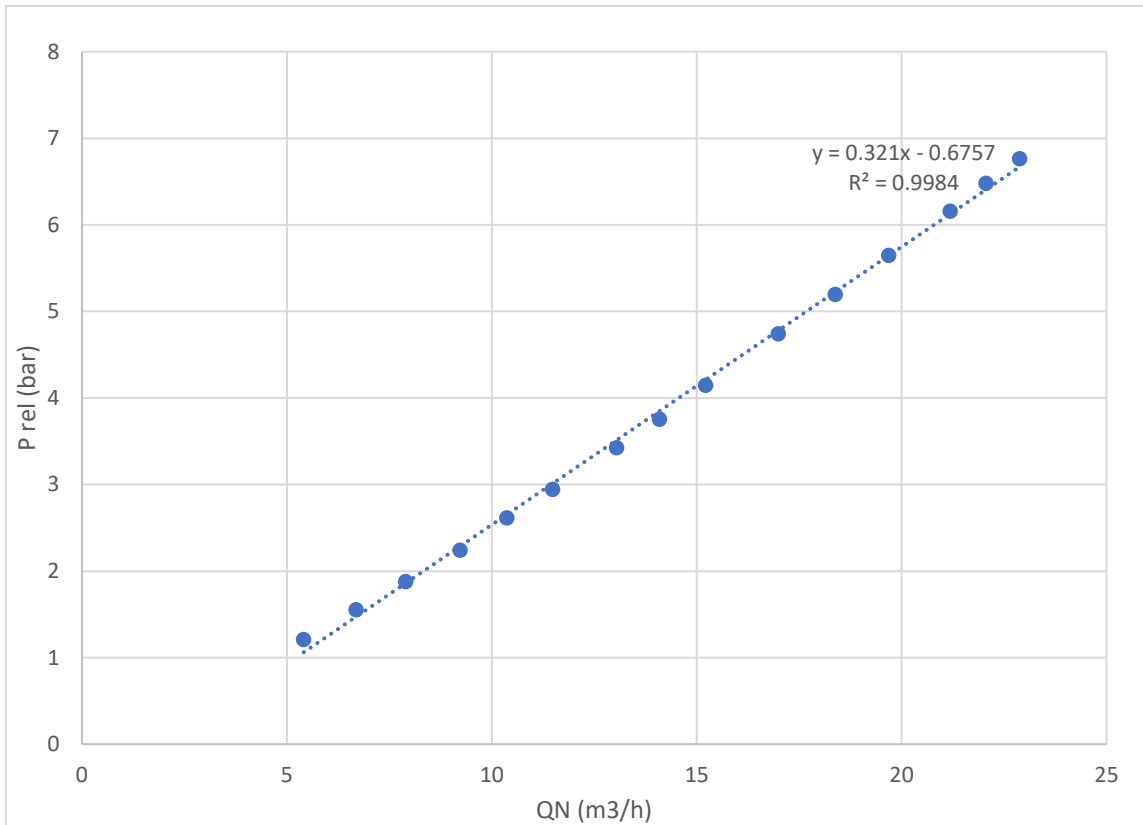


Figura I.0.23. Resultados obtenidos para la válvula E-1 DN 100 en su primer ensayo

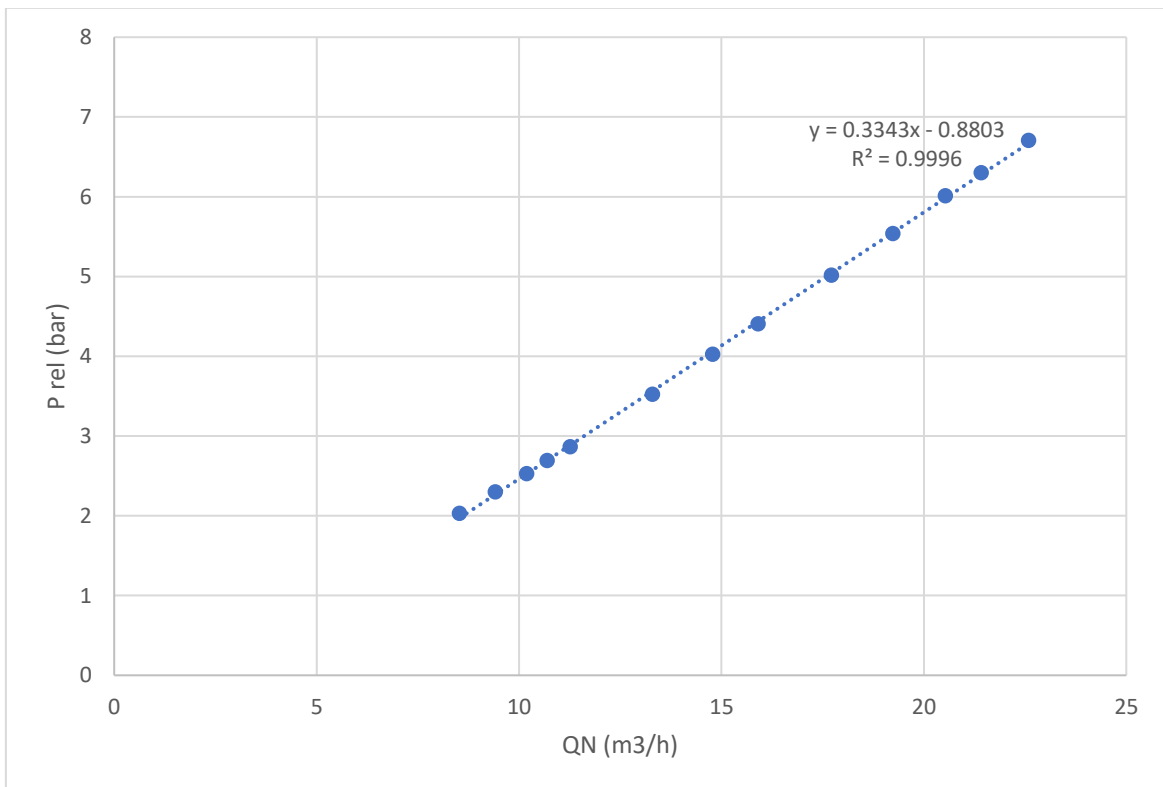


Figura I.0.24. Resultados obtenidos para la válvula E-1 DN 100 en su segundo ensayo

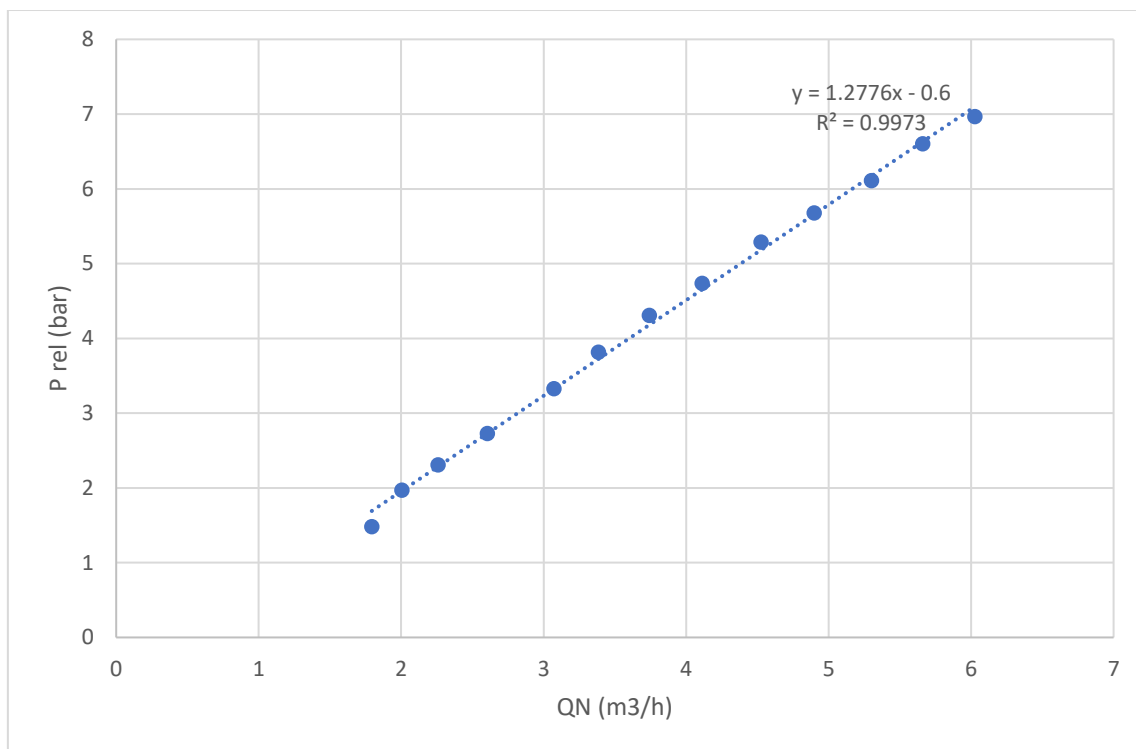


Figura I.0.25. Resultados obtenidos para la válvula F-1 DN 100 en su primer ensayo

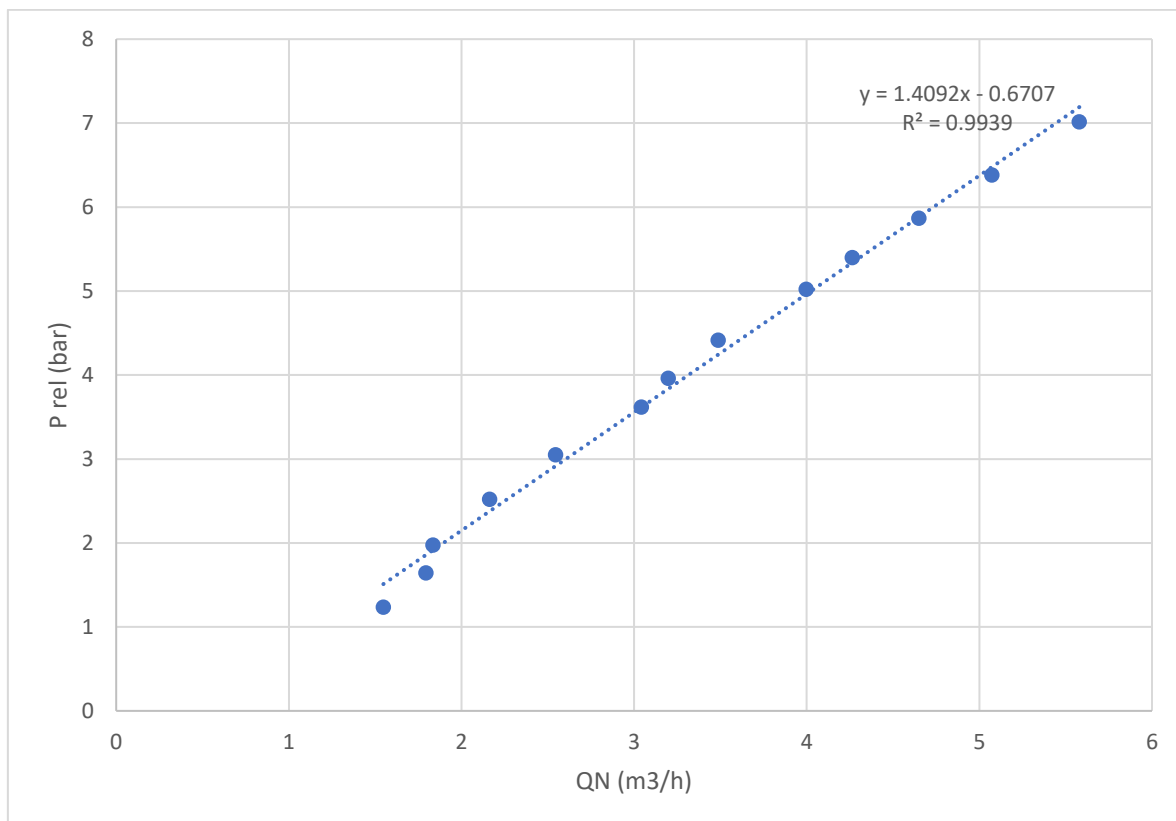


Figura I.0.26. Resultados obtenidos para la válvula F-1 DN 100 en su segundo ensayo

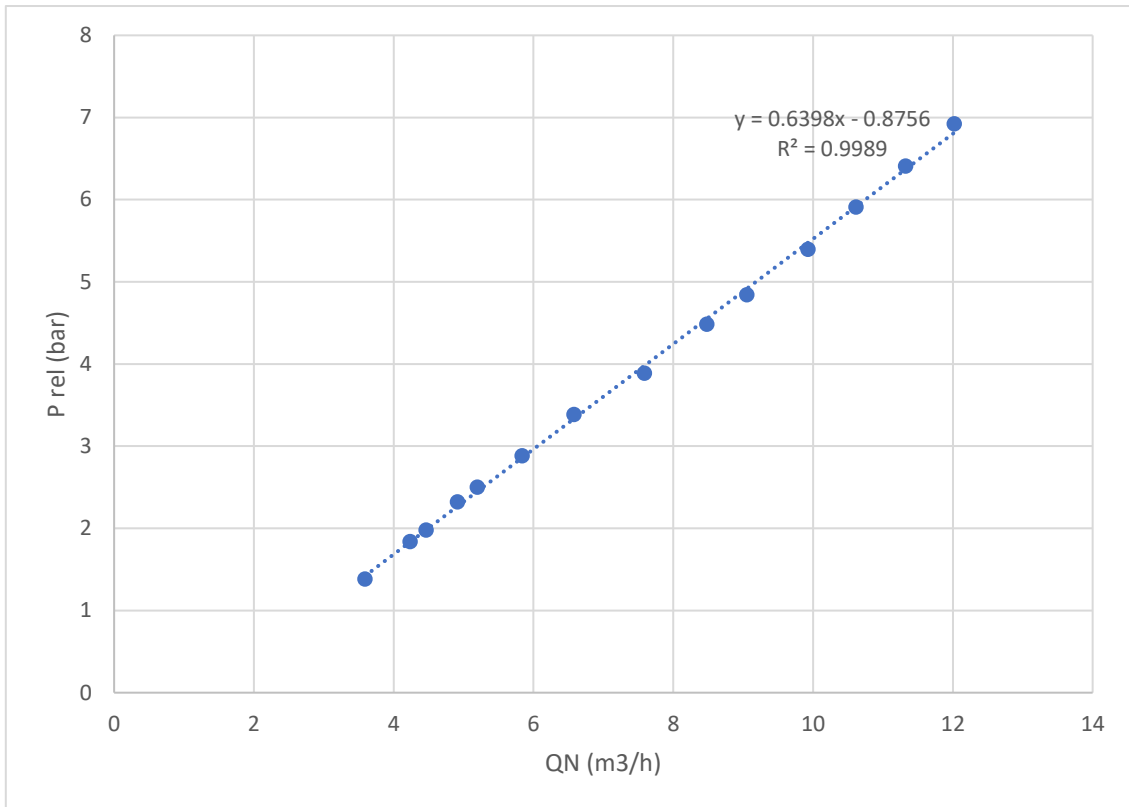


Figura I.0.27. Resultados obtenidos para la válvula G-1 DN 80 en su primer ensayo

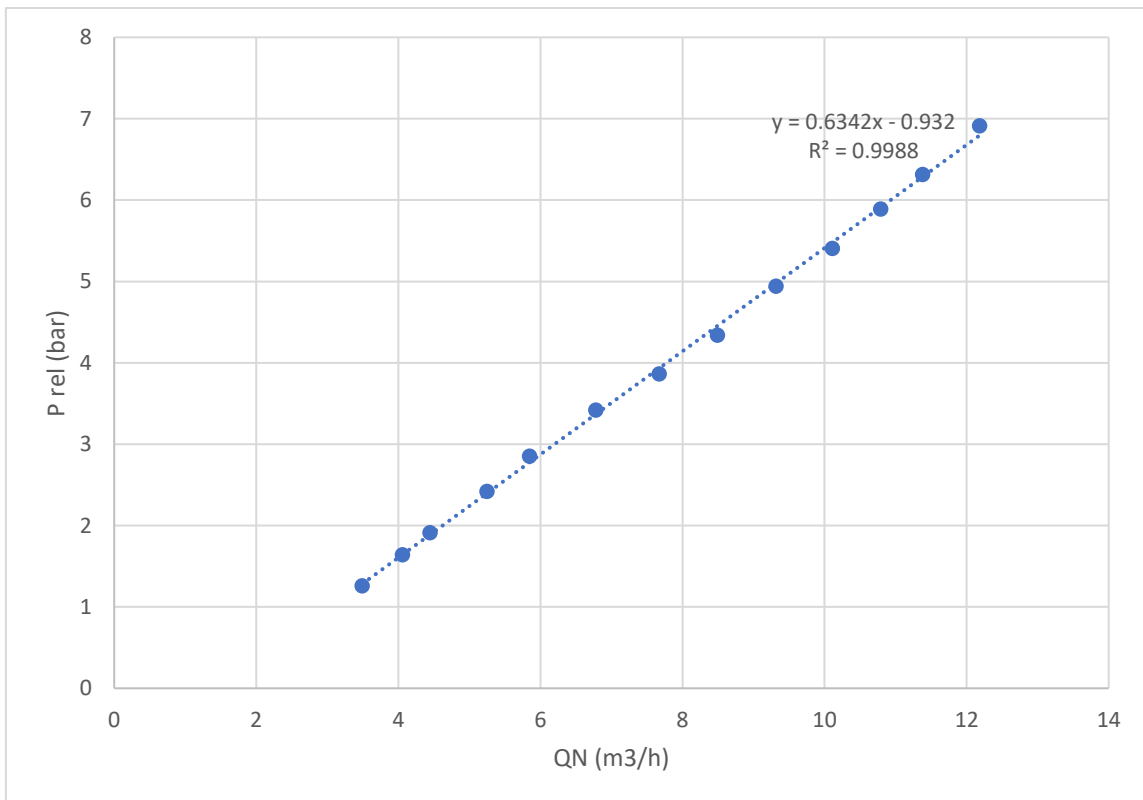


Figura I.0.28. Resultados obtenidos para la válvula G-1 DN 80 en su segundo ensayo

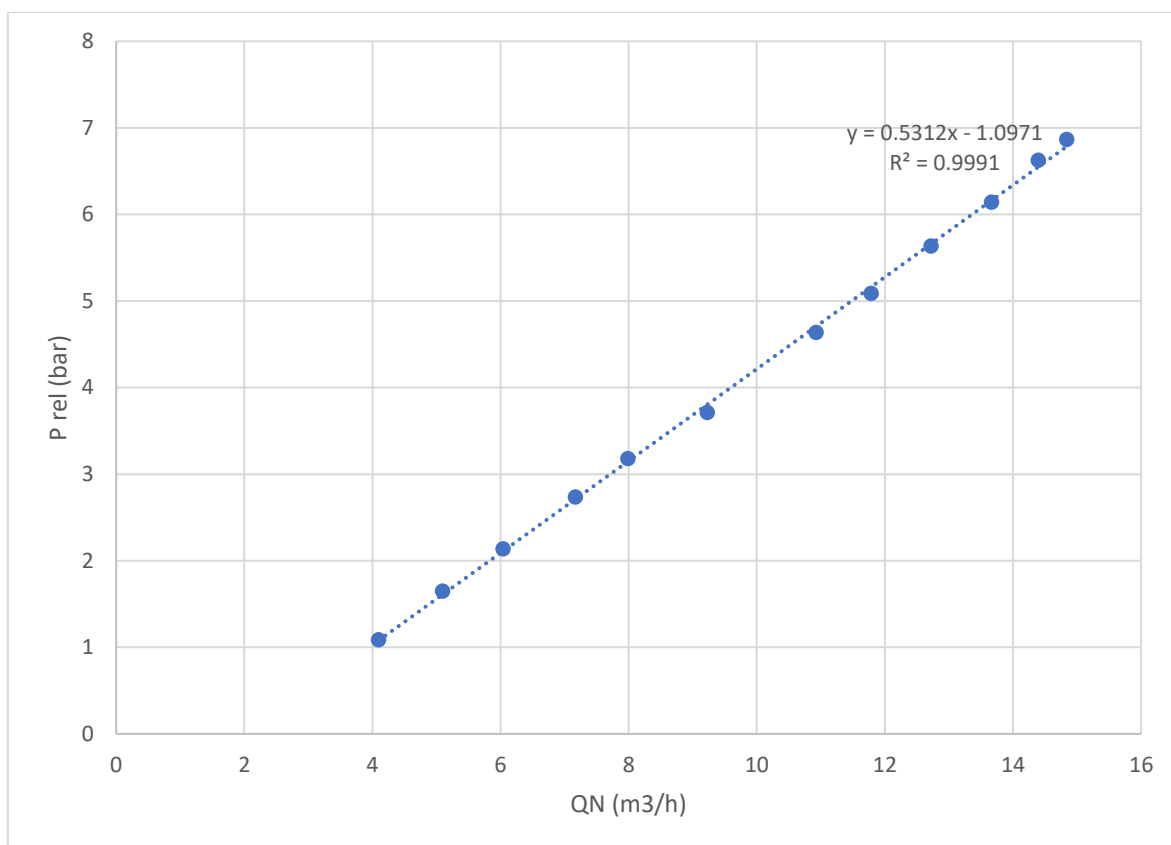


Figura I.0.29. Resultados obtenidos para la válvula G-1 DN 100 en su primer ensayo

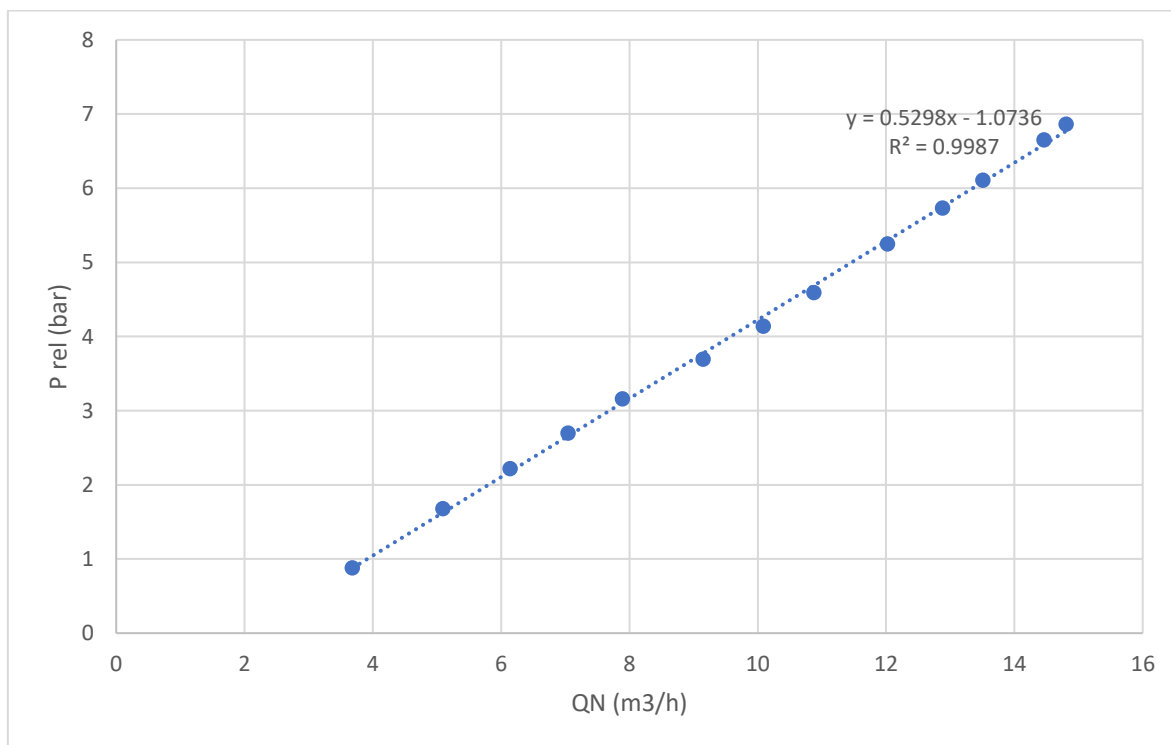


Figura I.0.30. Resultados obtenidos para la válvula G-1 DN 100 en su segundo ensayo

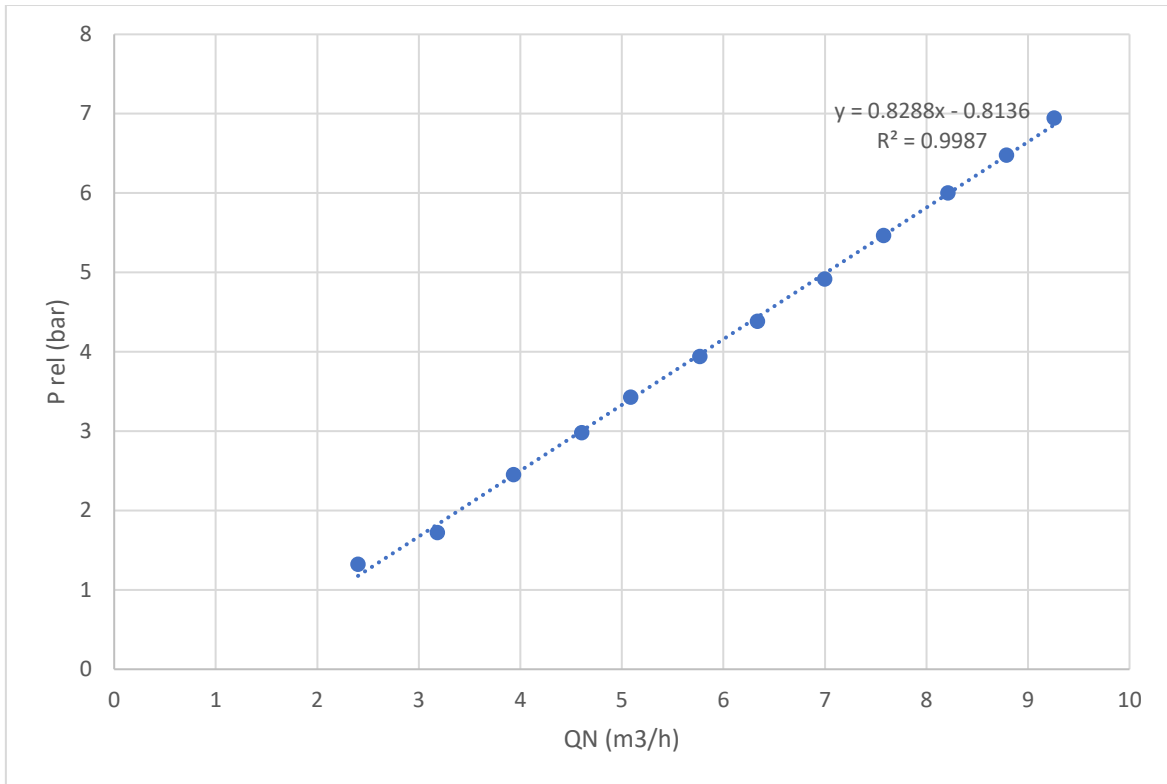


Figura I.0.31. Resultados obtenidos para la válvula H-1 DN 100 en su primer ensayo

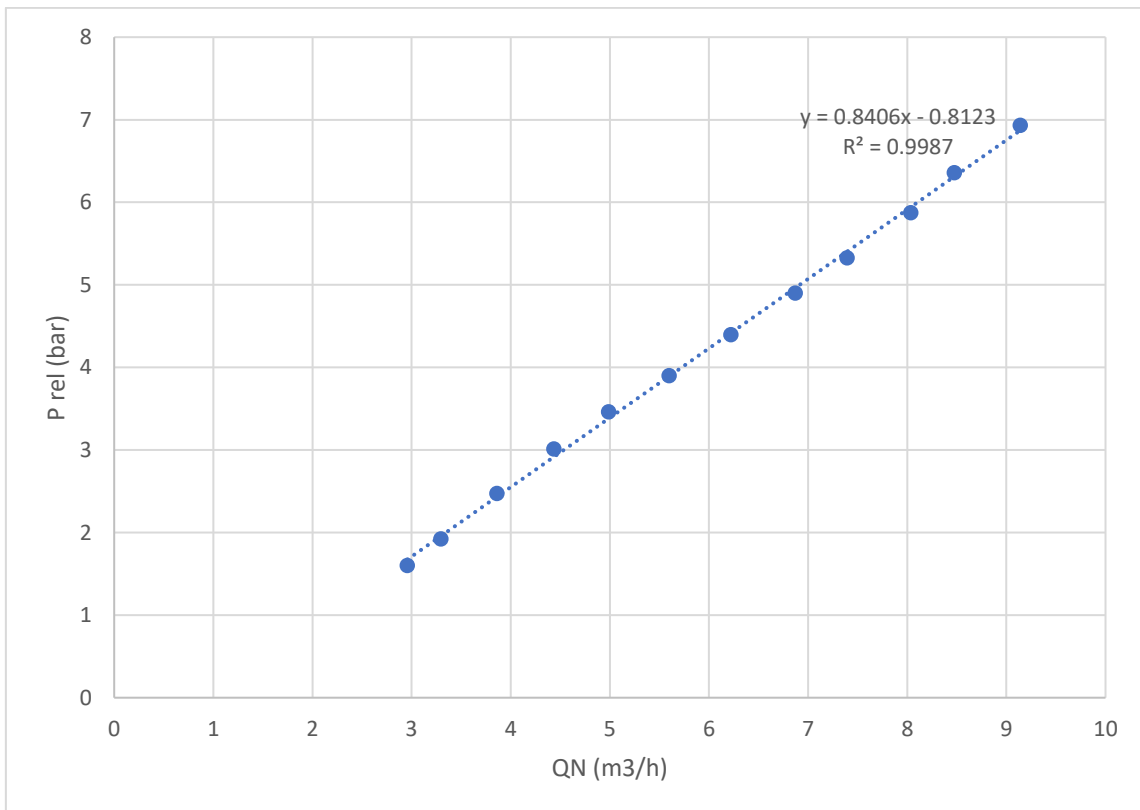


Figura I.0.32. Resultados obtenidos para la válvula H-1 DN 100 en su segundo ensayo

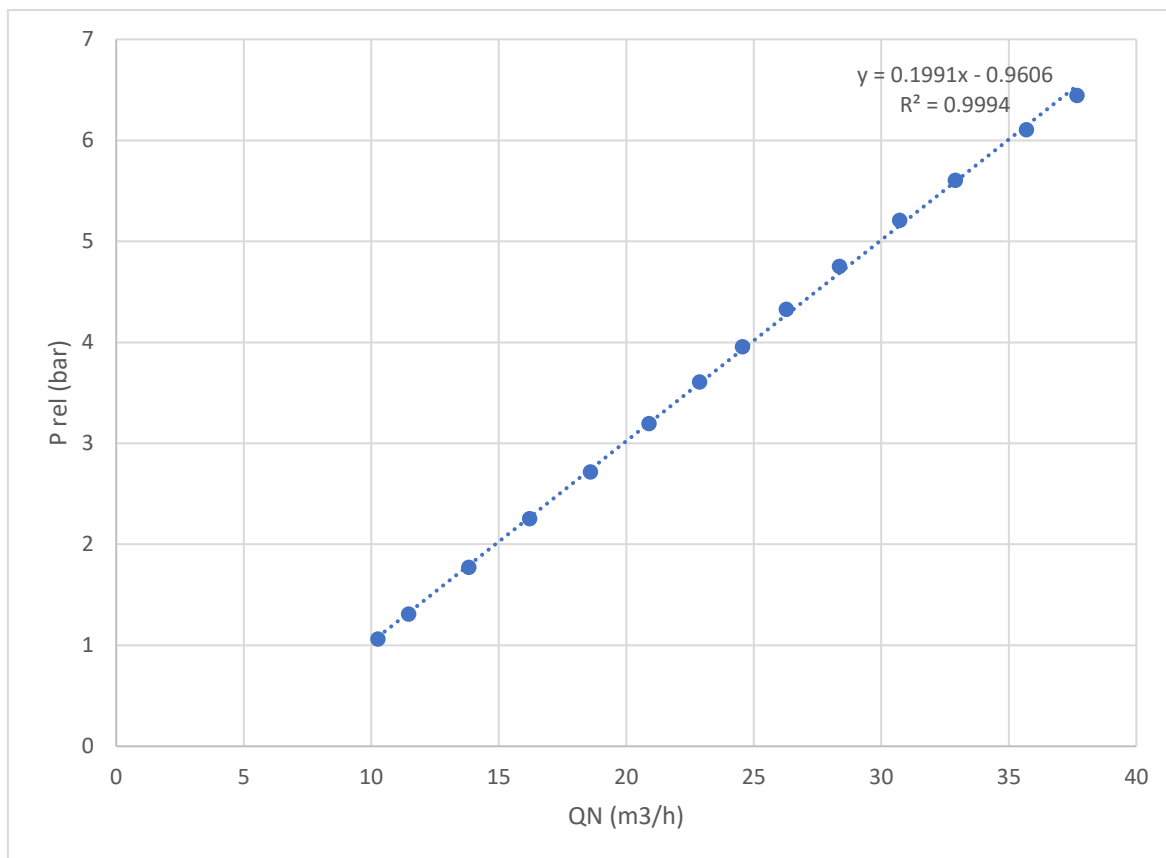


Figura I.0.33. Resultados obtenidos para la válvula I-1 DN 50 en su primer ensayo

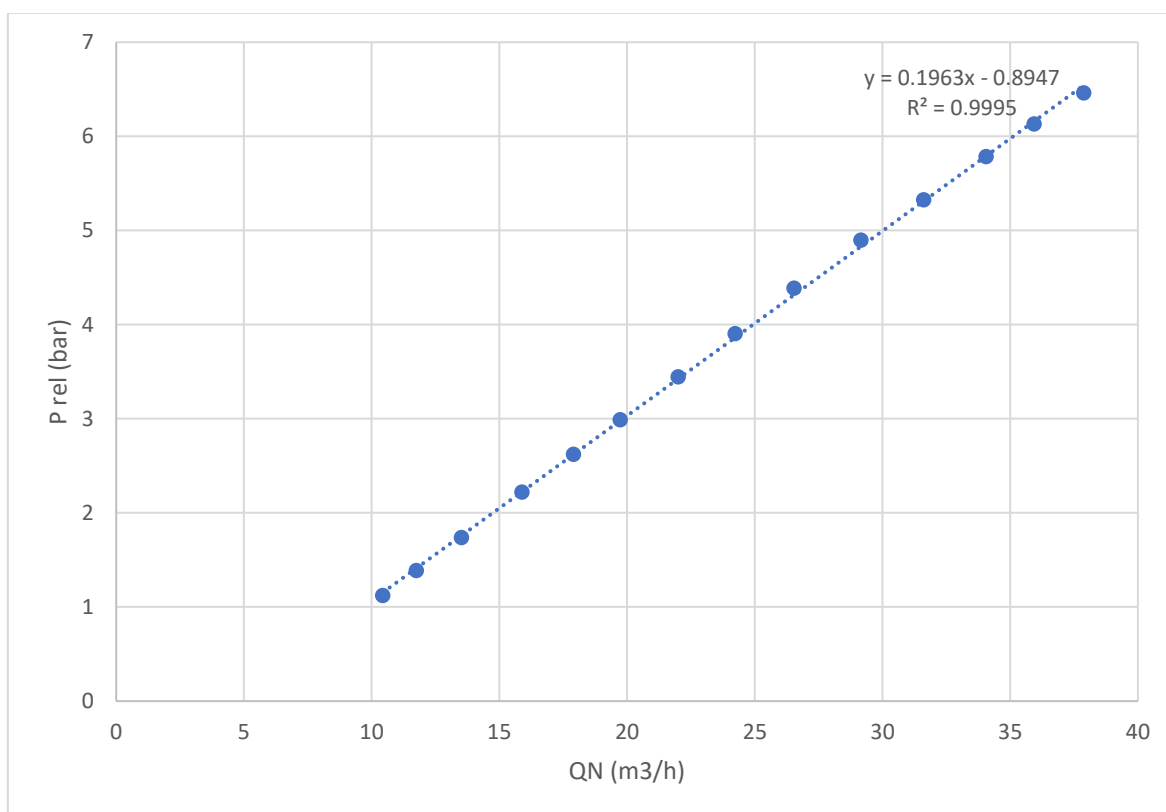


Figura I.0.34. Resultados obtenidos para la válvula I-1 DN 50 en su segundo ensayo

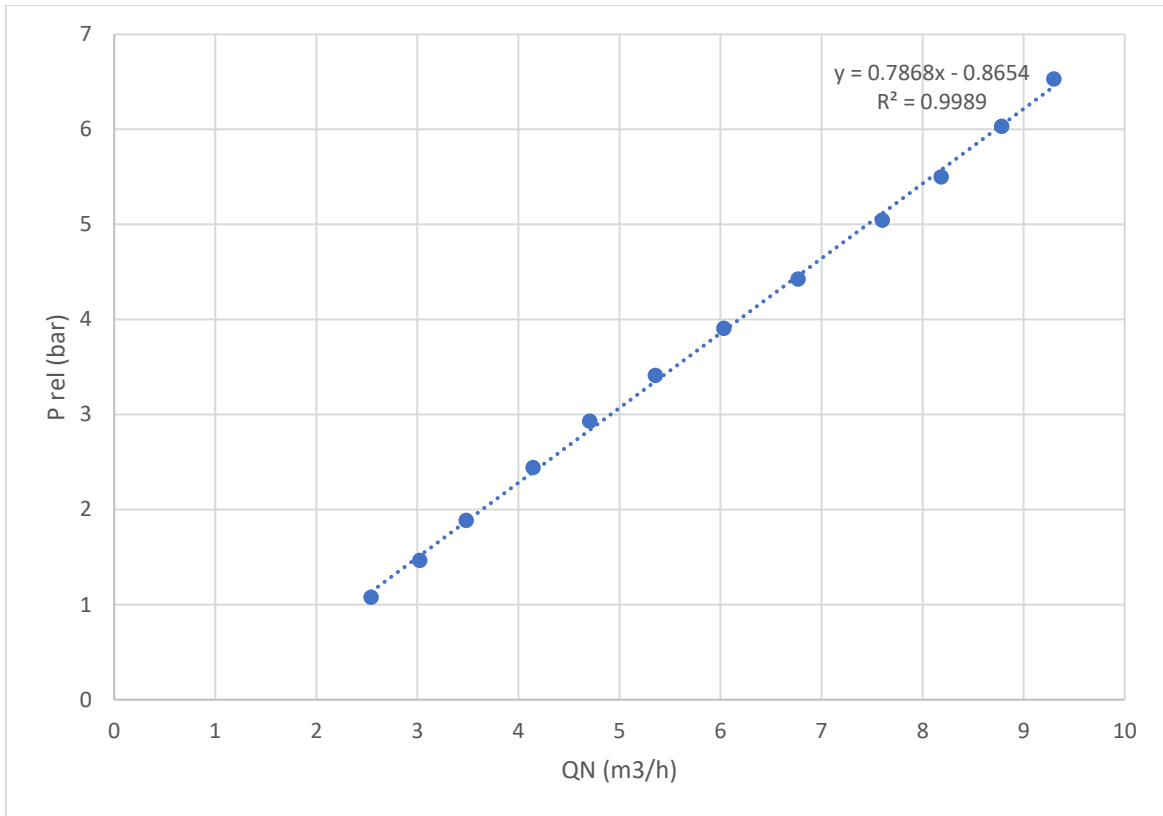


Figura I.0.35. Resultados obtenidos para la válvula I-1 DN 80 en su primer ensayo

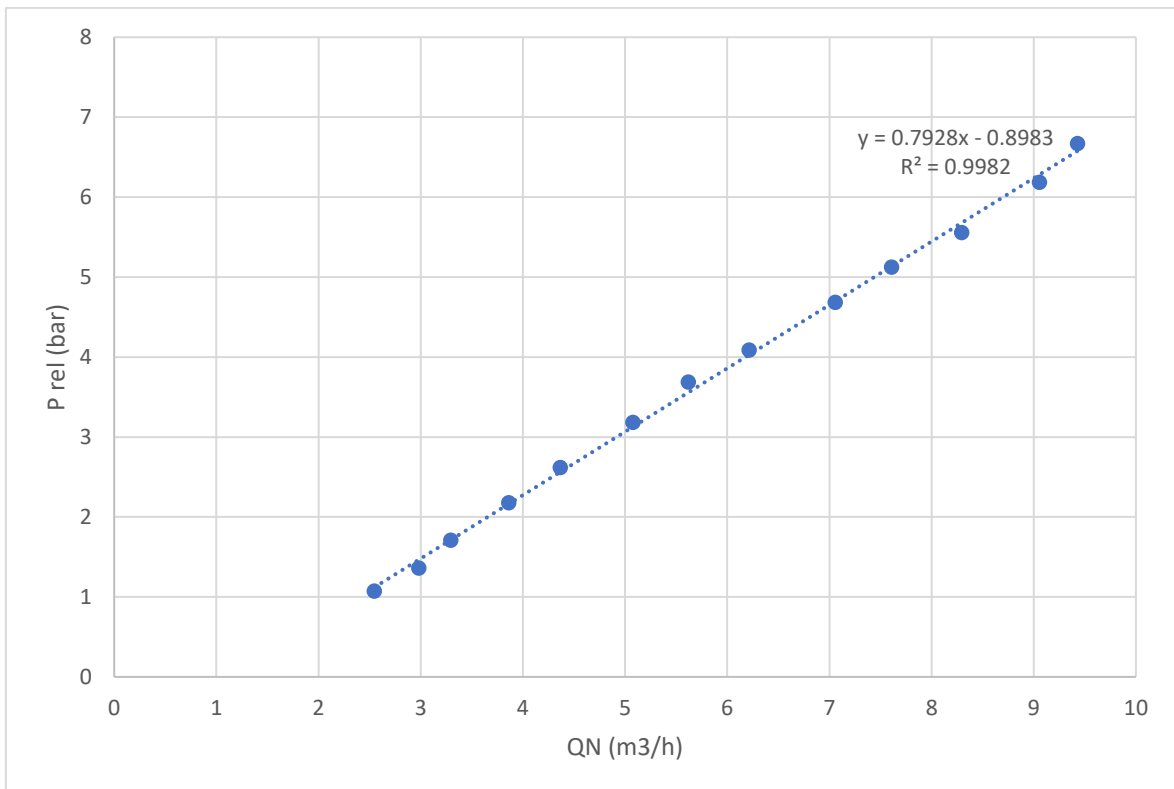


Figura I.0.36. Resultados obtenidos para la válvula I-2 DN 80 en su segundo ensayo

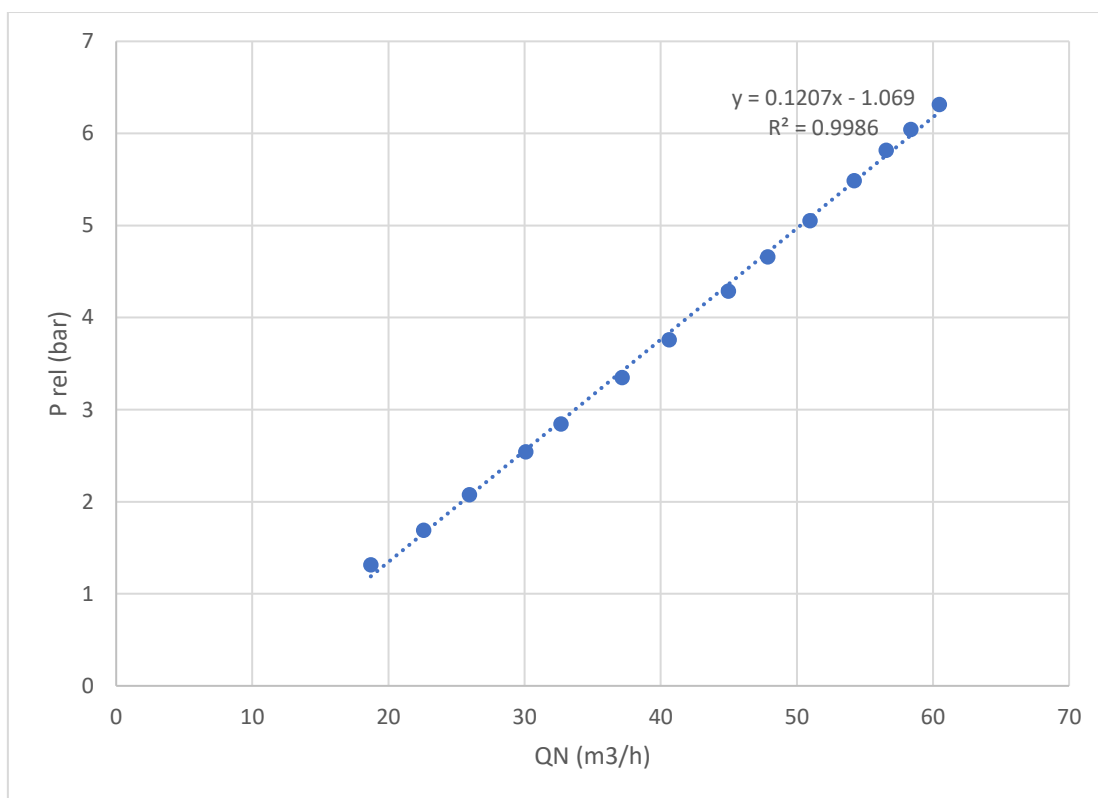


Figura I.0.37. Resultados obtenidos para la válvula I-3 DN 100 en su primer ensayo

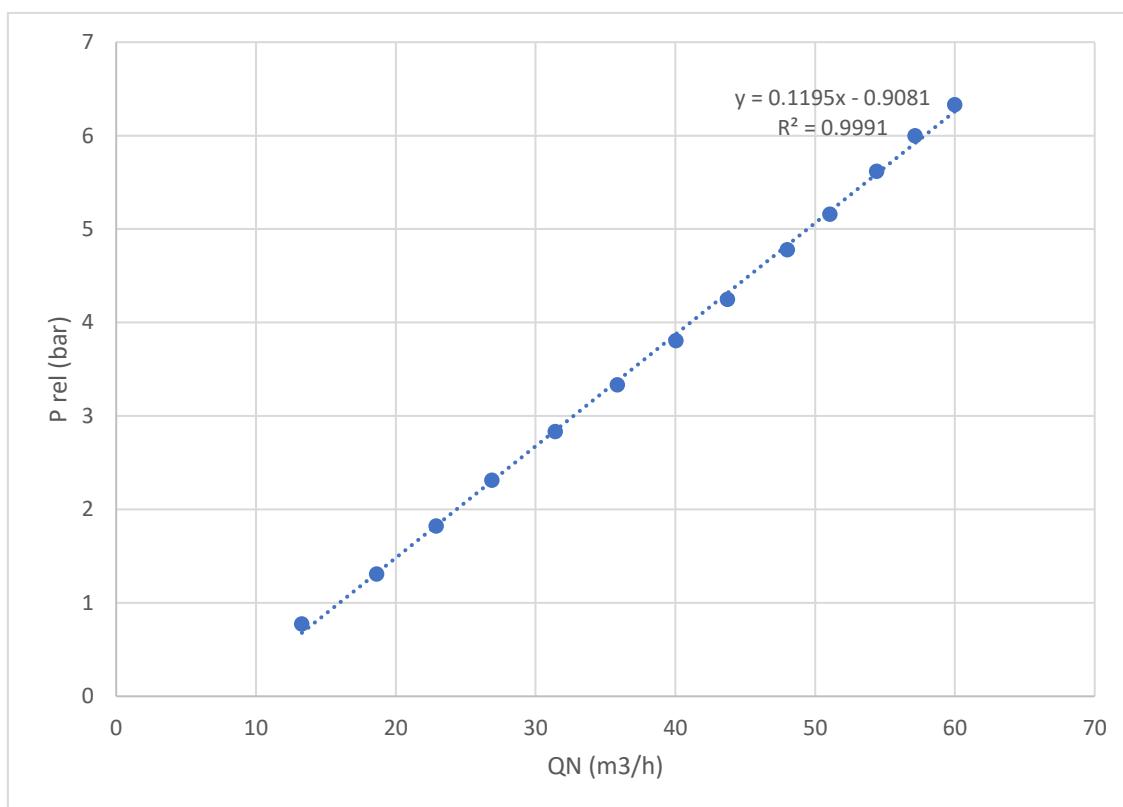


Figura I.0.38. Resultados obtenidos para la válvula I-3 DN 100 en su segundo ensayo

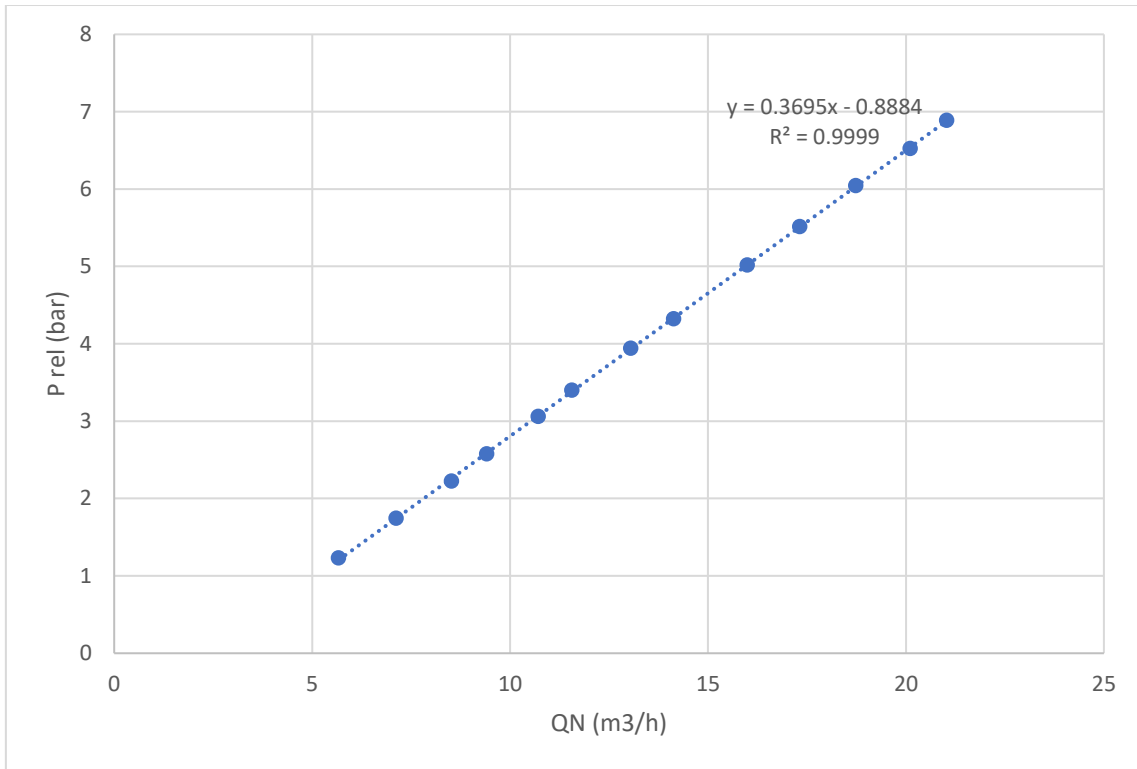


Figura I.0.39. Resultados obtenidos para la válvula I-4 DN 100 en su primer ensayo

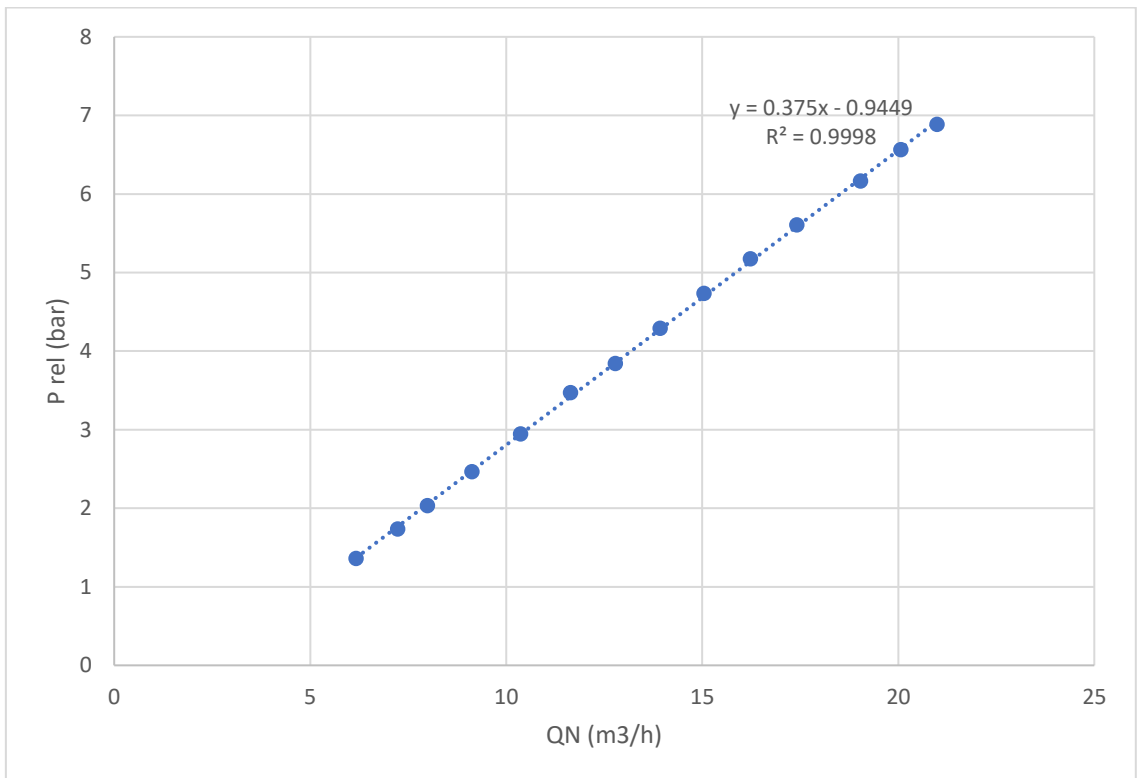


Figura I.0.40. Resultados obtenidos para la válvula I-4 DN 100 en su segundo ensayo

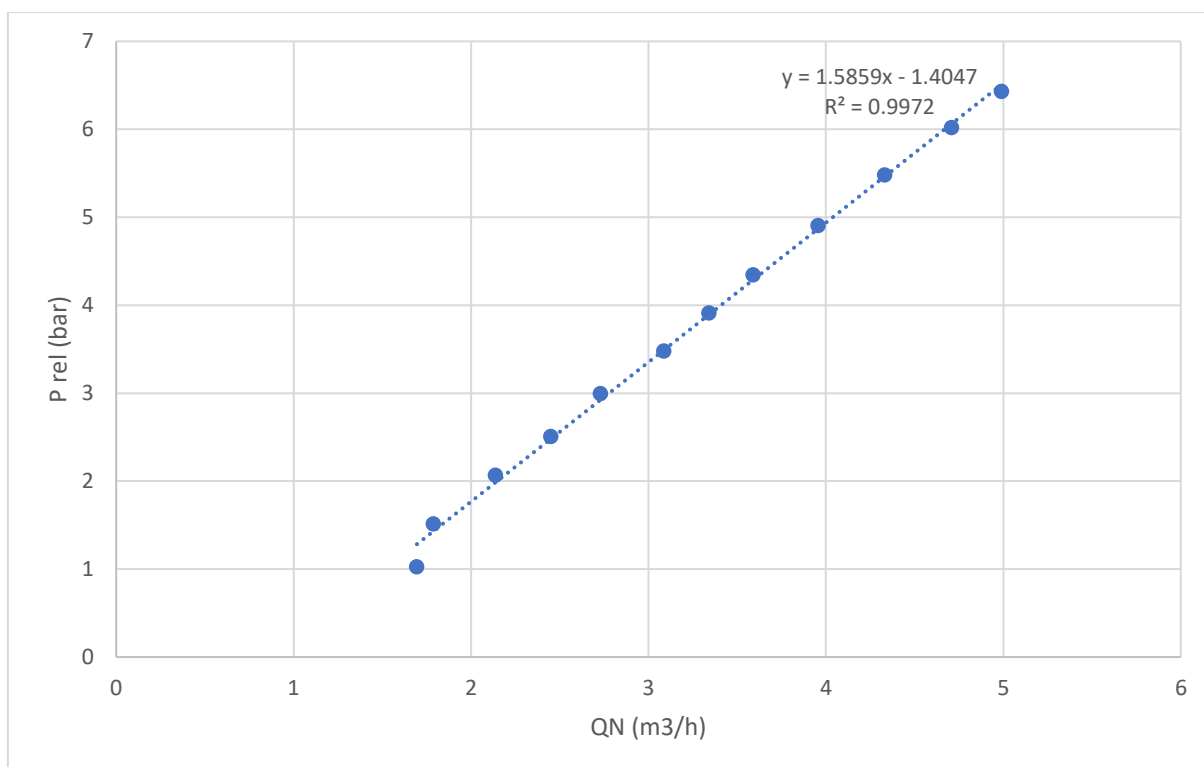


Figura I.0.41. Resultados obtenidos para la válvula I-5 DN 50 en su primer ensayo

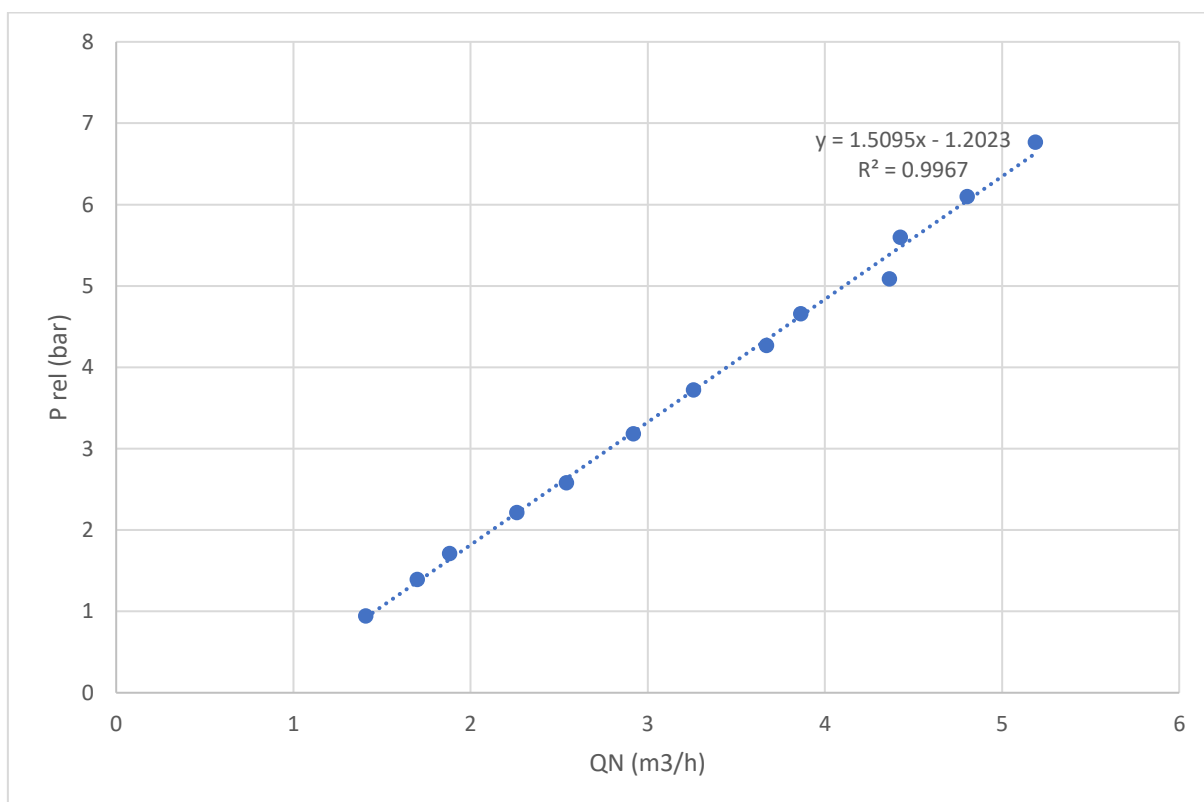


Figura I.0.42. Resultados obtenidos para la válvula I-5 DN 50 en su segundo ensayo

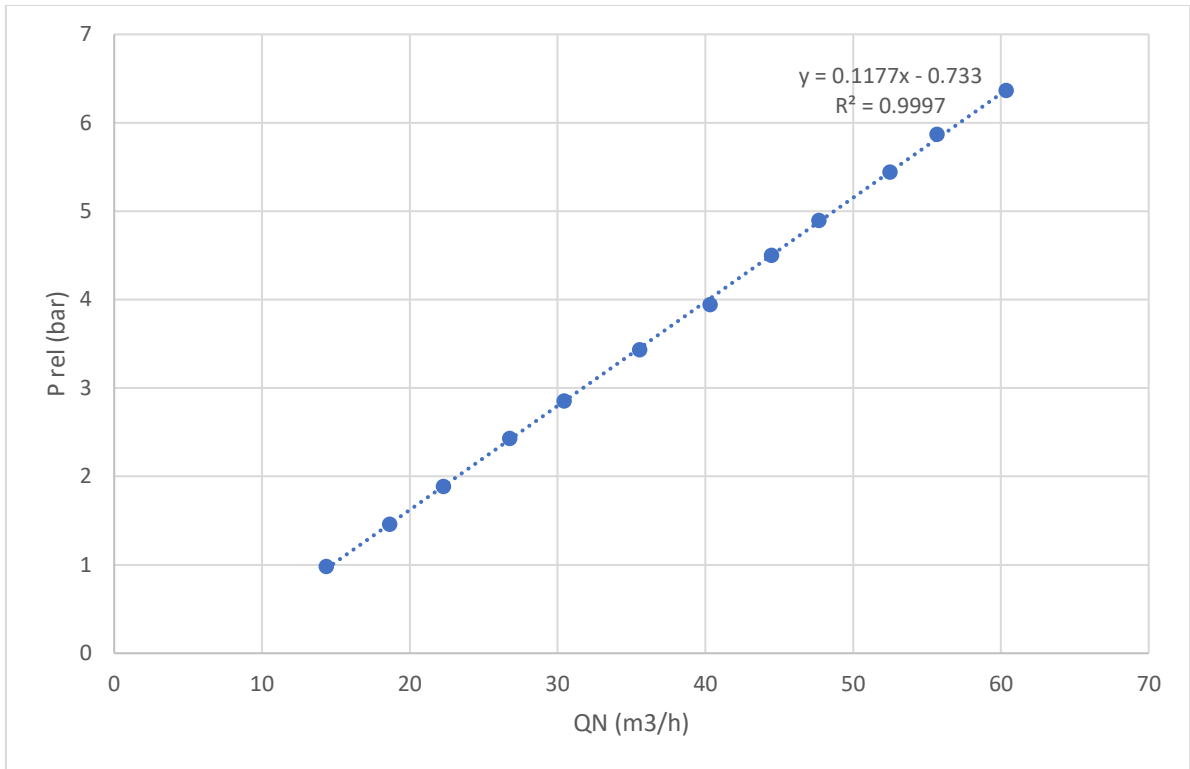


Figura I.0.43. Resultados obtenidos para la válvula I-5 DN 80 en su primer ensayo

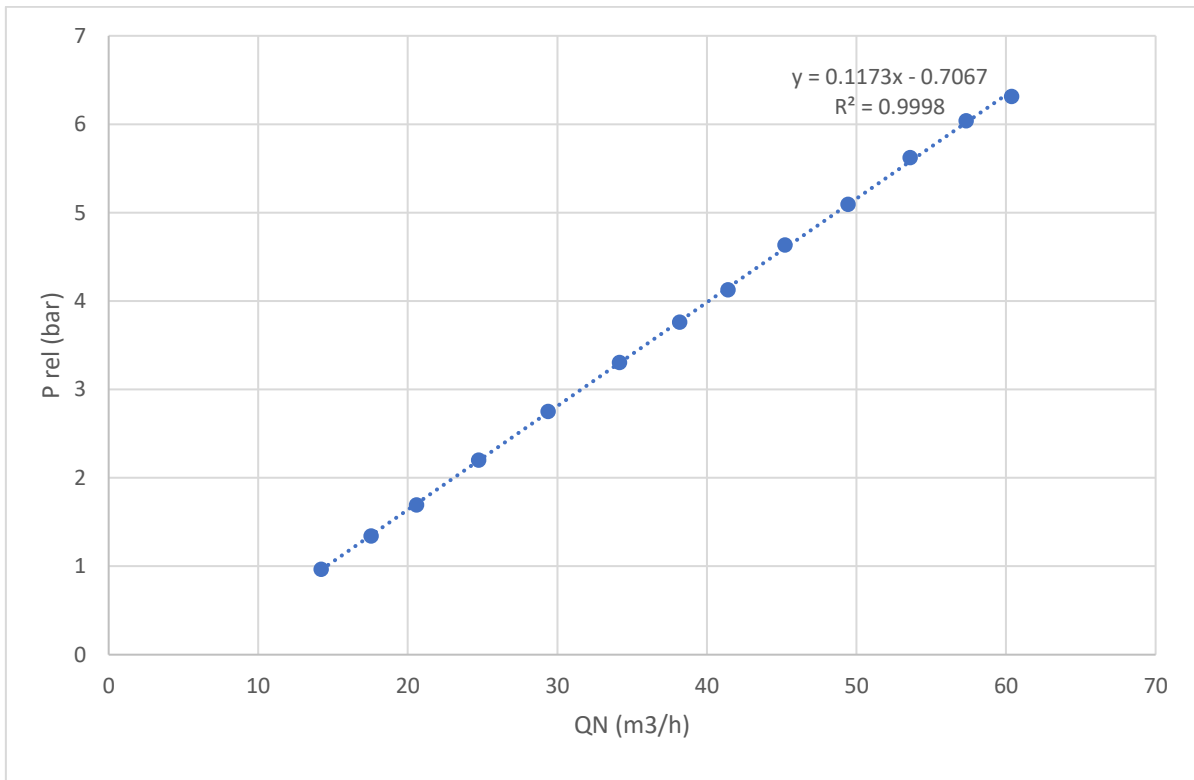


Figura I.0.44. Resultados obtenidos para la válvula I-5 DN 80 en su segundo ensayo

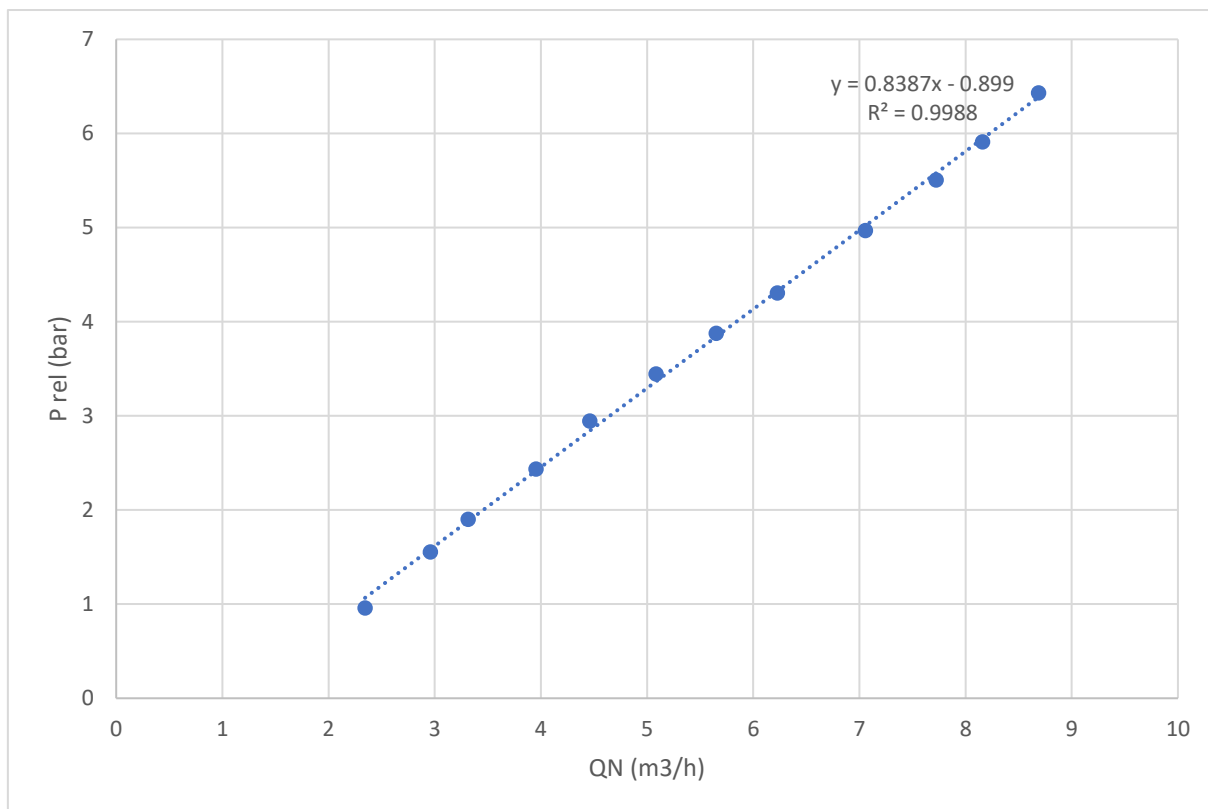


Figura I.0.45. Resultados obtenidos para la válvula I-6 DN 50 en su primer ensayo

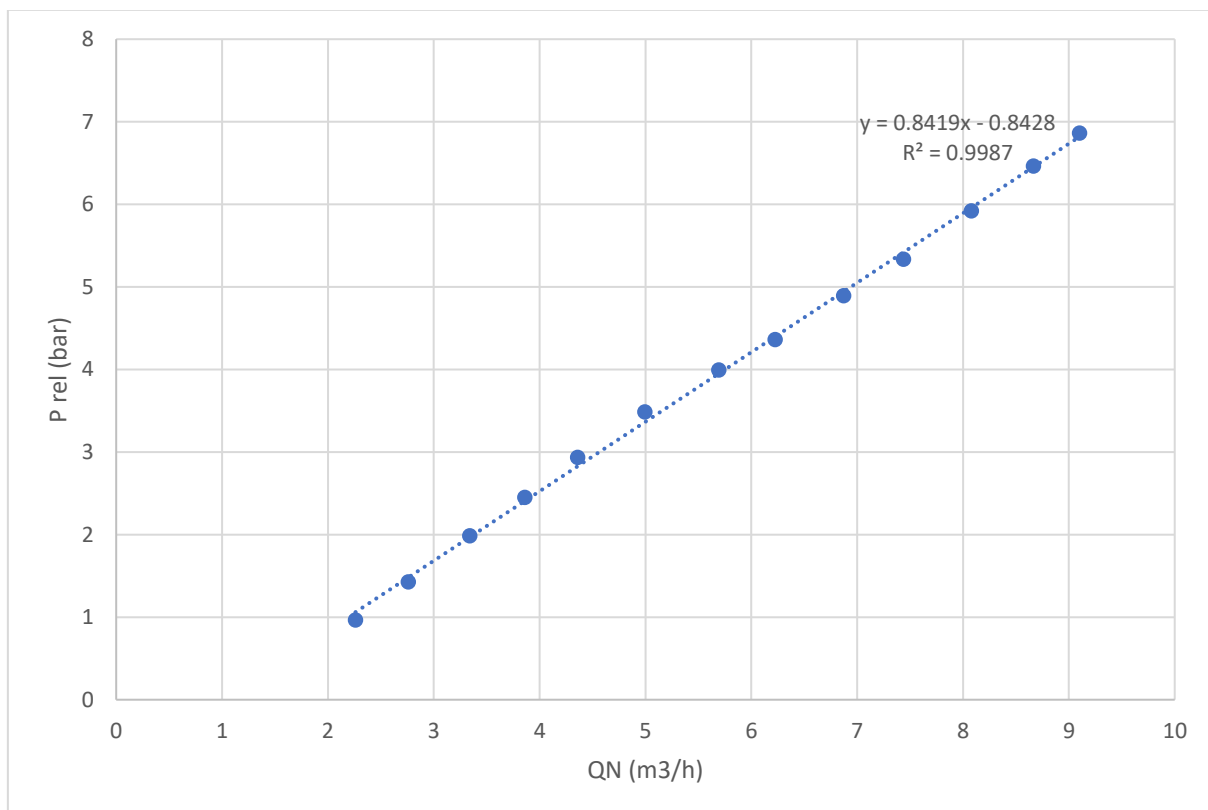


Figura I.0.46. Resultados obtenidos para la válvula I-6 DN 50 en su segundo ensayo

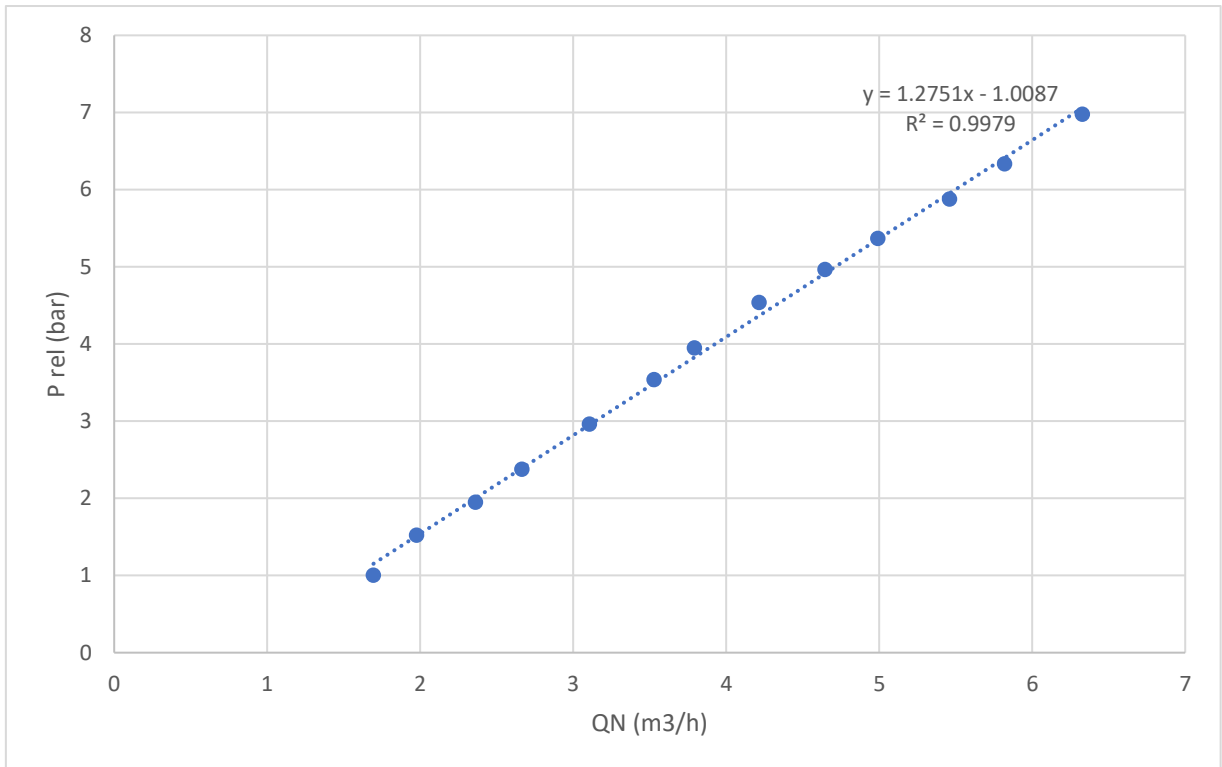


Figura I.0.47. Resultados obtenidos para la válvula I-6 DN 100 en su primer ensayo

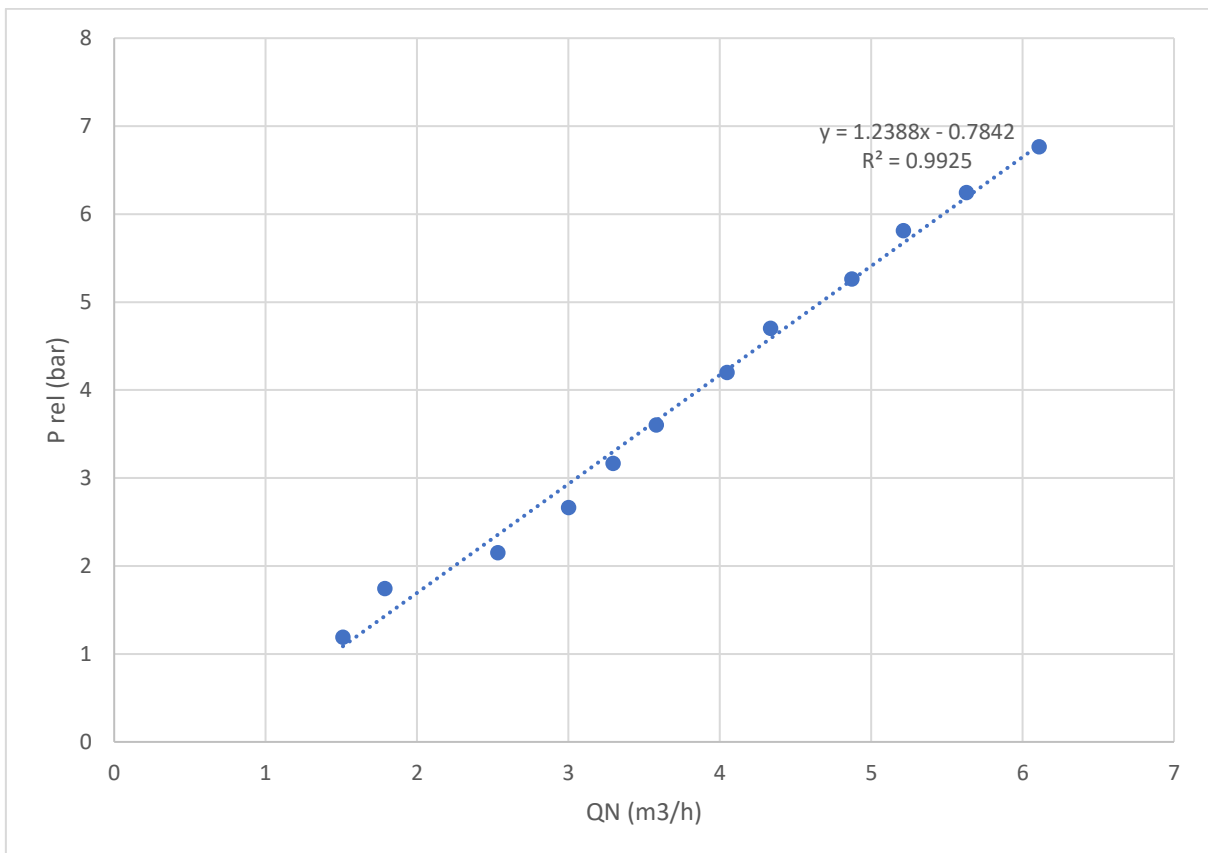


Figura I.0.48. Resultados obtenidos para la válvula I-6 DN 100 en su segundo ensayo

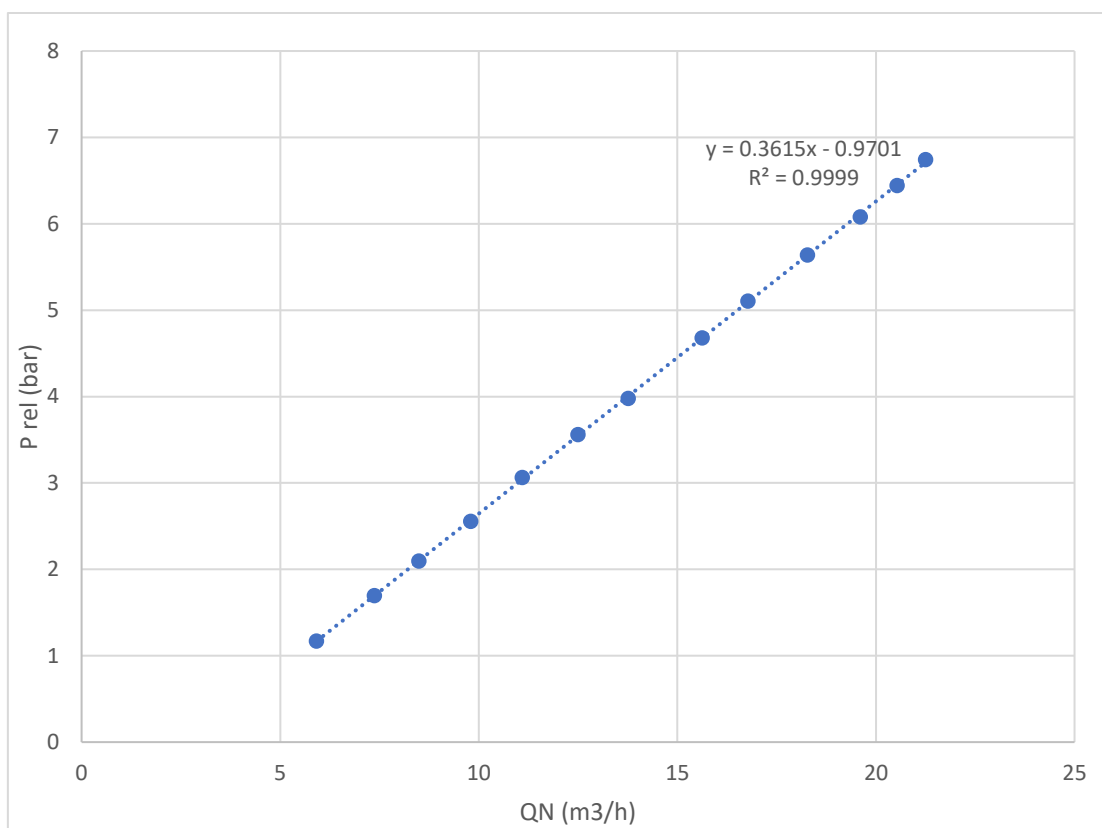


Figura I.0.49. Resultados obtenidos para la válvula J-1 DN 100 en su primer ensayo

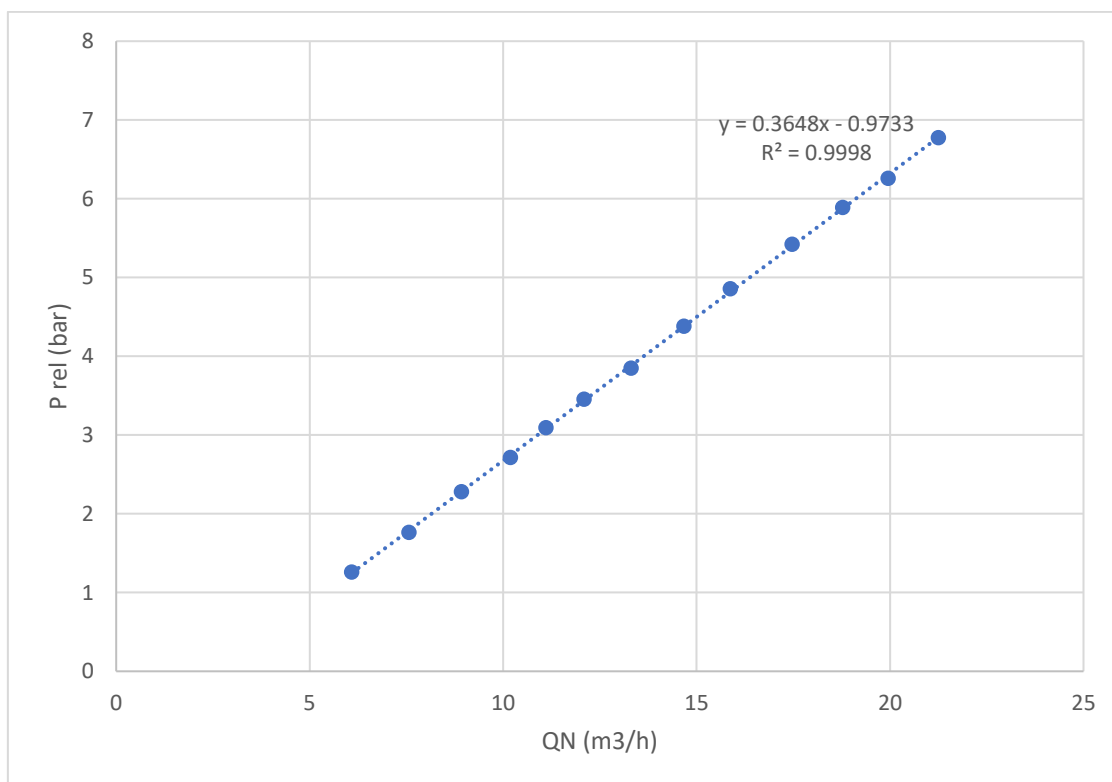


Figura I.0.50. Resultados obtenidos para la válvula J-1 DN 100 en su segundo ensayo

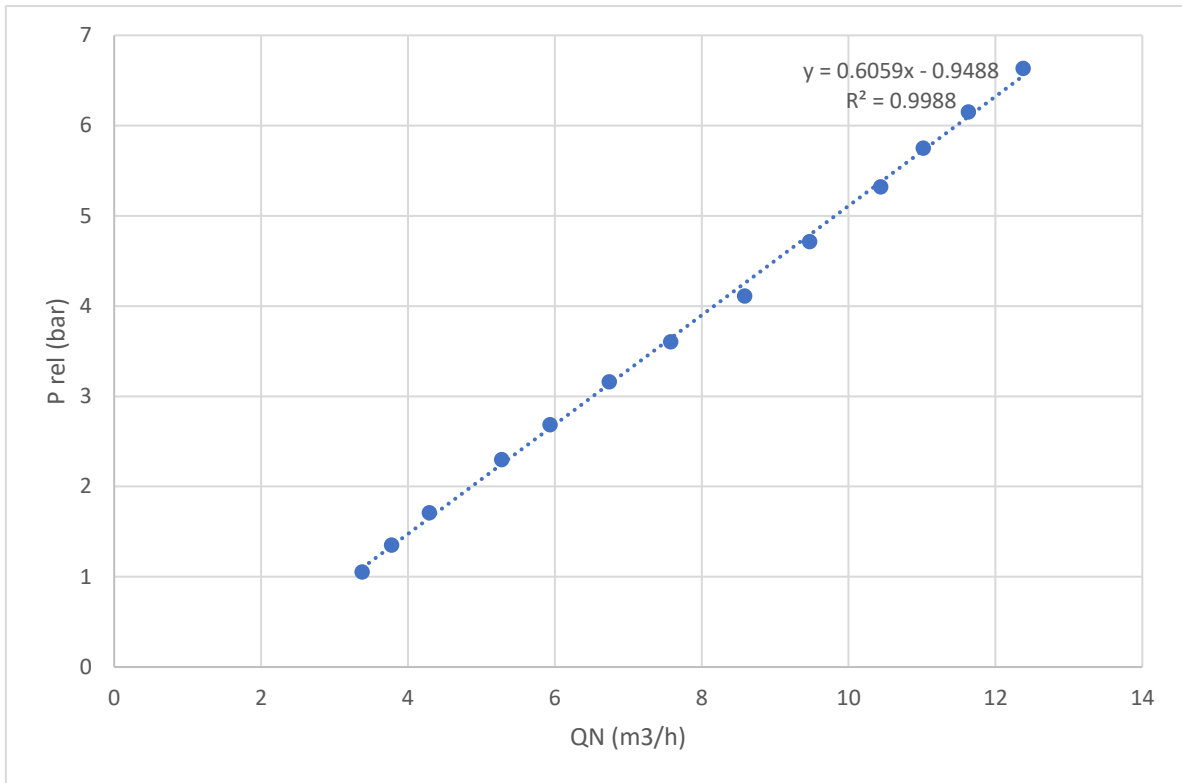


Figura I.0.51. Resultados obtenidos para la válvula J-2 DN 50 en su primer ensayo

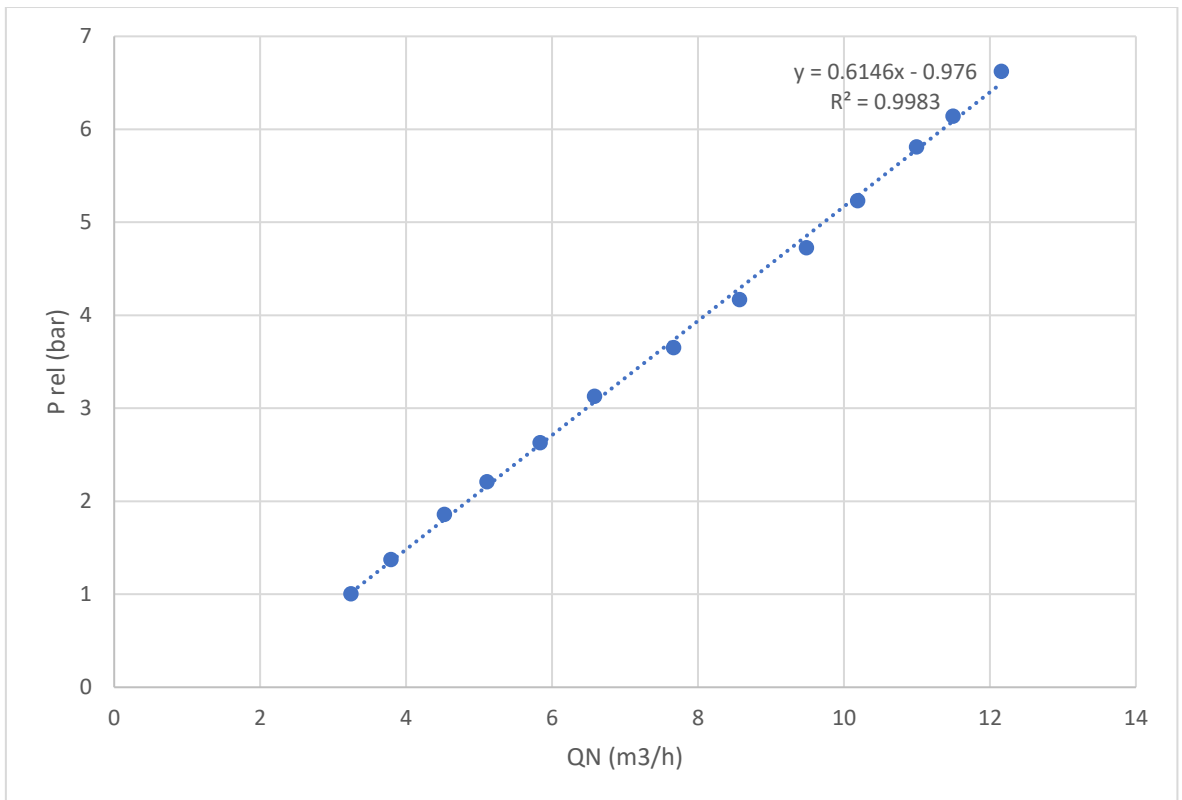


Figura I.0.52. Resultados obtenidos para la válvula J-2 DN 50 en su segundo ensayo

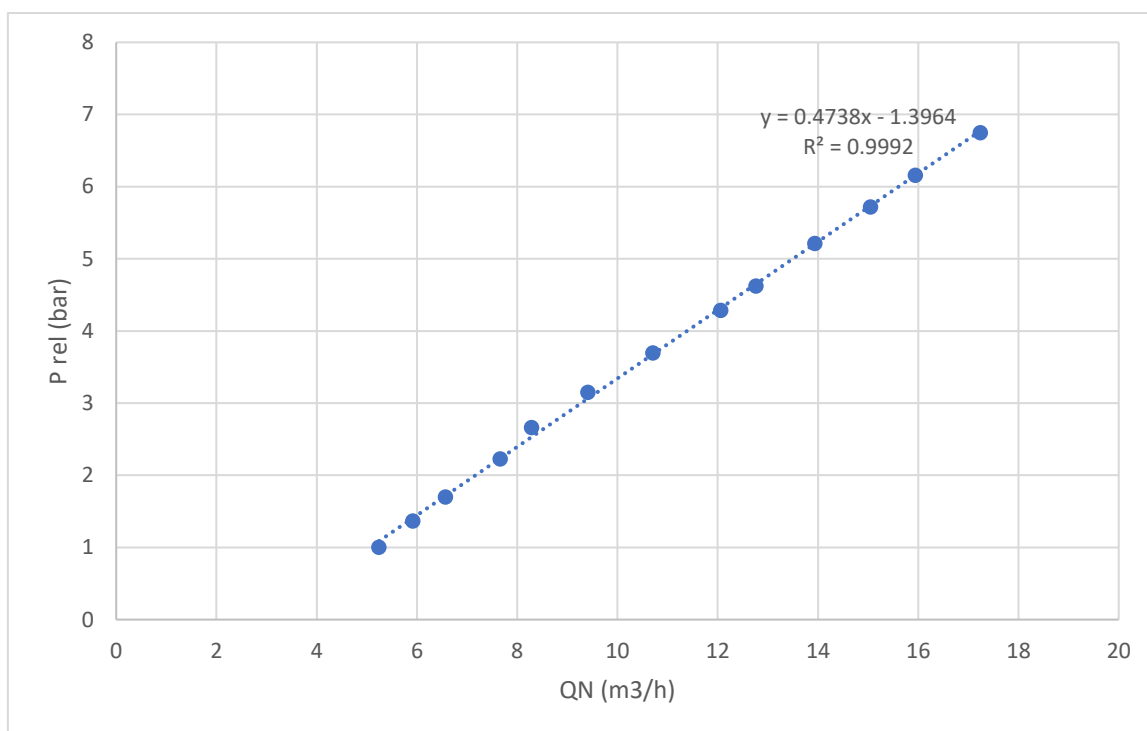


Figura I.0.53. Resultados obtenidos para la válvula J-2 DN 80 en su primer ensayo

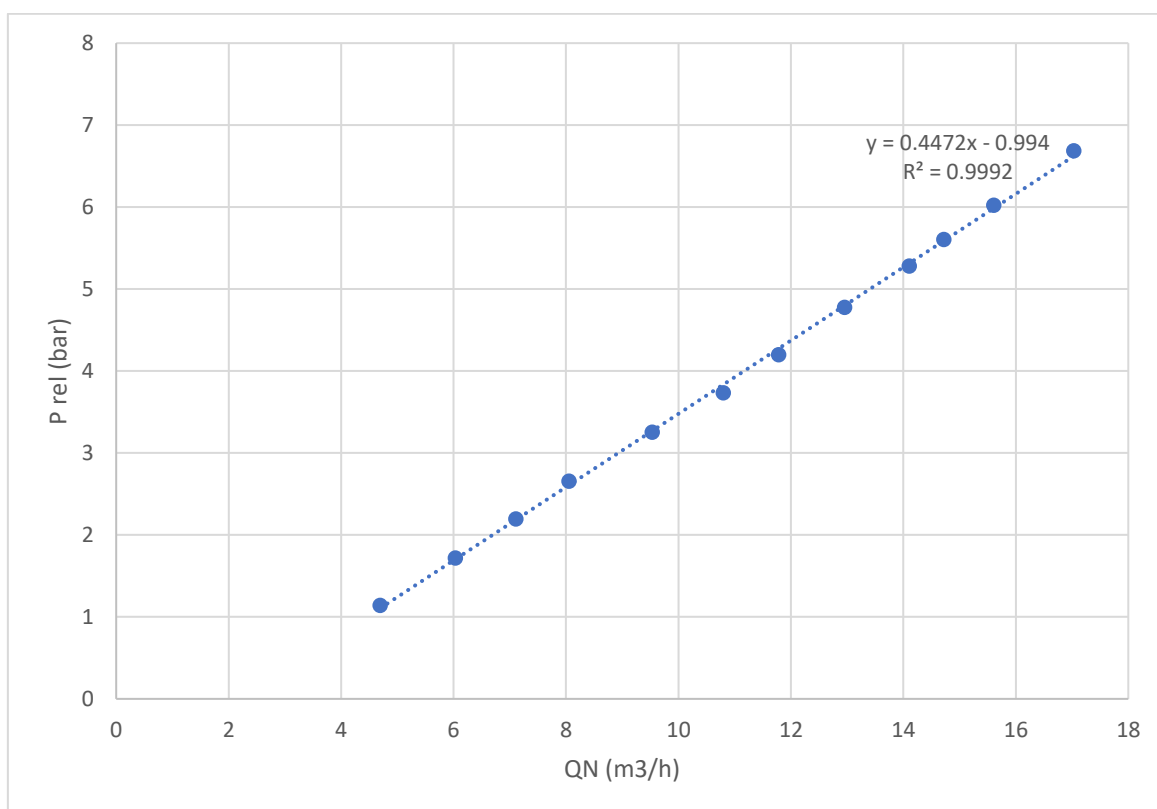


Figura I.0.54. Resultados obtenidos para la válvula J-2 DN 80 en su segundo ensayo

Anejo II

Exposició de totes les gràfiques comparatives obtingudes experimentalment per l'alumne, suposant sempre condicions de operació normalitzades a $T=20^{\circ}\text{C}$ i $p=1\text{ atm}$

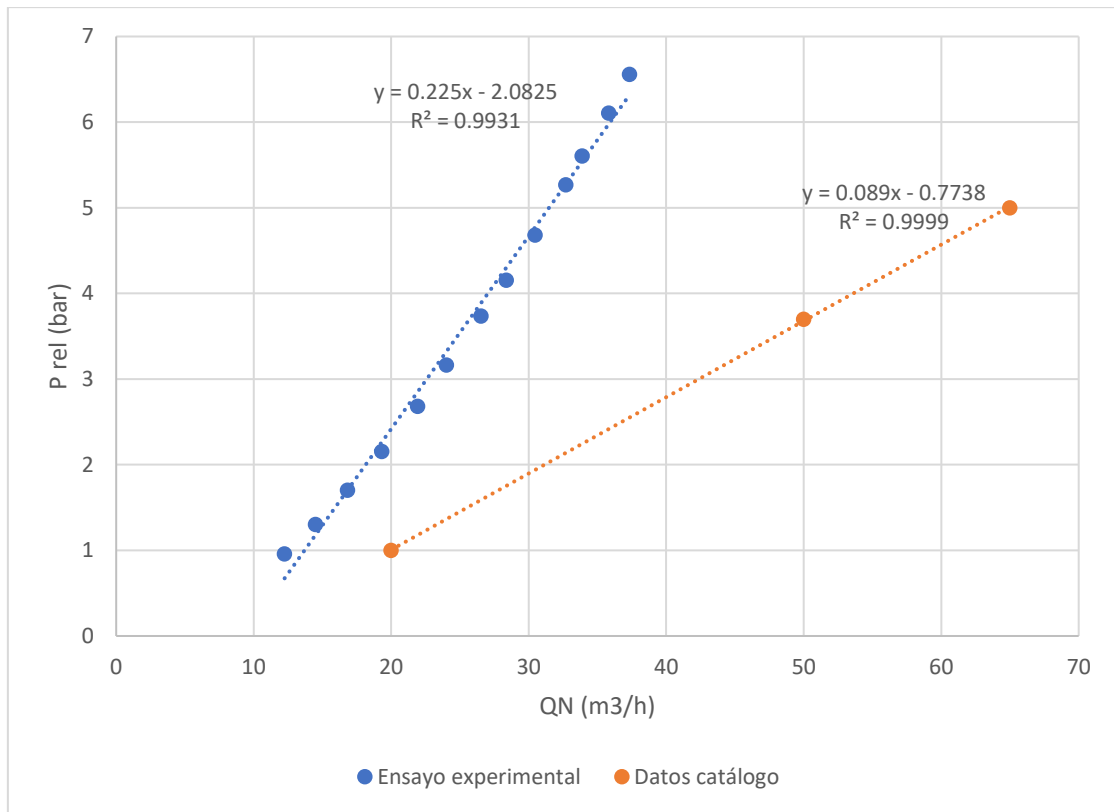


Figura II.0.1. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-1-DN 50 en su primer ensayo.

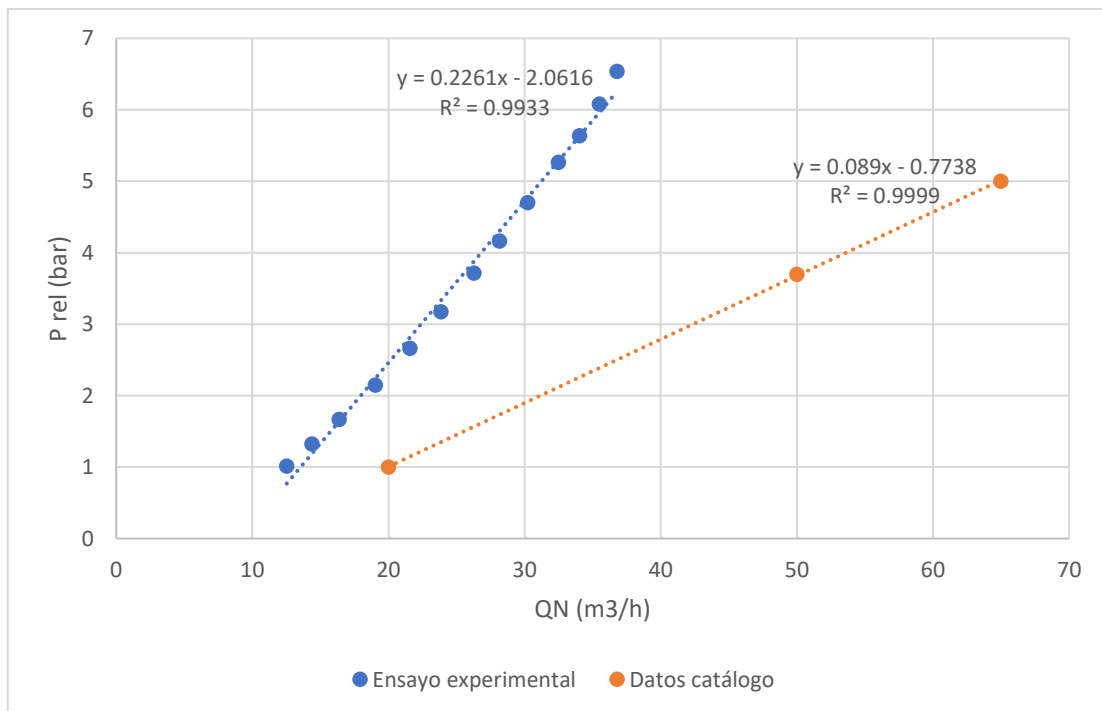


Figura II.0.2. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-1-DN 50 en su segundo ensayo.

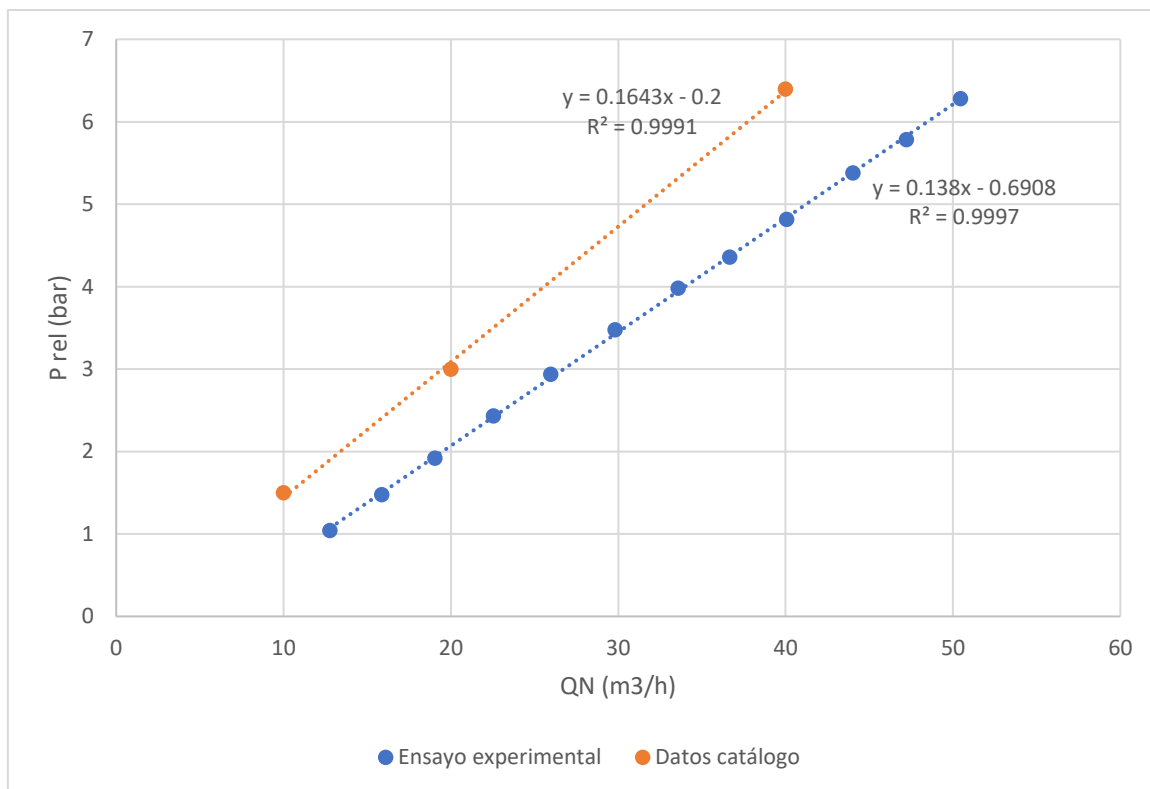


Figura II.0.3. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-2 DN 50 en su primer ensayo

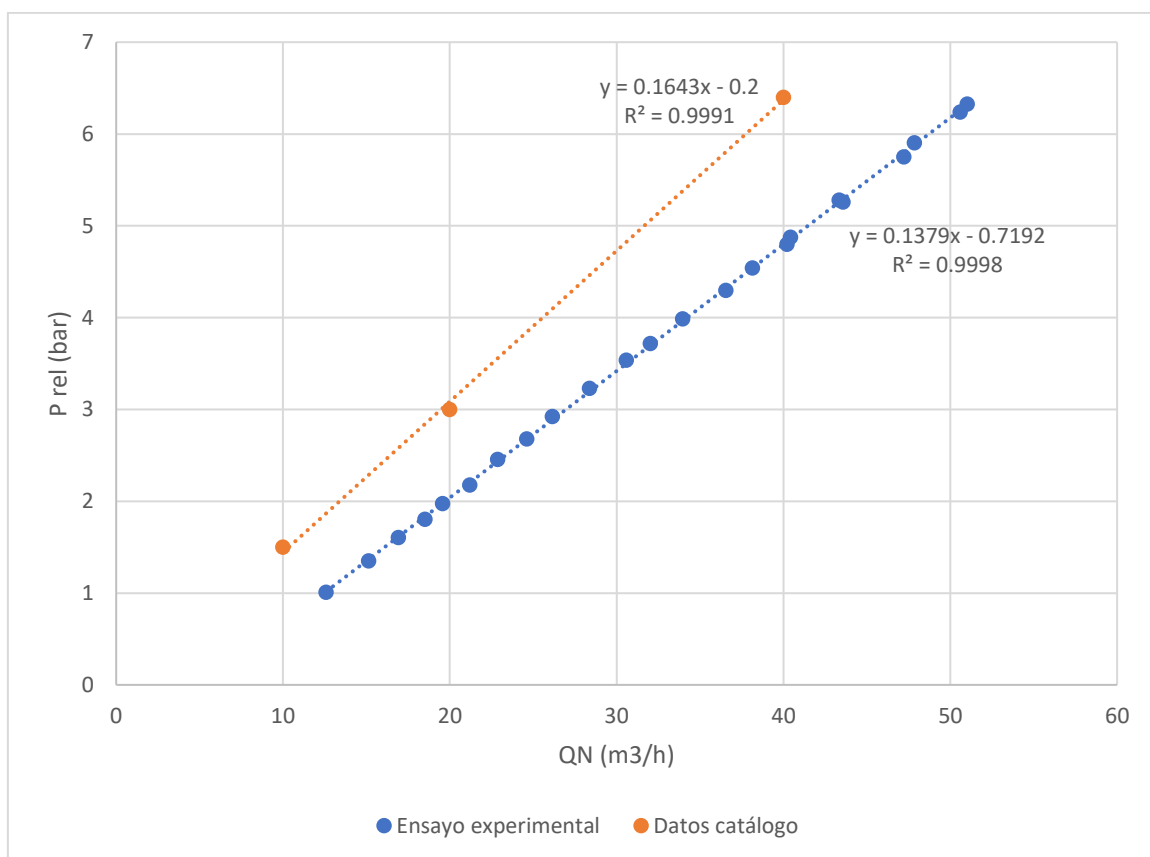


Figura II.0.4. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-2 DN 50 en su segundo ensayo

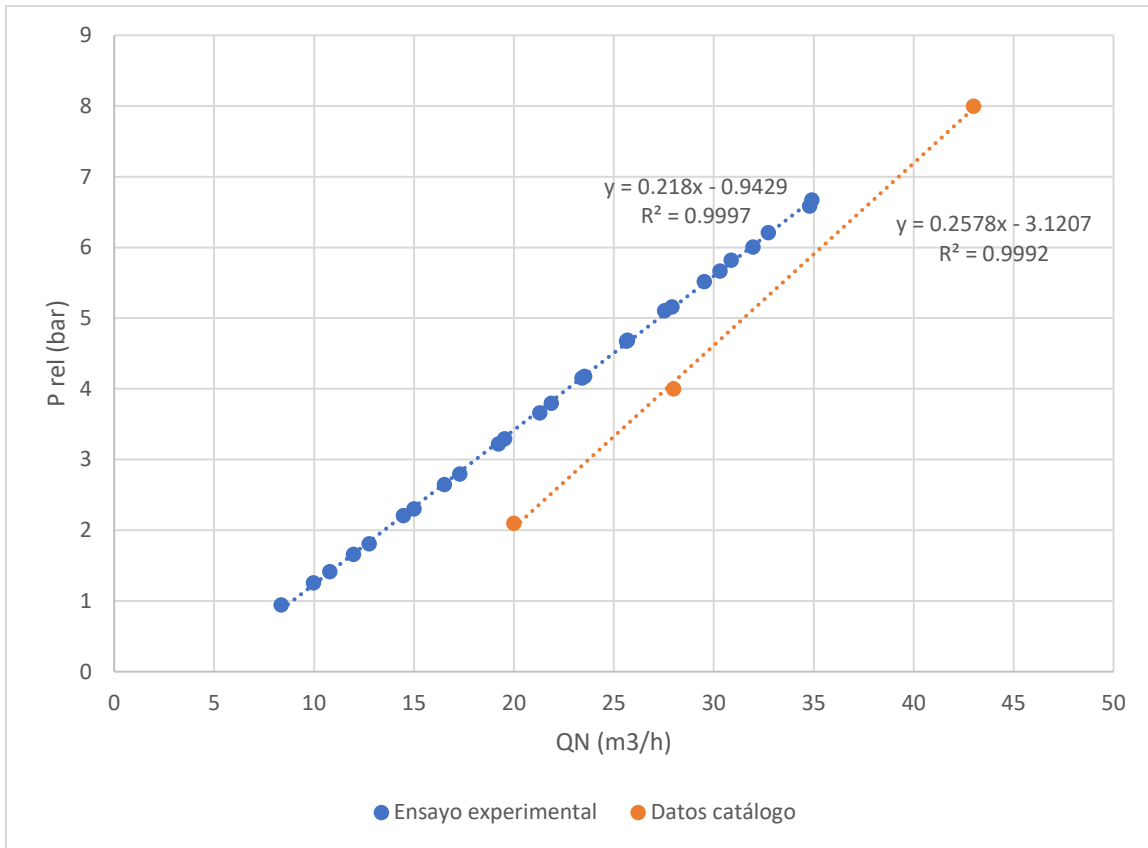


Figura II.0.5. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-3 DN 100 en su primer ensayo

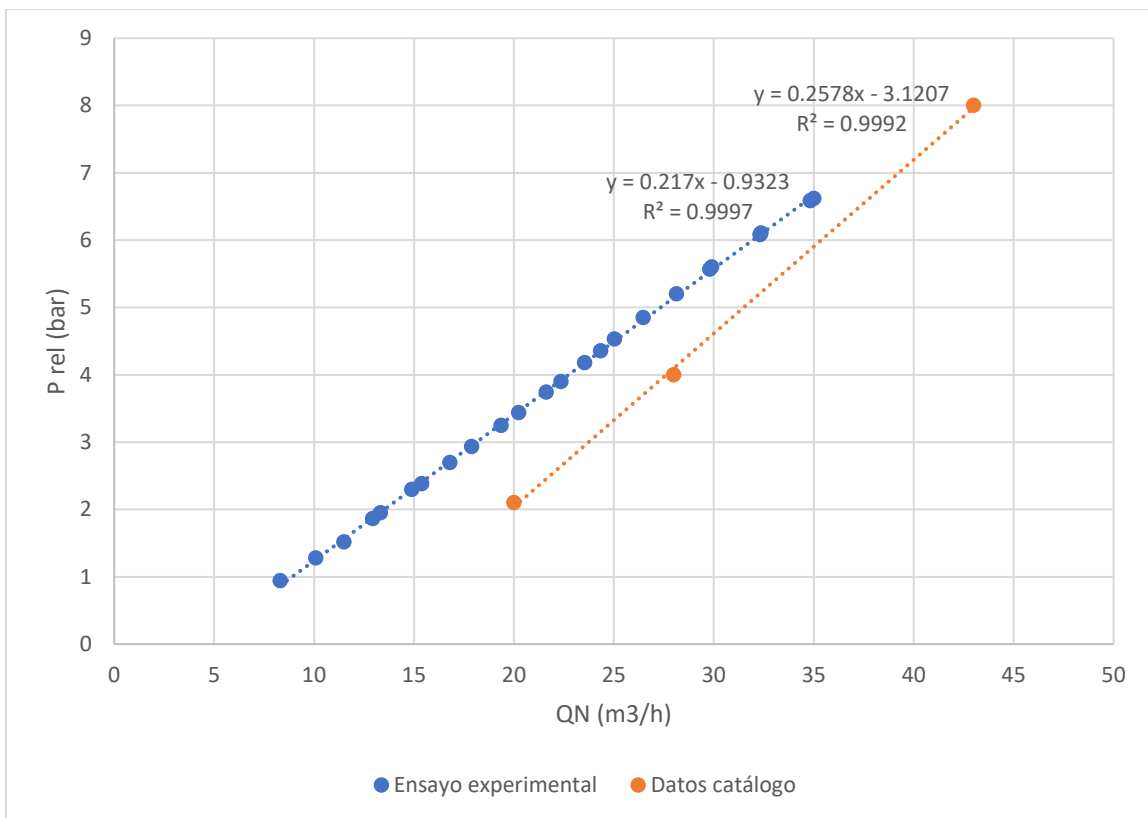


Figura II.0.6. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-3 DN 100 en su segundo ensayo

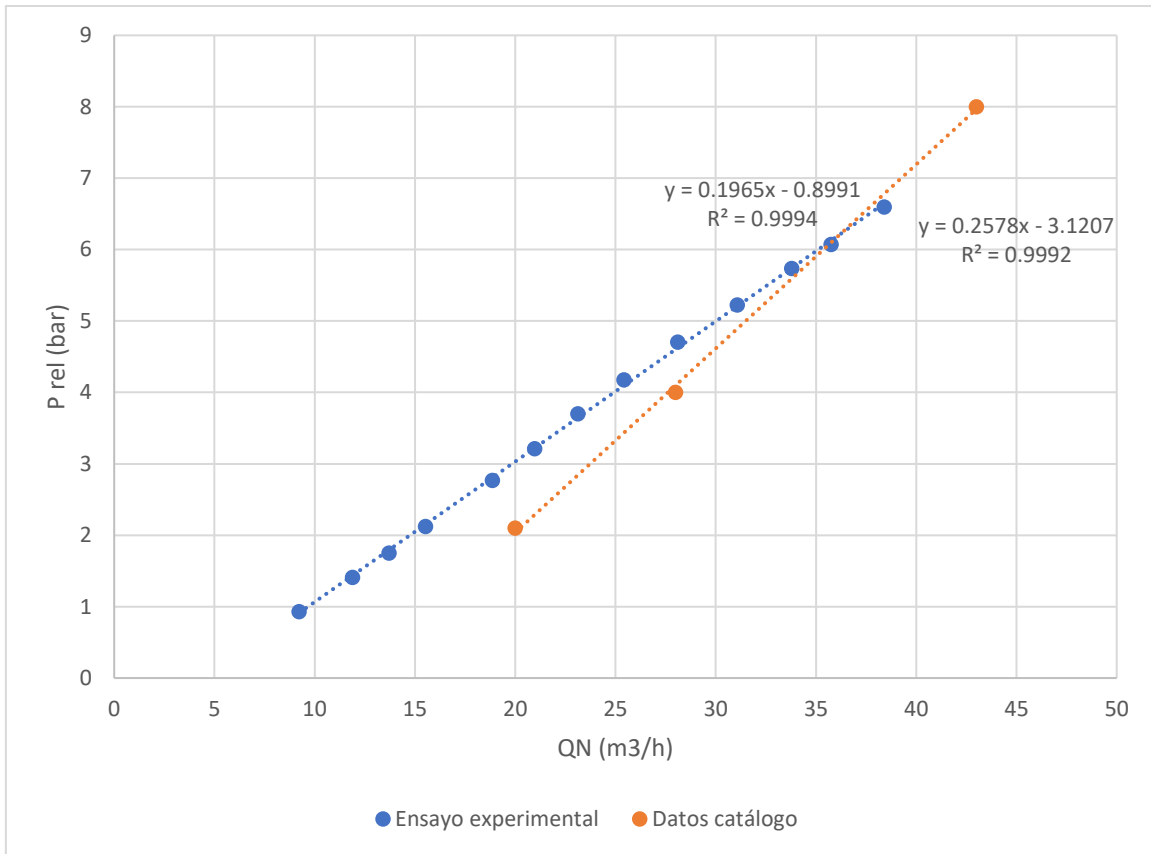


Figura II.0.7. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-3 DN 80 en su primer ensayo

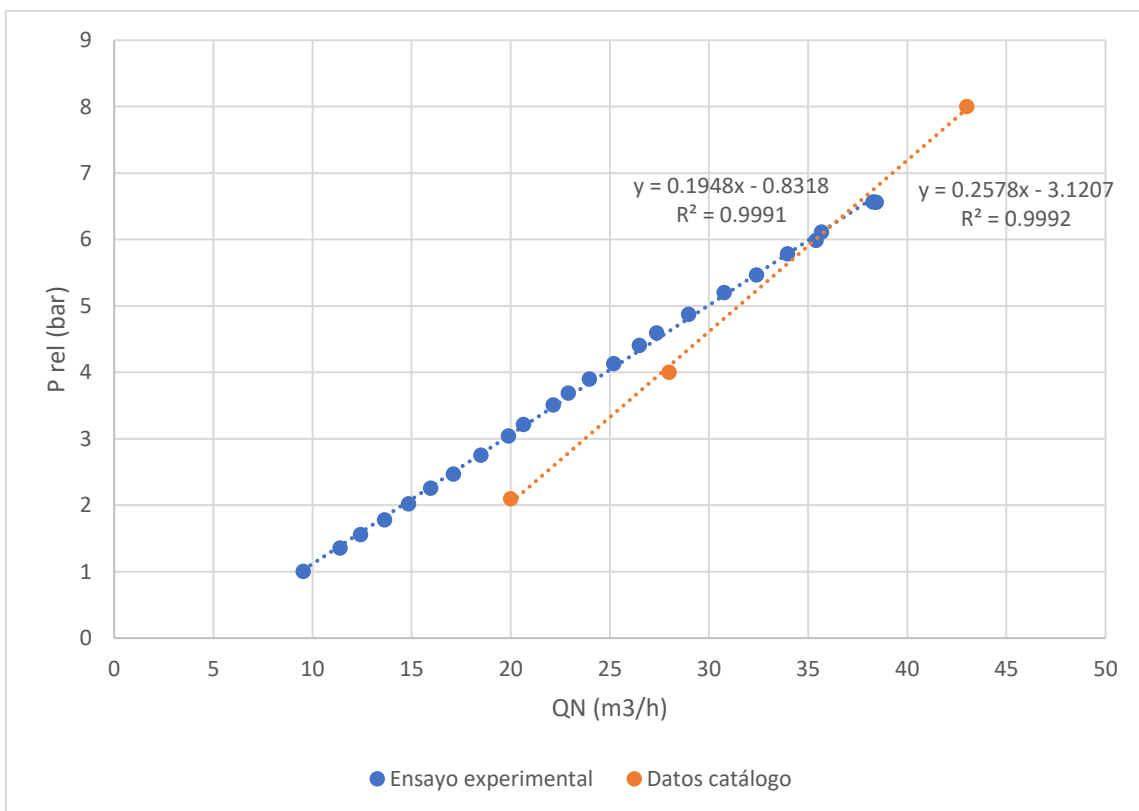


Figura II.0.8. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-3 DN 80 en su segundo ensayo

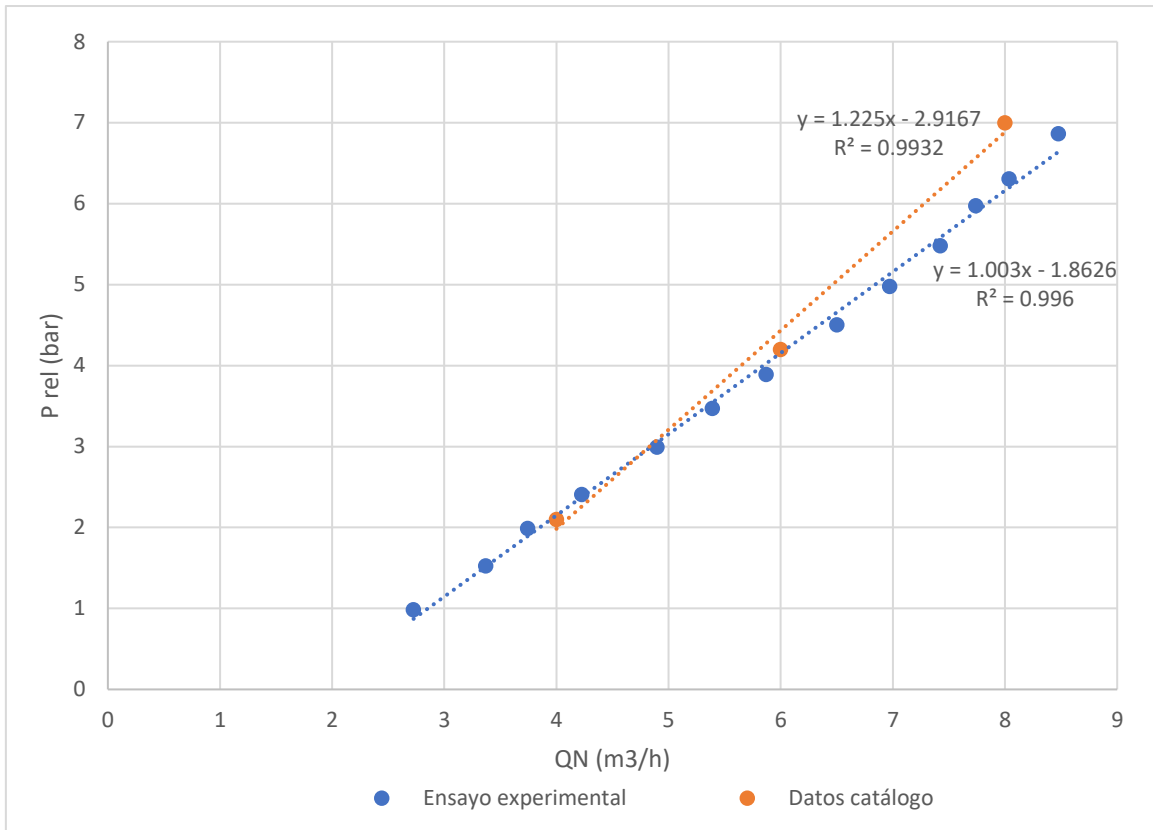


Figura II.0.9. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-4 DN 80 en su primer ensayo

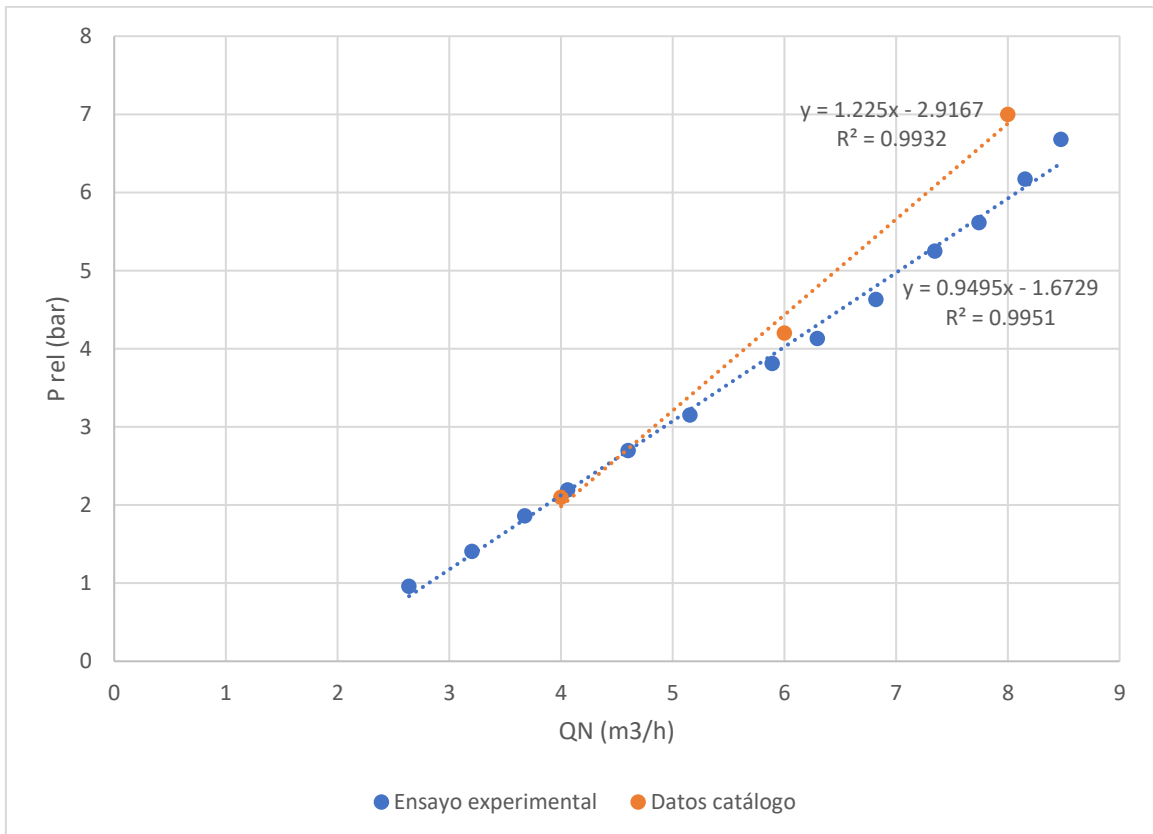


Figura II.0.10. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-4 DN 80 en su segundo ensayo

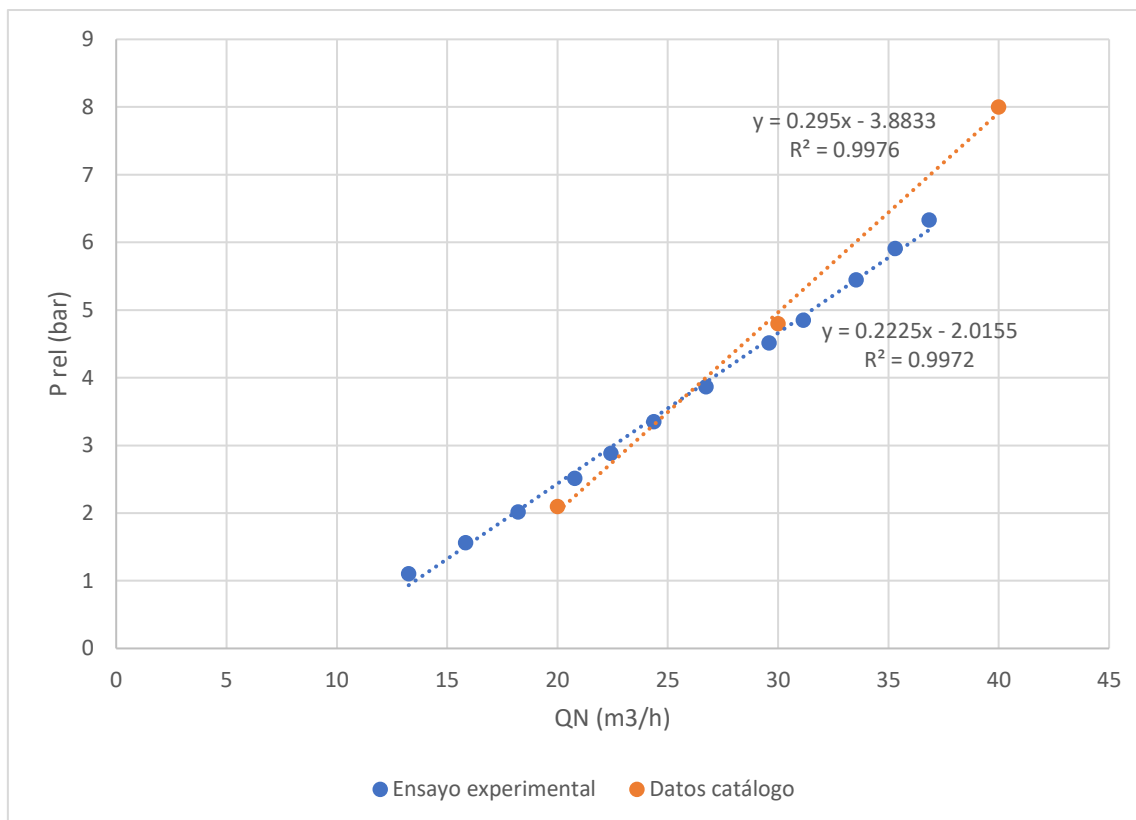


Figura II.0.11. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-4 DN 150 en su primer ensayo

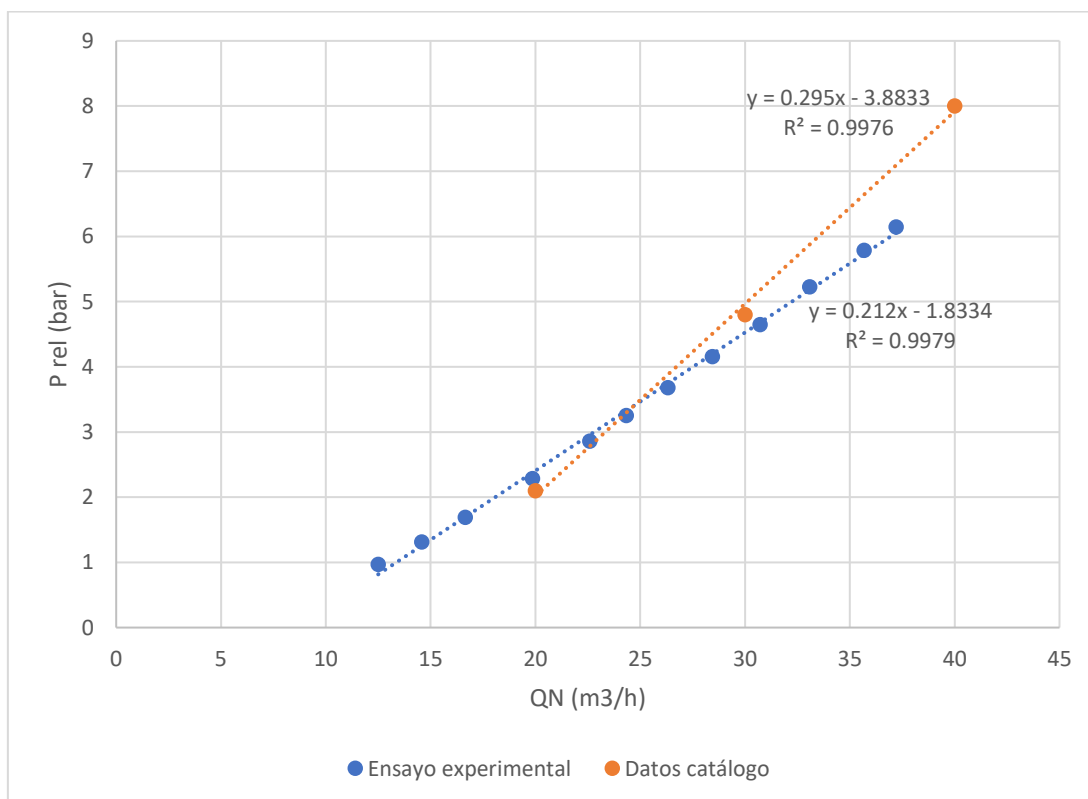


Figura II.0.12. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula A-4 DN 150 en su segundo ensayo

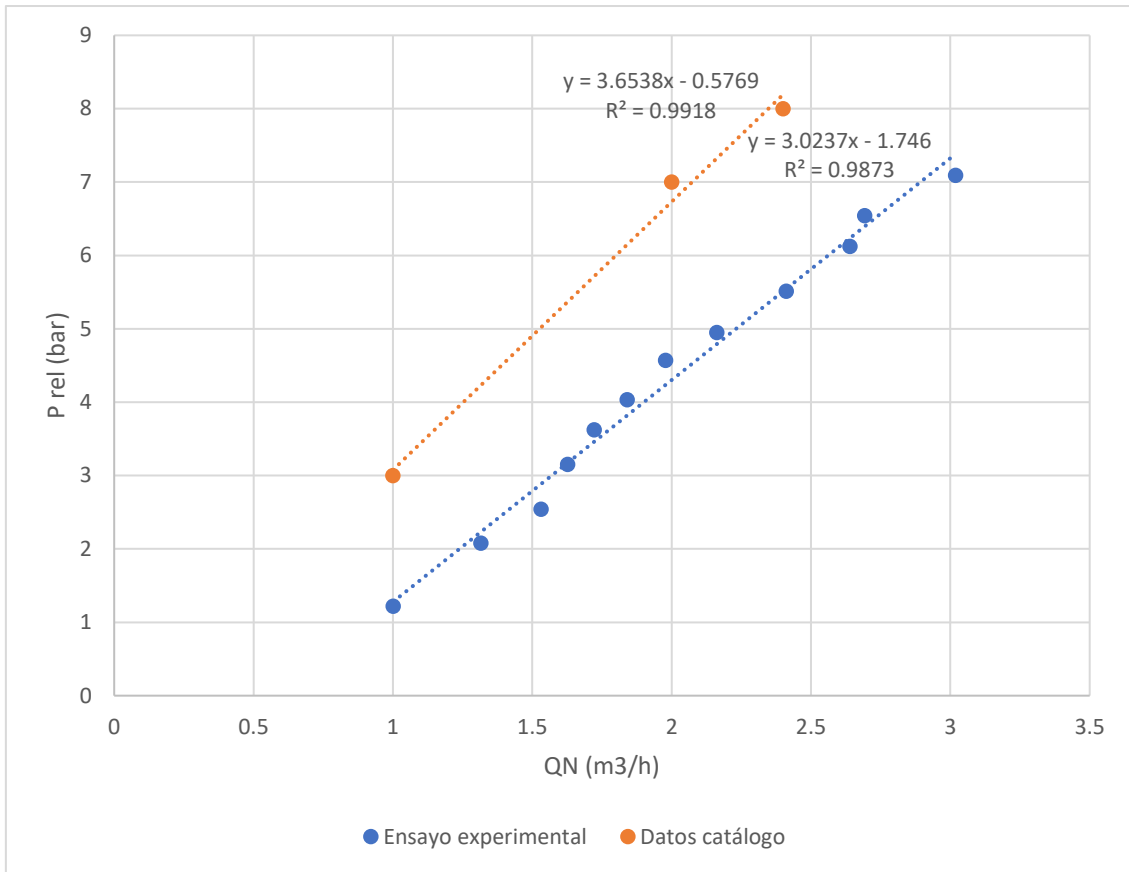


Figura II.0.13. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula B-1 DN 25 en su primer ensayo

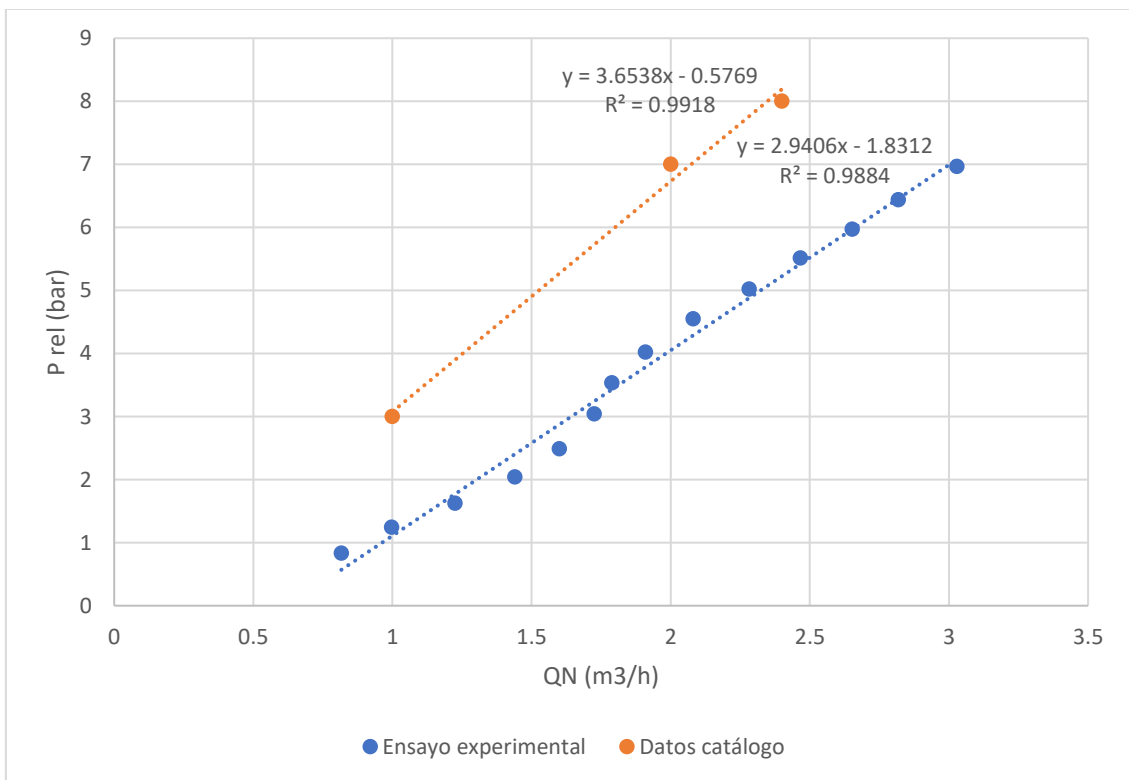


Figura II.0.14. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula B-1 DN 25 en su segundo ensayo

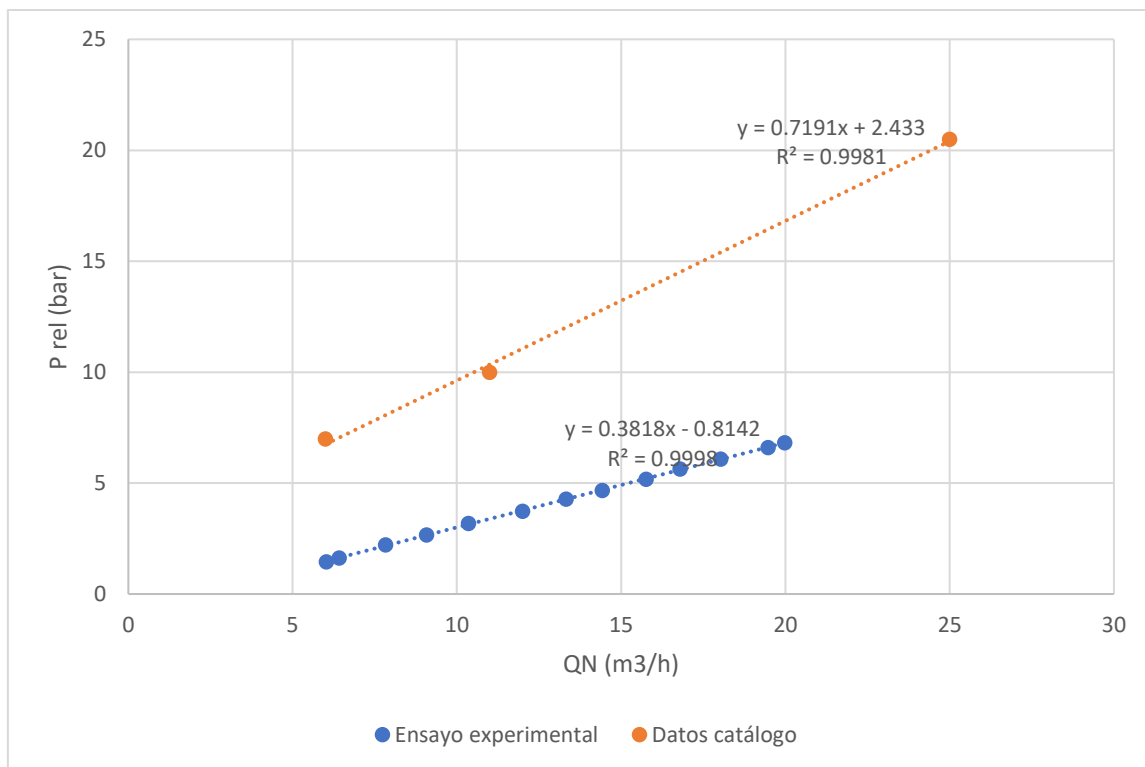


Figura II.0.15. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula B-2 DN 100 en su primer ensayo

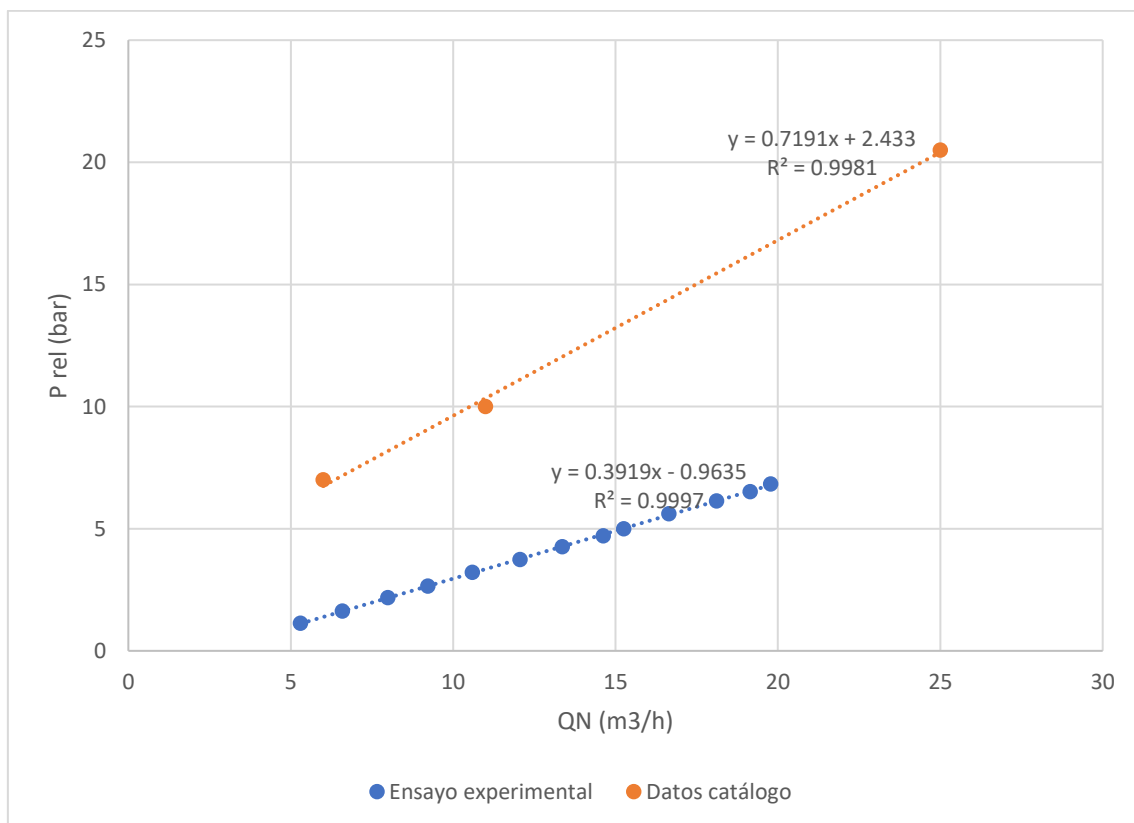


Figura II.0.16. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula B-2 DN 100 en su segundo ensayo

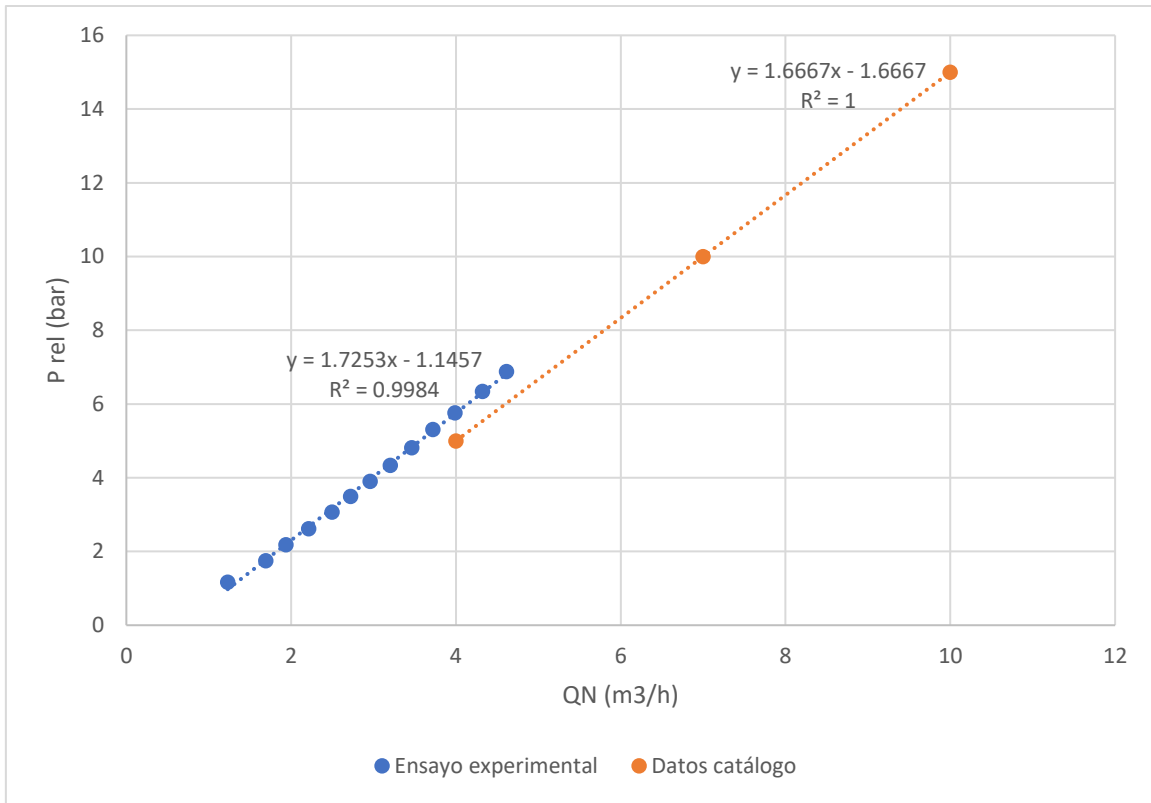


Figura II.0.17. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula B-3 DN 25 en su primer ensayo

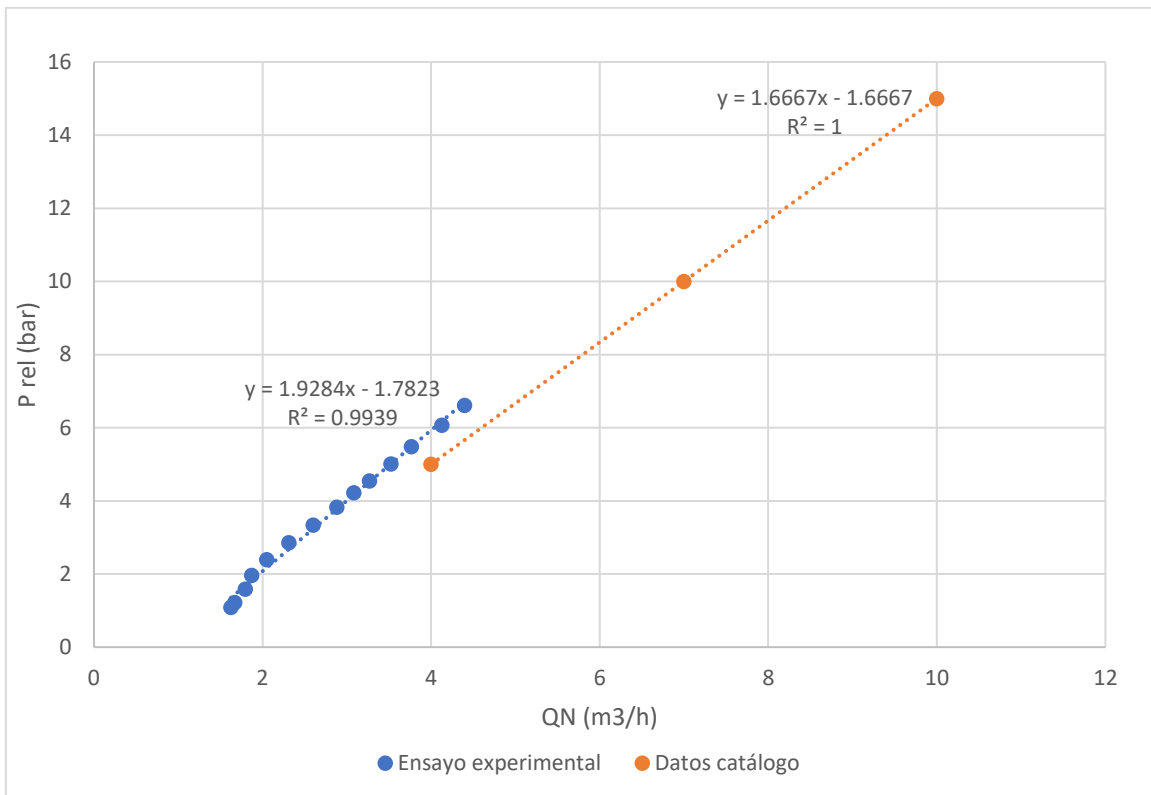


Figura II.0.18. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula B-3 DN 25 en su segundo ensayo

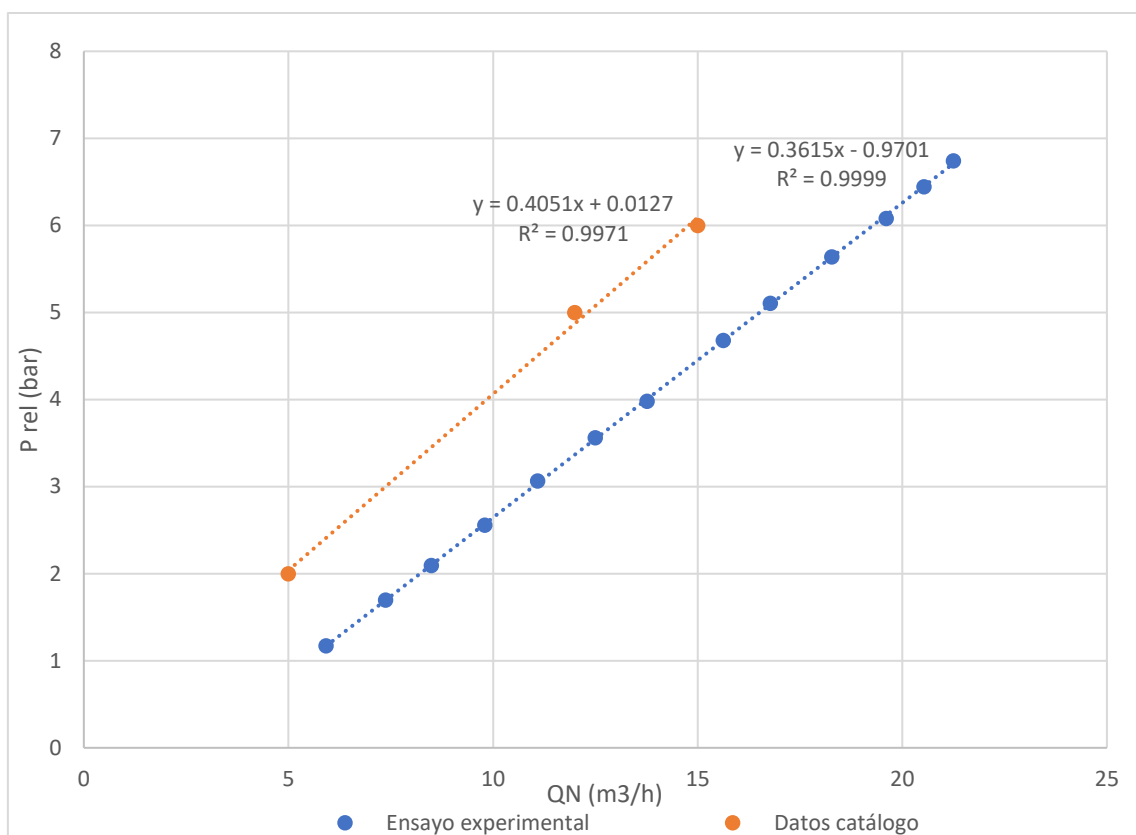


Figura II.0.19. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula J-1 DN 100 en su primer ensayo

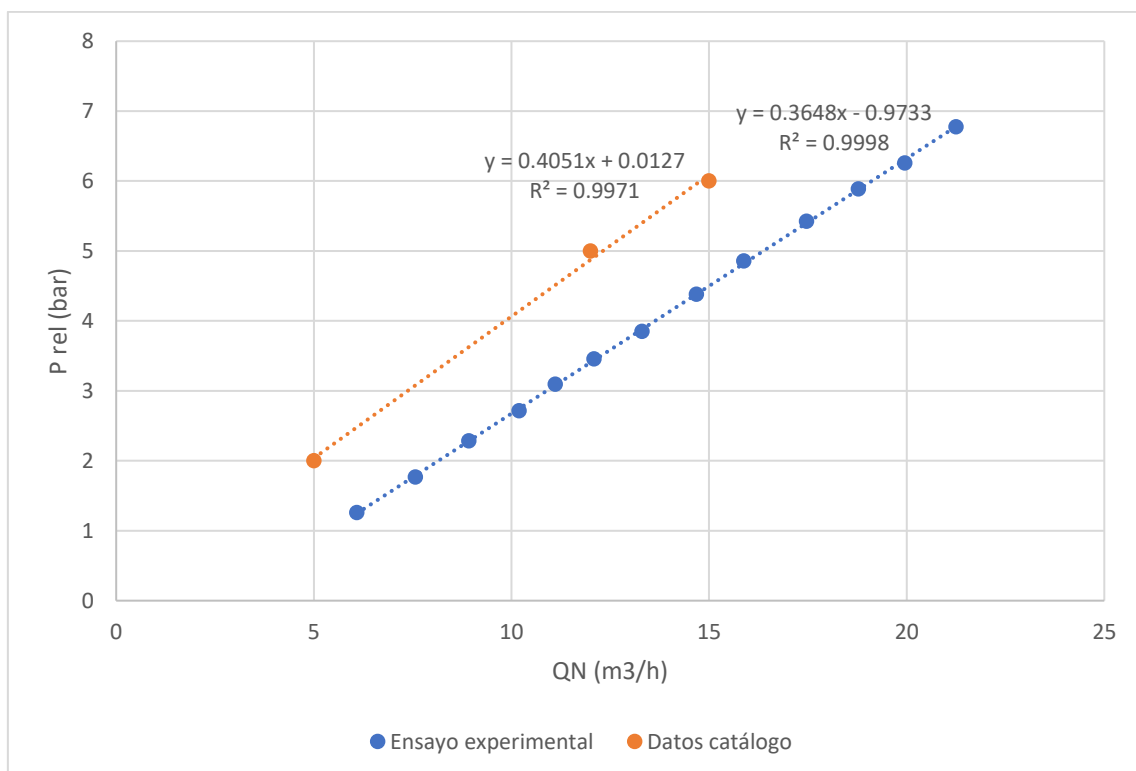


Figura II.0.20. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula J-1 DN 100 en su segundo ensayo

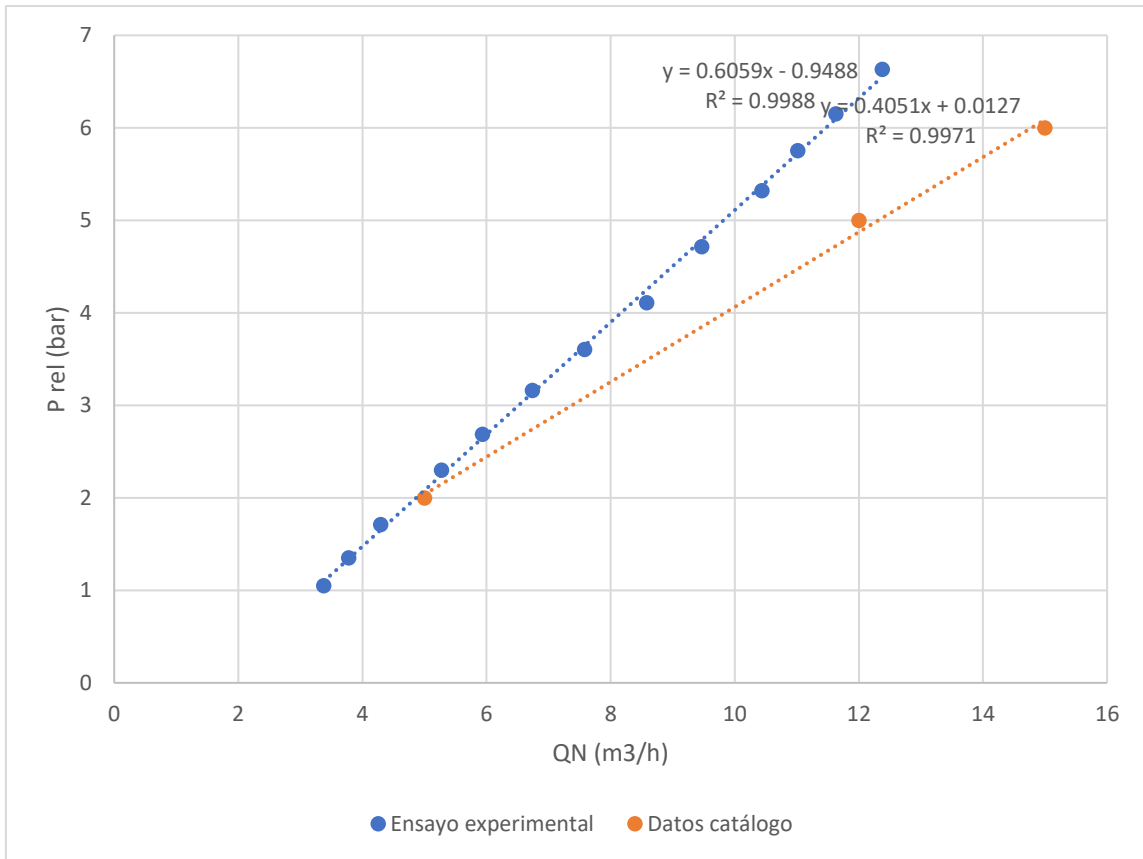


Figura II.0.21. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula J-2 DN 50 en su primer ensayo

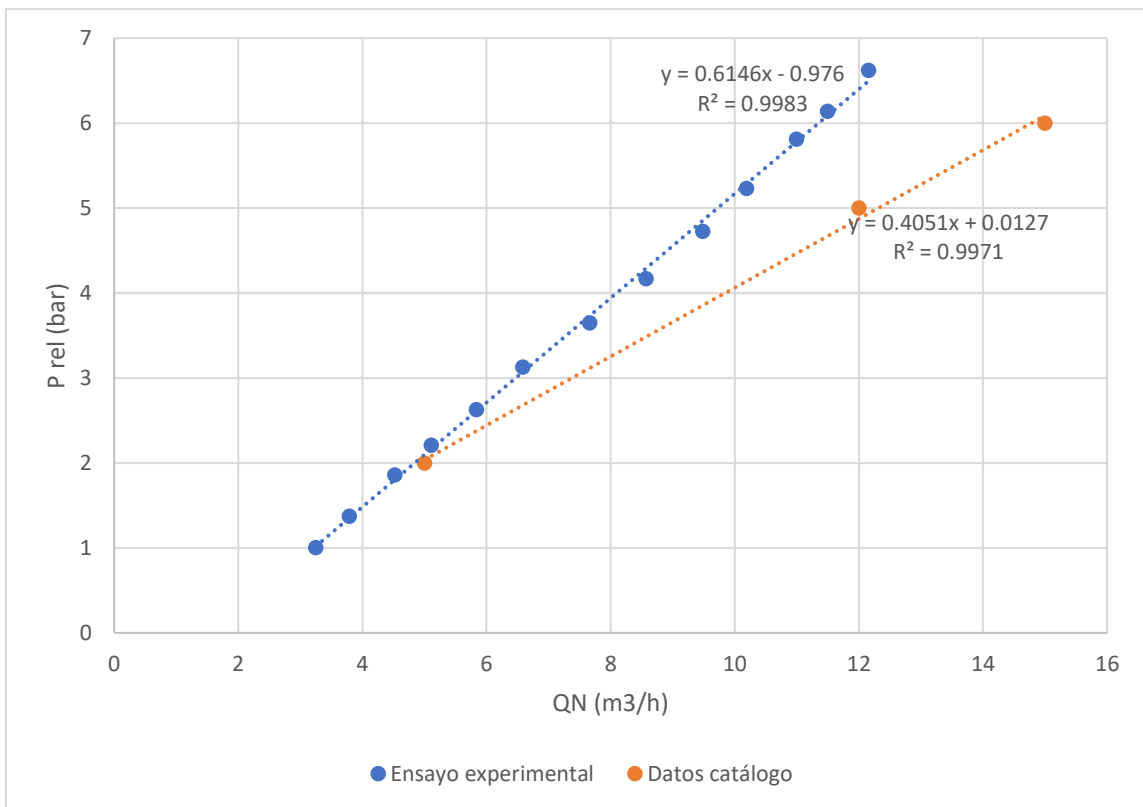


Figura II.0.22. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula J-2 DN 50 en su segundo ensayo

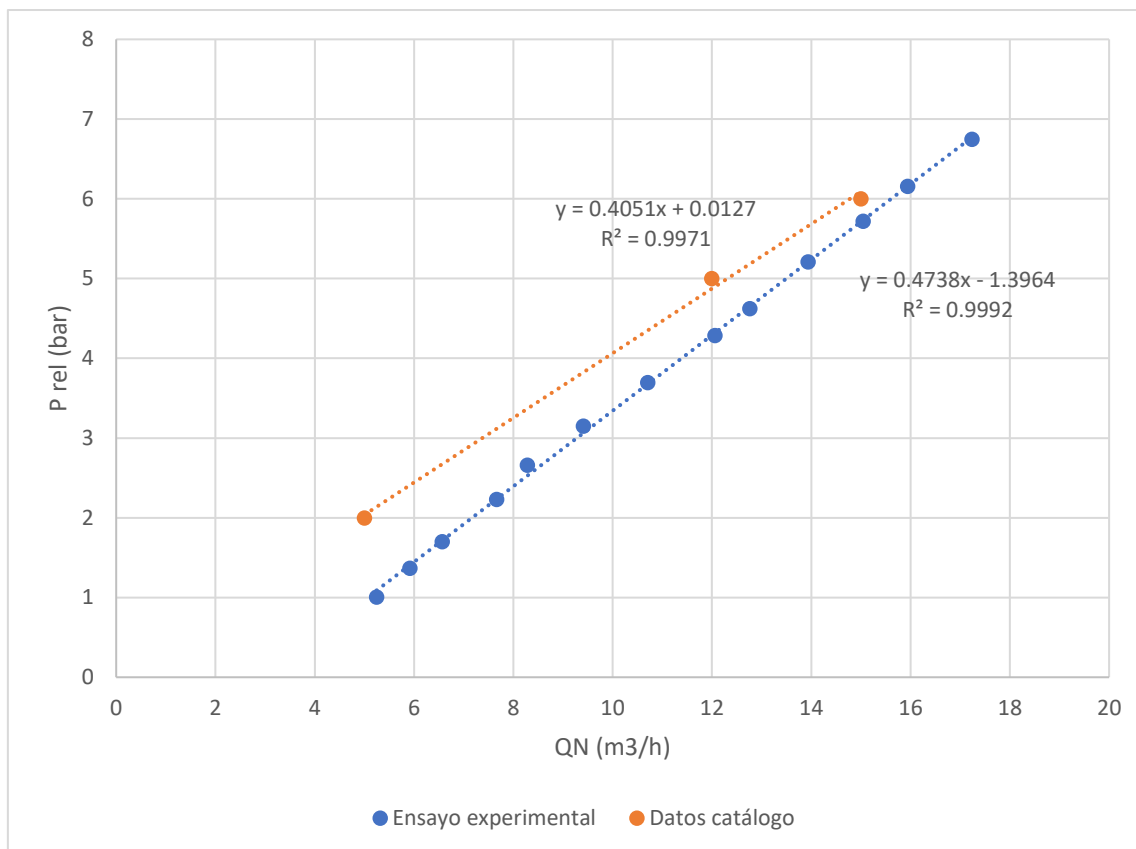


Figura II.0.23. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula J-2 DN 80 en su primer ensayo

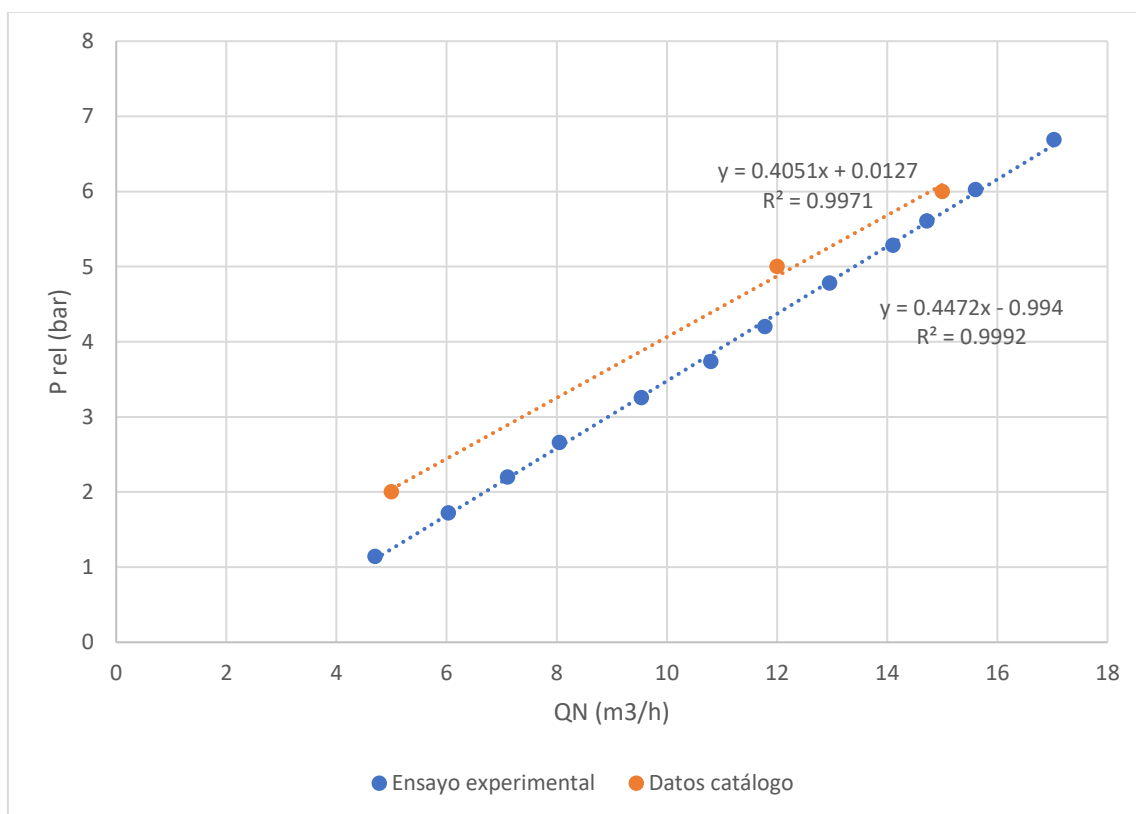


Figura II.0.24. Comparación de las gráficas obtenidas para la válvula J-2 DN 80 en su segundo ensayo





B.- PRESUPUESTO

En este apartado, se presentarán los cuadros de precio de los recursos que han sido necesarios para realizar este trabajo. Estos se dividirán en mano de obra y equipo. En mano de obra se considerarán el alumno, así como el tutor, el cotutor y las personas que ejercían su función en la empresa en el montaje y mantenimiento del banco de ensayo. Por su parte en equipo se hará una estimación del precio del banco de ensayo además del equipo informático necesario.

Cuando ya se presenten los cuadros, se presentará una hoja resumen con el presupuesto de ejecución material (PEM), el presupuesto de ejecución por contrata (PEC) y, en último lugar, el presupuesto base de licitación, es decir, el precio total del proyecto.



CUADRO DE PRECIOS DE MANO DE OBRA

1.1. Mano de obra						
Nº	Código	Unidad (u)	Descripción	Cantidad (u)	Precio (€/u)	Importe (€)
1	MO01	h	Graduado en Ingeniería Química	300	10	3000.00
2	MO02	h	Tutor del TFG - Supervisor	75	30	2250.00
3	MO03	h	Cotutor del TFG - Supervisor	40	30	1200.00
4	MO04	h	Brigada	150	8	1200.00
					Subtotal	7650.00
TOTAL CUADRO DE PRECIOS DE MANO DE OBRA						7650.00

El coste total de la mano de obra empleada asciende al valor de **SIETE MIL SEISCIENTOS CINCUENTA EUROS**.



CUADRO DE PRECIOS DE EQUIPOS

4.1. Equipos informáticos						
Nº	Código	Unidad (u)	Descripción	Cantidad (u)	Precio (€/u)	Importe (€)
1	EI01	h	Ordenador MSI Prestige 15 A12UD-054ES	1	1699.99	1699.99
2	EI02	h	Licencia Office 365	1	19.99	19.99
					Subtotal	1719.98
4.2. Banco de ensayo						
Nº	Código	Unidad (u)	Descripción	Cantidad (u)	Precio (€/u)	Importe (€)
1	BE01	h	Calderín 1500L	1	2773.93	2773.93
2	BE02	h	SCHMIDT IL 30.005	1	1456.36	1456.36
3	BE03	h	SCHMIDT MD 10.020	1	372	372
4	BE04	h	BERMAD 2HC	1	189.99	189.99
5	BE05	h	BD SENSOTEC 26600 G	1	262.35	262.35
6	BE06	h	Manómetro	2	14.99	29.98
7	BE07	h	Válvula de aislamiento	3	58	174
					Subtotal	5258.61
TOTAL CUADRO DE PRECIOS DE EQUIPOS						6978.59

El coste total del equipo empleado asciende al valor de **SEIS MIL NOVECIENTOS SETENTA Y OCHO EUROS CON CINCUENTA Y NUEVE CÉNTIMOS.**



PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL, POR CONTRATA Y BASE DE LICITACIÓN

Cuando se tiene el precio de cada uno de los cuadros de precio por separado, se realiza su suma y se obtiene el PEM. A partir de este aplicándole los gastos generales, se obtiene el PEC. Por último, se aplica el IVA (21%) y se obtiene el presupuesto base de licitación.

	Importe (€)
1. Cuadro de mano de obra	7650.00
2. Cuadro de equipos	6978.59
Presupuesto de ejecución material	14628.59

El presupuesto de ejecución material asciende al valor de **CATORCE MIL SEISCIENTOS VEINTIOCHO EUROS CON CINCUENTA Y NUEVE CÉNTIMOS.**

	Importe (€)
Presupuesto de ejecución material	14628.59
Gastos generales: 13%	1901.72
Beneficio industrial: 0%	0.00
Presupuesto de ejecución por contrata	16530.31

El presupuesto de ejecución por contrata asciende al valor de **DIECISEIS MIL QUINIENTOS TREINTA EUROS CON TREINTA Y UN CÉNTIMOS.**

	Importe (€)
Presupuesto de ejecución por contrata	16530.31
IVA: 21%	3471.36
Presupuesto base de licitación	20001.67

El presupuesto base de licitación asciende al valor de **VEINTE MIL UN EUROS CON SESENTA Y SIETE CÉNTIMOS.**





C.- PLANO



- DN salida calderín
- DN 15
- DN 50
- DN 100

