

# Desarrollo de guiones de prácticas para las asignaturas del Área de Mecánica de Fluidos



Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo Fin de Grado

Alumna: Rebeca Espada Maquirriain

Tutora: Alexia Torres Salcedo

Pamplona, noviembre 2017



## Resumen:

El presente Trabajo Fin de Grado consiste en el desarrollo de una serie de guiones de prácticas que se emplearán en diferentes materias del Área de Mecánica de Fluidos. Esta área pertenece al Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales de la UPNA.

Se han desarrollado un total de tres prácticas y para su elaboración se han realizado diversos ensayos con las turbomáquinas instaladas en el taller de Mecánica de Fluidos. Las dos primeras prácticas corresponden al estudio experimental de dos turbinas de acción: una Turgo y una Pelton. Dichas turbinas fueron estudiadas hace años pero con el paso del tiempo han sufrido modificaciones y los guiones existentes han quedado obsoletos. Finalmente, se plantea una práctica nueva consistente en el estudio experimental de un ventilador centrífugo.

Palabras clave: Turbomáquinas, prácticas, turbinas, ventilador centrífugo, Pelton, Turgo.

## Abstract:

This present TFG consists of the development of some practices that will be used in the area of Fluid Mechanics. This area belongs to the Mechanical, Energetics and Materials Engineering Department of UPNA.

A total of three practices have been developed and several tests have been carried out with the turbomachines located in the Fluid Mechanics laboratory. The first two practices correspond to the experimental study of two action turbines: a Turgo and a Pelton. These turbines were studied years ago but they have suffered several modifications and the existing guides have become obsolete. Finally, a new practice is proposed consisting of the experimental study of a centrifugal fan.

Key words: Turbomachinery, practices, turbines, centrifugal fan, Pelton, Turgo.

---



---

Índice	
<b>1. Planteamiento y objetivos</b>	9
<b>2. Introducción</b>	13
2.1. Equipos utilizados en la realización de los guiones	13
<b>3. Metodología docente de los guiones de prácticas</b>	23
<b>4. Guiones de prácticas</b>	27
4.1 Estudio experimental de una turbina Turgo	29
4.1.1 Guion para el profesorado	29
4.1.2. Guion para el alumnado	62
4.2. Estudio experimental de una turbina Pelton	88
4.2.1. Guion para el profesorado	88
4.2.2. Guion para el alumnado	118
4.3. Estudio experimental de un ventilador	142
4.3.1. Guion para el profesorado	142
4.3.2. Guion para el alumnado	168
<b>5. Conclusiones y trabajos futuros</b>	191
5.1 Conclusiones generales	191
5.2 Conclusiones particulares	191
5.3 Trabajos futuros	193
<b>6. Bibliografía</b>	197



Índice de figuras

Figura 1. Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas .....	13
Figura 2. Bomba centrífuga .....	14
Figura 3. Turbina Turgo.....	15
Figura 4. Turbina Pelton.....	15
Figura 5. Ventilador centrífugo .....	16
Figura 6. Cuadro de tuberías.....	16
Figura 7. Caudalímetro electromagnético .....	17
Figura 8. Manómetro diferencial .....	17
Figura 9. Manómetro.....	18
Figura 10. Medidor de par.....	18
Figura 11. Tacómetro.....	19
Figura 12. Barómetro.....	19
Figura 13. Inyector turbina Turgo.....	32
Figura 14. Sección inyector turbina Turgo.....	33
Figura 15. Geometría sección chorro [1] .....	34
Figura 16. Gráfica altura caudal bomba y turbina .....	35
Figura 17. Gráfica presión frente a caudal.....	36
Figura 18. Esquema montaje turbina .....	37
Figura 19. Cuadro montaje turbina Turgo .....	38
Figura 20. Conexionado manómetro.....	38
Figura 21. Rendimiento del inyector frente a apertura .....	41
Figura 22. Gráfica caudal medio frente a x .....	53
Figura 23. Gráfica diámetro del chorro frente a x.....	54
Figura 24. Gráfica velocidad absoluta del chorro frente a x .....	54
Figura 25. Gráfica K frente a x .....	54
Figura 26. Gráfica coeficiente de contracción frente a x.....	55
Figura 27. Gráfica cociente K frente a x .....	55
Figura 28. Gráfica rendimiento total frente a rpm.....	56
Figura 29. Gráfica colina de rendimientos total .....	56
Figura 30. Gráfica rendimiento del rodete frente a rpm .....	57
Figura 31. Gráfica colina de rendimientos del rodete.....	57
Figura 13. Inyector turbina Turgo.....	64
Figura 14. Sección inyector turbina Turgo.....	65
Figura 15. Geometría sección chorro [1] .....	66
Figura 16. Gráfica altura caudal bomba y turbina .....	67
Figura 17. Gráfica presión frente a caudal .....	68
Figura 18. Esquema montaje turbina .....	70
Figura 19. Cuadro de montaje turbina Turgo.....	70
Figura 20. Conexionado manómetro.....	71
Figura 21. Rendimiento del inyector frente a apertura .....	74
Figura 32. Inyector turbina Pelton.....	90
Figura 33. Geometría sección chorro [1] .....	91
Figura 34. Gráfica altura caudal bomba y turbina .....	92
Figura 35. Gráfica presión frente a caudal.....	92

Figura 36. Esquema montaje turbina .....	94
Figura 37. Cuadro de montaje turbina Pelton .....	95
Figura 38. Conexionado manómetro.....	95
Figura 39. Rendimiento del inyector frente a apertura .....	98
Figura 40. Gráfica caudal medio frente a x .....	110
Figura 41. Gráfica diámetro del chorro frente a x.....	111
Figura 42. Gráfica velocidad absoluta del chorro frente a x .....	111
Figura 43. Gráfica K frente a x .....	112
Figura 44. Gráfica coeficiente de contracción frente a x.....	112
Figura 45. Gráfica cociente K frente a x .....	113
Figura 46. Gráfica rendimiento total frente a rpm.....	113
Figura 47. Gráfica colina de rendimientos total .....	114
Figura 48. Gráfica rendimiento del rodete frente a rpm .....	114
Figura 49. Gráfica colina de rendimientos del rodete .....	115
Figura 32. Inyector turbina Pelton.....	120
Figura 33. Geometría sección chorro [1] .....	120
Figura 34. Gráfica altura caudal bomba y turbina .....	121
Figura 35. Gráfica presión frente a caudal .....	122
Figura 36. Esquema montaje turbina .....	124
Figura 37. Cuadro de montaje turbina Pelton .....	124
Figura 38. Conexionado manómetro.....	125
Figura 39. Rendimiento del inyector frente a apertura .....	128
Figura 50. Ventilador centrífugo.....	143
Figura 51. Calibración de la tobera.....	144
Figura 52. Barómetro .....	145
Figura 53. Esquema montaje ventilador .....	146
Figura 54. Conexionado ventilador.....	147
Figura 55. Conexión manómetro y tobera .....	147
Figura 56. Compuerta entrada aire ventilador .....	148
Figura 57. Gráfica ventilador presión caudal .....	162
Figura 58. Gráfica ventilador potencia del rodete frente a caudal .....	162
Figura 59. Gráfica ventilador potencia neta frente a caudal.....	163
Figura 60. Gráfica ventilador presión frente a apertura.....	163
Figura 61. Gráfica ventilador caudal frente a apertura .....	164
Figura 62. Gráfico ventilador rendimiento frente a caudal .....	164
Figura 50. Ventilador centrífugo.....	169
Figura 51. Calibración de la tobera.....	170
Figura 52. Barómetro .....	171
Figura 53. Esquema montaje ventilador .....	172
Figura 54. Conexionado ventilador.....	173
Figura 55. Conexión manómetro y tobera .....	174
Figura 56. Compuerta entrada aire ventilador .....	175

Índice de tablas

Tabla 1. Resultados experimentales Turgo 3 vueltas.....	39
Tabla 2. Resultados experimentales Turgo 6 vueltas.....	39
Tabla 3. Resultados experimentales Turgo 9 vueltas.....	40
Tabla 4. Resultados experimentales Turgo 12 vueltas .....	40
Tabla 5. Datos por vuelta .....	42
Tabla 6. Resultados Turgo 3 vueltas.....	43
Tabla 6. Resultados Turgo 3 vueltas (continuación).....	44
Tabla 7. Resultados Turgo 6 vueltas.....	45
Tabla 7. Resultados Turgo 6 vueltas (continuación).....	46
Tabla 8. Resultados Turgo 9 vueltas.....	47
Tabla 8. Resultados Turgo 9 vueltas (continuación).....	48
Tabla 9. Resultados Turgo 12 vueltas .....	49
Tabla 9. Resultados Turgo 12 vueltas (continuación) .....	50
Tabla 10. Comparativa de diámetros .....	59
Tabla 1. Resultados experimentales Turgo 3 vueltas.....	71
Tabla 2. Resultados experimentales Turgo 6 vueltas.....	72
Tabla 3. Resultados experimentales Turgo 9 vueltas.....	72
Tabla 4. Resultados experimentales Turgo 12 vueltas .....	73
Tabla 5. Datos por vuelta .....	74
Tabla 6. Resultados Turgo 3 vueltas.....	75
Tabla 6. Resultados Turgo 3 vueltas (continuación).....	76
Tabla 7. Resultados Turgo 6 vueltas.....	77
Tabla 7. Resultados Turgo 6 vueltas (continuación).....	78
Tabla 8. Resultados Turgo 9 vueltas.....	79
Tabla 8. Resultados Turgo 9 vueltas (continuación).....	80
Tabla 9. Resultados Turgo 12 vueltas .....	81
Tabla 9. Resultados Turgo 12 vueltas (continuación) .....	82
Tabla 11. Resultados experimentales Pelton 2 vueltas .....	96
Tabla 12. Resultados experimentales Pelton 5 vueltas .....	96
Tabla 13. Resultados experimentales Pelton 8 vueltas .....	97
Tabla 14. Resultados experimentales Turgo 12 vueltas .....	97
Tabla 15. Datos por vuelta.....	99
Tabla 16. Resultados Pelton 2 vueltas.....	100
Tabla 16. Resultados Pelton 2 vueltas (continuación) .....	101
Tabla 17. Resultados Pelton 5 vueltas.....	102
Tabla 17. Resultados Pelton 5 vueltas (continuación) .....	103
Tabla 18. Resultados Pelton 8 vueltas.....	104
Tabla 18. Resultados Pelton 8 vueltas (continuación) .....	105
Tabla 19. Resultados Pelton 11 vueltas .....	106
Tabla 19. Resultados Pelton 11 vueltas (continuación) .....	107
Tabla 20. Comparativa de diámetros .....	116
Tabla 11. Resultados experimentales Pelton 2 vueltas .....	125
Tabla 12. Resultados experimentales Pelton 5 vueltas .....	126
Tabla 13. Resultados experimentales Pelton 8 vueltas .....	126
Tabla 14. Resultados experimentales Turgo 12 vueltas .....	127

Tabla 15. Datos por vuelta .....	128
Tabla 16. Resultados Pelton 2 vueltas.....	129
Tabla 16. Resultados Pelton 2 vueltas (continuación) .....	130
Tabla 17. Resultados Pelton 5 vueltas.....	131
Tabla 17. Resultados Pelton 5 vueltas (continuación) .....	132
Tabla 18. Resultados Pelton 8 vueltas.....	133
Tabla 18. Resultados Pelton 8 vueltas (continuación) .....	134
Tabla 19. Resultados Pelton 11 vueltas .....	135
Tabla 19. Resultados Pelton 11 vueltas (continuación) .....	136
Tabla 21. Resultados experimentales ventilador velocidad alta primera medición .....	149
Tabla 22. Resultados experimentales ventilador velocidad alta segunda medición.....	149
Tabla 23. Resultados experimentales ventilador velocidad alta tercera medición .....	150
Tabla 24. Resultados experimentales ventilador velocidad alta cuarta medición.....	150
Tabla 25. Resultados experimentales ventilador velocidad baja primera medición ....	151
Tabla 26. Resultados experimentales ventilador velocidad baja segunda medición ..	151
Tabla 27. Resultados experimentales ventilador velocidad baja tercera medición .....	152
Tabla 28. Resultados ventilador velocidad alta .....	153
Tabla 29. Resultados ventilador corregidos a 1815 rpm.....	155
Tabla 30. Resultados ventilador corregidos a 2265 rpm.....	156
Tabla 31. Resultados ventilador corregidos a 2715 rpm.....	157
Tabla 32. Resultados ventilador corregidos a 3165 rpm.....	158
Tabla 33. Resultados ventilador velocidad baja .....	159
Tabla 21. Resultados experimentales ventilador velocidad alta primera medición .....	176
Tabla 22. Resultados experimentales ventilador velocidad alta segunda medición.....	176
Tabla 23. Resultados experimentales ventilador velocidad alta tercera medición .....	177
Tabla 24. Resultados experimentales ventilador velocidad alta cuarta medición.....	177
Tabla 25. Resultados experimentales ventilador velocidad baja primera medición ....	178
Tabla 26. Resultados experimentales ventilador velocidad baja segunda medición ..	178
Tabla 27. Resultados experimentales ventilador velocidad baja tercera medición .....	179
Tabla 28. Resultados ventilador velocidad alta .....	180
Tabla 29. Resultados ventilador corregidos a 1815 rpm.....	182
Tabla 30. Resultados ventilador corregidos a 2265 rpm.....	183
Tabla 31. Resultados ventilador corregidos a 2715 rpm.....	184
Tabla 32. Resultados ventilador corregidos a 3165 rpm.....	185
Tabla 33. Resultados ventilador velocidad baja .....	186

**CAPÍTULO 1:  
PLANTEAMIENTO  
Y  
OBJETIVOS**



## 1. Planteamiento y objetivos

El presente Trabajo Fin de Grado tiene como objetivo el desarrollo de una serie de guiones de prácticas que se emplearán para la impartición de las clases prácticas de las materias del Área de Mecánica de Fluidos. Esta área pertenece al Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales de la UPNA. En la actualidad existen una serie de guiones de prácticas que se siguen utilizando pero que se encuentran obsoletos. Por tanto, en el presente Trabajo Fin de Grado se llevarán a cabo dos tareas: una primera de mejora y actualización de los guiones ya existentes, y una segunda de desarrollo de nuevos guiones de prácticas.

Se han desarrollado un total de tres prácticas y para su elaboración se ha procedido al ensayo de las turbinas Turgo, Pelton y del ventilador centrífugo localizado en el laboratorio de Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas del edificio de talleres de la UPNA. Las dos primeras prácticas corresponden al estudio experimental de dos turbinas de acción: una Turgo y una Pelton. De estas dos turbinas ya se disponían guiones pero, como se demostrará más adelante, dichos guiones se encuentran obsoletos debido a cambios en las instalaciones y modificaciones en las propias turbomáquinas. Por último, se ha desarrollado una nueva práctica correspondiente al estudio experimental de un ventilador centrífugo. Dicho ventilador había sido reacondicionado y calibrado en el pasado pero no se había analizado desde el punto de vista de la realización de prácticas con alumnos.

Este trabajo Fin de Grado permitirá a futuros alumnos de asignaturas pertenecientes al Área de Mecánica de Fluidos visualizar en la práctica los conceptos teóricos vistos en clase así como brindar la oportunidad al profesorado de ampliar la oferta y variedad de clases prácticas a impartir.



## **CAPÍTULO 2: INTRODUCCIÓN**



## 2. Introducción

Se han realizado múltiples ensayos para poder afirmar con una cierta confianza que los resultados que obtendrán los alumnos en el futuro se van a aproximar a los plasmados en este Trabajo Fin de Grado.

Como la realización de la práctica debe tener una duración en talleres como máximo de dos horas se han ajustado los datos a obtener a esta duración. Primeramente se ha realizado una medición de prueba para detectar la zona de trabajo de la turbomáquina y se han escogido los puntos más relevantes para representar el funcionamiento de la misma en el guion. A continuación se han realizado varias mediciones en días alternos. Una vez obtenidas dichas mediciones se ha realizado una media de cada dato y observando su desviación se ha procedido a su aceptación o a la repetición de la medición.

### 2.1. Equipos utilizados en la realización de los guiones

Todos los equipos nombrados a continuación se encuentran ubicados en el laboratorio de mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas del edificio de talleres de la UPNA. Este laboratorio cuenta con dos turbinas Pelton, dos Francis, dos Kaplan, una Turgo y una Banki. En cada panel de cada turbina se encuentra una bomba centrífuga y varias válvulas, manómetros etc. También cuenta con un ventilador centrífugo y dos bancos de ensayos del golpe de ariete. A continuación en la Figura 1 se muestra una imagen general del mismo.



Figura 1. Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas

Cabe comentar que la mayoría de las turbinas y equipos fueron realizados con anterioridad al año 2000 por lo que han sufrido distintas modificaciones y problemáticas en torno a las necesidades de mantenimiento.

#### 2.1.1. Bomba centrífuga

La bomba centrífuga mostrada en la Figura 2 y necesaria para mover el fluido por el circuito es de una etapa. Su eje es horizontal, la aspiración es axial y la impulsión radial. Puede funcionar a dos velocidades 1000 y 1500 rpm. En las mediciones que se han realizado en este Trabajo Fin de Grado se han utilizado siempre las bombas a 1500 rpm. La altura máxima en metros de columna de agua que puede proporcionar esta bomba en el circuito es aproximadamente de 22.



Figura 2. Bomba centrífuga

#### 2.1.2. Turbina Turgo

La turbina mostrada en la Figura 3 es de acción y realizada en 1998 por Javier Sanz Corretge. Dispone de un inyector que se encarga de regular el flujo de agua entrante al rodete lo que modifica el funcionamiento de la turbina al ser una turbina de acción.



Figura 3. Turbina Turgo

### 2.1.3. Turbina Pelton

La turbina mostrada en la Figura 4 es de acción y realizada en 1995 por David Astráin Ulibarrena. Al igual que la Turgo es una turbina de acción.



Figura 4. Turbina Pelton

### 2.1.4. Ventilador centrífugo

El ventilador que se aprecia en la Figura 5 aspira por el tubo dispuesto aire del ambiente del laboratorio, pasa por el rodete y lo expulsa de manera radial por el tubo superior. Al equipo inicial se le incorporó en su día un medidor de par y de revoluciones por minuto electrónico y una tobera calibrada al final del tubo.



Figura 5. Ventilador centrífugo

### 2.1.5. Cuadro de tuberías

Como se puede ver en la Figura 6 consta de cinco tuberías paralelas, una de aspiración que gracias a la bomba recoge el agua del tanque y cuatro de impulsión que tienen diámetros diferentes dos a dos. Se encuentran incorporados al mismo válvulas de diferente tipo, codos, un venturi, caudalímetro, manómetros... Así como puntos donde realizar diferentes tomas de presión. En definitiva, lo necesario para realizar las mediciones necesarias correctamente.



Figura 6. Cuadro de tuberías

### 2.1.6. Caudalímetro electromagnético

Dispositivo que mediante un campo magnético es capaz de conocer la velocidad del agua a su paso por el mismo. Está configurado para reflejar el caudal en m<sup>3</sup>/h y tiene una precisión de centésimas. Al ser un sistema sin partes móviles no interfiere con el caudal circulante. Su forma externa se muestra en la Figura 7.



Figura 7. Caudalímetro electromagnético

### 2.1.7. Manómetro diferencial

Dispositivo que mide la diferencia de presiones entre dos puntos y muestra en pantalla el resultado. Está configurado para mostrarlo en bares. Consiste en dos cámaras separadas por una membrana. El desplazamiento de esta membrana debido a la diferencia de presiones es la clave de su funcionamiento. Se muestra en la Figura 8.



Figura 8. Manómetro diferencial

### 2.1.8. Manómetro de columna de agua

Indicador mostrado en la Figura 9 que mediante una columna de agua muestra la diferencia de presiones entre dos puntos.



Figura 9. Manómetro

#### 2.1.9. Medidores de par

Consta de un columpio conectado a un display que muestra el valor numérico del par ejercido sobre el eje de la turbina. Como se aprecia en la Figura 10 el columpio consta de un brazo que ejerce más o menos fuerza sobre la pieza rectangular.



Figura 10. Medidor de par

#### 2.1.10. Tacómetro

Como se ve en la Figura 11 se compone de un sensor inductivo que mediante una rueda dentada acoplada al eje y una relación configurada previamente con el número de dientes es capaz de determinar y mostrar en el display las revoluciones por minuto a las que gira el eje de la turbina.



Figura 11. Tacómetro

### 2.1.11. Barómetro

Mostrado en la Figura 12 es empleado para medir la presión atmosférica en milímetros de columna de mercurio. Tiene una apreciación de unidad en mmHg y de dos unidades para mbar.



Figura 12. Barómetro.



**CAPÍTULO 3:  
METODOLOGÍA DOCENTE  
DE LOS GUIONES**



### 3. Metodología docente de los guiones de prácticas

Los presentes guiones tienen como objetivo aportar al alumno una formación práctica a los fundamentos teóricos explicados en las clases de aula. Es por ello que se ha tratado de desarrollar su contenido lo más claro y conciso posible dentro del marco ingenieril. Teniendo claro que estos guiones van dirigidos a un alumnado con conocimientos teóricos previos de la materia se han estructurado los guiones de la siguiente manera:

Al inicio de la práctica se enumeran los objetivos que se desean obtener con la realización de la misma. Estos objetivos permiten al alumno conocer el enfoque global de la práctica así como enfatizar en los conceptos que van a ser de estudio en la misma. A continuación, en la introducción, se describen los fundamentos teóricos de la práctica. Estos conocimientos ya han sido explicados en clase pero resultan de gran ayuda recordarlos para la correcta elaboración de la práctica. En tercer lugar, se encuentra el apartado llamado instalación y montaje, en el que se explica apoyado mediante diversas figuras los elementos necesarios para realización de la práctica y su correcto conexionado. En el apartado toma de datos se describen los valores a obtener que son interés de estudio y cómo obtenerlos correctamente. En este apartado se incluyen las tablas a completar durante la realización de la práctica en el taller. Hay que tener en cuenta que se ha ajustado la cantidad de datos exigida por la práctica a una duración acorde al tiempo dispuesto para ello que es aproximadamente de dos horas. Posteriormente se proporciona el desarrollo analítico y matemático a utilizar para la consecución de los resultados y gráficas que resultan de interés. Finalmente, se incluye un apartado de conclusiones en el que se han de comentar los resultados más relevantes y los objetivos alcanzados.



**CAPÍTULO 4:  
GUIONES DE PRÁCTICAS**



#### **4. Guiones de prácticas**

A continuación se exponen los guiones de prácticas desarrollados en este Trabajo Fin de Grado. De cada práctica se han desarrollado dos guiones: uno para el alumno y el otro para el profesor. El guion destinado al alumnado está diseñado para su inmediata impresión, lectura y rellenado de datos. El guion del profesorado incluye la toma de datos, resultados gráficos y analíticos y las conclusiones necesarias para la determinación de la correcta realización de la práctica por alumnos futuros.

Los guiones de prácticas desarrollados en este Trabajo Fin de Grado son:

- 4.1. Estudio experimental de una turbina Turgo
- 4.2. Estudio experimental de una turbina Pelton
- 4.3. Estudio experimental de un ventilador centrífugo



# ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA TURGO

- Guion para el profesorado -





## 1. Objetivos

- Determinar el punto de diseño de la turbina así como sus velocidades específicas.
- Deducir experimentalmente las curvas y colinas de rendimientos total de la turbina y del rodete.
- Analizar la influencia del grado de apertura del inyector en el comportamiento de la turbina.
- Estudiar el comportamiento real de la turbina.

## 2. Introducción y fundamentos teóricos

La turbina Turgo es una turbina cuya invención se atribuye a Eric Crewdson (USA, 1920). Es una turbina de acción axial que sigue el principio de la turbina Girard y consiste en un disco (similar al de una turbina Pelton que se estudiará más adelante) con un gran número de álabes elipsoidales, sobre los que incide el chorro que sale de una tobera. [1].

La compañía Gilkes situada en Kendal, Reino Unido se atribuye el monopolio de fabricación de las turbinas Turgo hasta 1970 y argumentan que Eric Crewdson es el abuelo del actual presidente de su compañía Charles Crewdson. La turbina Turgo fue diseñada inspirándose en una turbina Pelton. Su rodete consiste en la mitad de una Pelton, como si le faltara la otra media cuchara. Su velocidad específica es superior a la de una turbina Pelton y su coste de construcción es menor. Además, permite que un mayor chorro de agua sea incidido sobre los álabes. El rango de funcionamiento cubre el límite entre una turbina Pelton y una Francis. Por su bajo mantenimiento son ideales para colocar en lugares remotos del planeta. [2].

## 2.1 Inyector

El inyector es la parte de la turbina encargada de administrar el fluido de trabajo. Regula la cantidad de flujo con la que trabaja la turbina. En este caso se regula mediante un cabezal que hay que hacer girar. Por cada vuelta completa del cabezal la aguja del inyector se desplaza linealmente 1,5 mm. En la Figura 13 se visualiza la geometría del inyector.



Figura 13. Inyector turbina Turgo

En la Figura 14 se ve una sección del inyector. La sección de entrada tiene un diámetro de 51 mm.

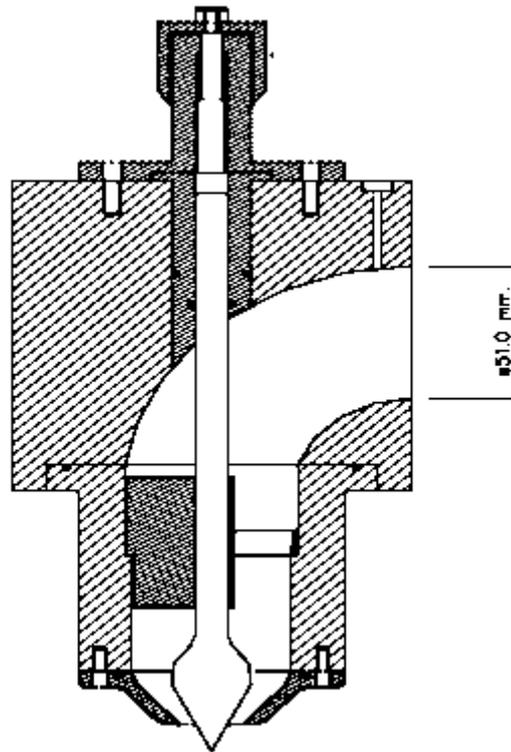


Figura 14. Sección inyector turbina Turgo

Hay que tener en cuenta que el fluido, a su paso por el inyector genera pérdidas debidas al codo de  $90^\circ$  y al rozamiento por el dispositivo. El chorro que sale del inyector no tiene la misma sección que el que impacta en los álabes. Esto es definido mediante el coeficiente de contracción. El rendimiento del inyector se discute en el apartado 5.

En la Figura 15 están acotadas las dimensiones de la salida del inyector siendo el ángulo de la aguja del inyector  $2\gamma=50^\circ$ , ángulo de la tobera  $2(\gamma+\epsilon)=80^\circ$  y donde  $x$  representa el desplazamiento axial de la aguja siendo el máximo de 18 mm. Asimismo, el diámetro de la tobera  $\delta=24$  mm.

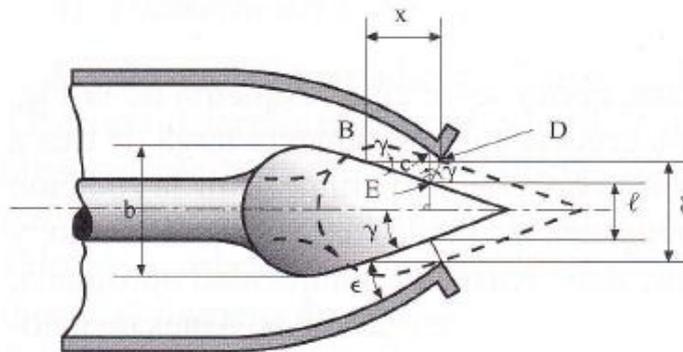


Figura 15. Geometría sección chorro [1]

## 2.2 Altura neta de la turbina

En la Ecuación 1 se aplica la ecuación de Bernoulli expresada en metros entre la entrada y la salida de la turbina. Se considera como entrada la toma piezométrica del inyector y como salida el eje de la turbina. La distancia entre la entrada y la salida de la turbina es de 265 mm.

$$\left( \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z \right)_{entrada} - \left( \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z \right)_{salida} = H \quad (1)$$

La presión relativa del fluido tanto a la entrada como a la salida del rodete es cero por ser un chorro libre. Como origen de alturas se toma el eje del rodete. La velocidad del fluido a la salida de la turbina se considera nula. Colocando un manómetro a 180 mm de la entrada la expresión queda de la siguiente manera:

$$\frac{P_{man}}{\rho \cdot g} + 0,18 + \frac{(v_e)^2}{2 \cdot g} + 0,265 = H \quad (2)$$

Los manómetros disponibles en el laboratorio miden en bar y el caudalímetro en m<sup>3</sup>/h por lo que considerando la densidad del fluido como 1000 kg/m<sup>3</sup>, la aceleración de la gravedad como 9,81 m/s<sup>2</sup> y teniendo una sección correspondiente a un diámetro de 51 mm:

$$10,2 \cdot P_{man} + 0,18 + 9,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 + 0,265 = H \quad (3)$$

donde la altura H viene expresada en m, el caudal Q en m<sup>3</sup>/h y la presión en bar.

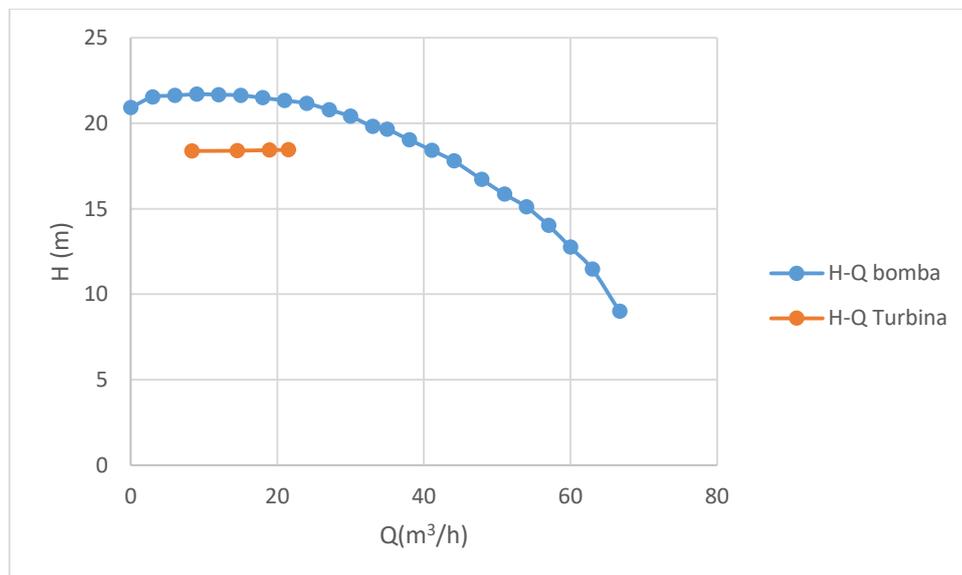


Figura 16. Gráfica altura caudal bomba y turbina

Tal y como muestra la Figura 16 la altura en el rango que se va a realizar la práctica se mantiene para los distintos caudales por lo que se realizará la práctica considerando una altura fija de H=18,6 m. A esta altura se corrigen los valores obtenidos experimentalmente.

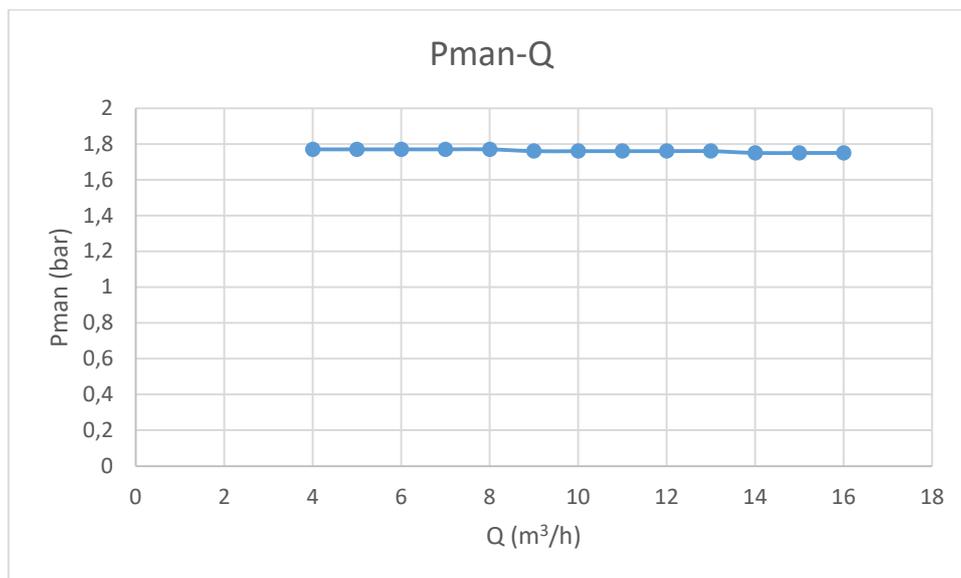


Figura 17. Gráfica presión frente a caudal

Tal y como se observa en la Figura 17 la variación del caudal apenas tiene influencia sobre la presión mostrada por el manómetro por lo que se realiza la práctica a una presión constante de 1,76 bar.

## 2.3 Potencias

### 2.3.1 Potencia neta

Corresponde a la potencia que entrega el fluido a la turbina. Es la potencia que tiene el agua a la entrada de la turbina menos la que tiene a la salida que se considera nula.

$$P_{neta} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad (4)$$

### 2.3.2 Potencia útil

Es la potencia mecánica que entrega la turbina en su eje. Corresponde al producto del par de fuerzas, que genera el eje de la turbina, por su velocidad angular. La velocidad angular se mide mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje y se representa en el display en rpm. El par de fuerzas generado por el eje de la turbina se mide mediante un columpio en el que se sitúa un brazo que ejerce fuerza sobre una célula de carga.

Este momento es mostrado en el display en Nm.

$$P_{\text{útil}} = P_{eje} = M \cdot w \quad (5)$$

## 2.4 Rendimientos

### 2.4.1 Rendimiento del rodete

Es el cociente entre la potencia útil y la aportada por el choque del chorro de agua. Se considera que la velocidad absoluta en la vena contracta,  $C_1$ , se mantiene constante en la longitud del chorro desde que sale por el inyector hasta que choca con los álabes.

$$\eta_{\text{rodete}} = \frac{M \cdot w}{\rho \cdot g \cdot \frac{C_1^2}{2g} \cdot Q} \quad (6)$$

### 2.4.2 Rendimiento total

Es el cociente entre la potencia útil y la potencia neta. Se cumple que el rendimiento total es el producto del rendimiento del inyector por el rendimiento del rodete como se comprueba en la Ecuación 7.

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{inyector}} \cdot \eta_{\text{rodete}} = \frac{\frac{C_1^2}{2g}}{H} \frac{Peje}{\rho \cdot g \cdot \frac{C_1^2}{2g} \cdot Q} = \frac{Peje}{P_{\text{neta}}} \quad (7)$$

Se considera el rendimiento volumétrico de valor unitario debido a que todo el caudal que sale por el inyector impacta con los álabes de la turbina.

## 3. Instalación y montaje

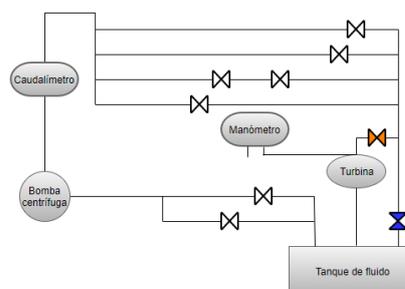


Figura 18. Esquema montaje turbina

En la Figura 18 se muestra el cuadro de montaje de la turbina Turgo. El manómetro tiene la entrada negativa al aire y la entrada positiva conectada a la entrada de la turbina como se aprecia en la Figura 19 y en la Figura 20. Se debe poner el medidor de par a cero así como encender correctamente el tacómetro y el regulador de par. La bomba debe girar a 1500 rpm. La válvula de mando azul debe encontrarse cerrada y la de mango naranja cercana a la turbina abierta para asegurarse de que el caudal mostrado en el caudalímetro es el mismo que pasa por el rodete.



Figura 19. Cuadro montaje turbina Turgo



Figura 20. Conexión manómetro

#### 4. Toma de datos

Como se ha comentado anteriormente se va a simular un salto de 18,6 m, por lo que la presión mostrada en el manómetro debe ser de 1,76 bar. Una vez regulada la apertura del inyector se debe regular la presión al valor mencionado. Esto se consigue manipulando la válvula cercana al manómetro. Si ésta varía al

variar las revoluciones por minuto simplemente se anota la variación. Para la siguiente apertura se vuelve a regular la presión.

Se realizarán 4 mediciones para unas aperturas de 3, 6, 9 y 12 vueltas que corresponden con unas aperturas del inyector de 4,5 , 9 , 13,5 y 18 mm.

Tablas a rellenar:

3 vueltas			
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)
451,250	1,758	8,345	3,223
599,750	1,760	8,350	2,953
749,500	1,760	8,353	2,670
899,750	1,760	8,355	2,388
1000,750	1,758	8,348	2,198
1100,750	1,760	8,350	1,998
1200,000	1,760	8,348	1,775
1301,750	1,760	8,353	1,530
1400,000	1,758	8,350	1,260
1500,000	1,760	8,358	0,988
1600,000	1,760	8,358	0,720
1861,250	1,760	8,358	0,003

Tabla 1. Resultados experimentales Turgo 3 vueltas

6 vueltas			
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)
451,250	1,758	14,550	5,895
599,750	1,758	14,550	5,550
750,500	1,758	14,550	5,140
900,750	1,758	14,550	4,630
999,500	1,755	14,550	4,283
1100,250	1,758	14,550	3,943
1200,000	1,758	14,550	3,568
1300,500	1,758	14,550	3,165
1400,250	1,763	14,550	2,720
1500,250	1,763	14,550	2,245
1600,000	1,760	14,550	1,783
1700,500	1,760	14,900	1,320
1933,750	1,760	14,550	0,000

Tabla 2. Resultados experimentales Turgo 6 vueltas

9 vueltas			
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)
451,000	1,760	18,925	7,720
600,250	1,760	18,925	7,293
750,750	1,760	18,925	6,815
900,250	1,755	18,925	6,165
1000,250	1,755	18,925	5,690
1100,250	1,763	18,925	5,293
1200,250	1,760	18,925	4,855
1300,250	1,760	18,925	4,345
1400,000	1,758	18,925	3,748
1500,250	1,755	18,900	3,190
1600,250	1,760	18,925	2,613
1699,500	1,760	19,150	2,040
1959,500	1,763	18,925	0,000

Tabla 3. Resultados experimentales Turgo 9 vueltas

12 vueltas			
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)
450,250	1,760	21,500	8,893
600,500	1,760	21,500	8,408
750,250	1,760	21,500	7,800
900,000	1,760	21,500	7,090
999,750	1,760	21,500	6,560
1100,250	1,760	21,500	6,073
1199,750	1,760	21,500	5,585
1300,500	1,760	21,500	5,053
1400,000	1,760	21,500	4,453
1500,000	1,760	21,500	3,790
1600,000	1,760	21,500	3,103
1966,750	1,760	21,500	0,000

Tabla 4. Resultados experimentales Turgo 12 vueltas

## 5. Cálculos y gráficas

### 5.1. Rendimiento del inyector

El rendimiento del inyector representa las pérdidas en forma de altura entre el chorro libre inmediatamente antes de impactar con los álabes y su entrada.

$$\eta_{inyector} = \frac{\text{altura dinámica del chorro}}{\text{altura neta}} = \frac{\frac{C_1^2}{2 \cdot g}}{H_{entrada}} \quad (8)$$

$C_1$  es la velocidad absoluta del chorro que se aproxima a la velocidad absoluta en la vena contracta, donde el diámetro del chorro es el más pequeño  $d_0$ . La ecuación empírica que describe el rendimiento del inyector en función de su apertura es:

$$\eta_{inyector} = 0,985 - 0,042 \left( \frac{x}{x_{max}} \right)^{1,8} \quad (9)$$

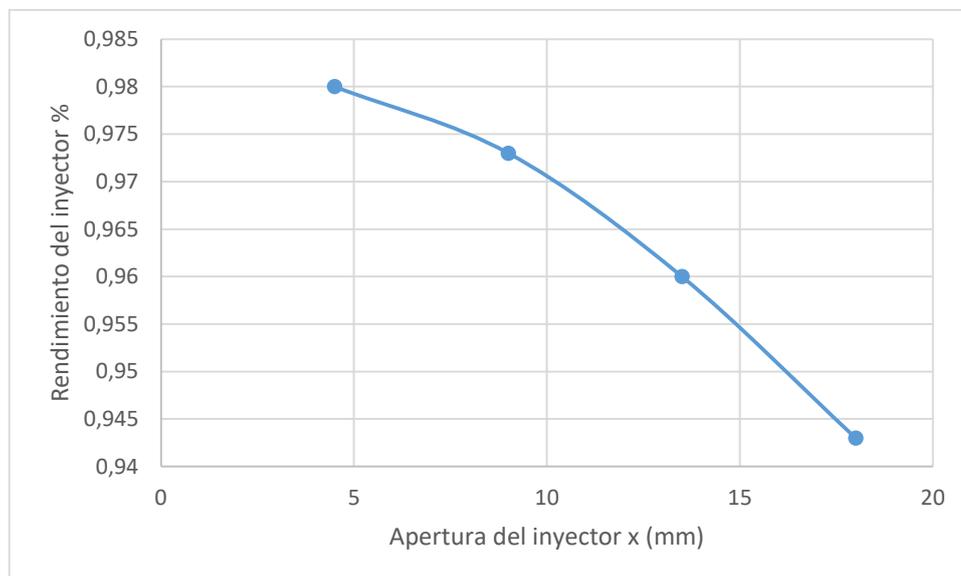


Figura 21. Rendimiento del inyector frente a apertura

El coeficiente de contracción es el cociente entre la sección del chorro libre inmediatamente antes de impactar con los álabes y la sección a la salida del inyector.

A continuación en la Tabla 5 se recogen datos del inyector necesarios en el apartado 5.3.

Vueltas del inyector	x(mm)	Sx(mm <sup>2</sup> )	$\eta_{\text{inyector}}$
3	4,5	134,877	0,981
6	9	250,258	0,973
9	13,5	346,140	0,959
12	18	422,526	0,943

Tabla 5. Datos por vuelta

## 5.2 Tablas a rellenar

valores experimentales					experimentales corregidos a H=18,6m									
3 vueltas														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	H(m)	n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	Sx(mm <sup>2</sup> )	η inyector (%)	Kc1	C1(m/s)	d0(mm)	Cc	
451,25	1,7575	8,35	3,22	18,38	453,967	8,395	3,261	134,877	0,981	0,9899	18,9112	12,5322	0,9145	
599,75	1,76	8,35	2,95	18,40	602,942	8,394	2,984							
749,50	1,76	8,35	2,67	18,40	753,490	8,397	2,698							
899,75	1,76	8,36	2,39	18,40	904,539	8,399	2,413							
1000,75	1,7575	8,35	2,20	18,38	1006,775	8,398	2,224							
1100,75	1,76	8,35	2,00	18,40	1106,609	8,394	2,019							
1200,00	1,76	8,35	1,78	18,40	1206,388	8,392	1,794							
1301,75	1,76	8,35	1,53	18,40	1308,679	8,397	1,546							
1400,00	1,7575	8,35	1,26	18,38	1408,428	8,400	1,275							
1500,00	1,76	8,36	0,99	18,40	1507,984	8,402	0,998							
1600,00	1,76	8,36	0,72	18,40	1608,516	8,402	0,728							
1861,25	1,76	8,36	0,00	18,40	1871,157	8,402	0,003							
						Q medio(m <sup>3</sup> /h)	8,398							

Tabla 6. Resultados Turgo 3 vueltas

15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
155,046	425,208	0,365	0,372	1000,75	0,3840	0,7180	0,3879	0,7253
188,411		0,443	0,452					
212,926		0,501	0,511					
228,565		0,538	0,549					
234,479		0,551	0,563					
233,949		0,550	0,561					
226,634		0,533	0,544					
211,916		0,498	0,509					
188,082		0,442	0,451					
157,606		0,371	0,378					
122,574		0,288	0,294					
		max	0,551					

Tabla 6. Resultados Turgo 3 vueltas (continuación)

valores experimentales					experimentales corregidos a H=18,6m									
6 vueltas														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	H(m)	n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	Sx(mm <sup>2</sup> )	η inyector (%)	Kc1	C1(m/s)	d0(mm)	Cc	
451,25	1,7575	14,55	5,90	18,39	453,802	14,632	5,962	250,258	0,973	0,9864	18,8435	16,5848	0,8632	
599,75	1,7575	14,55	5,55	18,39	603,142	14,632	5,613							
750,50	1,7575	14,55	5,14	18,39	754,744	14,632	5,198							
900,75	1,7575	14,55	4,63	18,39	905,844	14,632	4,683							
999,50	1,755	14,55	4,28	18,37	1005,850	14,642	4,337							
1100,25	1,7575	14,55	3,94	18,39	1106,472	14,632	3,987							
1200,00	1,7575	14,55	3,57	18,39	1206,786	14,632	3,608							
1300,50	1,7575	14,55	3,17	18,39	1307,855	14,632	3,201							
1400,25	1,7625	14,55	2,72	18,44	1406,220	14,612	2,743							
1500,25	1,7625	14,55	2,25	18,44	1506,647	14,612	2,264							
1600,00	1,76	14,55	1,78	18,42	1607,934	14,622	1,800							
1700,50	1,76	14,90	1,32	18,42	1708,887	14,973	1,333							
1933,75	1,76	14,55	0	18,42	1943,338852	14,6221	0							
					Qmedio		14,655							

Tabla 7. Resultados Turgo 6 vueltas

15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
283,320	742,150	0,382	0,394	1100,25	0,4222	0,6557	0,4280	0,6647
354,519		0,478	0,493					
410,856		0,554	0,572					
444,182		0,599	0,618					
456,836		0,616	0,636					
461,997		0,623	0,643					
455,954		0,614	0,635					
438,389		0,591	0,610					
403,967		0,544	0,562					
357,233		0,481	0,497					
303,126		0,408	0,422					
		max	0,623					

Tabla 7. Resultados Turgo 6 vueltas (continuación)

valores experimentales					experimentales corregidos a H=18,6m									
9 vueltas														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	H(m)	n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	Sx(mm <sup>2</sup> )	η inyector (%)	Kc1	C1(m/s)	d0(mm)	Cc	
451,00	1,76	18,93	7,72	18,43	453,067	19,012	7,791	346,14	0,959	0,9792	18,7075	18,9688	0,8164	
600,25	1,76	18,93	7,29	18,43	603,001	19,012	7,360							
750,75	1,76	18,93	6,82	18,43	754,191	19,012	6,878							
900,25	1,755	18,93	6,17	18,38	905,630	19,038	6,239							
1000,25	1,755	18,93	5,69	18,38	1006,228	19,038	5,758							
1100,25	1,7625	18,93	5,29	18,46	1104,529	18,999	5,334							
1200,25	1,76	18,93	4,86	18,43	1205,751	19,012	4,900							
1300,25	1,76	18,93	4,35	18,43	1306,209	19,012	4,385							
1400,00	1,7575	18,93	3,75	18,41	1407,391	19,025	3,787							
1500,25	1,755	18,90	3,19	18,38	1509,219	19,013	3,228							
1600,25	1,76	18,93	2,61	18,43	1607,584	19,012	2,637							
1699,50	1,76	19,15	2,04	18,43	1707,252	19,237	2,059							
1959,5	1,7625	18,925	0	18,46	1967,12061	18,9986	0							
					Qmedio	19,032								

Tabla 8. Resultados Turgo 9 vueltas

15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
369,641	963,808	0,384	0,404	1200,25	0,4605	0,6551	0,4703	0,6689
464,724		0,482	0,508					
543,185		0,564	0,593					
591,681		0,614	0,646					
606,754		0,630	0,663					
616,933		0,640	0,674					
618,653		0,642	0,676					
599,795		0,622	0,655					
558,159		0,579	0,610					
510,210		0,529	0,557					
443,844		0,461	0,485					
		max	0,642					

Tabla 8. Resultados Turgo 9 vueltas (continuación)

valores experimentales					experimentales corregidos a H=18,6m								
12 vueltas													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	H(m)	n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	Sx(mm <sup>2</sup> )	η inyector (%)	Kc1	C1(m/s)	d0(mm)	Cc
450,25	1,76	21,50	8,89	18,44	452,194	21,593	8,969	422,526	0,943	0,9711	18,5507	20,2897	0,7652
600,50	1,76	21,50	8,41	18,44	603,092	21,593	8,480						
750,25	1,76	21,50	7,80	18,44	753,489	21,593	7,867						
900,00	1,76	21,50	7,09	18,44	903,885	21,593	7,151						
999,75	1,76	21,50	6,56	18,44	1004,066	21,593	6,617						
1100,25	1,76	21,50	6,07	18,44	1104,999	21,593	6,125						
1199,75	1,76	21,50	5,59	18,44	1204,929	21,593	5,633						
1300,50	1,76	21,50	5,05	18,44	1306,114	21,593	5,096						
1400,00	1,76	21,50	4,45	18,44	1406,043	21,593	4,491						
1500,00	1,76	21,50	3,79	18,44	1506,475	21,593	3,823						
1600,00	1,76	21,50	3,10	18,44	1606,907	21,593	3,129						
1966,75	1,76	21,50	0,00	18,44	1975,239928	21,5928	0						
						Qmedio	21,593						

Tabla 9. Resultados Turgo 12 vueltas

15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
424,735	1093,316	0,388	0,412	1200,00	0,4607	0,7579	0,4744	0,7805
535,575		0,490	0,519					
620,785		0,568	0,602					
676,908		0,619	0,657					
695,722		0,636	0,675					
708,761		0,648	0,687					
710,812		0,650	0,689					
697,039		0,638	0,676					
661,261		0,605	0,641					
603,075		0,552	0,585					
526,590		0,482	0,511					
		max	0,650					

Tabla 9. Resultados Turgo 12 vueltas (continuación)

### 5.3 Construcción de las tablas

Se deben rellenar cuatro tablas, una por cada apertura del inyector. Las columnas 1 a 4 son los valores medidos experimentalmente y la columna 5 corresponde a la altura sin corregir obtenida mediante la ecuación 3.

Las columnas 6, 7 y 8 corresponden a los valores corregidos a una altura de 18,6 m. Las ecuaciones de puntos homólogos son las siguientes:

$$\frac{n_{hom}}{n} = \sqrt{\frac{18,6}{H}} \quad (10)$$

$$\frac{Q_{hom}}{Q} = \frac{n_{hom}}{n} \quad (11)$$

$$\frac{Par_{hom}}{P} = \left(\frac{n_{hom}}{n}\right)^2 \quad (12)$$

Las columnas 9 y 10 se rellenan con los valores aportados en la tabla 5.

La columna 11 corresponde al coeficiente de velocidad absoluta

$$Kc1 = \sqrt{\eta \text{ inyector}} \quad (13)$$

La columna 12 es la velocidad absoluta del chorro a la salida del inyector

$$C_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot 18,6 \cdot \eta \text{ inyector}} \quad (14)$$

Columna 13 diámetro del chorro en la vena contracta utilizando el caudal medio de la columna 7 y la velocidad absoluta de la columna 12. Comprobar las unidades.

Columna 14 coeficiente de contracción del chorro

$$C_c = \frac{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}{Sx} \quad (15)$$

En la columna 15 se debe calcular la potencia que transmite el eje de la turbina, potencia útil.

$$Peje = Par_{hom} \cdot rpm_{hom} \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (16)$$

En la columna 16 se debe calcular la potencia neta utilizando el caudal medio de la columna 7. Para obtener watios el caudal debe ir en m<sup>3</sup>/s.

$$Pneta = \rho \cdot g \cdot 18,6 \cdot Qmed \quad (17)$$

En la columna 17 se calcula el rendimiento total que resulta del cociente entre la potencia del eje y la potencia neta.

El rendimiento del rodete de la columna 18 es el producto del rendimiento total por el rendimiento del inyector.

En la columna 19 aparecen las revoluciones por minuto óptimas que corresponde a la velocidad de giro experimental para el rendimiento total máximo.

La columna 20 corresponde al coeficiente de velocidad de arrastre calculado en la situación de máximo rendimiento total

$$K_{u1} = \frac{n_{\eta max} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot 18,6}} \quad (18)$$

R corresponde al radio del rodete de 0,070 m y la velocidad de giro correspondiente al rendimiento total máximo debe encontrarse en m/s.

Columna 21 coeficiente de velocidad de embalamiento. Se debe usar la velocidad de giro en la que se obtiene par cero y corregida a 18,6 m de la columna 6 en m/s.

$$K_{uembalamiento} = \frac{n_{embalamiento} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot 18,6}} \quad (19)$$

La columna 22 corresponde al cociente de los resultados de la columna 20 entre los resultados de la columna 11. Los coeficientes de velocidad son indicadores del funcionamiento real de la turbina. Teóricamente  $K_{C1}$  valdría la unidad y  $K_{U1}$  0,5 ya que la velocidad de arrastre sería la mitad de la absoluta.

La columna 23 corresponde al cociente de los resultados de la columna 21 entre los resultados de la columna 11. En una situación ideal de no rozamiento en el rodete valdría la unidad.

#### 5.4. Gráficas a realizar.

Para observar el comportamiento de la turbina se van a realizar las gráficas caudal medio frente a  $x$  correspondiente a la figura 22,  $d_0$  frente a  $x$  Figura 23, velocidad absoluta del chorro C1 frente a  $x$  Figura 24. En la Figura 25 se encuentran en una misma gráfica  $K_{C1}$ ,  $K_{U1}$  y  $K_{Uembalamiento}$  frente a  $x$ . Coeficiente de contracción del chorro  $C_c$  frente a  $x$  en la Figura 26. En una misma gráfica correspondiente a la Figura 27 columnas 22 y 23 frente a  $x$ .

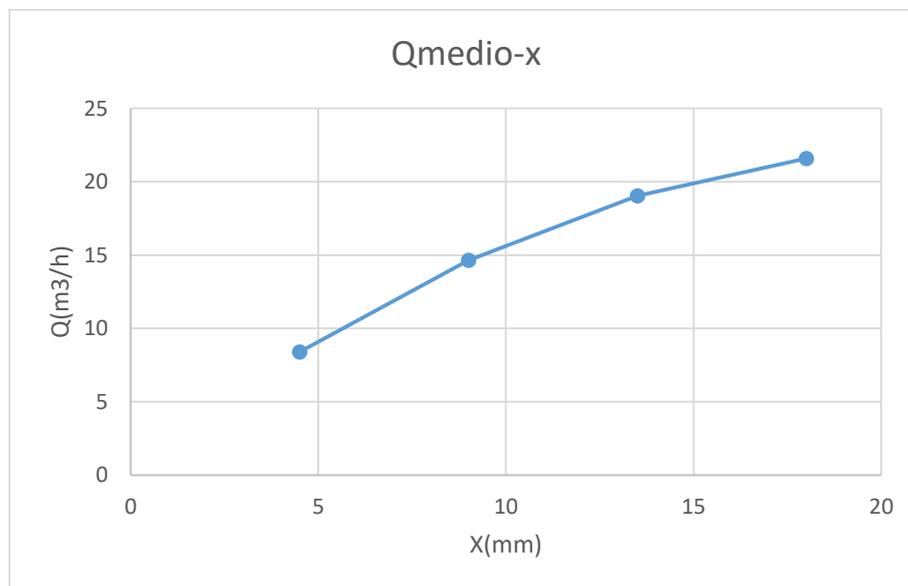


Figura 22. Gráfica caudal medio frente a  $x$

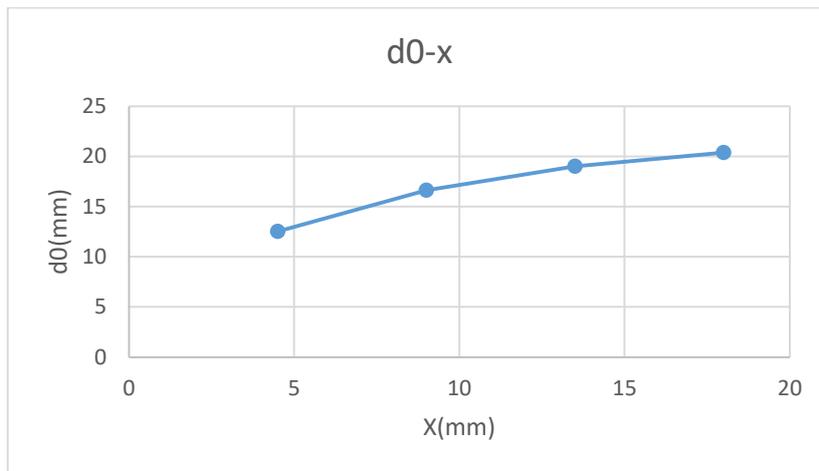


Figura 23. Gráfica diámetro del chorro frente a x

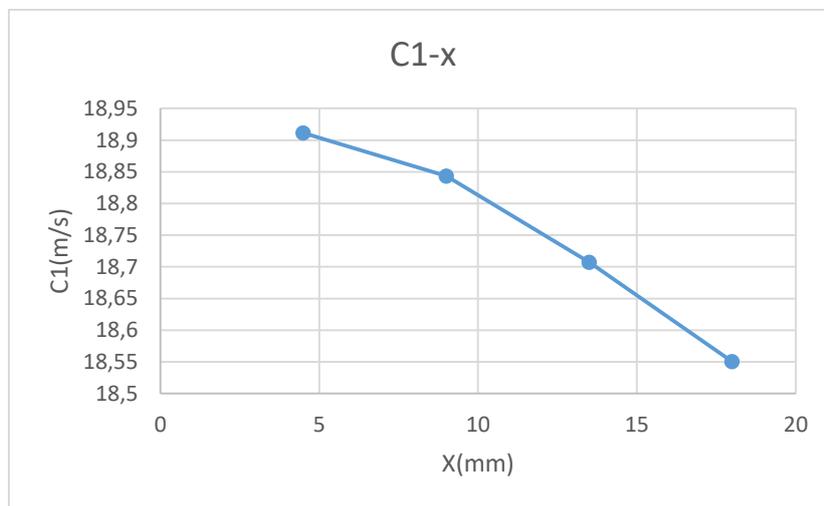


Figura 24. Gráfica velocidad absoluta del chorro frente a x

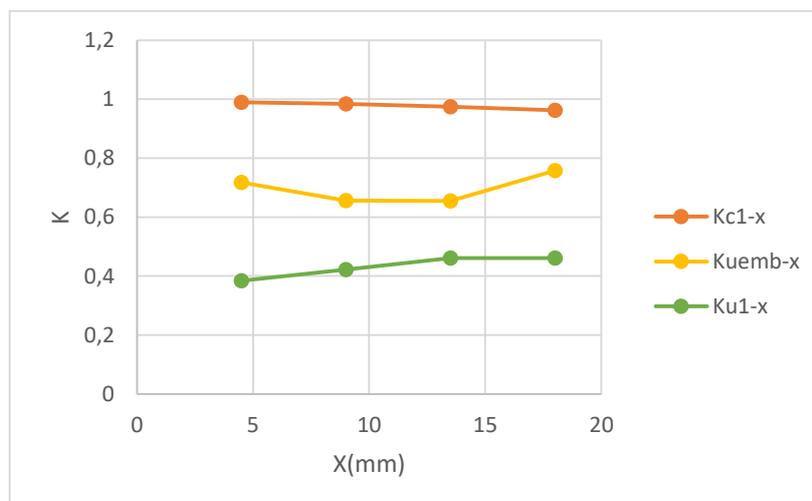


Figura 25. Gráfica K frente a x

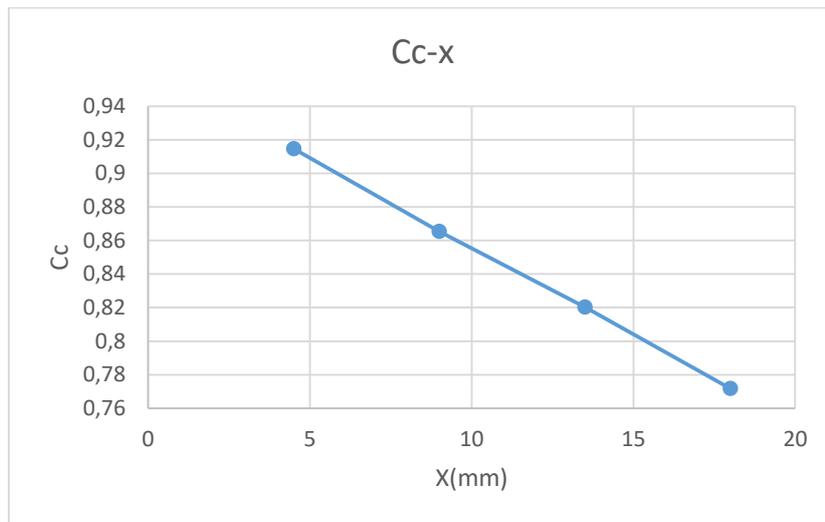


Figura 26. Gráfica coeficiente de contracción frente a x

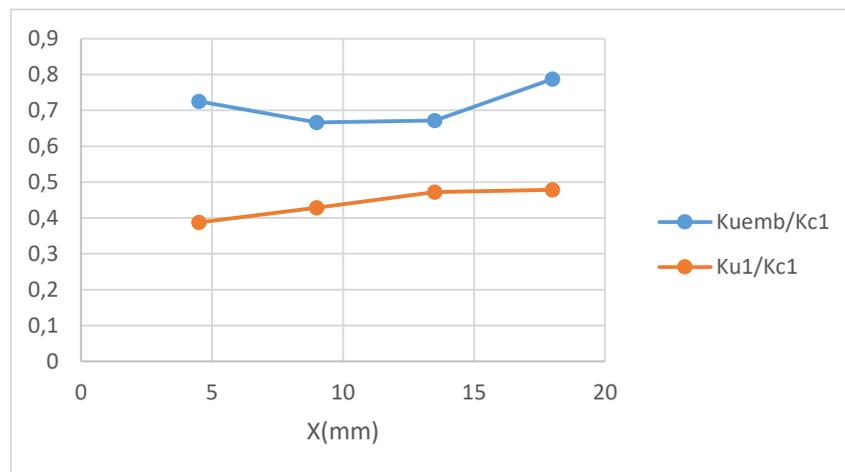


Figura 27. Gráfica cociente K frente a x

En la Figura 28 se encuentra en la misma gráfica representado el rendimiento total frente a las revoluciones por minuto corregidas para cada x y en la Figura 23 su colina de rendimientos. En la Figura 30 se encuentra en la misma gráfica representado el rendimiento del rodete frente a las revoluciones por minuto corregidas para cada x y en la figura 31 su colina de rendimientos.

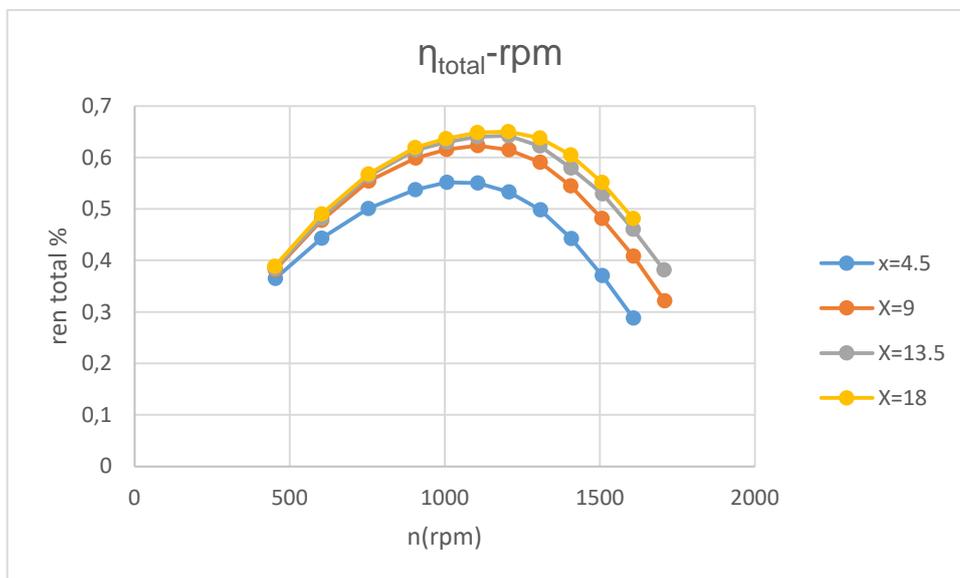


Figura 28. Gráfica rendimiento total frente a rpm

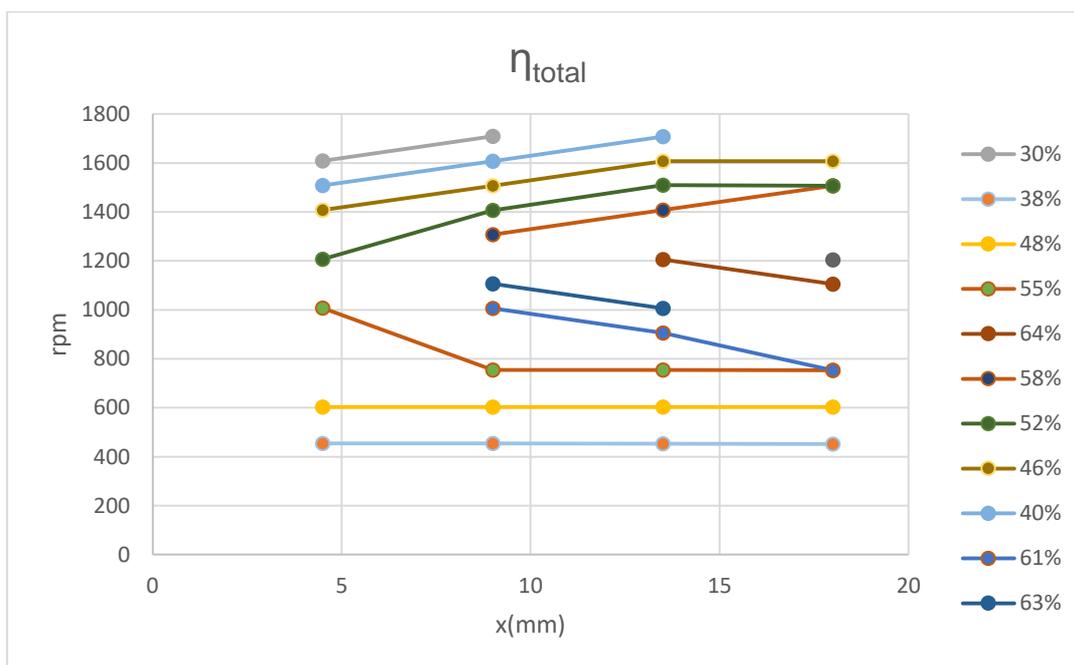


Figura 29. Gráfica colina de rendimientos total

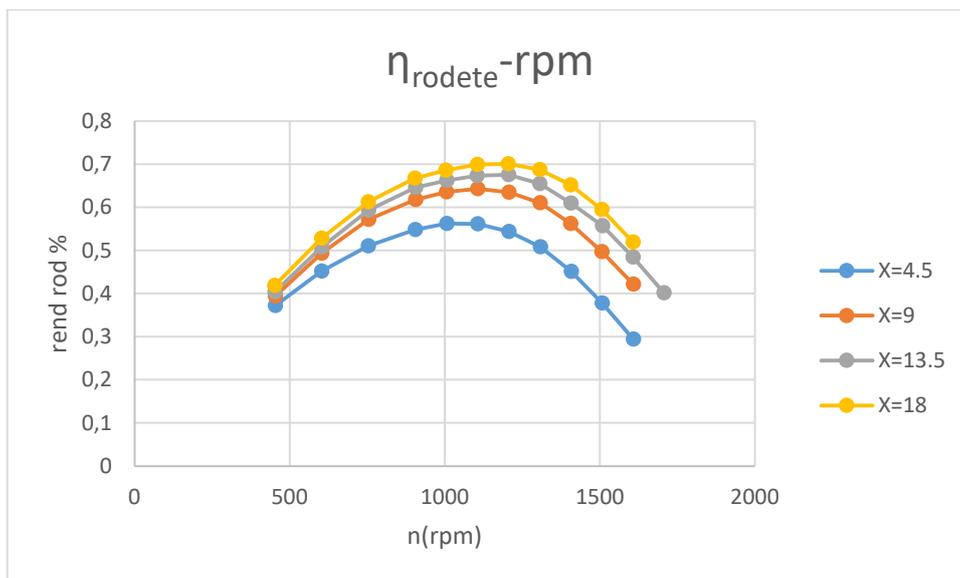


Figura 30. Gráfica rendimiento del rodete frente a rpm

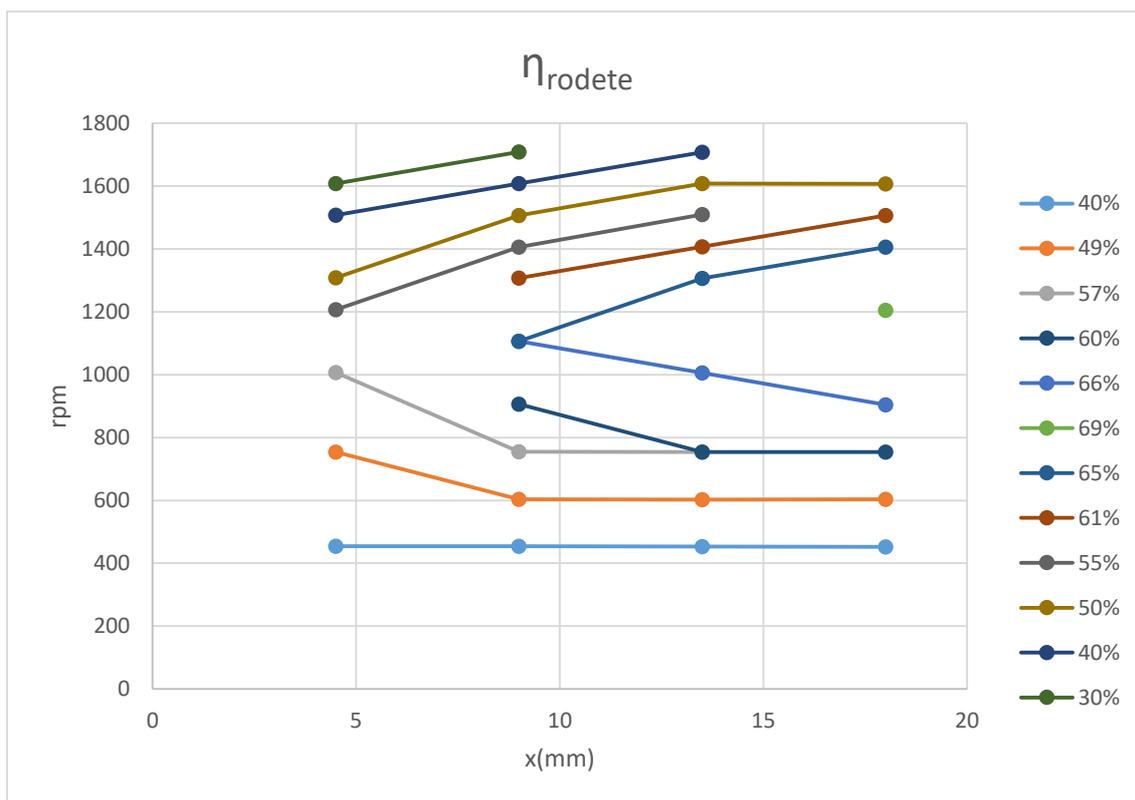


Figura 31. Gráfica colina de rendimientos del rodete

De la colina de rendimientos para el rendimiento total se debe anotar el rendimiento máximo así como a qué rpm y para qué x se obtiene. Éste es el punto de diseño de la turbina.

Con las características del punto de diseño se calcula la velocidad específica en función de la potencia  $n_s$  y la velocidad específica adimensional  $w_s$ .

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P_{eje}}}{H_{neta}^{\frac{5}{4}}} = \frac{1200 \cdot \sqrt{0,8411}}{18,6^{\frac{5}{4}}} = 28,49 \quad (20)$$

Donde n se encuentra en rpm y la potencia del eje en caballos de vapor.

$$w_s = \frac{w \cdot \sqrt{\frac{P_{eje}}{\rho}}}{(g \cdot 18,6)^{\frac{5}{4}}} = \frac{1200 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{0,8411}{1000}}}{(9,81 \cdot 18,6)^{\frac{5}{4}}} = 5,4344 \cdot 10^{-3} \quad (21)$$

Siendo w en radianes por segundo, la potencia del eje en caballos de vapor y la aceleración de la gravedad en unidades del Sistema Internacional.

## 6 Conclusiones

En la presente práctica se ha podido apreciar correctamente el funcionamiento real de la turbina Turgo. El punto de diseño, para una altura de 18,6 m se da con una apertura de 13,5 mm del inyector, y con una velocidad de 1200 rpm. Asimismo, se obtiene una potencia en el eje de 618,653 W y un rendimiento del 64,2% con un caudal aproximado de 19 m<sup>3</sup>/h.

La velocidad específica obtenida es de 28,49. La velocidad específica de una turbina Pelton con un inyector puede ser de hasta 30 por lo que la turbina Turgo muestra ser una buena alternativa.

El rendimiento es menguado debido a las dimensiones reducidas de la turbina que implica mayores pérdidas.

Respecto a las distintas aperturas del inyector, se ha observado que cuanto mayor es la apertura mayor es el caudal pero menor es la velocidad absoluta del chorro al igual que el coeficiente de contracción. Los diámetros del chorro de

fluido a la salida del inyector y el diámetro contractado se muestran en la Tabla 10:

$d_{\text{inyector}}$ (mm)	$d_0$ (mm)
13,100	12,532
17,850	16,584
20,990	18,968
23,194	20,289

Tabla 10. Comparativa de diámetros

A mayor apertura la desviación de las partículas del chorro es mayor. Disminuye el rendimiento del inyector por un mayor rozamiento del fluido al discurrir más caudal.

El rendimiento para una apertura mayor de 13,5 mm no supone un aumento considerable. Con la desventaja de tener mayores pérdidas debidas a un mayor caudal y mayor dispersión del chorro de agua. Es por este motivo que 13,5 mm es la apertura del punto de diseño.



# ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA TURGO

- Guion para el alumnado -





## 1. Objetivos

- Determinar el punto de diseño de la turbina así como sus velocidades específicas.
- Deducir experimentalmente las curvas y colinas de rendimientos total de la turbina y del rodete.
- Analizar la influencia del inyector en el comportamiento general de la turbina.
- Estudiar el comportamiento real de la turbina.

## 2. Introducción y fundamentos teóricos

La turbina Turgo es una turbina cuya invención se atribuye a Eric Crewdson (USA, 1920). Es una turbina de acción axial que sigue el principio de la turbina Girard y consiste en un disco (similar al de una turbina Pelton que se estudiará más adelante) con un gran número de álabes elipsoidales, sobre los que incide el chorro que sale de una tobera. [1].

La compañía Gilkes situada en Kendal, Reino Unido se atribuye el monopolio de fabricación de las turbinas Turgo hasta 1970 y argumentan que Eric Crewdson es el abuelo del actual presidente de su compañía Charles Crewdson. La turbina Turgo fue diseñada inspirándose en una turbina Pelton. Su rodete consiste en la mitad de una Pelton como si le faltara la otra media cuchara. Su velocidad específica es superior a la de una turbina Pelton y su coste de construcción es menor. Además, permite que un mayor chorro de agua sea incidido sobre los álabes. El rango de funcionamiento cubre el límite entre una turbina Pelton y una Francis. Por su bajo mantenimiento son ideales para colocar en lugares remotos del planeta. [2].

## 2.1 Inyector

El inyector es la parte de la turbina encargada de administrar el fluido de trabajo. Regula la cantidad de flujo con la que trabaja la turbina. En este caso se regula mediante un cabezal que hay que hacer girar. Por cada vuelta completa del cabezal la aguja del inyector se desplaza linealmente 1,5 mm. En la Figura 13 se visualiza la geometría del inyector.



Figura 13. Inyector turbina Turgo

En la Figura 14 se ve una sección del inyector. La sección de entrada tiene un diámetro de 51 mm.

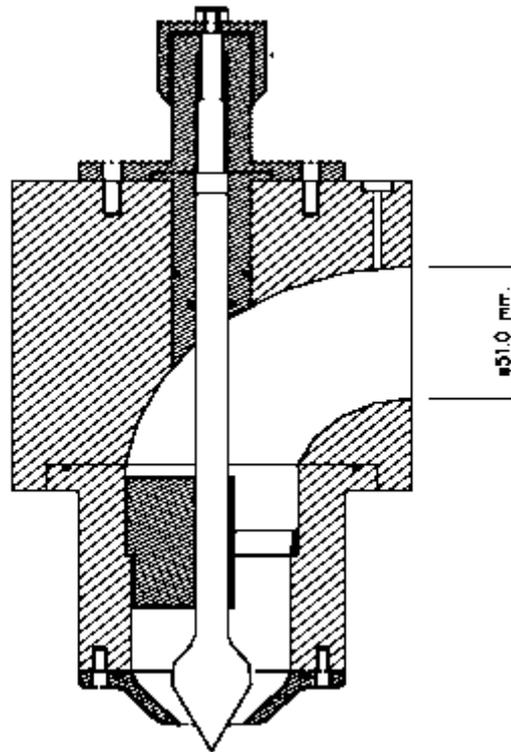


Figura 14. Sección inyector turbina Turgo

Hay que tener en cuenta que el fluido, a su paso por el inyector genera pérdidas debidas al codo de  $90^\circ$  y al rozamiento por el dispositivo. El chorro que sale del inyector no tiene la misma sección que el que impacta en los álabes. Esto es definido mediante el coeficiente de contracción. El rendimiento del inyector se discute en el apartado 5.

En la Figura 15 están acotadas las dimensiones de la salida del inyector siendo el ángulo de la aguja del inyector  $2\gamma=50^\circ$ , ángulo de la tobera  $2(\gamma+\epsilon)=80^\circ$  y donde  $x$  representa el desplazamiento axial de la aguja siendo el máximo de 18 mm. Asimismo, el diámetro de la tobera  $\delta=24$  mm.

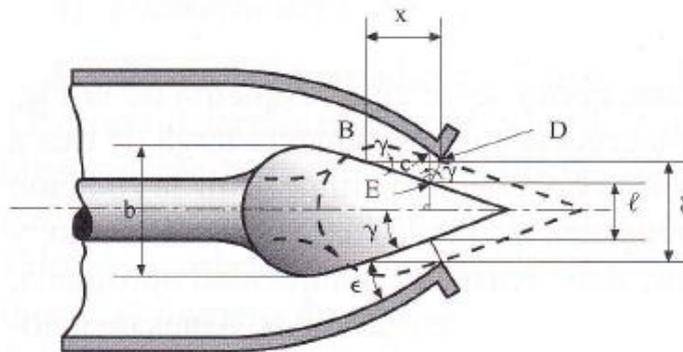


Figura 15. Geometría sección chorro [1]

## 2.2 Altura neta de la turbina

En la ecuación 1 se aplica la ecuación de Bernoulli expresada en metros entre la entrada y la salida de la turbina. Se considera como entrada la toma piezométrica del inyector y como salida el eje de la turbina. La distancia entre la entrada y la salida de la turbina es de 265 mm.

$$\left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z\right)_{entrada} - \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z\right)_{salida} = H \quad (1)$$

La presión relativa del fluido tanto a la entrada como a la salida del rodete es cero por ser un chorro libre. Como origen de alturas se toma el eje del rodete. La velocidad del fluido a la salida de la turbina se considera nula. Colocando un manómetro a 180 mm de la entrada la expresión queda de la siguiente manera:

$$\frac{P_{man}}{\rho \cdot g} + 0,18 + \frac{(v_e)^2}{2 \cdot g} + 0,265 = H \quad (2)$$

Los manómetros disponibles en el laboratorio miden en bar y el caudalímetro en m<sup>3</sup>/h por lo que considerando la densidad del fluido como 1000 kg/m<sup>3</sup>, la aceleración de la gravedad como 9,81 m/s<sup>2</sup> y teniendo una sección correspondiente a un diámetro de 51 mm:

$$10,2 \cdot P_{man} + 0,18 + 9,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 + 0,265 = H \quad (3)$$

Donde la altura H viene expresada en metros, el caudal Q en m<sup>3</sup>/h y la presión en bar.

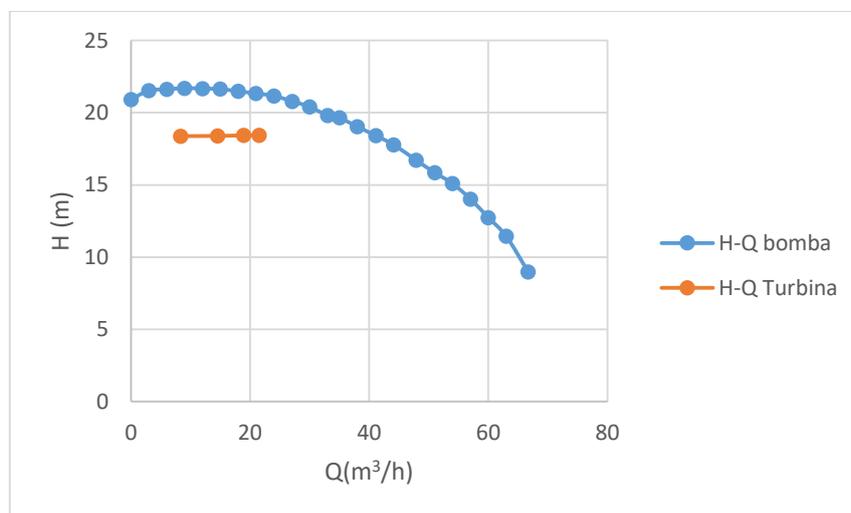


Figura 16. Gráfica altura caudal bomba y turbina

Tal y como muestra la Figura 16 la altura en el rango que se va a realizar la práctica se mantiene para los distintos caudales por lo que se realizará la práctica considerando una altura fija de H=18,6 m. A esta altura se corrigen los valores obtenidos experimentalmente.

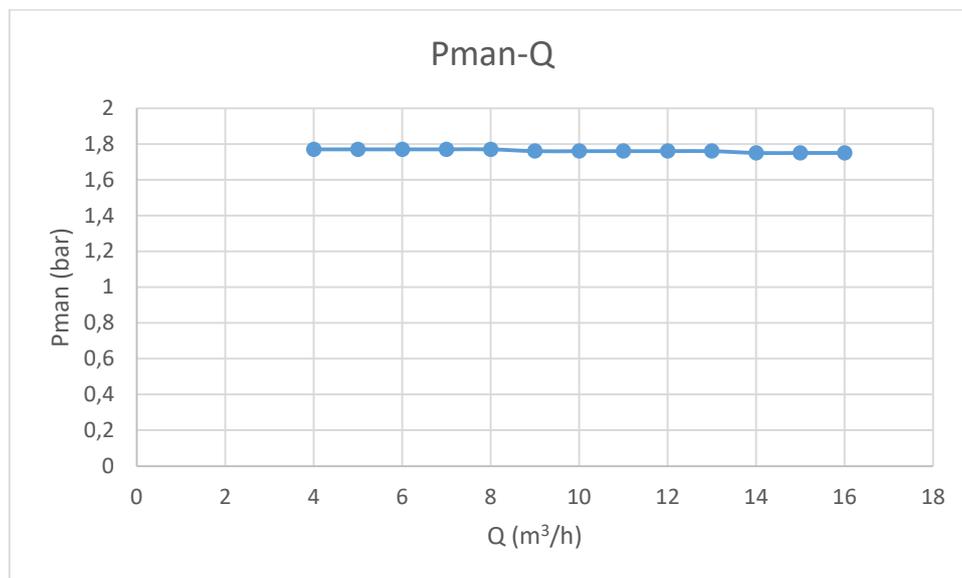


Figura 17. Gráfica presión frente a caudal

Tal y como se observa en la Figura 17 la variación del caudal apenas tiene influencia sobre la presión mostrada por el manómetro por lo que se realiza la práctica a una presión constante de 1,76 bar.

## 2.3 Potencias

### 2.3.1 Potencia neta

Corresponde a la potencia que entrega el fluido a la turbina. Es la potencia que tiene el agua a la entrada de la turbina menos la que tiene a la salida que se considera nula.

$$P_{neta} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad (4)$$

### 2.3.2 Potencia útil

Es la potencia mecánica que entrega la turbina en su eje. Corresponde al producto del par de fuerzas, que genera el eje de la turbina, por su velocidad angular. La velocidad angular se mide mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje y se representa en el display en rpm. El par de fuerzas generado por el eje de la turbina se mide mediante un columpio en el que se sitúa un brazo que ejerce fuerza sobre una célula de carga. Este momento es mostrado en el display en Nm.

$$P_{\text{útil}} = P_{\text{eje}} = M \cdot w \quad (5)$$

## 2.4 Rendimientos

### 2.4.1 Rendimiento del rodete

Es el cociente entre la potencia útil y la aportada por el choque del chorro de agua. Se considera que la velocidad absoluta en la vena contracta,  $C_1$ , se mantiene constante en la longitud del chorro desde que sale por el inyector hasta que choca con los álabes.

$$\eta_{\text{rodete}} = \frac{M \cdot w}{\rho \cdot g \cdot \frac{C_1^2}{2g} \cdot Q} \quad (6)$$

### 2.4.2 Rendimiento total

Es el cociente entre la potencia útil y la potencia neta. Se cumple que el rendimiento total es el producto del rendimiento del inyector por el rendimiento del rodete como se comprueba en la Ecuación 7.

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{inyector}} \cdot \eta_{\text{rodete}} = \frac{\frac{C_1^2}{2g}}{H} \frac{P_{\text{eje}}}{\rho \cdot g \cdot \frac{C_1^2}{2g} \cdot Q} = \frac{P_{\text{eje}}}{P_{\text{neto}}} \quad (7)$$

Se considera el rendimiento volumétrico de valor unitario debido a que todo el caudal que sale por el inyector impacta con los álabes de la turbina.

### 3. Instalación y montaje

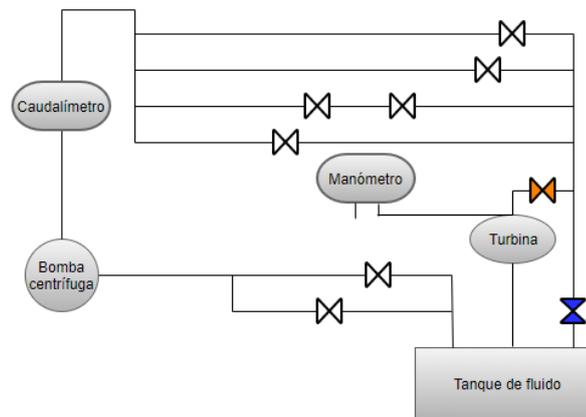


Figura 18. Esquema montaje turbina

En la Figura 18 se muestra el cuadro de montaje de la turbina Turgo. El manómetro tiene la entrada negativa al aire y la entrada positiva conectada a la entrada de la turbina como se aprecia en la Figura 19 y en la Figura 20. Se debe poner el medidor de par a cero así como encender correctamente el tacómetro y el regulador de par. La bomba debe girar a 1500 rpm. La válvula de mando azul debe encontrarse cerrada y la de mango naranja cercana a la turbina abierta para asegurarse de que el caudal mostrado en el caudalímetro es el mismo que pasa por el rodete.

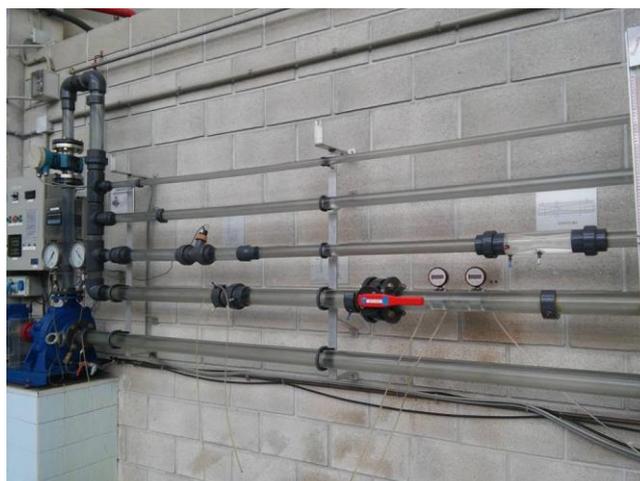


Figura 19. Cuadro de montaje turbina Turgo







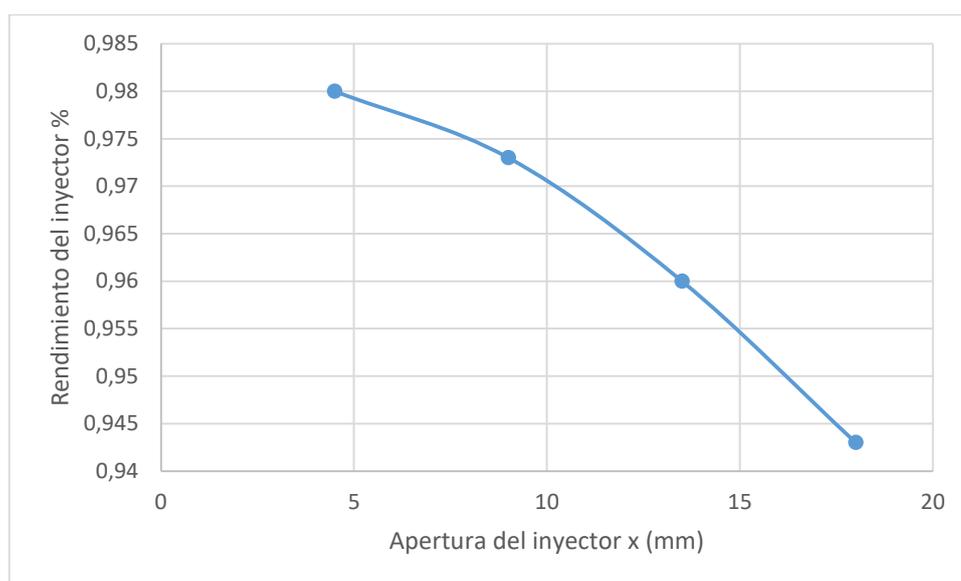


Figura 21. Rendimiento del inyector frente a apertura

El coeficiente de contracción es el cociente entre la sección del chorro libre inmediatamente antes de impactar con los álabes y la sección a la salida del inyector.

A continuación en la tabla 5 se recogen datos del inyector necesarios en el apartado 5.3.

Vueltas del inyector	x(mm)	Sx(mm <sup>2</sup> )	$\eta_{\text{inyector}}$
3	4,5	134,877	0,981
6	9	250,258	0,973
9	13,5	346,140	0,959
12	18	422,526	0,943

Tabla 5. Datos por vuelta



15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
	max							

Tabla 6. Resultados Turgo 3 vueltas (continuación)







15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
	max							

Tabla 8. Resultados Turgo 9 vueltas (continuación)



15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
	max							

Tabla 9. Resultados Turgo 12 vueltas (continuación)

### 5.3 Construcción de las tablas

Se deben rellenar cuatro tablas, una por cada apertura del inyector. Las columnas 1 a 4 son los valores medidos experimentalmente y la columna 5 corresponde a la altura sin corregir obtenida mediante la ecuación 3.

Las columnas 6, 7 y 8 corresponden a los valores corregidos a una altura de 18,6m. Las ecuaciones de puntos homólogos son las siguientes:

$$\frac{n_{hom}}{n} = \sqrt{\frac{18,6}{H}} \quad (10)$$

$$\frac{Q_{hom}}{Q} = \frac{n_{hom}}{n} \quad (11)$$

$$\frac{Par_{hom}}{P} = \left(\frac{n_{hom}}{n}\right)^2 \quad (12)$$

Las columnas 9 y 10 se rellenan con los valores aportados en la tabla 5.

La columna 11 corresponde al coeficiente de velocidad absoluta

$$Kc1 = \sqrt{\eta \text{ inyector}} \quad (13)$$

La columna 12 es la velocidad absoluta del chorro a la salida del inyector

$$C_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot 18,6 \cdot \eta \text{ inyector}} \quad (14)$$

Columna 13 diámetro del chorro en la vena contracta utilizando el caudal medio de la columna 7 y la velocidad absoluta de la columna 12. Comprobar las unidades.

Columna 14 coeficiente de contracción del chorro

$$C_c = \frac{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}{Sx} \quad (15)$$

En la columna 15 se debe calcular la potencia que transmite el eje de la turbina, potencia útil.

$$Peje = Par_{hom} \cdot rpm_{hom} \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (16)$$

En la columna 16 se debe calcular la potencia neta utilizando el caudal medio de la columna 7. Para obtener watios el caudal debe ir en m<sup>3</sup>/s.

$$Pneta = \rho \cdot g \cdot 18,6 \cdot Qmed \quad (17)$$

En la columna 17 se calcula el rendimiento total que resulta del cociente entre la potencia del eje y la potencia neta.

El rendimiento del rodete de la columna 18 es el producto del rendimiento total por el rendimiento del inyector.

En la columna 19 aparecen las revoluciones por minuto óptimas que corresponde a la velocidad de giro experimental para el rendimiento total máximo.

La columna 20 corresponde al coeficiente de velocidad de arrastre calculado en la situación de máximo rendimiento total

$$K_{u1} = \frac{n_{\eta max} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot 18,6}} \quad (18)$$

R corresponde al radio del rodete de 0,070 m y la velocidad de giro correspondiente al rendimiento total máximo debe encontrarse en m/s.

Columna 21 coeficiente de velocidad de embalamiento. Se debe usar la velocidad de giro en la que se obtiene par cero y corregida a 18,6 m de la columna 6 en m/s.

$$K_{uembalamiento} = \frac{n_{embalamiento} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot 18,6}} \quad (19)$$

La columna 22 corresponde al cociente de los resultados de la columna 20 entre los resultados de la columna 11. Los coeficientes de velocidad son indicadores del funcionamiento real de la turbina. Teóricamente  $K_{c1}$  valdría la unidad y  $K_{u1}$  0,5 ya que la velocidad de arrastre sería la mitad de la absoluta.

La columna 23 corresponde al cociente de los resultados de la columna 21 entre los resultados de la columna 11. En una situación ideal de no rozamiento en el rodete valdría la unidad.

#### **5.4. Gráficas a realizar.**

Para observar el comportamiento de la turbina se van a realizar las gráficas caudal medio frente a  $x$ ,  $d_0$  frente a  $x$ , velocidad absoluta del chorro C1 frente a  $x$ . En una misma gráfica  $K_{c1}$ ,  $K_{u1}$  y  $K_{u\text{em}}/K_{u1}$  frente a  $x$ . Coeficiente de contracción del chorro  $C_c$  frente a  $x$ . En una misma gráfica las columnas 22 y 23 frente a  $x$ .

Respecto a los rendimientos se representa en la misma gráfica el rendimiento total frente a las revoluciones por minuto corregidas para cada  $x$  y también su colina de rendimientos. Se realiza lo mismo para el rendimiento del rodete.

La colina de rendimientos consiste en una gráfica en la que en el eje  $y$  se encuentran las rpm corregidas y en el eje  $x$  las diversas aperturas del inyector. En un gráfico de dispersión se crean diferentes series una para cada porcentaje aproximado. Por ejemplo 50%, 55%, 60%, 65%... en los valores  $x$  de la serie se seleccionan las aperturas del inyector y en los valores  $y$  de la serie se seleccionan las rpm corregidas para las que se da ese porcentaje. De esta manera por cada porcentaje se tienen diferentes puntos de apertura con sus rpm correspondientes. Cada porcentaje se representa mediante una línea. En el centro de la colina de rendimientos se encuentra el máximo rendimiento.

De la colina de rendimientos para el rendimiento total se debe anotar el rendimiento máximo así como a qué rpm y para qué  $x$  se obtiene. Éste es el punto de diseño de la turbina.

Con las características del punto de diseño se calcula la velocidad específica en función de la potencia  $n_s$  y la velocidad específica adimensional  $w_s$ .

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P_{eje}}}{H_{net}^{\frac{5}{4}}} \quad (16)$$

Donde  $n$  se encuentra en rpm y la potencia del eje en caballos de vapor.

$$w_s = \frac{w \cdot \sqrt{\frac{P_{eje}}{\rho}}}{(g \cdot 18,6)^{\frac{5}{4}}} \quad (17)$$

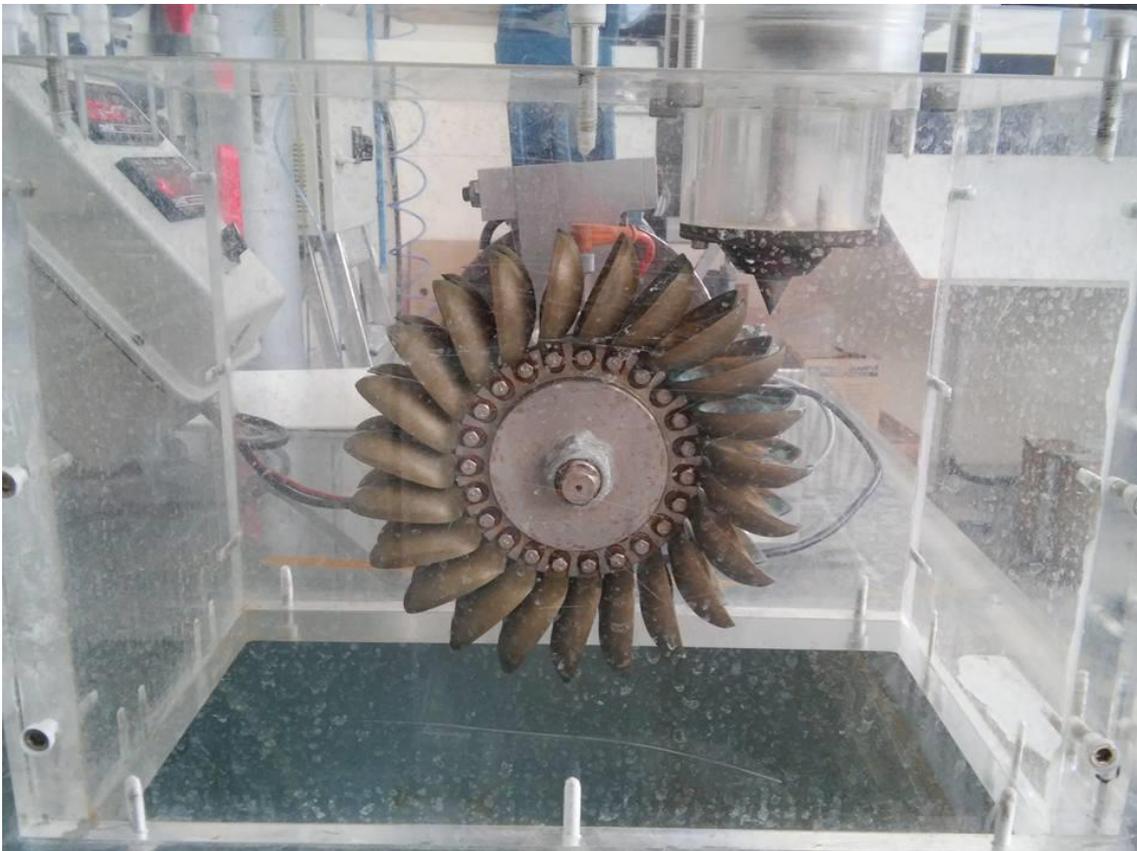
Siendo  $w$  en radianes por segundo, la potencia del eje en caballos de vapor y la aceleración de la gravedad en unidades del sistema internacional.

## 6 Conclusiones

Breve comentario sobre la práctica así como de los resultados obtenidos y de la consecución de los objetivos presentados en el apartado 1.

# ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA PELTON

- Guion para el profesorado -





## 1. Objetivos

- Determinar el punto de diseño de una turbina Pelton así como su velocidad específica.
- Deducir experimentalmente las curvas y colinas de rendimientos total de la turbina y del rodete.
- Analizar la influencia del grado de apertura del inyector en el comportamiento de la turbina.
- Estudiar el comportamiento real de la turbina.

## 2. Introducción y fundamentos teóricos

Las turbinas Pelton, denominadas también turbinas de impulsión o de chorro libre, son las únicas turbinas hidráulicas de acción que se construyen en la actualidad para grandes potencias. En 1889 la primitiva patente del americano Pelton contenía ya todos los elementos esenciales de esas turbinas cuyo perfeccionamiento, logrado con numerosas investigaciones experimentales, ha concluido a las turbinas pelton modernas. [1]

### 2.1 Inyector

El inyector es la parte de la turbina encargada de administrar el fluido de trabajo. Regula la cantidad de flujo con la que trabaja la turbina. En este caso se regula mediante un cabezal que hay que hacer girar. Por cada vuelta completa del cabezal la aguja del inyector se desplaza linealmente 1,5 mm. En la Figura 32 se visualiza la geometría del inyector.



Figura 32. Inyector turbina Pelton

La sección de entrada tiene un diámetro de 51 mm. Hay que tener en cuenta que el fluido, a su paso por el inyector, genera pérdidas debidas al codo de 90° y al rozamiento por el dispositivo. El chorro que sale del inyector no tiene la misma sección que el que impacta en los álabes. Esto es definido mediante el coeficiente de contracción. El rendimiento del inyector se discute en el apartado 5.

En la Figura 33 están acotadas las dimensiones de la salida del inyector siendo el ángulo de la aguja del inyector  $2\gamma=50^\circ$ , ángulo de la tobera  $2(\gamma+\epsilon)=80^\circ$  y donde  $x$  representa el desplazamiento axial de la aguja siendo el máximo de 16,5 mm. Asimismo, el diámetro de la tobera  $\delta= 19,53$  mm.

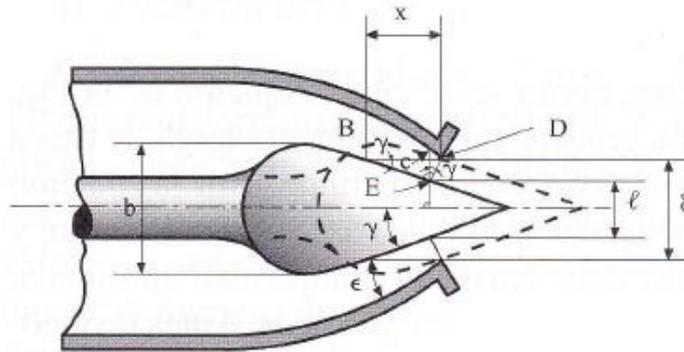


Figura 33. Geometría sección chorro [1]

## 2.2 Altura neta de la turbina

En la Ecuación 1 se aplica la ecuación de Bernoulli expresada en metros entre la entrada y la salida de la turbina. Se considera como entrada la toma piezométrica del inyector y como salida el eje de la turbina. La distancia entre la entrada y la salida de la turbina es de 237 mm.

$$\left( \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z \right)_{entrada} - \left( \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z \right)_{salida} = H \quad (1)$$

La presión relativa del fluido tanto a la entrada como a la salida del rodete es cero por ser un chorro libre. Como origen de alturas se toma el eje del rodete. La velocidad del fluido a la salida de la turbina se considera nula. Colocando un manómetro a 250 mm de la entrada la expresión queda de la siguiente manera:

$$\frac{P_{man}}{\rho \cdot g} + 0,250 + \frac{(v_e)^2}{2 \cdot g} + 0,237 = H \quad (2)$$

Los manómetros disponibles en el laboratorio miden en bar y el caudalímetro en m<sup>3</sup>/h por lo que considerando la densidad del fluido como 1000 kg/m<sup>3</sup>, la aceleración de la gravedad como 9,81 m/s<sup>2</sup> y teniendo una sección correspondiente a un diámetro de 51 mm:

$$10,2 \cdot P_{man} + 0,25 + 9,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 + 0,237 = H \quad (3)$$

donde la altura  $H$  viene expresada en m, el caudal  $Q$  en  $m^3/h$  y la presión en bar.

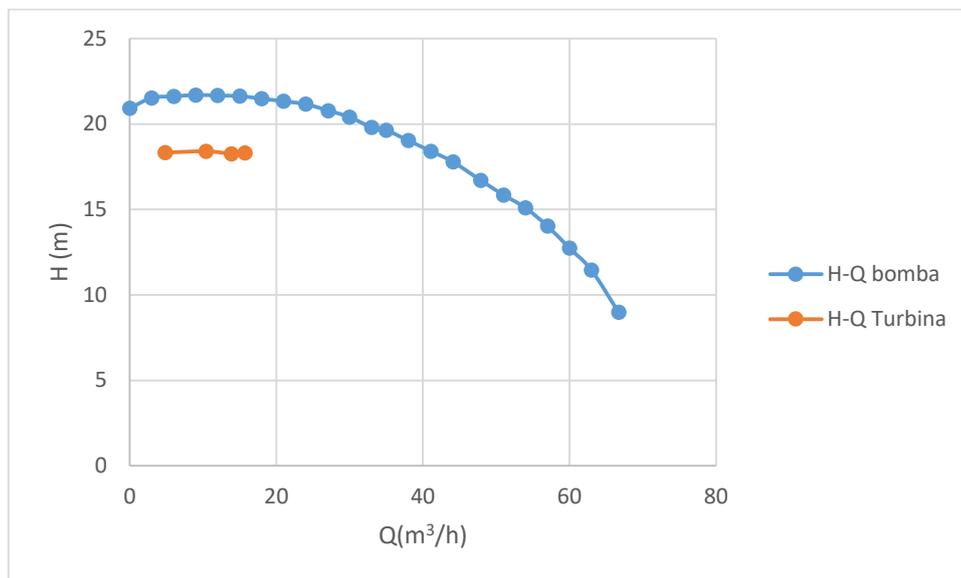


Figura 34. Gráfica altura caudal bomba y turbina

Tal y como muestra la Figura 34 la altura en el rango que se va a realizar la práctica se mantiene para los distintos caudales por lo que se realizará la práctica considerando una altura fija de  $H=18,6$  m. A esta altura se corrigen los valores obtenidos experimentalmente.

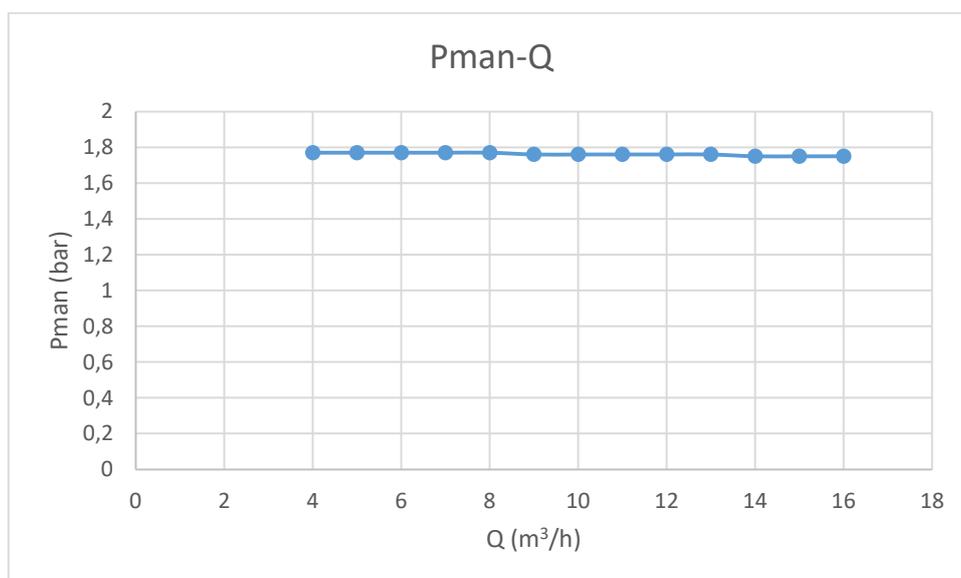


Figura 35. Gráfica presión frente a caudal

Tal y como se observa en la Figura 35 la variación del caudal apenas tiene influencia sobre la presión mostrada por el manómetro por lo que se realiza la práctica a una presión constante de 1,76 bar.

## 2.3 Potencias

### 2.3.1 Potencia neta

Corresponde a la potencia que entrega el fluido a la turbina. Es la potencia que tiene el agua a la entrada de la turbina menos la que tiene a la salida que se considera nula.

$$P_{neta} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad (4)$$

### 2.3.2 Potencia útil

Es la potencia mecánica que entrega la turbina en su eje. Corresponde al producto del par de fuerzas, que genera el eje de la turbina, por su velocidad angular. La velocidad angular se mide mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje y se representa en el display en rpm. El par de fuerzas generado por el eje de la turbina se mide mediante un columpio en el que se sitúa un brazo que ejerce fuerza sobre una célula de carga. Este momento es mostrado en el display en Nm.

$$P_{\acute{u}til} = P_{eje} = M \cdot \omega \quad (5)$$

## 2.4 Rendimientos

### 2.4.1 Rendimiento del rodete

Es el cociente entre la potencia útil y la aportada por el choque del chorro de agua. Se considera que la velocidad absoluta en la vena contracta,  $C_1$ , se mantiene constante en la longitud del chorro desde que sale por el inyector hasta que choca con los álabes.

$$\eta_{rodete} = \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot \frac{C_1^2}{2g} \cdot Q} \quad (6)$$

## 2.4.2 Rendimiento total

Es el cociente entre la potencia útil y la potencia neta. Se cumple que el rendimiento total es el producto del rendimiento del inyector por el rendimiento del rodete como se comprueba en la Ecuación 7.

$$\eta_{total} = \eta_{inyector} \cdot \eta_{rodete} = \frac{\frac{c_1^2}{2g}}{H} \frac{Peje}{\rho \cdot g \cdot \frac{c_1^2}{2g} \cdot Q} = \frac{Peje}{P_{neta}} \quad (7)$$

Se considera el rendimiento volumétrico de valor unitario debido a que todo el caudal que sale por el inyector impacta con los álabes de la turbina.

## 3. Instalación y montaje

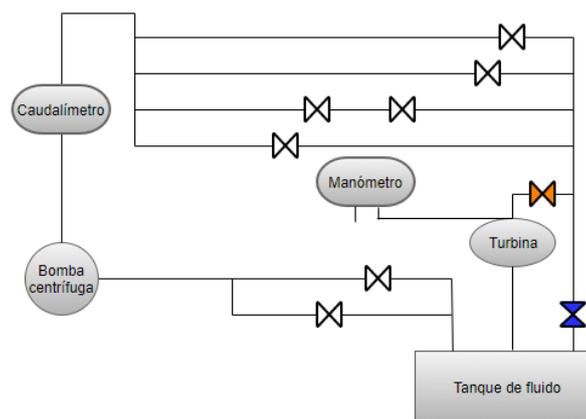


Figura 36. Esquema montaje turbina

En la Figura 36 se muestra el cuadro de montaje de la turbina Pelton. El manómetro derecho tiene la entrada negativa al aire y la entrada positiva conectada a la entrada de la turbina como se aprecia en la Figura 37 y en la Figura 38. Se debe poner el medidor de par a cero así como encender correctamente el tacómetro y el regulador de par. La bomba debe girar a 1500 rpm. La válvula de mando azul debe encontrarse cerrada y la de mango naranja cercana a la turbina abierta para asegurarse de que el caudal mostrado en el caudalímetro es el mismo que pasa por el rodete.



Figura 37. Cuadro de montaje turbina Pelton



Figura 38. Conexión de manómetro

#### 4. Toma de datos

Como se ha comentado anteriormente, se va a simular un salto de 18,6 m, por lo que la presión mostrada en el manómetro debe ser de 1,76 bar. Una vez regulada la apertura del inyector se debe regular la presión al valor mencionado. Esto se consigue manipulando la válvula cercana al manómetro. Si ésta varía al variar las revoluciones por minuto simplemente se anota la variación. Para la siguiente apertura se vuelve a regular la presión.

Se realizarán 4 mediciones para unas aperturas de 2, 5, 8 y 11 vueltas que corresponden con unas aperturas del inyector de 3, 7,5, 12 y 16,5 mm.

Tablas a rellenar:

2 vueltas			
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)
449,500	1,753	4,822	2,175
599,250	1,750	4,803	2,000
750,000	1,753	4,822	1,823
899,750	1,753	4,812	1,625
1000,750	1,753	4,826	1,473
1102,250	1,750	4,815	1,293
1199,250	1,750	4,812	1,105
1298,500	1,750	4,820	0,875
1401,250	1,748	4,829	0,593
1501,000	1,748	4,839	0,323
1598,000	1,745	4,820	0,075
1631,750	1,743	4,861	0,000

Tabla 11. Resultados experimentales Pelton 2 vueltas

5 vueltas			
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)
453,500	1,760	10,408	4,773
601,750	1,758	10,368	4,435
749,000	1,770	10,395	4,180
901,750	1,775	10,425	3,828
994,750	1,773	10,423	3,560
1095,750	1,773	10,428	3,250
1198,750	1,775	10,433	2,898
1296,500	1,780	10,450	2,520
1401,750	1,785	10,460	2,020
1498,000	1,785	10,463	1,503
1601,750	1,785	10,470	0,930
1702,000	1,780	10,448	0,438
1756,000	1,673	10,050	0,000

Tabla 12. Resultados experimentales Pelton 5 vueltas

8 vueltas			
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)
450,250	1,745	13,865	6,205
600,500	1,760	13,943	5,895
754,000	1,770	13,960	5,553
898,750	1,778	13,983	5,153
1003,250	1,778	13,983	4,790
1101,250	1,775	13,970	4,415
1203,000	1,778	13,980	3,975
1295,750	1,778	13,998	3,500
1401,000	1,783	14,040	2,858
1499,750	1,780	14,005	2,160
1600,000	1,775	13,960	1,410
1701,750	1,745	13,810	0,735
1743,000	1,608	13,243	0,000

Tabla 13. Resultados experimentales Pelton 8 vueltas

11 vueltas			
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)
450,500	1,750	15,740	6,923
600,000	1,773	15,803	6,620
750,250	1,780	15,830	6,278
901,000	1,780	15,853	5,813
1002,500	1,775	15,838	5,395
1100,250	1,778	15,823	4,990
1204,000	1,778	15,838	4,503
1301,250	1,780	15,858	3,955
1400,500	1,783	15,870	3,263
1498,000	1,780	15,855	2,490
1599,500	1,770	15,800	1,653
1703,500	1,685	15,383	0,738
1752,000	1,560	14,903	0,000

Tabla 14. Resultados experimentales Turgo 12 vueltas

## 5. Cálculos y gráficas

### 5.1. Rendimiento del inyector

El rendimiento del inyector representa las pérdidas en forma de altura entre el chorro libre inmediatamente antes de impactar con los álabes y su entrada.

$$\eta_{inyector} = \frac{\text{altura dinámica del chorro}}{\text{altura neta}} = \frac{\frac{C_1^2}{2 \cdot g}}{H_{entrada}} \quad (8)$$

$C_1$  es la velocidad absoluta del chorro que se aproxima a la velocidad absoluta en la vena contracta, donde el diámetro del chorro es el más pequeño  $d_0$ . La ecuación empírica que describe el rendimiento del inyector en función de su apertura es:

$$\eta_{inyector} = 0,985 - 0,042 \left( \frac{x}{x_{max}} \right)^{1,8} \quad (9)$$

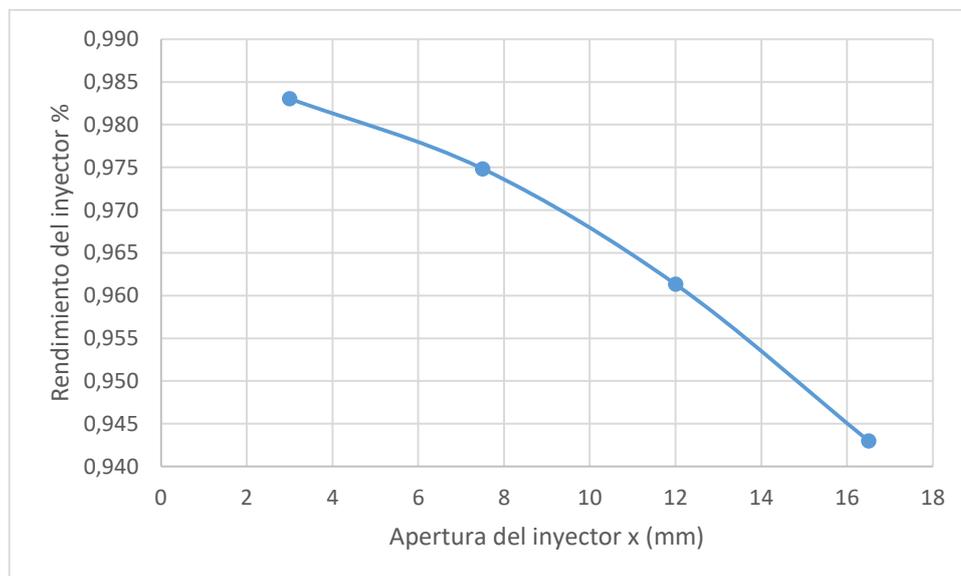


Figura 39. Rendimiento del inyector frente a apertura

El coeficiente de contracción es el cociente entre la sección del chorro libre inmediatamente antes de impactar con los álabes y la sección a la salida del inyector.

A continuación en la Tabla 15 se recogen datos del inyector necesarios en el apartado 5.3.

Vueltas del inyector	x(mm)	Sx(mm <sup>2</sup> )	$\eta$ inyector
2	3	74,1279	0,983
5	7,5	169,0714	0,975
8	12	244,5167	0,961
11	16,5	300,4638	0,943

Tabla 15. Datos por vuelta

## 5.2 Tablas a rellenar

valores experimentales					experimentales corregidos a H=18,6m									
2 vueltas														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	H(m)	n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	Sx(mm <sup>2</sup> )	η inyector (%)	Kc1	C1(m/s)	d0(mm)	Cc	
449,50	1,75	4,82	2,18	18,32	452,889	4,858	2,208	74,1279	0,983	0,9915	18,9401	9,5304	0,9623	
599,25	1,75	4,80	2,00	18,30	604,189	4,843	2,033							
750,00	1,75	4,82	1,82	18,32	755,654	4,858	1,850							
899,75	1,75	4,81	1,63	18,32	906,534	4,849	1,650							
1000,75	1,75	4,83	1,47	18,32	1008,295	4,863	1,495							
1102,25	1,75	4,82	1,29	18,30	1111,334	4,855	1,314							
1199,25	1,75	4,81	1,11	18,30	1209,133	4,851	1,123							
1298,50	1,75	4,82	0,88	18,30	1309,201	4,859	0,889							
1401,25	1,75	4,83	0,59	18,27	1413,783	4,872	0,603							
1501,00	1,75	4,84	0,32	18,27	1514,425	4,883	0,328							
1598,00	1,75	4,82	0,08	18,25	1613,419	4,866	0,076							
1631,75	1,74	4,86	0,00	18,22	1648,646	4,911	0,000							
						Q medio(m3/h)	4,864							

Tabla 16. Resultados Pelton 2 vueltas

15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
104,714	246,281	0,425	0,433	1000,75	0,4389	0,7230	0,4427	0,7292
128,635		0,522	0,531					
146,401		0,594	0,605					
156,599		0,636	0,647					
157,832		0,641	0,652					
152,909		0,621	0,632					
142,231		0,578	0,588					
121,947		0,495	0,504					
89,296		0,363	0,369					
52,064		0,211	0,215					
12,917		0,052	0,053					
	max	0,641	0,652					

Tabla 16. Resultados Pelton 2 vueltas (continuación)

Rebeca Espada Maquirriain

valores experimentales					experimentales corregidos a H=18,6m									
5vueltas														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	H(m)	n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	Sx(mm <sup>2</sup> )	η inyector (%)	Kc1	C1(m/s)	d0(mm)	Cc	
453,50	1,76	10,41	4,77	18,41	455,869	10,462	4,822	169,071	0,975	0,9874	18,8629	13,9883	0,9090	
601,75	1,76	10,37	4,44	18,38	605,314	10,429	4,488							
749,00	1,77	10,40	4,18	18,51	750,836	10,420	4,201							
901,75	1,78	10,43	3,83	18,56	902,716	10,436	3,836							
994,75	1,77	10,42	3,56	18,53	996,500	10,441	3,573							
1095,75	1,77	10,43	3,25	18,53	1097,678	10,446	3,261							
1198,75	1,78	10,43	2,90	18,56	1200,034	10,444	2,904							
1296,50	1,78	10,45	2,52	18,61	1296,108	10,447	2,518							
1401,75	1,79	10,46	2,02	18,66	1399,409	10,443	2,013							
1498,00	1,79	10,46	1,50	18,66	1495,498	10,445	1,497							
1601,75	1,79	10,47	0,93	18,66	1599,074	10,453	0,927							
1702,00	1,78	10,45	0,44	18,61	1701,485	10,444	0,437							
1756,00	1,67	10,05	0	17,51	1809,624	10,3572	0							
					Qmedio	10,436								

Tabla 17. Resultados Pelton 5 vueltas

15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
230,219	528,402	0,436	0,447	1095,75	0,4805	0,7462	0,4867	0,7557
284,468		0,538	0,552					
330,275		0,625	0,641					
362,598		0,686	0,704					
372,806		0,706	0,724					
374,899		0,709	0,728					
364,901		0,691	0,708					
341,828		0,647	0,663					
295,034		0,558	0,573					
234,518		0,444	0,455					
155,213		0,294	0,301					
	max	0,709	0,728					

Tabla 17. Resultados Pelton 5 vueltas (continuación)

Rebeca Espada Maquirriain

valores experimentales					experimentales corregidos a H=18,6m									
8 vueltas														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
n(rpm)	Presion(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	H(m)	n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	Sx(mm <sup>2</sup> )	η inyector (%)	Kc1	C1(m/s)	d0(mm)	Cc	
450,25	1,75	13,87	6,21	18,26	454,397	13,993	6,320	244,517	0,961	0,9803	18,7270	16,2502	0,8482	
600,50	1,76	13,94	5,90	18,42	603,504	14,012	5,954							
754,00	1,77	13,96	5,55	18,52	755,681	13,991	5,577							
898,75	1,78	13,98	5,15	18,59	898,898	13,985	5,154							
1003,25	1,78	13,98	4,79	18,59	1003,415	13,985	4,792							
1101,25	1,78	13,97	4,42	18,57	1102,188	13,982	4,423							
1203,00	1,78	13,98	3,98	18,59	1203,198	13,982	3,976							
1295,75	1,78	14,00	3,50	18,59	1295,962	14,000	3,501							
1401,00	1,78	14,04	2,86	18,65	1399,307	14,023	2,851							
1499,75	1,78	14,01	2,16	18,62	1498,967	13,998	2,158							
1600,00	1,78	13,96	1,41	18,57	1601,364	13,972	1,412							
1701,75	1,75	13,81	0,74	18,26	1717,430	13,937	0,749							
1743,00	1,61	13,24	0	16,86	1830,843	13,910	0							
						<b>Qmedio</b>	<b>13,9823</b>							

Tabla 18. Resultados Pelton 8 vueltas

15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
300,724	707,969	0,425	0,442	1101,25	0,4829	0,7532	0,4926	0,7683
376,294		0,532	0,553					
441,358		0,623	0,649					
485,177		0,685	0,713					
503,486		0,711	0,740					
510,452		0,721	0,750					
501,010		0,708	0,736					
475,150		0,671	0,698					
417,713		0,590	0,614					
338,704		0,478	0,498					
236,853		0,335	0,348					
134,636		0,190	0,198					
	max	0,721	0,750					

Tabla 18. Resultados Pelton 8 vueltas (continuación)

)

valores experimentales					experimentales corregidos a H=18,6m									
11 vueltas														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
n(rpm)	Presion(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	H(m)	n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)	Sx(mm <sup>2</sup> )	η inyector (%)	Kc1	C1(m/s)	d0(mm)	Cc	
450,50	1,75	15,74	6,92	18,32	453,951	15,861	7,029	300,464	0,943	0,9711	18,5508	17,3772	0,7893	
600,00	1,77	15,80	6,62	18,55	600,841	15,825	6,639							
750,25	1,78	15,83	6,28	18,62	749,755	15,820	6,269							
901,00	1,78	15,85	5,81	18,62	900,404	15,842	5,805							
1002,50	1,78	15,84	5,40	18,57	1003,213	15,849	5,403							
1100,25	1,78	15,82	4,99	18,60	1100,279	15,823	4,990							
1204,00	1,78	15,84	4,50	18,60	1204,030	15,838	4,503							
1301,25	1,78	15,86	3,96	18,62	1300,389	15,847	3,950							
1400,50	1,78	15,87	3,26	18,65	1398,615	15,849	3,254							
1498,00	1,78	15,86	2,49	18,62	1497,009	15,845	2,487							
1599,50	1,77	15,80	1,65	18,52	1602,844	15,833	1,659							
1703,50	1,69	15,38	0,74	17,65	1748,534	15,7892	0,777							
1752,00	1,56	14,9025	0	16,378	1867,075	15,8813	0,000							
						Qmedio	15,838							

Tabla 19. Resultados Pelton 11 vueltas

15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
334,140	801,954	0,417	0,442	1100,25	0,4828	0,7668	0,4971	0,7896
417,698		0,521	0,552					
492,223		0,614	0,651					
547,337		0,683	0,724					
567,584		0,708	0,751					
574,982		0,717	0,760					
567,729		0,708	0,751					
537,865		0,671	0,711					
476,549		0,594	0,630					
389,832		0,486	0,515					
278,532		0,347	0,368					
142,275		0,177	0,188					
max		0,717	0,760					

Tabla 19. Resultados Pelton 11 vueltas (continuación)

### 5.3 Construcción de las tablas

Se deben rellenar cuatro tablas, una por cada apertura del inyector. Las columnas 1 a 4 son los valores medidos experimentalmente y la columna 5 corresponde a la altura sin corregir obtenida mediante la ecuación 3.

Las columnas 6, 7 y 8 corresponden a los valores corregidos a una altura de 18,6 m. Las ecuaciones de puntos homólogos son las siguientes:

$$\frac{n_{hom}}{n} = \sqrt{\frac{18,6}{H}} \quad (10)$$

$$\frac{Q_{hom}}{Q} = \frac{n_{hom}}{n} \quad (11)$$

$$\frac{Par_{hom}}{P} = \left(\frac{n_{hom}}{n}\right)^2 \quad (12)$$

Las columnas 9 y 10 se rellenan con los valores aportados en la tabla 5.

La columna 11 corresponde al coeficiente de velocidad absoluta

$$Kc1 = \sqrt{\eta \text{ inyector}} \quad (13)$$

La columna 12 es la velocidad absoluta del chorro a la salida del inyector

$$C_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot 18,6 \cdot \eta \text{ inyector}} \quad (14)$$

Columna 13 diámetro del chorro en la vena contracta utilizando el caudal medio de la columna 7 y la velocidad absoluta de la columna 12. Comprobar las unidades.

Columna 14 coeficiente de contracción del chorro

$$C_c = \frac{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}{Sx} \quad (15)$$

En la columna 15 se debe calcular la potencia que transmite el eje de la turbina, potencia útil.

$$Peje = Par_{hom} \cdot rpm_{hom} \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (16)$$

En la columna 16 se debe calcular la potencia neta utilizando el caudal medio de la columna 7. Para obtener watios el caudal debe ir en m<sup>3</sup>/s.

$$Pneta = \rho \cdot g \cdot 18,6 \cdot Qmed \quad (17)$$

En la columna 17 se calcula el rendimiento total que resulta del cociente entre la potencia del eje y la potencia neta.

El rendimiento del rodete de la columna 18 es el producto del rendimiento total por el rendimiento del inyector.

En la columna 19 aparecen las revoluciones por minuto óptimas que corresponde a la velocidad de giro experimental para el rendimiento total máximo.

La columna 20 corresponde al coeficiente de velocidad de arrastre calculado en la situación de máximo rendimiento total

$$K_{u1} = \frac{n_{\eta max} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot 18,6}} \quad (18)$$

R corresponde al radio del rodete de 0,080 m y la velocidad de giro correspondiente al rendimiento total máximo debe encontrarse en m/s.

Columna 21 coeficiente de velocidad de embalamiento. Se debe usar la velocidad de giro en la que se obtiene par cero y corregida a 18,6 m de la columna 6 en m/s.

$$K_{uembalamiento} = \frac{n_{embalamiento} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot 18,6}} \quad (19)$$

La columna 22 corresponde al cociente de los resultados de la columna 20 entre los resultados de la columna 11. Los coeficientes de velocidad son indicadores del funcionamiento real de la turbina. Teóricamente  $K_{c1}$  valdría la unidad y  $K_{u1}$  0,5 ya que la velocidad de arrastre sería la mitad de la absoluta.

La columna 23 corresponde al cociente de los resultados de la columna 21 entre los resultados de la columna 11. En una situación ideal de no rozamiento en el rodete valdría la unidad.

### 5.4 Gráficas a realizar.

Para observar el comportamiento de la turbina se van a realizar las gráficas caudal medio frente a  $x$  correspondiente a la Figura 40,  $d_0$  frente a  $x$  Figura 41, velocidad absoluta del chorro C1 frente a  $x$  Figura 42. En la Figura 43 se encuentran en una misma gráfica  $K_{c1}$ ,  $K_{u1}$  y  $K_{uembalamiento}$  frente a  $x$ . Coeficiente de contracción del chorro  $C_c$  frente a  $x$  en la Figura 44. En una misma gráfica correspondiente a la Figura 45 columnas 22 y 23 frente a  $x$ .

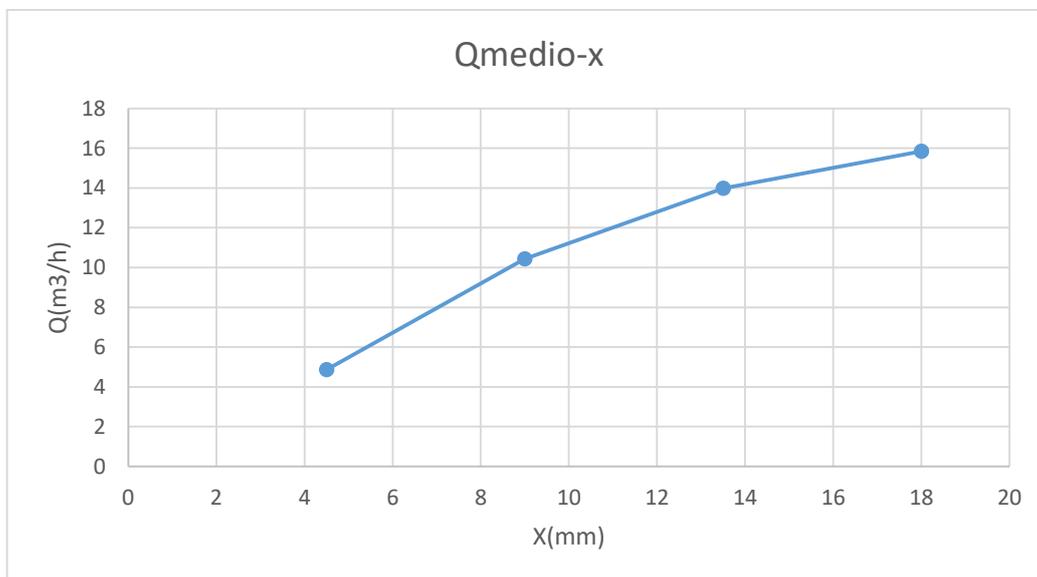


Figura 40. Gráfica caudal medio frente a  $x$

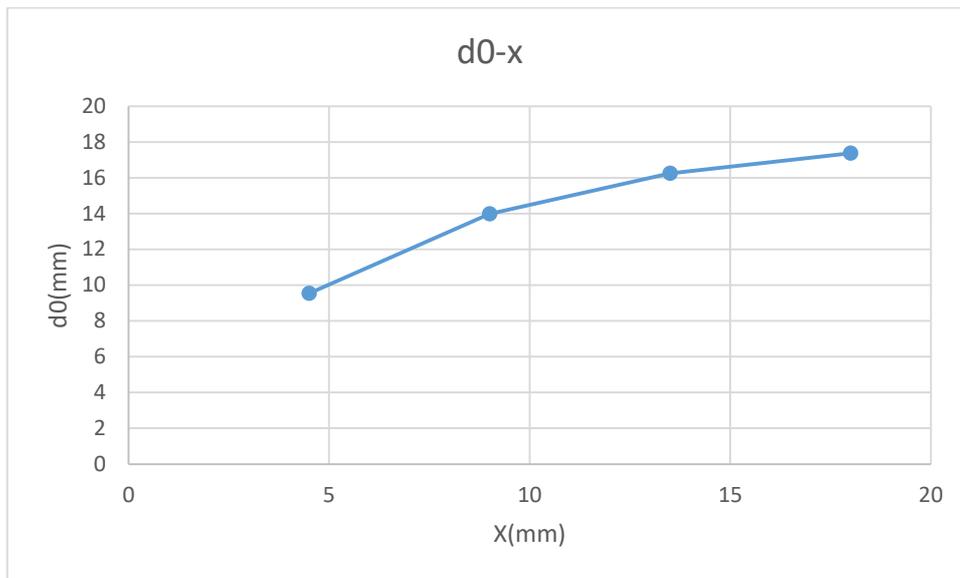


Figura 41. Gráfica diámetro del chorro frente a x

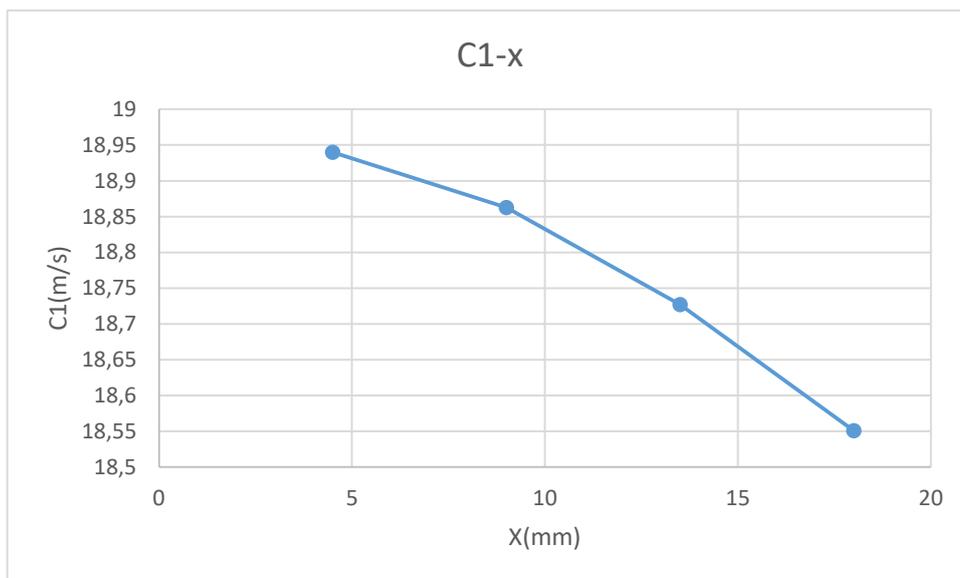


Figura 42. Gráfica velocidad absoluta del chorro frente a x

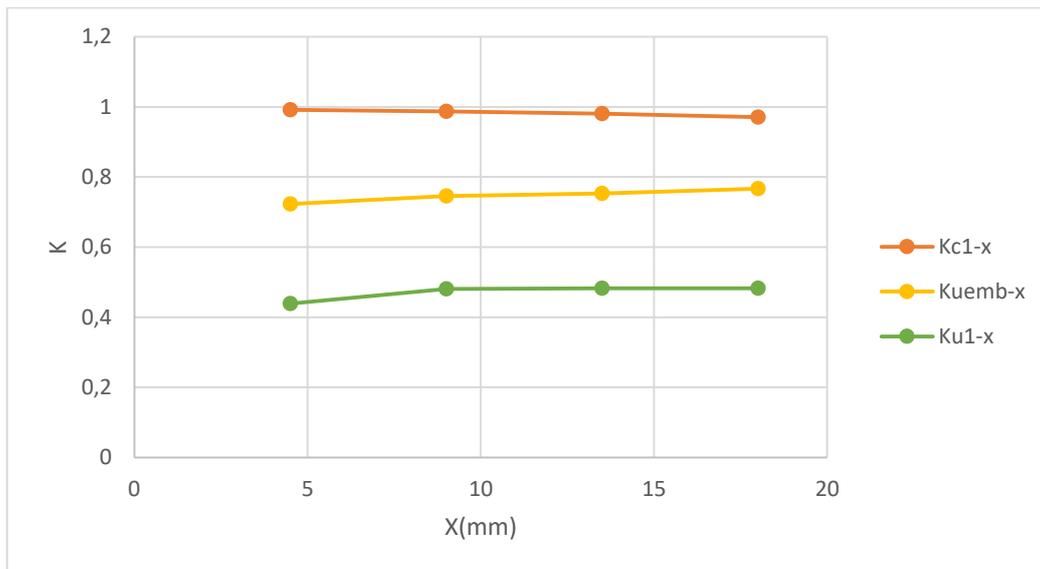


Figura 43. Gráfica K frente a x

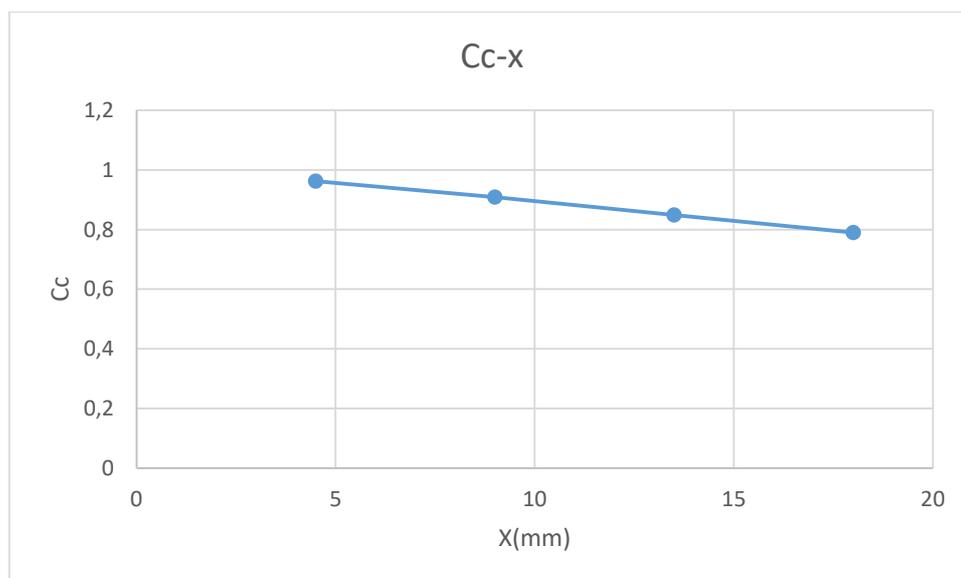


Figura 44. Gráfica coeficiente de contracción frente a x

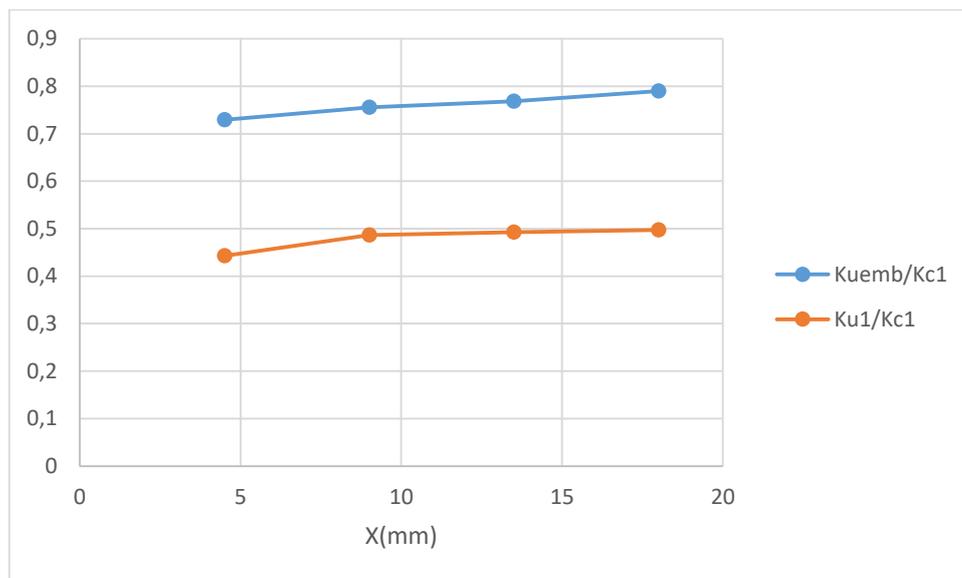


Figura 45. Gráfica cociente K frente a x

En la Figura 46 se encuentra en la misma gráfica representado el rendimiento total frente a las revoluciones por minuto corregidas para cada x y en la Figura 47 su colina de rendimientos. En la Figura 48 se encuentra en la misma gráfica representado el rendimiento del rodete frente a las revoluciones por minuto corregidas para cada x y en la Figura 49 su colina de rendimientos.

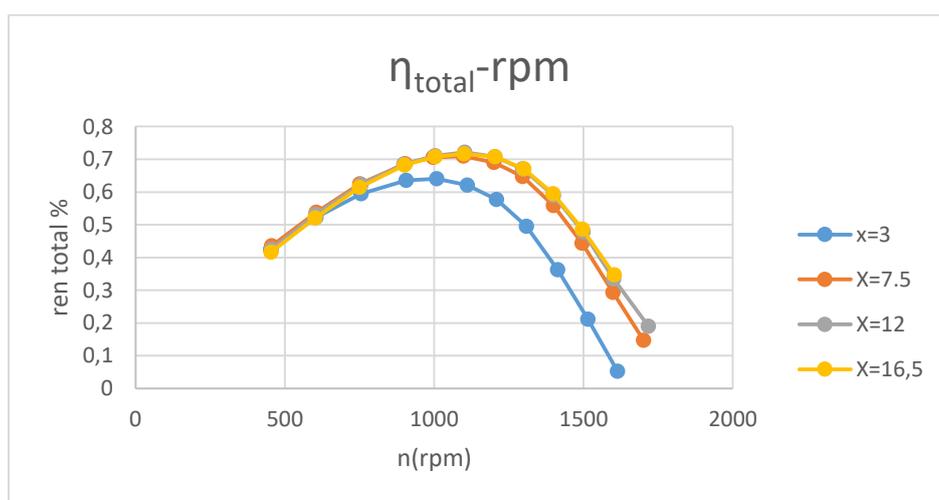


Figura 46. Gráfica rendimiento total frente a rpm

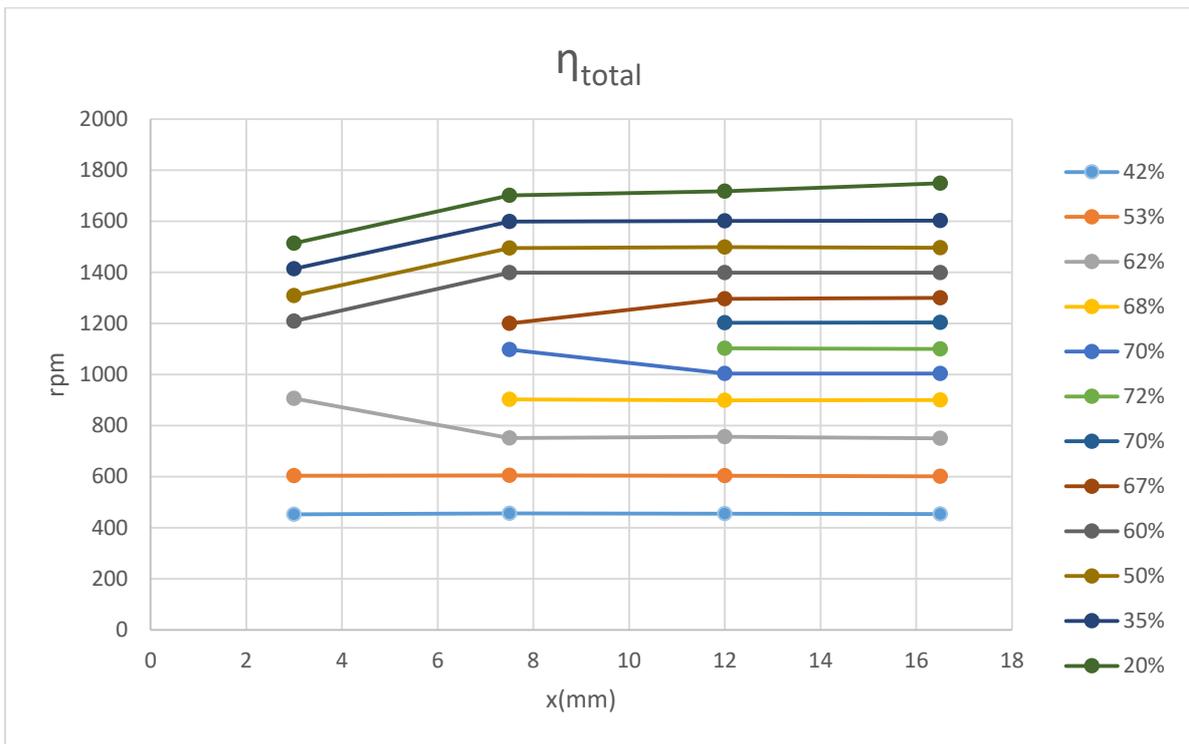


Figura 47. Gráfica colina de rendimientos total

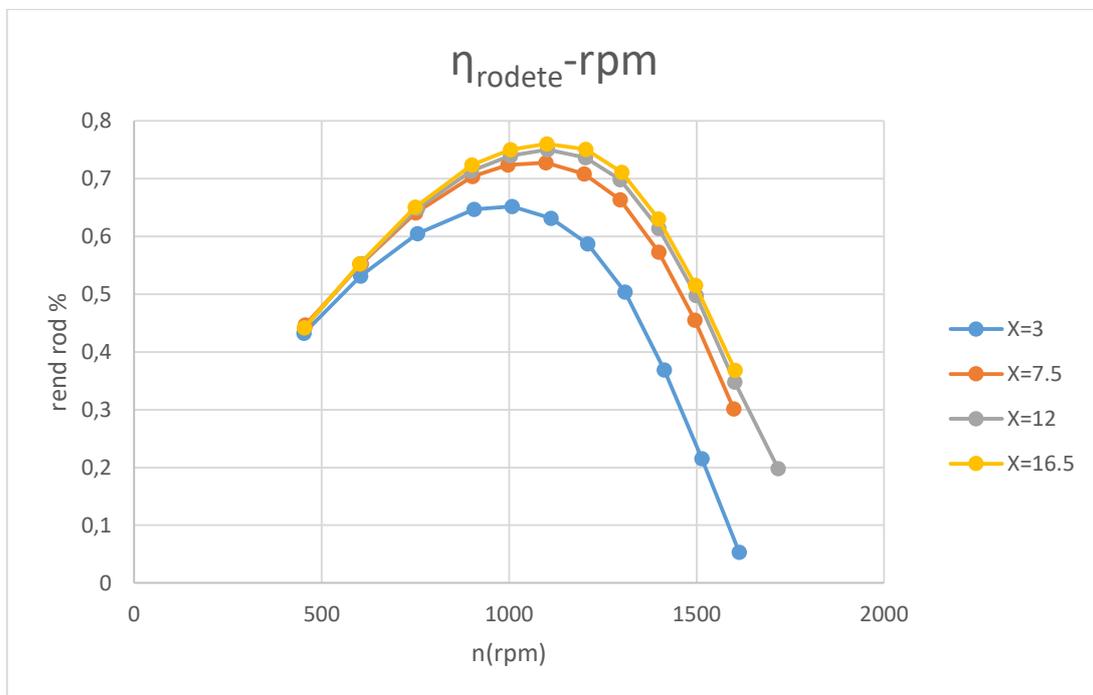


Figura 48. Gráfica rendimiento del rodete frente a rpm

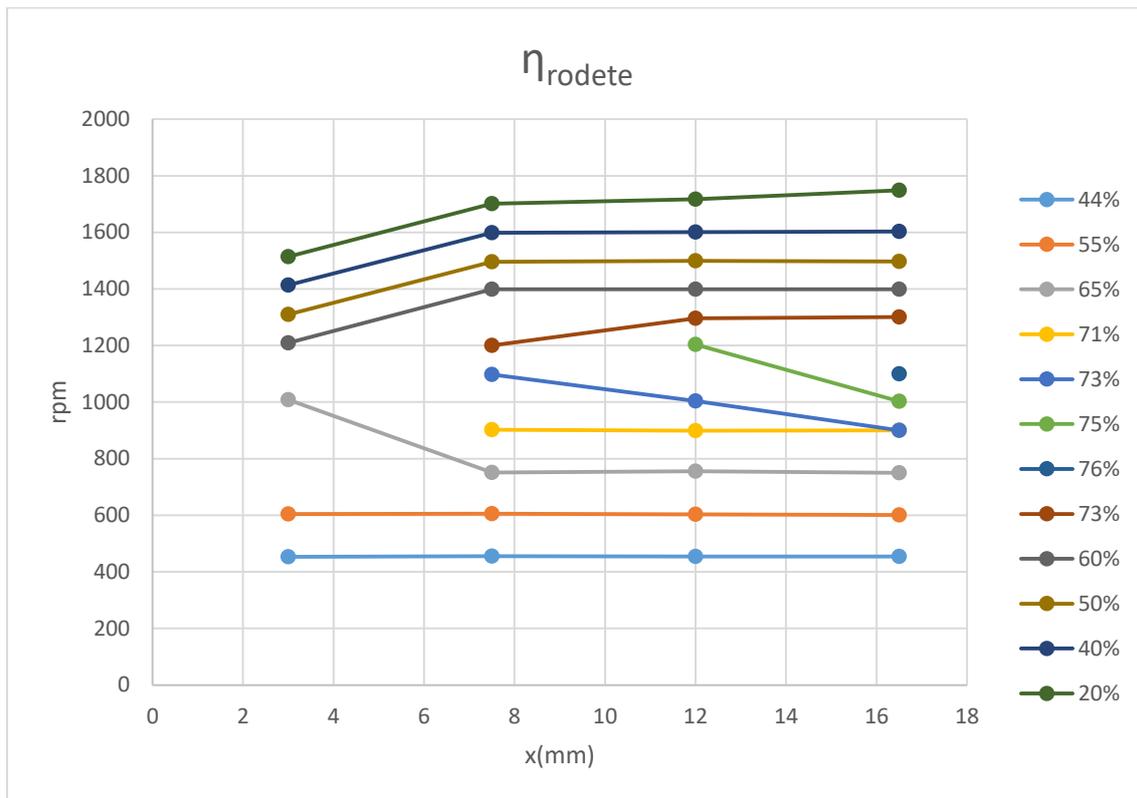


Figura 49. Gráfica colina de rendimientos del rodete

De la colina de rendimientos para el rendimiento total se debe anotar el rendimiento máximo así como a qué rpm y para qué x se obtiene. Éste es el punto de diseño de la turbina.

Con las características del punto de diseño se calcula la velocidad específica en función de la potencia  $n_s$  y la velocidad específica adimensional  $\omega_s$ .

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P_{eje}}}{H_{neta}^{\frac{5}{4}}} = \frac{1100 \cdot \sqrt{0,694}}{18,6^{\frac{5}{4}}} = 23,72 \quad (20)$$

Donde n se encuentra en rpm y la potencia del eje en caballos de vapor.

$$\omega_s = \frac{w \cdot \sqrt{\frac{P_{eje}}{\rho}}}{(g \cdot 18,6)^{\frac{5}{4}}} = \frac{1100 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{0,694}{1000}}}{(9,81 \cdot 18,6)^{\frac{5}{4}}} = 4,525 \cdot 10^{-3} \quad (21)$$

Siendo w en radianes por segundo, la potencia del eje en caballos de vapor y la aceleración de la gravedad en unidades del sistema internacional.

## 6 Conclusiones

En la presente práctica se ha podido apreciar correctamente el funcionamiento real de la turbina Pelton. El punto de diseño, para una altura de 18,6 m, se da con una apertura de 12 mm del inyector y una velocidad de 1100 rpm. Asimismo, se obtiene una potencia en el eje de 510,45 W y un rendimiento del 72% con un caudal aproximado de 14 m<sup>3</sup>/h.

La velocidad específica obtenida es de 23,72. La velocidad específica  $n_s$  en una turbina Pelton de un único inyector está comprendida entre 10 y 30 por lo que el valor de aproximadamente 24 es un buen resultado obtenido.

El rendimiento es menguado debido a las dimensiones reducidas de la turbina que implica mayores pérdidas.

Respecto a las distintas aperturas del inyector, se ha observado que cuanto mayor es la apertura mayor es el caudal pero menor es la velocidad absoluta del chorro al igual que el coeficiente de contracción. Los diámetros del chorro de fluido a la salida del inyector y el diámetro contractado se muestran en la Tabla 20:

dinyector (mm)	d <sub>0</sub> (mm)
9,715	9,530
14,672	13,988
17,644	16,250
19,559	17,377

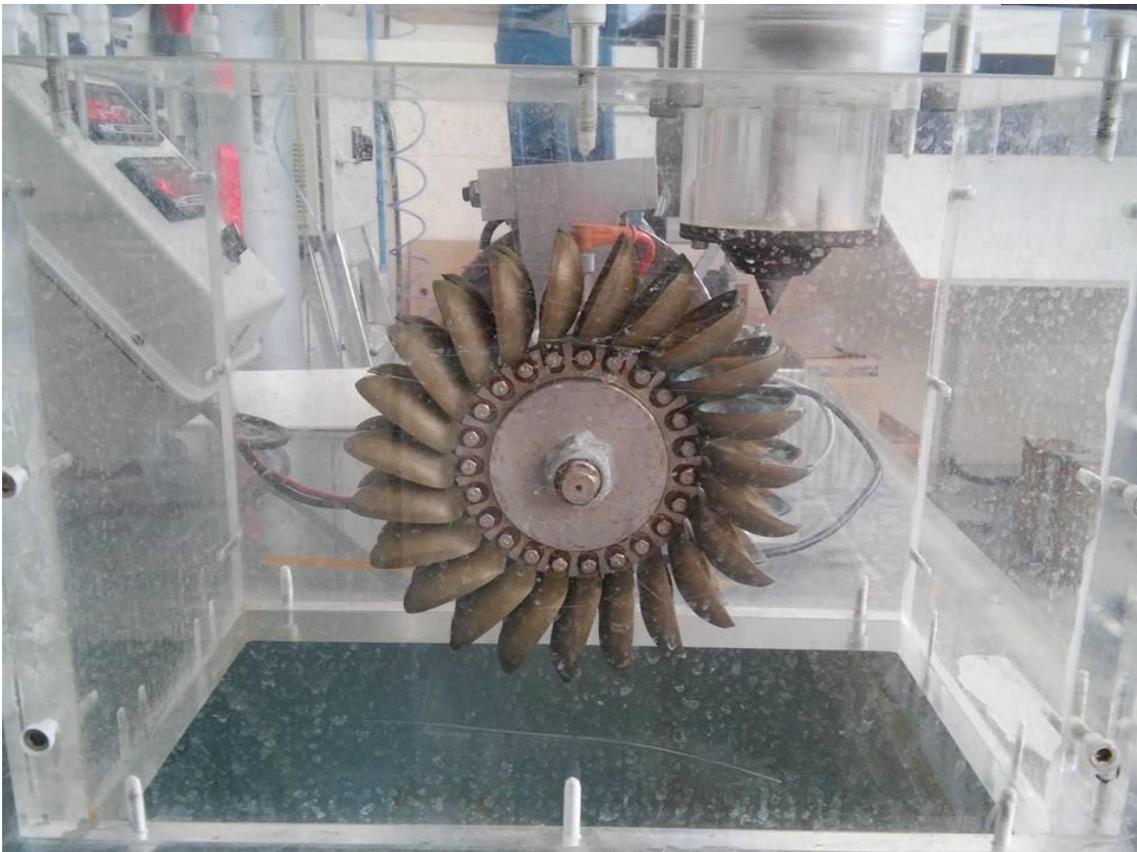
Tabla 20. Comparativa de diámetros

A mayor apertura la desviación de las partículas del chorro es mayor. Disminuye el rendimiento del inyector por un mayor rozamiento del fluido al discurrir más caudal.

El rendimiento para una apertura mayor de 12mm no supone un aumento considerable. Con la desventaja de tener mayores pérdidas debidas a un mayor caudal y mayor dispersión del chorro de agua. Es por este motivo que 12 mm es la apertura del punto de diseño.

## ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA PELTON

- Guion para el alumnado -





## 1. Objetivos

- Determinar el punto de diseño de la turbina así como sus velocidades específicas.
- Deducir experimentalmente las curvas y colinas de rendimientos total de la turbina y del rodete.
- Analizar la influencia del grado de apertura del inyector en el comportamiento de la turbina.
- Estudiar el comportamiento real de la turbina.

## 2. Introducción y fundamentos teóricos

Las turbinas Pelton denominadas también turbinas de impulsión o de chorro libre, son las únicas turbinas hidráulicas de acción que se construyen en la actualidad en grandes potencias. La primitiva patente del americano Pelton de 1889 contenía ya todos los elementos esenciales de esas turbinas cuyo perfeccionamiento, logrado con numerosas investigaciones experimentales, ha concluido a las turbinas pelton modernas. [1]

### 2.1 Inyector

El inyector es la parte de la turbina encargada de administrar el fluido de trabajo. Regula la cantidad de flujo con la que trabaja la turbina. En este caso se regula mediante un cabezal que hay que hacer girar. Por cada vuelta completa del cabezal la aguja del inyector se desplaza linealmente 1,5 mm. En la Figura 32 se visualiza la geometría del inyector.



Figura 32. Inyector turbina Pelton

La sección de entrada tiene un diámetro de 51 mm. Hay que tener en cuenta que el fluido, a su paso por el inyector, genera pérdidas debidas al codo de  $90^\circ$  y al rozamiento por el dispositivo. El chorro que sale del inyector no tiene la misma sección que el que impacta en los álabes. Esto es definido mediante el coeficiente de contracción. El rendimiento del inyector se discute en el apartado 5.

En la Figura 33 están acotadas las dimensiones de la salida del inyector siendo el ángulo de la aguja del inyector  $2\gamma=50^\circ$ , ángulo de la tobera  $2(\gamma+\epsilon)=80^\circ$  y donde  $x$  representa el desplazamiento axial de la aguja siendo el máximo de 16,5 mm. Asimismo, el diámetro de la tobera  $\delta=19,53$  mm.

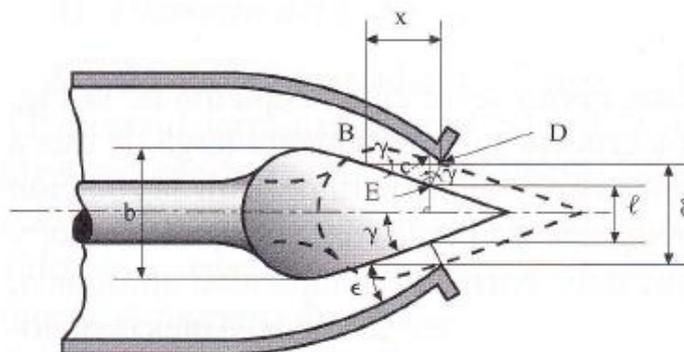


Figura 33. Geometría sección chorro [1]

## 2.2 Altura neta de la turbina

En la ecuación 1 se aplica la ecuación de Bernoulli expresada en metros entre la entrada y la salida de la turbina. Se considera como entrada la toma piezométrica del inyector y como salida el eje de la turbina. La distancia entre la entrada y la salida de la turbina es de 237 mm.

$$\left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z\right)_{entrada} - \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + z\right)_{salida} = H \quad (1)$$

La presión relativa del fluido tanto a la entrada como a la salida del rodete es cero por ser un chorro libre. Como origen de alturas se toma el eje del rodete. La velocidad del fluido a la salida de la turbina se considera nula. Colocando un manómetro a 250 mm de la entrada la expresión queda de la siguiente manera:

$$\frac{P_{man}}{\rho \cdot g} + 0,250 + \frac{(v_e)^2}{2 \cdot g} + 0,237 = H \quad (2)$$

Los manómetros disponibles en el laboratorio miden en bar y el caudalímetro en m<sup>3</sup>/h por lo que considerando la densidad del fluido como 1000 kg/m<sup>3</sup>, la aceleración de la gravedad como 9,81 m/s<sup>2</sup> y teniendo una sección correspondiente a un diámetro de 51 mm:

$$10,2 \cdot P_{man} + 0,25 + 9,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 + 0,237 = H \quad (3)$$

Donde la altura H viene expresada en metros, el caudal Q en m<sup>3</sup>/h y la presión en bar.

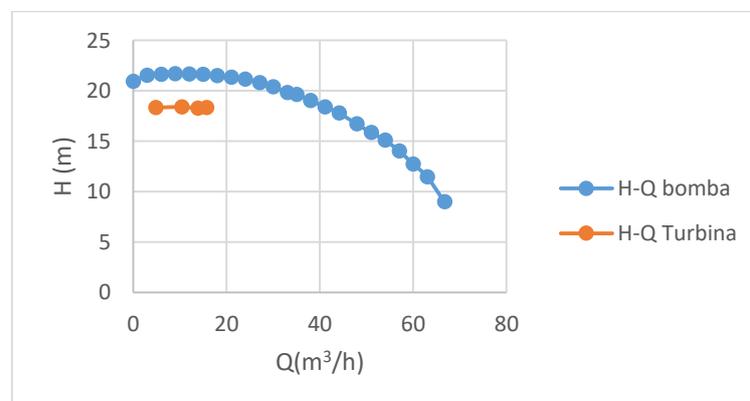


Figura 34. Gráfica altura caudal bomba y turbina

Tal y como muestra la Figura 34 la altura en el rango que se va a realizar la práctica se mantiene para los distintos caudales por lo que se realizará la práctica considerando una altura fija de  $H=18,6$  m. A esta altura se corrigen los valores obtenidos experimentalmente.

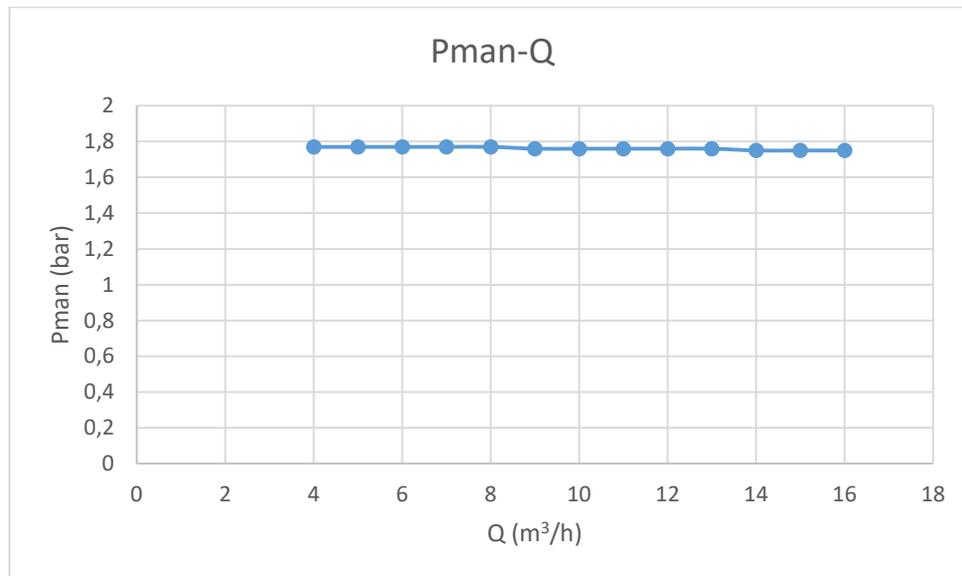


Figura 35. Gráfica presión frente a caudal

Tal y como se observa en la Figura 35 la variación del caudal apenas tiene influencia sobre la presión mostrada por el manómetro por lo que se realiza la práctica a una presión constante de 1,76 bar.

## 2.3 Potencias

### 2.3.1 Potencia neta

Corresponde a la potencia que entrega el fluido a la turbina. Es la potencia que tiene el agua a la entrada de la turbina menos la que tiene a la salida que se considera nula.

$$P_{neta} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad (4)$$

### 2.3.2 Potencia útil

Es la potencia mecánica que entrega la turbina en su eje. Corresponde al producto del par de fuerzas, que genera el eje de la turbina, por su velocidad angular. La velocidad angular se mide mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el

eje y se representa en el display en rpm. El par de fuerzas generado por el eje de la turbina se mide mediante un columpio en el que se sitúa un brazo que ejerce fuerza sobre una célula de carga. Este momento es mostrado en el display en Nm.

$$P_{\text{útil}} = P_{\text{eje}} = M \cdot \omega \quad (5)$$

## 2.4 Rendimientos

### 2.4.1 Rendimiento del rodete

Es el cociente entre la potencia útil y la aportada por el choque del chorro de agua. Se considera que la velocidad absoluta en la vena contracta,  $C_1$ , se mantiene constante en la longitud del chorro desde que sale por el inyector hasta que choca con los álabes.

$$\eta_{\text{rodete}} = \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot \frac{C_1^2}{2g} \cdot Q} \quad (6)$$

### 2.4.2 Rendimiento total

Es el cociente entre la potencia útil y la potencia neta. Se cumple que el rendimiento total es el producto del rendimiento del inyector por el rendimiento del rodete como se comprueba en la Ecuación 7.

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{inyector}} \cdot \eta_{\text{rodete}} = \frac{\frac{C_1^2}{2g}}{H} \frac{P_{\text{eje}}}{\rho \cdot g \cdot \frac{C_1^2}{2g} \cdot Q} = \frac{P_{\text{eje}}}{P_{\text{neto}}} \quad (7)$$

Se considera el rendimiento volumétrico de valor unitario debido a que todo el caudal que sale por el inyector impacta con los álabes de la turbina.

### 3. Instalación y montaje

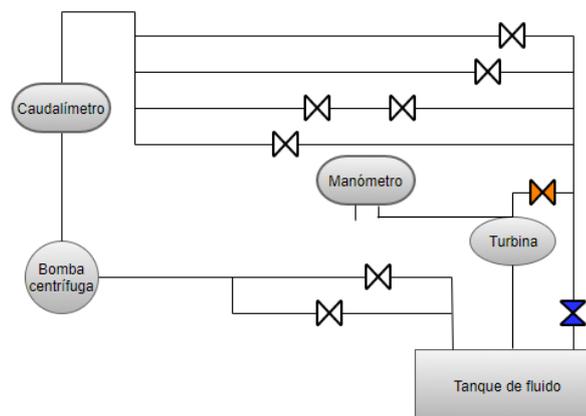


Figura 36. Esquema montaje turbina

En la Figura 36 se muestra el cuadro de montaje de la turbina Pelton. El manómetro derecho tiene la entrada negativa al aire y la entrada positiva conectada a la entrada de la turbina como se aprecia en la Figura 37 y en la Figura 38. Se debe poner el medidor de par a cero así como encender correctamente el tacómetro y el regulador de par. La bomba debe girar a 1500 rpm. La válvula de mando azul debe encontrarse cerrada y la de mango naranja cercana a la turbina abierta para asegurarse de que el caudal mostrado en el caudalímetro es el mismo que pasa por el rodete.



Figura 37. Cuadro de montaje turbina Pelton



Figura 38. Conexión manómetro

#### 4. Toma de datos

Como se ha comentado anteriormente, se va a simular un salto de 18,6 m, por lo que la presión mostrada en el manómetro debe ser de 1,76 bar. Una vez regulada la apertura del inyector se debe regular la presión al valor mencionado. Esto se consigue manipulando la válvula cercana al manómetro. Si ésta varía al variar las revoluciones por minuto simplemente se anota la variación. Para la siguiente apertura se vuelve a regular la presión.

Se realizarán 4 mediciones para unas aperturas de 2, 5, 8 y 11 vueltas que corresponden con unas aperturas del inyector de 3, 7,5, 12 y 16,5 mm.

Tablas a rellenar:

2 vueltas			
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m <sup>3</sup> /h)	Par(Nm)
450			
600			
750			
900			
1000			
1100			
1200			
1300			
1400			
1500			
1600			
embalamiento			

Tabla 11. Resultados experimentales Pelton 2 vueltas

5 vueltas			
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m3/h)	Par(Nm)
450			
600			
750			
900			
1000			
1100			
1200			
1300			
1400			
1500			
1600			
1700			
embalamiento			

Tabla 12. Resultados experimentales Pelton 5 vueltas

8 vueltas			
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m3/h)	Par(Nm)
450			
600			
750			
900			
1000			
1100			
1200			
1300			
1400			
1500			
1600			
1700			
embalamiento			

Tabla 13. Resultados experimentales Pelton 8 vueltas

11 vueltas			
n(rpm)	Presión(bar)	Caudal(m3/h)	Par(Nm)
450			
600			
750			
900			
1000			
1100			
1200			
1300			
1400			
1500			
1600			
1700			
embalamiento			

Tabla 14. Resultados experimentales Turgo 12 vueltas

## 5. Cálculos y gráficas

### 5.1. Rendimiento del inyector

El rendimiento del inyector representa las pérdidas en forma de altura entre el chorro libre inmediatamente antes de impactar con los álabes y su entrada.

$$\eta_{inyector} = \frac{\text{altura dinámica del chorro}}{\text{altura neta}} = \frac{\frac{C_1^2}{2 \cdot g}}{H_{entrada}} \quad (8)$$

$C_1$  es la velocidad absoluta del chorro que se aproxima a la velocidad absoluta en la vena contracta, donde el diámetro del chorro es el más pequeño  $d_0$ . La ecuación empírica que describe el rendimiento del inyector en función de su apertura es:

$$\eta_{inyector} = 0,985 - 0,042 \left( \frac{x}{x_{max}} \right)^{1,8} \quad (9)$$

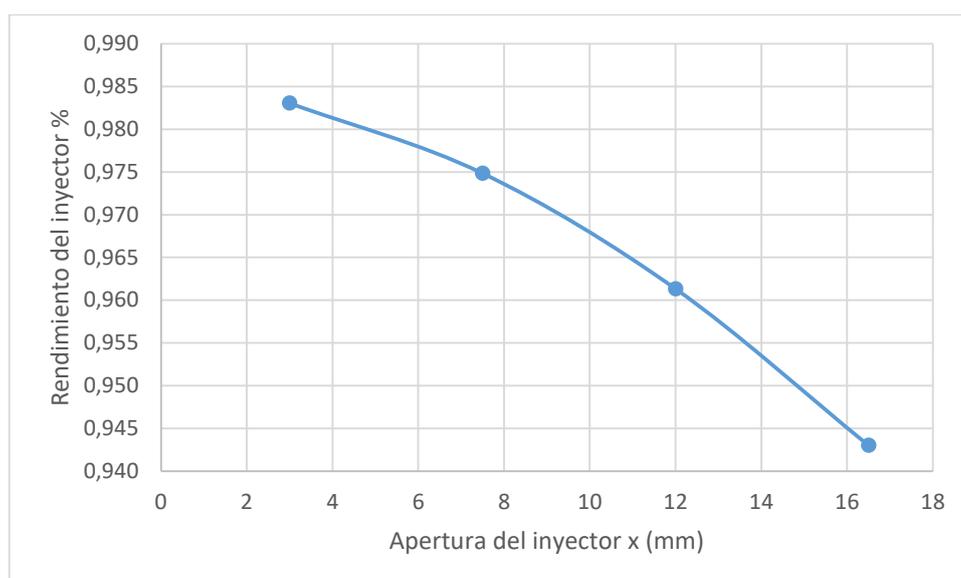


Figura 39. Rendimiento del inyector frente a apertura

El coeficiente de contracción es el cociente entre la sección del chorro libre inmediatamente antes de impactar con los álabes y la sección a la salida del inyector.

A continuación en la tabla 15 se recogen datos del inyector necesarios en el apartado 5.3.

Vueltas del inyector	x(mm)	Sx(mm <sup>2</sup> )	$\eta$ inyector
2	3	74,1279	0,983
5	7,5	169,0714	0,975
8	12	244,5167	0,961
11	16,5	300,4638	0,943

Tabla 15. Datos por vuelta



15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
	max							

Tabla 16. Resultados Pelton 2 vueltas (continuación)



Qmedio	
--------	--

15	16	17	18	19	20	21	22	23
Peje(W)	Pneta(W)	$\eta$ total (%)	$\eta$ rod (%)	n optima (rpm)	Ku1	Kuembalamiento	Ku1/Kc1	Kuemb/Kc1
	max							

Tabla 17. Resultados Pelton 5 vueltas (continuación)









### 5.3 Construcción de las tablas

Se deben rellenar cuatro tablas, una por cada apertura del inyector. Las columnas 1 a 4 son los valores medidos experimentalmente y la columna 5 corresponde a la altura sin corregir obtenida mediante la ecuación 3.

Las columnas 6, 7 y 8 corresponden a los valores corregidos a una altura de 18,6m. Las ecuaciones de puntos homólogos son las siguientes:

$$\frac{n_{hom}}{n} = \sqrt{\frac{18,6}{H}} \quad (10)$$

$$\frac{Q_{hom}}{Q} = \frac{n_{hom}}{n} \quad (11)$$

$$\frac{Par_{hom}}{P} = \left(\frac{n_{hom}}{n}\right)^2 \quad (12)$$

Las columnas 9 y 10 se rellenan con los valores aportados en la tabla 5.

La columna 11 corresponde al coeficiente de velocidad absoluta

$$Kc1 = \sqrt{\eta_{inyector}} \quad (13)$$

La columna 12 es la velocidad absoluta del chorro a la salida del inyector

$$C_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot 18,6 \cdot \eta_{inyector}} \quad (14)$$

Columna 13 diámetro del chorro en la vena contracta utilizando el caudal medio de la columna 7 y la velocidad absoluta de la columna 12. Comprobar las unidades.

Columna 14 coeficiente de contracción del chorro

$$C_c = \frac{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}{S_x} \quad (15)$$

En la columna 15 se debe calcular la potencia que transmite el eje de la turbina, potencia útil.

$$Peje = Par_{hom} \cdot rpm_{hom} \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (16)$$

En la columna 16 se debe calcular la potencia neta utilizando el caudal medio de la columna 7. Para obtener watios el caudal debe ir en m<sup>3</sup>/s.

$$P_{neta} = \rho \cdot g \cdot 18,6 \cdot Q_{med} \quad (17)$$

En la columna 17 se calcula el rendimiento total que resulta del cociente entre la potencia del eje y la potencia neta.

El rendimiento del rodete de la columna 18 es el producto del rendimiento total por el rendimiento del inyector.

En la columna 19 aparecen las revoluciones por minuto óptimas que corresponde a la velocidad de giro experimental para el rendimiento total máximo.

La columna 20 corresponde al coeficiente de velocidad de arrastre calculado en la situación de máximo rendimiento total

$$K_{u1} = \frac{n_{\eta max} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot 18,6}} \quad (18)$$

R corresponde al radio del rodete de 0,080 m y la velocidad de giro correspondiente al rendimiento total máximo debe encontrarse en m/s.

Columna 21 coeficiente de velocidad de embalamiento. Se debe usar la velocidad de giro en la que se obtiene par cero y corregida a 18,6 m de la columna 6 en m/s.

$$K_{uembalamiento} = \frac{n_{embalamiento} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot 18,6}} \quad (19)$$

La columna 22 corresponde al cociente de los resultados de la columna 20 entre los resultados de la columna 11. Los coeficientes de velocidad son indicadores del funcionamiento real de la turbina. Teóricamente  $K_{c1}$  valdría la unidad y  $K_{u1}$  0,5 ya que la velocidad de arrastre sería la mitad de la absoluta.

La columna 23 corresponde al cociente de los resultados de la columna 21 entre los resultados de la columna 11. En una situación ideal de no rozamiento en el rodete valdría la unidad.

#### **5.4. Gráficas a realizar.**

Para observar el comportamiento de la turbina se van a realizar las gráficas caudal medio frente a  $x$ ,  $d_0$  frente a  $x$ , velocidad absoluta del chorro C1 frente a  $x$ . En una misma gráfica  $K_{c1}$ ,  $K_{u1}$  y  $K_{u\text{em}}/K_{u1}$  frente a  $x$ . Coeficiente de contracción del chorro  $C_c$  frente a  $x$ . En una misma gráfica columnas 22 y 23 frente a  $x$ .

En la misma gráfica el rendimiento total frente a las revoluciones por minuto corregidas para cada  $x$ . Su colina de rendimientos. En la misma gráfica representado el rendimiento del rodete frente a las revoluciones por minuto corregidas para cada  $x$  y en la siguiente gráfica su colina de rendimientos.

La colina de rendimientos consiste en una gráfica en la que en el eje  $y$  se encuentran las rpm corregidas y en el eje  $x$  las diversas aperturas del inyector. En un gráfico de dispersión se crean diferentes series una para cada porcentaje aproximado. Por ejemplo 50%, 55%, 60%, 65%... en los valores  $x$  de la serie se seleccionan las aperturas del inyector y en los valores  $y$  de la serie se seleccionan las rpm corregidas para las que se da ese porcentaje. De esta manera por cada porcentaje se tienen diferentes puntos de apertura con sus rpm correspondientes. Cada porcentaje se representa mediante una línea. En el centro de la colina de rendimientos se encuentra el máximo rendimiento.

De la colina de rendimientos para el rendimiento total se debe anotar el rendimiento máximo así como a qué rpm y para qué  $x$  se obtiene. Éste es el punto de diseño de la turbina.

Con las características del punto de diseño se calcula la velocidad específica en función de la potencia  $n_s$  y la velocidad específica adimensional  $w_s$ .

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P_{eje}}}{H_{neta}^{\frac{5}{4}}} \quad (20)$$

Donde  $n$  se encuentra en rpm y la potencia del eje en caballos de vapor.

$$w_s = \frac{w \cdot \sqrt{\frac{P_{eje}}{\rho}}}{(g \cdot 18,6)^{\frac{5}{4}}} \quad (21)$$

Siendo  $w$  en radianes por segundo, la potencia del eje en caballos de vapor y la aceleración de la gravedad en unidades del sistema internacional.

## 6. Conclusiones

Breve comentario sobre la práctica así como de los resultados obtenidos y de la consecución de los objetivos presentados en el apartado 1.

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN VENTILADOR  
CENTRÍFUGO  
- Guion para el profesorado -





## 1. Objetivos

- Estudiar el comportamiento real de un ventilador centrífugo.
- Analizar la influencia de la apertura de la compuerta en el comportamiento del ventilador.
- Comprobar la validez de las leyes de semejanza.

## 2. Introducción y fundamentos teóricos

El ventilador es una turbomáquina que absorbe energía mecánica en el eje y la restituye a un gas; con la siguiente particularidad que lo distingue del turbocompresor: las variaciones de presión en el interior del ventilador son tan pequeñas, que el gas puede considerarse prácticamente incompresible. [1].

El ventilador sobre el que se va a realizar la práctica es un ventilador de tipo centrífugo en el que el aire ingresa paralelo al eje del rotor y es expulsado tangencialmente. El aire cambia de dirección  $90^\circ$  como se aprecia en la Figura 48. La flecha amarilla representa la aspiración y la flecha verde la impulsión, de tal forma que el aire entra por el tubo de mayor longitud.



Figura 50. Ventilador centrífugo

Dicho ventilador tiene dos velocidades fijas de giro: 1816 rpm y 3545 rpm, indicadas como velocidad baja y alta, respectivamente. Es un ventilador comercial que fue adaptado para su ensayo incluyendo un tacómetro, un medidor de par y el tubo transparente de aspiración. Dicho tubo tiene un diámetro de 80

mm y consta de una tobera que fue calibrada mediante un tubo de pitot.



Figura 51. Calibración de la tobera

La calibración se muestra en la Figura 51. El coeficiente  $C_d$  es usado en el cálculo del caudal entrante por la tobera y dependiente del número de Reynolds.

$$C_d = 0,9159 + 0,0024 \cdot \left( \frac{10^6}{Re_{tob}} \right)^{0,5} \quad (1)$$

$$Q = C_d \cdot \frac{\pi \cdot D_{tobera}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (2)$$

Siendo el diámetro de la tobera de 76,5 mm. La variación de presión es medida por un manómetro de columna de agua en la toma piezométrica de la tobera. La densidad viene determinada por la presión atmosférica y la temperatura ambiente del día que se realiza la medición. Estos valores son mostrados en la primera columna entrando al taller mediante un barómetro de mercurio y un termómetro, Figura 52.



Figura 52. Barómetro

La medida del barómetro debe ser tomada y corregida por:

$$P = H - 0,3 - 0,000171 \cdot t \cdot H \quad (3)$$

Siendo P la presión ambiente resultante obtenida en mmHg. H son los mm de columna obtenidos en el barómetro y t es la temperatura ambiente en °C. 0,3 es la corrección gravimétrica ya que la g en Pamplona es menor que la estándar.

$$g_{\text{estándar}} = 9,80665 \frac{m}{s^2}$$

$$g_{\text{Pamplona}} = 9,803 \frac{m}{s^2}$$

El coeficiente 0,000171 tiene en cuenta la dilatación térmica del mercurio.

## 2.1 Potencias

### 2.1.1 Potencia neta

Corresponde a la potencia que entrega el ventilador al fluido.

$$P_{\text{neta}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q = \text{Presión}_{\text{ventilador}} \cdot Q \quad (4)$$

### 2.3.2 Potencia útil

Es la potencia mecánica que absorbe el ventilador en su eje. Corresponde al producto del par de fuerzas, que genera el eje del ventilador, por su velocidad angular. La velocidad angular se mide mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje y se representa en el display en rpm. El par de fuerzas generado por el eje del ventilador se mide mediante un columpio en el que se sitúa un brazo que ejerce fuerza sobre una célula de carga. Este momento es mostrado en el display en Nm.

$$P_{\text{útil}} = P_{\text{rodete}} = M \cdot \omega \quad (5)$$

### 2.4 Rendimiento

Es el cociente entre la potencia neta y la potencia útil.

$$\eta = \frac{\text{Presión}_{\text{ventilador}} \cdot Q}{M \cdot \omega} \quad (6)$$

## 3. Instalación y montaje

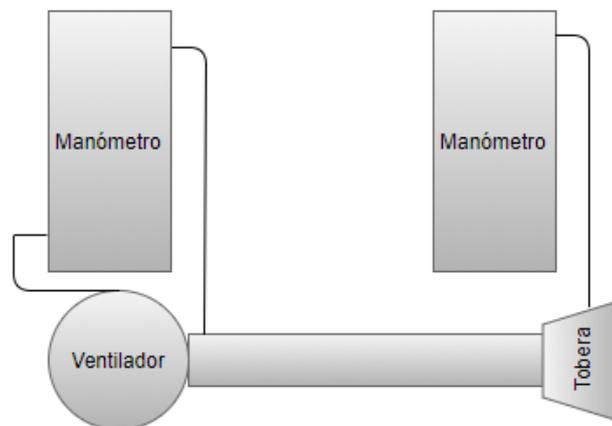


Figura 53. Esquema montaje ventilador

Se mide directamente la diferencia de presiones entre salida y entrada del ventilador mediante el manómetro de columna de agua. Para ello se conecta la salida del ventilador a la parte inferior del manómetro y la entrada del ventilador a la parte superior del manómetro tal y como se aprecia en la Figura 54. Se enrasa de agua a 0 correctamente sin estar enchufado el ventilador.

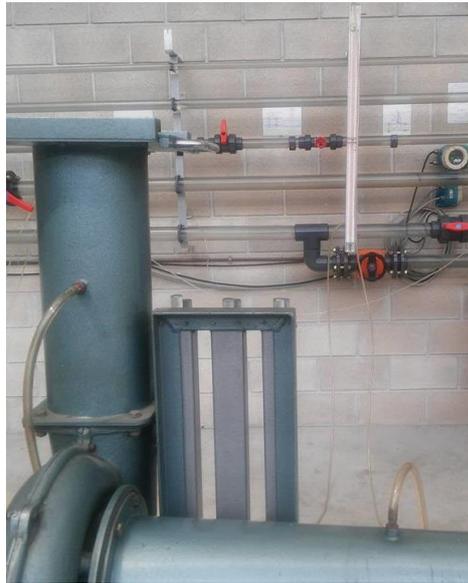


Figura 54. Conexión ventilador

Para la medición del caudal circulante por el ventilador es necesario conocer la presión en la tobera. Para ello se usa otro manómetro de columna de agua y se conecta la toma piezométrica de la tobera a la parte superior del mismo de la misma forma que muestra la Figura 55. La parte inferior del manómetro debe dejarse al aire. Hay que asegurarse de enrasar a 0 correctamente.



Figura 55. Conexión manómetro y tobera

#### 4. Toma de datos

El ventilador se conecta a velocidad alta funcionando en el rango de 3500 rpm a 3600 rpm. Se van a realizar 4 mediciones debido a la variabilidad de las mismas y se tomará una media como resultado final. Debe tenerse en cuenta que las mediciones se van a realizar en un intervalo de un par de horas, por lo que la temperatura ambiente y la presión atmosférica se mantienen constantes. La primera medición se realiza con la entrada de aire completamente cerrada y posteriormente se va abriendo dicha entrada en intervalos de 10% hasta llegar a estar totalmente abierta. Para ello se utiliza la regla de la compuerta mostrada en la Figura 56.



Figura 56. Compuerta entrada aire ventilador

Como el medidor de par no se puede configurar a 0 para cada medida se anota el valor inicial del mismo al principio de cada medición y se obtiene la diferencia respecto al par para cada apertura. Se cambia la velocidad del ventilador a velocidad baja y se toman 3 medidas sin anotar el par. Se realiza la media.

Rebeca Espada Maquirriain

Se deben anotar los datos de presión atmosférica y temperatura ambiente del barómetro y el termómetro situados en la primera columna entrando a la derecha del taller.

Tablas a rellenar:

P=729 mmHg T=25°C

Velocidad alta						
%abierto	Pcaudal(mmca)	$\Delta P$ (mmca)	n(rpm)	Par(Nm)	Par inicial(Nm)	Par final (Nm)
0	0	53	3580	-0,73	-1,12	0,39
10	7	65	3569	-0,7		0,42
20	18	73	3562	-0,63		0,49
30	37	86	3553	-0,55		0,57
40	44	91	3546	-0,5		0,62
50	49	98	3542	-0,38		0,74
60	58	108	3536	-0,32		0,8
70	65	116	3530	-0,29		0,83
80	71	120	3528	-0,24		0,88
90	72	122	3526	-0,2		0,92
100	74	124	3522	-0,18		0,94

Tabla 21.Resultados experimentales ventilador velocidad alta primera medición

Velocidad alta						
%abierto	Pcaudal(mmca)	$\Delta P$ (mmca)	n(rpm)	Par(Nm)	Par inicial(Nm)	Par final (Nm)
0	0	54	3574	-0,91	-1,16	0,25
10	4	65	3570	-0,81		0,35
20	6	75	3556	-0,71		0,45
30	25	82	3549	-0,65		0,51
40	34	90	3547	-0,61		0,55
50	46	97	3539	-0,55		0,61
60	56	105	3535	-0,48		0,68
70	62	111	3533	-0,41		0,75
80	68	117	3528	-0,36		0,8
90	73	121	3525	-0,34		0,82
100	75	124	3525	-0,33		0,83

Tabla 22.Resultados experimentales ventilador velocidad alta segunda medición

<b>Velocidad alta</b>						
%abierto	Pcaudal(mmca)	$\Delta P$ (mmca)	n(rpm)	Par(Nm)	Par inicial(Nm)	Par final (Nm)
0	0	53	3582	-0,84	-1,12	0,28
10	4	64	3570	-0,74		0,38
20	14	74	3557	-0,67		0,45
30	25	82	3554	-0,59		0,53
40	36	90	3549	-0,53		0,59
50	46	98	3539	-0,5		0,62
60	55	106	3534	-0,46		0,66
70	62	112	3532	-0,43		0,69
80	69	117	3528	-0,4		0,72
90	73	122	3529	-0,36		0,76
100	76	125	3528	-0,34		0,78

Tabla 23. Resultados experimentales ventilador velocidad alta tercera medición

<b>Velocidad alta</b>						
%abierto	Pcaudal(mmca)	$\Delta P$ (mmca)	n(rpm)	Par(Nm)	Par inicial(Nm)	Par final (Nm)
0	1	55	3582	-0,59	-1,14	0,55
10	2	63	3572	-0,6		0,54
20	14	76	3563	-0,58		0,56
30	19	83	3557	-0,55		0,59
40	34	91	3549	-0,49		0,65
50	43	99	3543	-0,44		0,7
60	54	107	3536	-0,4		0,74
70	61	116	3533	-0,34		0,8
80	67	120	3530	-0,29		0,85
90	70	123	3517	-0,27		0,87
100	72	124	3528	-0,26		0,88

Tabla 24. Resultados experimentales ventilador velocidad alta cuarta medición

<b>Velocidad baja</b>			
%abierto	Pcaudal(mmca)	$\Delta P$ (mmca)	n(rpm)
0	0	10	1817
10	1	12	1817
20	3	15	1817
30	4	17	1816
40	6	20	1816
50	9	23	1815
60	10	26	1815
70	12	28	1817
80	15	30	1816
90	16	31	1816
100	17	32	1815

Tabla 25. Resultados experimentales ventilador velocidad baja primera medición

<b>Velocidad baja</b>			
%abierto	Pcaudal(mmca)	$\Delta P$ (mmca)	n(rpm)
0	0	10	1814
10	1	13	1816
20	2	16	1816
30	4	18	1817
40	6	20	1816
50	9	22	1816
60	11	24	1816
70	13	25	1816
80	14	27	1816
90	16	28	1815
100	17	29	1815

Tabla 26. Resultados experimentales ventilador velocidad baja segunda medición

<b>Velocidad baja</b>			
<b>%abierto</b>	<b>Pcaudal(mmca)</b>	<b><math>\Delta P</math>(mmca)</b>	<b>n(rpm)</b>
0	0	12	1817
10	1	15	1817
20	2	17	1817
30	4	19	1816
40	6	21	1816
50	9	23	1816
60	11	25	1817
70	13	27	1816
80	15	28	1815
90	16	29	1817
100	17	30	1817

Tabla 27. Resultados experimentales ventilador velocidad baja tercera medición

## 5. Cálculos y gráficas

### 5.1 Tablas a rellenar

Se debe rellenar una tabla completa con columnas 1 a 17. Las columnas 1 a 5 son los valores medidos experimentalmente. Las columnas 6 a 10 corresponden al cálculo del caudal de aire entrante por la tobera. Las columnas 12 a 15 corresponden a los valores experimentales corregidos. También hay que rellenar cuatro tablas con columnas 12 a 16 con los valores corregidos a 1815 rpm, 2265 rpm, 2715 rpm y 3165 rpm.. Para pasar las presiones de mmca a Pa se usa la siguiente conversión:

$$1 \text{ mm.c.a.} = 9,80665 \text{ Pa}$$

Por último para velocidad baja se rellena una tabla con columnas 1 a 4 y columnas 6 a 11.

valores experimentales					Cálculo caudal tobera					
velocidad alta										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
%abierto	Pcaudal(Pa)	$\Delta P$ (Pa)	n(rpm)	Par final (Nm)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	v(m/s)	Nº de Reynolds	Cd	Q(m <sup>3</sup> /s)	Prod(W)
0	2,4517	527,1074	3579,50	0,3675	1,1312	2,0820	10354,38	0,9275	0,0089	137,7553
10	41,6783	630,0773	3570,25	0,4225		8,5842	42692,22	0,9247	0,0365	157,9625
20	127,4865	730,5954	3559,50	0,4875		15,0133	74666,53	0,9233	0,0637	181,7156
30	259,8762	816,4036	3553,25	0,5500		21,4353	106604,91	0,9227	0,0909	204,6525
40	362,8461	887,5018	3547,75	0,6025		25,3283	125966,52	0,9223	0,1074	223,8405
50	451,1059	961,0517	3540,75	0,6675		28,2413	140453,70	0,9220	0,1197	247,5000
60	546,7207	1044,4082	3535,25	0,7200		31,0905	154623,93	0,9218	0,1317	266,5516
70	612,9156	1115,5064	3532,00	0,7675		32,9189	163717,19	0,9217	0,1395	283,8754
80	674,2072	1162,0880	3528,50	0,8125		34,5257	171708,03	0,9216	0,1463	300,2217
90	706,0788	1196,4113	3524,25	0,8425		35,3323	175719,72	0,9216	0,1497	310,9319
100	728,1438	1218,4763	3525,75	0,8575		35,8801	178444,22	0,9241	0,1524	316,6024

Tabla 28. Resultados ventilador velocidad alta

experimentales corregidos a n=3545 rpm					
12	13	14	15	16	17
n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /s)	$\Delta P$ (Pa)	Prod(W)	Pneta(W)	$\eta$ (%)
3545,00	0,0088	516,9957	133,8104	4,5445	3,396
	0,0362	621,1965	154,6346	22,5036	14,553
	0,0635	724,6552	179,5039	45,9799	25,615
	0,0907	812,6169	203,2303	73,6988	36,264
	0,1073	886,1265	223,3204	95,0719	42,572
	0,1198	963,3602	248,3923	115,4355	46,473
	0,1321	1050,1770	268,7631	138,7238	51,616
	0,1400	1123,7331	287,0214	157,2906	54,801
	0,1469	1172,9818	304,4531	172,3560	56,612
	0,1505	1210,5412	316,4564	182,2416	57,588
	0,1532	1231,8179	321,8166	188,7549	58,653

experimentales corregidos a n=1815 rpm				
12	13	14	15	16
n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /s)	$\Delta P$ (Pa)	Prod(W)	Pneta(W)
1815,00	0,0045	17,9585	135,5213	0,5925
	0,0185	20,7533	162,8358	2,9337
	0,0325	24,0910	189,9556	5,9942
	0,0464	27,2753	213,0133	9,6078
	0,0549	29,9716	232,2825	12,3941
	0,0613	33,3364	252,5280	15,0488
	0,0676	36,0704	275,2855	18,0848
	0,0717	38,5208	294,5669	20,5053
	0,0752	40,8603	307,4766	22,4693
	0,0771	42,4712	317,3221	23,7580
	0,0785	43,1906	322,8994	24,6071

Tabla 29. Resultados ventilador corregidos a 1815 rpm

experimentales corregidos a n= 2265 rpm				
12	13	14	15	16
n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /s)	$\Delta P$ (Pa)	Prod(W)	Pneta(W)
2265,00	0,0056	34,9016	211,0527	1,1514
	0,0231	40,3332	253,5905	5,8696
	0,0405	46,8198	295,8253	11,9929
	0,0579	53,0084	331,7339	19,2228
	0,0686	58,2484	361,7426	24,7975
	0,0766	64,7879	393,2716	30,1089
	0,0844	70,1012	428,7128	36,1832
	0,0894	74,8635	458,7405	41,0260
	0,0939	79,4102	478,8453	44,9555
	0,0962	82,5410	494,1781	47,5339
0,0979	83,9391	502,8639	49,2328	

Tabla 30. Resultados ventilador corregidos a 2265 rpm

experimentales corregidos a n=2715 rpm				
12	13	14	15	16
n(rpm)	Q(m3/s)	$\Delta P$ (Pa)	Prod(W)	Pneta(W)
2715,00	0,0067	60,1106	303,2453	2,0415
	0,0277	69,4652	364,3646	10,1091
	0,0486	80,6371	425,0486	20,6552
	0,0695	91,2955	476,6428	33,1071
	0,0822	100,3204	519,7601	42,7084
	0,0918	111,5832	565,0617	51,8561
	0,1012	120,7342	615,9844	62,3177
	0,1072	128,9363	659,1289	70,6584
	0,1125	136,7670	688,0159	77,4261
	0,1153	142,1591	710,0464	81,8669
0,1174	144,5670	722,5264	84,7928	

Tabla 31. Resultados ventilador corregidos a 2715 rpm

experimentales corregidos a n=3165 rpm				
12	13	14	15	16
n(rpm)	Q(m3/s)	$\Delta P$ (Pa)	Prod(W)	Pneta(W)
3165,00	0,0078	95,2275	412,0993	3,2342
	0,0323	110,0473	495,1582	16,0149
	0,0566	127,7457	577,6255	32,7221
	0,0810	144,6308	647,7401	52,4485
	0,0958	158,9281	706,3349	67,6589
	0,1070	176,7708	767,8982	82,1508
	0,1179	191,2679	837,1002	98,7241
	0,1250	204,2616	895,7321	111,9374
	0,1312	216,6671	934,9884	122,6589
	0,1344	225,2093	964,9271	129,6940
	0,1368	229,0239	981,8869	134,3293

Tabla 32. Resultados ventilador corregidos a 3165 rpm

valores experimentales					Cálculo caudal tobera					
velocidad baja										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
%abierto	Pcaudal(Pa)	$\Delta P$ (Pa)	n(rpm)	Par final (Nm)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	v(m/s)	Nº de Reynolds	Cd	Q(m <sup>3</sup> /s)	Prod(W)
0	0,0000	105,4215	1816,25		1,1312	0,0000	0,00	0,9326	0,0000	1,9020
10	9,8067	127,4865	1816,50			4,1640	20708,77	0,9295	0,0178	2,3778
20	22,0650	152,0031	1816,50			6,2459	31063,15	0,9277	0,0266	2,8534
30	39,2266	169,1647	1816,25			8,3279	41417,54	0,9266	0,0355	3,8039
40	58,8399	193,6813	1816,25			10,1996	50725,92	0,9255	0,0434	3,8039
50	88,2599	218,1980	1815,75			12,4919	62126,30	0,9251	0,0531	4,2783
60	105,4215	242,7146	1816,00			13,6524	67898,24	0,9248	0,0580	3,8034
70	122,5831	262,3279	1816,00			14,7218	73216,55	0,9244	0,0626	3,8034
80	142,1964	281,9412	1815,25			15,8559	78856,64	0,9242	0,0674	3,8019
90	156,9064	294,1995	1816,00			16,6558	82835,07	0,9241	0,0707	3,3280
100	166,7131	304,0062	1815,75			17,1684	85384,44	0,9241	0,0729	3,3275

Tabla 33. Resultados ventilador velocidad baja

## 5.2 Construcción de las tablas

Columna 6 obtener la densidad del aire mediante la ecuación de los gases perfectos

$$\rho = \frac{P}{Ra \cdot T} \quad (7)$$

Donde  $Ra=286.9 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$   $P=\text{Pa}$   $T=\text{K}$   $\rho=\text{Kg/m}^3$

$$\rho = \frac{96712,646}{286,9 \cdot 298} = 1,1312 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \quad (8)$$

Calcular en la columna 7 la velocidad en m/s del aire entrante con la presión de la columna 2.

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{caudal}}{\rho}} \quad (9)$$

Para obtener en la columna 8 el número de Reynolds se necesita conocer el valor de la viscosidad cinemática del aire que se calcula con la Ecuación 6 considerando la viscosidad dinámica de  $1,74 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ . Asimismo, el diámetro de la tobera es 76,5mm.

$$\nu = \frac{\nu}{\rho} = \frac{0,0000174}{1,1312} = 1,5382 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (10)$$

$$Retob = \frac{\text{velocidad} \cdot D}{\nu} \quad (11)$$

Columna 9 cálculo del coeficiente  $C_d$  de la tobera con el número de Reynolds mediante la Ecuación 1.

En la columna 10 se calcula el caudal en  $\text{m}^3/\text{s}$  con la Ecuación 2. La presión a utilizar es la de la columna 2.

La columna 11 corresponde a la potencia del rodete en W

$$Peje = Par \cdot rpm \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (12)$$

La columna 12 se corresponde con el valor de velocidad angular en rpm al que se corrigen los datos.

En la columna 13 se obtiene el caudal corregido en m<sup>3</sup>/s mediante la siguiente relación de semejanza:

$$\frac{Q_{hom}}{Q} = \frac{nhom}{n} \quad (13)$$

En la columna 14 se obtiene la presión corregida mediante la relación de semejanza:

$$\frac{P_{hom}}{P} = \left(\frac{nhom}{n}\right)^2 \quad (14)$$

En la columna 15 se obtiene la potencia corregida con la siguiente relación de semejanza:

$$\frac{P_{othom}}{Pot} = \left(\frac{nhom}{n}\right)^3 \quad (15)$$

La columna 16 consta de la Potencia neta en W resultante de multiplicar las columnas 13 y 14.

En la columna 17 se sitúa el rendimiento total. Dicho rendimiento resulta del cociente entre la potencia neta y la potencia del rodete expresado en porcentaje.

### **5.3 Gráficas a realizar**

Para observar el comportamiento del ventilador se van a realizar las gráficas: presión del ventilador frente a caudal corregido, Figura 57, potencia del rodete frente a caudal corregido, Figura 58, potencia neta frente a caudal corregido, Figura 59, y presión del ventilador frente a porcentaje de apertura, Figura 60. En dichas figuras se representa en la misma gráfica los distintos valores de rpm corregidos. En la Figura 61 se representa el caudal frente al porcentaje de apertura para la medición de 3545 rpm. En la Figura 62 se representa la gráfica rendimiento caudal con el rendimiento obtenido en la columna 17.

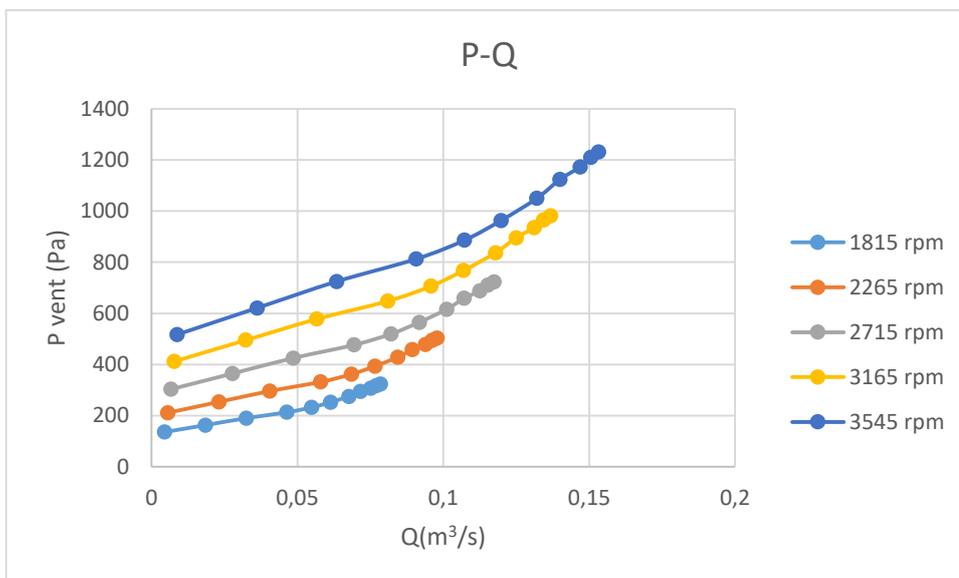


Figura 57. Gráfica ventilador presión caudal

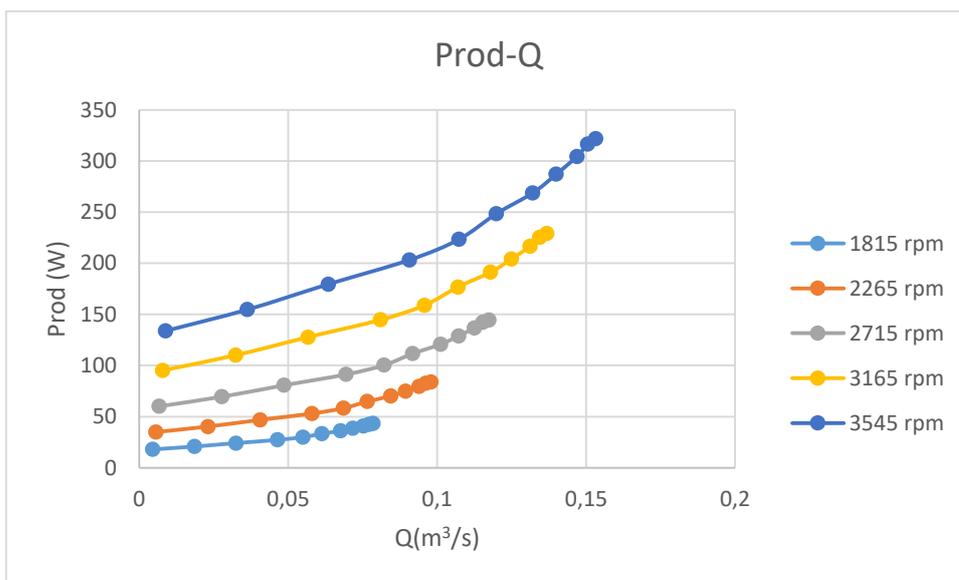


Figura 58. Gráfica ventilador potencia del rodete frente a caudal

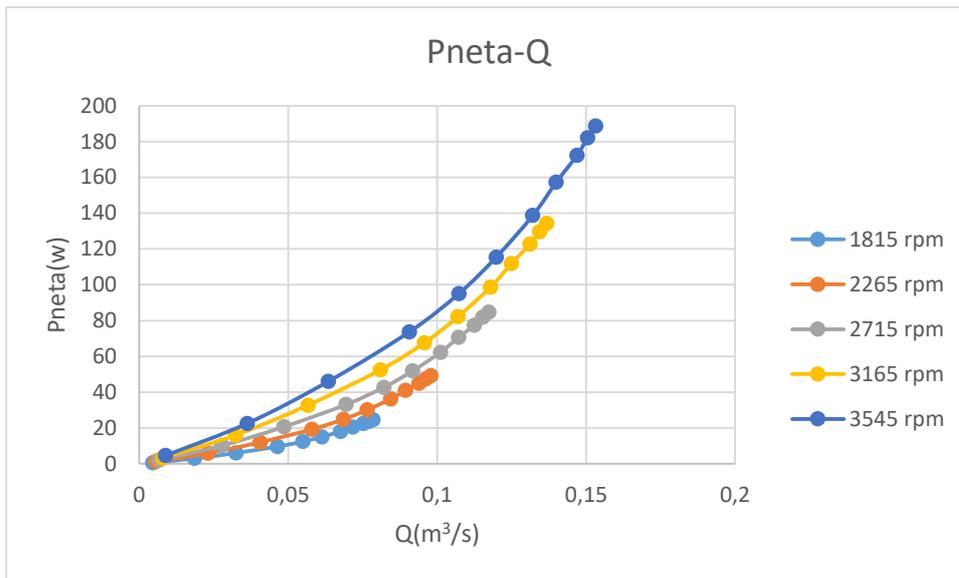


Figura 59. Gráfica ventilador potencia neta frente a caudal

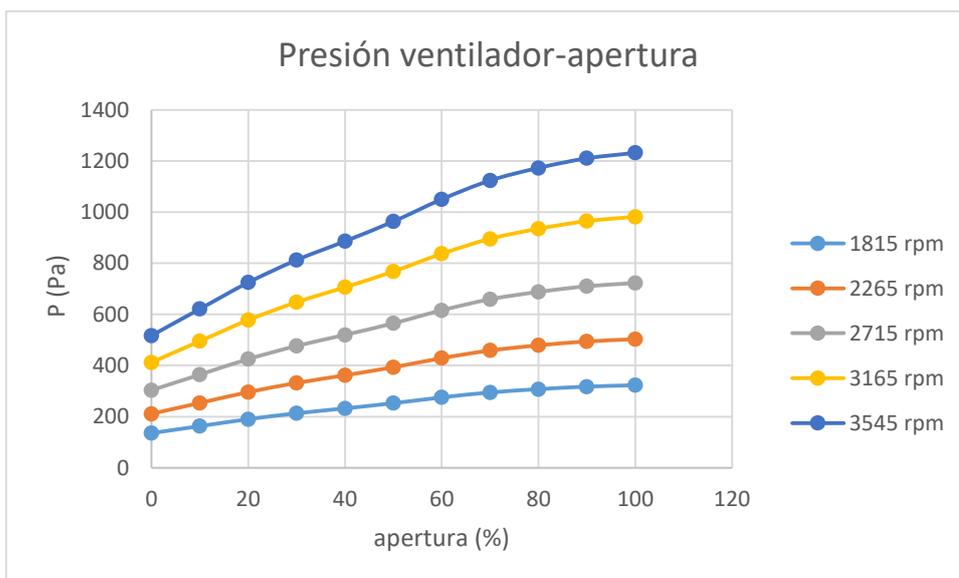


Figura 60. Gráfica ventilador presión frente a apertura

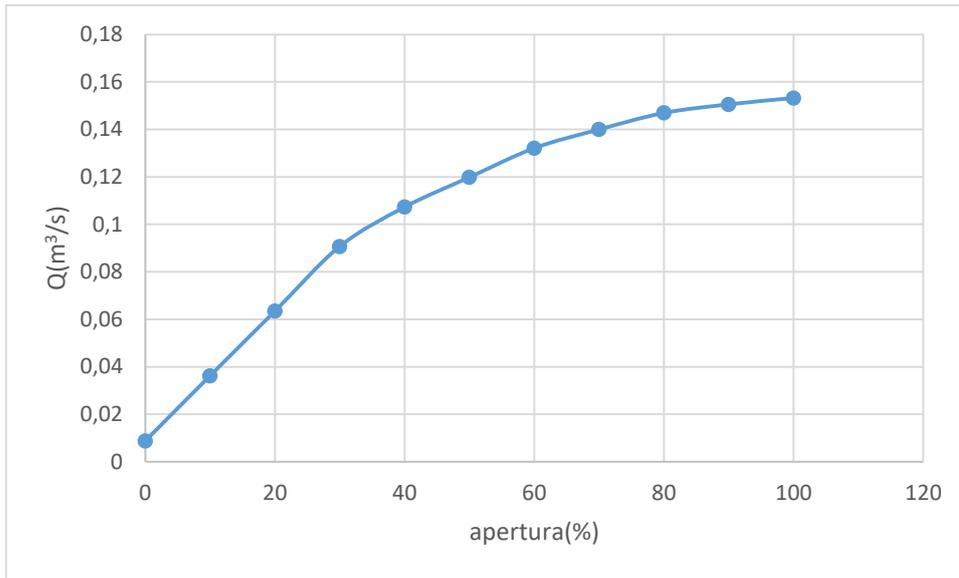


Figura 61. Gráfica ventilador caudal frente a apertura

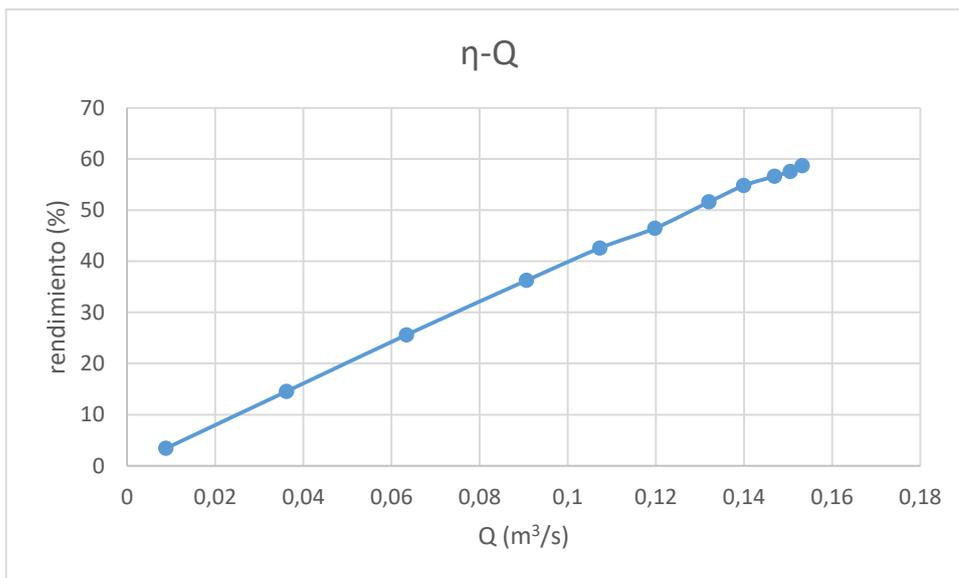


Figura 62. Gráfico ventilador rendimiento frente a caudal

---

## 6. Conclusiones

De acuerdo a los resultados obtenidos, se observa que el porcentaje de apertura influye notablemente en el comportamiento del ventilador siendo totalmente abierto cuando se obtienen los mejores resultados. A mayor apertura, mayor caudal, mayor variación de presión en el ventilador entre salida y entrada y mayor rendimiento. Esto es debido a que la potencia transmitida al aire; potencia neta, es mayor cuanto mayor sea el caudal. La potencia consumida para mover el rodete a la velocidad de giro es alta respecto a la transmitida para aperturas bajas. Al ser la velocidad de giro constante para las distintas aperturas se produce el comportamiento comentado.

Respecto a las distintas velocidades de giro ensayadas en el ventilador, se observó que a 3545 rpm el caudal es el mayor obtenido al igual que la potencia consumida. Es para el punto de total apertura en el que se obtiene la mejor relación entre potencia transmitida al fluido y consumida siendo el rendimiento de 58,65% en este punto.

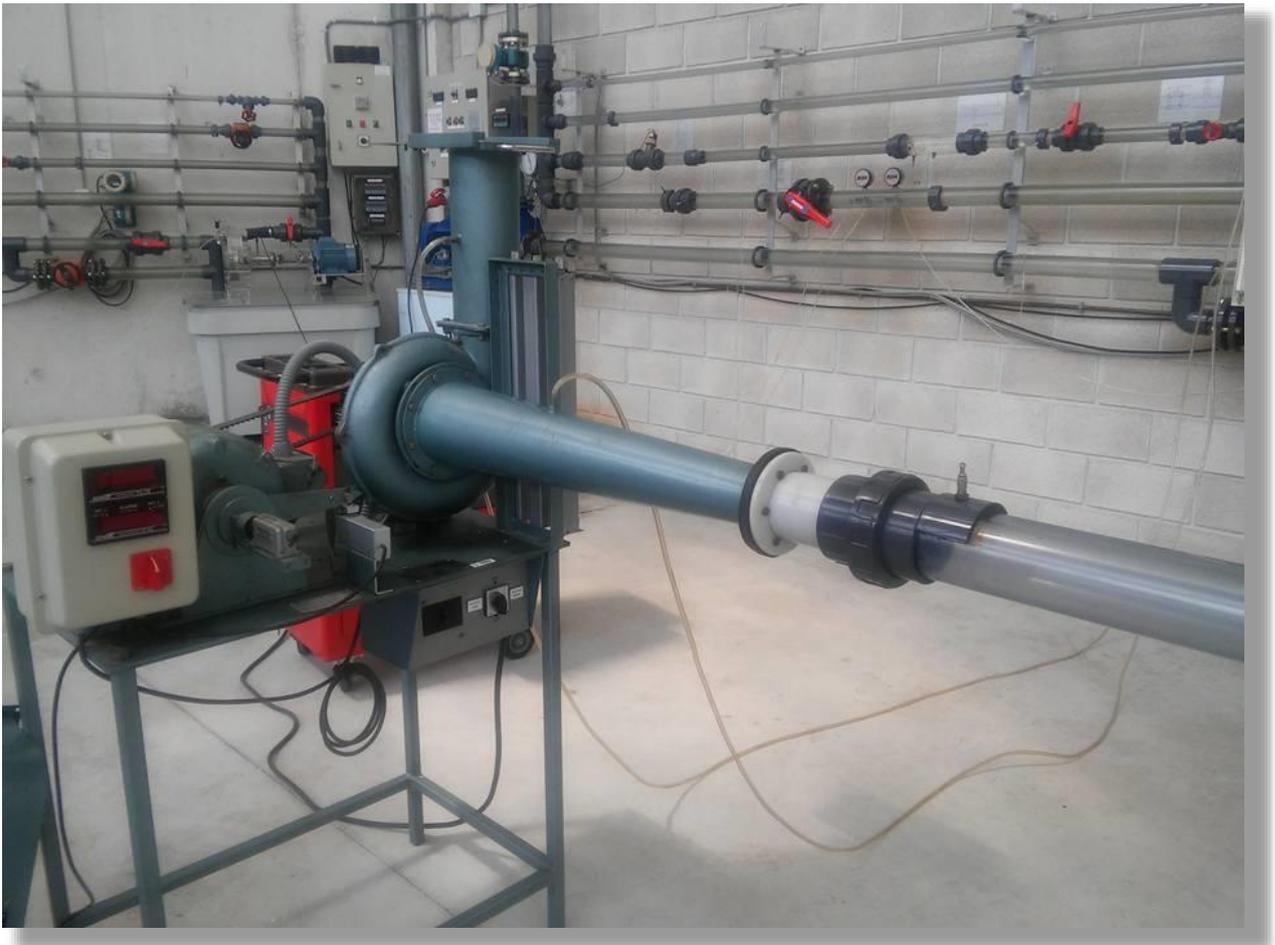
Se desconocen los rendimientos para el resto de velocidades de giro al ser estimadas mediante relaciones de puntos homólogos. Este inconveniente se comenta en el apartado número 5 de este Trabajo Fin de Grado.

Por otra parte se comprueba la validez de las leyes de semejanza al disponer de datos experimentales de 1815 rpm.



## ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

- Guion para el alumnado -





## 1. Objetivos

- Estudiar el comportamiento real del ventilador.
- Analizar la influencia de la apertura de la compuerta en el comportamiento del ventilador.
- Comprobar la validez de las leyes de semejanza

## 2. Introducción y fundamentos teóricos

El ventilador es una turbomáquina que absorbe energía mecánica en el eje y la restituye a un gas; con la siguiente particularidad que lo distingue del turbocompresor: las variaciones de presión en el interior del ventilador son tan pequeñas, que el gas puede considerarse prácticamente incompresible. [1].

El ventilador sobre el que se va a realizar la práctica es un ventilador de tipo centrífugo en el que el aire ingresa paralelo al eje del rotor y es expulsado tangencialmente. El aire cambia de dirección  $90^\circ$  como se aprecia en la Figura 48. La flecha amarilla representa la aspiración y la flecha verde la impulsión, de tal forma que el aire entra por el tubo de mayor longitud.



Figura 50. Ventilador centrífugo

Tiene dos velocidades fijas de giro; 1816 y 3545 rpm. Indicadas en el ventilador como velocidad baja y alta respectivamente. Es un ventilador comercial que fue adaptado para su ensayo incluyendo un tacómetro, un medidor de par y el tubo transparente de aspiración. Dicho tubo tiene un diámetro de 80 mm y consta de

una tobera que fue calibrada mediante un tubo de pitot.



Figura 51. Calibración de la tobera

La calibración se muestra en la Figura 51. El coeficiente  $C_d$  es usado en el cálculo del caudal entrante por la tobera y dependiente del número de Reynolds.

$$C_d = 0,9159 + 0,0024 \cdot \left( \frac{10^6}{Re_{tob}} \right)^{0,5} \quad (1)$$

$$Q = C_d \cdot \frac{\pi \cdot D_{tobera}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (2)$$

Siendo el diámetro de la tobera de 76,5 mm. La variación de presión es medida por un manómetro de columna de agua en la toma piezométrica de la tobera. La densidad viene determinada por la presión atmosférica y la temperatura ambiente del día que se realiza la medición. Estos valores son mostrados en la primera columna entrando al taller mediante un barómetro de mercurio y un termómetro, Figura 52.



Figura 52. Barómetro

La medida del barómetro debe ser tomada y corregida por:

$$P = H - 0,3 - 0,000171 \cdot t \cdot H \quad (3)$$

Siendo P la presión ambiente resultante obtenida en mmHg. H son los mm de columna obtenidos en el barómetro y t es la temperatura ambiente en °C. 0,3 es la corrección gravimétrica ya que la g en Pamplona es menor que la estándar.

$$g_{\text{estándar}} = 9,80665 \frac{m}{s^2}$$

$$g_{\text{Pamplona}} = 9,803 \frac{m}{s^2}$$

El coeficiente 0,000171 tiene en cuenta la dilatación térmica del mercurio.

## 2.1 Potencias

### 2.1.1 Potencia neta

Corresponde a la potencia que entrega el ventilador al fluido.

$$P_{\text{neta}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q = \text{Presión}_{\text{ventilador}} \cdot Q \quad (4)$$

### 2.3.2 Potencia útil

Es la potencia mecánica que absorbe el ventilador en su eje. Corresponde al producto del par de fuerzas, que genera el eje del ventilador, por su velocidad angular. La velocidad angular se mide mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje y se representa en el display en rpm. El par de fuerzas generado por el eje del ventilador se mide mediante un columpio en el que se sitúa un brazo que ejerce fuerza sobre una célula de carga. Este momento es mostrado en el display en Nm.

$$P_{\text{útil}} = P_{\text{rodete}} = M \cdot \omega \quad (5)$$

### 2.4 Rendimiento

Es el cociente entre la potencia neta y la potencia útil.

$$\eta = \frac{\text{Presión}_{\text{ventilador}} \cdot Q}{M \cdot \omega} \quad (6)$$

## 3. Instalación y montaje

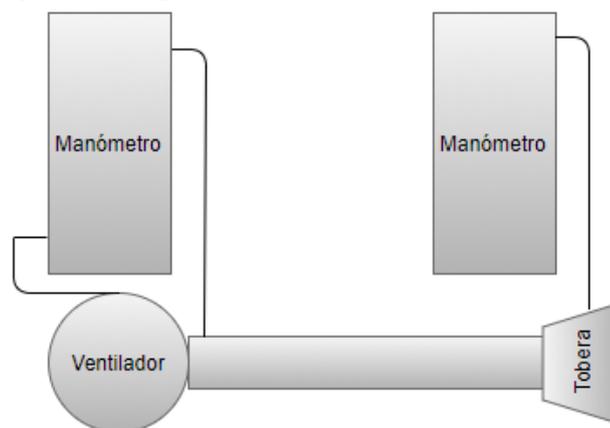


Figura 53. Esquema montaje ventilador

Se mide directamente la diferencia de presiones entre salida y entrada del ventilador mediante el manómetro de columna de agua. Para ello se conecta la salida del ventilador a la parte inferior del manómetro y la entrada del ventilador a la parte superior del manómetro tal y como se aprecia en la Figura 54. Se enrasa de agua a 0 correctamente sin estar enchufado el ventilador.



Figura 54. Conexión de ventilador

Para la medición del caudal circulante por el ventilador es necesario conocer la presión en la tobera. Para ello se usa otro manómetro de columna de agua y se conecta la toma piezométrica de la tobera a la parte superior del mismo de la misma forma que muestra la Figura 55. La parte inferior del manómetro debe

dejarse al aire. Hay que asegurarse de enrasar a 0 correctamente



Figura 55. Conexión manómetro y tobera

#### 4. Toma de datos

El ventilador se conecta a velocidad alta funcionando en el rango de 3500 rpm a 3600 rpm. Se van a realizar 4 mediciones debido a la variabilidad de las mismas y se tomará una media como resultado final. Debe tenerse en cuenta que las mediciones se van a realizar en un intervalo de un par de horas, por lo que la temperatura ambiente y la presión atmosférica se mantienen constantes. La primera medición se realiza con la entrada de aire completamente cerrada y posteriormente se va abriendo dicha entrada en intervalos de 10% hasta llegar a estar totalmente abierta. Para ello se utiliza la regla de la compuerta mostrada en la Figura 56.



Figura 56. Compuerta entrada aire ventilador

Como el medidor de par no se puede configurar a 0 para cada medida se anota el valor inicial del mismo al principio de cada medición y se obtiene la diferencia respecto al par para cada apertura. Se cambia la velocidad del ventilador a velocidad baja y se toman 3 medidas sin anotar el par. Se realiza la media.

Rebeca Espada Maquirriain

Se deben anotar los datos de presión atmosférica y temperatura ambiente del barómetro y el termómetro situados en la primera columna entrando a la derecha del taller.

Tablas a rellenar:

P=729 mmHg T=25°C

<b>Velocidad alta</b>						
%abierto	Pcaudal(mmca)	AP(mmca)	n(rpm)	Par(Nm)	Par inicial(Nm)	Par final (Nm)
0						
10						
20						
30						
40						
50						
60						
70						
80						
90						
100						

Tabla 21.Resultados experimentales ventilador velocidad alta primera medición

<b>Velocidad alta</b>						
%abierto	Pcaudal(mmca)	AP(mmca)	n(rpm)	Par(Nm)	Par inicial(Nm)	Par final (Nm)
0						
10						
20						
30						
40						
50						
60						
70						
80						
90						
100						

Tabla 22.Resultados experimentales ventilador velocidad alta segunda medición

<b>Velocidad alta</b>						
%abierto	Pcaudal(mmca)	AP(mmca)	n(rpm)	Par(Nm)	Par inicial(Nm)	Par final (Nm)
0						
10						
20						
30						
40						
50						
60						
70						
80						
90						
100						

Tabla 23. Resultados experimentales ventilador velocidad alta tercera medición

<b>Velocidad alta</b>						
%abierto	Pcaudal(mmca)	AP(mmca)	n(rpm)	Par(Nm)	Par inicial(Nm)	Par final (Nm)
0						
10						
20						
30						
40						
50						
60						
70						
80						
90						
100						

Tabla 24. Resultados experimentales ventilador velocidad alta cuarta medición

<b>Velocidad baja</b>			
<b>%abierto</b>	<b>Pcaudal(mmca)</b>	<b>AP(mmca)</b>	<b>n(rpm)</b>
0			
10			
20			
30			
40			
50			
60			
70			
80			
90			
100			

Tabla 25. Resultados experimentales ventilador velocidad baja primera medición

<b>Velocidad baja</b>			
<b>%abierto</b>	<b>Pcaudal(mmca)</b>	<b>AP(mmca)</b>	<b>n(rpm)</b>
0			
10			
20			
30			
40			
50			
60			
70			
80			
90			
100			

Tabla 26. Resultados experimentales ventilador velocidad baja segunda medición

Velocidad baja			
%abierto	Pcaudal(mmca)	AP(mmca)	n(rpm)
0			
10			
20			
30			
40			
50			
60			
70			
80			
90			
100			

Tabla 27. Resultados experimentales ventilador velocidad baja tercera medición

## 5. Cálculos y gráficas

### 5.1 Tablas a rellenar

Se debe rellenar una tabla completa con columnas 1 a 17. Las columnas 1 a 5 son los valores medidos experimentalmente. Las columnas 6 a 10 corresponden al cálculo del caudal de aire entrante por la tobera. Las columnas 12 a 15 corresponden a los valores experimentales corregidos. También hay que rellenar cuatro tablas con columnas 12 a 16 con los valores corregidos a 1815 rpm, 2265 rpm, 2715 rpm y 3165 rpm.. Para pasar las presiones de mmca a Pa se usa la siguiente conversión:

$$1 \text{ mm.c.a.} = 9,80665 \text{ Pa}$$

Por último para velocidad baja se rellena una tabla con columnas 1 a 4 y columnas 6 a 11.

valores experimentales					Cálculo caudal tobera					
velocidad alta										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
%abierto	Pcaudal(Pa)	AP(Pa)	n(rpm)	Par final (Nm)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	v(m/s)	Nº de Reynolds	Cd	Q(m <sup>3</sup> /s)	Prod(W)
0										
10										
20										
30										
40										
50										
60										
70										
80										
90										
100										

Tabla 28. Resultados ventilador velocidad alta

experimentales corregidos a n=3545 rpm					
12	13	14	15	16	17
n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /s)	AP(Pa)	Prod(W)	Pneta(W)	$\eta$ (%)
3545,00					

experimentales corregidos a n=1815 rpm				
12	13	14	15	16
n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /s)	AP(Pa)	Prod(W)	Pneta(W)
1815,00				

Tabla 29. Resultados ventilador corregidos a 1815 rpm

experimentales corregidos a n= 2265 rpm				
12	13	14	15	16
n(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /s)	AP(Pa)	Prod(W)	Pneta(W)
2265,00				

Tabla 30. Resultados ventilador corregidos a 2265 rpm

Rebeca Espada Maquirriain

experimentales corregidos a n=2715 rpm				
12	13	14	15	16
n(rpm)	Q(m3/s)	AP(Pa)	Prod(W)	Pneta(W)
2715,00				

Tabla 31. Resultados ventilador corregidos a 2715 rpm

Rebeca Espada Maquirriain

experimentales corregidos a n=3165 rpm				
12	13	14	15	16
n(rpm)	Q(m3/s)	AP(Pa)	Prod(W)	Pneta(W)
3165,00				

Tabla 32. Resultados ventilador corregidos a 3165 rpm

valores experimentales					Cálculo caudal tobera					
velocidad baja										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
%abierto	Pcaudal(Pa)	AP(Pa)	n(rpm)	Par final (Nm)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	v(m/s)	Nº de Reynolds	Cd	Q(m <sup>3</sup> /s)	Prod(W)
0										
10										
20										
30										
40										
50										
60										
70										
80										
90										
100										

Tabla 33. Resultados ventilador velocidad baja

## 5.2 Construcción de las tablas

Columna 6 obtener la densidad del aire mediante la ecuación de los gases perfectos

$$\rho = \frac{P}{Ra \cdot T} \quad (7)$$

Donde  $Ra=286.9 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$   $P=\text{Pa}$   $T=\text{K}$   $\rho=\text{Kg/m}^3$

$$\rho = \frac{Kg}{m^3} \quad (8)$$

Calcular en la columna 7 la velocidad en m/s del aire entrante con la presión de la columna 2.

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{caudal}}{\rho}} \quad (9)$$

Para obtener en la columna 8 el número de Reynolds se necesita la viscosidad cinemática del aire que se calcula con la fórmula número 6 considerando la viscosidad dinámica de  $1,74 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ . La velocidad calculada en la columna 7 es necesaria para la fórmula 7. Diámetro de la tobera 76,5mm.

$$\nu = \frac{v}{\rho} = \frac{m^2}{s} \quad (10)$$

$$Retob = \frac{velocidad \cdot D}{\nu} \quad (11)$$

Columna 9 cálculo del coeficiente Cd de la tobera con el número de Reynolds. Ecuación número 1.

En la columna 10 se calcula el caudal en  $\text{m}^3/\text{s}$  con la ecuación número 2. La presión a utilizar es la de la columna 2.

La columna 11 corresponde a la potencia del rodete en W

$$Peje = Par \cdot rpm \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (12)$$

La columna 12 se corresponde con el valor de velocidad angular en rpm al que se corrigen los datos.

En la columna 13 se obtiene el caudal corregido en  $\text{m}^3/\text{s}$  mediante la siguiente relación de semejanza:

$$\frac{Q_{hom}}{Q} = \frac{nhom}{n} \quad (13)$$

En la columna 14 se obtiene la presión corregida mediante la relación de semejanza:

$$6. \frac{P_{hom}}{P} = \left(\frac{nhom}{n}\right)^2 \quad (14)$$

En la columna 15 se obtiene la potencia corregida con la siguiente relación de semejanza:

$$7. \frac{P_{othom}}{Pot} = \left(\frac{nhom}{n}\right)^3 \quad (15)$$

La columna 16 consta de la Potencia neta en W resultante de multiplicar las columnas 13 y 14.

En la columna 17 se sitúa el rendimiento total. Dicho rendimiento resulta del cociente entre la potencia neta y la potencia del rodete expresado en porcentaje.

### 5.3 Gráficas a realizar

Para observar el comportamiento del ventilador se van a realizar las gráficas presión del ventilador frente a caudal corregido, potencia del rodete frente a caudal corregido, potencia neta frente a caudal corregido y presión del ventilador frente a porcentaje de apertura. Representando en la misma gráfica los distintos valores de rpm corregidos. También caudal frente al porcentaje de apertura para la medición de 3545 rpm así como la gráfica rendimiento caudal con el rendimiento obtenido en la columna 17.

## 6. Conclusiones

Breve comentario sobre la práctica así como de los resultados obtenidos y de la consecución de los objetivos presentados en el apartado 1.

**Capítulo 5:**  
**Conclusiones y trabajos  
futuros**



## **5. Conclusiones y trabajos futuros**

### **5.1 Conclusiones generales:**

El Área de Mecánica de Fluidos se ha preocupado por complementar la docencia teórica con una parte práctica que resulta de gran importancia debido a que es factible la visualización de los conceptos a transmitir. Quisiera recalcar las oportunidades que brinda acceder a un taller como el laboratorio de Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas de la UPNA. Desde mi experiencia como estudiante en esta universidad no son muchas las asignaturas que tienen una oferta tan amplia de prácticas de taller como la tienen las asignaturas del Área de Mecánica de Fluidos. Esto ha sido posible por un trabajo continuo de creación, mantenimiento y actualización a lo largo de los años de dicho taller. El presente Trabajo Fin de Grado se ha centrado en la fase de actualización de las turbomáquinas existentes.

### **5.2 Conclusiones particulares:**

#### **5.2.1 Turgo**

El punto de diseño, para una altura de 18,6 m se da con una apertura de 13,5 mm del inyector, y con una velocidad de 1200 rpm. Asimismo, se obtiene una potencia en el eje de 618,653 W y un rendimiento del 64,2% con un caudal aproximado de 19 m<sup>3</sup>/h. La velocidad específica obtenida es de 28,49. El rendimiento es menguado debido a las dimensiones reducidas de la turbina que implica mayores pérdidas. Se ha observado que cuanto mayor es la apertura del inyector mayor es el caudal, pero menor es la velocidad absoluta del chorro, al igual que el coeficiente de contracción.

Respecto a los guiones anteriores de las turbinas se han observado cambios en los rendimientos y en los puntos de operación. Para la turbina Turgo el punto de operación se encuentra a la misma apertura del inyector pero a una velocidad 100 rpm superior. La potencia y el rendimiento son muy parecidos pero la velocidad específica aumenta de 26 a 28 lo que indica un mejor funcionamiento.

### 5.2.2 Pelton

El punto de diseño, para una altura de 18,6 m se da con una apertura de 12 mm del inyector, y con una velocidad de 1100 rpm. Asimismo, se obtiene una potencia en el eje de 510,45 W y un rendimiento del 72% con un caudal aproximado de 14 m<sup>3</sup>/h. La velocidad específica obtenida es de 23,72. El rendimiento es menguado debido a las dimensiones reducidas de la turbina que implica mayores pérdidas. Se ha observado que cuanto mayor es la apertura del inyector mayor es el caudal, pero menor es la velocidad absoluta del chorro, al igual que el coeficiente de contracción.

Comparando los resultados obtenidos con los guiones existentes para la turbina Pelton el punto de diseño se encuentra para distinta apertura del inyector pero a la misma velocidad de giro de 1100 rpm. El rendimiento incrementa en un 1%. La potencia obtenida es algo menor así como la velocidad específica.

El equipo ensayado correspondiente al número 1 dispone de un manómetro con precisión de milésimas de bar pero que es más inexacto en la variación de la muestra del dato que el de centésimas de bar. Los valores mostrados eran más constantes en el manómetro de dos dígitos es por ello que se han tomado los datos con ese manómetro.

### 5.2.3 Ventilador centrífugo

El porcentaje de apertura influye notablemente en el comportamiento del ventilador siendo totalmente abierto cuando se obtienen los mejores resultados. A mayor apertura, mayor caudal, mayor variación de presión en el ventilador entre salida y entrada y mayor rendimiento. Esto es debido a que la potencia transmitida al aire; potencia neta, es mayor cuanto mayor sea el caudal. La potencia consumida para mover el rodete a la velocidad de giro es alta respecto a la transmitida para aperturas bajas. Al ser la velocidad de giro constante para las distintas aperturas se produce el comportamiento comentado.

A 3545 rpm el caudal es el mayor obtenido al igual que la potencia consumida. Es para el punto de total apertura en el que se obtiene la mejor relación entre

potencia transmitida al fluido y consumida siendo el rendimiento de 58,65% en este punto.

El ventilador ha sido el equipo que ha resultado en una mayor dificultad y problemática ya que no se disponían guiones de prácticas del mismo y el equipo llevaba varios años sin usar. Una de las limitaciones encontradas a la hora de realizar el guion ha sido la velocidad de giro. El ventilador tiene dos velocidades de funcionamiento pero sólo ha sido posible realizar el cálculo de rendimiento para velocidad alta. La medida de par obtenida con ese medidor de par a velocidad baja se ha tenido que descartar al ser muy pequeña. La potencia consumida por el rodete resultaba menor que la potencia neta cosa no factible. Es por esto que se han tenido que obtener los valores para otras velocidades de giro con relaciones homólogas. Por otra parte se ha comprobado la validez de los resultados homólogos con los valores de caudal, presión y potencia para 1815 rpm obtenidos experimentalmente.

### **5.3 Trabajos futuros:**

Tanto para la turbina Pelton como para la Turgo sería de utilidad poder medir con algún dispositivo óptico el diámetro de la vena contracta. Para el ventilador sería interesante acoplar al rodete un variador de velocidad como el que disponen las turbinas para poder obtener resultados con un mayor rango de velocidades así como cambiar el medidor de par para poder ponerlo a cero.



# Capítulo 6: Bibliografía



## 6. Bibliografía

- [1] C.Mataix, *Turbomáquinas hidráulicas: turbinas hidráulicas, bombas y ventiladores*. Madrid, Universidad Pontificia Comillas, 2009.
- [2] “Turgo Turbines”, Gilkes, 2016. [En línea]. Disponible en: <http://www.gilkes.com:80/Turgo-Turbines>. [Accedido: 10-nov2017]
- [3] J. Sanz Corretge, “*Cálculo, diseño y construcción de una turbina Turgo*”, *Proyecto Fin de Carrera*, Universidad Pública de Navarra, 1998.
- [4] J. Bronte Orduna, “Desarrollo de guiones de prácticas para el Área de Mecánica de Fluidos. Parte IV”, *Proyecto Fin de Carrera*, Universidad Pública de Navarra, 2013.
- [5] D. Astráin Ulibarrena, “Diseño, proyecto y construcción de una turbina Pelton para el laboratorio de mecánica de fluidos”, *Proyecto Fin de Carrera*, Universidad Pública de Navarra, 1995.
- [6] P. Olazarán Santesteban, “Desarrollo de guiones de prácticas para el Área de Mecánica de Fluidos. Parte I”, *Proyecto Fin de Carrera*, Universidad Pública de Navarra, 2012.





