



industriales
etsii

**Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial**

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Implementación de un sistema de medida de par, y caracterización experimental de bombas circuladoras funcionando como turbinas (BFT)

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

Autor: BORJA LÓPEZ DÍAZ.
Director: JOSÉ PÉREZ GARCÍA

Cartagena, 21 de Septiembre de 2020



**Universidad
Politécnica
de Cartagena**

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Capítulo 1. Introducción, objetivos y fases del TFG.....	1
1.1. Introducción al problema en estudio.....	1
1.2. Objetivos del TFG.....	3
1.3. Fases del TFG.....	4
Capítulo 2. Revisión bibliográfica.....	5
2.1. Introducción.....	5
2.2. Estudios experimentales sobre bombas centrífugas funcionando como turbinas (BFT).....	6
2.2.1. Singh (2005).....	7
2.2.2. Derakhshan y Nourbakhsh (2008).....	11
2.2.3. Nautiyal et al (2011).....	13
2.2.4. Yang et al (2012).....	15
2.2.5. Rossi y Renzi (2016)	17
2.2.6. Stefanizzi et al (2017).....	20
2.3. Modelos de predicción de las prestaciones de BFT.....	21
2.3.1. Métodos basados en el punto de mayor eficiencia.....	23
2.3.1.1. Stepanoff (1957)	23
2.3.1.2. Childs (1962)	24
2.3.1.3. Sharma (1985)	24
2.3.1.4. Schmiedl (1988)	25
2.3.1.5. Alatorre-Frenk (1994)	26
2.3.1.6. Yang et al (2012)	26
2.3.2. Métodos basados en la velocidad específica de la turbomáquina.....	28
2.3.2.1. Grover (1980)	28
2.3.2.2. Hergt (1980)	28
2.3.2.3. Mijailov (1989)	29
2.3.2.4. O. Audisio (2002)	29
2.3.2.5. Carvalho (2002)	30

2.3.2.6. <i>Derakhshan y Nourbakhsh (2008)</i>	30
2.3.2.7. <i>Nautiyal et al (2011)</i>	32
2.3.2.8. <i>Engeda y Tan (2016)</i>	33
2.3.2.9. <i>Stefanizzi et al (2017)</i>	35
2.3.2.10. <i>Renzi y Rossi (2019)</i>	38

Capítulo 3. Fundamentos sobre bombas funcionando como turbinas. Descripción del banco de ensayos actual.....41

3.1. Fundamentos teóricos.....	41
3.2. Teoría General de Turbomáquinas Hidráulicas.....	42
3.2.1. Ecuación de continuidad.....	43
3.2.2. Ecuación de conservación del momento cinético. Ecuación de Euler..	44
3.3. Teoría de bombas funcionando como turbinas. Curvas características de BFT.....	45
3.3.1. Diferencias entre modos de operación de las BFT: modo bomba y modo turbina.....	46
3.3.2. Ventajas del uso de bombas funcionando como turbinas.....	47
3.3.3. Desventajas del uso de bombas funcionando como turbinas.....	48
3.3.4. Tipos de BFT en función de altura y caudal.....	49
3.3.5. Curvas de funcionamiento de una turbina convencional.....	49
3.3.6. Curvas de funcionamiento de una BFT.....	51
3.4. Descripción del banco de ensayos disponible.....	54
3.4.1. Componentes hidráulicos.....	54
3.4.2. Componentes electrónicos y sensores.....	56
3.5. Procedimiento de ensayo para obtener los parámetros característicos de la BFT.....	59
3.5.1. Instrucciones a la hora de llevar a cabo los ensayos de la BFT en el laboratorio.....	59
3.5.2. Obtención de los valores ofrecidos por los sensores.....	61
3.5.2.1. <i>Método manual</i>	61
3.5.2.2. <i>Mediante SCADA</i>	61
3.5.2.3. <i>Mediante base de datos</i>	61

Capítulo 4. Sistemas de regulación, control y medida de par. Selección del sistema más adecuado. Solución propuesta.....65

4.1. Sistemas de conexión de la BFT para la generación de energía. Ventajas e inconvenientes.....	65
4.1.1. Generación mediante conexión a la red eléctrica.	66
4.1.2. Generación aislada	67
4.1.3. Generación semi-aislada.....	69
4.2. Tecnologías aplicables para la regulación y control del par en turbomáquinas hidráulicas. Ventajas e inconvenientes.....	70
4.2.1. Bomba o motor auxiliar.....	71
4.2.2. Banco de resistencias/reostatos.....	71
4.2.3. Rectificador y cargas DC.....	72
4.3. Tecnologías aplicables para la medida del par en turbomáquinas hidráulicas. Ventajas e inconvenientes.....	73
4.3.1. Freno Prony.....	73
4.3.2. Sensor de par.....	75
4.3.3. Métodos indirectos.....	77
4.4. Solución propuesta para la regulación y medida de par.....	77
4.5. Modificación física de la instalación.....	78

Capítulo 5. Simulación del banco de ensayos. Obtención de los valores de los reostatos y capacidad de los condensadores. Presupuesto final.....85

5.1. Modelo analítico en régimen permanente del generador de inducción.....	85
5.2. Generación de la gráfica para la obtención de los condensadores.....	87
5.3. Ecuaciones que definen el modelo y esquema de simulación.....	88
5.4. Dimensionamiento de los elementos eléctricos necesarios y comparación de los valores obtenidos mediante la simulación y ecuaciones definidas con respecto a estudios experimentales.....	90
5.5. Obtención de las curvas características mediante la simulación de distintos puntos de funcionamiento.....	95
5.6. Valoración económica de la solución propuesta.....	101

Capítulo 6. Caracterización experimental del nuevo banco de ensayos.....	102
6.1. Metodología de procesado de resultados.....	102
6.2. Estudio de la BFT para diferentes condiciones de operación.....	105
6.3 Comparación con los resultados de los modelos de predicción.....	110
Capítulo 7. Resumen y conclusiones.....	115
Bibliografía.....	118
Anexo 1. Sensor de par seleccionado.....	121
Anexo 2. Acoplamiento seleccionado.....	126
Anexo 3. Curvas características OMEGA 125-290A.....	127
Anexo 4. Plano del eje diseñado.....	128
Anexo 5. Plano del soporte del motor diseñado.....	129
Anexo 6. Plano del soporte de la bomba diseñada.....	130
Anexo 7. Plano del soporte general diseñado.....	131
Anexo 8. Modelo de tabla Excel para el cálculo de los parámetros en el banco de ensayos.....	132

ÍNDICE DE FIGURAS

- Figura 1.1. Consumo de energía mundial desglosado.**
- Figura 1.2. Consumo de energía primaria en España.**
- Figura 2.1. Clasificación de diversos autores según sus métodos de predicción.**
- Figura 2.1. Modificación de los bordes del rodete.**
- Figura 2.2. Zonas I, II, III, IV y V de la BFT según Singh.**
- Figura 2.3. Zonas VI y VII de la BFT según Singh.**
- Figura 2.4. Modificación de los bordes del rodete.**
- Figura 2.5. Cierre de holguras radiales en zonas II-b y II-c.**
- Figura 2.6. Ampliación de la succión.**
- Figura 2.7. Banco de pruebas Singh.**
- Figura 2.8. Banco de pruebas Derakhshan y Nourbakhsh.**
- Figura 2.9. Curvas adimensionales de la altura en modo bomba y turbina.**
- Figura 2.10. Curvas adimensionales de la potencia en modo bomba y turbina.**
- Figura 2.11. Curvas adimensionales de la eficiencia en modo bomba y turbina.**
- Figura 2.12. Turbina centrífuga y generador Nautiyal.**
- Figura 2.13. Esquema del banco de pruebas Nautiyal.**
- Figura 2.14. Altura y eficiencia de la bomba estudiada en modo bomba.**
- Figura 2.15. Potencia y eficiencia de la bomba estudiada en modo bomba.**
- Figura 2.16. Altura y eficiencia de la bomba estudiada en modo turbina.**
- Figura 2.17. Potencia y eficiencia de la bomba estudiada en modo turbina.**
- Figura 2.18. Esquema banco de ensayos Yang.**
- Figura 2.19. Comparación curvas experimentales y obtenidas mediante CFD de Yang.**
- Figura 2.20. Errores obtenidos mediante el uso de CFD de Yang.**
- Figura 2.21. Esquema banco de pruebas Rossi.**
- Figura 2.22. Banco de pruebas Rossi.**
- Figura 2.23. Coeficiente de potencia-velocidad específica Rossi.**
- Figura 2.24. Eficiencia mecánica-velocidad específica Rossi.**
- Figura 2.25. Curva característica adimensional de la bomba Rossi.**
- Figura 2.26. Banco de pruebas Stefanizzi.**
- Figura 2.27. Esquema banco de pruebas Stefanizzi.**
- Figura 2.28. Diferenciación de algunos autores según el criterio en los modelos de predicción.**
- Figura 2.29. Ratios de altura en función de distintas velocidades específicas.**
- Figura 2.30. Ratios de caudal en función de distintas velocidades específicas.**
- Figura 2.31. Relación de velocidad específica entre modo bomba y modo turbina.**

Figura 2.32. Comparación de resultados para 'h' entre Yang, Sharma y Stepanoff.

Figura 2.33. Comparación de resultados para 'q' entre Yang, Sharma y Stepanoff.

Figura 2.34. Comparación de los errores en distintos modelos.

Figura 2.35. Comparación de errores para la relación de caudales con el método de Nautiyal.

Figura 2.36. Comparación de errores para la relación de alturas con el método de Nautiyal.

Figura 2.37. Relación entre diámetros específicos de Engeda.

Figura 2.38. Relación entre velocidades específicas de Engeda.

Figura 2.39. Comparación de errores Engeda.

Figura 2.40. Representación de las ecuaciones obtenidas.

Figura 2.41. Comparación del modelo en modo bomba para la altura y rendimiento.

Figura 2.42. Comparación del modelo en modo turbina para la altura y rendimiento.

Figura 2.43. Comparación del modelo en modo bomba para la potencia.

Figura 2.44. Comparación del modelo en modo turbina para la potencia.

Figura 2.45. Relación entre velocidades específicas Engeda.

Figura 2.46. Relación entre diámetros específicos Engeda.

Figura 3.1. Triángulo de velocidades en modo bomba (izquierda) y en modo turbina (derecha).

Figura 3.2. Volumen de control sobre el que se trabaja en la ecuación de continuidad.

Figura 3.3. Sentido del flujo en bomba centrífuga (izquierda) y turbina hidráulica (derecha).

Figura 3.4. Selección del tipo de BFT en función de sus condiciones de trabajo.

Figura 3.5. Curvas características de rendimiento para distintas turbinas.

Figura 3.6. Curvas características de rendimiento para distintas turbinas.

Figura 3.7. Curva característica de una bomba en sus dos modos de funcionamiento.

Figura 3.8. Ejemplo de curvas características de caudal y altura de la BFT Omega 125-290A.

Figura 3.9. Ejemplo de curvas características de rendimiento y potencia de la BFT Omega 125-290A.

Figura 3.10. Ejemplo de curvas características adimensionales de una bomba centrífuga.

Figura 3.11. Curvas características de las bombas B1 y B2.

Figura 3.12. Instalación de las bombas del banco de pruebas.

Figura 3.13. Instalación de la BFT del banco de pruebas.

Figura 3.14. Instrumentos electrónicos para el registro de datos y protección de la instalación.

Figura 3.15. Analizador de red de la instalación.

Figura 3.16. Válvulas de control de flujo.

Figura 3.17. Carga de la base de datos en el software.

Figura 3.18. Algunos de los canales y su variable asignada.

Figura 3.19. Búsqueda mediante comando SQL.

Figura 4.1. Esquema de conexión de la BFT conectada a la red eléctrica.

Figura 4.2. Esquema de conexión de la BFT conectada de forma aislada.

Figura 4.3. Esquema de conexión de la BFT conectada de forma semi-aislada.

Figura 4.4. Esquema de transmisión de potencia desde el fluido hasta la carga final.

Figura 4.5. Bomba auxiliar como carga

Figura 4.6. Banco de resistencias como carga

Figura 4.7. Rectificador y cargas DC.

Figura 4.8. Freno Prony Derakhshan y Nourbakhsh

Figura 4.9. Esquema freno Prony. Con pesas a la izquierda y con dinamómetro a la derecha

Figura 4.10. Sensor de par dinámico

Figura 4.11. Esquema interno de un sensor de par dinámico

Figura 4.12. Bomba Wilo IPL 25/70 0,12-2 usada en el laboratorio.

Figura 4.13. Despiece bomba Wilo IPL 25/70 0,12-2.

Figura 4.14. Diseño CAD de la carcasa del motor.

Figura 4.16. Diseño CAD de la carcasa de la bomba.

Figura 4.17. Diseño CAD del eje de la bomba.

Figura 4.18. Sensor de par AEP RT2.

Figura 4.19. Acoplamiento elástico JAKOB EKM-15.

Figura 4.20. Estructura general diseñada para el banco de ensayos

Figura 4.21. Diseño del nuevo banco de ensayos

Figura 5.1. Esquema eléctrico del generador asíncrono en régimen permanente

Figura 5.2. Gráfico de selección de capacidad de los condensadores.

Figura 5.3. Esquema eléctrico de simulación del generador del banco de ensayos.

Figura 5.4. Gráfica de aproximación en la estimación de la capacidad del condensador.

Figura 5.5. Frecuencia mediante simulación.

Figura 5.6. Tensión eficaz en la carga resistiva mediante simulación.

Figura 5.7. Potencia-Resistencia en función del condensador simulado.

Figura 5.8. Rendimiento-Resistencia en función del condensador simulado.

Figura 5.9. Rendimiento-Potencia en función del condensador simulado.

Figura 5.10. Potencia-Resistencia en función del condensador simulado.

Figura 5.11. Rendimiento-Resistencia en función del condensador simulada.

Figura 5.12. Rendimiento-Potencia en función de la velocidad angular simulada.

Figura 5.13. Potencia-Caudal en función del condensador simulado.

Figura 5.14. Rendimiento-Caudal en función del condensador simulado.

Figura 6.1. Características de la bomba Omega 125-290A en modo bomba.

Figura 6.2. Datos de sensores para la bomba Omega 125-290A en modo turbina a 1520 rpm.

Figura 6.3. Resultados de potencias y rendimiento de la bomba Omega 125-290A.

Figura 6.4. Curva H-Q para la bomba Omega 125-290A en modo turbina.

Figura 6.5. Curva η -Q para la bomba Omega 125-290A en modo turbina.

Figura 6.6. Curva P-Q para la bomba Omega 125-290A en modo turbina.

Figura 6.7. Características obtenidas de la bomba Omega 125-290A en modo turbina.

Figura 6.8. Datos de sensores para el motor asíncrono en modo generador.

Figura 6.9. Resultados de potencias y rendimiento del motor en modo generador.

Figura 6.10. Comparación de la curva característica Altura - Caudal obtenida mediante el modelo de predicción con respecto a la curva real.

Figura 6.11. Comparación de la curva característica Rendimiento - Caudal obtenida mediante el modelo de predicción con respecto a la curva real.

Figura 6.12. Comparación de la curva característica Potencia - Caudal obtenida mediante el modelo de predicción con respecto a la curva real

Figura 6.13. Resultados de los modelos de predicción de los distintos autores para el caudal y la altura de la bomba seleccionada.

Figura 6.14. Comparación de errores de los distintos modelos de predicción en el caso de la altura de la BFT

Figura 6.15. Comparación de errores de los distintos modelos de predicción en el caso del caudal de la BFT

NOTACIÓN

Ψ = coeficiente de altura (adimensional)

Φ = coeficiente de caudal (adimensional)

π = coeficiente de potencia (adimensional)

η = rendimiento o eficiencia (adimensional)

λ = coeficiente de eficiencia (adimensional)

$h = K_H$ = parámetro de altura (adimensional)

H = altura manométrica (dimensional)

$Q = K_Q$ = parámetro de caudal (adimensional)

Q = caudal (dimensional)

p = parámetro de potencia (adimensional)

P = potencia (dimensional)

D = diámetro del impulsor (dimensional)

n o N = velocidad de giro del rodete (dimensional)

N_s = velocidad específica (adimensional)

D_s = diámetro específico del impulsor (dimensional)

BFT, PAT = bomba funcionando como turbina (Pump as turbine)

CFD = computational fluid dynamics

K_Q = par de caudal (adimensional)

K_H = coeficiente de altura (adimensional)

K_η = coeficiente de rendimiento/eficiencia (adimensional)

Subíndices:

t = turbina (turbine)

$b(p)$ = bomba (pump)

h = hidráulica

Capítulo 1. Introducción, objetivos y fases del TFG

1.1. Introducción al problema en estudio

La energía en cualquiera de sus vertientes juega un papel importante en la vida de la sociedad moderna. La existencia de esta energía facilita diversos aspectos en la mayoría de las necesidades humanas como el transporte, la alimentación, la seguridad y el trabajo. En la actualidad, el sistema energético general de la mayor parte del mundo se basa en el uso de la generación de energía mediante combustibles fósiles. Durante el siglo veinte se observó un claro incremento en el consumo de este tipo de combustibles, llegándose a producir un incremento anual constante de alrededor de un 2% entre 1980 y 2004 [2].

Sin embargo, a lo largo de los últimos años se ha llevado a cabo una concienciación tanto social como medioambiental sobre el uso de los combustibles fósiles, ya que esta materia prima está siendo explotada a un ritmo alarmante. Bajo esta concienciación se está llevando a cabo un menor uso de combustibles fósiles para la producción de energía, en contraposición a la generación de energía renovable que aumenta levemente.

En comparación, entre el año 2005 y el año 2015 se produjo un decrecimiento de entorno al 2,5% en el consumo de combustibles fósiles, mientras que en el caso de las energías renovables se produjo un aumento leve de su consumo. Se puede apreciar la variación de consumo mundial a lo largo de los años desglosada en la siguiente figura.

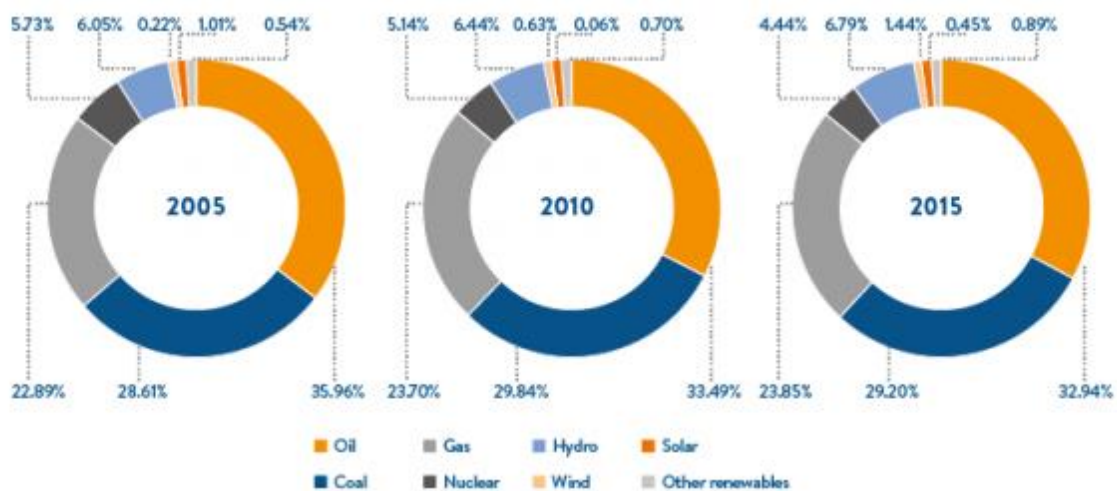


Figura 1.1. Consumo de energía mundial desglosado [1]

Bajo esta premisa, en España las energías renovables van adquiriendo cada vez una mayor importancia, aunque su distribución es un tanto desigual por toda la península. En lo referente al sector de la electricidad, España es un país referente en la integración de las energías renovables como una posibilidad a la hora de consumir energía. Este hecho se puede constatar con cifras, ya que en 2018 más del 37% de la electricidad se obtuvo de energías renovables.

En el año 2018, las energías renovables aumentaron su uso debido a distintos factores como la recuperación de sequías de años anteriores por parte de la energía hidráulica. En España, la energía renovable se elevó más de un 8% en 2018, hasta representar casi el 14% de la energía primaria. Por delante de las energías renovables se sitúan las procedentes del petróleo con un 44% y el gas natural con un 21%. Por detrás de las energías renovables se encuentran la energía nuclear con un 11% y el carbón con un 9%. Con estos datos, se constató un crecimiento renovable del 8,2%. A continuación, se mostrará un gráfico en el que se desglosa el consumo de energía primaria en España.

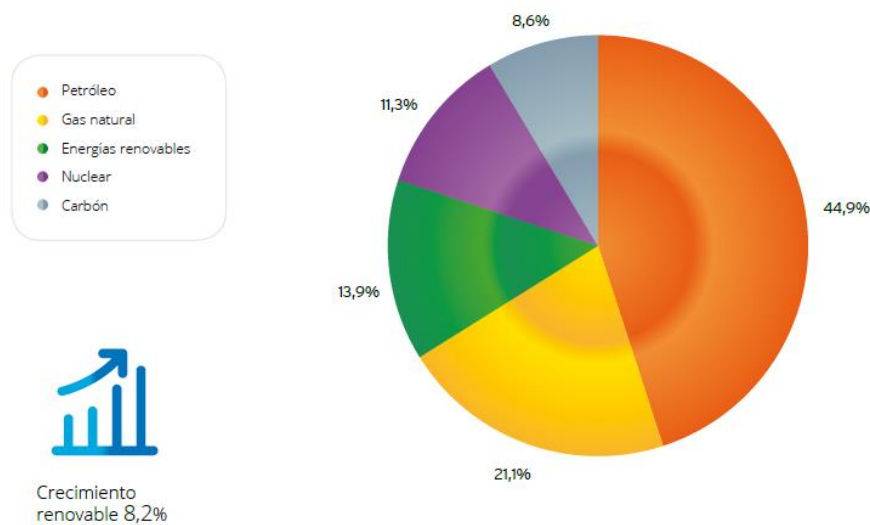


Figura 1.2. Consumo de energía primaria en España [2]

Con el objetivo común de llevar a cabo un aumento del consumo de energía mediante vías renovables, se podría llevar a cabo la generación de energía en zonas con difícil acceso a la energía eléctrica, tales como zonas rurales o en zonas donde los recursos hídricos no han sido aprovechados de forma óptima. Los casos típicos de esta mala gestión hídrica se suelen dar en pequeños arroyos, en redes de abastecimiento de agua potable o en algunas plantas petroquímicas, en las que se sustituyen las válvulas reductoras de presión (VRP) y se lleva a cabo la instalación de una BFT en subprocesos como la eliminación del sulfuro de hidrógeno [5] o incluso en procesos industriales en los que se dispone un flujo con exceso de presión como los procesos de depuración por ósmosis inversa. Existen otros procesos en los que actualmente se lleva a cabo la implantación de las BFT aprovechando un alto caudal y una baja altura manométrica, como es el caso de la instalación de la una turbina axial en los conductos de alcantarillado de las aguas residuales de plantas refinadoras de petróleo [4].

En cualquiera de los casos mencionados se puede llevar a cabo la generación de energía mediante el uso de pequeñas instalaciones hidráulicas, en las que una turbina aprovecha la energía hidráulica para producir energía. El uso de las BFT frente a las turbinas convencionales tiene dos ventajas claras. Por un lado, su menor coste de adquisición, debido a la economía de escala en su fabricación, y por otro lado su menor coste de mantenimiento, debido a que son equipos muy utilizados, y

fiables, de los que se dispone de repuestos de fácil disponibilidad. De esta forma la viabilidad económica de su implantación, sobre todo cuando se trata de instalaciones aisladas y en lugares poco accesibles, está asegurada. El principal inconveniente de la utilización de una BFT es su peor rendimiento de operación.

En cuanto, al conocimiento científico-tecnológico del funcionamiento de BFT, en la actualidad existen números estudios, analíticos, experimentales, y numéricos que han permitido desarrollar modelos de predicción del funcionamiento de las BFT, de manera que se puede seleccionar la bomba más adecuada para una cierta aplicación en función de los parámetros hidráulicos disponibles, principalmente caudal y altura manométrica. Tanto los modelos de predicción, como los estudios experimentales y numéricos de caracterización, y/o modificación del diseño del rotor para poder obtener mejores rendimientos abarcan diferentes tipos de bombas, ya sean centrífugas de succión frontal, de cámara partida, axiales, mixtas, etc.

Uno de los tipos de bomba menos estudiados son las bombas circuladoras, o en línea (in-line). Este tipo de bombas son muy utilizadas en sistemas o circuitos cerrados, ya que normalmente son de aplicación para presiones muy pequeñas y caudales relativamente grandes. Por su campo de trabajo podrían ser de aplicación en redes de abastecimiento de agua (sustituyendo VRP), y por su forma de conexión (alineada con la tubería), los costes de instalación se reducirían significativamente.

El Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos de la UPCT dispone de un banco de ensayo de bombas centrífugas que recientemente ha sido ampliado para poder estudiar experimentalmente bombas circuladoras de muy baja potencia funcionando como turbinas. Mediante este trabajo se busca modificar la instalación de manera que sea posible realizar una caracterización experimental completa de este tipo de bombas operando en modo inverso, para posteriormente validar los modelos de predicción existentes para este tipo de bombas, o proponer las modificaciones oportunas.

1.2. Objetivos del TFG

El objetivo principal del Trabajo Fin de Grado (TFG) es modificar la instalación de ensayo actual de la que dispone el Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos para caracterización experimental de bombas funcionando como turbinas, implementando un sistema de regulación, control y medida del par en el eje de la turbomáquina, para posibilitar su caracterización experimental completa.

Para ello, será necesario conocer las características y el modo de operación de la instalación completa que opera actualmente, así como los distintos instrumentos y sensores que componen el banco de ensayos y el sistema de adquisición de datos que procesa y envía los valores proporcionados por los sensores.

Posteriormente, se llevará a cabo una revisión bibliográfica acerca de los trabajos publicados por distintos autores en relación con la caracterización experimental de la BFT. También se ha de estudiar las diferentes soluciones tecnológicas que permitan la implementación de un sistema de regulación, control y medida de par en el eje de la BFT.

Tras llevar a cabo este paso, se deberá de seleccionar el sistema de regulación, el sistema de control de par y el sistema de medida de par que sea más adecuado para su uso en el banco de ensayos del que se dispone. A continuación, se deberá estudiar el funcionamiento de dicho sistema, ya sea analíticamente o mediante simulaciones, para obtener un funcionamiento correcto durante la realización de los pertinentes ensayos.

Finalmente, se llevará a cabo la generación de una metodología que permita obtener las curvas características de la BFT a partir de los datos obtenidos del nuevo banco de ensayos, comparando dichos resultados con los proporcionados por los diferentes modelos de predicción de la literatura.

1.3. Fases del TFG

El trabajo de fin de grado (TFG) se dividirá en las siguientes fases principales:

- 1) Análisis de la instalación actual con el objetivo de conocer todas las características del sistema a modificar, de su instrumentación, y del procedimiento de ensayo.
- 2) Revisión bibliográfica de los estudios relacionados con la caracterización experimental de las BFT teniendo en cuenta el sistema de control del par para su caracterización.
- 3) Revisión bibliográfica de los modelos de predicción de las prestaciones de una BFT, así como de sus curvas características.
- 4) Resumen de las tecnologías existentes para implementar un sistema de regulación, control y medida del par, de aplicación en la instalación existente de ensayo de BFT.
- 5) Selección del sistema de regulación de par más adecuado para la instalación actual.
- 6) Diseño de los elementos y piezas necesarias para el nuevo banco de ensayos.
- 7) Estudio analítico del generador de inducción en régimen permanente para la obtención de los principales parámetros de generación a partir de sus ecuaciones de funcionamiento.
- 8) Estudio mediante simulación de la parte eléctrica del nuevo banco de ensayos, con el objetivo de encontrar y solucionar los posibles problemas que se pudieran presentar. Estudio de la influencia de la capacidad del condensador y la velocidad de giro del generador.
- 9) Procesado y análisis de los resultados experimentales obtenidos.
- 10) Comparación con los resultados proporcionados por los modelos de predicción disponibles.
- 11) Redacción de la memoria del Trabajo Fin de Grado. Consistirá en redactar un documento en el que se resuma el trabajo realizado, se describa en detalle la solución tecnológica desarrollada para regulación y medida del par, y se analicen los resultados experimentales obtenidos, comparándolos con los de los modelos de predicción. Por último, se formularán las conclusiones del trabajo, así como, las mejoras a implementar en el futuro o la continuidad de los trabajos relacionados.

Capítulo 2. Revisión bibliográfica

2.1. Introducción

El uso de bombas funcionando como turbinas se ha aumentado de forma paulatina a lo largo de los últimos años, particularmente durante los últimos veinte o treinta años. El principal problema con el que se ha encontrado la implementación de las bombas como turbinas ha sido la dificultad de obtener las prestaciones de cada bomba en particular para cada una de las situaciones en las que deben de trabajar.

La obtención y determinación de las prestaciones de la turbina es uno de los aspectos más importantes a la hora de definir una BFT y a la misma vez es uno de los trabajos más complicados debido al gran número de bombas que difieren en diversos parámetros como la geometría, el caudal y la altura manométrica entre otros. Frente a esta incógnita, diversos autores han llevado a cabo una serie de ensayos en bancos de pruebas donde las distintas bombas son ensayadas en numerosas condiciones de operación. Para ello, se suele llevar a cabo la experimentación de un gran abanico de bombas con el fin de obtener un método o expresión que permita deducir el rendimiento, la altura o caudales de una bomba funcionando como turbina en función de los parámetros que la constituyen para el mayor número de bombas posibles.

Por otro lado, uno de los factores que más se ha de tener en cuenta a la hora de la obtención de un modelo de predicción para los distintos parámetros de la BFT es la precisión de dichas predicciones. Como se expondrá posteriormente, existe una gran multitud de modelos de predicción que han sido desarrollados a lo largo del tiempo por un gran número de autores. Estos modelos de predicción, en su mayoría han sido creados a partir de estudios experimentales o, en su defecto, de estudios analíticos procedentes de un número determinado de bombas funcionando como turbinas.

Esto implica que el uso de la mayoría de modelos propuestos, en general no ofrecerán valores precisos en la predicción de las alturas, caudales y rendimientos de las BFT, obteniéndose incluso un 20% de error en algunos de ellos. Por ello, es necesario la obtención de un modelo que permita llevar a cabo las predicciones necesarias con la suficiente precisión como para ser utilizados de forma viable.

En esta sección se va a llevar a cabo una recopilación de los diferentes ensayos, así como de los diferentes modelos propuestos por los distintos autores. En primer lugar, se hablará de aquellas aportaciones experimentales de interés llevadas a cabo en bancos de ensayos, para posteriormente exponer los distintos análisis numéricos y teóricos obtenidos por parte de los distintos autores.

A continuación, se expone una tabla en la que se enumerarán los modelos que se van a desarrollar en este capítulo, así como otros modelos de interés.

Autor y año	Fundamento	Tipo de modelo
Childs (1962) [23]	BEP	Analítico
Stepanoff (1957) [16]	BEP	Analítico
Sharma (1985) [27]	BEP	Analítico
Alatorre-Frenk (1990) [20]	BEP	Experimental
Schmiedl (1988) [19]	BEP	Experimental
Grover (1980) [24]	Velocidad específica	Experimental
Hergt (1980) [22]	Velocidad específica	Experimental
Mijailov (1989) [18]	Velocidad específica	Experimental
O. Audisio (2002) [12]	Velocidad específica	Experimental
Carvalho (2012) [26]	Velocidad específica	Experimental
Derakhshan y Nourbakhsh (2008) [15]	Velocidad específica	Experimental
Nautiyal et al (2011) [13]	Velocidad específica	Experimental
Stefanizzi et al (2017) [14]	Velocidad específica	Experimental
Yang et al (2012) [8]	BEP	Experimental
Engeda y Tan (2016) [10]	Velocidad específica	Experimental
Renzi y Rossi (2019) [6 y 9]	Velocidad específica	Analítico

Figura 2.1. Clasificación de diversos autores según sus métodos de predicción

2.2. Estudios experimentales sobre bombas centrífugas funcionando como turbinas (BFT)

Como ya se ha comentado, los fabricantes de bombas no suelen ofrecer a los compradores las características de sus bombas funcionando en modo turbina. Por esta razón es necesario llevar a cabo una correlación entre ambos modos de funcionamiento con el fin de poder seleccionar la turbomáquina más adecuada para cada caso determinado. Para ello, diversos autores han llevado a cabo numerosas pruebas experimentales en bancos de prueba diseñados para el estudio de distintas bombas que estarán funcionando en modo turbina. A partir de los datos obtenidos en las pruebas realizadas a diferentes bombas, se podrá obtener una correlación que permita la predicción de parámetros como la altura, el caudal o la eficiencia para otras bombas que tengan similares características a las estudiadas o sean de la misma familia de bombas.

En este apartado se llevará a cabo un compendio de los análisis experimentales que han llevado a cabo distintos autores sobre distintas bombas funcionando como turbinas. Antes de comenzar, es necesario definir los parámetros adimensionales que se usarán para definir las curvas de las bombas funcionando como turbinas. Estos parámetros son Ψ , Φ , π , y se usan debido a su independencia de las dimensiones de la turbomáquina, velocidades de rotación y pérdidas por fricción. A su vez, estos parámetros se suelen usar para comparar unas BFT con otras funcionando con las mismas características de operación. Finalmente se expone la expresión necesaria para obtener la velocidad específica de una BFT en función de su régimen de giro, el caudal y la altura manométrica. Los parámetros h , q , p y η están medidos en el punto de mayor eficiencia.

$$\Psi = \frac{gH}{n^2 D^2} \quad (Ec 2.1)$$

$$\Phi = \frac{Q}{nD^3} \quad (Ec 2.2)$$

$$\pi = \frac{P}{\rho n^3 D^5} \quad (Ec 2.3)$$

$$h = \frac{H_{t,BEP}}{H_{p,BEP}} \quad (Ec 2.4)$$

$$q = \frac{Q_{t,BEP}}{Q_{p,BEP}} \quad (Ec 2.5)$$

$$p = \frac{P_{t,BEP}}{P_{p,BEP}} \quad (Ec 2.6)$$

$$\lambda = \frac{\eta_t}{\eta_p} \quad (Ec 2.7)$$

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (Ec 2.8)$$

2.2.1. Singh (2005)

Singh [33] llevó a cabo un estudio sobre los dos tipos principales de procedimientos de optimización de bombas funcionando como turbinas. El primero de ellos es referente a la optimización hidráulica interna de la BFT, basado principalmente en el estudio experimental de 8 bombas con una velocidad específica comprendida entre 20 y 95. El segundo procedimiento de optimización está referido al diseño del sistema de las bombas funcionando como turbinas, en el que desarrolló un estudio teórico basado principalmente en los resultados experimentales con el objetivo de poder seleccionar la mejor BFT para unas condiciones de operación específicas.

La optimización de la hidráulica interna de las bombas funcionando como turbinas parte de la premisa de que las BFT presentan características en su construcción que no han sido diseñadas para trabajar en modo turbina. Es por ello que el rendimiento de una BFT puede ser aumentado llevando a cabo unas correcciones sobre algunas de las geometrías de las BFT, reduciendo las pérdidas hidráulicas dentro de la misma.

Singh [33] dividió en 7 las zonas de una BFT, de las cuales solo tres de ellas (Zonas II, III y VI) influían notablemente en las prestaciones de la BFT. Estas zonas se pueden apreciar en la Figura 2.2 y la Figura 2.3.

Posteriormente, realizó una serie de modificaciones geométricas en las bombas para estudiar en el banco de pruebas si se había producido una mejora sustancial en las prestaciones de la BFT.

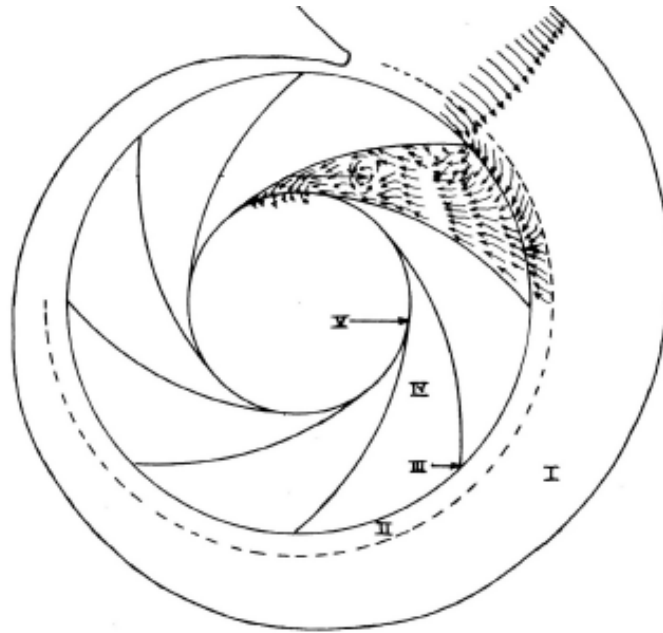


Figura 2.2. Zonas I, II, III, IV y V de la BFT según Singh [33]

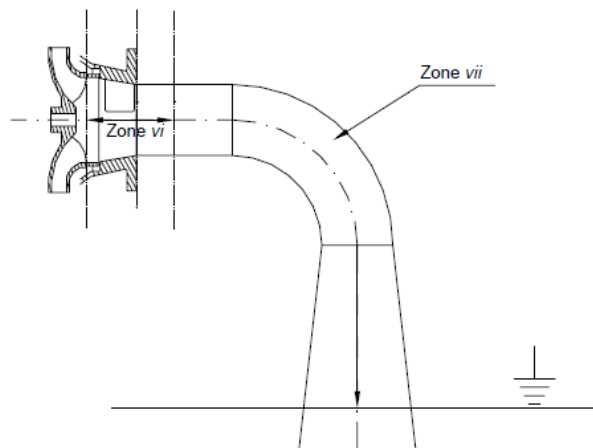


Figura 2.3. Zonas VI y VII de la BFT según Singh [33]

Algunas de las modificaciones que se realizaron son:

- *Modificación de los bordes del rodete*

Se llevó a cabo el redondeo de los bordes de salida de los alabes pertenecientes a la impulsión del rodete, así como los bordes de salida de los discos del rotor. Con esta modificación se podría cambiar el triángulo de velocidades de entrada y finalmente cambiar la componente de las pérdidas hidráulicas producidas por el choque del fluido contra su superficie.

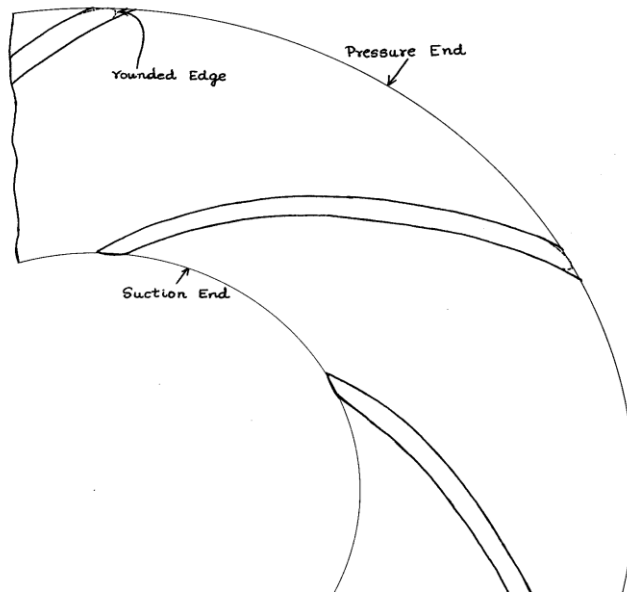


Figura 2.4. Modificación de los bordes del rodete [33]

- *Cierre de holguras radiales de la zona II-b y zona II-c*

Esta modificación consiste en instalar anillos estacionarios externos fijados a la boca de la carcasa. Con esto se pretende disminuir los efectos que se producen con la interferencia de las zonas hidráulicas II-b y II-c con la zona II-a, reduciendo finalmente el efecto de la componente de pérdida hidráulica en esa zona.

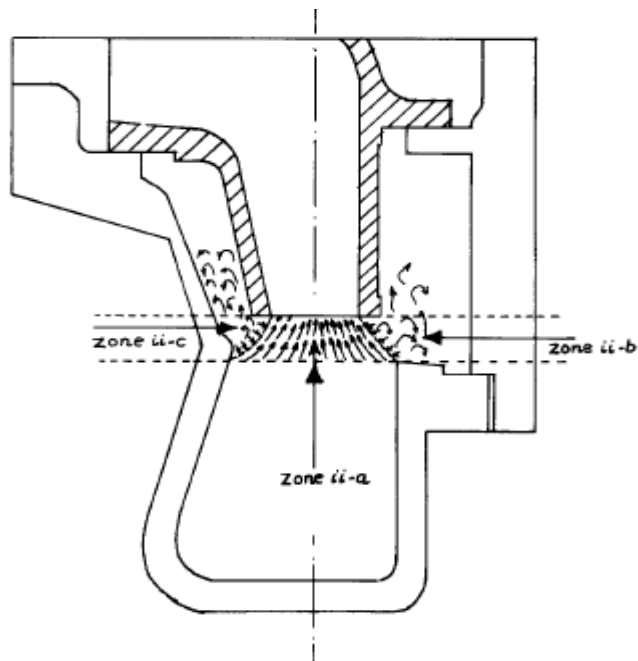


Figura 2.5. Cierre de holguras radiales en zonas II-b e II-c [33]

- *Ampliación de la succión*

Este cambio consiste en llevar a cabo una mecanización de la sección de salida como turbina en forma de difusor. De esta forma, la ampliación del "ojo" de succión causaría una desaceleración del flujo y una recuperación

de la presión asociada, en comparación a un “ojo” sin la ampliación mencionada, por lo que se crearía una reducción de la resistencia ejercida.

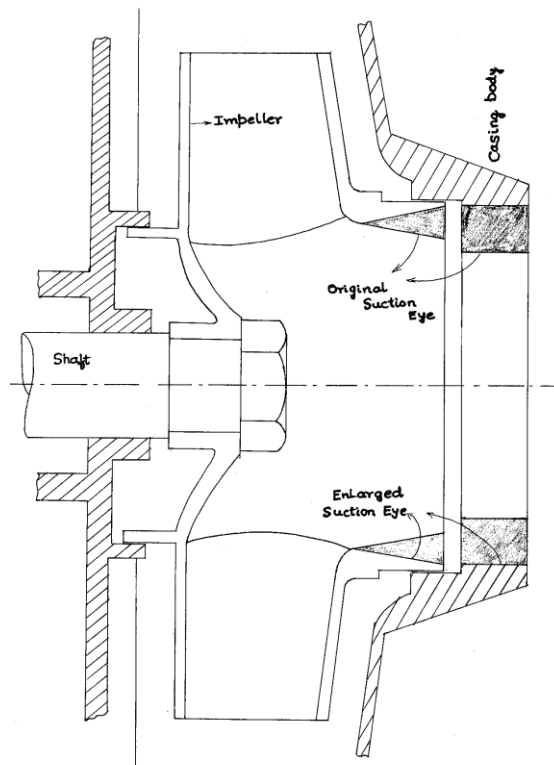


Figura 2.6. Ampliación de la succión [33]

- *Eliminación de álabes guía*

Existen algunas bombas que llevan incorporadas unas obstrucciones denominados como álabes guía. Estos suplementos están creados para eliminar cualquier turbulencia o remolino creado en el interior de la bomba. Singh [33] propone eliminar estos suplementos de forma que las pérdidas hidráulicas se minimicen en lo posible.

Para llevar a cabo la comprobación de las modificaciones realizadas, Singh [33] realizó un estudio tanto experimental como computacional. En la Figura 2.7 se expone el banco de pruebas utilizado. Tras el estudio y comparación de los valores obtenidos entre las características de las BFT con las modificaciones y sin las modificaciones mencionadas, se extrajeron las siguientes conclusiones:

- La modificación de los bordes del rodete produjo una mejora en las prestaciones de la BFT, concretamente se produjo un aumento de entre el 1% y el 2,5% con respecto al punto de mejor eficiencia. Como son cambios sencillos, deberían llevarse a cabo en todas las BFT.
- La modificación del cierre de holguras radiales también consiguió aumentar las prestaciones de la BFT. En concreto se produjo un aumento de la eficiencia de entre el 1,2% y el 1,4% sobre los resultados en el punto de mayor eficiencia.

- La modificación en la succión de la BFT produjo una reducción de las pérdidas en la zona IV, V y VI. Sin embargo, no se encontró ningún resultado consistente en todas las bombas.
- La modificación de los bordes internos de las bombas produjo una reducción de entre el 0,5% y el 0,7% con respecto al punto de mayor eficiencia en unas bombas y un aumento de entre el 1,1% y el 1,3% con respecto al punto de mayor eficiencia en otras bombas. Se concluye que este cambio debería realizarse en aquellas bombas que presenten una geometría delgada, de lo contrario podrían reducirse las prestaciones en modo turbina.

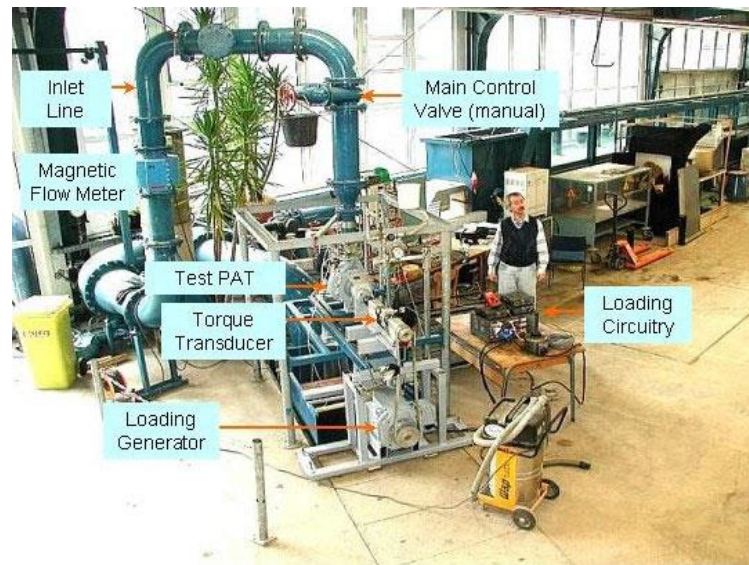


Figura 2.7. Banco de pruebas Singh [33]

2.2.2. Derakhshan y Nourbakhsh (2008)

Derakhshan y Nourbakhsh [15] llevaron a cabo el estudio sobre varias bombas centrífugas cuya velocidad específica era menor de 60 ($N_s < 60$). Mediante el uso de los datos experimentales obtenidos en sus estudios, desarrollaron dos expresiones que permitían llevar a cabo la predicción completa de las curvas características de las bombas centrífugas como turbinas basándose en su velocidad específica.

Para llevar a cabo la experimentación, se llevó a cabo el siguiente esquema del banco de pruebas:

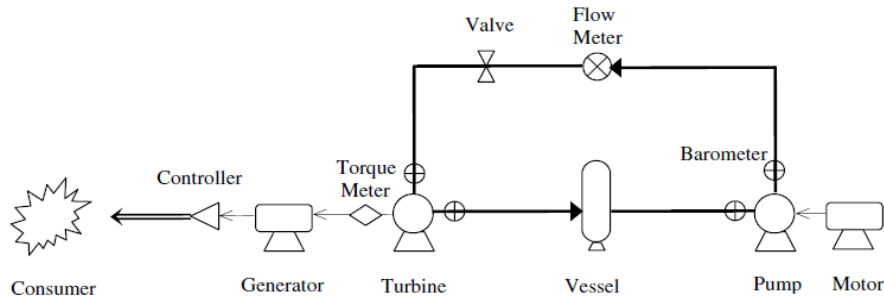


Figura 2.8. Banco de pruebas Derakhshan y Nourbakhsh [15]

En dicho banco se instalaba un motor que hacía girar la bomba que impulsaba el agua hacia la turbina. Para controlar el flujo de agua que llegaba a la turbina había instalada una válvula y para medir el torque del eje de la turbina se instaló un medidor de par de tipo freno Prony, que se regulaba mediante el uso de pesos. También se llevaron a cabo mediciones de caudal en el conducto de salida de la BFT y mediciones de presión en la entrada y salida de la misma. Para llevar a cabo un control de la frecuencia de salida se dispuso un controlador electrónico de carga.

En total se ensayaron 4 bombas centrífugas, tanto en modo bomba como en modo turbina, cuyas velocidades específicas estaban comprendidas entre 14 y 56 ($14 < N_s < 56$). Las curvas obtenidas se expresan a continuación.

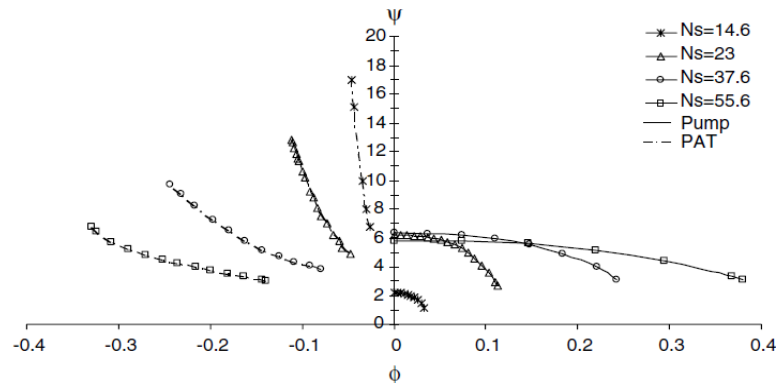


Figura 2.9. Curvas adimensionales de la altura en modo bomba y turbina [15]

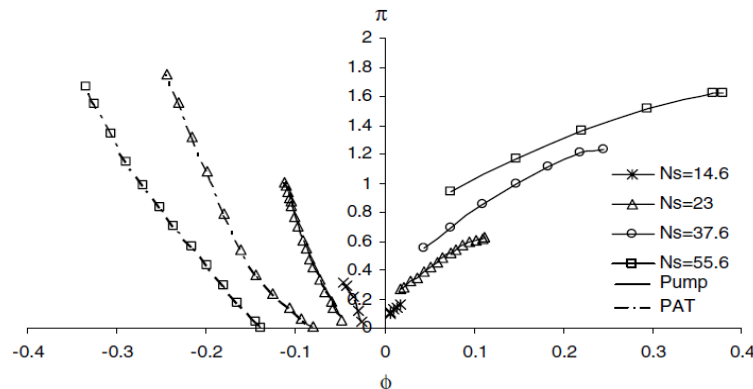


Figura 2.10. Curvas adimensionales de la potencia en modo bomba y turbina [15]

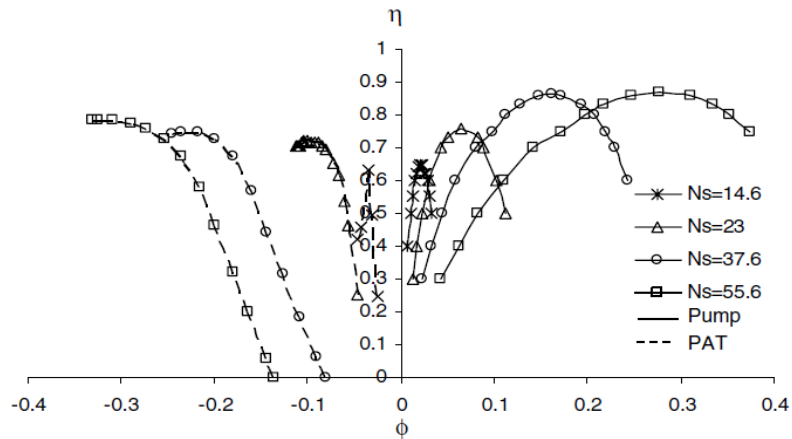


Figura 2.11. Curvas adimensionales de la eficiencia en modo bomba y turbina [15]

Tras el análisis de estos resultados se concluyó que cualquier BFT con una baja velocidad específica puede operar como turbina a diferentes velocidades de rotación, así como diferentes caudales y alturas manométricas con normalidad. Con estas curvas también quedó patente que la BFT funciona en unas condiciones de mayor caudal y altura que en modo bomba.

2.2.3. Nautiyal et al (2011)

Nautiyal, Varun, Kumar y Yadav [13] también hicieron uso de los resultados experimentales de las bombas estudiadas por otros investigadores, así como sus propias bombas. Con el estudio e interpretación de los valores obtuvieron un nuevo modelo de predicción mediante el uso del punto de mayor eficiencia y la velocidad específica en el modo bomba.

La instalación de prueba de bombas funcionando como turbinas estaba compuesta por una BFT cuya velocidad específica era de 18 y cuya altura, caudal y potencia máxima era de 32.8 m.c.a., 0.0148 m³/s y 8.18 kW respectivamente. La medición del caudal se llevaba a cabo mediante un Venturi y se usaban manómetros para medir la presión. Conectado al eje de la turbina había un generador síncrono de 12.5 kVA de potencia aparente con el que se medía la potencia generada. A continuación, se muestran unas figuras en las que se expone el esquema de la instalación empleada.



Figura 2.12. Turbina centrífuga y generador Nautiyal [13]

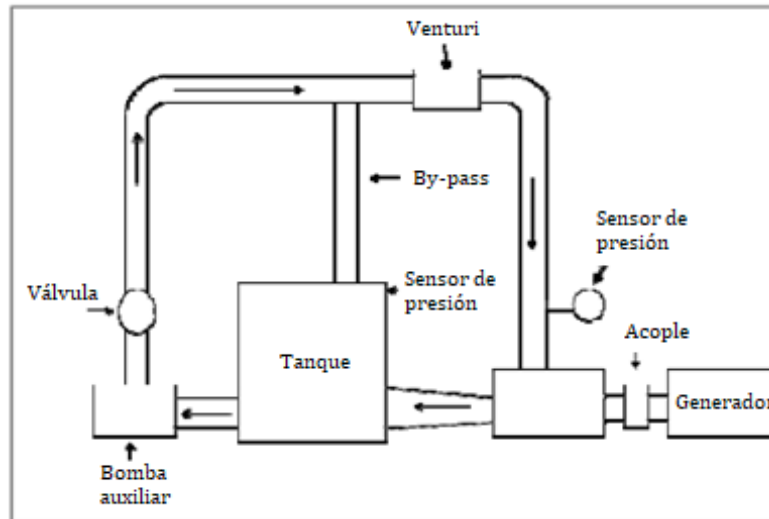


Figura 2.13. Esquema del banco de pruebas Nautiyal [13]

Los resultados a los que se llegaron con la experimentación de la turbina en el banco de pruebas se pueden observar en las siguientes figuras. En ellas se podrán estudiar las relaciones existentes entre los distintos factores. Para representar los resultados obtenidos gráficamente, se usarán los parámetros adimensionales Ψ , ϕ y π expuestos al inicio del capítulo.

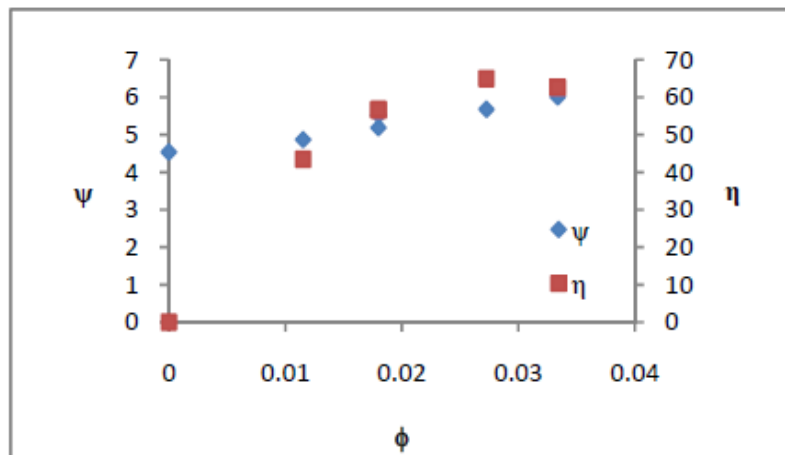


Figura 2.14. Altura y eficiencia de la bomba estudiada en modo bomba [13]

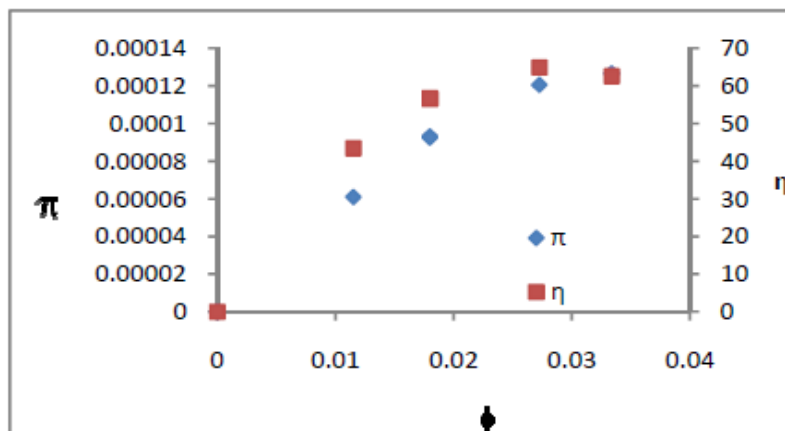


Figura 2.15. Potencia y eficiencia de la bomba estudiada en modo bomba [13]

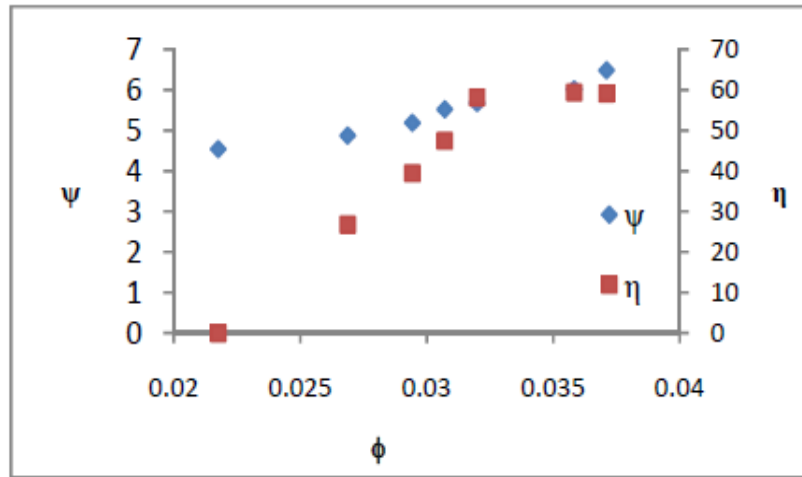


Figura 2.16. Altura y eficiencia de la bomba estudiada en modo turbina [13]

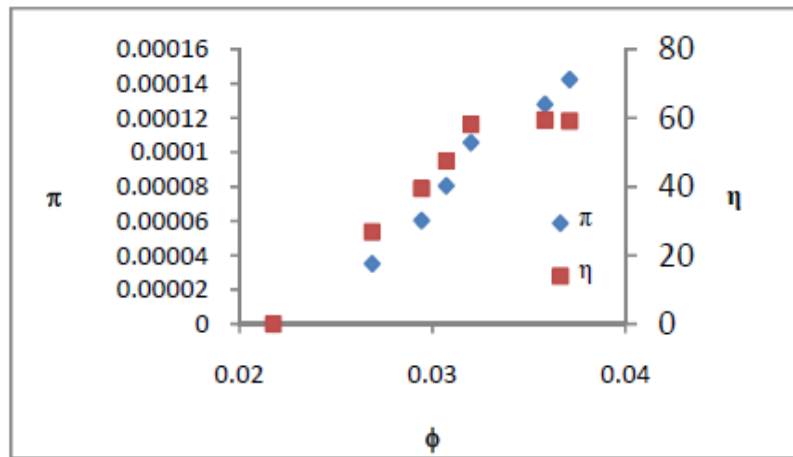


Figura 2.17. Potencia y eficiencia de la bomba estudiada en modo turbina [13]

Con estos resultados concluyeron que, tal y como afirmaban otros autores, una bomba centrífuga puede ser usada en su modo turbina en diferentes rangos de altura y caudal sin grandes complicaciones. Además, se pudo observar que las bombas centrífugas eran una forma fácil y simple de obtener energía eléctrica a pequeña escala.

Por otro lado, también reafirmaron otras conclusiones propuestas por diferentes autores como que la bomba en modo turbina opera con una altura y unos caudales superiores al funcionamiento en modo bomba. Y también se concluyó que el punto de mayor eficiencia en el modo turbina es menor que el punto de mayor eficiencia en el modo bomba.

2.2.4. Yang et al (2012)

Yang [8] llevó a cabo la investigación teórica, numérica y experimental sobre la predicción de las características principales de una bomba funcionando como turbina mediante un modelo que lo defina. Para ello, llevó a cabo el desarrollo de un modelo analítico que será explicado posteriormente y cuyo

propósito era el de predecir el punto de mayor eficiencia de una BFT para compararlo más tarde con otros dos modelos de la literatura.

Posteriormente se simuló el funcionamiento de una bomba centrífuga mediante CFD (Computational Fluid Dynamics) en ambos modos de funcionamiento con el objetivo de comparar los valores obtenidos con los ofrecidos por el modelo creado.

Finalmente, Yang [3] llevó a cabo el desarrollo de un banco de pruebas con el objetivo de ensayar una bomba centrífuga y corroborar la fiabilidad de los datos de ambas fuentes, tanto los obtenidos por CFD como los obtenidos mediante el modelo de predicción.

El banco de ensayos estaba compuesto por un motor que hacía funcionar una bomba de alimentación del circuito hidráulico, una turbina que estaba conectada a una bomba de consumo en la que se disipaba la energía generada en forma de trabajo mecánico y una serie de válvulas y sensores que permitían recircular el fluido y medir las variables necesarias para el estudio.

A continuación, se expone el esquema del banco de ensayos diseñado en la siguiente figura.

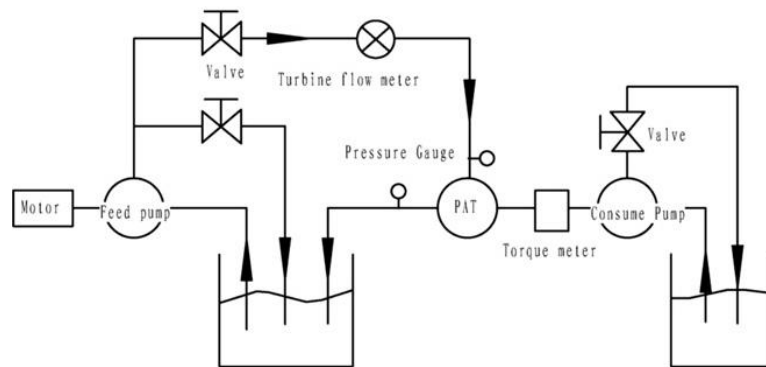


Figura 2.18. Esquema banco de ensayos Yang [8]

Como se ha mencionado previamente, otro de los análisis que se llevaron a cabo fue mediante simulaciones por CFD. Para ello se utilizó un programa de simulación denominado ANSYS-CFX, que utiliza un método de volúmenes finitos basado en elementos finitos con los que se discretiza las ecuaciones de

Q/Q_{BEP}	0.81	0.90	1.00	1.14	1.27
Exp (m)	24.79	27.96	32.40	38.85	47.27
CFD (m)	25.31	28.82	33.40	39.79	47.87
Error (%)	2.10	3.08	3.09	2.42	1.27

transporte. Una vez que se llevó a cabo la simulación y se recogieron los datos necesarios, se pudo establecer la similitud entre ambas formas de predicción. Los resultados se pueden observar en las siguientes figuras.

Q/Q_{BEP}	0.81	0.90	1.00	1.14	1.27
Exp (kW)	2.47	3.33	4.56	6.20	8.29
CFD (kW)	2.57	3.52	4.72	6.37	8.36
Error (%)	4.05	5.71	3.51	2.74	0.84

Figura 2.19. Comparación curvas experimentales y obtenidas mediante CFD de Yang [8]

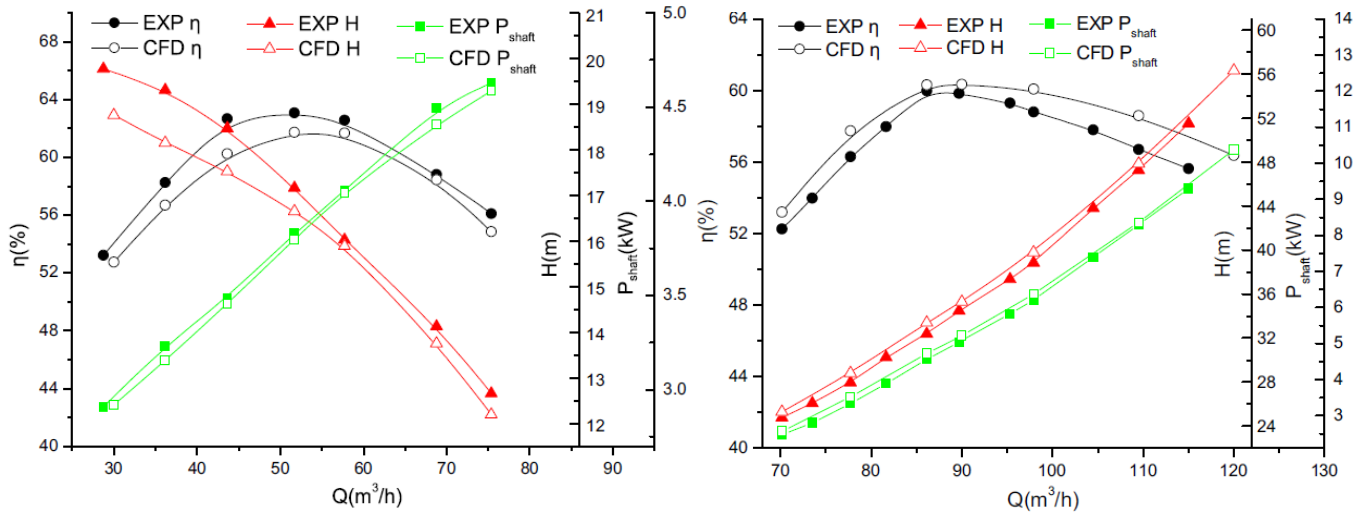


Figura 2.20. Errores obtenidos mediante el uso de CFD de Yang [8]

En virtud de los resultados obtenidos mediante la simulación CFD, se pudo establecer que los errores resultantes de la comparación de los resultados experimentales y obtenidos por CFD eran bastante bajos por lo que el modelo podría ser una alternativa viable a otros métodos de similares características.

2.2.5. Rossi y Renzi (2016)

Rossi [6-8] es otro de los autores que llevaron a cabo la experimentación con bombas funcionando como turbinas. En este caso, la bomba seleccionada fue estudiada en laboratorio con la finalidad de obtener sus características de funcionamiento en modo turbina y poder estimar su potencial funcionamiento en el uso de generación de electricidad en el seno de un acueducto.

Para llevar a cabo la experimentación, se dispuso de un banco de pruebas hidráulico dotado de sensores de presión y caudal. Además, se dispuso un sensor para medir el torque de la bomba. Entre las características de la bomba centrífuga seleccionada en modo bomba se destaca que trabajaba con agua, tenía un flujo de 50 metros cúbicos a la hora en su punto de mejor eficiencia, de valor 0,76 y tenía una velocidad específica de 0,57. La disposición del banco de pruebas era similar a la de otros autores, con una bomba que impulsaba el fluido de forma regulada mediante unas válvulas desde un depósito hasta una turbina conectada a la BFT.

A continuación, se muestra el esquema del banco de pruebas y su materialización en las siguientes figuras.

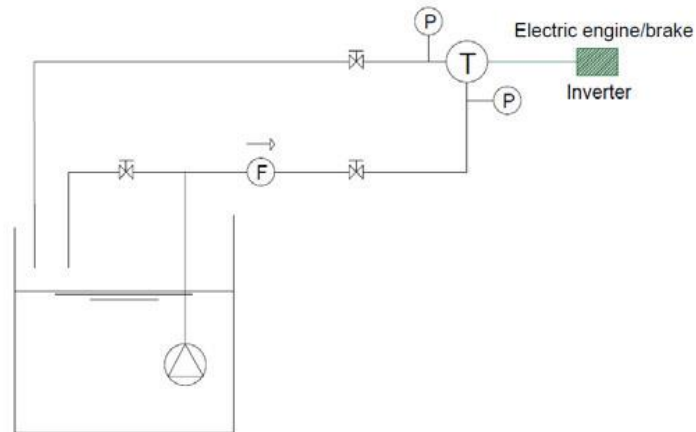


Figura 2.21. Esquema banco de pruebas Rossi [7]



Figura 2.22. Banco de pruebas Rossi [7]

Para evaluar las características de la bomba se llevó a cabo el análisis adimensional de los coeficientes Ψ , Φ , π . Se llevaron a cabo 4 experimentos correspondientes a 4 velocidades de giro diferentes (450, 650, 850 y 1050 rpm) y en ellas se tomó los datos de alturas, caudales y potencias. Tras llevar a cabo los cálculos del análisis adimensional, el resultado obtenido se expresa en las siguientes figuras.

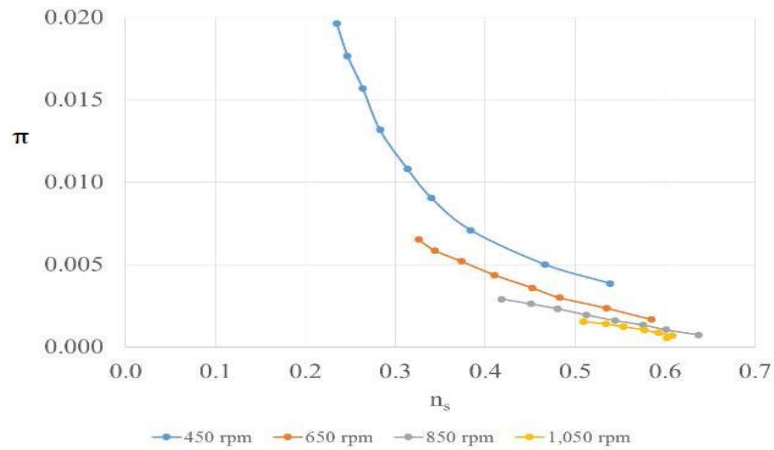


Figura 2.23. Coeficiente de potencia-velocidad específica Rossi [7]

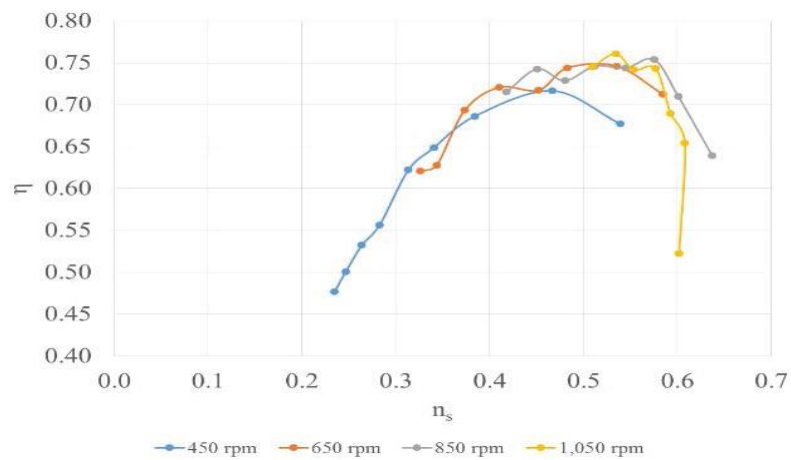


Figura 2.24. Eficiencia mecánica-velocidad específica Rossi [7]

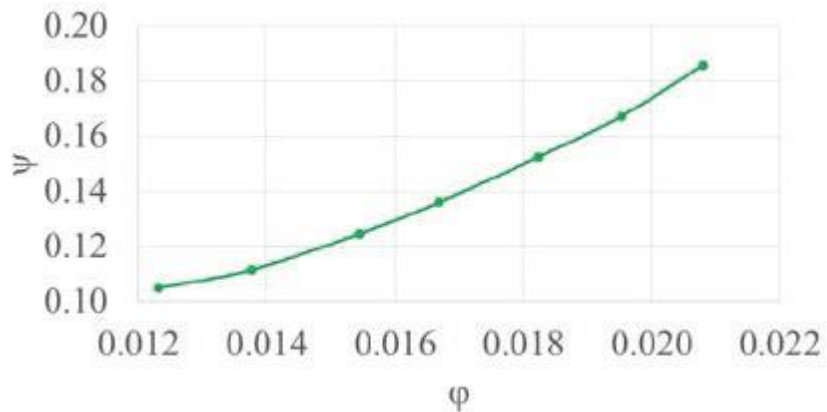


Figura 2.25. Curva característica adimensional de la bomba Rossi [7]

Con estos resultados, Rossi concluyó que la máxima eficiencia (0,76) se podía conseguir en ambos modos de funcionamiento con la misma velocidad específica (0,57). Además, concluyó que el punto de mejor eficiencia resultaba bastante cercano al valor obtenido mediante el uso del modelo de McClaskey [28] comparado con los modelos de otros autores.

2.2.6. Stefanizzi et al (2017)

Stefanizzi, Torresi, Fortunato y Camporeale [14] llevaron a cabo la experimentación con bombas centrífugas de una sola etapa, tanto en modo bomba como en modo turbina, con el fin de obtener sus curvas características en ambos modos. Para ello obtuvieron los datos de 27 bombas centrífugas procedentes de la literatura cuya velocidad específica oscilaba entre 9 y 80. En dichas bombas se especificaban características como la velocidad específica, caudal, altura y rendimiento en el punto de mayor eficiencia para el modo bomba y el modo turbina. Posteriormente, con el tratamiento de los datos de los distintos autores desarrollaron un modelo de predicción que aplicaron posteriormente a la bomba con la que llevaron a cabo la experimentación.

Se dispusieron a experimentar con una bomba centrífuga durante varios test para comparar los resultados obtenidos con los que el fabricante había proporcionado. El banco de pruebas estaba preparado para alojar turbomáquinas de hasta 280 m.c.a de altura, con un caudal de 650 m³/h y una potencia total de 480 kW. El conjunto turbina-motor estaba compuesto por un motor DC conectado a la turbina, que podía actuar como motor para el funcionamiento en modo bomba y como generador para el funcionamiento en modo turbina. La instalación hidráulica se dividía en dos subcircuitos que permitían la realización de las pruebas en ambos modos. Cuando se llevaban a cabo los test en modo turbina, una segunda bomba de 516 kW era accionada para impulsar el agua a través del circuito.



Figura 2.26. Banco de pruebas Stefanizzi [14]

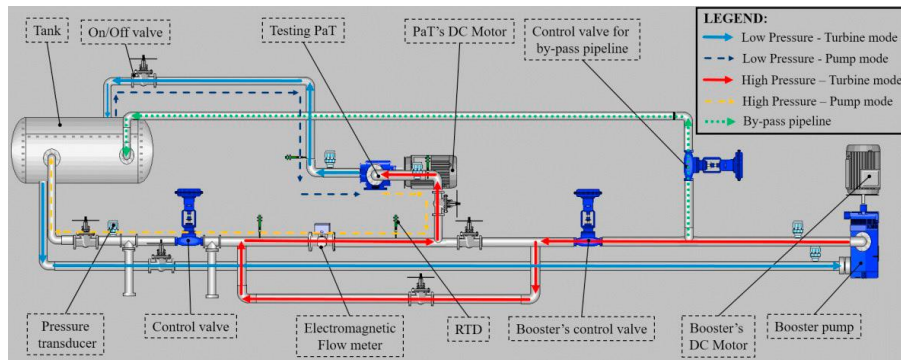


Figura 2.27. Esquema banco de pruebas Stefanizzi [14]

Con el tratamiento de los datos obtenidos de las bombas estudiadas generaron una estimación lineal del valor de velocidad específica que presentaría en modo turbina a partir de la velocidad específica en modo bomba. Además, se obtuvo una expresión polinómica de tercer grado que permitía obtener el valor de 'h' a partir de la velocidad específica en modo turbina. Posteriormente con estos dos parámetros se pudo llevar a cabo la creación de unas expresiones que permitían obtener la altura y el caudal de la turbina en su punto de mayor eficiencia.

Los resultados de sus experimentos se expondrán en el Apartado 2.3 y se podrá observar las curvas características en modo bomba y en modo turbina para la turbomáquina seleccionada, que serán comparadas con las curvas que ofrecía el fabricante, así como con los valores arrojados de altura, caudal y rendimiento por el modelo de predicción desarrollado.

Los estudios desarrollados en este apartado son solo una pequeña parte de la cantidad de investigaciones experimentales que se han llevado a cabo para obtener las curvas de prestaciones de una BFT de la forma más clara y precisa, con el objetivo de ampliar el espectro de conocimiento de estas prestaciones. Sin embargo, ninguno de los estudios expuestos previamente ha podido tener en cuenta todo el espectro de velocidades específicas de las BFT, algo que sería prácticamente imposible dada la amplitud del estudio.

No obstante, y como se podrá observar en el siguiente apartado, algunas de estas experiencias en el laboratorio han conseguido obtener los parámetros característicos con una mayor o menor precisión en el rango de bombas que han sido testadas en los bancos de prueba.

2.3. Modelos de predicción de las prestaciones de BFT

En este apartado se llevará a cabo la recopilación de los resultados y modelos predictivos más relevantes sobre la obtención de los parámetros de funcionamiento de las bombas funcionando como turbinas.

A lo largo de los años, numerosos autores han presentado sus modelos de predicción. Muchos de ellos son teóricos y están basados en criterios como la geometría de la máquina hidráulica, así como otros fenómenos como las pérdidas hidráulicas. Aunque estos métodos son totalmente viables, estos son difíciles de aplicar en la práctica debido a que es de obligada necesidad el tener cada uno de los detalles de la geometría de dichas máquinas y en la mayoría de ocasiones esos datos solo están disponibles para los fabricantes.

Por otro lado, una gran mayoría de investigadores han llevado a cabo diferentes técnicas experimentales con el objetivo de predecir el funcionamiento de una BFT a partir del funcionamiento en modo bomba. En este contexto, los investigadores han llevado a cabo líneas de experimentación basadas en dos características.

Por un lado, se han presentado modelos que tienen como parámetro principal el denominado punto de mayor eficiencia o BEP por sus siglas en inglés (best efficiency point), siendo este punto aquel en el que la turbomáquina presenta las menores

pérdidas. Algunos de los autores que han llevado a cabo sus predicciones mediante este método son Williams [22], Sharma [27], Alatorre-Frenk [20] o Yang [8] entre otros.

Por otro lado, se han llevado a cabo modelos en los que el parámetro de referencia es la velocidad específica de la turbomáquina. Este parámetro representa la velocidad de una unidad de tamaño “D” tal que, en régimen de funcionamiento similar, eleva una unidad de caudal “m³/s” a la unidad de altura “m”.

Algunos de los autores que han llevado a cabo sus predicciones mediante este método son Derakhshan y Nourbakhsh [15], Nautiyal [13], Engeda [10] o Barbarelli [21] entre otros. Cabe destacar que, cada modelo no es estrictamente válido para todos los regímenes de velocidad específica, sino que existen modelos cuya aplicación es solo posible en determinados rangos debido a que cada autor ha llevado a cabo su análisis en función de un determinado número de bombas cuyas velocidades específicas son limitadas.

Esta derivación en las dos ramas de los modelos de predicción junto con los autores más representativos se puede apreciar en la Figura 2.28.

A continuación, se expondrán una serie de modelos matemáticos que permitirán establecer una relación entre las variables necesarias del modo bomba con el fin de determinar las curvas más características de las BFT. Además, se puede observar que los modelos de predicción más recientes se decantan mayoritariamente por predicciones basadas en la velocidad específica.

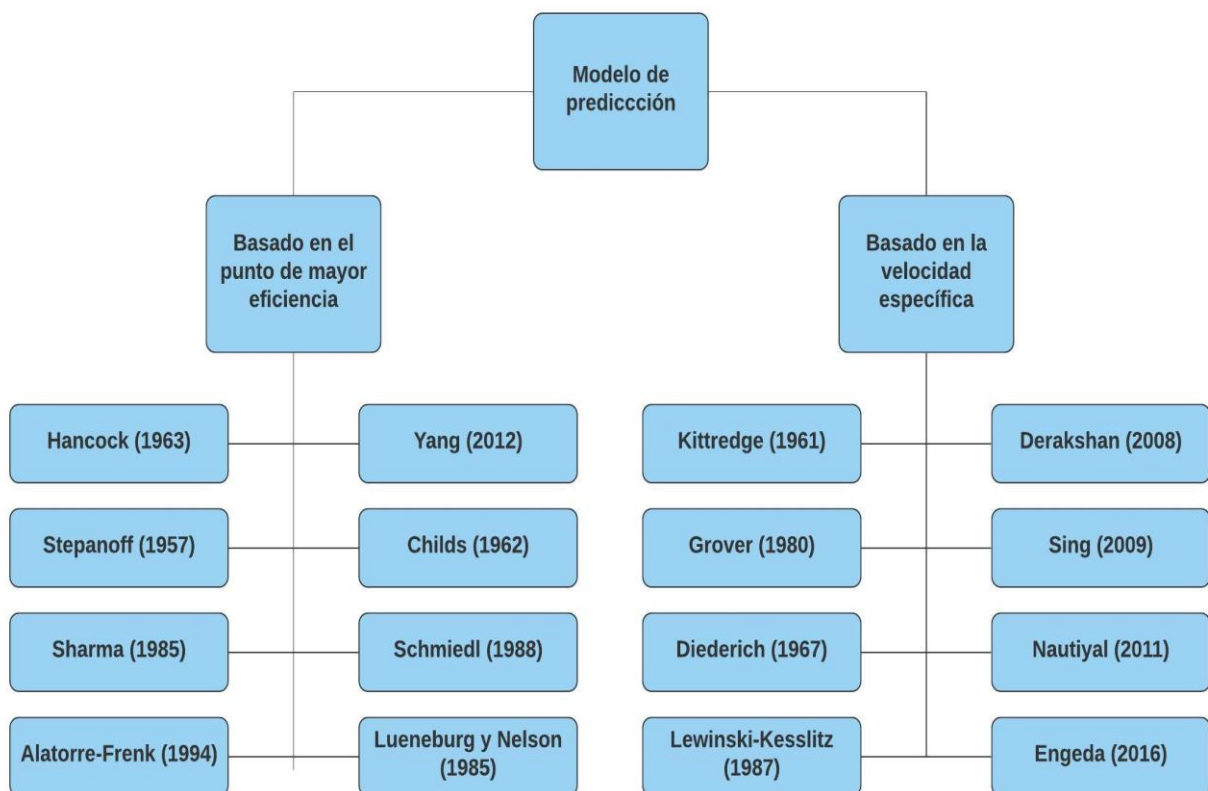


Figura 2.28. Diferenciación de algunos autores según el criterio en los modelos de predicción.

2.3.1. Métodos basados en el punto de mayor eficiencia

Numerosos autores han llevado a cabo la publicación de diversos métodos de predicción en los que el punto de operación de la bomba en modo turbina ha sido determinado a partir de los puntos óptimos de funcionamiento. Estos autores suelen llevar a cabo la caracterización entre el modo bomba y el modo turbina mediante una serie de coeficientes de caudal, altura y eficiencia. Estos coeficientes se han expuesto previamente en las ecuaciones 2.4, 2.5 y 2.7, aunque también pueden ser nombrados de forma diferente por los distintos autores, como es el caso de las ecuaciones 2.9, 2.10 y 2.11. En ambos casos los coeficientes tienen el mismo significado.

$$K_Q = \frac{Q}{Q_{BEP}} \quad (Ec\ 2.9)$$

$$K_H = \frac{H}{H_{BEP}} \quad (Ec\ 2.10)$$

$$K_\eta = \frac{\eta}{\eta_{BEP}} \quad (Ec\ 2.11)$$

Donde 'Q' (m³/s) es el caudal estimado para el punto óptimo de funcionamiento en modo turbina, 'H' (m.c.a) es la altura recuperada por la turbomáquina operando en el punto óptimo de funcionamiento como turbina y 'η' es el rendimiento óptimo de funcionamiento operando en modo turbina.

A continuación, se exponen una serie de resultados en los que la base de su estudio es el punto de mayor eficiencia de la turbomáquina.

2.3.1.1. Stepanoff (1957)

El método de Stepanoff [16] también está basado en la eficiencia de la bomba. Stepanoff basó su modelo de predicción en el trabajo de Engel [31], en el que se lleva a cabo una relación de parámetros de la turbina, como la altura y el caudal con la eficiencia hidráulica. Las expresiones que se exponen para representar su modelo son las siguientes:

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\eta_p} \quad (Ec\ 2.12)$$

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_p^2} \quad (Ec\ 2.13)$$

Sin embargo, generalmente la eficiencia hidráulica no suele ser un dato conocido. Para resolver este problema se propuso una relación que simplifica la obtención de esta característica.

$$\eta_{h,p} = \sqrt{\eta_p} \quad (Ec\ 2.14)$$

Por tanto, se pueden establecer las relaciones de altura y caudal en función de la eficiencia de la bomba de la siguiente manera:

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\sqrt{\eta_p}} \quad (Ec\ 2.15)$$

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_p} \quad (Ec 2.16)$$

2.3.1.2. Childs (1962)

El documento registrado más antiguo que presentaba un método para la caracterización de una BFT fue presentado por Childs [23] en 1962. En este documento se expone que el punto de mejor eficiencia de la turbina y el punto de mayor eficiencia de la bomba eran aproximadamente iguales. Además, Childs [23] asume que la potencia generada por la turbina en su punto de mayor eficiencia es aproximadamente igual a la potencia consumida en su modo bomba. Por tanto, su modelo de predicción puede expresarse mediante las siguientes expresiones:

$$P_t = \rho \cdot g \cdot Q_t \cdot H_t \cdot \eta_t = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_p \cdot H_p}{\eta_p} = P_p \quad (Ec 2.17)$$

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{H_t}{H_p} \quad (Ec 2.18)$$

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\eta_p} \quad (Ec 2.19)$$

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_p} \quad (Ec 2.20)$$

Tras estas expresiones no se llevó a cabo ningún análisis adicional por parte de Childs. Otros autores como McClaskey y Lundquist [28], así como Lueneburg y Nelson [29], presentaron modelos similares al de Childs [23], añadiendo que este método debería ser usado principalmente como un análisis preliminar con el objetivo de determinar de forma general los parámetros de diseño para el cálculo de la turbina.

Por otro lado, Hancock [30] fue otro autor que propuso un modelo similar al de Childs [23], pero éste establecía un cambio con respecto a las relaciones de altura y caudal, de forma que las relaciones quedaban de la siguiente manera:

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\eta_t} \quad (Ec 2.21)$$

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_t} \quad (Ec 2.22)$$

2.3.1.3. Sharma (1985)

El modelo de Sharma [27], al igual que el de Stepanoff [16] y Childs [23], es un método de predicción basado en la eficiencia de la bomba. En su modelo toma como hipótesis iniciales que la potencia que genera la turbina es la misma que consumiría la bomba en las mismas condiciones y que el

rendimiento en modo turbina es el mismo que en modo bomba. Estas consideraciones iniciales llevan a la obtención de la siguiente expresión.

$$\frac{Q_t \cdot H_t}{Q_p \cdot H_p} = \frac{1}{\eta_p^2} \quad (Ec 2.23)$$

Posteriormente, hizo uso de ecuaciones desarrolladas inicialmente por Engel [31], en las que relacionaba la velocidad específica de la bomba con la velocidad específica de la turbina. Combinando las ecuaciones de Engel [31] junto con la simplificación de la ecuación que relaciona las alturas de Stepanoff [16], obtuvo las siguientes expresiones.

$$n_{s,t} = \sqrt{\eta_p} \cdot n_{s,p} \quad (Ec 2.24)$$

$$\frac{\sqrt{Q_t}}{H_t^{0.75}} = \sqrt{\eta_p} \cdot \frac{\sqrt{Q_p}}{H_p^{0.75}} \quad (Ec 2.25)$$

$$\eta_{s,t} = \frac{N_t \cdot \sqrt{Q_t}}{H_t^{0.75}} \quad (Ec 2.26)$$

Finalmente, combinando las ecuaciones anteriores, se obtienen las relaciones que definen el modelo de Sharma [22]. Estas ecuaciones son las siguientes:

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\eta_p^{0.8}} \quad (Ec 2.27)$$

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_p^{1.2}} \quad (Ec 2.28)$$

2.3.1.4. Schmiedl (1988)

El método de predicción de las características en modo turbina de una bomba presentado por Schmiedl [19] está basado en una estimación del valor de la eficiencia hidráulica. Esta aproximación se puede obtener con la siguiente expresión.

$$n_{h,p} = \sqrt{\eta_p^{0.5}} \cdot n_t^{0.5} \quad (Ec 2.29)$$

Con esta estimación se pueden obtener las siguientes relaciones de alturas y caudales en modo bomba y modo turbina.

$$\frac{Q_t}{Q_p} = -1.4 + \frac{2.5}{\eta_{h,p}} \quad (Ec 2.30)$$

$$\frac{H_t}{H_p} = -1.5 + \frac{2.4}{\eta_{h,p}^2} \quad (Ec 2.31)$$

2.3.1.5. Alatorre-Frenk (1994)

El modelo de predicción desarrollado por Alatorre-Frenk y Thomas [20] está desarrollado a partir del ajuste de algunas ecuaciones expuestas previamente en conjunto con los datos de un número de muestras limitado de bombas funcionando como turbinas. Estas ecuaciones, al igual que las anteriores, están basadas en la eficiencia en modo bomba y son las siguientes.

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{0.85 \cdot \eta_p^5 + 0.385} \quad (\text{Ec 2.32})$$

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{0.85 \cdot \eta_p^5 + 0.385}{2 \cdot \eta_p^{9.5} + 0.205} \quad (\text{Ec 2.33})$$

2.3.1.6. Yang et al (2012)

Como se ha comentado en el apartado de estudios experimentales, Yang [8] propuso un modelo de predicción de los parámetros principales de las bombas funcionando como turbinas basándose en el punto de mayor eficiencia. Posteriormente, usó el método creado para llevar a cabo una comparación de los resultados obtenidos con modelos procedentes de otros autores, así como la comparación con los resultados obtenidos por CFD.

Para llevar a cabo el diseño de un modelo de predicción, Yang [8] llevó a cabo un estudio teórico de los triángulos de velocidad de la bomba en ambos modos de funcionamiento. Con este análisis preliminar, y tras relacionar las distintas variables que influían en los parámetros a estudiar, llegó a la conclusión que las ecuaciones que modelan las relaciones de alturas y caudales debían de estar constituidas de la siguiente manera:

$$h = \frac{H_t}{H_p} = \frac{b}{\eta_p^a} \quad (\text{Ec 2.34})$$

$$q = \frac{Q_t}{Q_p} = \frac{cb^{0.5}}{\eta_p^{\frac{a}{2}}} \quad (\text{Ec 2.35})$$

Donde a, b y c han de tener un valor superior a 1. Para obtener el valor numérico de estos parámetros, Yang [8] estudió los resultados de 'h' y 'q' en un conjunto de bombas procedentes de la literatura, graficando ambas magnitudes y estableciendo una relación que las definiera. A continuación, se muestran los gráficos de 'h' y 'q' de las bombas estudiadas.

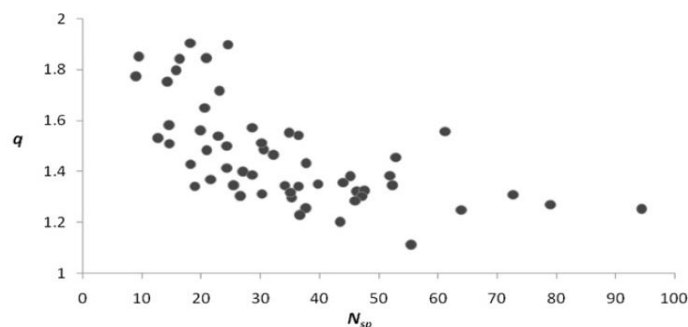


Figura 2.29. Ratios de altura en función de distintas velocidades específicas [8]

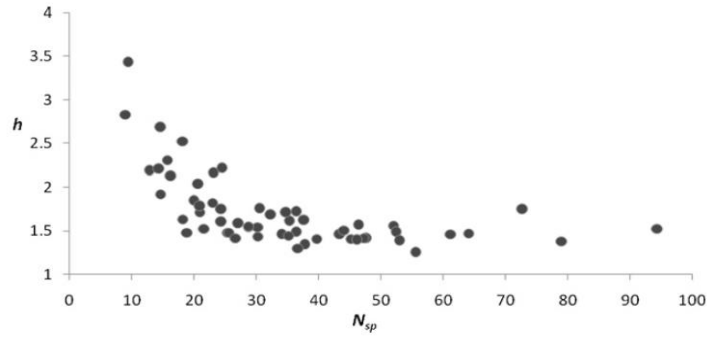


Figura 2.30. Ratios de caudal en función de distintas velocidades específicas [8]

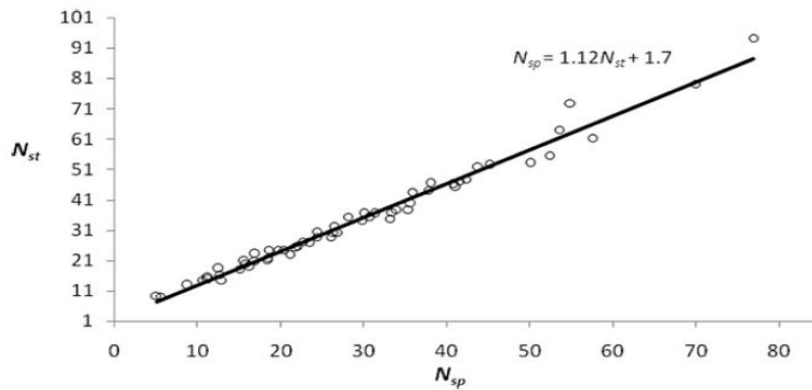


Figura 2.31. Relación de velocidad específica entre modo bomba y modo turbina [8]

Con estos datos, Yang [8] pudo llevar a cabo el ajuste de las ecuaciones propuestas con el objetivo de encontrar un valor para los parámetros ‘a’, ‘b’ y ‘c’. Finalmente, se obtuvieron los valores de $a=c=1,1$ y $b=1,2$.

Posteriormente corroboró sus resultados mediante la comparación de su modelo con respecto al modelo de Sharma [27] y Stepanoff [16]. Como se puede ver en las siguientes figuras, el modelo de Yang [8] se acercaba más al comportamiento general de las curvas características de las distintas bombas, por lo que Yang [8] asumió que el modelo desarrollado era válido.

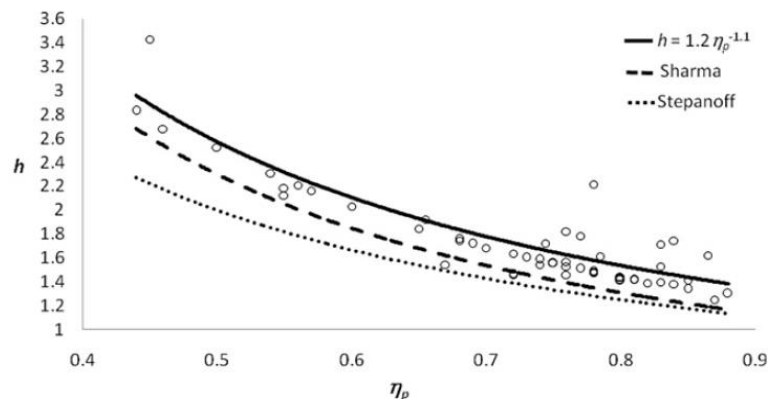


Figura 2.32. Comparación de resultados para ‘h’ entre Yang, Sharma y Stepanoff [8]

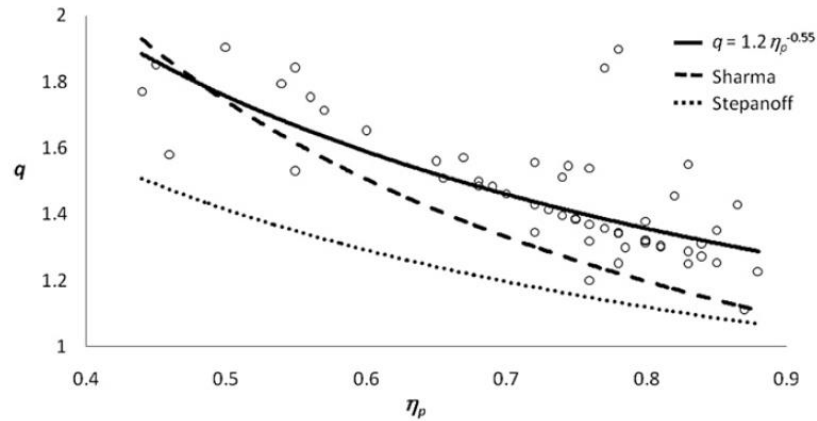


Figura 2.33. Comparación de resultados para 'q' entre Yang, Sharma y Stepanoff [8]

2.3.2. Métodos basados en la velocidad específica de la turbomáquina

Hasta ahora se ha estado hablando de los métodos que han planteado numerosos autores y que están basados en la eficiencia hidráulica de la bomba. Sin embargo, otro conjunto de autores ha propuesto ecuaciones que, de igual forma, relacionan la altura y caudal entre los modos de funcionamiento como turbina y como bomba, pero con la diferencia de que éstos están basados en la velocidad específica de la turbomáquina trabajando como bomba o como turbina.

Algunos autores como Buse [32] han tratado de introducir una serie de factores con el fin de estimar la eficiencia de la bomba funcionando como turbina cuya velocidad específica estaba comprendida entre 10 y 54 para el modo bomba. Sin embargo, no propuso ninguna expresión en específico con la que calcular dichos factores.

Algunos de los modelos de predicción más importantes son los siguientes:

2.3.2.1. Grover (1980)

El modelo de predicción de la altura y el caudal de una bomba funcionando como turbina propuesto por Grover [24] está basado en la velocidad específica de la turbomáquina, que debe de estar comprendida entre 10 y 50 para poder aplicarse dicho modelo. Las expresiones experimentales que obtuvo Grover con sus estudios se pueden exponer de la siguiente manera:

$$\frac{Q_t}{Q_p} = 2.379 - 0.0264 \cdot N_{s,t} \quad (\text{Ec 2.36})$$

$$\frac{H_t}{H_p} = 2.693 - 0.0229 \cdot N_{s,t} \quad (\text{Ec 2.37})$$

2.3.2.2. Hergt (1980)

El modelo de predicción de Hergt [22] se basa en la velocidad específica de la turbina. Este método se puede obtener de una representación gráfica expuesta en el documento Lewinsky-Keslitz H-P (1987). De la representación

gráfica se pueden extraer las siguientes expresiones que relacionan las alturas y caudales de la turbomáquina en modo motor y en modo turbina.

$$\frac{Q_t}{Q_p} = 1.3 - \frac{1.6}{N_{s,t} - 5} \quad (Ec 2.38)$$

$$\frac{H_t}{H_p} = 1.3 - \frac{6}{N_{s,t} - 3} \quad (Ec 2.39)$$

2.3.2.3. Mijailov (1989)

Mijailov [18] obtuvo que las condiciones de caudal, altura y eficiencia entre el funcionamiento en modo bomba y el funcionamiento en modo turbina estaban relacionadas en función de la velocidad específica. Esta velocidad específica se puede calcular según la siguiente expresión según Mijailov [18].

$$N_{s,B} = \frac{n_B \cdot \sqrt{Q_B}}{H_B^{0.75}} \quad (Ec 2.40)$$

Donde 'n_B' se mide en revoluciones por minuto, 'Q_B' se mide en metros cúbicos por segundo y 'H_B' en metros. Además, establece que, en función de la velocidad específica obtenida, los valores de los coeficientes 'K_Q', 'K_H' y 'K_η' tendrán los siguientes valores.

$$K_Q = \frac{Q}{Q_{BEP}} = -0.078 \cdot N_{s,B} + 3.292 \quad (Ec 2.41)$$

$$K_H = \frac{H}{H_{BEP}} = -0.078 \cdot N_{s,B} + 3.112 \quad (Ec 2.42)$$

$$K_\eta = \frac{\eta}{\eta_{BEP}} = -0.0014 \cdot N_{s,B} + 0.96 \quad (Ec 2.43)$$

2.3.2.4. O. Audisio (2002)

Al igual que Mijailov [18], O. Audisio [17] llevó a cabo una investigación en la que demostró que las condiciones que de caudal, altura y eficiencia entre ambos modos de funcionamiento estaban relacionados mediante la velocidad específica. De esta forma, Audisio [17] propuso la siguiente expresión.

$$N_{s,B} = \frac{n_B \cdot \sqrt{Q_B}}{1637 \cdot H_B^{0.75}} \quad (Ec 2.44)$$

Donde 'n_B' se mide en revoluciones por minuto, 'Q_B' se mide en litros por segundo y 'H_B' en metros. Los coeficientes 'K_Q', 'K_H' y 'K_η' tendrán los siguientes valores.

$$K_Q = 1.21 \cdot \eta_B^{-0.25} \quad (Ec 2.45)$$

$$K_H = 1.21 \cdot \eta_B^{-0.8} \cdot \left[1 + \left(0.6 + \ln(N_{s,B}) \right)^2 \right]^{0.3} \quad (Ec 2.46)$$

$$K_\eta = 0.95 \cdot \eta_B^{-0.7} \cdot \left[1 + \left(0.5 + \ln(N_{s,B}) \right)^2 \right]^{-0.25} \quad (Ec 2.47)$$

2.3.2.5. Carvalho (2002)

Carvalho [26] llegó a la misma conclusión que Mijailov [18] y Audisio [17], llegando a proponer la siguiente expresión que ligaba las magnitudes de altura y caudal de la BFT.

$$N_{s,B} = \frac{1000 \cdot n_B \cdot \sqrt{Q_B}}{H_B^{0.75}} \quad (Ec 2.48)$$

Donde 'n_B' se mide en revoluciones por segundo, 'Q_B' se mide en metros cúbicos por segundo y 'H_B' en metros. Los coeficientes 'K_Q' y 'K_H' tendrán los siguientes valores.

$$K_Q = 5 \cdot 10^{-5} \cdot N_{s,B}^2 - 0.01114 \cdot N_{s,B}^2 + 1.2246 \quad (Ec 2.49)$$

$$K_H = -2 \cdot 10^{-5} \cdot N_{s,B}^2 + 0.0214 \cdot N_{s,B}^2 + 0.7688 \quad (Ec 2.50)$$

2.3.2.6. Derakhshan y Nourbakhsh (2008)

Como se ha comentado en el apartado anterior, Derakhshan y Nourbakhsh [15] llevaron a cabo el estudio sobre una gran variedad de bombas centrífugas cuya velocidad específica era menor de 60 (Ns < 60). Mediante el uso de los datos experimentales obtenidos en sus estudios, desarrollaron dos expresiones que permitían llevar a cabo la predicción completa de las curvas características de las bombas centrífugas como turbinas basándose en su punto de mayor eficiencia.

En primer lugar, con los datos obtenidos de la experiencia, propusieron la obtención del punto de mayor eficiencia de la turbina basándose en el punto de mayor eficiencia de la bomba. Para ello se desarrollaron las siguientes expresiones, validas únicamente para bombas centrífugas de baja velocidad específica.

$$\gamma = 0.0233\alpha_p + 0.6464 \quad (Ec 2.51)$$

$$\alpha_T = 0.9413\alpha_p - 0.6045 \quad (Ec 2.52)$$

$$\beta_T = 0.849\beta_p - 1.2376 \quad (Ec 2.53)$$

Donde α_p y β_T pueden ser calculadas de la siguiente manera:

$$\alpha_p = \frac{N_P Q_{BEP,P}^{0.5}}{(gH_{BEP,P})^{0.75}} \left(m, \frac{m^3}{s} \right) \quad (Ec 2.54)$$

$$\beta_T = \frac{N_t P_{BEP,T}^{0.5}}{\rho^{0.5} (gH_{BEP,T})^{1.25}} \quad (m, W) \quad (Ec 2.55)$$

Los parámetros adimensionales γ , α_T y β_p se pueden definir de la siguiente manera:

$$\gamma = h^{-0.5} \frac{N_T}{N_P} \quad (Ec 2.56)$$

$$\alpha_T = \frac{N_T Q_{BEP,T}^{0.5}}{(gH_{BEP,T})^{0.75}} \quad (Ec 2.57)$$

$$\beta_P = \frac{N_P P_{BEP,P}^{0.5}}{\rho^{0.5} (gH_{BEP,P})^{1.25}} \quad (Ec 2.58)$$

Sin embargo, numerosos investigadores observaron que algunas BFT con la misma velocidad específica pero distinto diámetro del rodete, presentaban ratios de altura y caudal muy distintos. Derakhshan llevó a cabo un estudio de los datos procedentes de Chapallaz y desarrolló las siguientes expresiones:

$$h' = h \left(\frac{0.25}{D} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (Ec 2.59)$$

$$q' = q \left(\frac{0.25}{D} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (Ec 2.60)$$

$$p' = p \left(\frac{0.25}{D} \right)^{\frac{1}{10}} \quad (Ec 2.61)$$

Donde h' , q' y p' son los parámetros de altura, caudal y potencia corregidos en función del diámetro del rodete que presente la BFT.

Tras la obtención de este punto y haciendo uso de los datos recogidos en la experimentación, se llevó a cabo el modelo de predicción basado en las siguientes expresiones:

$$\frac{H_t}{H_{t,BEP}} = 1.0283 \left(\frac{Q_t}{Q_{t,BEP}} \right)^2 - 0.5468 \left(\frac{Q_t}{Q_{t,BEP}} \right) + 0.5314 \quad (Ec 2.62)$$

$$\frac{P_t}{P_{t,BEP}} = -0.3092 \left(\frac{Q_t}{Q_{t,BEP}} \right)^3 + 2.1472 \left(\frac{Q_t}{Q_{t,BEP}} \right)^2 - 0.8865 \left(\frac{Q_t}{Q_{t,BEP}} \right) + 0.0452 \quad (Ec 2.63)$$

$$\eta_t = \frac{P_t}{\rho g Q_t H_t} \quad (Ec 2.64)$$

$$h = 0.0233 \left(\frac{N_p Q_{BEP,P}^{0.5}}{(gH_{BEP,P})^{0.75}} \right) + 0.6464 \quad (Ec 2.65)$$

$$q = 0.9413 \left(\frac{N_p Q_{BEP,P}^{0.5}}{(gH_{BEP,P})^{0.75}} \right) - 0.6045 \quad (Ec 2.66)$$

Con estas curvas, el resultado de la comparación de distintos modelos de predicción incluyendo el propio y los datos reales obtenidos de las distintas bombas es el siguiente.

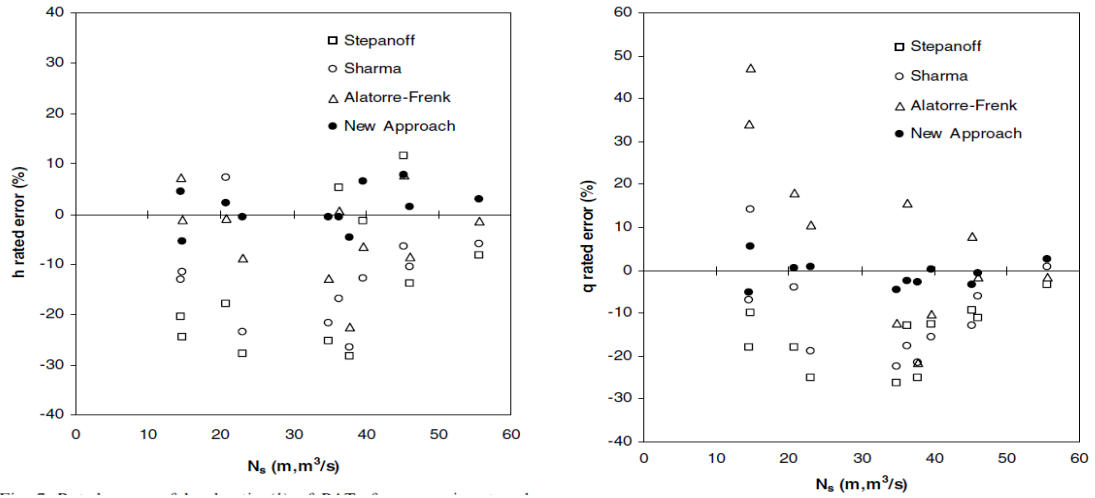


Figura 2.34. Comparación de los errores en distintos modelos [15]

Como se puede apreciar, el nuevo modelo creado por Derakhshan y Nourbakhsh [15] obtuvo unos errores menores que otros modelos como los de Stepanoff [16] o Sharma [27]. Sin embargo, este método es únicamente válido para BFT con una velocidad específica inferior a 60.

2.3.2.7. Nautiyal et al (2011)

Como ya se ha comentado en el apartado de estudios experimentales, Nautiyal, Varun, Kumar y Yadav [13] llevaron también hicieron uso de los resultados experimentales de las bombas estudiadas por otros investigadores, así como sus propias bombas. Con el estudio e interpretación de los valores obtuvieron un nuevo modelo de predicción mediante el uso del punto de mayor eficiencia y la velocidad específica en el modo bomba.

La bomba estudiada, así como otras 4 bombas con velocidades específicas comprendidas entre 14 y 46 fueron estudiadas. El resultado del tratamiento de dichos datos se concretó en la siguiente expresión, que relaciona el mayor punto de eficiencia y la velocidad específica en el modo bomba.

$$\chi = \frac{\eta_p - 0.212}{\ln(N_{s,P})} \quad (Ec\ 2.67)$$

Con esta expresión se pudo llevar a cabo una representación de la variación del parámetro χ frente a la relación de alturas y caudales, que quedan definidas de la siguiente manera.

$$q = 30.303\chi - 3.424 \quad (Ec\ 2.68)$$

$$h = 41.667\chi - 5.042 \quad (Ec\ 2.69)$$

Por tanto, con el uso de la velocidad específica de la bomba y su punto de mayor eficiencia (datos que aporta el fabricante), se puede llevar a cabo el modelo de predicción.

Posteriormente, compararon el resultado de las expresiones haciendo uso de los datos de las bombas proporcionadas por otros autores con el fin de establecer la comparación de los errores obtenidos. El resultado es el siguiente:

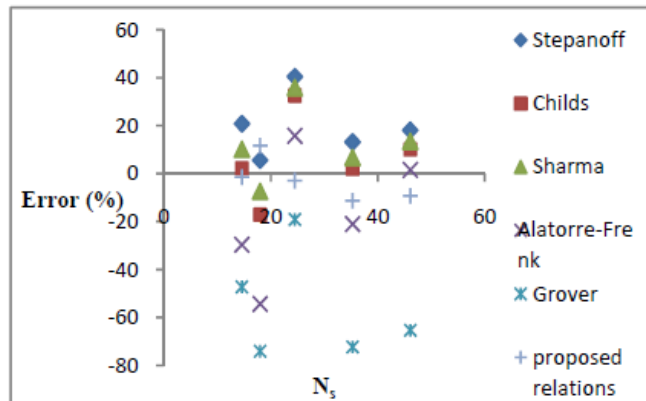


Figura 2.35. Comparación de errores para la relación de caudales con el método de Nautiyal [13]

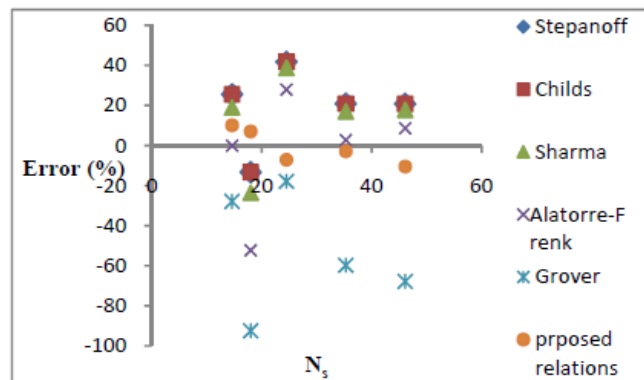


Figura 2.36. Comparación de errores para la relación de alturas con el método de Nautiyal [13]

Con los errores obtenidos, Nautiyal, Varun, Kumar y Yadav [13] concluyeron que los errores cometidos mediante su modelo eran inferiores a los modelos anteriores y por tanto serían válidas las expresiones propuestas, aunque aún existían numerosas incertidumbres en la predicción del funcionamiento de las bombas funcionando como turbinas.

2.3.2.8. Engeda y Tan (2016)

Engeda [10] llevó a cabo el desarrollo de un modelo de predicción de las curvas de una BFT basándose tanto en la velocidad específica como en el diámetro específico. Para obtener este modelo, se llevó a cabo el ensayo de cuatro bombas centrífugas tanto en modo bomba como en modo turbina a idénticas velocidades exceptuando la última bomba que se ensayó a una velocidad menor. Con estos ensayos se obtuvieron sus valores de velocidades específicas, diámetros específicos y puntos de mayor eficiencia.

De esta forma, Engeda [10] desarrolló el modelo mediante el ajuste de las ecuaciones propuestas a las curvas generadas por los datos obtenidos. Para ello, llevó a cabo el estudio de los parámetros Ψ , Φ y π . Una vez recogidos

todos los datos necesarios para conformar su modelo tales como el punto de mayor eficiencia, la velocidad específica, la potencia y el diámetro específico, pudo llevar a cabo la representación gráfica de las relaciones existentes entre el modo turbina y el modo bomba. A continuación, se expresan las relaciones de velocidad específica y diámetro específico en ambos modos.

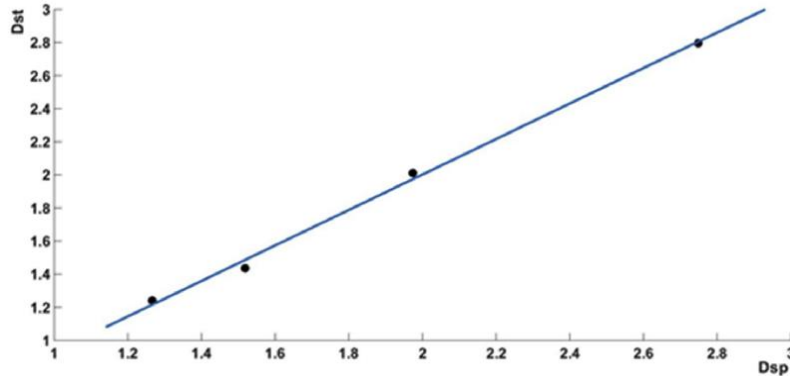


Figura 2.37. Relación entre diámetros específicos de Engeda [10]

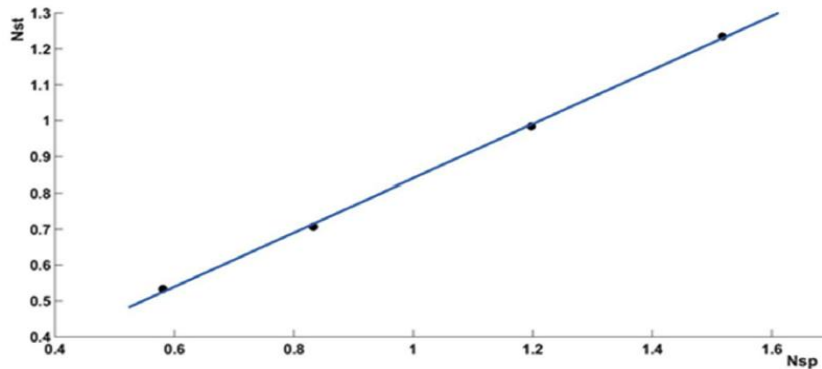


Figura 2.38. Relación entre velocidades específicas de Engeda [10]

Con la obtención de estas gráficas se pudieron obtener las ecuaciones que las definen, de forma que las expresiones que relacionan las velocidades específicas y los diámetros específicos son las siguientes:

$$N_{S,T} = 0.7520N_{S,P} + 0.0883 \quad (Ec\ 2.70)$$

$$D_{S,T} = 1.072D_{S,P} - 0.1419 \quad (Ec\ 2.71)$$

$$\frac{\eta_{BEP,P}}{\eta_{BEP,T}} = 0.2267N_{S,P} + 0.8057 \quad (Ec\ 2.72)$$

Teniendo en cuenta estas relaciones, la altura, caudal y potencia en el modo turbina puede ser calculado de la siguiente manera:

$$H_{BEP,T} = \left(\frac{wD_0}{N_{S,T}D_{S,T}g^{\frac{3}{4}}} \right)^2 \quad (Ec\ 2.73)$$

$$Q_{BEP,T} = \left(\frac{wD_0^3}{N_{S,T}D_{S,T}^3g^{\frac{3}{4}}} \right) \quad (Ec\ 2.74)$$

$$P_{BEP,T} = \eta_{BEP,T} \cdot Q_{BEP,T} \cdot \rho \cdot g \cdot H_{BEP,T} \quad (Ec 2.75)$$

Una vez que se obtuvo el modelo, Engeda [10] llevó a cabo una comprobación de su validez comparando los resultados obtenidos en las cuatro bombas con los producidos por modelos de otros autores como Frenk [20], Stepanoff [16], Sharma [27] y Yang [8]. Se obtuvo que en la primera bomba el método de Engeda [10] fue el que más se acercó a los resultados experimentales y en las 3 siguientes bombas su error se situó entre el 5% y el 10%, bastante cerca de aproximaciones como la de Yang [8]. A continuación, se muestra el error de los distintos métodos para una de las bombas estudiadas.

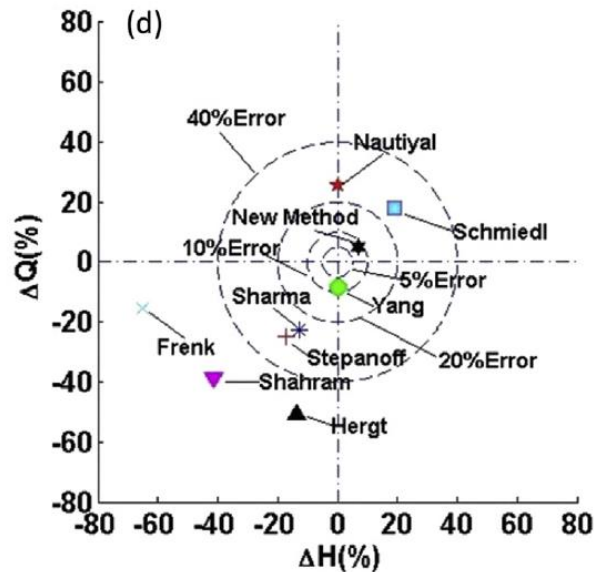


Figura 2.39. Comparación de errores Engeda [10]

Con este trabajo, Engeda [10] concluyó que, aunque se consigue un error decente en la predicción de las características principales, es necesario crear un modelo de predicción para cada familia de bombas, ya que el modo y el diseño con el que están construidas crean cambios considerables en la estimación que podrían producir valores muy dispares a los pronosticados.

2.3.2.9. Stefanizzi et al (2017)

Como se ha comentado previamente, Stefanizzi, Torresi, Fortunato y Camporeale [14] llevaron a cabo la experimentación con una bomba centrífuga de una sola etapa, tanto en modo bomba como en modo turbina, con el fin de obtener sus curvas características en ambos modos. Para ello obtuvieron los datos de 27 bombas centrífugas procedentes de la literatura cuya velocidad específica oscilaba entre 9 y 80. En dichas bombas se especificaban características como la velocidad específica, caudal, altura y rendimiento en el punto de mayor eficiencia para el modo bomba y el modo turbina.

Mediante el tratamiento de estos datos se llevó a cabo la obtención de unas ecuaciones que expresarían la velocidad específica y un factor para la predicción de la altura en modo turbina para cualquier tipo de BFT comprendida entre esos valores de velocidad específica.

$$N_{s,T} = 0.9237N_{s,P} - 2.6588 \quad (Ec 2.76)$$

$$h = -0.000023N_{s,T}^3 + 0.003206N_{s,T}^2 - 0.145781N_{s,T} + 3.604636 \quad (Ec 2.77)$$

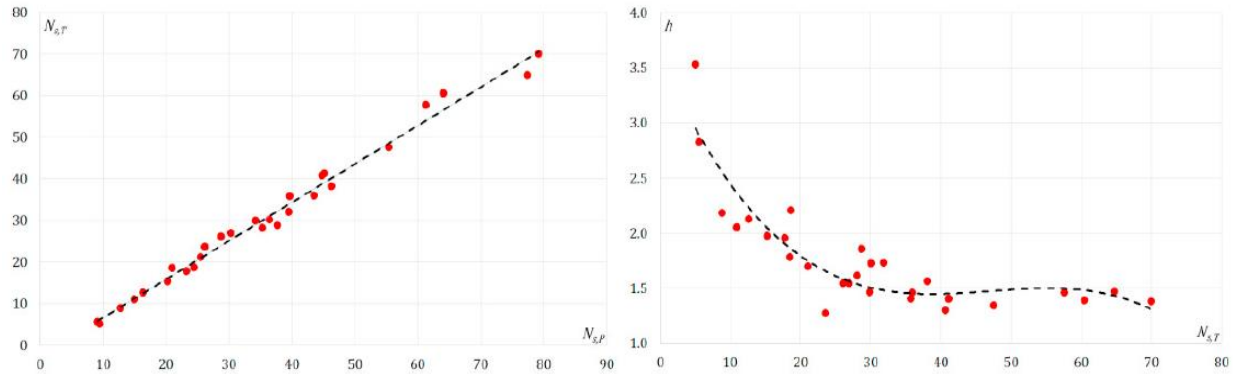


Figura 2.40. Representación de las ecuaciones obtenidas [14]

Finalmente, con estas ecuaciones, dedujeron unas expresiones que servirían para la obtención de la altura y el caudal en el punto de máxima eficiencia para el modo turbina.

$$H_{BEP,T} = h \cdot H_{BEP,P} \quad (Ec 2.78)$$

$$Q_{BEP,T} = N_{s,T} \cdot \left(\frac{H_{BEP,T}^{\frac{3}{4}}}{N} \right)^2 \quad (Ec 2.79)$$

Una vez desarrollado el modelo de predicción, se dispusieron a experimentar con una bomba centrífuga durante varios test para comparar los resultados obtenidos con los que el fabricante había proporcionado. Los resultados se exponen en la siguiente figura, en las que se representan los resultados para ambos modos de funcionamiento.

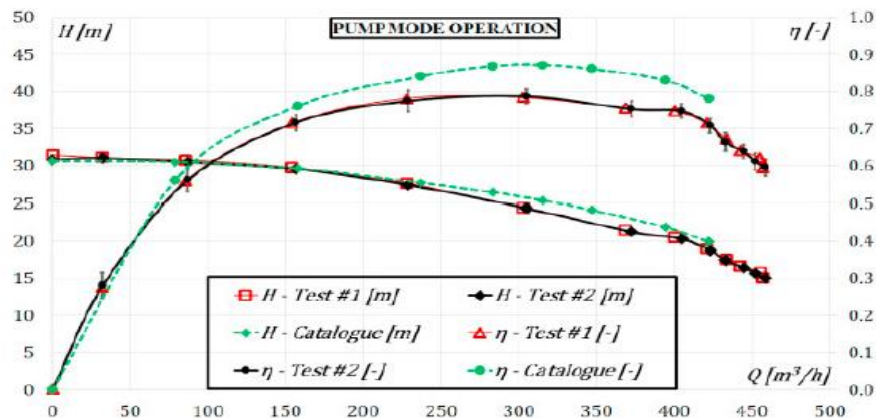


Figura 2.41. Comparación del modelo en modo bomba para la altura y rendimiento [14]

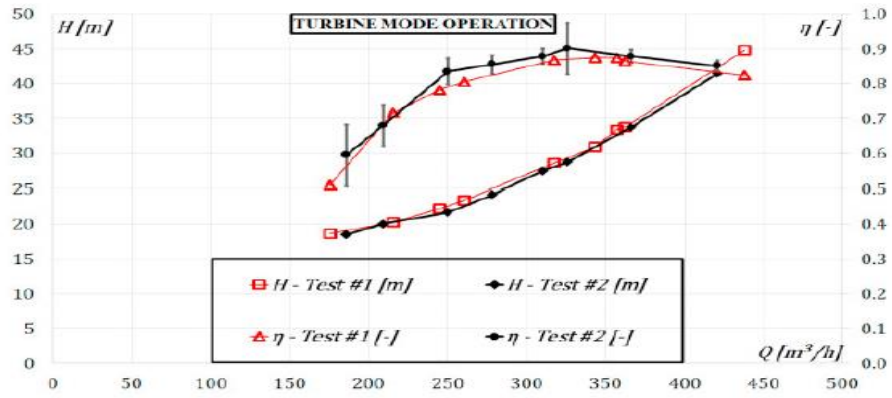


Figura 2.42. Comparación del modelo en modo turbina para la altura y rendimiento [14]

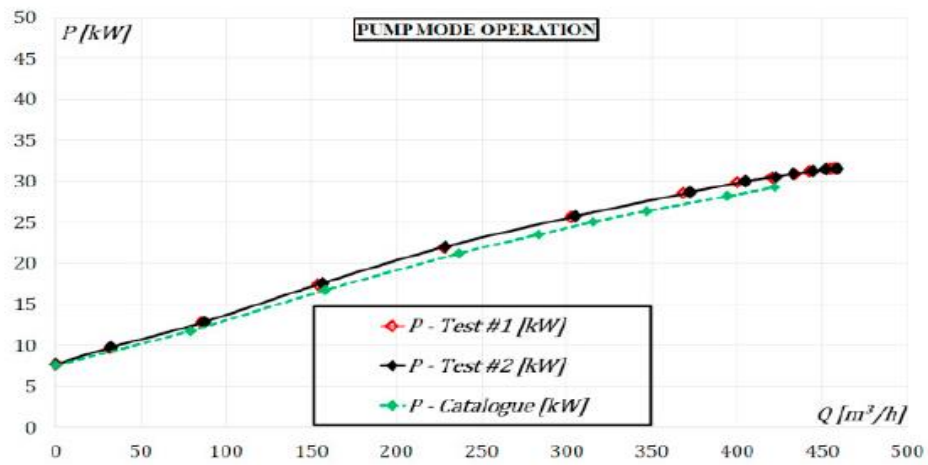


Figura 2.43. Comparación del modelo en modo bomba para la potencia [14]

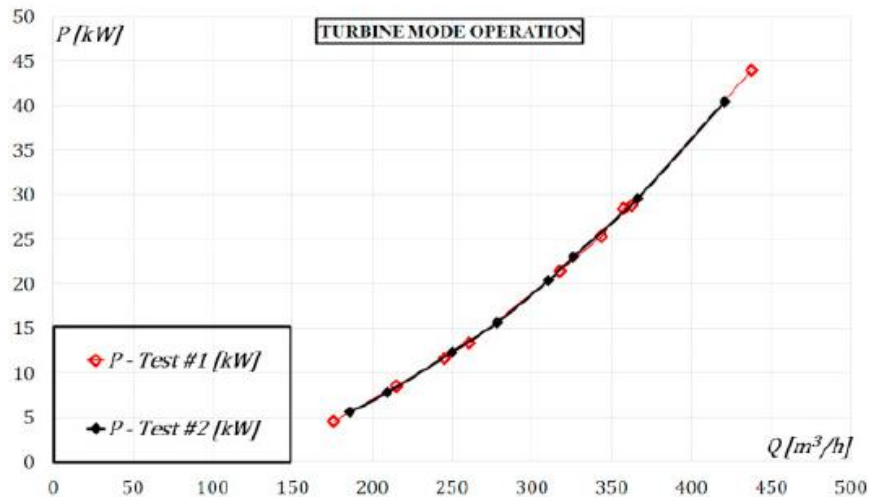


Figura 2.44. Comparación del modelo en modo turbina para la potencia [14]

Posteriormente se aplicó el modelo a otro conjunto de bombas y estimaron que el modelo tenía una gran aplicación para un amplio rango de bombas, ya que se obtuvo un error menor al 10% tanto en altura como en caudal para 7

de las 11 bombas estudiadas. Sin embargo, sería necesario un mayor número de bombas con las que hacer pruebas para obtener un modelo más fiable.

2.3.2.10. Renzi y Rossi (2019)

Renzi [9] llevó a cabo el desarrollo de un modelo de predicción de las características más importantes de las bombas funcionando como turbinas en su punto de mayor eficiencia. Para ello, estudió los resultados de 59 test de bombas procedentes de otros autores en su punto de mayor eficiencia.

Con los datos de estas bombas se llevó a cabo un análisis adimensional que permitiera obtener unos resultados generales y objetivos de los parámetros de flujo (Φ) y altura (Ψ) mediante la relación de la eficiencia de la BFT en modo bomba y en modo turbina. Las bombas seleccionadas cubrían un amplio rango de valores lo suficientemente amplio como para poder generalizar el resultado a un gran número de BFT. Posteriormente, los datos obtenidos de los parámetros adimensionales, así como de la velocidad específica y diámetro específico serán comparados con los obtenidos mediante el uso de los modelos de otros autores.

Para ello, la velocidad específica y el diámetro específico se podían expresar en función de los parámetros adimensionales de la siguiente manera:

$$N_s = \frac{\sqrt{\Phi}}{\sqrt[4]{\Psi^3}} \quad (\text{Ec 2.80})$$

$$D_s = \frac{\sqrt[4]{\Psi}}{\sqrt{\Phi}} \quad (\text{Ec 2.81})$$

Trabajando con ambas ecuaciones, se puede establecer el coeficiente de altura en el modo turbina conociendo la velocidad específica y el diámetro específico como se puede apreciar en la siguiente expresión:

$$\Psi_T = \frac{1}{(N_{s,T} D_{s,T})^2} \quad (\text{Ec 2.82})$$

Por otra parte, el coeficiente de caudal se puede obtener igualando la expresión anterior a cualquiera de las ecuaciones 79 u 80. Una vez que se tiene estos parámetros, se pueden transformar las magnitudes adimensionales a sus respectivas magnitudes dimensionales obteniendo finalmente el caudal y la altura en el punto de mayor eficiencia.

Las correlaciones usadas para obtener los parámetros de funcionamiento más característicos de las BFT se obtuvieron tras graficar los resultados de las 59 bombas previamente mencionadas. De esta forma, los resultados tanto para la velocidad específica como para el diámetro específico se muestran a continuación.

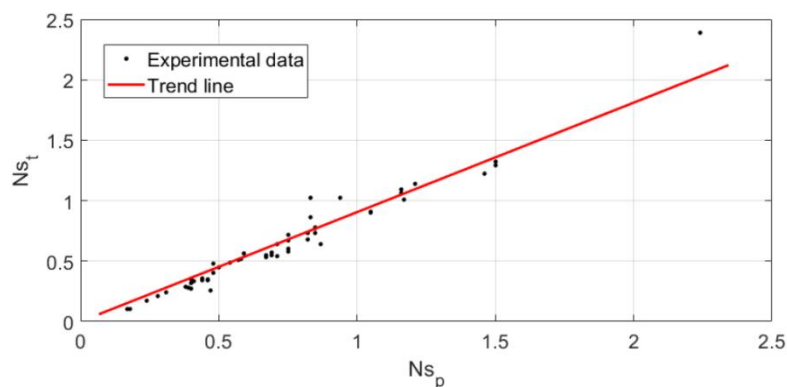


Figura 2.45. Relación entre velocidades específicas Renzi [9]

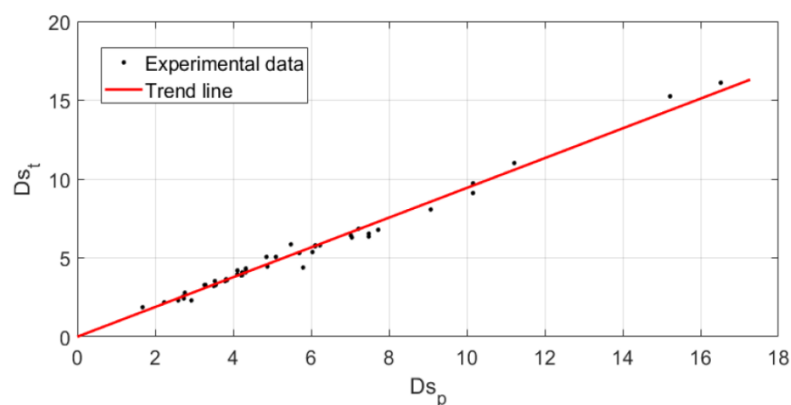


Figura 2.46. Relación entre diámetros específicos Renzi [9]

Con el tratamiento de estos datos, se obtuvieron las siguientes expresiones para la velocidad específica y el diámetro específico. Además, se llevó a cabo el desarrollo de una expresión que definiera el rendimiento de la turbina mediante el uso de la velocidad específica y el rendimiento de la bomba.

$$N_{S,T} = 0,9051N_{S,P} \quad (Ec\ 2.83)$$

$$D_{S,T} = 0,9046D_{S,P} \quad (Ec\ 2.84)$$

$$\eta_T = 0,7933N_{S,P} + 0.605\eta_P - 0.09246N_{S,P}^2 - 0.8254(N_{S,P}\eta_P) + 0.3936\eta_P^2 \quad (Ec\ 2.85)$$

Posteriormente, con el objetivo de validar su modelo, Renzi [9] llevó a cabo una comparación de resultados entre los obtenidos mediante su modelo y los obtenidos experimentalmente con las bombas. Al comparar los resultados, se obtuvo un pequeño error, menor al 10%, en la predicción de la velocidad específica y el diámetro específico. Por el contrario, el coeficiente de potencia presentaba el peor de los errores, con un valor cercano al 20%.

Finalmente, se llevó a cabo la comparación de los resultados de su modelo con respecto a los que se obtendrían con el uso de modelos de otros autores como Alatorre-Frenk [20], Schmiedl [19] y Grover [24]. En esta comparación se puede apreciar que los resultados de Renzi [9] son un poco menos precisos que los de Schmiedl [19] en cuanto al coeficiente de altura y el diámetro específico. Sin embargo, se obtuvo una mejor predicción de la eficiencia hidráulica con lo que se concluyó que el uso de dos variables independientes como el rendimiento de la bomba y la velocidad específica de la bomba

podrían conducir a una correcta predicción de los parámetros del funcionamiento de la BFT en modo turbina.

Los modelos de predicción previamente expuestos forman parte de la gran cantidad de estudios analíticos que se han llevado a cabo con la experimentación de distintas bombas. Algunos de los modelos han sido obtenidos con el análisis de una única bomba, mientras que otros han basado sus resultados en el estudio de multitud de bombas procedentes tanto de estudios propios como de estudios de otros investigadores.

Esto conlleva que no todos los modelos de predicción serán válidos para la obtención de los parámetros característicos de cualquier BFT. Para una bomba funcionando como turbina como la que se busca ensayar en este trabajo, que presenta una velocidad específica baja, existen modelos de predicción que podrían ser más precisos, como por ejemplo el modelo de Derashkan [15], estudiado con bombas cuya velocidad específica abarca desde 14 hasta 56 (m^3/s) o modelos como el de Renzi [6].

Sin embargo, aunque estos modelos aparenten ser válidos para bombas funcionando como turbinas con un bajo valor de velocidad específica, hay otros muchos factores que pueden afectar y producir una discordancia entre el valor esperado y el valor real, de forma que ningún modelo de predicción podrá ser totalmente válido en ningún caso.

Capítulo 3. Fundamentos sobre bombas funcionando como turbinas. Descripción del banco de ensayos actual

En este capítulo se llevará a cabo la exposición de dos cuestiones. En primer lugar, se dará una breve explicación de los fundamentos teóricos que rigen el funcionamiento de las turbomáquinas, así como un breve repaso sobre las mismas en lo que se refiere a sus ecuaciones y curvas características.

Por otro lado, se llevará a cabo la explicación detallada de los elementos y componentes que forman parte del banco de ensayos hidráulico donde se encuentra la BFT instalada actualmente.

3.1. Fundamentos teóricos.

En primer lugar, se definirá el concepto de máquina de fluido. Según la Mecánica de Fluidos, el término “*máquina de fluido*” se emplea para designar a todos aquellos sistemas mecánicos que intercambian energía con un fluido que circula a través de dichas máquinas [42].

Existe un gran abanico de máquinas de fluido, por lo que pueden clasificarse en distintos grupos. Algunas de las posibles agrupaciones se recogen en la siguiente clasificación:

- Según el principio de funcionamiento.

Dentro de este criterio se pueden discernir dos tipos: las máquinas de fluido de desplazamiento positivo y las turbomáquinas.

Las primeras son aquellas en las que una cámara interna se llena de fluido por una sección de entrada y este fluido es desplazado hacia la sección de salida a la presión necesaria para vencer la resistencia hidráulica en dicha sección. A su vez, este desplazamiento puede ser tanto rotativo como lineal.

En cuanto a las turbomáquinas, son aquellas en las que se produce una variación de cantidad de movimiento o de momento cinético del fluido que las atraviesan. Tanto las bombas centrífugas como las turbinas hidráulicas, que serán posteriormente explicadas en detalle, quedan englobadas dentro de la categoría de turbomáquinas.

- Según la compresibilidad del fluido.

Dentro de este criterio se distinguen las turbomáquinas en función de la compresibilidad que presenta el fluido a su paso por la máquina. Se distinguen dos tipos: térmicas e hidráulicas.

Las turbomáquinas térmicas son aquellas en las que el fluido presenta una variación significativa de la densidad del fluido durante su paso por la máquina. Por el contrario, las turbomáquinas hidráulicas son aquellas en las que el fluido con el que trabajan tiene una variación de densidad despreciable.

- Según el sentido de intercambio de energía.

Según el sentido del intercambio de energía que se produce en la turbomáquina se pueden distinguir dos subgrupos: motoras y generadoras.

Como se puede intuir, las turbomáquinas generadoras serán aquellas en las que el sentido de la energía comience en el rotor y acabe en el fluido, por lo que la energía

es aportada desde la máquina al fluido. Por otro lado, las turbomáquinas motoras serán aquellas en las que el intercambio de energía se dirige desde el fluido al rotor, por lo que la energía es aportada por el fluido hacia la máquina.

- Según la dirección del flujo en el rotor.

En función de la dirección de las líneas de flujo en su paso por el rotor, se pueden distinguir tres tipos principales de turbomáquinas: flujo radial, flujo mixto y flujo axial.

Las turbomáquinas con flujo radial serán aquellas en las que la trayectoria que sigue el fluido es mayoritariamente perpendicular a la dirección del eje de rotación. En el caso del flujo axial, el fluido está caracterizado por moverse en sentido paralelo al eje de rotación y finalmente, en el caso de las turbomáquinas con flujo mixto, el fluido presenta una trayectoria diagonal sobre el eje de rotación.

Como ya se ha dicho anteriormente, la turbomáquina en estudio estará compuesta por una bomba centrífuga funcionando en modo inverso, que recibirá la energía hidráulica procedente del agua impulsada por unas bombas convencionales para posteriormente transformar esa energía en energía eléctrica. Por tanto, se podrá englobar como una turbomáquina motora hidráulica con flujo radial.

3.2. Teoría General de Turbomáquinas Hidráulicas

En cuanto a la Teoría General de Turbomáquinas Hidráulicas, consiste en aplicar integralmente las ecuaciones generales de conservación de la Mecánica de fluidos con el objetivo de obtener el par y la potencia intercambiada por el flujo de trabajo en función de las características geométricas y operativas de la máquina con la que se está trabajando. Para aplicar la Teoría general de Turbomáquinas Hidráulicas se debe de trabajar con las ecuaciones de continuidad y conservación del momento cinético.

Antes de desarrollar estas ecuaciones, es necesario conocer las velocidades que se presentan en el seno del rotor de la turbomáquina radial. Al trasladarse el fluido de forma radial, la velocidad perpendicular al plano por el que se mueven las partículas será nula, convirtiéndose en un modelo bidimensional y pudiendo representar las velocidades restantes como un triángulo. En caso de no darse un flujo radial, también se podría obtener el triángulo de velocidades correspondiente, llevando a cabo la sustitución de la componente meridional en lugar de la componente radial.

Estas velocidades son: la velocidad lineal del rotor (u), la velocidad relativa del fluido respecto del rotor (w) y la velocidad absoluta del fluido (v). El ángulo que se forma entre la velocidad lineal del rotor y la velocidad absoluta del fluido se denominará " α " y el ángulo formado entre la velocidad relativa del fluido respecto del rotor y la velocidad lineal del rotor se denominará " β " que también es denominado generalmente como el ángulo de los álabes.

A continuación, se muestra el triángulo de velocidades tanto de entrada como de salida para el modo bomba y el modo turbina.

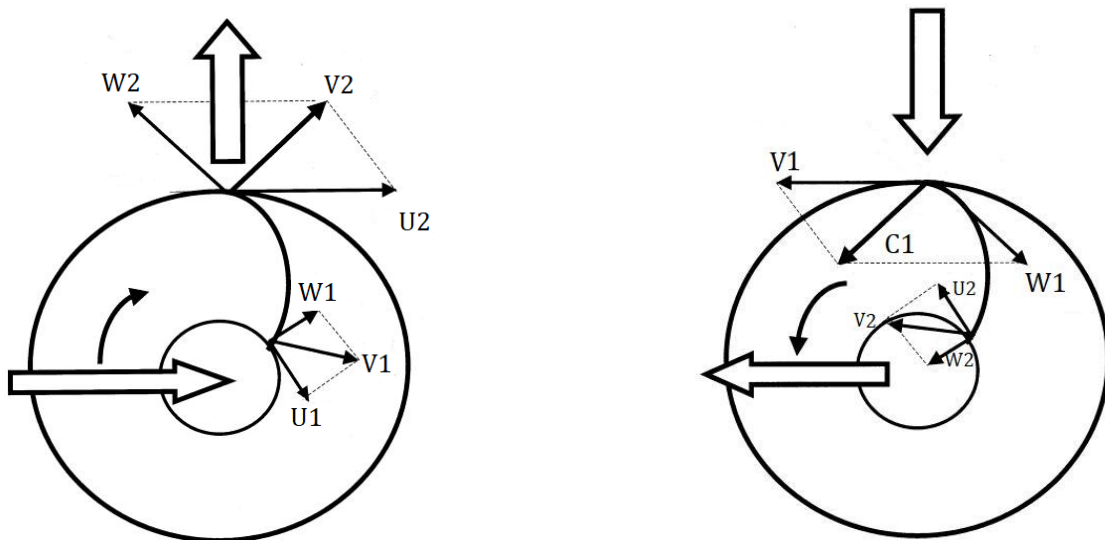


Figura 3.1. Triángulo de velocidades en modo bomba (izquierda) y en modo turbina (derecha). [40]

3.2.1. Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad es una de las más genéricas de la Mecánica de Fluidos. En esta ecuación se realizará un análisis integral del principio de conservación de la masa al volumen de control que se representa en la siguiente figura.

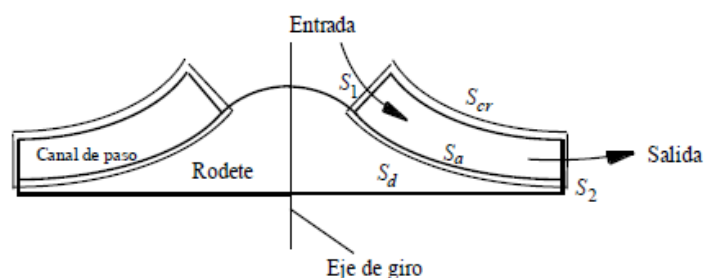


Figura 3.2. Volumen de control sobre el que se trabaja en la ecuación de continuidad. [39]

La ecuación general de continuidad en su forma integral es la siguiente:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c(t)} \rho(\vec{x}, t) dV + \int_{\Sigma_{c(t)}} \rho(\vec{v} - \vec{v}_c) \cdot \vec{n} \cdot d\sigma = 0 \quad (Ec 3.1)$$

Para el análisis de la expresión, es necesario tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Las superficies 'S1' y 'S2' son las de entrada y salida de la turbomáquina y son las únicas por las que entra o sale el fluido.
- 'Sa' son las superficies que están en contacto con los alabes.
- Se supone un sistema estacionario.

Una vez establecidas estas consideraciones, al aplicar al volumen de control de la Figura 3.2 la ecuación integral de conservación de la masa, se obtiene la siguiente expresión:

$$\int_{S_1} \vec{v}_1 \cdot \vec{n}_1 \cdot dS + \int_{S_2} \vec{v}_2 \cdot \vec{n}_2 \cdot dS = 0 \quad (Ec 3.2)$$

Donde el vector normal 'n1' y 'n2' tienen su sentido hacia el exterior del volumen de control. Si la componente normal es uniforme en las superficies 1 y 2, la ecuación de continuidad resultante será la siguiente:

$$v_{n2}A_2 - v_{n1}A_1 = 0, \quad \text{siendo } Q(\text{caudal}) = v_{n2}A_2 = v_{n1}A_1 = 0 \quad (Ec 3.3)$$

3.2.2. Ecuación de conservación del momento cinético. Ecuación de Euler

A continuación, queda la ecuación de conservación del momento cinético. Esta ecuación es el resultado de la variación respecto al tiempo del momento angular de un sistema cerrado (siendo este sistema el volumen fluido) y es la suma de los momentos que sobre el mismo ejercen las fuerzas exteriores, tanto fuerzas de superficie como fuerzas de volumen.

Esta ecuación quedaría inicialmente de la siguiente manera:

$$\frac{d}{dt}(\vec{L}) = \int_{V_f(t)} \rho \vec{r} \wedge \vec{v} dV = \sum \vec{M} \quad (Ec 3.4)$$

Con esta expresión, y usando el teorema de transporte de Reynolds, queda la siguiente formulación:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \int_{V_c(t)} \rho \vec{r} \wedge \vec{v} dV + \int_{\Sigma c(t)} \rho \vec{r} \wedge \vec{v} (\vec{v} - \vec{v}_c) \vec{n} d\sigma = \\ & = \int_{\Sigma c(t)} \vec{r} \wedge p \vec{n} d\sigma + \int_{\Sigma c(t)} \vec{r} \wedge (\tau \vec{n}) d\sigma + \int_{V_c(t)} \vec{r} \wedge \rho \vec{f}_m dV \quad (Ec 3.5) \end{aligned}$$

Con el objetivo de simplificar esta ecuación, se establecen una serie de hipótesis:

- Se establece un sistema estacionario.
- La velocidad 'Vc' solo es distinta de cero en las superficies del rotor que tengan movimiento.
- Las fuerzas de presión no ejercen fuerza neta sobre las superficies de entrada y salida al ser superficies de revolución.
- Los esfuerzos viscosos pueden considerarse despreciables por suponer comportamiento ideal.
- Las fuerzas másicas no producen momento neto por la simetría de la turbomáquina.

Con las consideraciones anteriores, la ecuación integral de la conservación del momento cinético, queda de la siguiente forma:

$$T = \int_{S_2} \rho \cdot r_2 \cdot v_{u2} \cdot v_{n2} - \int_{S_1} \rho \cdot r_1 \cdot v_{u1} \cdot v_{n1} \quad (\text{Ec 3.6})$$

Suponiendo que las secciones de entrada (S1) y de salida (S2) son:

$$A_1 = 2\pi r_1 b_1 \quad (\text{Ec 3.7})$$

$$A_2 = 2\pi r_2 b_2 \quad (\text{Ec 3.8})$$

Si se despeja el par (T) y se reordenan los términos, se obtiene la ecuación fundamental de las turbomáquinas o Ecuación de Euler. Esta ecuación queda de la siguiente forma para el caso de la turbina hidráulica, donde “G” es el gasto másico:

$$T = G(r_1 v_1 \cos(\alpha_1) - r_2 v_2 \cos(\alpha_2)) \quad (\text{Ec 3.9})$$

3.3. Teoría de bombas funcionando como turbinas. Curvas características de BFT

Si se lleva a cabo un análisis de los parámetros hidráulicos y constructivos de las bombas con respecto a las turbinas, se puede evidenciar que estas dos máquinas presentan un amplio rango de similitudes, aunque realicen funciones opuestas. Es decir, una bomba es una máquina de tipo generadora, cuya función es la de consumir energía eléctrica para producir energía mecánica. Por el contrario, una turbina es una máquina motora, en la que el fluido entra con energía hidráulica que posteriormente puede ser transformada tanto en energía eléctrica como en energía mecánica para mover otras máquinas.

Para que una bomba centrífuga pueda llegar a funcionar como una turbina hidráulica, únicamente es necesario invertir el sentido de flujo del agua que fluye por su interior. Esto significa que el sentido de giro del rotor también se invertirá. A continuación, se expone en la siguiente figura una bomba centrífuga trabajando en ambos modos.

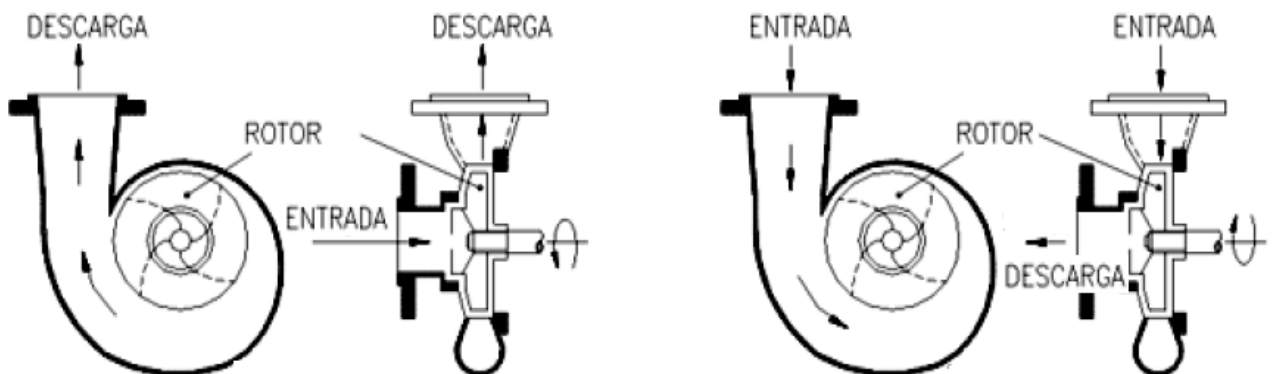


Figura 3.3. Sentido del flujo en bomba centrífuga (izquierda) y turbina hidráulica (derecha). [38]

Como se puede observar, en el funcionamiento de la bomba en modo turbina, la entrada de la bomba se convertirá en la salida de la turbina y la salida de la bomba se convertirá en la entrada de la turbina.

Sin embargo, en el momento del diseño topológico de las bombas, se suele tener en cuenta el ángulo de incidencia de los álabes, de forma que el rendimiento obtenido en modo bomba sea el máximo posible. Este ángulo de los álabes no suele ser beneficioso cuando la bomba opera como turbina, ya que el flujo se desarrollará en sentido opuesto al del modo bomba. Este hecho provoca que en la entrada de fluido a la turbina se produzca un choque del fluido contra los álabes de la turbina que disminuyen el rendimiento final de la misma.

Es necesario tener en cuenta que las bombas funcionando como turbinas no tienen sistema de regulación de flujo, por lo que para poder obtener un funcionamiento adecuado a un fin concreto es necesario que operen a un caudal y una altura manométrica prácticamente constantes. Sin embargo, existen formas de controlar el caudal que fluye por la turbomáquina. Una de estas formas suele ser la instalación de una válvula adicional aguas arriba o aguas abajo de la BFT que permite la regulación del flujo, aunque este complemento aumenta el coste de la inversión.

3.3.1. Diferencias entre modos de operación de las BFT: modo bomba y modo turbina

Como ya se ha mencionado previamente, una BFT no es más que una bomba trabajando en modo inverso, por lo que existirán diferencias en los parámetros característicos como la altura, el caudal y la potencia.

En cuanto a la potencia, una bomba trabajando en sus dos modos presenta una diferencia principal en la potencia de funcionamiento. En el caso del modo bomba, la potencia mínima se obtendrá en el punto de máxima altura que pueda proveer dicha bomba, produciéndose un trabajo nulo en ese punto de funcionamiento, siendo este aspecto aplicable a las bombas centrífugas y mixtas, pero no a las bombas axiales. Por el contrario, en el modo turbina, el flujo debe de adquirir un caudal mínimo al atravesar la turbomáquina para que ésta comience a generar y desde ese instante la potencia nominal irá en aumento conforme se eleve la altura del sistema.

En cuanto al caudal, cuando la bomba trabaja en el modo bomba y el modo turbina, presenta una diferencia en la cantidad de caudal con respecto a la altura. En el caso del modo bomba, el caudal que puede impulsar la turbomáquina decrece a medida que la altura de impulsión aumenta hasta que llega a una altura máxima (denominada altura de cierre) donde el caudal impulsado será nulo. En el caso del modo turbina, el caudal que fluye por la turbomáquina será directamente proporcional a la altura a la que esté sometida, existiendo una altura mínima para que empiece a girar.

Otro parámetro importante de las BFT es el rendimiento. El rendimiento tampoco coincide de forma exacta para ambos modos de funcionamiento. En el caso del modo bomba, su rendimiento se incrementa a medida que el caudal que transcurre por el sistema aumenta, desde un valor nulo hasta un rendimiento máximo que no coincide con el caudal máximo. En la Figura 3.7 se puede apreciar que el rendimiento tiene un máximo a un caudal inferior al límite posible. Una vez que se ha llegado al rendimiento máximo ligado a un caudal determinado, si se sigue aumentando el caudal se producirá una disminución

del rendimiento de la bomba. En el caso del modo turbina, el rendimiento de la turbomáquina estará dado de forma similar al explicado para el modo bomba.

Con estos parámetros característicos se ha de comprender que la elección de una BFT para un trabajo determinado no es algo sencillo. Sino que se deben estudiar previamente los parámetros sobre los que trabajará para poder seleccionar la que mejor se adapte a los mismos, teniendo en cuenta que el punto de mayor eficiencia será diferente para ambos modos de funcionamiento.

3.3.2. Ventajas del uso de bombas funcionando como turbinas

El uso de las bombas funcionando como turbinas puede tener una serie de ventajas económicas, de operación o de recambios entre otras, que pueden llegar a conseguir que se opte por este tipo de turbomáquinas a la hora de seleccionar un método para la generación de energía. A continuación, se presentan algunas de las características principales de las mismas:

- Coste

El coste de las bombas en su modo normal de funcionamiento es muy inferior al coste que supondría la adquisición de una turbina hidráulica. Esto es debido a que el mercado de las bombas es mucho más amplio y demandado que el mercado de las turbinas, haciendo que los precios de las bombas sean más reducidos.

- Disponibilidad y repuestos

Como se ha comentado previamente, el uso de las bombas está mucho más extendido que el de las turbinas, por lo que la producción de bombas está más masificada. Esto tiene como consecuencia que los repuestos de las bombas sean más fáciles de encontrar y menos costosos, llegándose a obtener en un tiempo bastante inferior que el necesario para los repuestos de una turbina. Para el caso de las turbinas, el coste de un elemento de la misma puede ser bastante elevado, siempre y cuando se pueda encontrar el repuesto.

- Robustez

Es bastante conocido que las bombas suelen ser de los elementos más robustos y simples de mantener, por lo que el personal necesario para realizar el mantenimiento de las mismas no ha de ser tan especializado como el personal encargado del mantenimiento de turbinas hidráulicas. Este hecho también repercutirá económicamente, ya que el personal más cualificado será más costoso que un personal menos cualificado.

- Versatilidad

A lo largo del mundo existen necesidades muy distintas en función de los requisitos que se quieran suplir. Este hecho provoca que los fabricantes hayan creado una gran variedad de tamaños y potencias que puedan sufragar las necesidades desde trabajos donde se requiere una gran potencia hasta aquellos donde solo se necesitan un par de cientos de vatios. Por tanto, a la hora de escoger una BFT que se amolde a las características del flujo donde se quiere

instalar, se tendrá una mayor versatilidad en cuanto a qué bomba seleccionar para que se obtenga el mejor rendimiento posible. Además, las BFT pueden trabajar con contrapresión, donde la presión de descarga es superior a la atmosférica mientras que las turbinas convencionales solo funcionan descargando a presión atmosférica.

3.3.3. Desventajas del uso de bombas funcionando como turbinas

Como se ha podido comprobar en el apartado anterior, las BFT presentan una serie de ventajas con respecto a las turbinas que pueden provocar que se seleccione una bomba funcionando como turbina en lugar de una turbina convencional. Sin embargo, también existe un gran abanico de desventajas por parte de las BFT, principalmente operacionales. Las desventajas más comunes son las siguientes:

- Desconocimiento de sus curvas

El hecho de que estas turbinas funcionen como una bomba en su modo inverso implica que la turbomáquina no estará llevando a cabo el trabajo para el que fue diseñada. Esto implica que las curvas que el fabricante estableció para dicha bomba no serán válidas para su uso en el modo turbina. A su vez, los fabricantes no suelen aportar ningún tipo de información o catálogo sobre la operación de las bombas en su modo de trabajo inverso, lo cual provoca que sea difícil implementar este tipo de máquinas en una operación concreta. Entre los fabricantes que proporcionan dichas curvas se encuentra KSB-ITUR.

Para la obtención de las curvas características de una BFT es necesario el montaje de un banco de ensayos en un laboratorio. Por esta razón, a lo largo de los años numerosos autores han llevado a cabo estudios sobre un gran número de bombas operando en sus dos modos de funcionamiento con el fin de obtener modelos estadísticos que sirvan para un determinado grupo o familia de bombas con características similares.

- Ausencia de regulación

Tal y como se ha mencionado al inicio, en la práctica ninguna bomba lleva un sistema de regulación de caudal que permita reducir o aumentar el flujo que atraviesa la turbomáquina en función de las necesidades. Por ello, una de las principales desventajas de estas máquinas es que su uso se suele estancar en aquellas zonas donde se aplique un caudal y altura constantes durante todo el tiempo que la BFT esté funcionando. Se puede llevar a cabo la instalación de una válvula de regulación, pero esto requeriría una mayor inversión inicial y unas pérdidas hidráulicas importantes.

- Rendimiento

Otro de los inconvenientes de las bombas funcionando como turbinas, aunque menos notorio, es su rendimiento. El rendimiento de una bomba funcionando como turbina suele ser levemente inferior a las turbinas convencionales, por lo que éstas últimas suelen ser más productivas que las BFT.

3.3.4. Tipos de BFT en función de altura y caudal

Tal y como se ha presentado previamente, existe una gran variedad de tamaños y potencias desarrolladas por los fabricantes en lo que a bombas se refiere. Es por ello que también existen una gran multitud de bombas funcionando como turbinas con distintas características de funcionamiento, tanto en altura como en caudal, siendo unas BFT más aptas para unos trabajos concretos. A continuación, se expondrá brevemente qué tipos de BFT son más adecuadas en función de estos parámetros según Chapallaz [3].

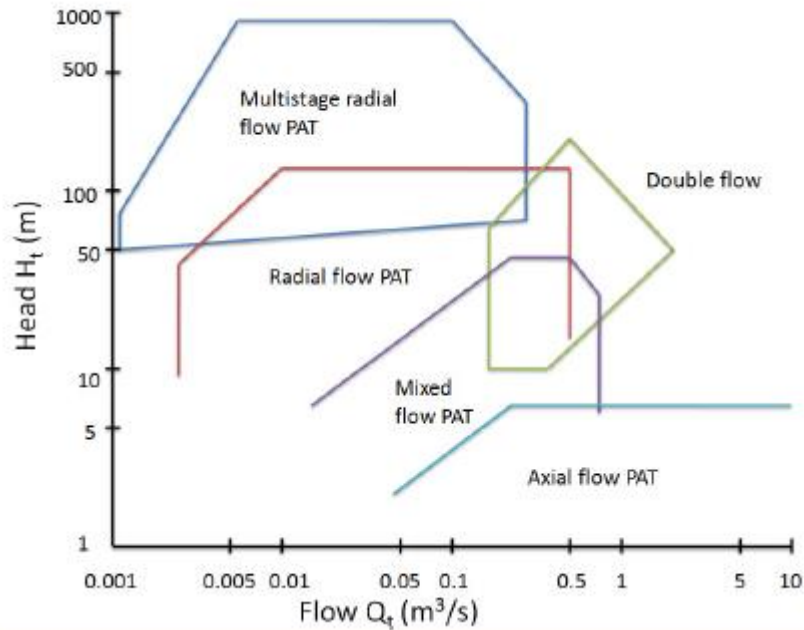


Figura 3.4. Selección del tipo de BFT en función de sus condiciones de trabajo. [38]

Tal y como se puede observar, las bombas funcionando como turbinas de flujo axial son aquellas que pueden operar a mayores caudales, pero la altura a la que se pueden ver sometidas es la menor de todos los tipos de BFT. En el caso de las BFT de flujo radial, mixto y doble cubren un amplio rango tanto de alturas como de caudales y se sitúan en un espectro intermedio entre las BFT de flujo axial y las BFT multietapa. Finalmente se pueden apreciar las BFT multietapa, que son aquellas que operan a las mayores alturas y con un amplio rango de caudales.

3.3.5. Curvas de funcionamiento de una turbina convencional

Como ya se ha comentado previamente, existen diversos tipos de turbinas entre las que se pueden destacar las turbinas axiales (turbina Kaplan), turbinas de flujo transversal (turbina Pelton) o turbinas de flujo mixto (turbina Francis), de forma que cada tipo de turbina está diseñada para un rango de utilización en función de la altura manométrica o el caudal del que se disponga.

Es por ello que no todas las turbinas tienen la misma curva de rendimiento a lo largo de su caudal de operación. En la siguiente figura se representan las distintas curvas de rendimiento que presentan las distintas turbinas a lo largo de su caudal nominal de funcionamiento.

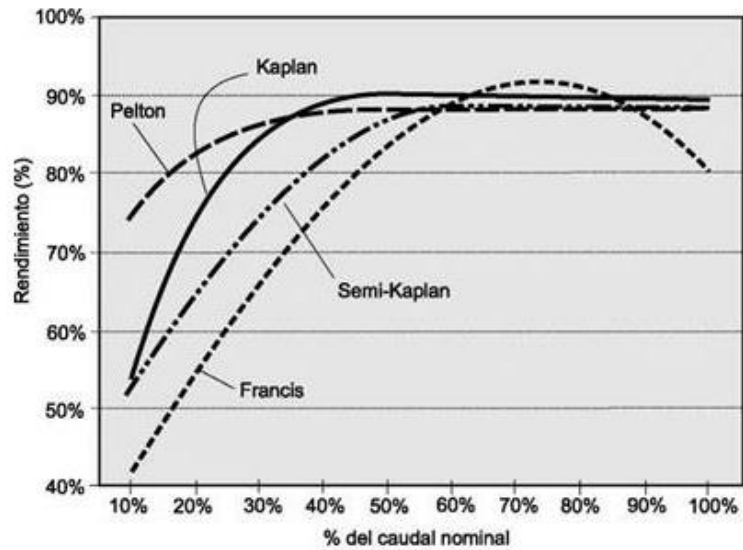


Figura 3.5. Curvas características de rendimiento para distintas turbinas. [53]

De esta figura, se puede extraer que la turbina Pelton tiene una curva de rendimiento relativamente horizontal, llegando incluso a alcanzar eficiencias del 90% en su punto de diseño y obteniendo un 70% de rendimiento para caudales inferiores al 20% del caudal nominal. Por otro lado, la turbina Kaplan también presenta un comportamiento similar al de la turbina Pelton, a diferencia de la turbina Semi-Kaplan, que solo trabaja de forma eficaz a partir del 40% del caudal nominal.

La turbina Francis puede llegar a presentar un rendimiento superior al 90% cuando se encuentra en su punto óptimo de trabajo, aunque su rendimiento es pobre con un caudal inferior al 50% del caudal de diseño.

Otra curva característica de este tipo de turbinas es la curva potencia-velocidad de giro. En la Figura 3.6 se representa esta relación en función del grado de admisión de las turbinas. Se puede apreciar que la curva mencionada tiene forma de parábola y corta al eje de abscisas en dos puntos. Estos puntos de potencia nula corresponden a la turbina con velocidad nula y a la turbina a la velocidad de embalamiento respectivamente.

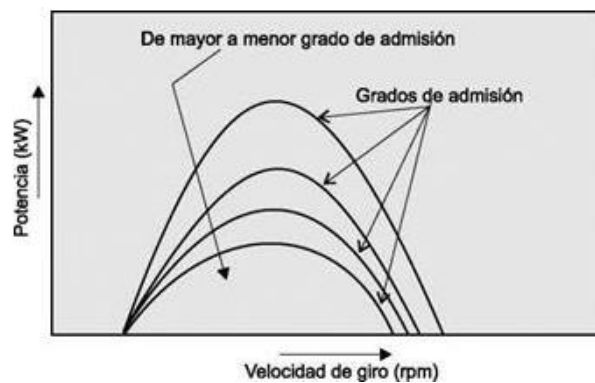


Figura 3.6. Curvas características de rendimiento para distintas turbinas. [53]

También existen otras curvas características de las turbinas, como la curva caudal-altura o caudal-velocidad de giro para una altura dada. Esta última

presenta curvas que son prácticamente lineales, pero con distinta pendiente en función del tipo de turbina. De esta forma, las turbinas Pelton presentan un gradiente nulo, mientras que las turbinas de reacción lenta presentan un gradiente negativo y las de reacción rápida un gradiente positivo.

3.3.6. Curvas de funcionamiento de una BFT

Para llevar a cabo una comparación o selección de una bomba funcionando como turbina, es necesario poder conocer las características de esa BFT en concreto para su rango de trabajo completo. Con el objetivo de dar solución a este problema existen las curvas características de las bombas operando tanto en modo bomba como en modo turbina. Se pueden encontrar distintos tipos de gráficas en las que se representan los parámetros más característicos, como la altura, el caudal, el rendimiento y la potencia.

A continuación, se expone una gráfica general de una bomba en sus dos modos de funcionamiento:

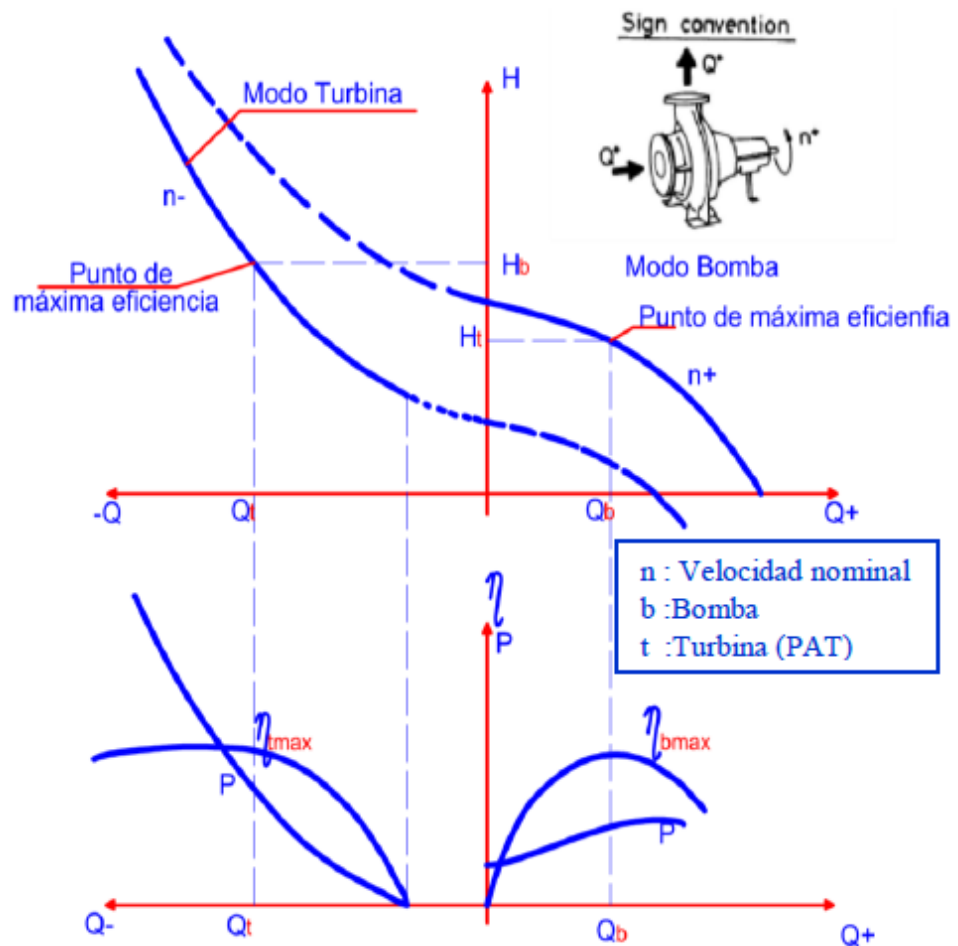


Figura 3.7. Curva característica de una bomba en sus dos modos de funcionamiento. [41]

Como se puede observar, existen distintos tipos de gráficas que aportan información sobre la bomba, como por ejemplo caudal-altura, potencia-caudal y rendimiento-caudal. Cabe destacar que el caudal positivo se da en el caso de funcionamiento en modo bomba y el negativo en el caso de funcionamiento en

modo turbina. Esta diferencia de caudales positivos y negativos es debida al criterio de signos establecido. Tal y como se puede apreciar, el punto de mayor eficiencia en el modo bomba no coincide con el punto de mayor eficiencia en el modo turbina.

A modo de ejemplo, se expondrán las curvas características de la BFT OMEGA 125-290A, las cuales han sido proporcionadas por la empresa KSB.

En la Figura 3.8 se puede apreciar la curva característica altura frente a caudal de la bomba Omega 125-290A, donde se observa una relación creciente del caudal en función de la altura manométrica, con un caudal mínimo y un caudal máximo de operación.

En la Figura 3.9 se pueden apreciar las curvas de rendimiento y potencia de la BFT, en las que se observa la existencia de un rendimiento máximo que no coincide con el caudal máximo de operación, así como una curva de potencia prácticamente de tendencia lineal que aumenta en función del caudal turbinado.

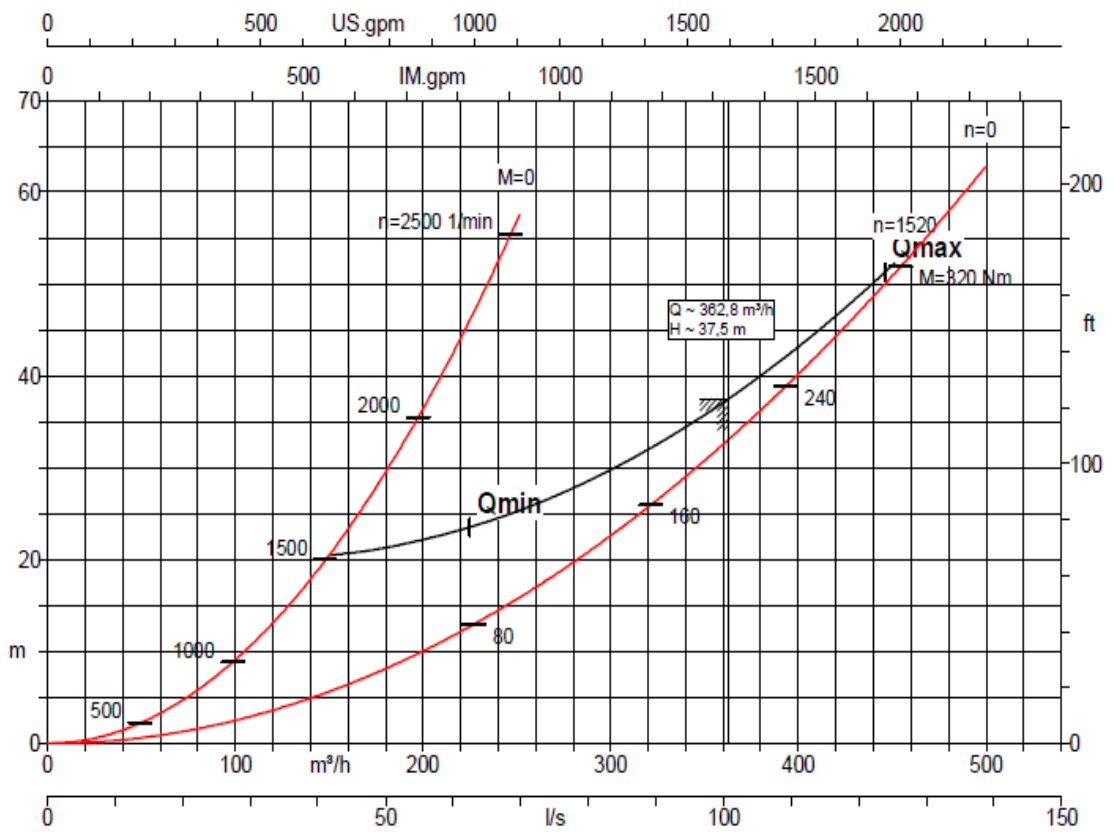


Figura 3.8. Ejemplo de curvas características de caudal y altura de la BFT Omega 125-290A [52]

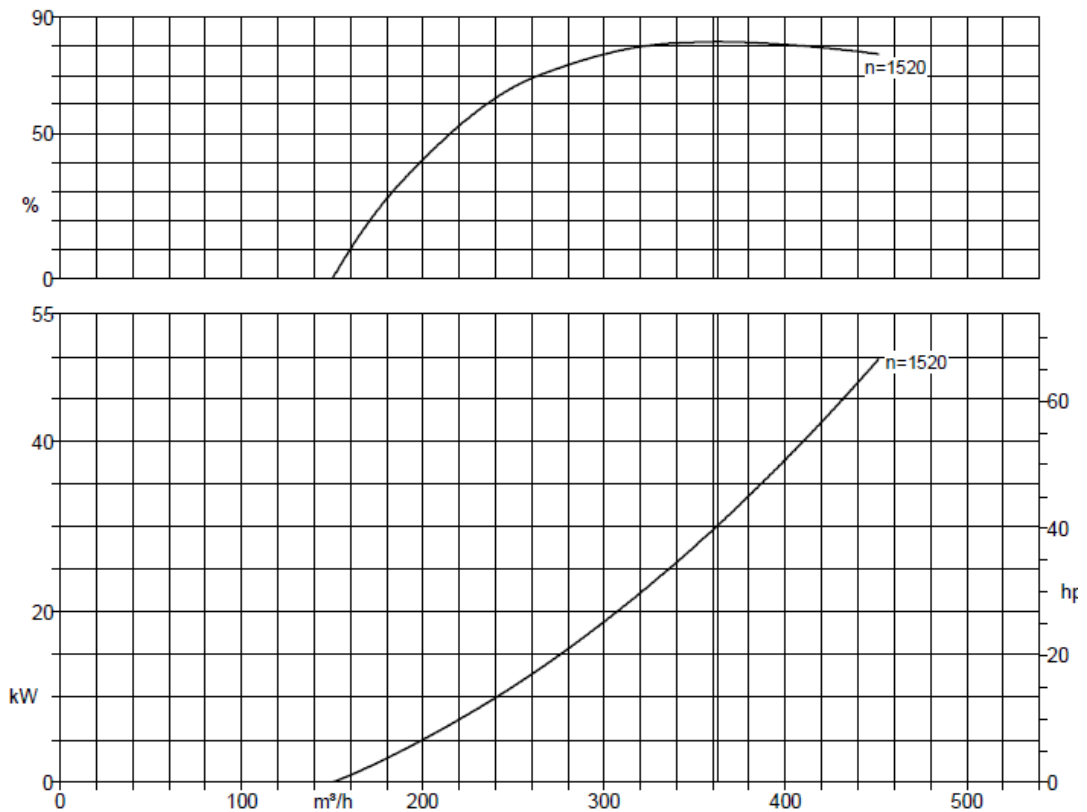


Figura 3.9. Ejemplo de curvas características de rendimiento y potencia de la BFT Omega 125-290A. [52]

Además, de estas gráficas, también se puede llevar a cabo la representación de los parámetros adimensionales que representan a distintas familias de bombas con características similares. En este caso se representan las siguientes magnitudes explicadas en el Capítulo 2: ‘ Ψ ’ que es el coeficiente de altura, ‘ Φ ’ que es el coeficiente de caudal, ‘ π ’ que es el coeficiente de potencia y ‘ η ’ que es el rendimiento o eficiencia. Todas estas variables adimensionales se pueden representar gráficamente como función de una sola variable adimensional, recogidas en un solo gráfico donde se muestran las curvas características para una misma familia de bombas que comparten dichos parámetros. La Figura 3.10 es un ejemplo de la forma que podrían tener dichas curvas características.

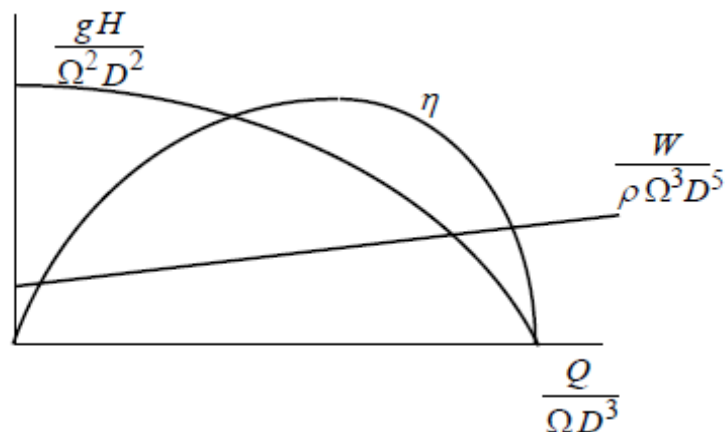


Figura 3.10. Ejemplo de curvas características adimensionales de una bomba centrífuga. [39]

Las curvas características adimensionalizadas no solo son válidas para la predicción, sino que, son comunes a todas las bombas que presenten características similares entre ellas, denominadas como familias de bombas. Es decir, si se lleva a cabo la experimentación en laboratorio de un determinado número de bombas centrífugas con características similares entre ellas, el resultado de las curvas adimensionales resultantes deberá ser prácticamente la misma para todas las bombas.

3.4. Descripción del banco de ensayos disponible

Para la realización de los ensayos que permitan describir la variación de los principales parámetros característicos de las bombas funcionando como turbinas es necesario tener un banco de ensayos adecuado a las necesidades.

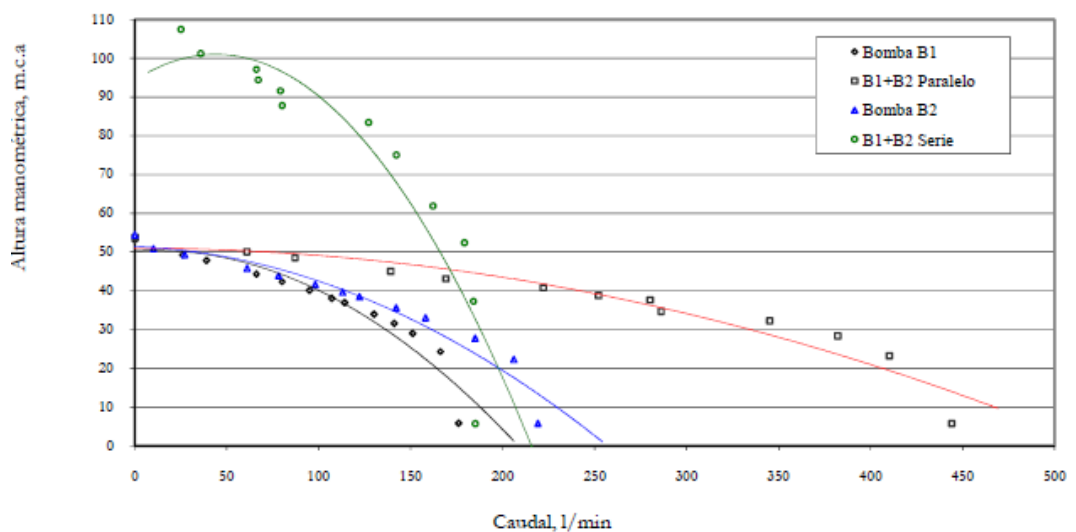
El caso que acontece para la realización de este trabajo de fin de grado es un banco de pruebas para una bomba circuladora de baja potencia, entorno a los 100 vatios, instalado en el edificio ELDI de la Universidad Politécnica de Cartagena (UPCT). A continuación, se expondrán los componentes que conforman la instalación hidráulica, distinguiendo entre los componentes electrónicos y los componentes hidráulicos.

3.4.1. Componentes hidráulicos

El banco de ensayos está compuesto por los siguientes componentes hidráulicos:

- Bombas B1 y B2. {2 y 3}

Estas bombas son las encargadas de impulsar el agua por las tuberías desde el depósito de acumulación hasta las distintas secciones de la instalación. Cabe destacar que en la instalación que se muestra en la Figura 3.12 se realizan diversas prácticas en las que también se utilizan algunos de los componentes mostrados. Por tanto, no todos los componentes de la instalación serán utilizados en el desarrollo de este tipo de ensayos. Las curvas de las prestaciones de las bombas B1 y B2 son las siguientes:



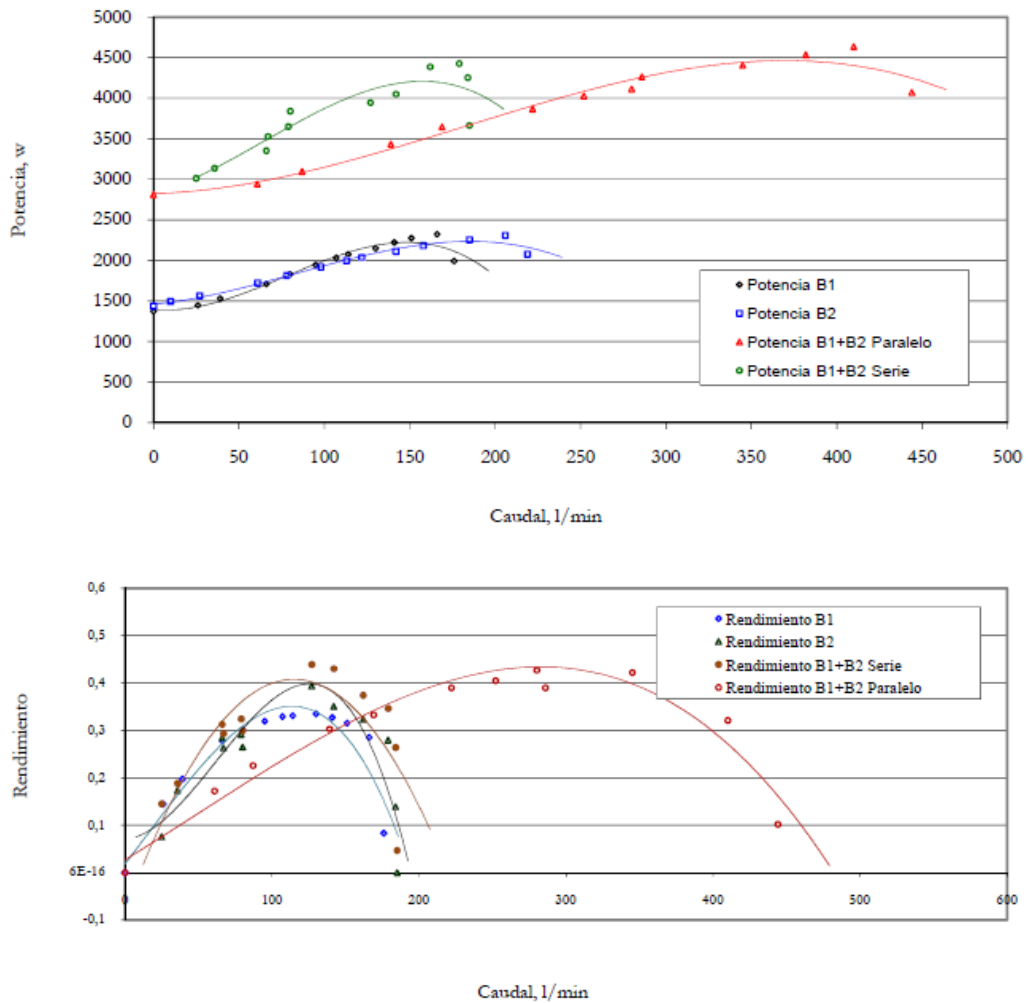


Figura 3.11. Curvas características de las bombas B1 y B2. [40]

- Manómetros. {8 y 13}

Con el objetivo de tener un control de la presión de las bombas de impulsión, se encuentran instalados dos manómetros en cada bomba. Uno de ellos estará situado aguas arriba de cada bomba y el restante se situará aguas debajo de cada bomba. Además, también se tiene instalado un manómetro aguas debajo y aguas arriba de la BFT. Cabe destacar que las medidas de estos manómetros únicamente influirán en el control del estado de las bombas, por lo que no serán usados en los cálculos de la BFT.

- Tuberías.

Las tuberías conectan todos los componentes de la instalación de forma estanca, permitiendo el flujo desde las bombas de impulsión hasta la BFT. Están compuestas de PVC rígido con distintos diámetros en función de la sección. De esta forma, se tiene un diámetro interior de 67,8 mm en la aspiración de las bombas y de 45 mm en la impulsión.

- Depósito. {1}

El depósito se encarga de acumular el agua de forma estanca. Está compuesto de acero inoxidable y se conecta a las bombas por su parte inferior y al final del circuito hidráulico en su parte posterior.

- BFT. {9}

La BFT es de la marca WILO cuyo modelo es el IPL 25/80-0,12/2, suministrada por la empresa ACUATEC, se trata de una bomba trifásica de 2 polos, cuya potencia nominal es de 120 vatios, su velocidad nominal es de 2780 rpm y el diámetro del rotor es de 78 milímetros.

- Válvulas. {5, 4 y 7}

Para controlar el flujo de agua que circula por la bomba funcionando como turbina, se dispone de una serie de válvulas manuales de regulación de caudal. Posteriormente se explicará la función de cada una de ellas y el procedimiento para regular el caudal.

3.4.2. Componentes electrónicos y sensores

- Caudalímetro. {6}

Para medir el caudal hay instalado un caudalímetro ultrasónico de la marca Octave con conexión roscada DN50 y su señal se manda al datalogger para ser registrada.

- Tacómetro.

Para medir el régimen de giro de la BFT se usa un tacómetro. Este sensor está acoplado a la parte superior de la BFT y su señal se manda al datalogger para ser registrada.

- Transductores de presión. {8 y 13}

Los transductores de presión se encuentran instalados junto a los manómetros tanto aguas arriba como aguas debajo de la BFT. Estos sensores tienen un rango de 0-10 bar y su señal también es enviada al datalogger para ser registrada.

- Variadores de frecuencia. {11}

Además de las distintas válvulas de control, también se dispone de variadores de frecuencia para cada una de las dos bombas. Esto permitirá un mayor control sobre el flujo que pasa por la BFT.

- Cuadro de control. {12}

El cuadro de control es de la marca AQUATEC, contiene unas baterías que almacenan la energía producida por la BFT para posteriormente ser descargadas mediante unos focos LED.

- Focos led. {14}

La instalación dispone de 4 focos LED de media potencia, que actúan como cargas a la instalación y permiten la descarga de las baterías.

- Interruptores Automáticos. {15}

La instalación cuenta con una serie de interruptores automáticos, que dotan de un mayor grado de seguridad a la instalación frente a posibles fallos eléctricos.

- Instrumentación para la toma de medidas.

- Fuente de alimentación. {16}

Tanto los sensores como el dispositivo de registro de datos necesitan de una alimentación en corriente continua. Para satisfacer esta demanda existe una fuente de alimentación de la marca OMRON, cuya salida es de 24 VDC.

- Datalogger. {17}

Para registrar todas las medidas de los sensores se tiene instalado un datalogger de la marca Microcom. Este datalogger está compuesto por dos módulos: el módulo M102, que es un módulo maestro con CPU, modem GSM/GPRS, 8 ED, 4EA y 1SD e interfaz MODBUS RTU RS485 y que admite hasta 16 módulos de ampliación y el módulo M120, que se trata de un módulo de ampliación para obtener 4 entradas analógicas adicionales.

- Divisor de frecuencia. {18}

Este módulo se encarga de adecuar la señal producida por el tacómetro a una señal que pueda ser leída y registrada por el datalogger.

- Convertidor tensión-intensidad. {19}

El módulo de conversión tensión-intensidad se encarga de convertir las señales de tensión e intensidad a otras señales de tensión e intensidad que están normalizadas en el datalogger.

- Analizador de red {20}

El analizador de red es un instrumento que sirve para medir los parámetros eléctricos dentro de un sistema trifásico. Este dispositivo permite leer las lecturas en el display que posee.

- Ordenador.

El ordenador puede ser utilizado para visualizar en tiempo real los datos registrados por el datalogger mediante la aplicación Zeus Web. Además, también almacena los históricos de las medidas tomadas cada 10 segundos de todos los sensores en una base de datos que puede ser procesada para obtener la información deseada.

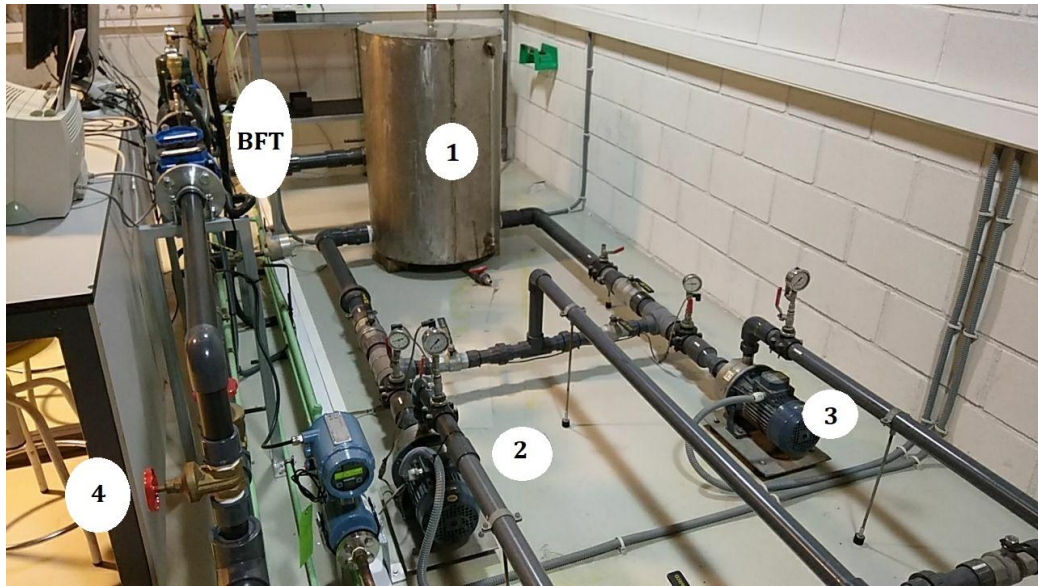


Figura 3.12. Instalación de las bombas del banco de pruebas.

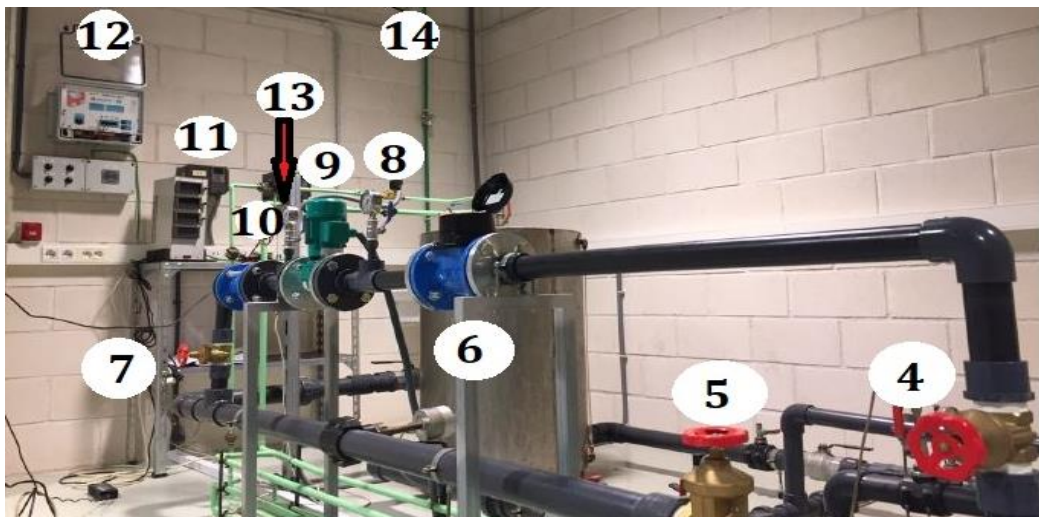


Figura 3.13. Instalación de la BFT del banco de pruebas. [40]



Figura 3.14. Instrumentos electrónicos para el registro de datos y protección de la instalación.



Figura 3.15. Analizador de red de la instalación.

3.5. Procedimiento de ensayo para obtener los parámetros característicos de la BFT

En este apartado se llevará a cabo la explicación de las actuaciones necesarias que se tendrían que llevar a cabo con el objetivo de poder obtener los valores de los parámetros característicos de la bomba funcionando como turbina. Para ello se llevará a cabo la medida de distintos parámetros en la instalación, como el régimen de giro de la BFT, el par creado en el eje de la BFT, el caudal que circula por el rotor de la misma, las presiones que se generan aguas arriba y aguas abajo de la BFT y las tensiones e intensidades generadas en cada una de las tres fases que componen la salida del motor asíncrono que lleva incorporada la BFT.

Una vez realizados los ensayos necesarios que permitan obtener los valores requeridos por parte de los sensores, se llevará a cabo la adquisición de los datos para compararlos con una serie de modelos estadísticos que se explicarán en capítulos posteriores.

3.5.1. Instrucciones a la hora de llevar a cabo los ensayos de la BFT en el laboratorio

Para poder obtener los valores de los parámetros característicos de la BFT, es necesario establecer el funcionamiento de la turbina en un régimen deseado. De esta forma, se podrá regular la cantidad de fluido que circula por la BFT mediante la regulación de las válvulas V1, V2 y V3. Estas válvulas son las representadas en la siguiente figura:



Figura 3.16. Válvulas de control de flujo. [40]

Para la toma de datos, se ha de seguir el siguiente esquema:

- 1) Lo primero que se ha de hacer es preparar el circuito para la puesta en funcionamiento de la bomba o bombas de impulsión. Para ello se abrirá por completo la válvula V1 y se cerrarán por completo las válvulas V2 y V3. Asimismo, se desconectará el banco de resistencias de la BFT.
- 2) El paso siguiente consistirá en poner en funcionamiento las bombas necesarias para llevar a cabo el ensayo. Para ello se hará uso de los variadores de frecuencia de cada motor, estableciendo un funcionamiento en régimen nominal de las bombas necesarias.
- 3) Tras la puesta en marcha de las bombas se establecerá el valor de la carga resistiva y se hará circular fluido por la BFT, por lo que se tendrán que abrir las válvulas V2 y V3 y se irá cerrando la válvula V1 en función del caudal que se quiera hacer circular por la BFT. Asimismo, se deberá conectar el banco de resistencias a la BFT.
- 4) Una vez que la BFT se encuentra girando en régimen permanente, se podrá modificar tanto el caudal como la altura con el fin de llevar a la BFT al régimen de giro al que se quiere hacer el ensayo.
- 5) Una vez establecido el régimen de funcionamiento deseado mediante la apertura o cierre parcial de las válvulas V1, V2 y V3, se ha de dejar la instalación funcionando durante unos minutos para poder tomar las lecturas mediante SCADA o se pueden tomar los datos de forma manual en tiempo real mediante los distintos instrumentos de medición.
- 6) Para cambiar el punto de funcionamiento de la BFT se tendrá que modificar el valor de la carga resistiva mediante los reostatos de cada fase. Finalmente, se deberán modificar tanto el caudal como la altura para volver al régimen de giro del ensayo. Este procedimiento se deberá realizar tantas veces como puntos de funcionamiento se quieran representar en el ensayo.

3.5.2. Obtención de los valores ofrecidos por los sensores

Para llevar a cabo la obtención de los parámetros característicos de las bombas funcionando como turbinas se pueden llevar a cabo tres métodos: método manual, mediante SCADA y mediante una base de datos.

3.5.2.1. Método manual

El método manual es la forma más fácil e instantánea para tomar las medidas de los distintos parámetros y se realiza en la propia instalación mientras la BFT se encuentra funcionando en el punto de operación deseado. Para obtener las medidas de esta manera es necesario estar provisto de un tacómetro para medir el régimen de giro de la BFT, y tomar las medidas de caudal, presiones y par de los sensores que la instalación hidráulica tiene colocados. Una vez que se tomen los datos de velocidad de giro, presión aguas arriba, presión aguas abajo, par, tensión generada e intensidad generada se podrán realizar los distintos cálculos para obtener sus curvas de funcionamiento.

3.5.2.2. Mediante SCADA

Este método de obtención de datos es más lento que el método manual y tiene como inconveniente que ofrece una sola medida cada varios minutos. De esta forma, para obtener los datos será necesario tener abierta la aplicación SCADA o su versión web, que es propia de la instalación, donde serán enviados los valores de los sensores que han sido enviados a un datalogger previamente. Los valores de presiones, velocidades de giro, caudales y potencias aparecerán en pantalla y para obtener las curvas características de la BFT solo será necesario hacer un tratamiento de los datos recopilados.

3.5.2.3. Mediante base de datos

Este método es el más complicado de los expuestos previamente. Sin embargo, es el método más efectivo y completo de los tres. Los sensores que tiene instalados el banco de pruebas están conectados a un datalogger, que recibe y envía los datos hacia un servidor. Por otro lado, el servidor que recibe los datos realiza dos funciones: enviar datos y guardar datos. Esto significa que la primera de sus funciones es la que se ha usado para obtener los datos mediante la aplicación web o la aplicación propia del ordenador. La segunda función es la más interesante, ya que el datalogger envía los valores recibidos de los sensores al servidor cada 10 segundos, por lo que se tiene una muestra de datos bastante amplia con la que trabajar de entorno 6 tomas de datos por minuto. Estos valores son recibidos en forma de base de datos por el ordenador, que los almacena en una de las carpetas del mismo.

Otra de los inconvenientes que tiene este método se puede apreciar a la hora de buscar los datos requeridos, ya que la base de datos te muestra todos y cada uno de los valores almacenados durante todo el tiempo de funcionamiento y no funcionamiento de la instalación. Por ello, es necesario buscar los datos requeridos mediante sentencias SQL, usando un sistema de gestión de bases de datos como por ejemplo SQLite.

A continuación, se ejemplificará una búsqueda de datos aleatoria junto con los pasos a seguir.

- 1) Es necesario abrir el software y cargar la base de datos.

The screenshot displays a software interface with a data table and a cell editor. The table, titled 'Historicos', has columns: N_ORDEN, Estacion, Fecha, Motivo, Canal, and Dato. The cell editor on the right shows the value '272541' and indicates the data type is 'Texto / Numérico' with a length of 6 characters.

	N_ORDEN	Estacion	Fecha	Motivo	Canal	Dato
1	272541	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	0	0.0
2	272542	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	1	0.037
3	272543	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	2	0.0
4	272544	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	3	0.012
5	272545	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	29	0.0
6	272546	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	30	0.0
7	272547	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	31	0.0
8	272548	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	32	0.0
9	272549	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	33	0.0
10	272550	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	34	0.0
11	272551	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	35	0.0
12	272552	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	36	0.0
13	272553	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	37	0.0
14	272554	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	38	0.0
15	272555	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	39	0.0
16	272556	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	40	0.0
17	272557	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	41	0.0
18	272558	BANCO UPCT	2020-01-23 0...	0	42	0.0

Figura 3.17. Carga de la base de datos en el software.

- 2) Una vez que se ha abierto la base de datos, se puede observar que hay alrededor de 10 millones de datos, por lo que hay que seleccionar los deseados. Para ello se puede hacer uso de la fecha y hora a la que se ha realizado cada ensayo, siendo útil separar los ensayos que se hagan por unos minutos.

Para acotar la búsqueda se seleccionará la fecha y hora inicial y final del ensayo realizado y se introducirá el siguiente comando:

```
SELECT * FROM Historicos WHERE Fecha BETWEEN '2020-01-27 10:32:40.000' AND '2020-01-27 10:32:50.000'
```

De esta forma se tendrán los valores de los sensores (correspondientes a los distintos canales) durante el ensayo realizado.

Estructura Hoja de datos Editar pragmas Ejecutar SQL

Tabla: canales_estaciones Nuevo registro, Borrar registro

	estacion	id_canal	nombre_canal	tipo_canal	unidad_canal	ultimo_valor	a_mostrar_e
	Filtro	Filtro	Filtro	Filtro	Filtro	Filtro	Filtro
3	BANCO UPCT	2	PRESION ABAJO	Analog	bar	0.357	True
4	BANCO UPCT	3	PRESION ARRIBA	Analog	bar	1.355	True
5	BANCO UPCT	29	V1	Modbus	p	0.0	True
6	BANCO UPCT	30	V2	Modbus	mV	0.0	True
7	BANCO UPCT	31	V3	Modbus	mV	0.0	True
8	BANCO UPCT	32	Vsum	Modbus	mV	0.0	True
9	BANCO UPCT	33	I1	Modbus	mA	0.0	True
10	BANCO UPCT	34	I2	Modbus	mA	0.0	True
11	BANCO UPCT	35	I3	Modbus	mA	0.0	True
12	BANCO UPCT	36	Isum	Modbus	mA	0.0	True
13	BANCO UPCT	37	FDP1	Modbus		0.0	True
14	BANCO UPCT	38	FDP2	Modbus		0.0	True
15	BANCO UPCT	39	FDP3	Modbus		0.0	True
16	BANCO UPCT	40	FDPsum	Modbus		0.0	True
17	BANCO UPCT	41	Ssum	Modbus	mVA	0.0	True
18	BANCO UPCT	42	Psum	Modbus	mW	0.0	True
19	BANCO UPCT	43	Qsum	Modbus	mvar	0.0	True

Figura 3.18. Algunos de los canales y su variable asignada.

Una vez introducido el comando correspondiente en el cuadro de diálogo de “Ejecutar SQL”, aparecerán las medidas de los sensores que cumplen con las restricciones impuestas. A cada canal le corresponderá un valor determinado, que tendrán que ser trabajados posteriormente para obtener las curvas características de la bomba funcionando como turbina.

En la siguiente figura se muestra el resultado que se obtendría de la búsqueda de los valores obtenidos en un ensayo realizado el 27 de enero de 2020 entre las 10:32:40 y las 10:32:50 de la mañana.

Estructura Hoja de datos Editar pragmas Ejecutar SQL

SQL 1 SQL 1

```
1 SELECT * FROM Historicos WHERE Fecha BETWEEN '2020-01-27 10:32:40.000' AND '2020-01-27 10:32:40.000'
```

	N_ORDEN	Estacion	Fecha	Motivo	Canal	Dato
1	455783	BANCO UPCT	2020-01-27 10:32:40.000	0	0	0.0
2	455784	BANCO UPCT	2020-01-27 10:32:40.000	0	1	27.044
3	455785	BANCO UPCT	2020-01-27 10:32:40.000	0	2	0.616
4	455786	BANCO UPCT	2020-01-27 10:32:40.000	0	3	1.946
5	455787	BANCO UPCT	2020-01-27 10:32:40.000	0	29	152.298
6	455788	BANCO UPCT	2020-01-27 10:32:40.000	0	30	153.301

Resultado: 120 filas devueltas en 6292ms
 En la línea 1:
 SELECT * FROM Historicos WHERE Fecha BETWEEN '2020-01-27 10:32:40.000' AND '2020-01-27 10:32:40.000'

Figura 3.19. Búsqueda mediante comando SQL.

En resumen, se pueden llevar a cabo las mediciones de cualquiera de los tres métodos propuestos en función de las necesidades y capacidades existentes, sin embargo, se aconseja este último método, ya que permite obtener una mayor cantidad de información que puede ser contrastada y comparada con el objetivo de evitar errores de medición puntuales que podrían influir negativamente en la obtención final de las curvas de prestaciones de la BFT ensayada.

Capítulo 4. Sistemas de regulación, control y medida de par. Selección del sistema más adecuado. Solución propuesta.

En este capítulo se llevará a cabo el estudio de tres aspectos fundamentales a la hora de poder desarrollar un sistema completo que permita la obtención de las curvas características de una bomba funcionando como turbina en un banco de ensayos.

En primer lugar, se estudiará la conexión inicial que se deberá de realizar en el generador asíncrono de la BFT, con el objetivo de que pueda comenzar a generar energía. Para ello existen distintos métodos, los cuales se explicarán brevemente para comentar las ventajas y desventajas de los mismos.

Una vez explicada la conexión del generador de la BFT, se llevará a cabo el estudio de las tecnologías existentes actualmente que permitan obtener la medida de par generada en el eje de la BFT, teniendo en cuenta las ventajas y desventajas que conllevan la elección de cada una de ellas para el banco de ensayos actual. Finalmente, quedará por investigar el control y regulación del par desarrollado por la BFT. Para ello, se llevará a cabo un estudio de los distintos sistemas existentes, así como la adecuación de los mismos para el banco de ensayos existente.

Tras la indagación de los sistemas de conexión y tecnologías existentes, se procederá a seleccionar la técnica más adecuada, con el objetivo de ser instalada en el banco de ensayos del laboratorio de máquinas hidráulicas de la UPCT.

4.1. Sistemas de conexión de la BFT para la generación de energía. Ventajas e inconvenientes.

En este apartado se abordará la investigación de distintos modos de conexión que se deben realizar entre la BFT y la carga a la que se le quiere someter, con el objetivo de obtener la generación de energía por parte de la BFT. Para ello, se llevará a cabo un desarrollo y explicación de distintos métodos de conexión junto con sus ventajas y desventajas respecto a otros métodos.

En primer lugar, se ha de señalar que existen distintos motores que pueden actuar como generador al conectarlos a una turbina. Tanto motores asíncronos como motores síncronos pueden ser utilizados en la generación de energía. Para este trabajo, se llevarán a cabo las propuestas pertinentes teniendo en cuenta que el generador a usar será un motor asíncrono de jaula de ardilla o motor de inducción. Además, este tipo de motor es el más usado en el mercado de las bombas por lo que la mayoría de investigaciones y aplicaciones reales tendrán un motor de inducción actuando como generador.

Sin embargo, el motor de inducción tiene un gran inconveniente con respecto a otros motores como el motor síncrono. El generador síncrono está formado por imanes permanentes que le permiten llevar a cabo la generación de energía incluso cuando está desconectado de la red eléctrica. Por el contrario, el motor de inducción es incapaz de funcionar en modo generador sin su conexión a la red. Este hecho se explica debido a que en el motor de inducción se necesita que el estator esté magnetizado por la red eléctrica antes de comenzar a generar. En esencia, el propio generador no puede producir la energía reactiva suficiente, por lo que esa energía reactiva debe ser

aportada o por la red eléctrica o mediante otro elemento, como por ejemplo el uso de condensadores.

Este problema se puede solucionar dependiendo de los dos métodos de conexión que se pueden dar. A continuación, se presentan dichos métodos.

4.1.1. Generación mediante conexión a la red eléctrica.

Este método de conexión se caracteriza principalmente por la conexión directa del generador a la red eléctrica. Cabe destacar que el generador usado en este trabajo es trifásico, por lo que los esquemas que se presentarán estarán referidos de forma trifásica. En la siguiente figura se expone el tipo de conexión.

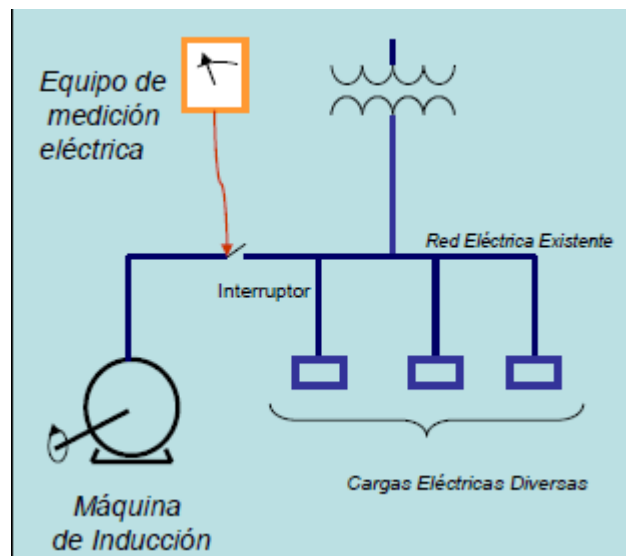


Figura 4.1. Esquema de conexión de la BFT conectada a la red eléctrica [43]

Para llevar a cabo la generación de energía mediante este método de conexión en el banco de ensayos del laboratorio de máquinas hidráulicas de la UPCT, se pueden seguir los siguientes pasos, donde las válvulas V1, V2 y V3 son las representadas en la Figura 3.12.

- Abrir completamente la válvula V1 de la instalación y cerrar por completo las válvulas V2 y V3. Con esto se conseguirá un flujo nulo que atraviese la BFT.
- Conectar las bombas necesarias (B1 y B2) mediante sus correspondientes variadores de frecuencia, de forma que trabajen a su régimen nominal.
- Tras este paso, se llevará a cabo la apertura total de las válvulas V2 y V3 y un cierre parcial de la válvula V1 hasta que se consiga un régimen de giro de la BFT levemente inferior a la velocidad de sincronismo.
- Una vez que se ha alcanzado este régimen de giro en la BFT, se procederá a conectar la BFT a la red eléctrica de forma que el sentido de giro con la conexión eléctrica sea el mismo que el que lleva la BFT sin dicha conexión.

- Cuando se haya conectado la BFT a la red eléctrica, se irá estrangulando progresivamente la válvula V1 de forma que el régimen de giro de la BFT supere la velocidad de sincronismo.
- Una vez que la máquina esté conectada a la red y adquiera una velocidad superior a la de sincronismo, se podrá comprobar que la bomba está generando energía a la red.

La ventaja principal de este tipo de conexión es que no es necesario un banco de condensadores que permitan iniciar la producción de energía, ya que la energía reactiva la aporta la propia red eléctrica. Sin embargo, esta conexión también tiene un problema principal y está referida a la frecuencia de la red. La frecuencia eléctrica del laboratorio donde está instalada la BFT es fija y tiene un valor de 50 Hz y la frecuencia a la que una máquina de inducción genera la energía viene dada por la siguiente expresión:

$$f = \frac{P \cdot N}{60} \quad (Ec 4.1)$$

Donde “f” es la frecuencia en Hercios, “P” es el número de pares de polos en el generador, y “N” es el régimen de giro en revoluciones por minuto.

De la ecuación 4.1 se puede deducir que una pequeña variación en la velocidad de rotación del generador podría producir una frecuencia distinta a la de la red eléctrica y finalmente desembocar en problemas eléctricos severos.

4.1.2. Generación aislada.

El método de generación aislada permite llevar a cabo la generación de energía eléctrica de forma autónoma sin necesidad de hacer uso de la red eléctrica. Este método de conexión se caracteriza principalmente por la necesidad de conexión del generador asíncrono a un banco de condensadores. Estos condensadores se encargarán de suministrar la energía reactiva necesaria al motor de inducción para que pueda producir energía, y que en el anterior caso era proporcionada por la propia red eléctrica. A continuación, se expone el esquema de conexiones necesario en la BFT.

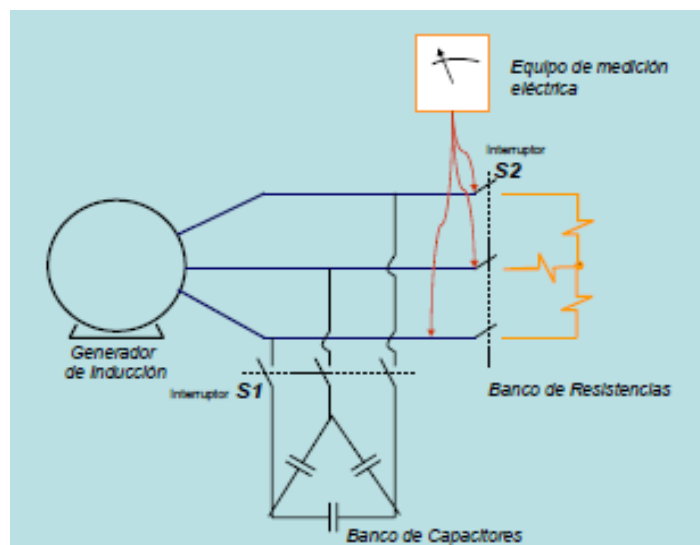


Figura 4.2. Esquema de conexión de la BFT conectada de forma aislada [43]

Para llevar a cabo la generación de energía mediante esta conexión en el banco de pruebas, es necesario seguir los siguientes pasos:

- Abrir completamente la válvula V1 de la instalación y cerrar por completo las válvulas V2 y V3. Siendo este paso igual que en el caso anterior.
- Conectar las bombas necesarias mediante sus correspondientes variadores de frecuencia, de forma que trabajen a su régimen nominal al igual que en la conexión anterior.
- Tras este paso, se llevará a cabo la apertura total de las válvulas V2 y V3 y un cierre parcial de la válvula V1 hasta que se consiga un régimen de giro de la BFT igual a la velocidad de sincronismo del motor. Esta velocidad de sincronismo puede ser calculada mediante la ecuación 4.1 si es necesario.
- Una vez que el motor se encuentra girando a su velocidad de sincronismo se mide el voltaje en los bornes del motor y se comprueba que exista un pequeño voltaje. Este voltaje será el indicador de que en el generador existe un pequeño magnetismo remanente, el cual es necesario para su funcionamiento inicial. En caso de no existir dicho magnetismo, será necesario conectar la BFT en modo motor momentáneamente o suministrarle corriente continua al estator del motor.
- Una vez que se hayan realizado los pasos anteriores, se procederá a cerrar el interruptor que se encuentra entre los condensadores y el motor de la BFT. Estos condensadores se encargarán de proporcionar la potencia reactiva que la máquina asíncrona toma en vacío cuando funciona en su modo motor.
- A continuación, se procederá a medir la tensión existente entre los terminales del generador. Si se han llevado a cabo correctamente los pasos anteriores, se deberá obtener un voltaje y frecuencia muy similar a los de la placa de características del motor.
- Finalmente, una vez que se hayan cumplido satisfactoriamente todos los pasos, se podrá conectar la BFT a las cargas correspondientes, manteniendo siempre el régimen de giro un poco superior a la velocidad de sincronismo en el rotor del generador.

Al igual que en el primer método de conexión, se presentan una serie de ventajas y desventajas con este método. En cuanto a las desventajas se puede destacar que es obligatorio la presencia de un banco de condensadores, por lo que se deberá de ampliar la inversión en el proyecto. Además, es necesario el cálculo de los condensadores de dicho banco, por lo que la complejidad del sistema aumenta. En cuanto a las ventajas de este método, se puede resaltar su independencia de la red eléctrica. En el caso anterior no se podía operar sin una red eléctrica trifásica, pero en este caso se podría operar de forma aislada en cualquier parte del mundo sin la necesidad de depender de la red eléctrica.

4.1.3. Generación semi-aislada.

Este tipo de conexión tiene particularidades tanto del método de conexión aislado como del método de conexión a la red eléctrica. Se suele usar cuando el banco de condensadores instalados no es capaz de aportar la suficiente energía reactiva inicial, siendo necesario el aporte de dicha energía por otra fuente. En este tipo de conexión se hace uso tanto del banco de condensadores como de la red eléctrica trifásica. A continuación, se muestra un esquema de la conexión.

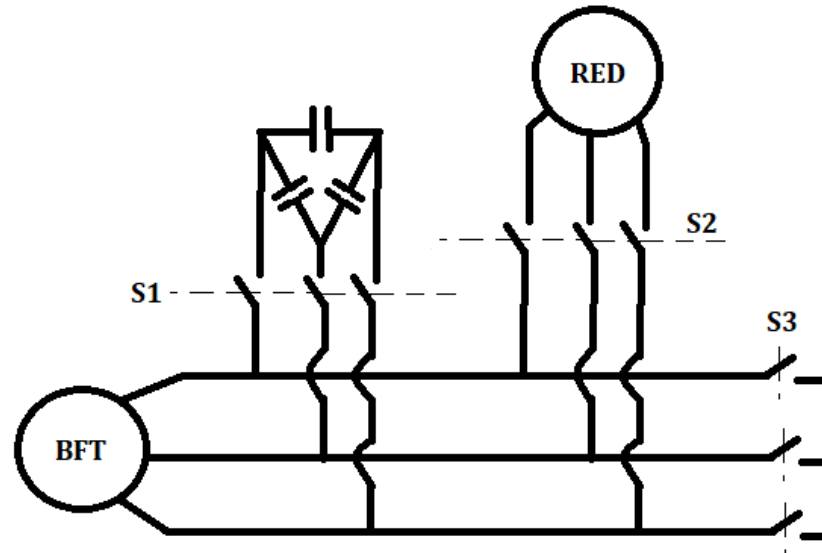


Figura 4.3. Esquema de conexión de la BFT conectada de forma semi-aislada.

Para llevar a cabo la generación de energía mediante esta conexión en el banco de pruebas, es necesario seguir los siguientes pasos:

- En primer lugar, se establecerá el cierre del interruptor S1, que se mantendrá en su posición cerrada durante todo el ensayo. Asimismo, se procederá a abrir el interruptor S3, desconectando las cargas de la instalación. Una vez que se haya realizado este paso, la instalación estará preparada para comenzar los ensayos.
- Abrir completamente la válvula V1 de la instalación y cerrar por completo las válvulas V2 y V3. Este paso se realizará igual que en los casos anteriores.
- Conectar las bombas necesarias mediante sus correspondientes variadores de frecuencia, de forma que trabajen a su régimen nominal al igual que en las conexiones anteriores.
- Tras este paso, se llevará a cabo la apertura total de las válvulas V2 y V3 y un cierre parcial de la válvula V1 hasta que se consiga un régimen de giro de la BFT igual a la velocidad de sincronismo del motor.
- Una vez que se ha alcanzado la velocidad de sincronismo, se procederá a cerrar el interruptor S2, con las fases del motor correctamente conectadas en función del sentido de giro que presentaba cuando estaba siendo impulsado por el fluido, hasta que los condensadores se carguen completamente.

- Una vez que los condensadores se han cargado, se puede proceder a la apertura del interruptor S2.
- Cuando todos los pasos hayan sido realizados y la tensión en bornes del generador alcance la nominal, se podrá cerrar el interruptor S3 y variar la carga. Para ello, ha de tenerse en cuenta que el régimen de giro del rotor ha de permanecer siempre un poco por encima de la velocidad de sincronismo.

4.2. Tecnologías aplicables para la regulación y control del par en turbomáquinas hidráulicas. Ventajas e inconvenientes.

Una vez que se ha establecido la conexión que ha de presentar la BFT para ser provista de la energía reactiva, es momento de comenzar a realizar las diferentes pruebas sobre el conjunto turbina-generador. Para ello, es imprescindible la existencia de alguna carga sobre las terminales del generador que sea capaz de consumir la energía necesaria para todos los ensayos que se requieran llevar a cabo. Por tanto, uno de los requisitos imprescindibles que tendría que cumplir la carga, es que pudiera ser variable, con el fin de llevar a cabo distintos ensayos a distintas cargas sobre el generador. Antes de comenzar a explicar los distintos sistemas, se expondrá un esquema de la transmisión de potencia desde el fluido hasta la carga final.

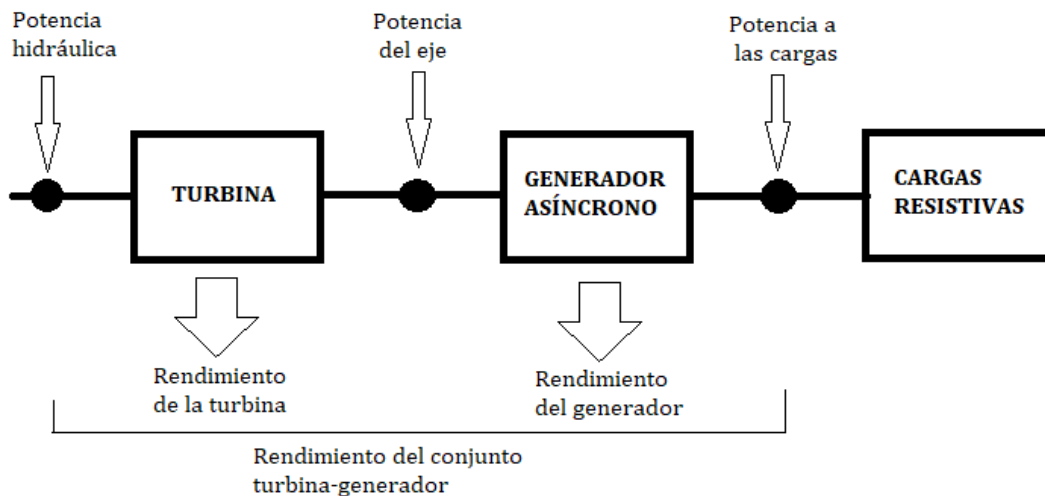


Figura 4.4. Esquema de transmisión de potencia desde el fluido hasta la carga final.

En la Figura 4.4 se puede apreciar la existencia de distintas máquinas desde que se produce la entrada de potencia hidráulica hasta que sale la potencia eléctrica hacia las distintas cargas. Cada una de estas máquinas, tanto turbina como generador, tendrán un rendimiento que será la relación entre la salida y la entrada de la potencia y vendrá determinado por los parámetros internos de dichas máquinas. Por tanto, no toda la energía recibida hidráulicamente va a ser transformada en forma de potencia eléctrica.

A continuación, se exponen los distintos sistemas propuestos para la regulación de la BFT:

4.2.1. Bomba o motor auxiliar.

En este caso, la potencia se transferiría mediante un acople mecánico entre la turbina y la bomba o motor auxiliar. Este tipo de carga tendría un problema y es que solo intervendrían la turbina y la bomba auxiliar, por lo que el rendimiento del motor como generador no se podría calcular. En esencia, se podría obtener únicamente los parámetros correspondientes a la turbina. El esquema de este tipo de instalación sería el siguiente:

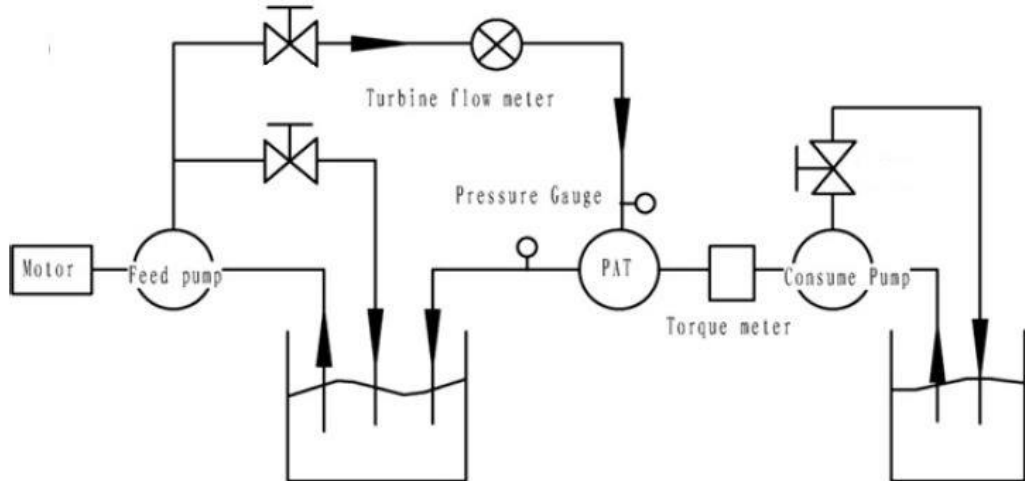


Figura 4.5. Bomba auxiliar como carga [8]

Este tipo de cargas han sido objeto de numerosos estudios, como por ejemplo el estudio de la predicción del rendimiento de una BFT por Yang et al [8].

Este tipo de instalación tiene sentido cuando en un mismo emplazamiento se dispone de un flujo con un excedente de presión y a su vez se requiere un sistema de bombeo independiente de dicho flujo. Este sistema se puede encontrar en la ETAP de la Contraparada, en Murcia.

El principio de este método se basa en la apertura variable de la válvula correspondiente a la bomba auxiliar de consumo. Esta variación de apertura provocará que la bomba pueda impulsar un mayor caudal de fluido, lo que generará una variación en la carga, que deberá de ser proporcionada por parte de la turbina. La potencia aportada por parte de la turbina podrá ser calculada a partir del régimen de giro del eje que conecta ambas máquinas, así como por el par generado en el mismo. La expresión a usar para obtener la potencia en el eje sería la siguiente:

$$P (W) = T(Nm) \cdot \Omega \left(\frac{rad}{s} \right) \quad (Ec 4.2)$$

4.2.2. Banco de resistencias/reostatos.

Este tipo de sistema de cargas es de los más utilizados en los distintos ensayos realizados por la mayoría de autores e investigadores. Consiste en la conexión de unos reostatos o resistencias variables entre las fases del generador de inducción. Cabe destacar que es el método más sencillo de llevar a cabo, ya que sirve tanto para una tensión y corriente continua como para la alterna y es independiente de la frecuencia de generación. Por otro lado, la potencia que

reciban los reostatos deberá ser disipada en forma de calor, por lo que se aconseja la selección del valor correcto de potencia que pueden disipar en función de la BFT que se vaya a ensayar. Además, el banco de resistencias a instalar se aconseja que sea de valor variable con el objetivo de poder llevar a cabo distintos ensayos a distintas cargas. A continuación, se expone el esquema de conexión correspondiente al banco de resistencias junto al esquema de la conexión semi-aislada.

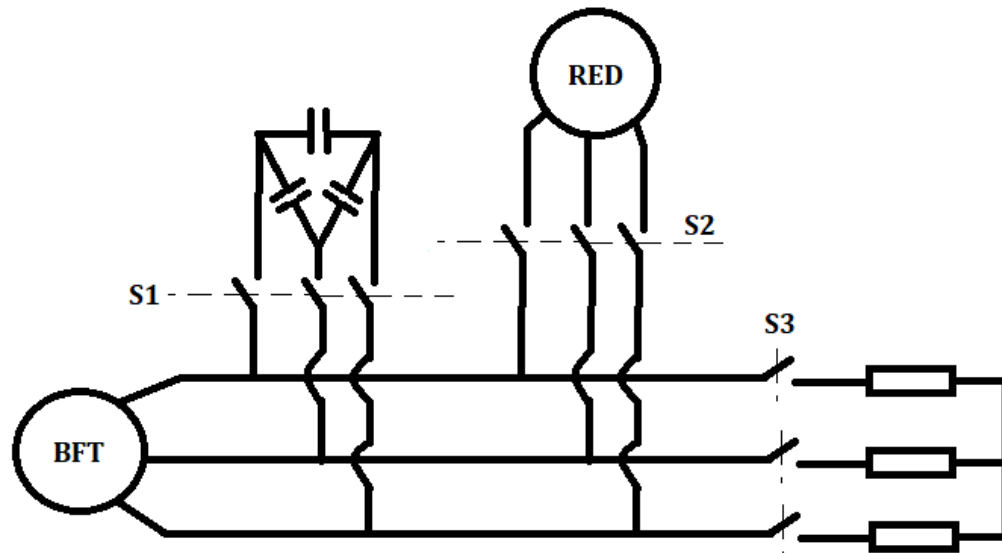


Figura 4.6. Banco de resistencias como carga

Con este tipo de carga, la potencia total generada por el conjunto turbina-generador se podría calcular como la suma de la potencia generada por cada una de las tres fases. A su vez, la potencia de cada fase será igual a la potencia disipada por la resistencia. Para el caso del generador trifásico, el cálculo de la potencia total vendría dado por las siguientes expresiones:

$$P_{1f} = RI^2 = \frac{U^2}{R} \quad (\text{Ec } 4.3)$$

$$P_T = 3P_{1f} \quad (\text{Ec } 4.4)$$

4.2.3. Rectificador y cargas DC.

Este tipo de sistema no es normalmente aplicado en la obtención de las curvas características de las BFT debido a que existen sistemas más sencillos y robustos de utilizar como es el caso del banco de reostatos. Se basa en la conexión de un rectificador trifásico que module la onda recibida de tipo senoidal por parte de la BFT y la convierta a una onda casi continua. Para una mayor continuidad de la onda de salida se puede introducir un condensador en la salida del puente rectificador trifásico. Esta salida en corriente continua podrá ser utilizada para la alimentación de cargas que requieran corriente continua para funcionar.

Este tipo de sistema también tiene una desventaja principal y es la pérdida en los diodos rectificadores. Los diodos rectificadores generan unas pérdidas por disipación de potencia en forma de calor. Esto provoca que la potencia total que genera la BFT no sea únicamente la que consume la carga DC, sino que será la

suma de dicha carga más lo disipado por los 6 diodos rectificadores. A continuación, se muestra un esquema en el que se detalla cómo sería el resultado final con la implementación de un rectificador trifásico.

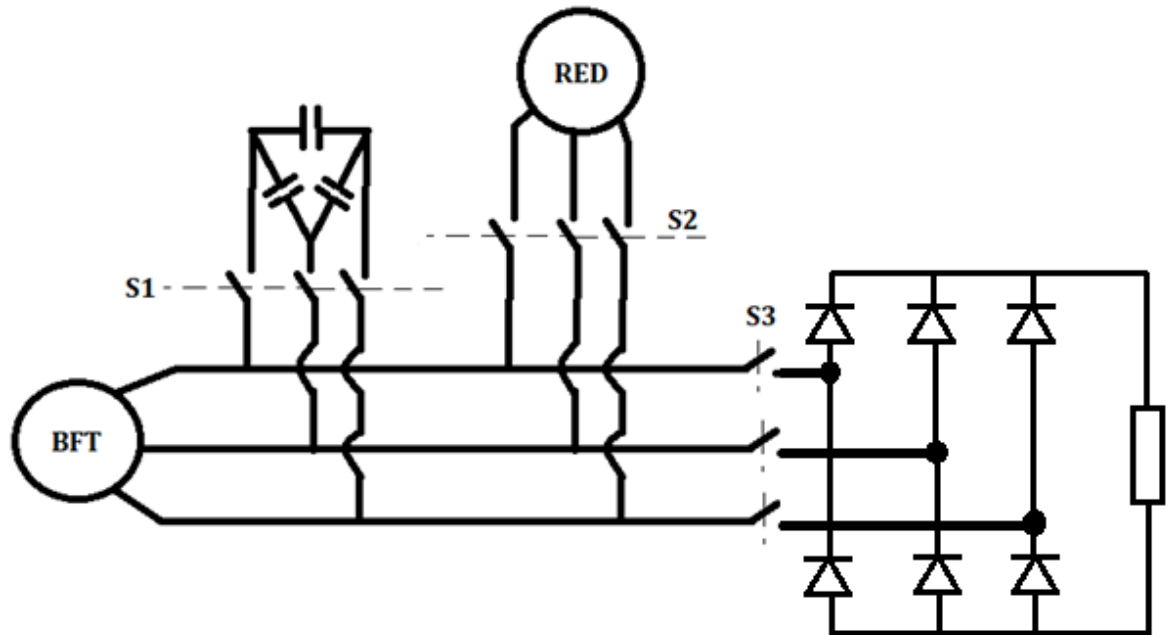


Figura 4.7. Rectificador y cargas DC.

4.3. Tecnologías aplicables para la medida del par en turbomáquinas hidráulicas. Ventajas e inconvenientes.

Al inicio de este capítulo se han explicado los posibles esquemas de conexión de la BFT para la generación de energía. Posteriormente, se ha llevado a cabo la explicación de los posibles sistemas de cargas que se le pueden conectar con el objetivo de obtener sus curvas características mediante la variación de la potencia requerida. Una vez que se han definido todos estos sistemas, queda la definición de los distintos sensores de la instalación cuyo objetivo es el de medir las distintas variables que afectan a la BFT.

En el Apartado 3.4, en el que se llevaba a cabo la descripción del banco de ensayos, se explicaron todos los sensores que posee la instalación para la medida de las distintas variables de la BFT. Sin embargo, para llevar a cabo un estudio más minucioso, es necesario añadir al sistema un sensor adicional. Este sensor debe de permitir la medida del par procedente del eje entre la turbina y el generador. Una vez que se pueda obtener el par en el eje, se podrá calcular la potencia en el mismo y realizar la estimación del rendimiento propio de la turbina.

Existen distintos métodos para la obtención del par de un eje. A continuación, se expondrán los métodos generalmente propuestos y usados por diferentes autores e investigadores.

4.3.1. Freno Prony

El freno Prony es un sistema utilizado generalmente para la medición del par de giro en la salida mecánica de los motores, siendo usado en la actualidad para la obtención de la potencia de motores de tractores y barcos principalmente. Sin

embargo, también puede ser usado en ejes sometidos a un par relativamente bajo. Se trata de un sensor de par dinámico, es decir, permite obtener el par del eje mientras que está girando, en contraposición a los sensores estáticos en los que el par solo puede ser obtenido con el eje sin rotación.

Este tipo de sistema consiste principalmente en un tambor de freno de alto rozamiento que va acoplado a un enganche con un brazo. En el extremo del brazo se sitúa un dinamómetro o unos contrapesos que permitan ejercer el par deseado sobre el eje. Cuando se desea obtener el par soportado por un eje a una velocidad de rotación específica, se incrementa de forma gradual la compresión que ejercen las zapatas de freno sobre el eje mediante la adición de peso o la extensión del brazo de forma que el par generado se pueda calcular mediante la siguiente expresión:

$$T(Nm) = l(m) \cdot F(N) \quad (Ec 4.5)$$

$$F(N) = m(kg) \cdot g \left(\frac{m}{s^2} \right) \quad (Ec 4.6)$$

Donde "l" es la distancia desde las zapatas hasta la posición del contrapeso, "F" es la fuerza que ejerce la masa de las contrapesas y "g" es la gravedad terrestre.

Este sistema de medida de par ha sido usado por distintos autores para la realización de sus propios ensayos con bombas funcionando como turbinas. Algunos de estos investigadores son Derakhshan y Nourbakhsh [15] cuyo freno Prony se muestra en la siguiente figura o Bozorgi [45].



Figura 4.8. Freno Prony Derakhshan y Nourbakhsh [15]

Se pueden distinguir dos tipos de freno Prony, los operados mediante contrapesos y los que poseen un dinamómetro en lugar de dichos contrapesos. Los primeros tienen la desventaja de su necesidad de operar de forma horizontal, ya que, si el brazo no se posiciona horizontalmente, los contrapesos no ejercerán la fuerza en la dirección perpendicular al brazo. Por otro lado, se tienen aquellos que poseen un dinamómetro en su extremo. Estos son más versátiles, ya que permiten la medición en cualquier ángulo de posicionamiento. En la Figura 4.9, se expone un esquema con ambos tipos de freno.

Este tipo de sensores obtienen el par a partir de la torsión del propio eje, que es medida mediante unas galgas extensométricas contenidas en su interior. Al deformarse el eje por torsión, estas galgas extensométricas se deforman con él y varían su resistencia. Al medir la variación de resistencia de las galgas se podrá obtener la relación entre la deformación y el par correspondiente. A continuación, se expone el esquema de un sensor de par dinámico genérico.

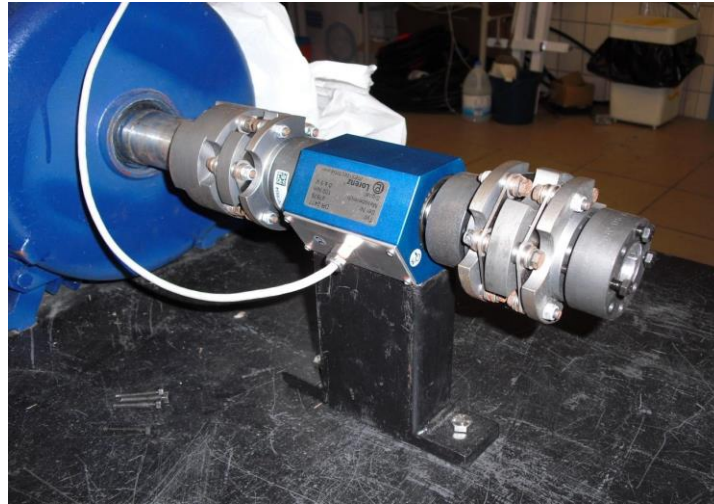


Figura 4.10. Sensor de par dinámico [46]

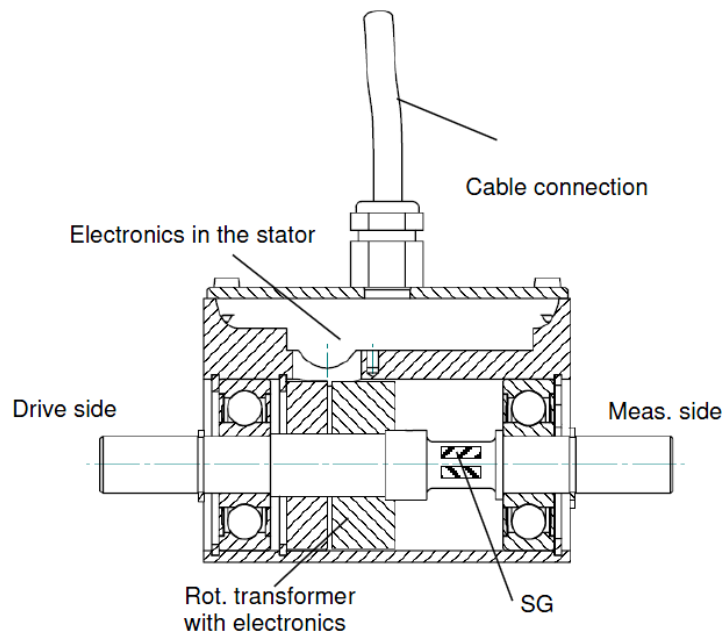


Figura 4.11. Esquema interno de un sensor de par dinámico [46]

Como todos los métodos estudiados previamente, los sensores de par mencionados tienen sus ventajas y sus desventajas. Entre las ventajas, se puede destacar que la toma de valores de par por parte del sensor no es manual, sino que se puede automatizar y complementar junto con los sensores que ya son controlados mediante el datalogger. Además, su pequeño tamaño permite que pueda ser instalado en entornos donde el espacio disponible no es el suficiente.

Además, con la incorporación de un sensor de par entre la turbina y el generador se podría llevar a cabo el cálculo del rendimiento propio de la turbina, lo que conllevaría a un estudio más exhaustivo del sistema.

Sin embargo, como desventaja principal se podría destacar la necesidad de separar mecánicamente la turbina y el generador. Es decir, para su correcto funcionamiento en el banco de ensayos actual habría que desacoplar la BFT existente, separando la turbina centrífuga por un lado y el motor asíncrono por otro para posteriormente realizar dos acoples entre turbina-sensor de par y entre sensor de par-generador. Pese a este inconveniente, sería el método más viable de los propuestos. Esto es debido a que para poder obtener el par del conjunto turbina-generador que se posee actualmente, sería necesario llevar a cabo un desacople de ambas máquinas para poder acceder al eje que las une de forma sencilla y cómoda.

4.3.3. Métodos indirectos

Otro método que se podría llevar a cabo es la obtención del par del eje mediante cálculos indirectos. Para ello, sería necesario llevar a cabo el cálculo de la potencia de salida del generador. Si el generador tuviese un comportamiento ideal, el par podría ser obtenido a partir de la ecuación 4.2. Despejando el par, la expresión para su cálculo quedaría de la siguiente forma:

$$T(Nm) = \frac{P(W)}{\Omega \left(\frac{rad}{s} \right)} \quad (Ec 4.7)$$

Sin embargo, el generador con el que se llevarán a cabo los ensayos no es ideal en absoluto, sino que presenta ciertas pérdidas como las pérdidas por fricción en los rodamientos, pérdidas en el bobinado del estator o las pérdidas en el bobinado del rotor. Esto conllevaría a la necesidad de crear nuevos y complejos modelos de predicción de las posibles pérdidas que se generarían en el generador, por lo que el rango de error podría aumentar considerablemente.

En el lado opuesto se destaca su ventaja principal, que se basaría en la ausencia de un sensor de par, que obligaría a la instalación a ser modificada para poder introducirlo.

4.4. Solución propuesta para la regulación y medida de par.

Tras llevar a cabo un estudio detallado de todas las propuestas realizadas se han llegado a las siguientes conclusiones:

- *Sistemas de conexión de la BFT para la generación de energía:*

En cuanto a la conexión de la BFT a la red eléctrica, se ha optado por una conexión en modo aislado. Esta elección viene dada por distintos motivos, como por ejemplo el tiempo de operación de la instalación. Al ser un banco de pruebas, el tiempo que la instalación estará generando será prácticamente nulo, por lo que no sería de gran utilidad una conexión directa a la red trifásica del laboratorio. Por otro lado, la conexión en modo aislado permite conocer de primera mano los problemas y rendimientos que podría ofrecer si se decidiese en un futuro instalar una BFT en un

entorno en el que no hubiera la posibilidad de conectarla a una red trifásica, lo que permite un mayor estudio en casos más fidedignos a la realidad. Sin embargo, si que es cierto que el coste se vería incrementado por la adición de los condensadores.

- *Tecnologías para la regulación y control del par:*

En el caso de la tecnología a usar para regular el par de la BFT se han estudiado todas las propuestas y se ha seleccionado el banco de reostatos, que se instalaría junto con el sistema de generación aislado según la Figura 4.6. Esta decisión viene promovida principalmente por su facilidad de control y por su capacidad de poder variar la carga de forma precisa en función de las necesidades que se tengan. Por otro lado, el consumo de estas cargas es significativamente más sencillo de calcular que en los otros casos, ya que se trata de cargas puramente resistivas. Además, como lo que se pretende es obtener la potencia generada, no se precisa de su posterior conversión a corriente continua o a corriente alterna con distinta frecuencia, por lo que los inversores y rectificadores no serían necesarios, produciendo un ahorro final en el coste de los equipos.

- *Tecnologías para la medida del par.*

Finalmente queda por seleccionar el instrumento de medida de par. Tras analizar todas las propuestas se ha decidido instalar un sensor de par dinámico como el de la Figura 4.10. Los motivos que han producido decantarse por este dispositivo son, principalmente, el espacio disponible y la precisión. En primer lugar, se tiene que el espacio del que dispone el banco de pruebas no es lo suficientemente amplio como para llevar a cabo la instalación de instrumentos de medida de grandes dimensiones como el Freno Prony. Además, el cálculo del par mediante métodos indirectos induciría en última instancia a errores en los resultados finales, por lo que la cadena de medida diseñada no sería precisa en absoluto.

Sin embargo, la decantación por este sistema también tiene una gran desventaja que sería común para prácticamente todas las propuestas. El conjunto bomba-turbina con el que se quiere realizar las pruebas es de muy baja potencia (120W) por lo que el tamaño de la bomba y su rotor es significativamente pequeño. De esta forma, los fabricantes construyen estas máquinas sin acople alguno entre la parte del motor y la parte de la turbina. Esto implica que el sensor de par dinámico no podría ser conectado directamente entre la turbina y el motor sin la realización de unas modificaciones físicas de la instalación que se explicarán posteriormente. En este proyecto se llevará a cabo dicha instalación porque se trata de un centro educativo y la función de dicha BFT no es económica como lo sería cualquier otro generador, sino que tiene una función educativa en el uso y el estudio de cualquier BFT.

4.5. Modificación física de la instalación.

- *Modificaciones necesarias en el motor y la bomba.*

Como ya se ha dicho en otros apartados, para llevar a cabo los ensayos que se quieren realizar con la bomba existente en el laboratorio, es necesario añadir un sensor de par en el eje presente entre la parte de la bomba y la parte del motor. Sin embargo, en este caso en concreto, la incorporación de un sensor de

par no sería físicamente posible debido a que dicha máquina presenta una construcción de motor y bomba en un solo bloque. En la Figura 4.12 se puede apreciar ambas partes separadas por los tornillos indicados mediante las flechas negras. Por otro lado, en la Figura 4.13 se puede apreciar el despiece del motor-bomba en el que la pieza a eliminar y rediseñar está señalada en rojo.

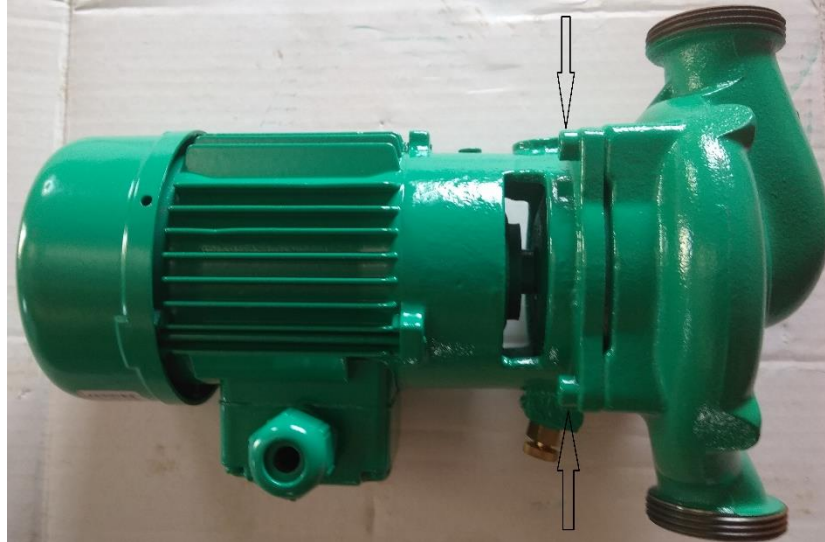


Figura 4.12. Bomba Wilo IPL 25/70 0,12-2 usada en el laboratorio.

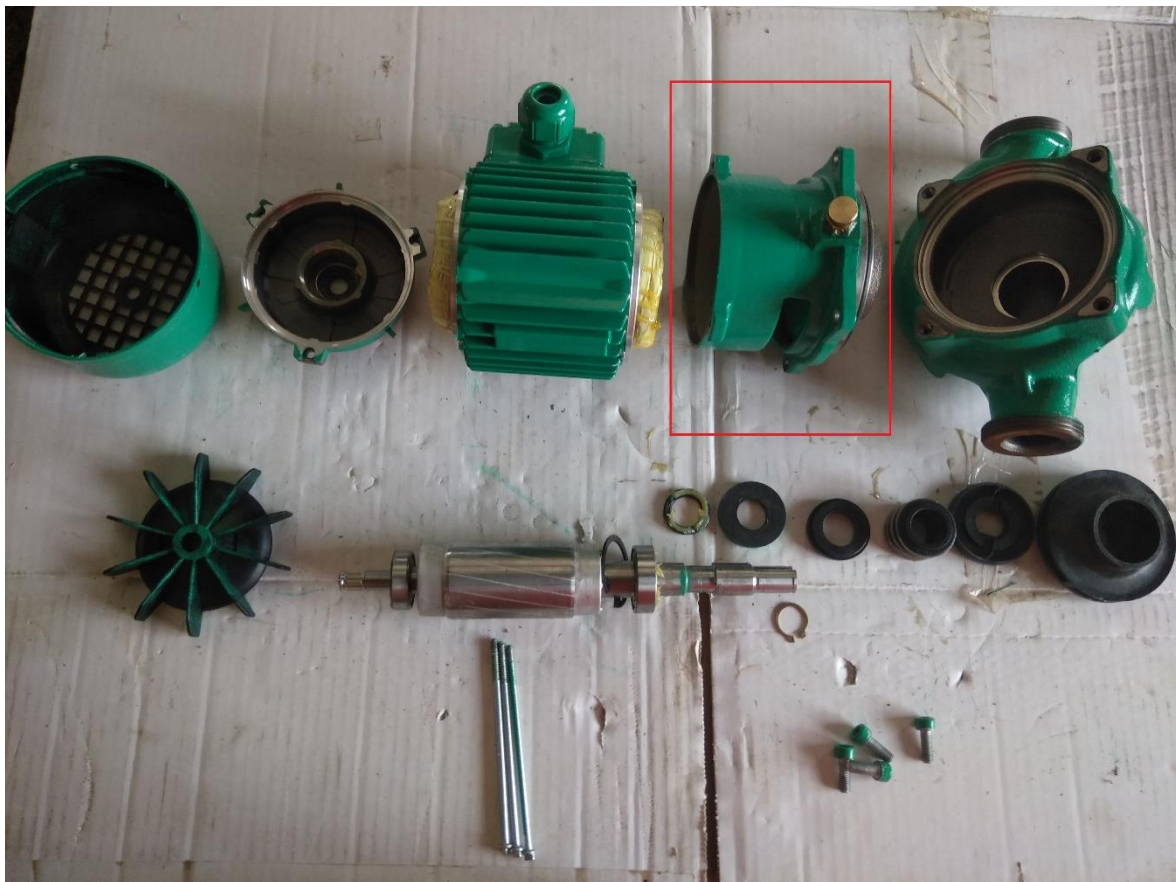


Figura 4.13. Despiece bomba Wilo IPL 25/70 0,12-2.

Como solución al problema de la incorporación del sensor de par se ha optado por la modificación de la pieza señalada en rojo en la Figura 4.13. Esta pieza se

encarga de unir el motor con la bomba y contiene uno de los rodamientos que posibilitan el giro del motor sin fricción, así como el retén mecánico que impide la pérdida de fluido por parte de la bomba. Para ello, se ha llevado a cabo el diseño de 2 piezas que permitan separar físicamente la bomba del motor.

En primer lugar, se ha diseñado la carcasa del motor. Esta pieza tendrá las mismas funciones que presentaba previamente, por lo que contendrá un rodamiento y también presentará un soporte para ser atornillado de una forma más eficaz y resistente a la estructura del banco de ensayos. En la siguiente figura se muestra dicha pieza:

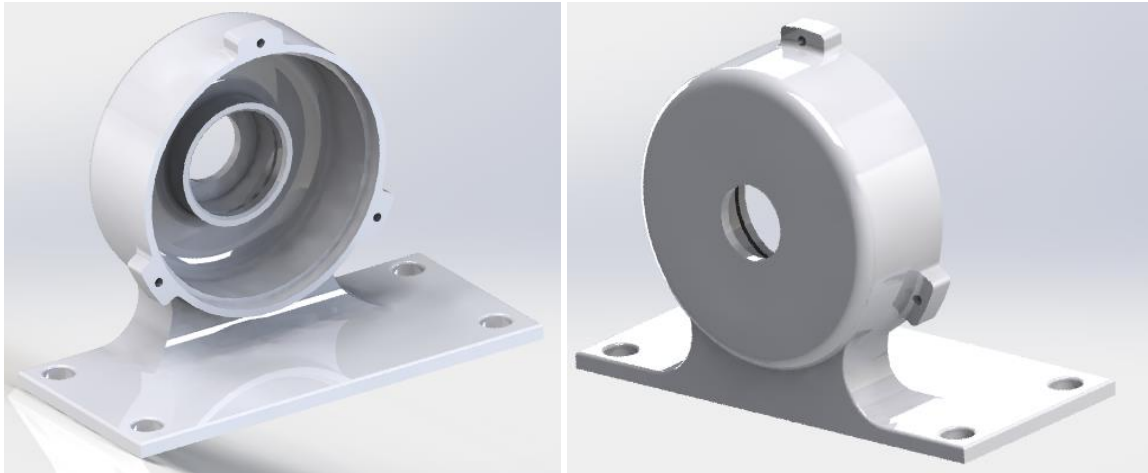


Figura 4.14. Diseño CAD de la carcasa del motor.

Por otro lado, se tiene la carcasa de la bomba. Al igual que en el caso anterior, esta pieza conservará las funciones que cumplía previamente y se le añadirá un nuevo soporte para su posterior atornillado a la estructura del banco de ensayos. Asimismo, se le añadirá un par de rodamientos 6003-2RS, con un diámetro interior de 17mm, un diámetro exterior de 35mm y un ancho de 10mm, que permitan el libre giro de la turbina, evitando posibles rozamientos y fugas en su funcionamiento. En la siguiente figura se muestra dicha pieza:

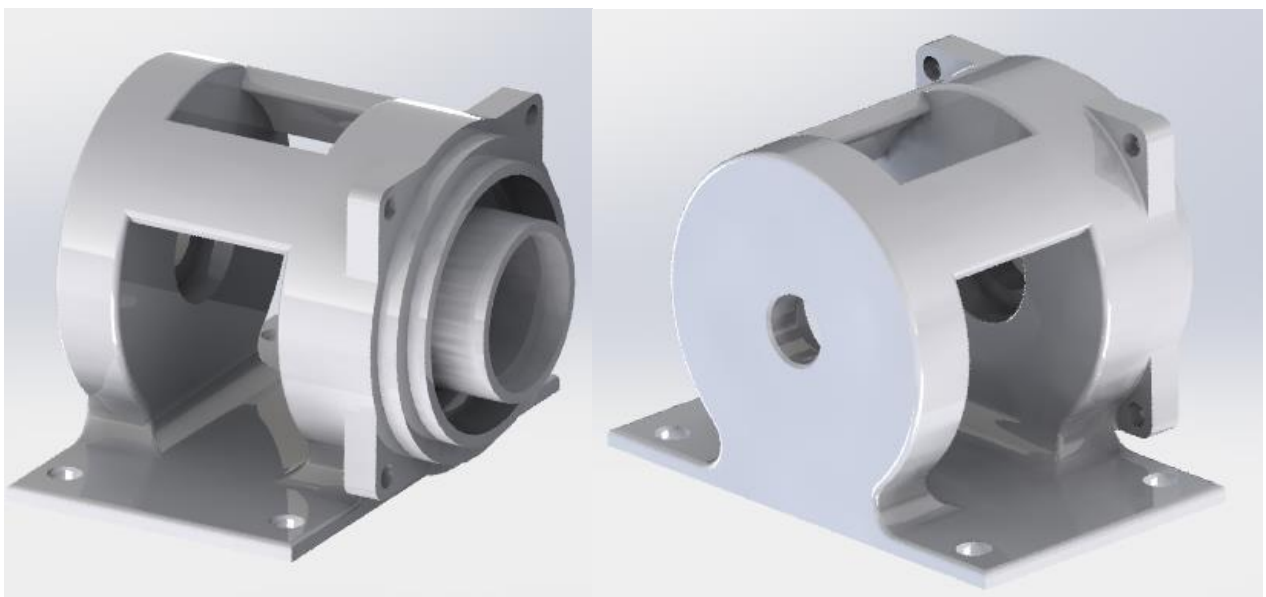


Figura 4.16. Diseño CAD de la carcasa de la bomba.

- *Diseño del eje de la turbina y el eje del motor*

Por parte del eje del motor no se realizaría ningún cambio ya que tiene la longitud necesaria como para anexar un acoplamiento elástico al extremo del mismo. Sin embargo, hay que fabricar un eje para la parte de la bomba, debido a la gran modificación de su carcasa y a la necesidad de añadirle 2 rodamientos. Por ello, el eje debe presentar en su extremo la forma necesaria para acoplar la turbina, así como la geometría necesaria para añadirle los dos rodamientos con sus clips de sujeción. A continuación, se expone el resultado final:

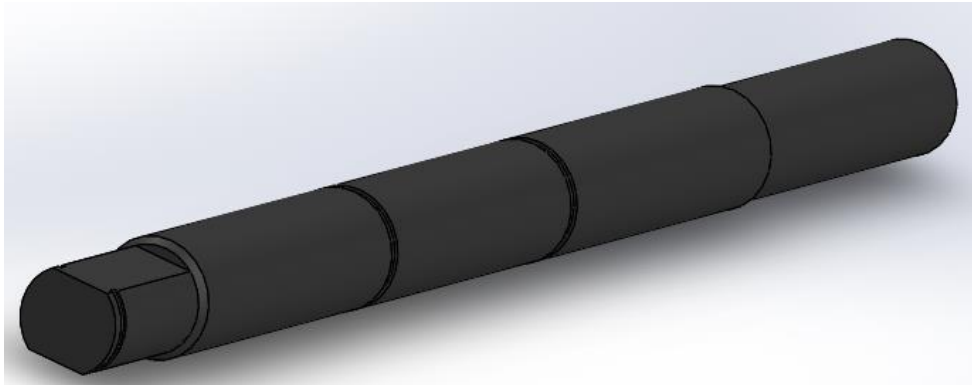
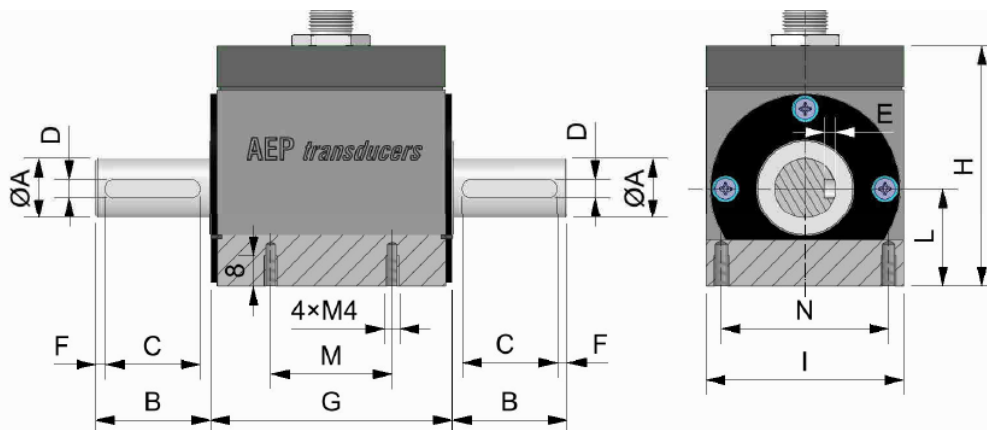


Figura 4.17. Diseño CAD del eje de la bomba.

- *Selección del sensor de par*

Para medir el par que se produce entre la turbina y el motor es necesaria la presencia de un sensor de par. Para seleccionar este sensor es necesario que cumpla con dos requisitos básicos. Estos son la velocidad máxima de giro y que sea capaz de medir el par máximo soportado por el eje. Este par se estimará en función a la potencia generada por la BFT. Se estima una generación de 500W al alza, por lo que, para un régimen de giro de 3000 rpm y aplicando la ecuación 4.7 se obtiene un par máximo de 1,6 Nm. Por tanto, se seleccionará un sensor cuyo par nominal de lectura sea igual o superior a este valor. Además, el régimen de giro será como máximo de 3500 rpm, por lo que será necesario seleccionar un sensor con un régimen de giro superior. El sensor de par seleccionado es de la marca AEP transducers, modelo RT2. Este sensor tiene un par nominal de lectura de 10Nm y un régimen de giro máximo de 4000 rpm por lo que es suficiente para el banco de ensayos a modificar. En la siguiente figura se expone el sensor seleccionado junto con sus correspondientes medidas:



CODE: 2mV/V	CODE: ±10V	TORQUE	ØA	B	C	D	E		F	G	H	I	L	M	N					
MRT20NM5 ⁽¹⁾ *	MRT2A0NM5 ⁽¹⁾	0.5 N•m						Sede per chiavetta Keyslot UNI 6604 form A 5x5												
MRT22NM5 ⁽¹⁾	MRT2A2NM5 ⁽¹⁾	2.5 N•m																		
MRT25NM	MRT2A5NM	5 N•m	16h6	30	25	5	3													
MRT210NM	MRT2A10NM	10 N•m																		
MRT225NM	MRT2A25NM	25 N•m																		
MRT250NM	MRT2A50NM	50 N•m							2.5	64	63.5	52	26	32	44					
MRT2100NM	MRT2A100NM	100 N•m						Sede per chiavetta Keyslot UNI 6604 form A 8x7												
MRT2250NM	MRT2A250NM	250 N•m	25h6	40	35	8	4													
MRT2500NM	MRT2A500NM	500 N•m																		

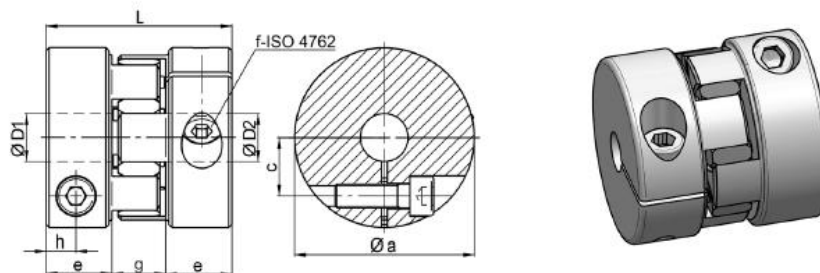
Figura 4.18. Sensor de par AEP RT2.

- Selección de acoplamientos elásticos

Para absorber los posibles desalineamientos que se pueden dar en el grupo bomba-motor tras ser instalado, se ha decidido añadir al conjunto unos acoplamientos elásticos. El uso de este elemento alargará la vida del sistema y evitará las posibles vibraciones y choques entre los elementos que lo componen.

Para ello se ha de seleccionar unos acoplamientos que tengan, como mínimo, dos restricciones. La primera de ellas es que debe soportar el par generado entre la bomba y el motor. En segundo lugar, estos acoplamientos deben poder adaptarse a los ejes del sensor de par y a los ejes del motor y la bomba por lo que su diámetro interior ha de ser igual al de los componentes que va a unir.

Teniendo en cuenta estos requisitos se ha seleccionado el acoplamiento elástico de estrella JAKOB serie EKM y modelo EKM-15. El par nominal de este acoplamiento es de 15Nm y los diámetros de entrada y salida pueden ser diseñados entre los 8 y 20 mm por lo que cumpliría las necesidades del sistema propuesto. Estos acoplamientos se ajustan mediante el apriete del eje en el interior de la cavidad a través de unos tornillos. En la Figura 4.19 se muestra el acoplamiento seleccionado:



DIMENSIONES (mm). Longitud s/DIN ISO 2768 cH

Tipo	βa	c/c	e	h	L	f	βD1/2		f**	βD1/2 máx. f**	β D1/2 Premecanizado
							min	max			
EKM 8	32	10,5	13,5	6	40	M4 - 4 Nm	8	15	-	-	Ø 5
EKM 15	40	13	17	8	50	M5 - 8 Nm	8	20	-	-	Ø 6,1

Figura 4.19. Acoplamiento elástico JAKOB EKM-15.

- *Diseño de estructura general que una la carcasa de la turbina con el generador*

Una vez que se han determinado y diseñado todos los elementos que contendrá el nuevo banco de ensayos, es momento de diseñar la estructura general que servirá de soporte a la carcasa de la bomba, a la carcasa del motor y al sensor de par. Para ello se ha diseñado una nueva estructura cuyas dimensiones se han seleccionado en función de los espacios libres dentro del banco de ensayos previo. El resultado de esta estructura se expone en la siguiente figura:



Figura 4.20. Estructura general diseñada para el banco de ensayos.

La estructura está realizada con hierro angular de 25x25x4 milímetros de espesor. Además, esta estructura se deberá atornillar al suelo del laboratorio con 4 tornillos M10.

Finalmente, tras la instalación de todos los componentes en la nueva estructura, el resultado deberá quedar como en la Figura 4.21.

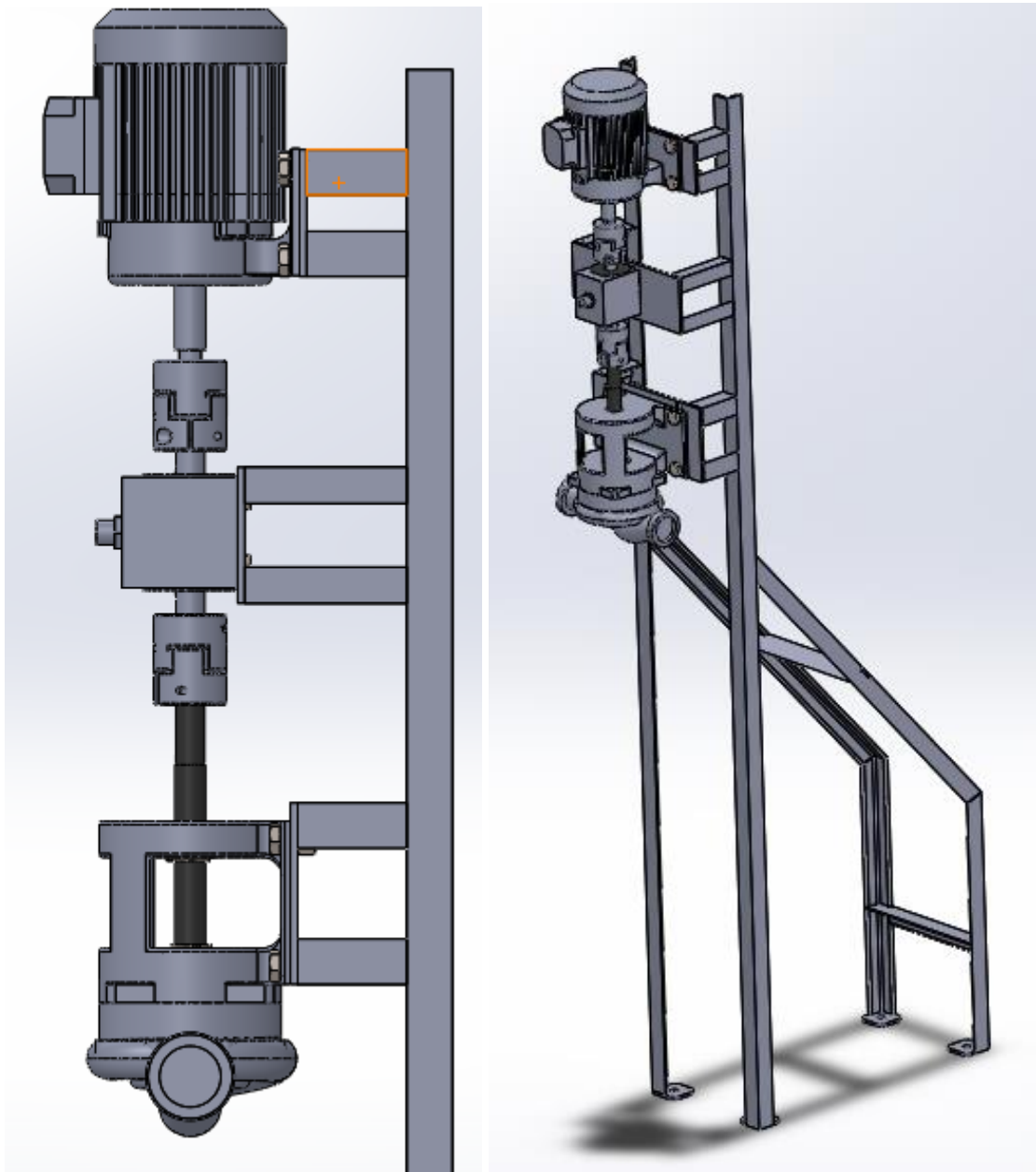


Figura 4.21. Diseño del nuevo banco de ensayos

Los planos de todos los elementos y piezas creadas, así como los catálogos de los componentes comprados se expondrán en los anexos al final del documento.

Capítulo 5. Simulación del banco de ensayos. Obtención de los valores de los reostatos y capacidad de los condensadores. Presupuesto final.

Debido a la imposibilidad actual de llevar a la práctica la realización de los ensayos pertinentes en el laboratorio de Máquinas Hidráulicas de la Universidad Politécnica de Cartagena, se llevará a cabo un análisis numérico, así como distintas simulaciones con el objetivo de poder corroborar que el banco de ensayos podrá ser usado según las hipótesis formuladas en apartados previos mediante el uso de los elementos propuestos.

Por tanto, en este apartado se llevará a cabo en primer lugar el análisis del modelo analítico en régimen permanente del generador de inducción. Posteriormente, mediante los resultados obtenidos con dicho análisis, se obtendrá un modelo que permitirá obtener la capacidad de los condensadores que se deberían de instalar en el banco de ensayos y que permitirán la autoexcitación del generador asíncrono para alcanzar la generación de energía. A continuación, se procederá a comparar los resultados de distintos parámetros a través de una simulación del sistema, así como con la resolución de las ecuaciones no lineales obtenidas en el análisis previo.

Finalmente, debido a la imposibilidad de llevar a cabo los ensayos necesarios sobre el generador para obtener los datos eléctricos internos del motor del banco de ensayos actual, se realizará una explicación y comparación de los resultados y conclusiones mediante el uso de los datos eléctricos de un generador de la bibliografía.

Una vez establecidos todos los componentes del sistema, se realizará una valoración económica aproximada, incluyendo el coste total que tendría que afrontarse para llevar a cabo la adecuación del banco de pruebas para la medida de las curvas características de una BFT.

5.1. Modelo analítico en régimen permanente del generador de inducción.

En primer lugar, en la siguiente figura se representará el esquema eléctrico de un generador asíncrono en régimen permanente. En este esquema se desprecian las pérdidas en el hierro, ya que estas son prácticamente nulas.

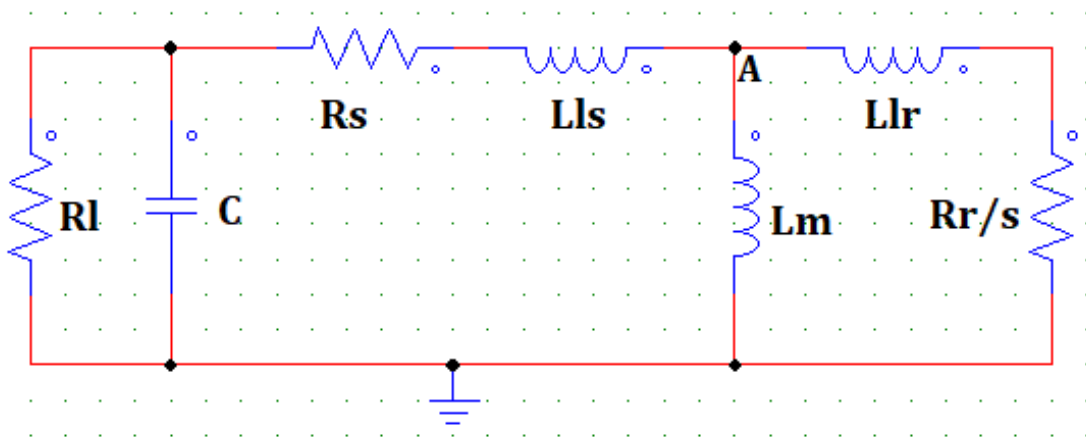


Figura 5.1. Esquema eléctrico del generador asíncrono en régimen permanente

Donde “Rl” es la resistencia de carga, “C” es el condensador, “Rs” es la resistencia del estator, “Lls” es la inductancia de dispersión del estator, “Llr” es la inductancia de dispersión del rotor, “Lm” es la inductancia de magnetización, “Rr” es la resistencia del rotor y “s” es el deslizamiento.

A la vista del esquema anterior se puede resaltar que todos los componentes son lineales, a excepción de la inductancia de magnetización. Posteriormente se podrá observar que la inductancia de magnetización se puede expresar mediante una relación polinómica en función de la tensión de fase.

Con el esquema anterior se calcularán las intensidades que atraviesan el estator, el rotor y la bobina de magnetización. Para calcular estas intensidades se usará la Ley de Ohm en corriente alterna, cumpliéndose que:

$$I(\text{amperios}) = \frac{V(\text{voltios})}{Z(\text{ohmios})} \quad (\text{Ec } 5.1)$$

Teniendo en cuenta esta expresión y una fase inicial nula para la tensión, la intensidad del estator queda de la siguiente manera:

$$\vec{I}_S = \frac{V}{R_S + Lls \cdot \omega \cdot j + \frac{R_L}{1 + R_L \cdot C \cdot \omega \cdot j}} \quad (\text{Ec } 5.2)$$

Donde el primer término del denominador es la impedancia del estator, el segundo término es la impedancia de la bobina de dispersión del estator y el tercer término es el resultado del equivalente paralelo entre la impedancia de la carga resistiva y la impedancia del condensador.

Por otro lado, la intensidad del rotor queda de la siguiente manera:

$$\vec{I}_R = \frac{V}{Llr \cdot \omega \cdot j + \frac{R_R}{s}} \quad (\text{Ec } 5.3)$$

Donde el primer término del denominador es la impedancia de la bobina de dispersión del rotor y el segundo término es la impedancia de la resistencia del rotor.

Finalmente, la intensidad de la bobina de magnetización queda de la siguiente manera:

$$I_{Lm}(V) = \frac{V}{Lm(V) \cdot \omega \cdot j} \quad (\text{Ec } 5.4)$$

Sin embargo, esta intensidad sería válida para una frecuencia constante de 50Hz. Como en la práctica no se va a obtener una frecuencia constante es necesario que la bobina de magnetización sea modificada introduciendo el efecto del cambio de frecuencia. Una vez tenido en cuenta este problema, la expresión final de la intensidad de magnetización viene dada mediante la siguiente fórmula:

$$I_{Lm}(V) = \frac{V}{Lm\left(\frac{V}{\omega} \cdot 2\pi \cdot 50\right) \cdot \omega \cdot j} \quad (\text{Ec } 5.5)$$

Esto provoca que la ecuación resultante sea no lineal y además cumple que, si la frecuencia es menor de la nominal y aumenta la tensión, la inductancia de magnetización disminuirá.

5.2. Generación de la gráfica para la obtención de los condensadores.

Una vez que ya se han obtenido y deducido las expresiones correspondientes a las intensidades que se generan en los distintos componentes durante el funcionamiento en modo estacionario, se pueden calcular los condensadores necesarios que se tendrían que instalar para suplir la demanda de energía reactiva del generador asíncrono.

Para obtener la gráfica deseada será necesario llevar a cabo la Ley de Kirchoff en el nodo A del esquema eléctrico previamente presentado. Según esta ley, se debe de cumplir que:

$$\vec{I}_{Lm} + \vec{I}_S + \vec{I}_R = 0 \text{ (Ec 5.6)}$$

De la ecuación 5.6 se puede deducir que:

$$\vec{I}_{Lm} = -(\vec{I}_S + \vec{I}_R) \text{ (Ec 5.7)}$$

Por tanto, para obtener la capacidad del condensador será necesario llevar a cabo la representación gráfica para una frecuencia constante de las intensidades $|I_{lm}|$ y $|I_r+I_s|$. A modo de ejemplo inicial, el resultado deberá ser similar al representado en la siguiente figura:

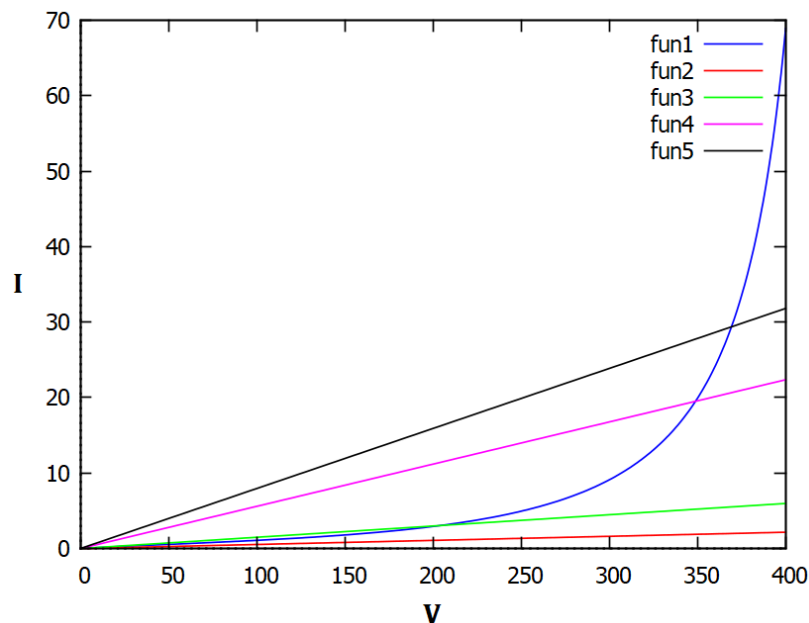


Figura 5.2. Gráfico de selección de capacidad de los condensadores.

En este gráfico se han representado la curva de la intensidad $|I_{lm}|$ en color azul, mientras que las rectas restantes son producto de las intensidades $|I_s+I_r|$ evaluadas para cuatro capacidades distintas de condensadores.

A la hora de seleccionar el condensador adecuado para su uso en un motor concreto se tiene que tener en cuenta dos criterios fundamentales:

- En primer lugar, para que el generador pueda llegar a operar mínimamente, la recta del condensador seleccionado ha de intersectar con la curva de la intensidad de magnetización, $|I_{lm}|$. Con este criterio, se podría descartar el

condensador usado en la recta de color rojo, ya que no llega a intersectar con la curva $|I_{lm}|$.

- Por otro lado, un factor importante que limita la selección del condensador es la intensidad para la cual está diseñado el motor que se quiere usar. El eje de ordenadas de la gráfica donde representa la intensidad que circulará por el motor que se use como generador, por lo que si esta intensidad es muy superior a la intensidad nominal que presenta en modo motor es posible que llegue calentarse hasta unas temperaturas altas y pueda dañarse. Con este criterio, si la intensidad que marca la chapa de características del motor es de 15 amperios y se usa un condensador como el calculado para la recta negra, es muy posible que finalmente produzca averías por sobreintensidades y calentamientos al generador, ya que podría alcanzar los 30 amperios.

En conclusión, para seleccionar el condensador ideal se debería de trazar una recta horizontal partiendo de la intensidad de la placa de características en modo motor, para posteriormente obtener su correspondiente valor del condensador.

5.3. Ecuaciones que definen el modelo y esquema de simulación.

En este apartado se obtendrán las ecuaciones no lineales que definen el funcionamiento del generador asíncrono en modo estacionario. Para ello, será necesario apoyarse en las expresiones obtenidas para las intensidades de magnetización, así como las intensidades del rotor y del estator.

Teniendo en cuenta las ecuaciones 5.2, 5.3 y 5.5, las expresiones que definen el modelo se obtendrán mediante la separación entre la parte real y la parte imaginaria de éstas. Por tanto, se obtendrán dos ecuaciones en las que se deberán fijar todos los parámetros excepto dos de ellos, que serán la frecuencia y la tensión de fase generada. Estas dos ecuaciones serán las siguientes:

$$I_{r_{real}} + I_{s_{real}} + I_{lm_{real}} = 0 \quad (Ec\ 5.8)$$

$$I_{r_{imaginaria}} + I_{s_{imaginaria}} + I_{lm_{imaginaria}} = 0 \quad (Ec\ 5.9)$$

Donde:

$$I_{r_{real}} = \frac{\frac{V \cdot R_r}{s}}{(L_{lr} \cdot \omega)^2 + \left(\frac{R_r}{s}\right)^2} \quad (Ec\ 5.10)$$

$$I_{s_{real}} = \frac{V \cdot (-C \cdot L_{ls} \cdot R_l \cdot \omega^2 - C \cdot R_l \cdot \omega \cdot (-C \cdot R_l \cdot R_s \cdot \omega - L_{ls} \cdot \omega) + R_s + R_l)}{(-C \cdot L_{ls} \cdot R_l \cdot \omega^2 + R_s + R_l)^2 + (C \cdot R_l \cdot R_s \cdot \omega + L_{ls} \cdot \omega)^2} \quad (Ec\ 5.11)$$

$$I_{lm_{real}} = 0 \quad (Ec\ 5.12)$$

$$I_{r_{imaginaria}} = \frac{-V \cdot L_{lr} \cdot \omega}{(L_{lr} \cdot \omega)^2 + \left(\frac{R_r}{s}\right)^2} \quad (Ec\ 5.13)$$

$$I_{simag} = \frac{V \cdot (C \cdot Rl \cdot w \cdot (-C \cdot Lls \cdot Rl \cdot w^2 + Rs + Rl) - C \cdot Rl \cdot Rs \cdot w - Lls \cdot w)}{(-C \cdot Lls \cdot Rl \cdot w^2 + Rs + Rl)^2 + (C \cdot Rl \cdot Rs \cdot w + Lls \cdot w)^2} \quad (Ec 5.14)$$

$$I_{lm_{imaginaria}} = \frac{-V}{w \cdot Lm \left(\frac{V_{ph}}{w} \cdot 2\pi \cdot 50 \right)} \quad (Ec 5.15)$$

A continuación, se expondrá el esquema eléctrico que se ha desarrollado para la simulación del funcionamiento de la BFT. Este esquema simulará el funcionamiento del generador de inducción, por lo que no será posible simular el funcionamiento de la parte correspondiente a la bomba.

Principalmente está compuesto por un banco de reostatos (Sección A), cuya función será la de servir de carga y simular los distintos puntos de funcionamiento del sistema mediante la variación de la resistencia. A continuación, se tiene un interruptor cuyo objetivo será el de simular la apertura y cierre del banco de resistencias a la hora de comenzar a funcionar la BFT. Seguidamente se tiene el banco de condensadores (Sección C), cuya función principal será la de proveer de la energía reactiva necesaria al generador de inducción. Posteriormente, se encuentra el generador de inducción (Sección D), al que se le aportarán los valores de resistencia del estator y del rotor, inductancia de dispersión del rotor y del estator, número de polos, momento de inercia y una curva de intensidad de magnetización-inductancia de magnetización. Todos estos valores deberán ser calculados a partir de los distintos ensayos en el generador. Tras el generador de inducción se encuentran los sensores de giro y par, cuyas secciones son la E y la F respectivamente. Estos sensores aportarán los valores de régimen de giro y par generado en el eje del generador. Finalmente, se encuentra en la sección G un elemento que permitirá simular la velocidad de giro a la que se someterá al generador.

Este esquema resultante se puede apreciar en la siguiente figura:

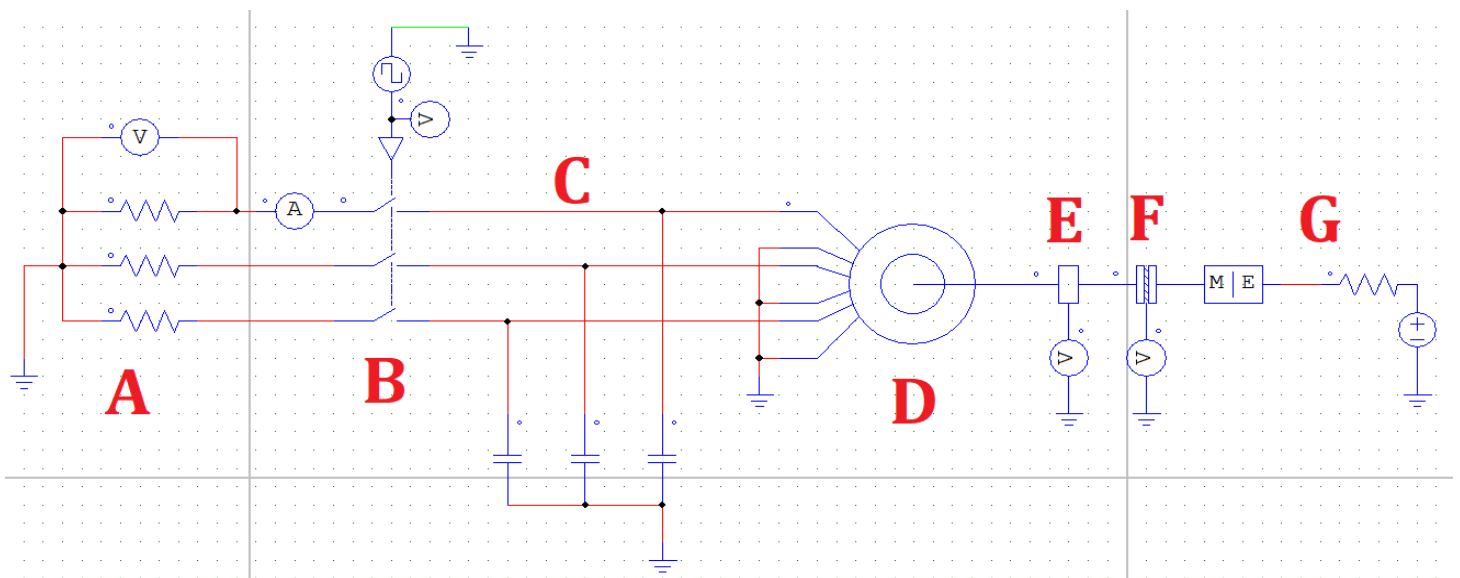


Figura 5.3. Esquema eléctrico de simulación del generador del banco de ensayos.

A partir de esta simulación se podrán obtener parámetros como la velocidad de giro del eje, el par generado en el eje y la tensión e intensidad en cualquier parte del sistema, como por ejemplo en las cargas resistivas donde se disipará la potencia.

5.4. Dimensionamiento de los elementos eléctricos necesarios y comparación de los valores obtenidos mediante la simulación y ecuaciones definidas con respecto a estudios experimentales.

En este apartado se llevará a cabo un análisis numérico con el que inicialmente se obtendrá la capacidad de los condensadores a instalar en el banco de ensayos. Además, con el objetivo de poder corroborar y evaluar tanto las ecuaciones no lineales obtenidas como el modelo de simulación propuesto, se llevará a cabo una comparación de estos resultados con los que se obtendrían al operar experimentalmente con el banco de ensayos. Finalmente, teniendo en cuenta los resultados de la simulación, se obtendrá el rango óhmico que debe tener el reostato para poder adecuarlo al banco de ensayos.

Como ya se ha comentado en diversas ocasiones, la pandemia actual no ha permitido llevar a cabo los cambios necesarios en la instalación actual. Por tanto, y a modo de ejemplo a seguir, se utilizarán los datos de un generador de la bibliografía. En concreto, se usará el generador asíncrono estudiado por D. Seyoum y M.F. Rahman [47].

Para llevar a cabo el proceso numérico y la posterior simulación es necesario obtener los distintos datos eléctricos del motor que se va a ensayar. En este caso, serán necesarias las resistencias del rotor y del estator, las inductancias de dispersión del rotor y del estator, el número de pares de polos, así como la ecuación que modela la inductancia de magnetización en función de la tensión aplicada sobre la misma.

De forma resumida, la resistencia del estator por fase podría ser calculada mediante la medida directa de la resistencia en corriente continua de los terminales de cada fase de la máquina. En caso de que las fases del estator estén conectadas en estrella o triángulo se aplicarán las siguientes expresiones:

$$R_s = \frac{R_{fase-fase}}{2} \text{ (En estrella) (Ec 5.16)}$$

$$R_s = \frac{3 \cdot R_{fase-fase}}{2} \text{ (En triángulo) (Ec 5.17)}$$

Para obtener tanto las inductancias de dispersión como la resistencia del rotor vista desde el estator (R_r') se hará uso del ensayo en cortocircuito del motor. Este ensayo consiste principalmente en aplicar una tensión al estator a la vez que el rotor del motor se encuentra bloqueado, es decir, la velocidad de giro del motor será nula, de forma que circule la intensidad nominal por la fase del estator.

En este ensayo se han de medir el voltaje de cortocircuito (U_{cc}), la intensidad eficaz por fase (I_a) y la potencia activa y reactiva trifásica consumida por el motor con el rotor bloqueado (P_{bloc}). De esta forma, midiendo las tres variables anteriormente comentadas y realizando la hipótesis de que la intensidad de magnetización es prácticamente nula al voltaje aplicado, se podrá calcular el valor de la resistencia del rotor y las inductancias de dispersión según las siguientes expresiones:

$$P_{bloc} = (R_s + R_r') \cdot I_a^2 \text{ (Ec 5.18)}$$

$$Q_a = \sqrt{(U_{cc} \cdot I_a)^2 - (P_{bloc})^2} \quad (Ec 5.19)$$

De las ecuaciones 5.18 y 5.19 se obtienen las expresiones que determinan los parámetros buscados. Para determinar el valor de las inductancias de dispersión, es necesario conocer la relación existente entre las dos, dependiente del diseño de la máquina. Una aproximación para motores de uso general podría ser la expuesta en la ecuación 5.20.

$$L_{ls} = \frac{2 \cdot L_{lr}'}{3} \quad (Ec 5.20)$$

De las ecuaciones 5.18 y 5.19 se obtienen las expresiones que determinan los parámetros buscados.

$$R_r' = \left(\frac{P_{bloc}}{I_a^2} \right) - R_s \quad (Ec 5.21)$$

$$Q_a = (X_{ls} + X_{lr}') \cdot I_a^2 \quad (Ec 5.22)$$

Finalmente, queda obtener la expresión que relacione la inductancia de magnetización con la tensión aplicada sobre la misma. Para ello, se debe llevar a cabo una serie de medidas de dicha inductancia a la velocidad síncrona mientras que se le aplica un voltaje comprendido entre el 0 y el 120% de su tensión nominal [47]. El resultado será una expresión polinómica en la que se representará en el eje de ordenadas la inductancia de magnetización mientras que en el eje de abscisas se representará la tensión aplicada.

Para la realización de los cálculos y simulaciones necesarias se tienen las siguientes especificaciones del motor: 415 V, 7.8 A, 3.6 kW, 50 Hz, 4 polos (2 pares de polos), 1500 rpm, $R_s=1.7$ Ohm, $R_r= 2.7$ Ohm, $L_{lr}=L_{ls}=11.4$ mH. La expresión de la inductancia de magnetización queda de la siguiente manera:

$$L_m(V) = -1.62 \cdot 10^{-11} \cdot V^4 + 2.67 \cdot 10^{-8} \cdot V^3 - 1.38 \cdot 10^{-5} \cdot V^2 + 1.76 \cdot 10^{-3} \cdot V + 0.23 \quad (Ec 5.23)$$

Siguiendo el análisis y el procedimiento establecido en los apartados 5.1 y 5.2 se llevará a cabo la selección del condensador más adecuado para su funcionamiento en modo generador. Los pasos del cálculo son los siguientes:

- Inicialmente se supondrán unos valores cercanos de deslizamiento, frecuencia y carga al funcionamiento normal del generador. En este caso se realizarán los cálculos con un deslizamiento de -0.01 ($s=-0,01$), una frecuencia de 50 Hz ($\omega=2\pi 50$) y una carga de 1000 Ohm ($R_l=1000$ Ohm).
- A continuación, se obtiene la inductancia de magnetización en función de la tensión según la ecuación 5.23. Sin embargo, esta inductancia está calculada para una frecuencia fija de 50 Hz por lo que es necesario representarla en función de una frecuencia variable. La expresión final de la inductancia de magnetización en función de la tensión aplicada y su frecuencia es la siguiente:

$$L_m(V, \omega) = -\frac{0.00162 \cdot \pi^4 \cdot V^4}{\omega^4} + \frac{0.0267 \cdot \pi^3 \cdot V^3}{\omega^3} - \frac{0.1381 \cdot \pi^2 \cdot V^2}{\omega^2} + \frac{0.176 \cdot \pi \cdot V}{\omega} + 0.23 \quad (Ec 5.24)$$

- Una vez que se tienen todos los datos del motor se usarán las ecuaciones 5.2, 5.3 y 5.5 para obtener las intensidades del rotor, estator y de la bobina de magnetización en función de varias capacidades de condensador. En este caso se han usado cuatro capacidades de 25, 60, 100 y 150 μF , siendo el resultado el siguiente:

$$|I_{lm}| = \frac{|V|}{\left| -\frac{0.00162 \cdot \pi^4 \cdot V^4}{\omega^4} + \frac{0.0267 \cdot \pi^3 \cdot V^3}{\omega^3} - \frac{0.1381 \cdot \pi^2 \cdot V^2}{\omega^2} + \frac{0.176 \cdot \pi \cdot V}{\omega} + 0.23 \right| \cdot |\omega|}$$

(Ec 5.25)

$$|I_s + I_r|_{25\mu\text{F}} = \left| \frac{V \cdot (2.5 \cdot j \cdot \pi + 1)}{-2.85 \cdot \pi^2 + 5.39 \cdot j \cdot \pi + 1001.7} + \frac{V}{1.14 \cdot j \cdot \pi - 270} \right| \quad (\text{Ec 5.26})$$

$$|I_s + I_r|_{60\mu\text{F}} = \left| \frac{V \cdot (6 \cdot j \cdot \pi + 1)}{-6.84 \cdot \pi^2 + 11.34 \cdot j \cdot \pi + 1001.7} + \frac{V}{1.14 \cdot j \cdot \pi - 270} \right| \quad (\text{Ec 5.27})$$

$$|I_s + I_r|_{100\mu\text{F}} = \left| \frac{V \cdot (10 \cdot j \cdot \pi + 1)}{-11.4 \cdot \pi^2 + 18.14 \cdot j \cdot \pi + 1001.7} + \frac{V}{1.14 \cdot j \cdot \pi - 270} \right| \quad (\text{Ec 5.28})$$

$$|I_s + I_r|_{150\mu\text{F}} = \left| \frac{V \cdot (15 \cdot j \cdot \pi + 1)}{-17.1 \cdot \pi^2 + 26.64 \cdot j \cdot \pi + 1001.7} + \frac{V}{1.14 \cdot j \cdot \pi - 270} \right| \quad (\text{Ec 5.29})$$

- Una vez que se han obtenido tantas ecuaciones como capacidades de condensadores que quieran examinar, se procederá a la realización de una gráfica en la que se evalúen las ecuaciones 5.25, 5.26, 5.27, 5.28 y 5.29. Esta gráfica estará compuesta por la tensión aplicada en el eje de abscisas y la intensidad en valor absoluto en el eje de ordenadas. El resultado para este caso en concreto es el siguiente:

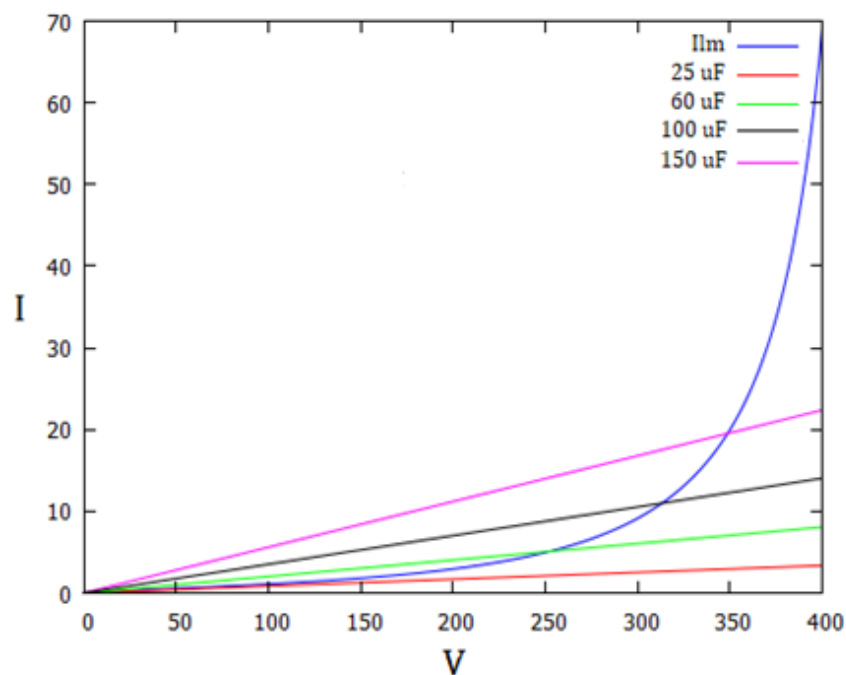


Figura 5.4. Gráfica de aproximación en la estimación de la capacidad del condensador.

De la Figura 5.4 se pueden extraer varias conclusiones:

- El condensador de 25 uF no sería válido para su uso en el banco de ensayos. Como ya se ha dicho anteriormente en este capítulo, para que un condensador sea válido ha de cumplirse que la intensidad de magnetización y la suma de las intensidades del rotor y del estator sean iguales en valor absoluto. Como se puede apreciar, la recta que genera el condensador de 25 uF no llega a intersectar en ningún punto con la curva de la intensidad de magnetización por lo que se desecharía esta opción.
- El condensador de 150 uF tampoco sería válido para su uso en el banco de ensayos debido a que puede llegar a ocasionar roturas en la instalación. El uso de este condensador podría llegar a inducir el flujo de corrientes cercanas a los 20 amperios en el interior del generador y dado que éste está diseñado para una corriente de 7.8 amperios se podría producir un sobrecalentamiento del mismo.
- El condensador de 100 uF podría ser válido, pero no sería aconsejable por el mismo motivo que el de 150 uF. En este caso no se produciría un aumento de la intensidad muy elevado, pero con el paso del tiempo podría producir un deterioro paulatino del motor.
- Finalmente, queda el condensador de 60 uF. Este condensador sería el idóneo para su uso en el banco de ensayos ya que cumple con las dos restricciones principales. En primer lugar, la recta que forma el uso del condensador de 60 uF corta claramente con la curva de la intensidad de magnetización. Por otro lado, se puede observar que la intensidad que circularía con este condensador sería cercana a la nominal del motor, pudiendo realizar su labor sin complicaciones inicialmente.

Tras haber dimensionado el condensador adecuado para la instalación, se obtendrán las ecuaciones no lineales que modelan el funcionamiento de la parte eléctrica del banco de ensayos. Para ello, será necesario hacer uso de las ecuaciones 5.8 y 5.9.

Mediante estas ecuaciones se obtendrá un sistema de dos ecuaciones y 5 incógnitas (w , R_l , C , V , s) por lo que será necesario establecer el valor de, al menos, 3 de estas variables.

El parámetro “ s ” simboliza el deslizamiento, que se calculará mediante la siguiente expresión, donde “2” es el número de pares de polos del motor y “ w_m ” es la velocidad de giro del eje del motor:

$$s = \frac{\frac{w}{2} - w_m}{\frac{w}{2}} \quad (Ec\ 5.30)$$

Teniendo en cuenta la ecuación 5.30 se tiene un total de 5 incógnitas, que serán la frecuencia de generación, la velocidad de giro del eje, la carga resistiva, la capacidad del condensador y la tensión de generación. De estas 5 incógnitas, se fijarán arbitrariamente la carga resistiva ($R_l=139\ \text{Ohm}$), el condensador (60 uF), y la velocidad de giro del eje (160 rad/s), que corresponderían a uno de los puntos de funcionamiento en los que el generador trabajaría.

Habiendo realizado las oportunas hipótesis que se han expuesto previamente, se obtienen las 2 ecuaciones no lineales con sus respectivas dos incógnitas, que son la tensión y la frecuencia. A continuación, se exponen las ecuaciones resultantes:

ECUACIÓN 5.31:

$$\frac{V \cdot (0.0083 \cdot (140.7 - 9.5 \cdot 10^{-5} \cdot w^2) - 0.025 \cdot w)}{(140.7 - 9.5 \cdot 10^{-5} \cdot w^2)^2 + 6.54 \cdot 10^{-4} \cdot w^2} - \frac{0.011 \cdot V \cdot w}{\left(\frac{w}{2} - 160\right)^2 + 1.29 \cdot 10^{-4} \cdot w^2} - \frac{V}{\left(-\frac{0.00162 \cdot \pi^4 \cdot V^4}{w^4} + \frac{0.0267 \cdot \pi^3 \cdot V^3}{w^3} - \frac{0.1381 \cdot \pi^2 \cdot V^2}{w^2} + \frac{0.176 \cdot \pi \cdot V}{w} + 0.23\right) \cdot w} = 0$$

ECUACIÓN 5.32:

$$\frac{V \cdot (1.82 \cdot 10^{-4} \cdot w^2 + 140.7)}{(140.7 - 9.5 \cdot 10^{-5} \cdot w^2)^2 + 6.54 \cdot 10^{-4} \cdot w^2} + \frac{1.35 \cdot V \cdot w}{\left(\frac{w}{2} - 160\right) \cdot \left(\frac{1.82 \cdot w^2}{\left(\frac{w}{2} - 160\right)^2} + 1.29 \cdot 10^{-4} \cdot w^2\right)} = 0$$

Para la resolución de este sistema de ecuaciones no lineal se ha utilizado la aplicación informática wxMaxima [49] haciendo uso del algoritmo iterativo de Newton-Raphson. El resultado final de este sistema de ecuaciones es: $V=242.39$ voltios y $w=312.57$ rad/s.

Tal y como se puede observar, para una carga de 139 Ohm, una velocidad angular de 160 rad/s y un condensador de 60 uF, la tensión eficaz generada por el motor es de 242 voltios mientras que la frecuencia es de 49.75 Hz.

Sin embargo, esta tensión no es la de la carga resistiva, sino que es la tensión conjunta entre carga resistiva y el estator. Por tanto, para obtener la tensión en la carga resistiva es necesario llevar a cabo la siguiente operación:

$$V_{carga} = |V_{lm} - I_s \cdot (R_s + w \cdot j \cdot L_{ls})| \quad (Ec 5.33)$$

La tensión final en la carga resistiva para este punto de funcionamiento es de 255.89 voltios.

A continuación, se llevará a cabo la simulación mediante la aplicación informática PSIM [50] del esquema eléctrico propuesto para el mismo punto de funcionamiento en el que se han llevado a cabo los cálculos numéricos previos. Tras introducir en la simulación los valores de carga, capacidad del condensador y velocidad angular del eje, se obtiene la frecuencia y tensión de salida según las Figuras 5.5 y 5.6.

Como se puede apreciar, la frecuencia obtenida mediante la simulación es prácticamente igual a la obtenida mediante el análisis del circuito equivalente en estado estacionario. Por otro lado, la tensión obtenida mediante la simulación tiene una variación de 10 voltios con respecto a la obtenida mediante el análisis del circuito equivalente. Esta diferencia, aunque mínima, puede ser producida por la entrada de los datos al software de simulación, ya que la curva de la inductancia de magnetización se ha introducido como un conjunto 8 puntos, lo cual podría reducir sensiblemente la precisión de salida. En conclusión, se podría decir que el esquema de simulación propuesto es válido, ya que los resultados guardan bastantes parecidos entre ellos.

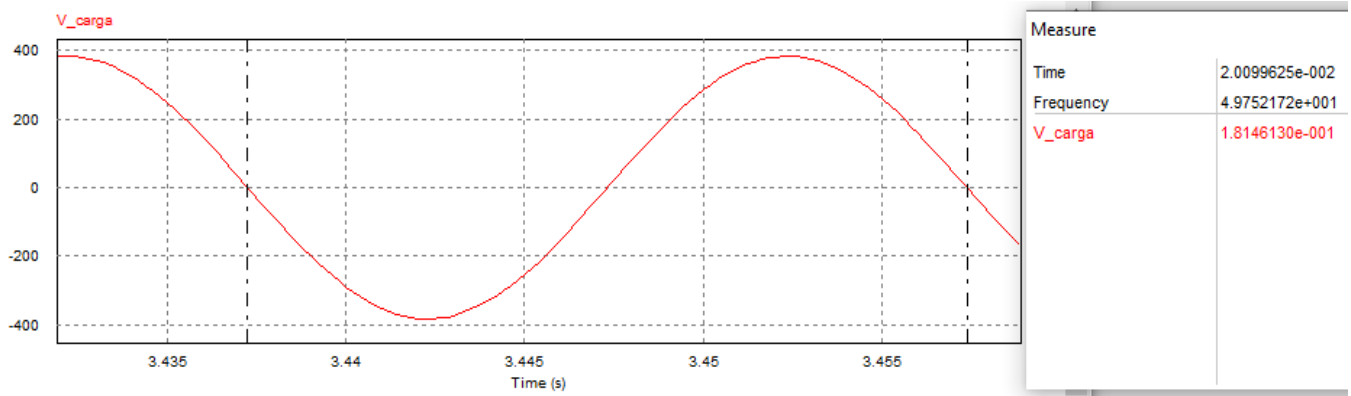


Figura 5.5. Frecuencia mediante simulación.

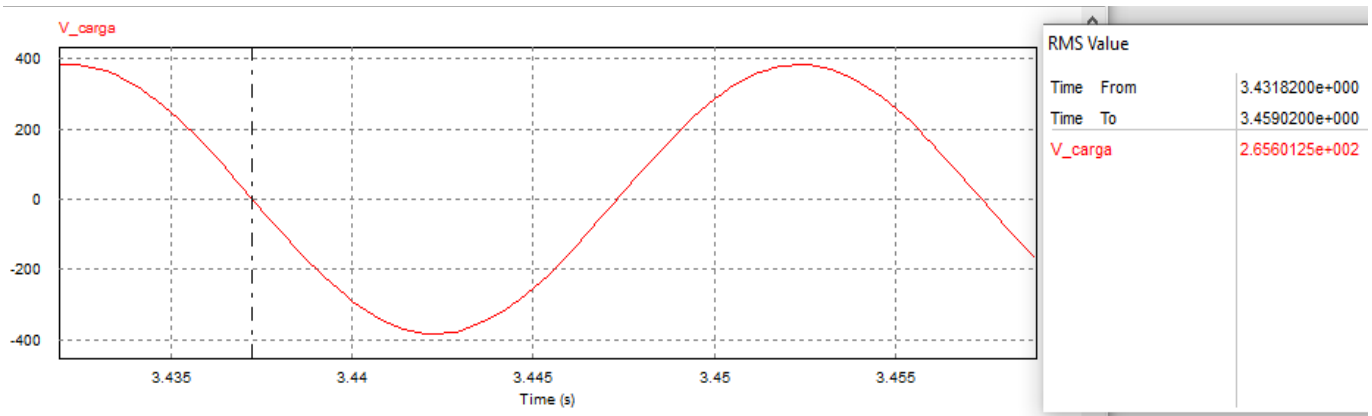


Figura 5.6. Tensión eficaz en la carga resistiva mediante simulación.

5.5. Obtención de las curvas características mediante la simulación de distintos puntos de funcionamiento.

Tras validar el modelo propuesto para simular los posibles puntos de funcionamiento del banco de ensayos se llevará a cabo la obtención de las curvas características que se deberían obtener en el banco de pruebas por medio de la simulación propuesta. Para ello, se simulará la variación de carga mediante la modificación del valor del banco de resistencias a una velocidad del eje constante. Este procedimiento será realizado para distintos regímenes de giro, así como para distintas capacidades de condensadores con el objetivo de estudiar los cambios que se generan en la salida del generador.

En primer lugar, se llevará a cabo la simulación de los distintos puntos de operación del banco de ensayos variando el valor del condensador que se instalaría en el banco de condensadores de la BFT. Por otro lado, el régimen de giro se mantendrá constante para todos los puntos de funcionamiento, así como para todos los condensadores estudiados. Destacar que una disminución de la carga resistiva sería proporcional a un aumento del caudal y altura en la BFT. Por esta razón, y para obtener unas curvas similares a las que se obtendrían mediante la experimentación con el caudal y la altura aplicada, los valores de la resistencia en las gráficas se situarán en orden inverso. Los resultados de llevar a cabo estas simulaciones se representan en las Figuras 5.7, 5.8 y 5.9.

A la vista de los resultados obtenidos se pueden reafirmar algunas de las conclusiones previamente obtenidas. En la Figura 5.7 se puede observar que a medida que se selecciona un condensador de mayor capacidad se produce un aumento de la potencia generada por la BFT. Esto podría ser un indicador de que una BFT podría producir más energía de la que consume en modo motor, a costa de una reducción de la vida útil de la misma debida a problemas de calentamientos por las sobreintensidades.

En la Figura 5.8 se pueden observar también claras diferencias en el rendimiento del generador con los diferentes condensadores. Se puede percibir que con condensadores de mayor capacidad el rendimiento inicial a bajas cargas es menor que el rendimiento en igualdad de condiciones, pero con un condensador de menor capacidad. En el punto de mayor rendimiento se puede apreciar una diferencia de un 10% entre el rendimiento máximo que se obtendría con un condensador de mayor capacidad comparado con un condensador de menor capacidad.

Finalmente, en la Figura 5.9 se puede apreciar de forma generalizada las diferencias expuestas entre las dos figuras anteriores, en la que se observa que el rendimiento máximo con cada condensador va disminuyendo a medida que aumenta su capacidad y que la potencia generada va aumentando a medida que aumenta la capacidad del condensador.

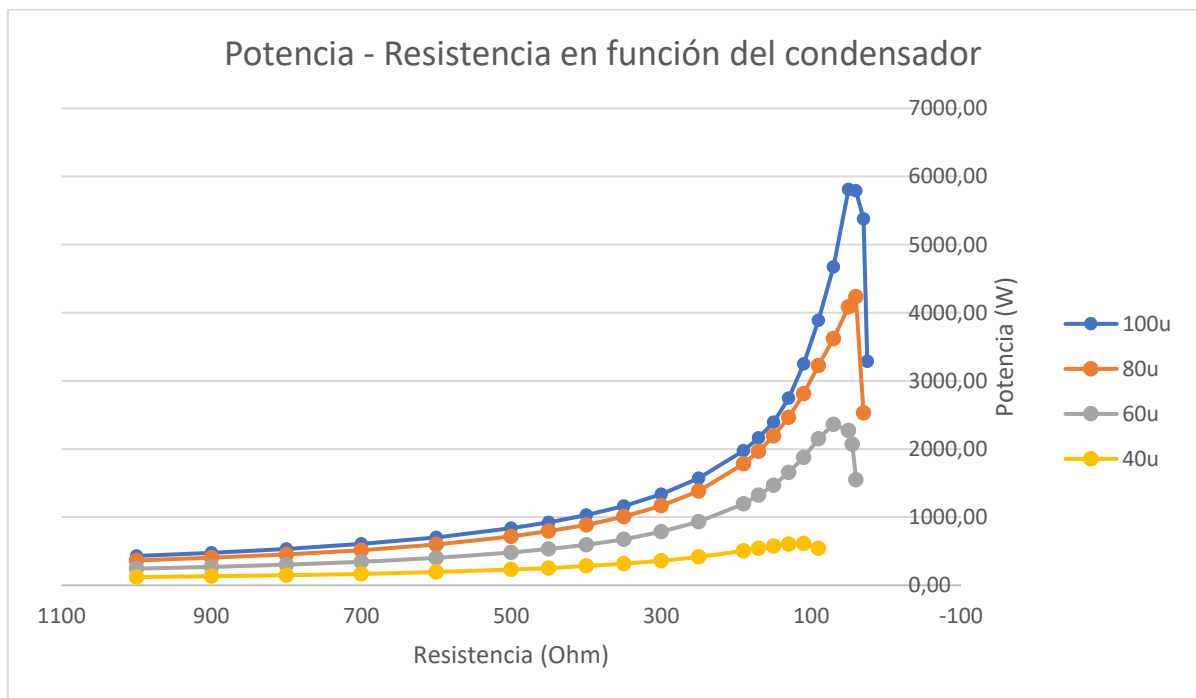


Figura 5.7. Potencia-Resistencia en función del condensador simulado.

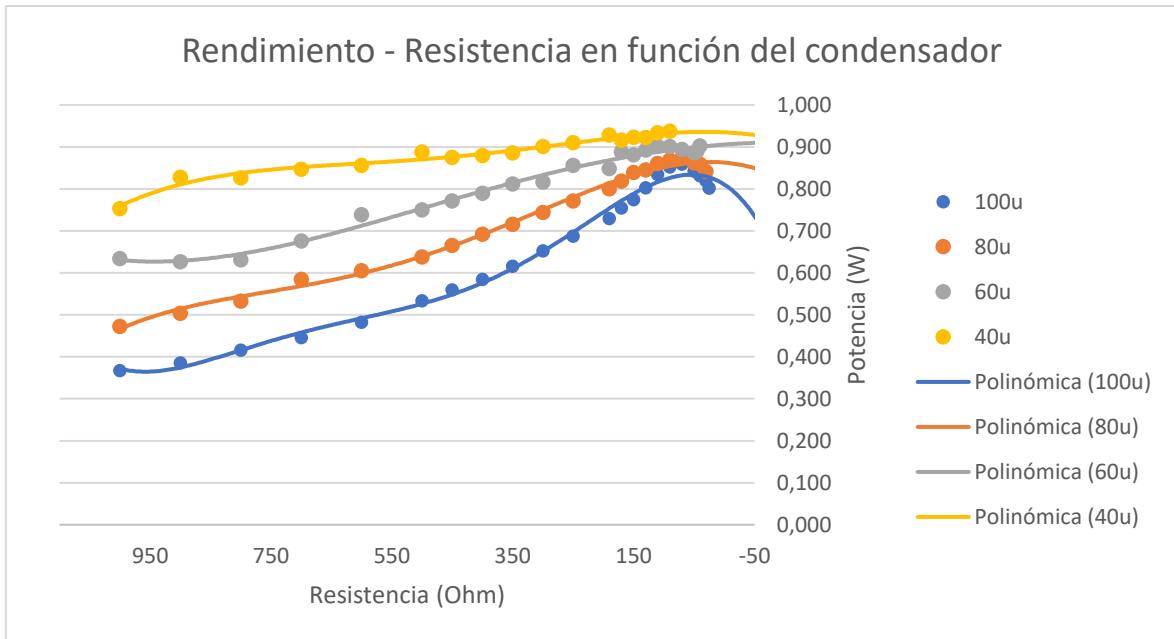


Figura 5.8. Rendimiento-Resistencia en función del condensador simulado.

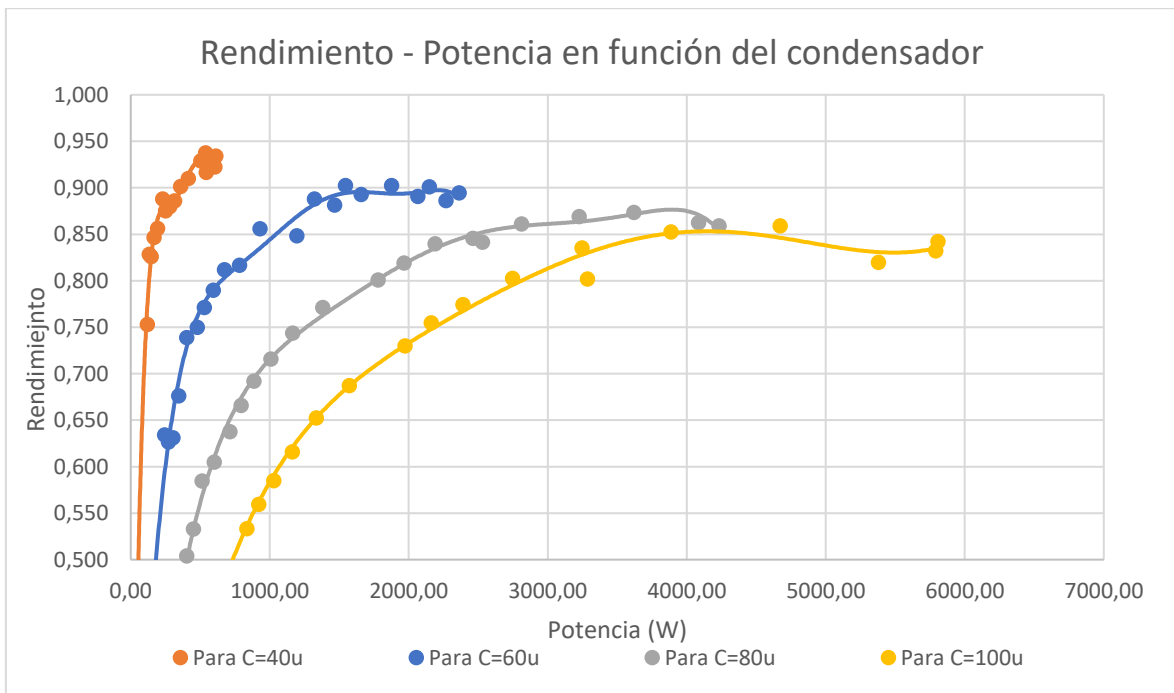


Figura 5.9. Rendimiento-Potencia en función del condensador simulado.

A continuación, se llevará a cabo un análisis similar al realizado previamente en el que se estudiará como afecta la variación de la velocidad de giro del eje del generador a los parámetros de salida del sistema.

Para ello, se llevará a cabo la variación de la velocidad angular del eje en 3 valores, ensayándose para 130, 160 y 180 rad/s con un condensador fijo de 80 μF . Los resultados obtenidos en estas simulaciones se resumen en las siguientes figuras:

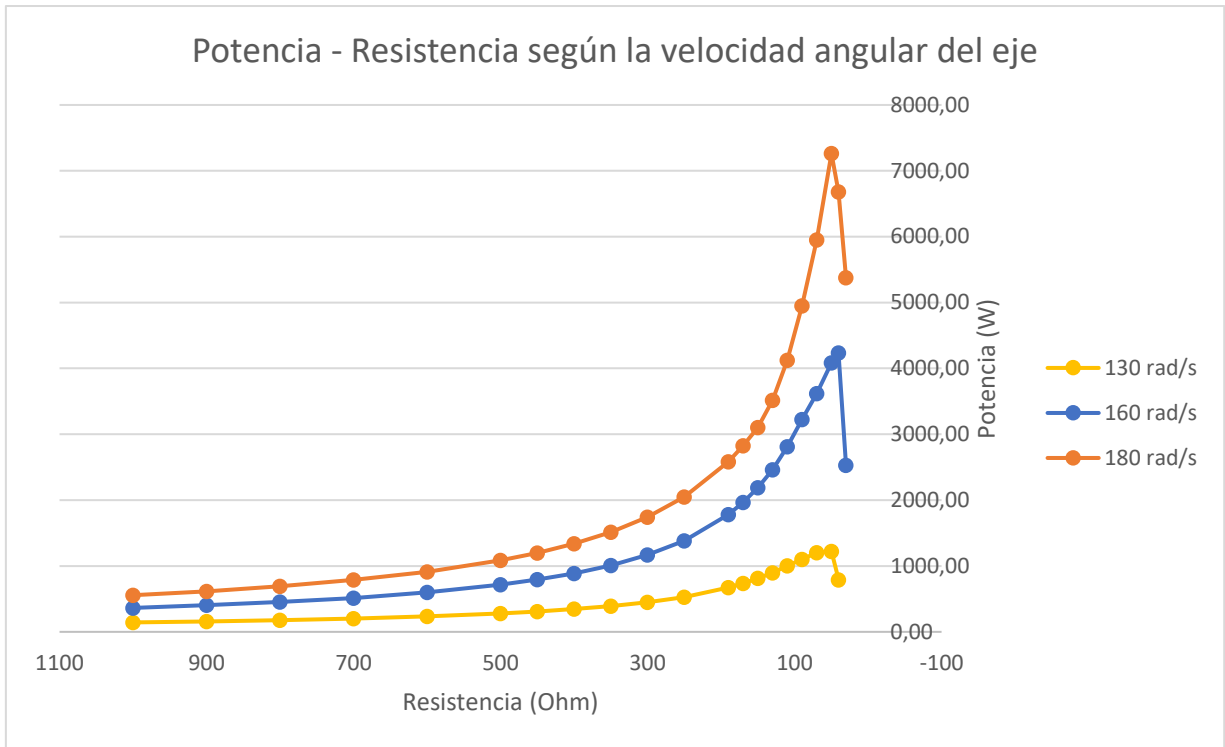


Figura 5.10. Potencia-Resistencia en función del condensador simulado.

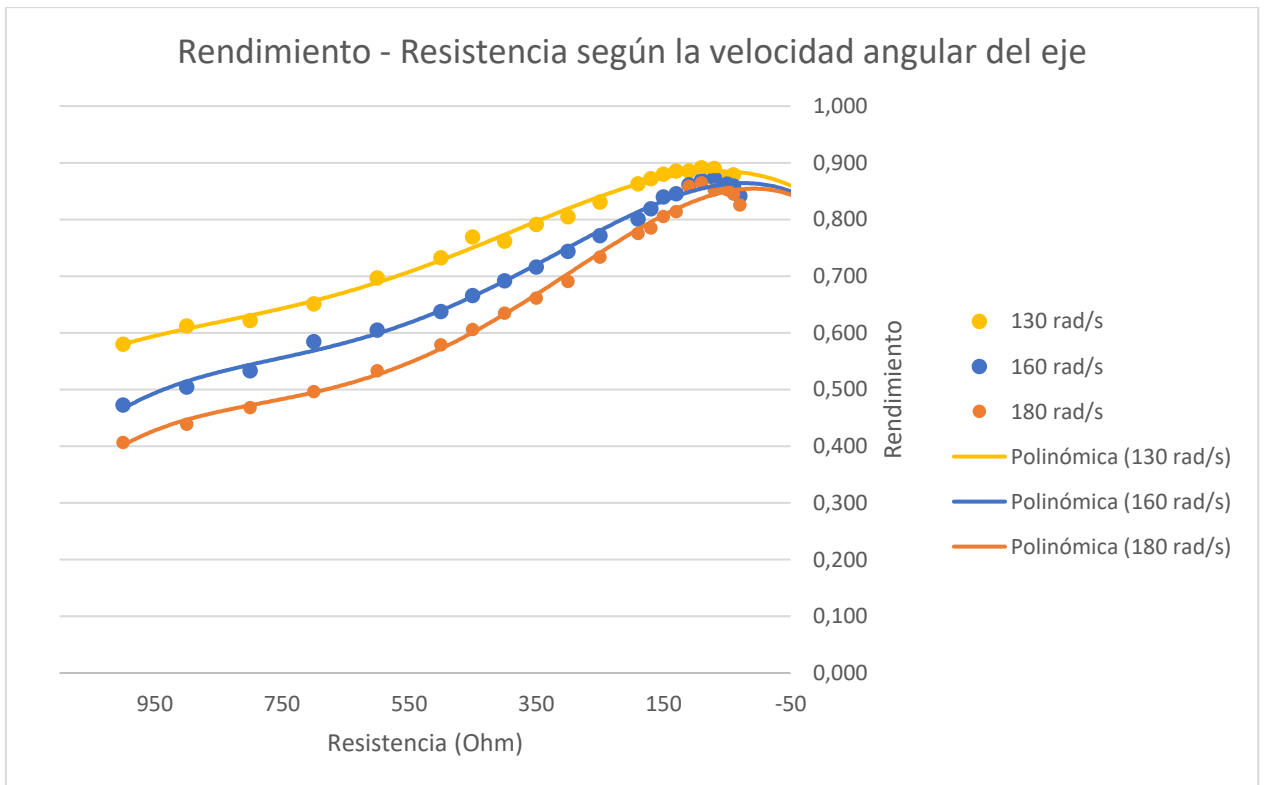


Figura 5.11. Rendimiento-Resistencia en función del condensador simulada.

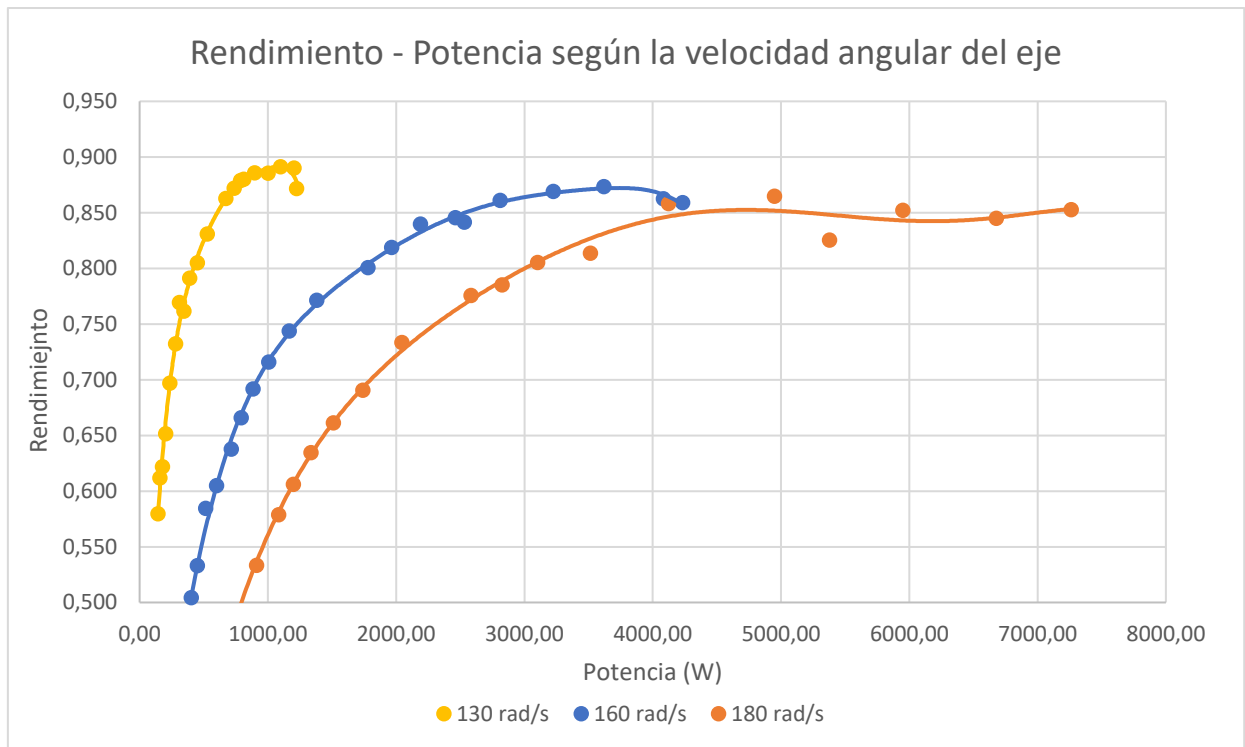


Figura 5.12. Rendimiento-Potencia en función de la velocidad angular simulada.

Como se puede observar, estas nuevas simulaciones vuelven a arrojar datos de interés sobre el funcionamiento de la BFT a ensayar. En la Figura 5.10 se puede apreciar que una disminución de la velocidad de giro del generador provocará un decremento de la potencia generada. Por otro lado, mediante la Figura 5.11 se puede observar que a medida que se disminuye la velocidad de giro del eje se produce un aumento del rendimiento con el que opera dicho generador. Por último, se tiene la Figura 5.12, en la que se exponen las curvas potencia-rendimiento para los tres regímenes de giro. En esta última figura se pueden observar con mayor claridad las conclusiones sobre el rendimiento y la potencia que se han obtenido mediante las figuras restantes.

Para finalizar, en un contexto representativo, se llevará a cabo una representación gráfica del rendimiento y la potencia en función del caudal de la turbina para cada capacidad de condensador a lo largo de los distintos puntos de funcionamiento del sistema. Para ello se supondrá una presión inicial de entrada a la BFT, suponiendo que la presión relativa en la salida será nula y se usará la siguiente expresión:

$$Q = \frac{\text{Potencia} \cdot \text{Rendimiento}}{P_{\text{entrada}}} \quad (\text{Ec } 5.34)$$

Donde la potencia se expresa en vatios (W), la presión de entrada se expresa en pascuales (Pa) y el caudal se obtiene en metros cúbicos por segundo (m³/s). Posteriormente, para operar con magnitudes más manejables, se podrá obtener el caudal en otras unidades como los litros por minuto. El resultado de estos cálculos se expone en las siguientes figuras:

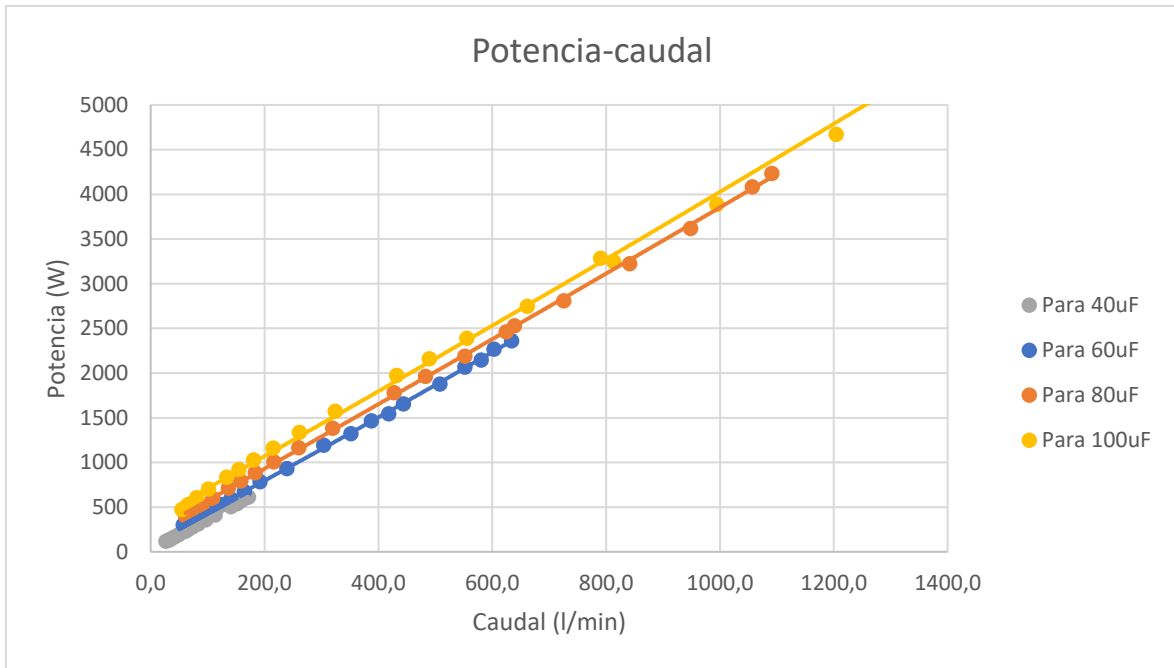


Figura 5.13. Potencia-Caudal en función del condensador simulado.

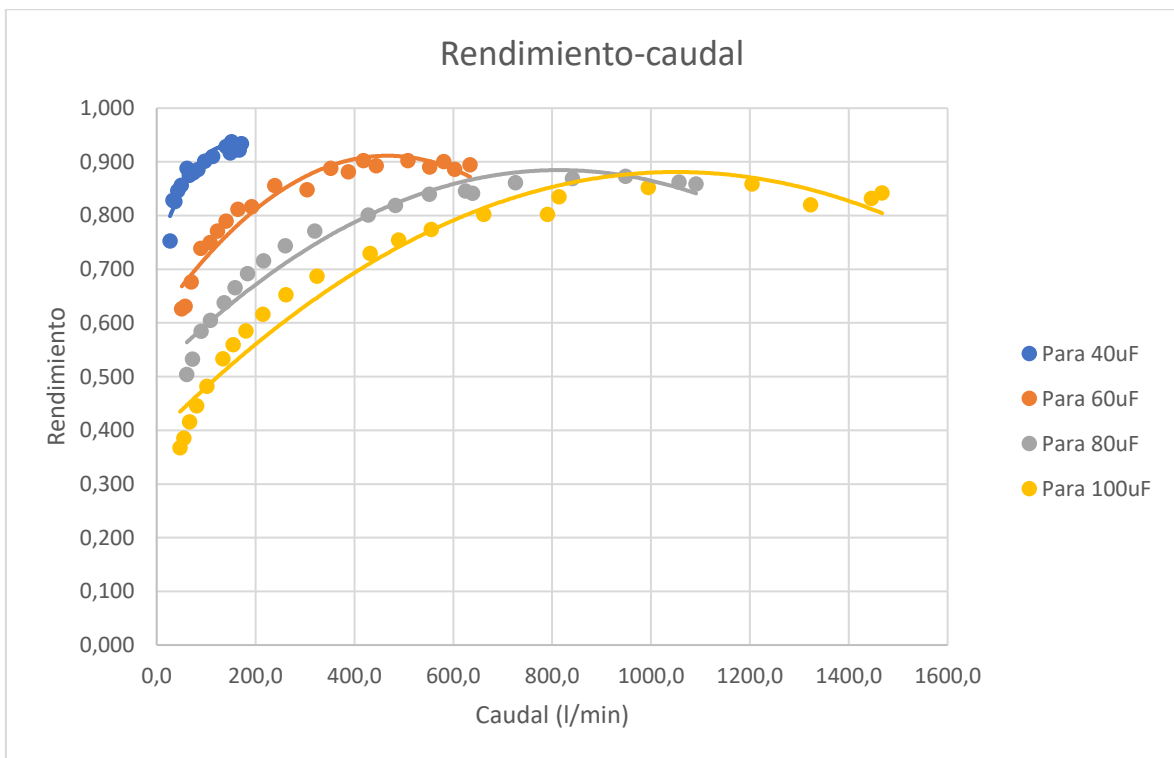


Figura 5.14. Rendimiento-Caudal en función del condensador simulado.

En la Figura 5.13 se observa una tendencia directamente proporcional entre el caudal turbinado y la potencia generada por la BFT, que es bastante similar al tipo de curva que debería obtenerse experimentalmente en el banco de ensayos. Por otro lado, en la Figura 5.14 se observa la típica curva de rendimiento que presentaría una BFT de forma que presenta un aumento de rendimiento hasta llegar a un máximo casi imperceptible. La curva potencia-rendimiento sería la misma que se ha explicado en la Figura 5.9

5.6. Valoración económica de la solución propuesta.

Tras dimensionar, diseñar y modificar las piezas necesarias, es necesario la realización de una valoración económica que resuma los costes necesarios que se tendrían que afrontar para llevar a la práctica la adecuación del banco de ensayos existente para las nuevas necesidades que se le requieren. En la siguiente tabla se expondrán detalladamente todos los elementos y materiales necesarios:

Descripción	Unidades	Precio total (€)
• Fabricación de la carcasa perteneciente al generador.	1	100
• Fabricación de la carcasa perteneciente a la bomba.	1	100
• Fabricación de la estructura metálica que soporta la bomba, el generador y el sensor de par.	1	50
• Acoplamiento JAKOB EKM 15 D1:16H7 - D2:16H7	2	249
• Sensor de par dinámico con escobillas AEP-TR2A	1	1350
• Tornillo de fijación Plano Acero Inoxidable Hexagonal M10 x 50mm Tornillo de fijación	6	7
• Tuerca hexagonal Plano Acero Inoxidable Completo, M10	6	2
• Tornillo de fijación Plano Acero Inoxidable Hexagonal M4 x 15mm Tornillo de fijación	4	1
• Anclaje metálico con tornillo suelto. Acero al carbono M10. 60mm de largo	4	6
• Condensador de polipropileno PP KEMET, 60µF, ±5%, 470V AC.	3	50
• Reóstato Ohmite, 1kΩ, ±10%, 100W	3	400
• Montaje hidráulico y eléctrico del conjunto de suministros sobre banco existente	1	-
• Modificación de la interfaz Scada para el nuevo sensor de par	1	-
• Clip de sujeción eje 16mm	1	-
	2	2
	TOTAL	2317€

Capítulo 6. Caracterización experimental del nuevo banco de ensayos.

Una vez que se ha llevado a cabo la instalación de las pertinentes modificaciones del banco de ensayos, así como las modificaciones necesarias en lo referente al sistema de adquisición y almacenamiento de los datos procedentes de los distintos sensores, se puede llevar a cabo el proceso de toma de datos de la bomba funcionando como turbina.

En este capítulo se llevará a cabo el desarrollo de tres objetivos. En primer lugar, se realizará una explicación detallada de la metodología que se debería seguir a la hora de tratar con los datos procedentes de los sensores de la instalación, con el fin último de obtener las curvas características de las prestaciones de la BFT ensayada.

Posteriormente, haciendo uso de la metodología previamente expuesta, se llevará a cabo la realización numérica del procesado de datos para la obtención de las curvas características de una bomba funcionando como turbina real. Finalmente, tras realizar dicha representación gráfica, se procederá a realizar una comparación de los resultados obtenidos mediante la caracterización experimental con respecto a los resultados que se obtendrían mediante el uso de los modelos de predicción desarrollados por los distintos autores.

6.1. Metodología de procesado de resultados

Como se ha dicho previamente, en este primer punto se llevará a cabo la presentación de la metodología de procesado de datos, de forma que finalmente se puedan obtener en este apartado la representación gráfica de las curvas altura-caudal, rendimiento-caudal o potencia-caudal. Para el procesado de datos será necesario disponer de las variables obtenidas de los sensores de presión aguas arriba y aguas abajo de la BFT, caudal que atraviesa la BFT y el par generado entre la turbina y el generador asíncrono. Además de obtener estas curvas características, también se podrá llevar a cabo el estudio de la capacidad de uso del motor del que dispone la BFT en su modo generador, obteniendo su correspondiente rendimiento.

Una vez que se tienen todos los datos, se llevará a cabo la construcción de la tabla en la que se representen tanto el caudal como la altura y el par generado. El caudal y el par se obtendrán directamente de los valores que arrojan los sensores, mientras que la altura se obtendrá con los sensores de presión. Como los sensores de la instalación miden la presión en bar, se ha de convertir a metros columna de agua. Para ello, simplemente se usa la equivalencia $1 \text{ bar} = 10,2 \text{ m.c.a.}$ Por tanto, la altura obtenida en cada punto de medición de la instalación será la resta de la presión aguas arriba menos la presión aguas abajo, convertida a metros columna de agua. En el caso de la velocidad de giro, para los cálculos de potencia será necesario convertir las revoluciones por minuto a radianes por segundo. Este cálculo es directo, teniendo en cuenta la relación $1 \text{ rpm} = 2\pi \text{ rad/s.}$

A continuación, se obtendrá el cálculo de las distintas potencias que se generan en la instalación. Estas son la potencia hidráulica comunicada por el flujo, la potencia en el eje que es la absorbida por la turbina y la potencia de salida hacia las cargas, que es la que potencia última que se puede utilizar tras ser producida por del generador.

En cuanto a la potencia hidráulica, su cálculo es sencillo y se realiza mediante la siguiente expresión:

$$P_{hidráulica} = Q\rho gH_n \quad (Ec\ 6.1)$$

Donde el caudal se expresará en metros cúbicos por segundo (m^3/s), la densidad se expresará en kilogramos por metro cúbico (kg/m^3) y será la correspondiente a la del agua a 25 grados centígrados ($997,05\ kg/m^3$), la gravedad será $9,81\ m/s^2$ y la altura neta será expresada en metros columna de agua (m.c.a), obtenida mediante la resta de presiones aguas arriba y aguas debajo de la BFT, haciendo la conversión final de bares a metros columna de agua. Con el uso de estas unidades, el resultado de la potencia se ofrecerá en vatios (W).

Para el cálculo de la potencia en el eje entre la turbina y el generador se usará el valor ofrecido por el sensor de par. Este valor será obtenido mediante medida directa, por lo que el cálculo de dicha potencia se realiza mediante la siguiente expresión:

$$P_{eje} = T\Omega \quad (Ec\ 6.2)$$

Donde el par "T" vendrá dado en newton por metro (Nm) y el régimen de giro " Ω " se expresará en radianes por segundo (rad/s). Con el uso de estas unidades se obtendrá una potencia en el eje dada en vatios (W).

Finalmente se tiene la potencia de salida, que es la ofrecida por el generador. Para el cálculo de esta potencia hay que tener en cuenta que el generador seleccionado es trifásico, por lo que la potencia total generada será la suma de la potencia generada por cada una de sus fases. Para calcular la potencia generada por cada fase hay que calcular la potencia disipada por la carga resistiva de dicha fase. Para ello, se puede llevar a cabo el cálculo de distintas formas:

- Mediante la caída de tensión en la resistencia y el valor óhmico de la misma.

Para realizar el cálculo de la potencia se resuelve la siguiente expresión:

$$P_{1-fase} = P_{carga\ resistiva} = \frac{U^2}{R} \quad (Ec\ 6.3)$$

- Mediante la caída de tensión en la resistencia y la intensidad de la misma.

Para realizar el cálculo de la potencia se resuelve la siguiente expresión:

$$P_{1-fase} = P_{carga\ resistiva} = U \cdot I \quad (Ec\ 6.4)$$

- Mediante el valor óhmico y la intensidad de la misma.

Para realizar el cálculo de la potencia se resuelve la siguiente expresión:

$$P_{1-fase} = P_{carga\ resistiva} = R \cdot I^2 \quad (Ec\ 6.5)$$

Finalmente, la potencia total resultante se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$P_{3-fases} = 3 \cdot P_{1-fase} \quad (Ec\ 6.6)$$

También se puede llevar a cabo el cálculo de la potencia mediante la lectura de la tensión entre fases y la lectura de la intensidad de una de las fases siempre que el

sistema se encuentre equilibrado. La expresión que se debería usar en este caso son las siguientes:

$$P_{3-fases} = \sqrt{3}UI\cos(\theta) \quad (Ec\ 6.7)$$

Donde el coseno es igual a la unidad por tratarse de cargas puramente resistivas.

En estas expresiones el resultado será expresado en vatios (W) siempre que la tensión sea expresada en voltios (V), el valor óhmico de la resistencia sea expresado en ohmios (Ohm) y el valor de la intensidad sea expresado en amperios (A).

Ahora que se han desarrollado las expresiones que permiten obtener el cálculo de las potencias involucradas a lo largo del proceso, se definirán los rendimientos parciales de cada una de las máquinas que componen el banco de ensayos. Estas máquinas son la turbina y el generador.

En el caso de la turbina, su rendimiento será el cociente entre la potencia hidráulica que recibe en su entrada con respecto a la potencia en el eje que genera. Este rendimiento se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{turbina} = \frac{P_{eje}}{P_{hidráulica}} = \frac{T\Omega}{Q\rho gH_n} \quad (Ec\ 6.8)$$

Finalmente queda el rendimiento propio del generador. Este rendimiento se puede calcular como el cociente entre la potencia de salida (consumida por las cargas) con respecto a la potencia en el eje. El rendimiento del generador es debido a que posee pérdidas tanto por fricción como internas en el cobre y estator. La expresión final que permite el cálculo de este rendimiento es la siguiente:

$$\eta_{generador} = \frac{P_{eléctrica}}{P_{eje}} = \frac{\sqrt{3}UI}{T\Omega} \quad (Ec\ 6.9)$$

$$\eta_{generador} = \frac{P_{eléctrica}}{P_{eje}} = \frac{U \cdot I}{T\Omega} = \frac{R \cdot I^2}{T\Omega} = \frac{U^2}{RT\Omega} \quad (Ec\ 6.10)$$

Se usará la ecuación 5.9 en caso de obtener la tensión e intensidad entre las fases del generador asíncrono o usando la ecuación 5.10 en caso de obtenerlas directamente de la carga resistiva.

Una vez que se han obtenido todas las variables expuestas en este apartado, se llevará a cabo la representación gráfica de las mismas a una determinada velocidad de giro fija. Para ello, se dispondrá de la tabla constituida por el caudal, la potencia en el eje y la altura manométrica y mediante cualquier software de procesamiento numérico como "Microsoft Excel" se procederá a representar gráficamente las siguientes variables:

- Gráfica altura-caudal. En esta gráfica se representarán los valores obtenidos de altura manométrica y caudal para un régimen de giro constante, situando la altura manométrica en el eje de ordenadas y el caudal en el eje de abscisas.
- Gráfica rendimiento-caudal. En esta gráfica se representarán los valores obtenidos del rendimiento propio de la turbina y el caudal correspondiente para un régimen de giro constante, situando el rendimiento en el eje de ordenadas y el caudal en el eje de abscisas.

- Gráfica potencia-caudal. En esta gráfica se representarán los valores obtenidos de la potencia en el eje generada por la turbina y el caudal correspondiente a una velocidad de giro constante, situando la potencia en el eje de ordenadas y el caudal en el eje de abscisas.

Posteriormente, como complemento, se podrán representar unas curvas representativas del generador asíncrono con el objetivo de visualizar sus parámetros más relevantes. Para ello, se podrá realizar la gráfica rendimiento-potencia en la que el rendimiento será el del propio generador y se situará en el eje de ordenadas, mientras que la potencia será la de salida a las cargas y se situará en el eje de abscisas.

6.2. Estudio de la BFT para diferentes condiciones de operación

En este apartado se llevará a cabo la caracterización y obtención de las curvas características a partir de los datos procedentes de los distintos sensores que constituyen el banco de ensayos de la BFT. Sin embargo, debido a las condiciones propiciadas por la pandemia del Covid-19, no se ha podido llevar a cabo finalmente la construcción e instalación de los cambios necesarios en el banco de ensayos para poder realizar las lecturas correctamente.

Debido a este problema, se llevará a cabo la caracterización de otra bomba funcionando como turbina que será obtenida de la literatura, en la que se desarrollarán los mismos pasos que serían necesarios en el cálculo de las curvas características de la bomba del laboratorio. De esta forma, se pretende facilitar un esquema paso a paso de lo que se debería realizar en el banco de ensayos para obtener las curvas características. Para realizar este apartado se ha decidido usar los datos de la bomba Omega 125-290A [52], cuyas curvas características se presentarán en un anexo. A continuación, se muestran las especificaciones de dicha bomba en modo de operación directo, medidas en el punto de mayor eficiencia:

BEP modo bomba	
Velocidad (rpm)	1450
Caudal (m ³ /s)	0,074
Altura (m)	26,8
Rendimiento	0,84
Potencia (W)	23500

Figura 6.1. Características de la bomba Omega 125-290A en modo bomba.

Una vez ensayada, los datos de los sensores de presión, caudal y par para esta bomba funcionando como turbina a una velocidad constante de 1520 rpm son los expuestos en la Figura 6.2.

Caudal (m ³ /s)	Altura (m)	Par en el eje (Nm)
0,0617	23,5	47,12
0,0667	25,1	62,82
0,0722	26,2	80,10
0,0778	27,1	100,52
0,0833	29,8	113,08
0,0889	32,5	141,35

Caudal (m ³ /s)	Altura (m)	Par en el eje (Nm)
0,0944	34,7	166,48
0,1008	37,5	188,47
0,1056	40,1	212,03
0,1111	43,4	235,59
0,1167	47,1	267,00
0,1233	52,3	301,56

Figura 6.2. Datos de sensores para la bomba Omega 125-290A en modo turbina a 1520 rpm.

Con los datos obtenidos se comenzará obteniendo la potencia hidráulica según la ecuación 6.1 y la potencia en el eje según la ecuación 6.2. Finalmente, una vez completado este paso se llevará a cabo el cálculo del rendimiento de la turbina mediante la ecuación 6.8.

Los resultados obtenidos tras el análisis de los datos se pueden apreciar en la siguiente tabla:

Caudal (m ³ /s)	Altura (m)	Par en el eje (Nm)	Potencia (W)	Rendimiento
0,0617	23,5	47,12	7500	0,530
0,0667	25,1	62,82	10000	0,612
0,0722	26,2	80,10	12750	0,690
0,0778	27,1	100,52	16000	0,777
0,0833	29,8	113,08	18000	0,742
0,0889	32,5	141,35	22500	0,797
0,0944	34,7	166,48	26500	0,812
0,1008	37,5	188,47	30000	0,828
0,1056	40,1	212,03	33750	0,816
0,1111	43,4	235,59	37500	0,796
0,1167	47,1	267,00	42500	0,792
0,1233	52,3	301,56	48000	0,762

Figura 6.3. Resultados de potencias y rendimiento de la bomba Omega 125-290A.

El último paso a realizar en el estudio de esta turbina es la obtención de las curvas características expuestas en capítulos anteriores. Para ello, se obtendrán las curvas Altura-Caudal (H-Q), Rendimiento-Caudal(η -Q) y la curva potencia-caudal (P-Q).

- Curva altura-caudal (H-Q)

Para la obtención de esta curva se dispondrá la altura manométrica como variable en el eje de ordenadas medido en metros, mientras que en el eje de abscisas se situará el caudal medido en metros cúbicos por segundo. El resultado de esta curva característica para la bomba mencionada es el siguiente:

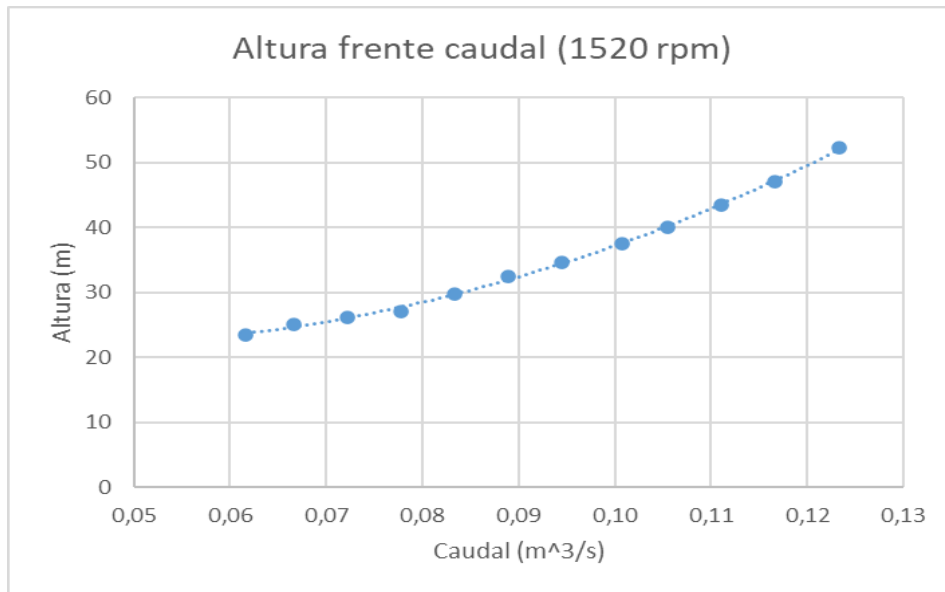


Figura 6.4. Curva H-Q para la bomba Omega 125-290A en modo turbina.

- Curva rendimiento-caudal (η -Q)

Para la obtención de esta curva se dispondrá del rendimiento como variable en el eje de ordenadas de forma adimensional, mientras que en el eje de abscisas se situará el caudal medido en metros cúbicos por segundo. El resultado de esta curva característica para la bomba mencionada es el siguiente:

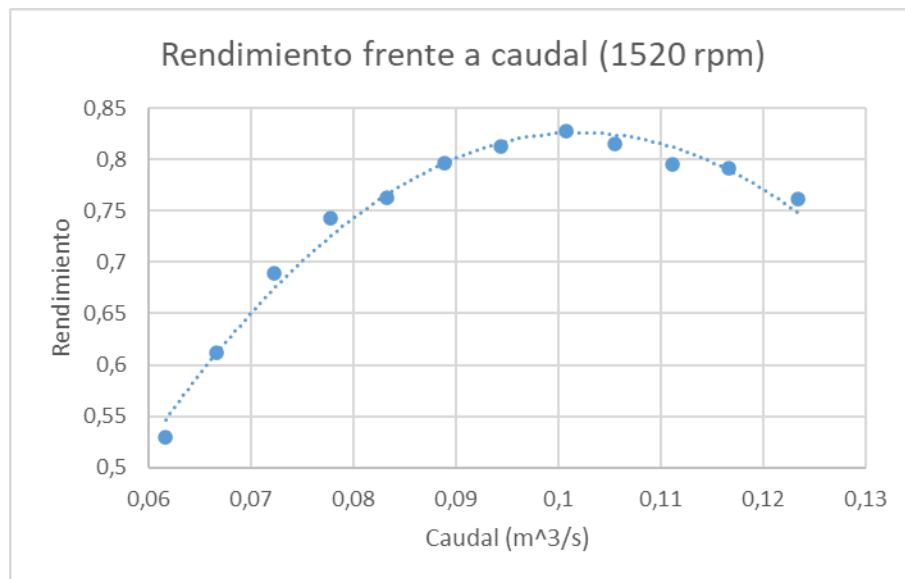


Figura 6.5. Curva η -Q para la bomba Omega 125-290A en modo turbina.

- Curva potencia-caudal (P-Q)

Para la obtención de esta curva se dispondrá de la potencia como variable en el eje de ordenadas medida en vatios, mientras que en el eje de abscisas se situará el caudal medido en metros cúbicos por segundo. El resultado de esta curva característica para la bomba mencionada es el siguiente:

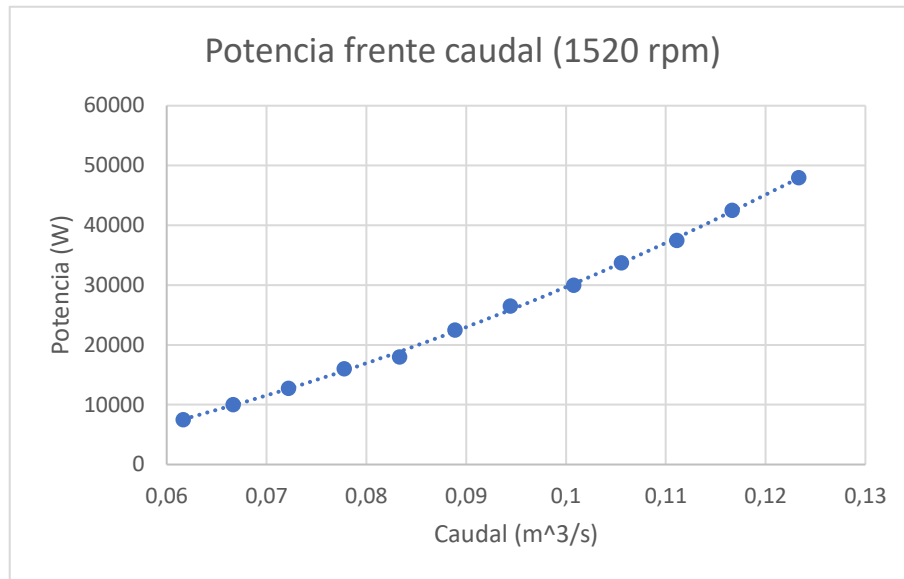


Figura 6.6. Curva P-Q para la bomba Omega 125-290A en modo turbina.

Con la obtención de estas curvas sería suficiente para definir de forma suficientemente concreta el funcionamiento y las características de la BFT instalada en el banco de ensayos. Además, se pueden deducir los parámetros característicos de la BFT en su punto de máxima eficiencia de las gráficas obtenidas. Las características obtenidas para esta bomba son las siguientes:

BEP modo turbina	
Velocidad (rpm)	1520
Caudal (m ³ /s)	0,101
Altura (m)	37,5
Rendimiento	0,82
Potencia (W)	30000

Figura 6.7. Características obtenidas de la bomba Omega 125-290A en modo turbina.

Una vez determinadas las características de la bomba funcionando como turbina también se pueden obtener de forma complementaria las características del motor asíncrono al que le transmite la potencia. Para ello se deberá de hacer uso de los datos de la potencia generada en el banco de resistencias, así como de la potencia generada en el eje por parte de la turbina.

Al igual que en el caso anterior, los datos de este ensayo no han sido posibles de obtener debido a la incapacidad de llevar a cabo la instalación de las mejoras pertinentes. Por ello, a modo de referencia y como esquema para un futuro ensayo, se ha decidido obtener los datos necesarios de la literatura con el objetivo de explicar de forma clara los pasos que se deberían de seguir a la hora de la caracterización del generador. Los datos seleccionados provienen del trabajo realizado por Alfredo Quispe Caso y Juan Carlos Maquera Quispe [36]. De esta forma, la potencia en el eje, velocidad de giro y las variables eléctricas se representan en la siguiente figura:

Par en el eje (Nm)	Velocidad de giro (rpm)	Tensión generada (V)	Intensidad generada (I)
1,256	3397	240,37	0,894
1,228	3282	224,67	0,863
1,225	3212	215,33	0,845
1,208	3013	189,33	0,791

Figura 6.8. Datos de sensores para el motor asíncrono en modo generador.

Como se puede observar en esta figura, las velocidades de giro tienen un amplio rango. En el caso de la bomba estudiada en el banco de ensayos de la UPCT se debería mantener un régimen de giro constante, intentando disminuir en lo posible el deslizamiento en modo generador para obtener un mayor rendimiento.

Una vez obtenidas las variables aportadas por los sensores, se procederá al cálculo de los parámetros característicos del generador, como el rendimiento o la frecuencia de generación. Para ello, se llevará a cabo el cálculo de la potencia en el eje de entrada al generador usando el par y el régimen de giro mediante la ecuación 6.2. Además, como se tiene la tensión y la intensidad generada, se obtendrá la potencia mediante la ecuación 6.4 y la ecuación 6.6. Finalmente, se podrá obtener el rendimiento del motor en modo generador a través de la ecuación 6.9. o la ecuación 6.10.

Los resultados de estos cálculos se expresan en la siguiente figura:

Par en el eje (Nm)	Velocidad de giro (rpm)	Tensión generada (V)	Intensidad generada (I)	Potencia producida (W)	Frecuencia (Hz)	Potencia en eje (W)	Eficiencia del generador
1,256	3397	240,37	0,894	214,82	56,62	446,86	0,481
1,228	3282	224,67	0,863	193,84	54,70	421,92	0,459
1,225	3212	215,33	0,845	182,05	53,53	412,09	0,442
1,208	3013	189,33	0,791	149,74	50,22	381,08	0,393

Figura 6.9. Resultados de potencias y rendimiento del motor en modo generador.

En conclusión, con los cálculos y expresiones explicadas en este apartado se podría llevar a cabo de forma completa y exhaustiva la caracterización del conjunto bomba-motor del que se dispone en el banco de ensayos del laboratorio de máquinas hidráulicas de la Universidad Politécnica de Cartagena, pudiendo hacer un estudio individual de cada máquina o tratándolos como un solo elemento con un solo rendimiento, que se puede obtener mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{conjunto\ turbina-generador} = \frac{P_{eléctrica\ generada}}{P_{hidráulica}} = \frac{3UI}{Q\rho gH_n} \quad (Ec\ 6.11)$$

Destacar finalmente que para el ensayo de la BFT con los elementos que presenta el banco de ensayos solo es posible la caracterización de la bomba a un régimen de giro compatible con la velocidad necesaria para la generación en el motor asíncrono. Sin embargo, se podrá obtener su funcionamiento en distintas condiciones de altura y caudal siempre que se mantenga la velocidad de giro en el debido intervalo.

6.3 Comparación con los resultados de los modelos de predicción

En este apartado se llevará a cabo la comparación de los resultados obtenidos de la bomba funcionando en modo turbina con los que se obtendrían mediante el uso de los modelos de predicción desarrollados por los distintos investigadores a lo largo de los años. Para ello, se llevará a cabo un análisis numérico de los distintos parámetros característicos de la BFT, como el caudal y la altura en el punto de mayor eficiencia. De esta forma se podrá obtener el modelo de predicción que presente una mayor precisión a la hora de obtener los parámetros característicos de bombas funcionando como turbinas con baja velocidad específica.

La bomba de la que se dispone en el banco de ensayos presenta una baja velocidad específica, por lo que para obtener unos resultados suficientemente verídicos se ha optado por el uso de la bomba mencionada en el apartado 6.2, que también presenta una baja velocidad específica. Recordar que la velocidad específica representa la velocidad de una unidad de tamaño “D” tal que, en régimen de funcionamiento similar, eleva una unidad de caudal “m³/s” a la unidad de altura “m”. Esta máquina presenta una velocidad específica en modo bomba de 33,86 mientras que la máquina a ensayar en el laboratorio presenta una velocidad específica en modo bomba de 29,77. Estos valores han sido obtenidos a partir de las siguientes expresiones:

$$N_{s,bomba\ 1} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{2900\sqrt{0,00125}}{5,2^{\frac{3}{4}}} = 29,77 \quad (Ec\ 6.12)$$

$$N_{s,bomba\ 2} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{1450\sqrt{0,074}}{26,8^{\frac{3}{4}}} = 33,86 \quad (Ec\ 6.13)$$

Cabe destacar que la gran mayoría de los modelos de predicción sirven para hacer una estimación de los parámetros de la bomba funcionando como turbina en el punto de mayor eficiencia, por lo que la mayoría de ellos no sirve para la obtención de las curvas completas que permitan definir en todo su rango de caudales a las diferentes BFT. Sin embargo, existen otros modelos que también permiten la obtención de las curvas características, como es el caso del modelo de Derakhshan y Nourbakhsh [15], cuyas expresiones se han expuesto en el Capítulo 2. Tras evaluar dichas expresiones en los distintos caudales en los que puede operar la BFT, se han obtenido los resultados expuestos en las siguientes figuras.

En primer lugar, se tiene la Figura 6.10, que representa la relación altura-caudal de la BFT. Se puede apreciar que el modelo de predicción arroja valores cercanos a los reales, aunque un poco mayores, con una variación menor a los 5 metros. Posteriormente, en la Figura 6.11 se expone la relación rendimiento-caudal. Al igual que en el caso anterior, los valores ofrecidos por el modelo son similares, aunque un poco superiores a los reales, con una diferencia del 5-10%. Finalmente, en la Figura 6.12 se representa la relación potencia-caudal. En este caso se produce una mayor similitud de los valores generados por el modelo con los reales, generándose una diferencia de 3kW en los valores más bajos de potencia.

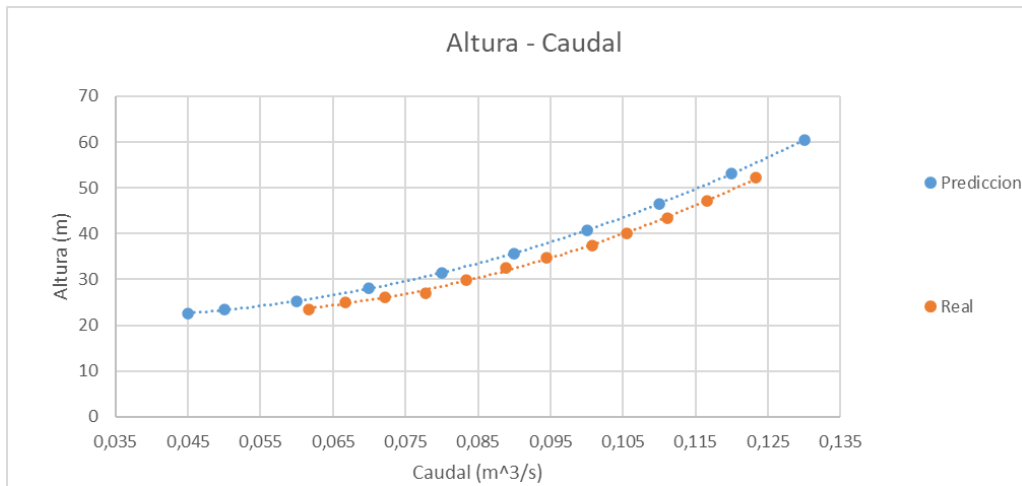


Figura 6.10. Comparación de la curva característica Altura - Caudal obtenida mediante el modelo de predicción con respecto a la curva real.

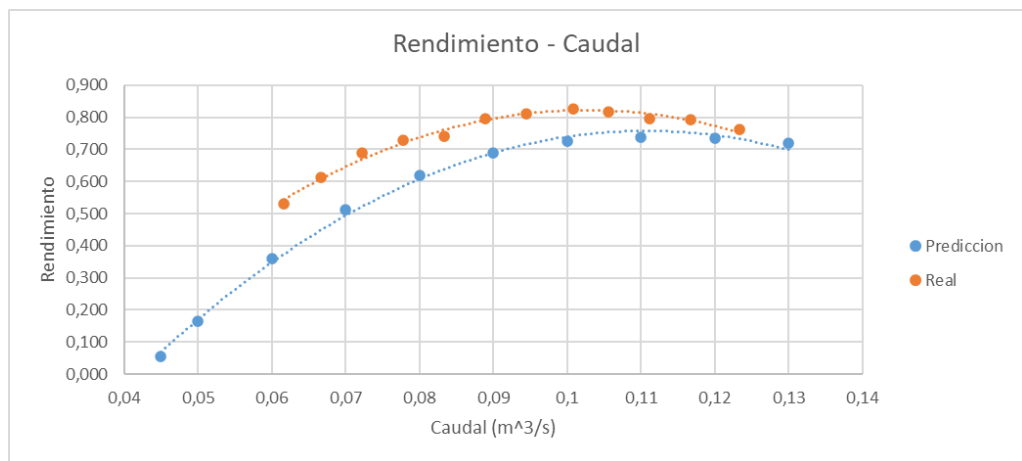


Figura 6.11. Comparación de la curva característica Rendimiento - Caudal obtenida mediante el modelo de predicción con respecto a la curva real.

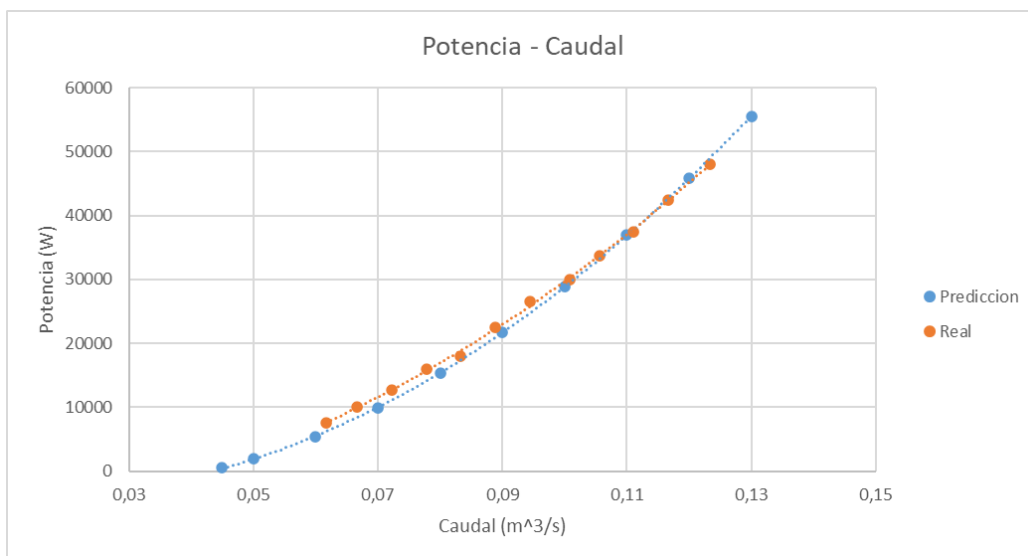


Figura 6.12. Comparación de la curva característica Potencia - Caudal obtenida mediante el modelo de predicción con respecto a la curva real.

Por otro lado, para llevar a cabo la comparación de los modelos que proporcionan los valores de altura y caudal en su punto de máxima eficiencia sobre la BFT Omega 125-290A, se tiene que el caudal en el punto de mayor eficiencia es de 0,101 m³/s, mientras que la altura en el punto de mayor eficiencia es de 37,5 metros.

En la Figura 6.13 se muestran los resultados de altura y caudal que presentaría la bomba funcionando como turbina en el punto de funcionamiento de mayor eficiencia para los diferentes autores estudiados. A la vista general de los resultados obtenidos, se puede deducir que una parte de los autores han presentado un modelo de predicción con el que parecen obtenerse unos resultados que concuerdan sustancialmente con los obtenidos mediante la experimentación. Para observar el grado de aproximación, se calculará y graficará el error cometido por cada autor, tanto en la altura como en el caudal, mediante las siguientes expresiones, donde el caudal y la altura real son las obtenidas experimentalmente en las curvas características de la BFT Omega 125-290A:

$$\text{Error caudal (\%)} = \frac{\text{Caudal real} - \text{Caudal estimado}}{\text{caudal real}} * 100 \quad (\text{Ec 6.14})$$

$$\text{Error altura (\%)} = \frac{\text{Altura real} - \text{Altura estimado}}{\text{Altura real}} * 100 \quad (\text{Ec 6.15})$$

Autor y año	Altura según el modelo de predicción (m)	Caudal según el modelo de predicción (m ³ /s)	Error en altura (%)	Error en caudal (%)
Stepanoff (1957) [16]	31,90	0,081	14,93	20,10
Childs (1962) [23]	31,90	0,088	14,93	12,77
Sharma (1985) [27]	33,04	0,085	11,90	15,77
Schmiel (1988) [19]	50,96	0,117	-35,88	-15,48
Alatorre-Frenk (1990) [20]	36,19	0,093	3,49	7,52
Yang et Al (2012) [8]	38,96	0,098	-3,89	2,83
Grover (1980) [24]	55,71	0,124	-48,56	-22,38
Hergt (1980) [22]	28,09	0,091	25,09	10,10
Mijailov (1989) [18]	13,40	0,050	64,27	50,18
Audisio (2002) [12]	37,58	0,094	-0,21	7,40
Nautiyal et al (2011) [13]	64,60	0,148	-72,27	-46,24
Engeda y Tan (2016) [10]	32,68	0,079	12,84	21,56
Stefanizzi et Al (2017) [14]	40,89	0,090	-9,05	10,41
BUTU [22]	36,19	0,124	3,49	-22,98
Barbarelli 1 (2017)[34]	37,89	0,108	-1,04	-6,80
Barbarelli 2 (2017)[35]	37,58	0,091	-0,22	9,78
Derakhshan y Nourbakhsh [15]	47,52	0,1125	-26,72	-11,39

Figura 6.13. Resultados de los modelos de predicción de los distintos autores para el caudal y la altura de la bomba seleccionada.

Tal y como se puede ver en la Figura 6.14 y la Figura 6.15, en la predicción de la altura y el caudal de la BFT, autores como Alatorre-Frenk [20], Audisio [12], Yang et Al [8], Stefanizzi et Al [14] o Barbarelli [34 y 35] presentan unos porcentajes de error inferiores al 10%, por lo que pueden ser considerados como relativamente pequeños. Por el contrario, autores como Mijailov [18], Nautiyal et Al [13], Grover [24] o Schmiendl [19] presentan unos errores bastante más amplios, llegando a errores en torno al 10-80%, por lo que sus modelos no servirían para predecir los parámetros en el punto de mayor eficiencia.

En resumen, los dos mejores modelos que se han encontrado han sido los de Alatorre-Frenk [15] y Yang et Al [3], al presentar unos errores relativamente bajos con respecto a los demás modelos, ambos fundamentados en el punto de mayor eficiencia. Además, en este capítulo se ha presentado la metodología necesaria que se tendría que seguir para obtener las curvas características de la BFT instalada en el banco de ensayos de la UPCT. Además, se ha llevado a cabo un estudio de los diferentes modelos de predicción propuestos por una gran variedad de autores, para finalmente exponer el porcentaje de aproximación de los valores que arrojan dichas predicciones con los que se obtienen experimentalmente de una BFT de similar velocidad específica.

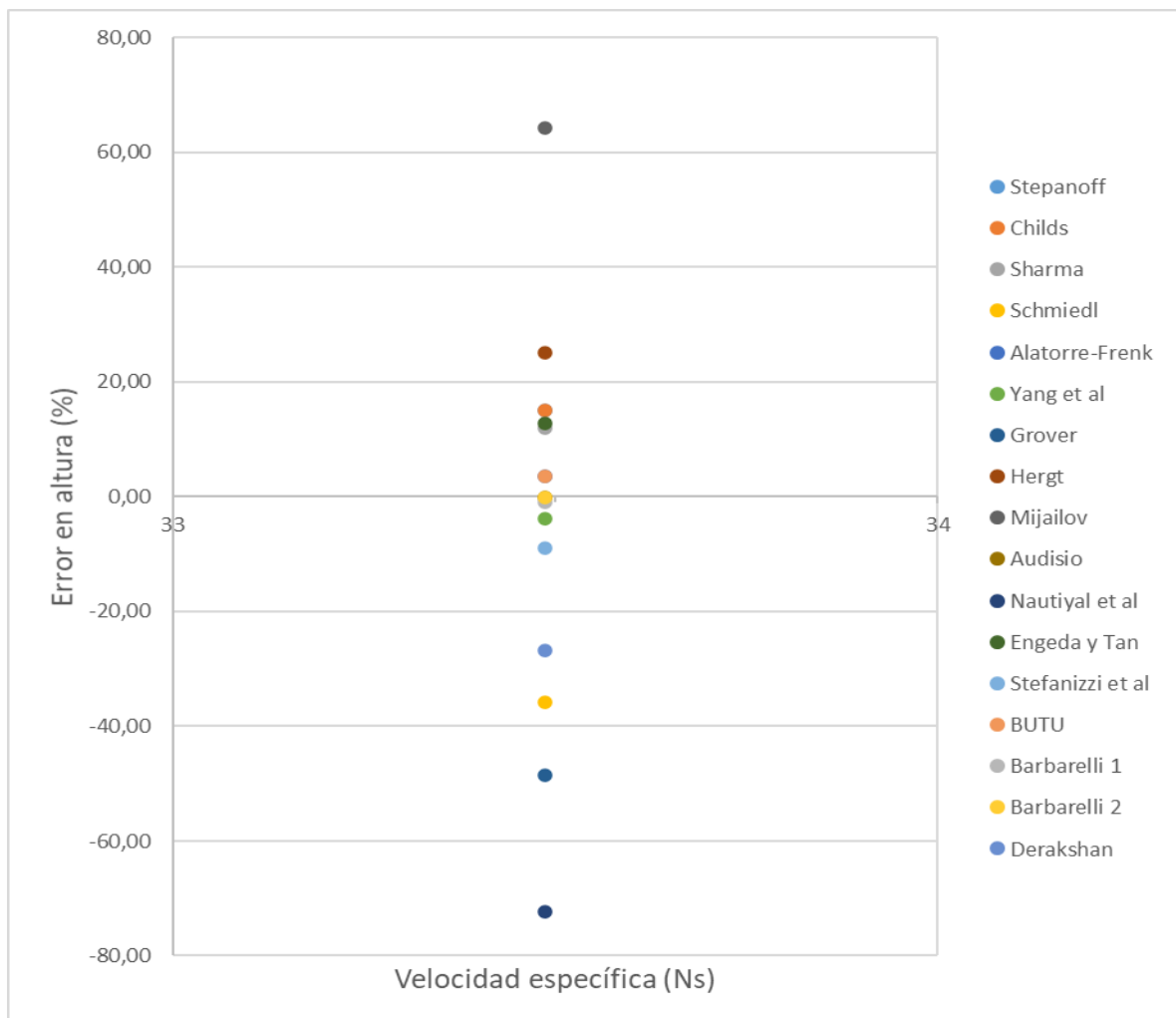


Figura 6.14. Comparación de errores de los distintos modelos de predicción en el caso de la altura de la BFT

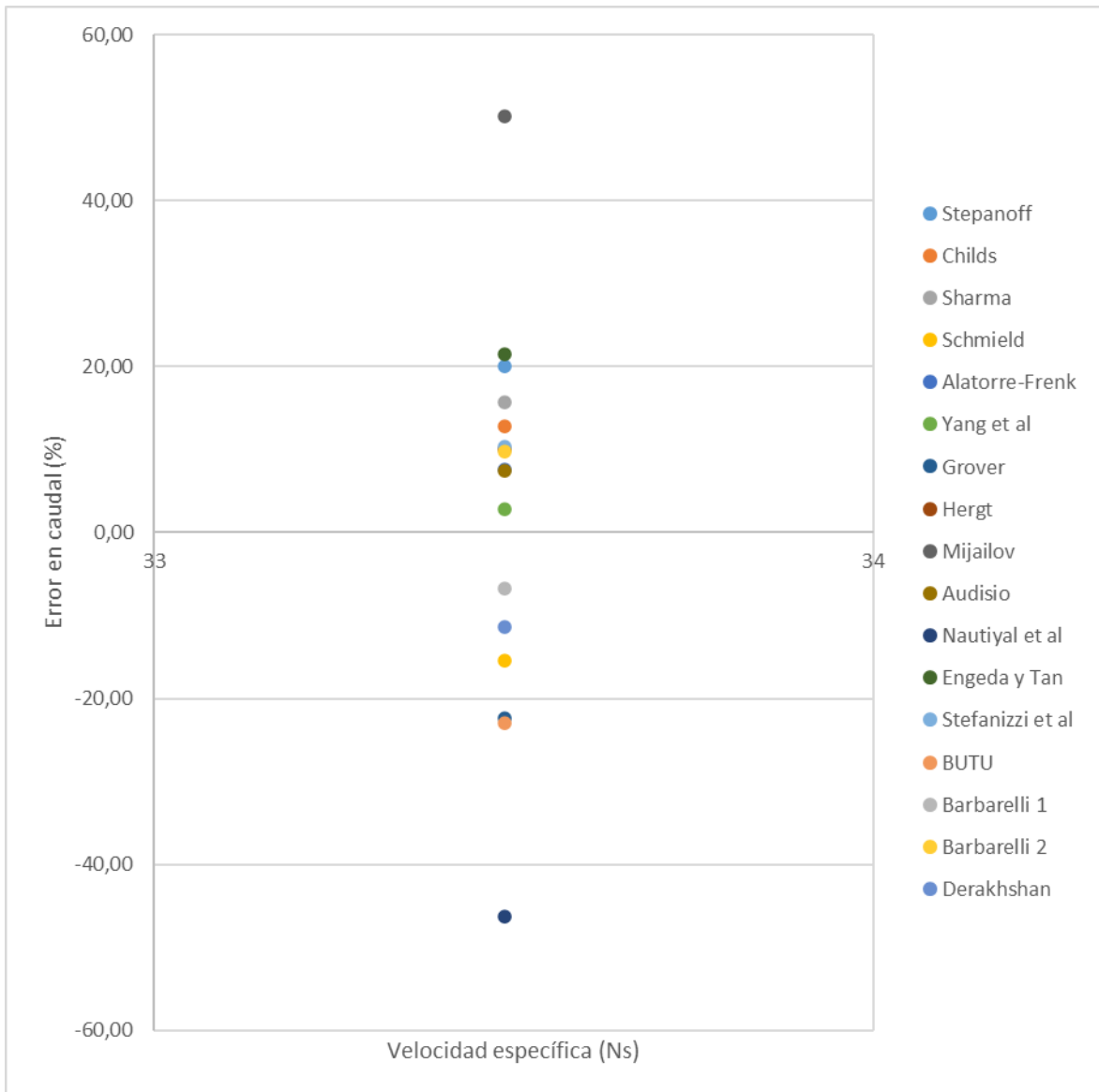


Figura 6.15. Comparación de errores de los distintos modelos de predicción en el caso del caudal de la BFT

Capítulo 7. Resumen y conclusiones.

A lo largo de este trabajo de fin de grado de ha llevado a cabo un análisis del banco de ensayos de uso docente e investigador para la realización de las pruebas docentes sobre bombas funcionando como turbinas en el laboratorio de máquinas hidráulicas de la Universidad Politécnica de Cartagena. Además, se ha realizado una revisión bibliográfica de los principales estudios experimentales de otros autores sobre la caracterización del funcionamiento de una BFT, así como una revisión y resumen de los principales modelos de predicción de sus curvas.

El objetivo de este proyecto ha sido el de diseñar las modificaciones necesarias para que mediante este banco de ensayos se puedan obtener correctamente las curvas características de una bomba funcionando como turbina, ya que previamente no era posible poder obtener dichas curvas a una velocidad constante.

Para llevar a cabo estas modificaciones se ha realizado un exhaustivo estudio sobre los métodos usados por otros autores de la literatura para realizar dicho propósito, aportando distintos procedimientos en base a los elementos de los que se disponía en su banco de ensayos. En base a estos autores se ha estudiado la implementación de sistemas de control de par mediante un Freno Prony, el sensor de par o el uso de métodos indirectos. Finalmente, debido a los aspectos en fiabilidad de los resultados, espacio físico disponible y la posibilidad de obtener un mayor número de parámetros del conjunto bomba-generator se ha optado por la instalación de un sensor de par dinámico con escobillas.

Por otro lado, se han estudiado distintos procedimientos que permitan obtener la energía generada del sistema a través del propio motor que impulsaba la bomba en su modo normal de trabajo. Para ello, se han investigado distintos métodos de conexión a la BFT como la generación acoplada a la red eléctrica, la generación aislada o la generación semi-aislada. Como resultado de este estudio se ha obtenido que la opción más viable para el entorno en el que se encontrará la BFT es la generación aislada. Esta decisión se basa principalmente en que la capacidad de variación de velocidad de giro del generador sería bastante pequeña dado que tendría que generar a 50Hz durante todo su funcionamiento, por lo que no se podrían obtener las curvas de la bomba a otras velocidades de giro.

Para la regulación del par se han estudiado procedimientos basados en la instalación de bombas auxiliares, instalación de bancos de resistencias o la rectificación de la salida del generador para posteriormente consumirse en una carga de corriente continua. De estas alternativas se ha decantado finalmente por el uso de un banco de resistencias acoplado a la BFT mediante un interruptor de corte. Las razones fundamentales de esta elección han sido su facilidad de uso para cualquier frecuencia y tensión, así como la facilidad de variación de carga que presenta.

Sin embargo, para poder llevar a cabo estas modificaciones en el banco de ensayos actual es necesario la modificación de alguno de los elementos que lo componen. Un claro ejemplo es el conjunto motor-bomba. Para poder medir el par en este conjunto es necesario la separación física de ambas partes de la máquina. Es por ello que en este trabajo se han diseñado todas las piezas y elementos necesarios para la incorporación del sensor de par en la instalación, para lo cual se ha precisado de una segunda bomba para tomar las medidas necesarias de la misma. Asimismo, también se ha diseñado el soporte principal donde se atornillarán los elementos correspondientes.

Como la pandemia del Covid-19 no ha permitido finalmente la materialización física de las modificaciones propuestas, ha resultado imposible la toma de datos para la obtención de las curvas representativas de la BFT. Por ello, se ha decidido llevar a cabo un análisis tanto analítico como simulado de los posibles puntos de funcionamiento de la BFT mediante el uso de los datos de un motor de la literatura, con el objetivo de verificar que con los cambios realizados en la instalación se podrán obtener correctamente los datos necesarios para la obtención de dichas curvas.

Para ello, se ha llevado a cabo un análisis del circuito equivalente del generador de inducción en régimen permanente. De este análisis se han obtenido dos procedimientos, que serán los que se deban de realizar para obtener el valor de la capacidad de los condensadores a anexas a la BFT, así como el rango de resistencia que deben presentar los reostatos para un óptimo funcionamiento del banco de ensayos.

A continuación, se han deducido las ecuaciones que modelan el funcionamiento del generador de inducción en régimen permanente, de manera que se pueda obtener analíticamente los valores de frecuencia y tensión generada por el generador del banco de pruebas en función de parámetros como la velocidad de giro del eje o el condensador instalado.

Tras este paso se ha procedido a la simulación por software de la parte eléctrica del banco de ensayos mediante el esquema eléctrico propuesto, obteniendo unos resultados con un alto parecido a los obtenidos mediante las ecuaciones no lineales deducidas. Posteriormente, mediante el uso del esquema diseñado, se ha llevado a cabo un gran número de simulaciones en las que se puede observar el funcionamiento del banco de ensayos tanto con una variación de la velocidad de rotación del eje como con la variación de la capacidad del condensador instalado.

De las simulaciones realizadas se pueden deducir las siguientes conclusiones:

- El uso de condensadores conectados a la BFT con una capacidad inferior a un determinado límite (influenciado por los parámetros del motor) producirá un efecto negativo en la generación de energía, es decir, con esa capacidad de condensador no se podrá auto excitar el generador para producir energía.
- El uso de condensadores conectados a la BFT con una capacidad superior a un determinado límite (principalmente influenciado por la intensidad admisible por el motor) podría causar el deterioro prematuro del generador por sobreintensidades y calentamiento del mismo, por lo que no sería recomendable usarlos.
- Dentro del rango admisible de capacidades de los condensadores, a medida que se usa un condensador con una mayor capacidad, la potencia que es capaz de producir el generador aumenta. Asimismo, a medida que se usa un condensador con una menor capacidad, el rendimiento del generador de inducción aumenta.
- En cuanto a la velocidad de giro del eje del generador, se destaca que, a medida que aumenta dicha velocidad por la potencia generada también aumenta hasta valores que podrían ser críticos, tal y como ocurría con la selección del condensador. Por otro lado, cuando la velocidad del generador disminuye se produce un aumento del rendimiento de dicho generador.

Para finalizar este trabajo de fin de grado también se ha realizado un estudio de la caracterización experimental de las BFT por distintos autores de la literatura, que han dado lugar a la creación de modelos de predicción para establecer los parámetros de funcionamiento de una BFT a partir de unos valores iniciales. Este estudio se ha realizado con el objetivo de poder generar una metodología adecuada que debería de seguirse a la hora de tratar con los parámetros de los distintos sensores de los que dispondrá la BFT. Para poder generar dicha metodología se ha buscado en la literatura la bomba Omega 125-290A, con una velocidad específica similar a la que presenta la bomba del laboratorio y se le ha extraído la información que se obtendría de los sensores del nuevo banco de pruebas. Asimismo, también se han usado los datos de un generador perteneciente a la literatura.

Tras la comparación de los resultados obtenidos a través del análisis de los resultados numéricos con los resultados aportados por los distintos modelos de predicción, se puede concluir que, para una bomba con una velocidad específica similar a la estudiada y a la existente en el banco de ensayos, autores como Barbarelli, Yang et Al o Stefanizzi et Al presentan unos porcentajes de error inferiores al 10%, por lo que pueden ser considerados como relativamente pequeños. Por el contrario, autores como Mijailov, Nautiyal et Al o Grover presentan unos errores bastante más amplios, por lo que sus modelos no servirían para predecir los parámetros en el punto de mayor eficiencia de la bomba en estudio.

Como trabajo futuro se podría llevar a cabo la implementación física de todas las modificaciones expuestas en el desarrollo de este trabajo, de forma que se puedan obtener correctamente todos los parámetros característicos de la BFT para finalmente, mediante la metodología propuesta en este trabajo, llevar a cabo un correcto tratamiento de los datos que permita la generación de las curvas características buscadas de dicha BFT para distintas velocidades de giro.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] World Energy Council. **Enlace:** <https://www.worldenergy.org/>
- [2] Asociación de Empresas de Energías Renovables (APPA). **Enlace:** <https://www.appa.es/>
- [3] Ministerio de Transición Ecológica (MITECO). **Enlace:** <https://www.miteco.gob.es/es/>
- [4] Renzi et al, Installation of an axial Pump-as-Turbine (PaT) in a wastewater sewer of an oil refinery: A case study, 2019
- [5] Rossi et al, Energy recovery in oil refineries by means of a Hydraulic Power Recovery Turbine (HPRT) handling viscous liquids, 2020
- [6] Mosè Rossi, Massimiliano Renzi, Analytical prediction Models for evaluating Pumps-as-turbines (PATs) performance, 2017
- [7] Mosè Rossi, Maurizio Riguetti, Massimiliano Renzi, Pump-as-Turbine for energy recovery applications: the case study of an aqueduct, 2016
- [8] Sun-Sheng Yang, Shahram Derakhshan, Fan-Yu Kong, Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance, 2012
- [9] Mosè Rossi, Massimiliano Renzi, A generalized theoretical methodology to forecast flow coefficient, head coefficient and efficiency of Pumps-as-Turbines (PaTs), 2019
- [10] Xu Tan, Abraham Engeda, Performance of centrifugal pumps running in reverse as turbine: Part II- systematic specific speed and specific diameter based performance prediction, 2016
- [11] R. Ortiz Florez, J.A. Abella Jiménez, Máquinas Hidráulicas Reversibles Aplicadas a Micro-Centrales Hidroeléctricas, IEEE Latín América Transactions, Vol 6 N^o 2 June (2008)
- [12] Romero-Marrero, Pérez-Sánchez y López-Jiménez, Estimación de las curvas características de operación de sistemas de impulsión operando como turbinas a partir de su curva motriz trabajando como bomba, 2018
- [13] Himanshu Nautiyal *, Varun, Anoop Kumar, Reverse running pumps analytical, experimental and computational study: A review, 2010
- [14] M. Stefanizzi, M. Torresi, B. Fortunato, S.M. Camporeale, Experimental investigation and performance prediction modeling a single stage centrifugal pump operating as turbine, 2017
- [15] S. Derakhsham, A. Nourbakhsh, Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds, Exp. Thermal and Fluid Science 32 (2008) 800-807
- [16] Stepanoff, A.J, Centrifugal and Axial Flow Pumps, Design and Application, John Wiley and Sons, Inc. New York, 1957

- [17] O.A. Audisio, Bombas utilizadas como turbinas. Laboratorio de Máquinas Hidráulicas. Universidad de Comahue, 2002
- [18] L. P. Mijailov, Pequeña Hidroenergía, 1989
- [19] Schmiedl, Serien-Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb, Pumpentagung Karlsruhe. A6, 1988
- [20] Alatorre-Frenk, C. Thomas, The pumps-as-turbines approach to small hydropower, 1990
- [21] S. Barbarelli, M. Amelio, G. Florio, Predictive model estimating the performances of centrifugal pumps used as turbines, 2017
- [22] A.A. Williams, The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods, Proc. IMechE, Vol. 208 Pt A, 1994, pp 59-66
- [23] Childs S.M, Convert pumps to turbines and recover HP. Hydrocarbon Processing an Petroleum Refiner, 1962
- [24] Grover, K.M. Conversion of pump to turbines, 1980
- [25] Daniele Novara, Aonghus McNabola, A model for the extrapolation of the characteristic curves of Pumps as Turbines from a datum Best Efficiency Point, 2018
- [26] A.N. Carvalho Viana, F.J Horta Nogueira, Bombas de fluxo operando como turbinas- Procedimiento de seleção, Curso de Engenharia Hídrica, Universidade Federal de Itajubá. Brasil
- [27] K.R. Sharma, Small Hydroelectric Project-use of Centrifugal Pumps as Turbines, Technical report, 1985
- [28] McClaskey B. et al, Can You Justify Hydraulic Turbines?, Hydrocarbon Processing, 1976
- [29] Lueneburg and Nelson, Hydraulic power recovery turbines, 1985
- [30] Hancock,J.W. Centrifugal pump in water turbine, 1963
- [31] Engel, L. Die Rücklaufdrehzahlen der Kreiselpumpen.
- [32] Buse, Using centrifugal pumps as hydraulic turbines, 1985
- [33] Tesis P. Singh, Optimization of Internal Hydraulics and of System Design for PUMPS AS TURBINES with Field Implementation and Evaluation, 2005
- [34] Barbarelli et al, Procedure selecting pumps running as turbines in micro hydro plants, 2017
- [35] Barbarelli et al, Experimental activity at test rig validating correlations to select pumps running as turbines in micro hydro plants, 2017
- [36] Quispe y Maquera, Diseño y construcción de un módulo de laboratorio para el análisis de los parámetros de una bomba centrífuga de 1HP como turbina, 2019

- [37] Chapallaz, J. M., Eichenberger, P. and Fischer, G. 1992. Manual on Pumps Used as Turbines. Volume 11. Deutsches Zentrum für Entwicklungstechnologien GATE
- [38] Pablo Felipe Mella Mora, Implementación de banco de pruebas para ensayos mono y trifásico de grupos bomba-turbina, 2017
- [39] Viedma y Zamora, Máquinas hidráulicas. Teoría y problemas, 2016
- [40] Mimoune Moussaoui, Estudio sobre bombas funcionando como turbinas (BFT). Selección, montaje y caracterización experimental de un prototipo para banco de ensayos docente, 2017
- [41] Francisco Navarro Alandete, Análisis mediante CFD de una bomba trabajando como turbina (PAT) con calibración experimental
- [42] Apuntes de Máquinas hidráulicas. 3º GIM. Universidad Politécnica de Cartagena.
- [43] Armando Llamas Terrés et Al, Plantas mini hidroeléctricas con bombas centrífugas y motores de inducción, 2005
- [44] Apuntes de electrónica de potencia. 3º GITI. Universidad politécnica de Cartagena.
- [45] Bozorgi et al, Numerical and experimental study of using axial pump as turbine in Pico hydropower plants, 2013
- [46] Juan Antonio Muñoz Japón, Puesta en marcha de un banco de ensayos de vehículos híbridos propulsados por pilas de combustible.
- [47] D. Seyoum y M.F. Rahman, The Dynamic Characteristics of an Isolated Self-Excited Induction Generator Driven by a Wind Turbine.
- [48] Apuntes de Máquinas Eléctricas. 3º GITI. Universidad Politécnica de Cartagena.
- [49] WxMaxima. **Enlace:** <https://wxmaxima-developers.github.io/wxmaxima/>
- [50] PSIM. **Enlace:** <https://powersimtech.com/products/psim/>
- [51] RS. **Enlace:** <https://es.rs-online.com/web/>
- [52] KSB, omega 125-290A, omega 250-370A, 2011
- [53] Energy Professional Symposium. **Enlace:** <http://energyprofessional-symposium.com/>

ANEXO 1. SENSOR DE PAR SELECCIONADO

Data Sheet: RT2.604.R8

www.aep.it

RT2 – RT2A

Torsiometro ROTANTE
ROTATING torque transducer

Linearità - Isteresi
≤ ±0.20%
Linearity - Hysteresis

Download on www.aep.it
CE RoHS

SOLLECITAZIONI DINAMICHE
DYNAMIC STRESSES

€ LOW COST

ACCREDIA
ENTE ITALIANO DI ACCREDITAMENTO

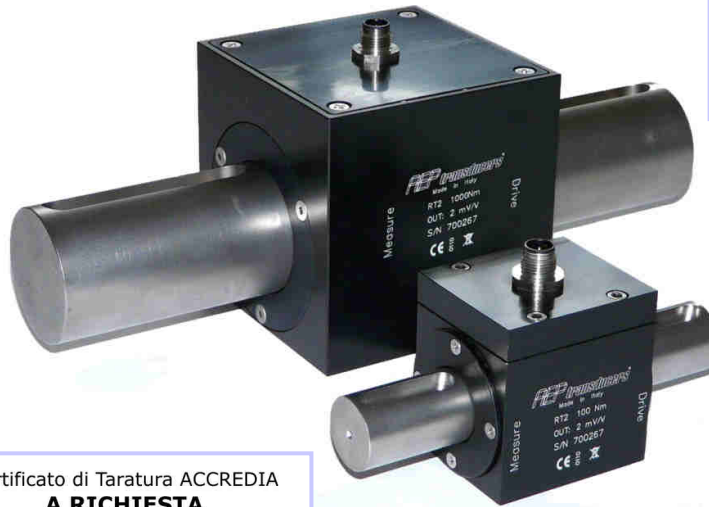
LAT N° 093
Calibration Centre
The products are NOT covered by accreditation

Certificato di Taratura ACCREDIA
A RICHIESTA

ACCREDIA Calibration Certificate
ON REQUEST

Alta Affidabilità
High Reliability

Stabilità a lungo termine
Long term high stability

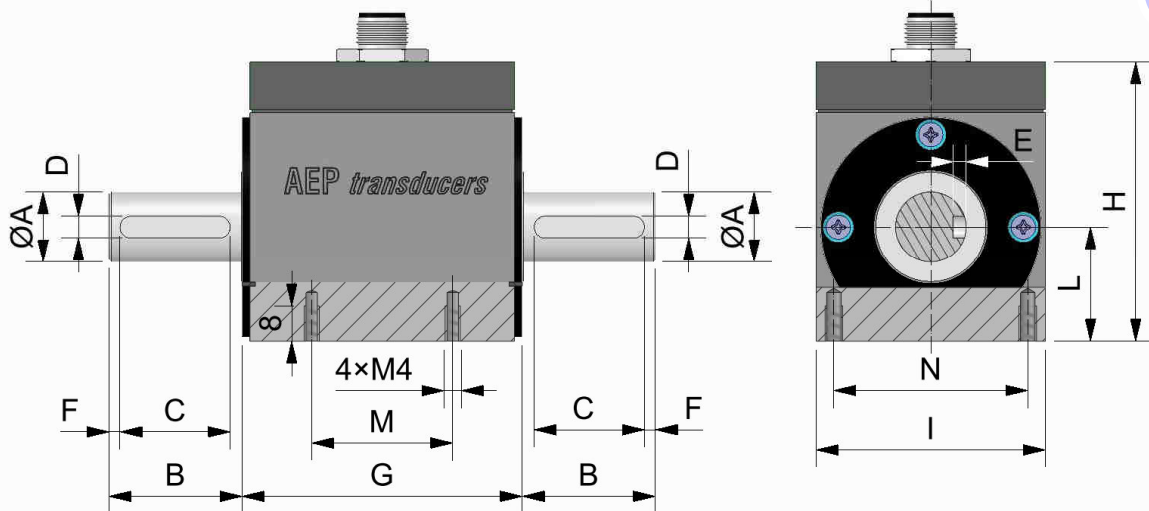


Uscite 2mV/V o ± 10Vdc
Trasmissione a contatto
■ Attacco quadro (opzione)
ENCODER interno (opzione)

Output: 2mV/V or ±10Vdc
Contact transmission
■ Square coupling (optional)
ENCODER inside (optional)

Dimensioni Dimensions

[mm]



CODE: 2mV/V	CODE: ±10V	TORQUE	ØA	B	C	D	E		F	G	H	I	L	M	N
MRT20NM5 ⁽¹⁾ *	MRT2A0NM5 ⁽¹⁾	0.5 N•m													
MRT22NM5 ⁽¹⁾	MRT2A2NM5 ⁽¹⁾	2.5 N•m													
MRT25NM	MRT2A5NM	5 N•m	16h6	30	25	5	3	Sede per chiavetta Keyslot UNI 6604 form A 5x5	2.5	64	63.5	52	26	32	44
MRT210NM	MRT2A10NM	10 N•m													
MRT225NM	MRT2A25NM	25 N•m													
MRT250NM	MRT2A50NM	50 N•m													
MRT2100NM	MRT2A100NM	100 N•m	25h6	40	35	8	4	Sede per chiavetta Keyslot UNI 6604 form A 8x7							
MRT2250NM	MRT2A250NM	250 N•m													
MRT2500NM	MRT2A500NM	500 N•m													
MRT21000NM	MRT2A1000NM	1000 N•m	50h6	100	80	14	5.5	Sede per chiavetta Keyslot UNI 6604 form A 14x9	5	100	100	100	41	80	80
MRT23000NM	MRT2A3000NM	3000 N•m													
MRT25000NM	MRT2A5000NM	5000 N•m													

* out 1mV/V

(1) La taratura ACCREDIA NON può essere eseguita dal Centro LAT N° 093, a richiesta può essere commissionata ad altri Centri di taratura accreditati.
ACCREDIA certification can NOT be performed by LAT n° 93 Laboratory, on request it can be ordered to other Accredited Laboratories.

Dati Tecnici
Technical Data


TIPO	TYPE	RT2		RT2A
TORSIONE NOMINALE	NOMINAL TORQUE	0.5 N•m	2.5 - 5 - 10 25 - 50 - 100 250 - 500 1000 - 3000 5000 N•m	0.5 - 2.5 - 5 - 10 25 - 50 - 100 250 - 500 1000 - 3000 5000 N•m
LINEARITA' e ISTERESI	LINEARITY and HYSTERESIS	≤ ± 0.2 %		
EFFETTO DELLA TEMPERATURA (1°C): a) sullo zero b) sulla sensibilità	TEMPERATURE EFFECT (1°C): a) on zero b) on sensitivity	≤ ± 0.02%		
SENSIBILITA' NOMINALE TOLLERANZA DI CALIBRAZIONE	NOMINAL SENSITIVITY SENSIVITY TOLERANCE	1mV/V ≤ ± 0.2%	2mV/V ≤ ± 0.2%	± 10V ≤ ± 0.2%
ALIMENTAZIONE NOMINALE ALIMENTAZIONE MAX. RESISTENZA DI INGRESSO RESISTENZA DI USCITA	NOMINAL POWER SUPPLY MAX. POWER SUPPLY INPUT RESISTANCE OUTPUT RESISTANCE	1-15V 18V 800 ± 20Ω 700 ± 5Ω		
ALIMENTAZIONE NOMINALE ALIMENTAZIONE MAX. ASSORBIMENTO MAX. RESISTENZA DI CARICO FREQUENZA DI RISPOSTA	NOMINAL POWER SUPPLY MAX. POWER SUPPLY MAX. ABSORPTION LOADING RESISTANCE RESPONSE FREQUENCY			15-24V 28V 30mA min. 3KΩ from 1 to 5kHz
RESISTENZA DI ISOLAMENTO BILANCIAMENTO DI ZERO	INSULATION RESISTANCE ZERO BALANCE	>2 GΩ ≤ ± 0.5%		
VALORI MECCANICI LIMITE a) torsione di servizio b) torsione limite c) torsione di rottura d) torsione altamente dinamica c) velocità nominale	LIMIT MECHANICAL VALUES a) service torque b) max. permissible torque c) breaking torque d) highly dynamic torque c) nominal speed	100% 150% >300% 70% 4000 rpm		
TEMPERATURA DI RIFERIMENTO TEMPERATURA DI ESERCIZIO TEMPERATURA DI STOCCAGGIO	REFERENCE TEMPERATURE WORKING TEMPERATURE RANGE STORAGE TEMPERATURE RANGE	+23°C -10/+70°C -20/+80°C		
CLASSE DI PROTEZIONE (EN 60529) MATERIALE PARTE SENSORE MATERIALE CONTENITORE ATTACCO DI PROCESSO	PROTECTION CLASS (EN60529) SENSOR EXECUTION MATERIAL CASE EXECUTION MATERIAL PROCESS COUPLING	IP40 Acciaio Inox / Stainless Steel Alluminio / Aluminum ● (Cylindrical)		
CONNESSIONE ELETTRICA	ELECTRICAL CONNECTION	Connection: M12X1 Male 5 poles 3 m cable with molded M12		
PESO	WEIGHT	from 0.65 to ~1 kg		~ 6 kg

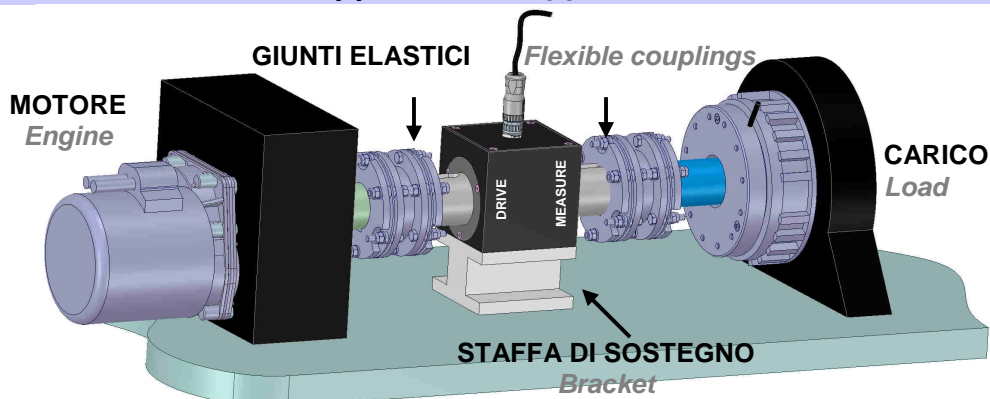
Opzioni
Options

ATTACCO DI PROCESSO: <i>PROCESS COUPLING:</i> 0.5 - 10 N•m 25 - 50 N•m 100 - 250 N•m 500 N•m	SECONDO UNI ISO 1174-1 <i>ACCORDING TO UNI ISO 1174-1</i> ■ 1/4" male - □ 1/4" female ■ 3/8" male - □ 3/8" female ■ 1/2" male - □ 1/2" female ■ 3/4" male - ■ 3/4" male	Lunghezza totale (mm) <i>TOTAL LENGTH (mm)</i> 86 89 94 119
--	---	---

ENCODER INCREMENTALE INTERNO Uscita line driver RS422 5V Alimentazione 5Vdc max. 10mA da 0.5 a 500 N•m Risoluzione 3520 impulsi per giro Max. velocità misurabile 3400 rpm da 1000 a 5000 N•m Risoluzione 8000 impulsi per giro Max. velocità misurabile 3000 rpm	INCREMENTAL ENCODER INTERNAL Output line driver RS422 5V Power supply 5Vdc max. 10mA from 0.5 to 500 N•m 3520 pulses per revolution Max speed measured 3400 rpm from 1000 to 5000 N•m 8000 pulses per revolution Max speed measured 3000 rpm	
CONNESSIONE ELETTRICA	ELECTRICAL CONNECTION	Connection: M12X1 Male 12 poles 2 m cable with molded M12

Rapporto di taratura	Calibration report	ORARIO e ANTIORARIO CLOCKWISE and ANTICLOCKWISE
Certificato ACCREDIA	ACCREDIA certificate	

Applicazioni Applications



CAMPO DI IMPIEGO

Il torsiometro è stato progettato per la misurazione di coppie statiche e dinamiche su macchinari rotanti, banchi prova e sistemi automatici di serraggio. Il torsiometro misura momenti torcenti in senso ORARIO con uscita in tensione POSITIVA e momenti torcenti in senso ANTIORARIO con uscita in tensione NEGATIVA.

FIELD OF USE

Torque meter has been designed for measurement of static and dynamic torque on rotating machines, test benches and automatic tightening systems. Torque meter measures CLOCKWISE torque with POSITIVE output in tension or ANTICLOCKWISE torque with NEGATIVE output in tension.

MONTAGGIO



ATTENZIONE

Evitare sovraccarichi accidentali che possono danneggiare irrimediabilmente il torsiometro. Evitare che il cavo sia a contatto con cavi ad alta tensione, inverter, generatori, lettovalvole.



ATTENTION

Avoid accidental overloading that may irreparably damage torque transducers. Prevent the cable to be in contact with high tension cables, inverters, generators, solenoid valves.



Per un buon funzionamento e precisione delle misure è necessario predisporre:

n° 2 GIUNTI ELASTICI a soffietto o a lamina a seconda della torsione nominale e della velocità di rotazione (max 4000 rpm).

n° 1 STAFFA DI SOSTEGNO regolabile che permetta durante il montaggio di allineare e mettere in asse il torsiometro con i due alberi di collegamento (tolleranza di $\pm 0.1\text{mm}$).

For a correct working and measures accuracy it is necessary to prepare:

2 SHAFT COUPLINGS with bellow or disk pack according to nominal torque and rotating speed (max 4000 rpm)

1 ADJUSTABLE SUPPORT that allows in installation phase, to align RT2 with the two junction shafts (tolerance $\pm 0.1\text{mm}$).

Il montaggio dei giunti al torsiometro deve essere fatto fuori dalla macchina con il torsiometro collegato al display e verificando in tempo reale che durante il montaggio non si generino torsioni, flessioni e tensioni tali da sovraccaricare il torsiometro.

Assembly of couplings to torque meter must be done disconnected from machine (system) with torque meter connected to display, thus verifying in real time that no unwanted torques, bending and tensions are generated with possible overloading of torque meter

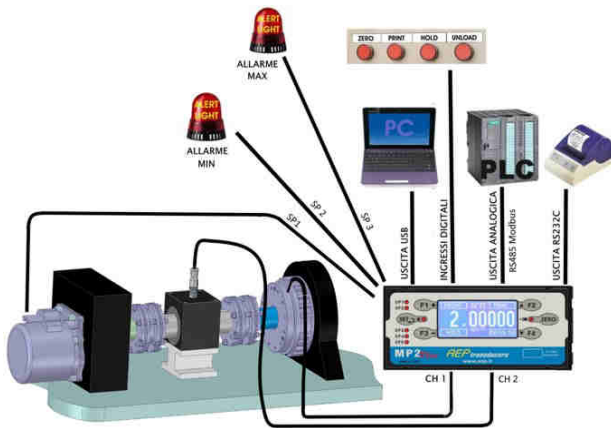
Montare il torsiometro con i giunti sulla staffa di sostegno, mettere in asse il sistema e collegare il tutto.

Mount torque meter with couplings on support, align the system along its own axis and connect system. Even in this phase care must be taken that measure showed by display doesn't exceed nominal torque of torque transducers.

Anche in questa fase verificare sempre che la misura visualizzata sul display non superi la coppia nominale del torsiometro.

Esempi di allestimenti

Examples of layouts

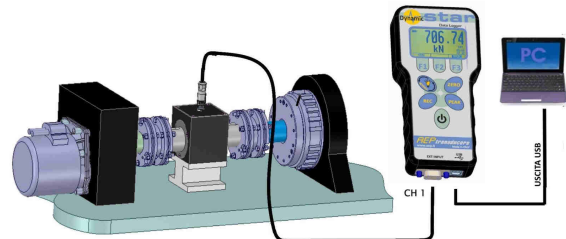


Sistema di misura su banco prova freno con controllo di COPPIA, VELOCITÀ e ANGOLO sviluppata dal freno tramite RT2 con ENCODER + MP2plus.

Measurement system of test bench brakes with control TORQUE, and SPEED ANGLE developed by the brake through RT2 with ENCODER + MP2plus.



Indicatore alta velocità di acquisizione (19 kHz)
Professional indicator high acquisition speed (19 kHz)



Sistema di misura su banco prova con controllo diretto della COPPIA, VELOCITÀ, ANGOLO e POTENZA tramite RT2 con ENCODER + Dynamicstar.

Measurement system on the test bench with the TORQUE direct control, SPEED, POWER ANGLE and through RT2 with ENCODER + Dynamicstar.



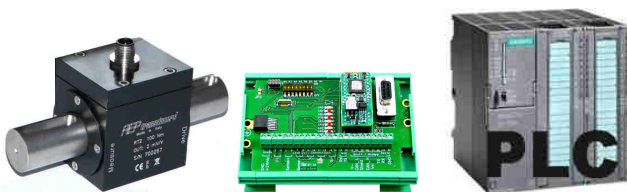
Sistema di misura della COPPIA tramite RT2 + indicatore di gite a batterie interne DTR2

TORQUE measuring system by RT2 + digital indicator DTR2 with internal batteries.



Sistema di misura della COPPIA, ANGOLO, VELOCITÀ tramite RT2A (out ± 10 Volt, ENCODER) + PLC

Measurement system of TORQUE, ANGLE, SPEED through RT2A (out ± 10 V, ENCODER) + PLC



Sistema di misura della COPPIA tramite RT2 + trasmettitore digitale TDA con uscite ModBus-RTU, CanOpen, DeviceNet e ProfiBus + PLC

TORQUE measuring system by RT2 + TDA digital transmitter with ModBus-RTU, CANopen, DeviceNet and Profibus outputs + PLC

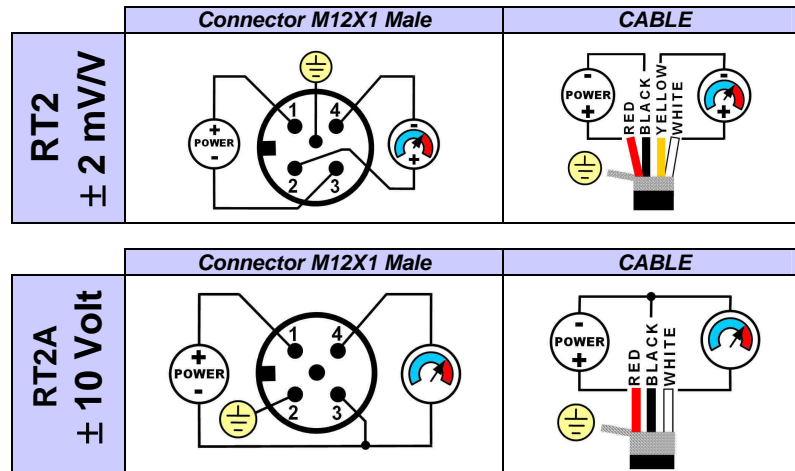


Sistema di misura della COPPIA tramite RT2 + TA2USB (software incluso) + PC

TORQUE measuring system by RT2 + TA2USB (Software included) + PC



Collegamenti Elettrici Electrical Connections



Cavo schermato 3m in PVC completo di connettore M12 costampato 5 poli
Shielded PVC cable 3m with molded M12 connector 5 poles.

Collegato al corpo del torsionmetro.
Connected to body of the torque transducer.

M12 connector	RT2 out $\pm 2 \text{ mV/V}$	Pin	OUTPUT	CABLE	CAVO	
		1	EXCITATION+	BROWN	MARRONE	
		2	OUTPUT+	BLUE	BLU	
		3	EXCITATION -	WHITE	BIANCO	
		4	OUTPUT-	GREEN	VERDE	
	ENCODER		Pin	OUTPUT	CABLE	CAVO
		5	B-	PINK	ROSA	
		6	B+	YELLOW	GIALLO	
		7	A-	BLACK	NERO	
		8	A+	GREY	GRIGIO	
		9	+5Vdc	RED	ROSSO	
10		GND	PURPLE	VIOLA		

M12 connector	RT2A out $\pm 10 \text{ Volt}$	Pin	OUTPUT	CABLE	CAVO	
		1	POWER+	BROWN	MARRONE	
		2	GND	BLUE	BLU	
		3	GND	WHITE	BIANCO	
		4	OUTPUT+	GREEN	VERDE	
	ENCODER		Pin	OUTPUT	CABLE	CAVO
		5	B-	PINK	ROSA	
		6	B+	YELLOW	GIALLO	
		7	A-	BLACK	NERO	
		8	A+	GREY	GRIGIO	
		9	+5Vdc	RED	ROSSO	
10		GND	PURPLE	VIOLA		

Cavo schermato 2m in PVC completo di connettore M12 costampato 12 poli
Shielded PVC cable 2m with molded M12 connector 12 poles.

Collegato al corpo del torsionmetro.
Connected to body of the torque transducer.

AEP transducers

Dasa-Rägister
EN ISO 9001:2008
IQ-1100-01

ACCREDIA
L'ENTE ITALIANO DI ACCREDITAMENTO
LAT N° 093
Calibration Centre
The products are NOT covered by accreditation

ATEX
Production Quality Assurance Certified n°
TÜV 06 ATEX 553793 Q

41126 Cognento (MODENA) Italy Via Bottego 33/A Tel:+39-(0)59-346441 Fax:+39-(0)59-346437 E-mail: aep@aep.it

Al fine di migliorare le prestazioni tecniche del prodotto, la società si riserva di apportare variazioni senza preavviso.
In order to improve the technical performances of the product, the company reserves the right to make any change without notice.

ACOPLAMIENTOS DE ESTRELLA - SERIE EKM



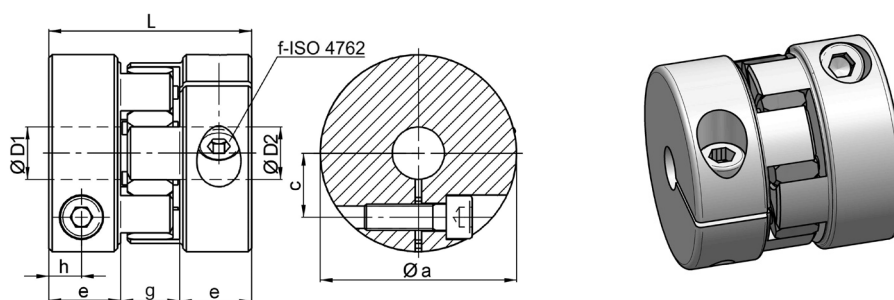
SUJECIÓN POR PINZA

- Juego "0"
- Sujeción por pinza en ambos lados
- Series estándar de bajo coste
- **Estrella:** Poliuretano
- **Cubos:** Aluminio de alta resistencia (medida 2000: acero templado)
- **Tornillos:** DIN 912 - Acero cincado

CÓDIGO DE PEDIDO: EKM 90 D1=24⁶⁶ D2=28⁶⁶
EKM 150 M8/M8 D1=35⁶⁷ D2=38⁶⁶

CARACTERÍSTICAS

Tipo	Par nominal (Nm)	Dureza	Momento de inercia (10 ⁻³ kgm ²)	Rigidez torsional (Nm/arcmin)	Desalineación máxima (mm)		Rigidez radial (N/mm)	Peso aproximado (g)
					Axial ±	Lateral		
EKM 8	8	98 Sh-A	0,01	0,09	0,5	0,10	600	0,06
EKM 15	15	98 Sh-A	0,03	0,24	0,5	0,10	2100	0,12
EKM 20	20	72 Sh-D	0,03	0,46	0,5	0,10	2900	0,12
EKM 30	30	98 Sh-A	0,09	0,7	0,5	0,10	2500	0,21
EKM 45	45	72 Sh-D	0,09	1,1	0,5	0,10	3600	0,21
EKM 60	60	98 Sh-A	0,18	1,0	0,5	0,10	2600	0,32
EKM 90	90	72 Sh-D	0,18	2,0	0,5	0,10	3700	0,32
EKM 150	150	98 Sh-A	0,38	1,2	1	0,10	3300	0,52
EKM 200	200	72 Sh-D	0,38	2,3	1	0,07	4600	0,52
EKM 300	300	98 Sh-A	1,0	3,6	1	0,12	4500	0,9
EKM 400	400	72 Sh-D	1,0	7,0	1	0,10	6500	0,9
EKM 500	500	98 Sh-A	2,2	4,5	1	0,15	5900	1,5
EKM 700	700	98 Sh-A	5,2	8,0	1	0,15	7000	2,5
EKM 1000	1000	72 Sh-D	5,2	12	1	0,10	9600	2,5
EKM 2000	2000	98 Sh-A	50	21	1	0,15	9000	14



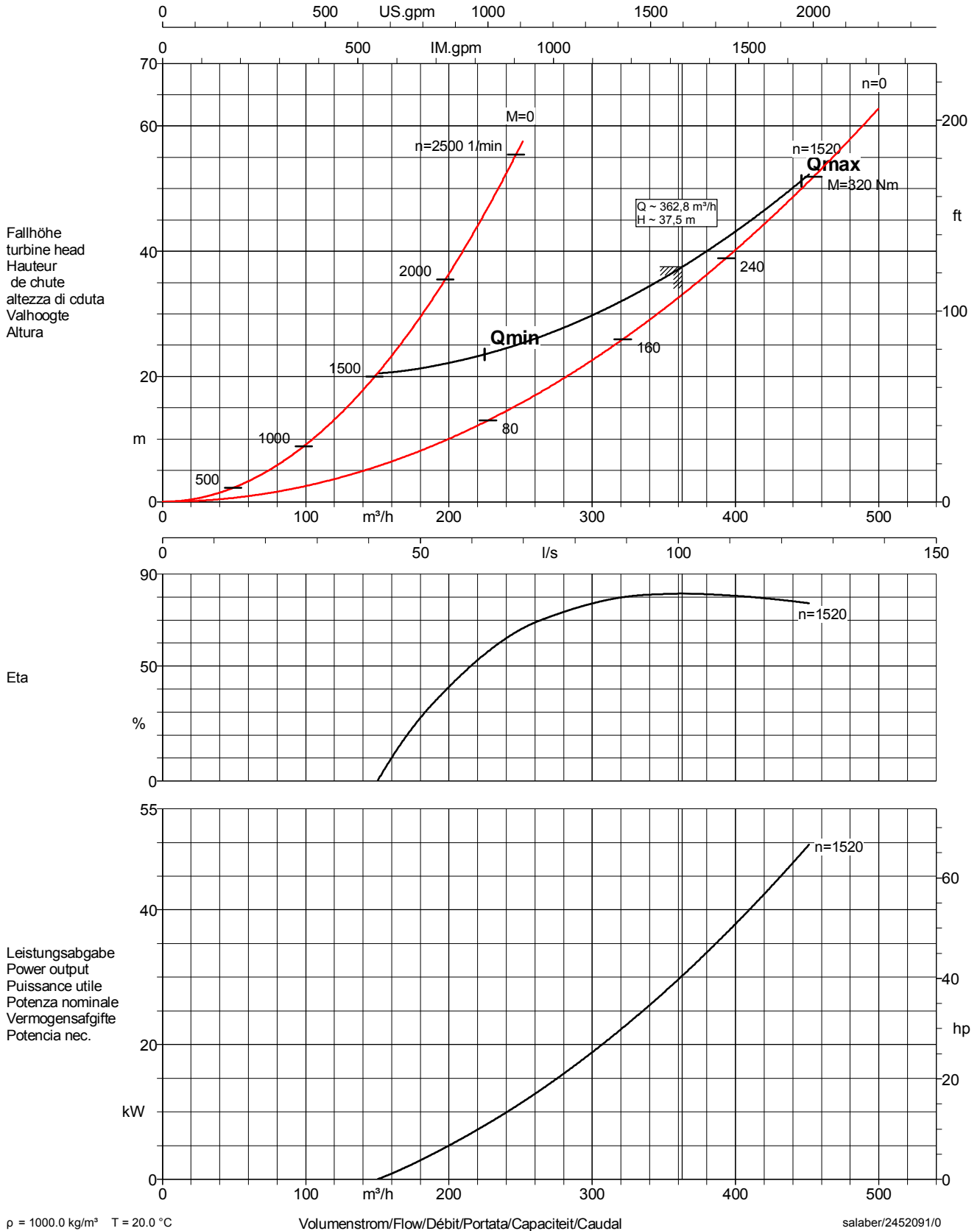
DIMENSIONES (mm). Longitud s/DIN ISO 2768 cH

Tipo	Øa	c / c	e	h	L	f	ØD1/2		f**	ØD1/2 máx. f**	Ø D1/2 Premecanizado
							min	max			
EKM 8	32	10,5	13,5	6	40	M4 - 4 Nm	8	15	-	-	Ø 5
EKM 15	40	13	17	8	50	M5 - 8 Nm	8	20	-	-	Ø 6,1
EKM 20	40	13	17	8	50	M5 - 8 Nm	10	20	-	-	Ø 6,1
EKM 30	50	16,5 / 18	20	9	58	M6 - 14 Nm	10	25	M5 - 8 Nm	Ø 30	Ø 8,5
EKM 45	50	16,5 / 18	20	9	58	M6 - 14 Nm	15	25	M5 - 8 Nm	Ø 30	Ø 8,5
EKM 60	60	19,5 / 20	22	10	62	M8 - 35 Nm	13	28	M6 - 14 Nm	Ø 32	Ø 12
EKM 90	60	19,5 / 20	22	10	62	M8 - 35 Nm	16	28	M6 - 14 Nm	Ø 32	Ø 12
EKM 150	70	23 / 25	26,5	12	73	M10 - 65 (50)* Nm	18	27 (32)*	M8 - 35 Nm	Ø 38	Ø 15
EKM 200	70	23 / 25	26,5	12	73	M10 - 65 (50)* Nm	20	27 (32)*	M8 - 35 Nm	Ø 38	Ø 15
EKM 300	85	29 / 30	31	14	86	M12 - 115 (90)* Nm	20	34 (40)*	M10 - 65 Nm	Ø 48	Ø 18
EKM 400	85	29 / 30	31	14	86	M12 - 115 (90)* Nm	24	34 (40)*	M10 - 65 Nm	Ø 48	Ø 18
EKM 500	100	36	33	16	94	M12 - 115 (90)* Nm	28	48 (56)*	-	-	Ø 20
EKM 700	120	44	38	18	109	M14 - 180 (140)* Nm	32	60 (70)*	-	-	Ø 24
EKM 1000	120	44	38	18	109	M14 - 180 (140)* Nm	42	60 (70)*	-	-	Ø 24
EKM 2000	160	55,5	42	21	124	M16 - 290 Nm	50	90	-	-	Ø 30

* Opcional, para ejes de diámetro superior.

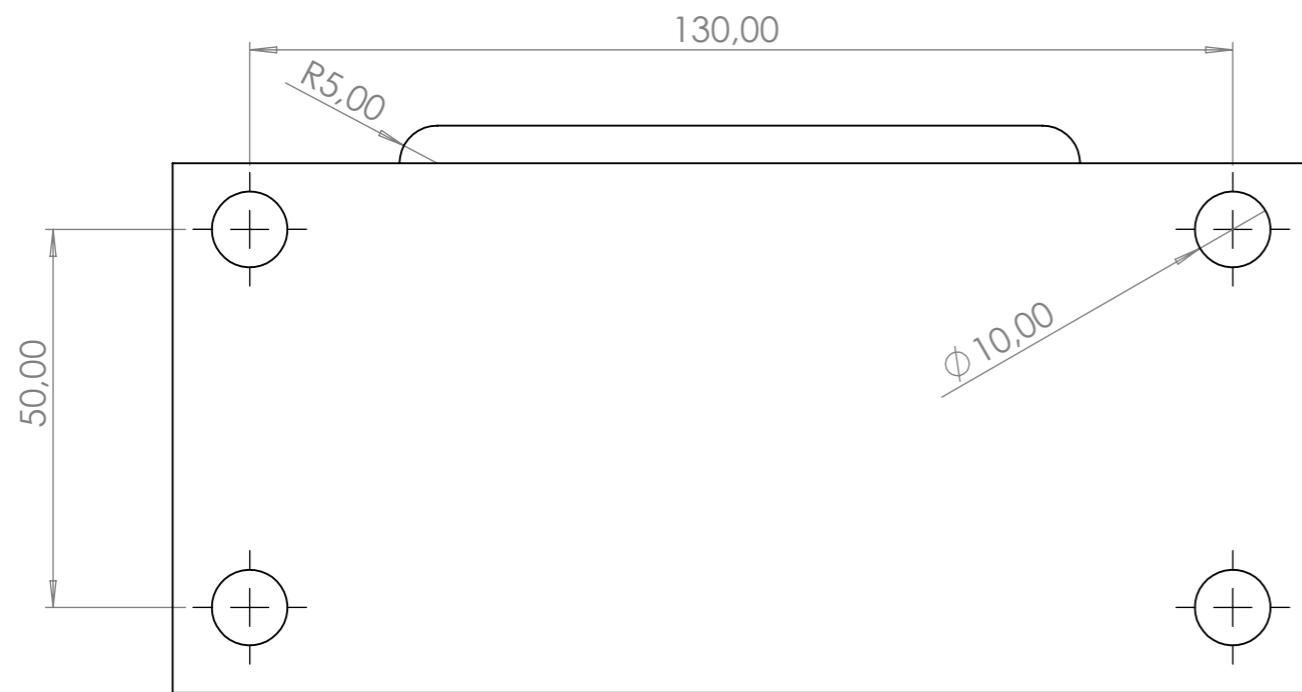
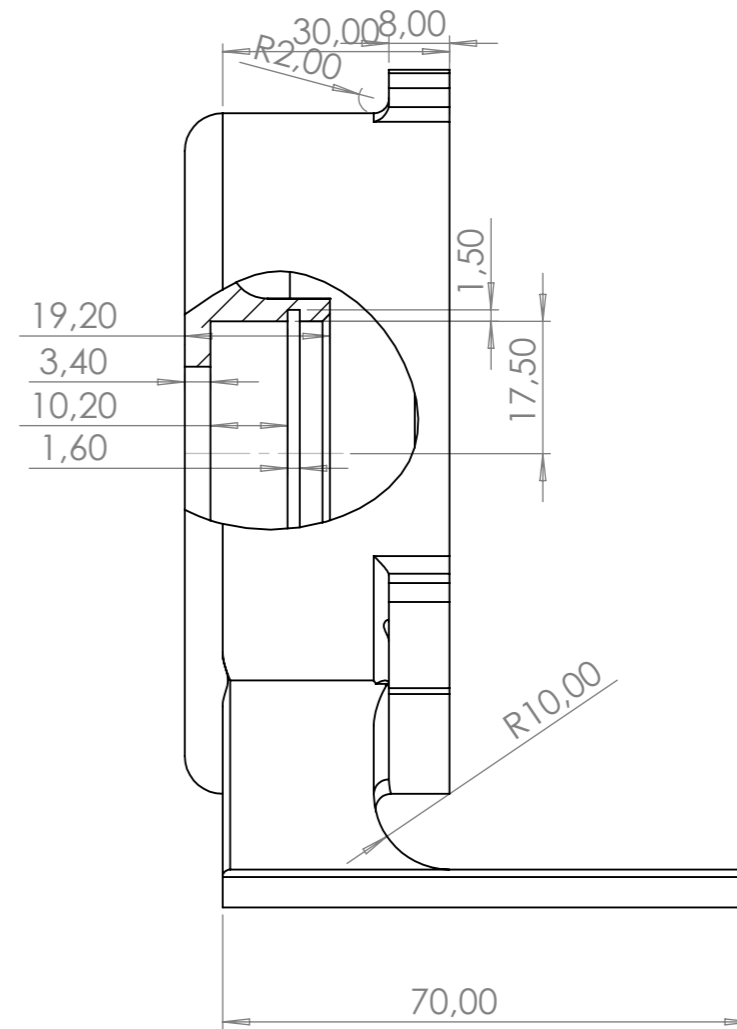
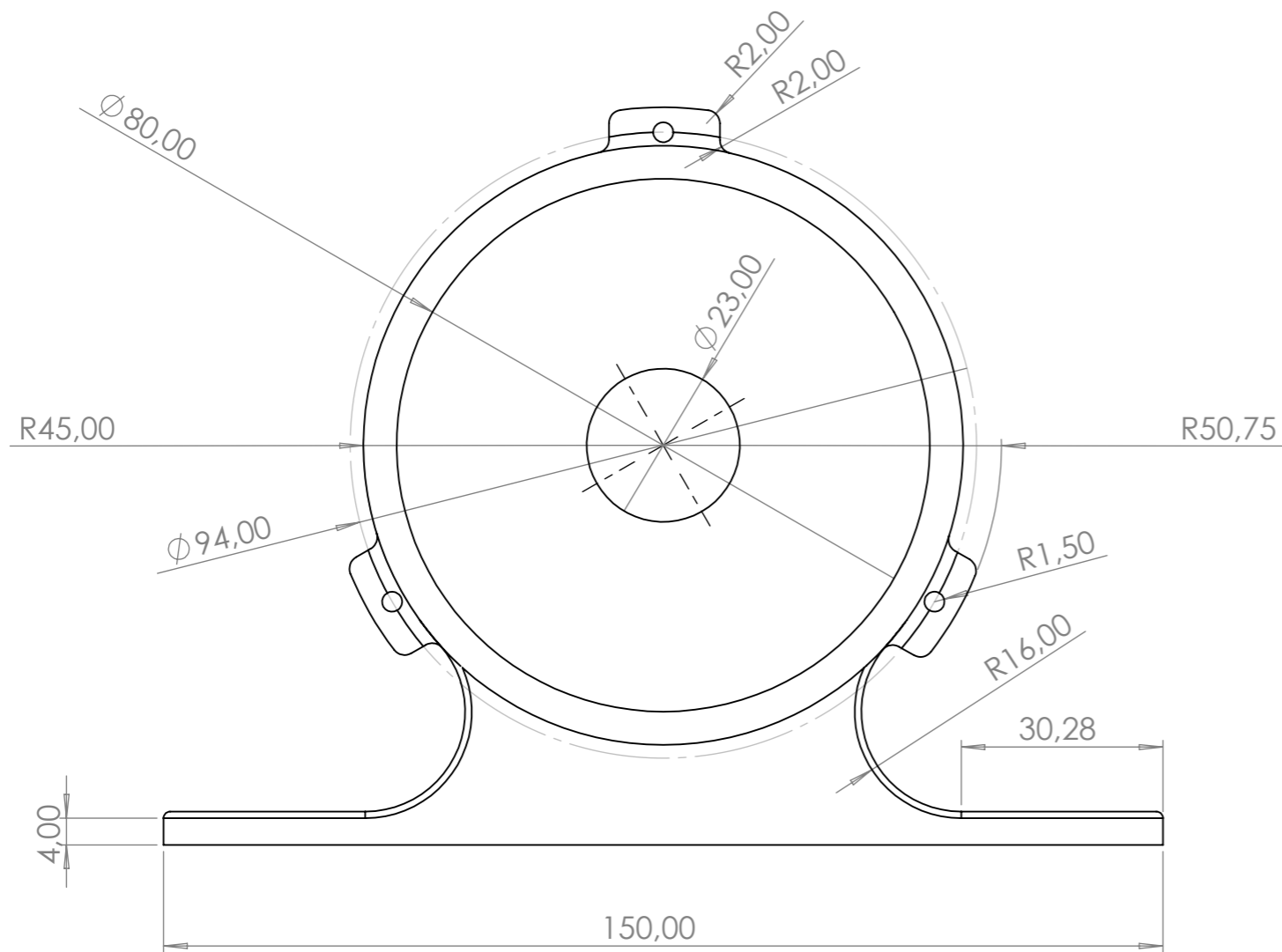
ANEXO 3. CURVAS CARACTERÍSTICAS OMEGA 125-290A

Baureihe-Größe Type-Size Modèle	Typo Serie Tipo	Nennzahl Nom. speed Vitesse nom.	Velocità di rotazione nom. Nominaal foerental Revoluciones nom.	Laufgrad-Ø Impeller diameter Diamètre de roue	Ø Girante Ø Waaijer Ø Rodete	
Omega 125-290A Turbine		1520 1/min		301 mm		
Projekt Project Projet	Progetto Projekt Proyecto	Angebots-Nr. Project No. No. de l'offre	Offerta-No. Offertenr. Offerta-No.	Pos.-Nr. Item No. No. de pos.	Pos.-Nr. Positiennr. Pos.-Nr.	KSB Aktiengesellschaft 67225 Frankenthal Johann-Klein-Straße 9 67227 Frankenthal
Cabezo Beaza Reservoir Alternative 3		2011-10-200				



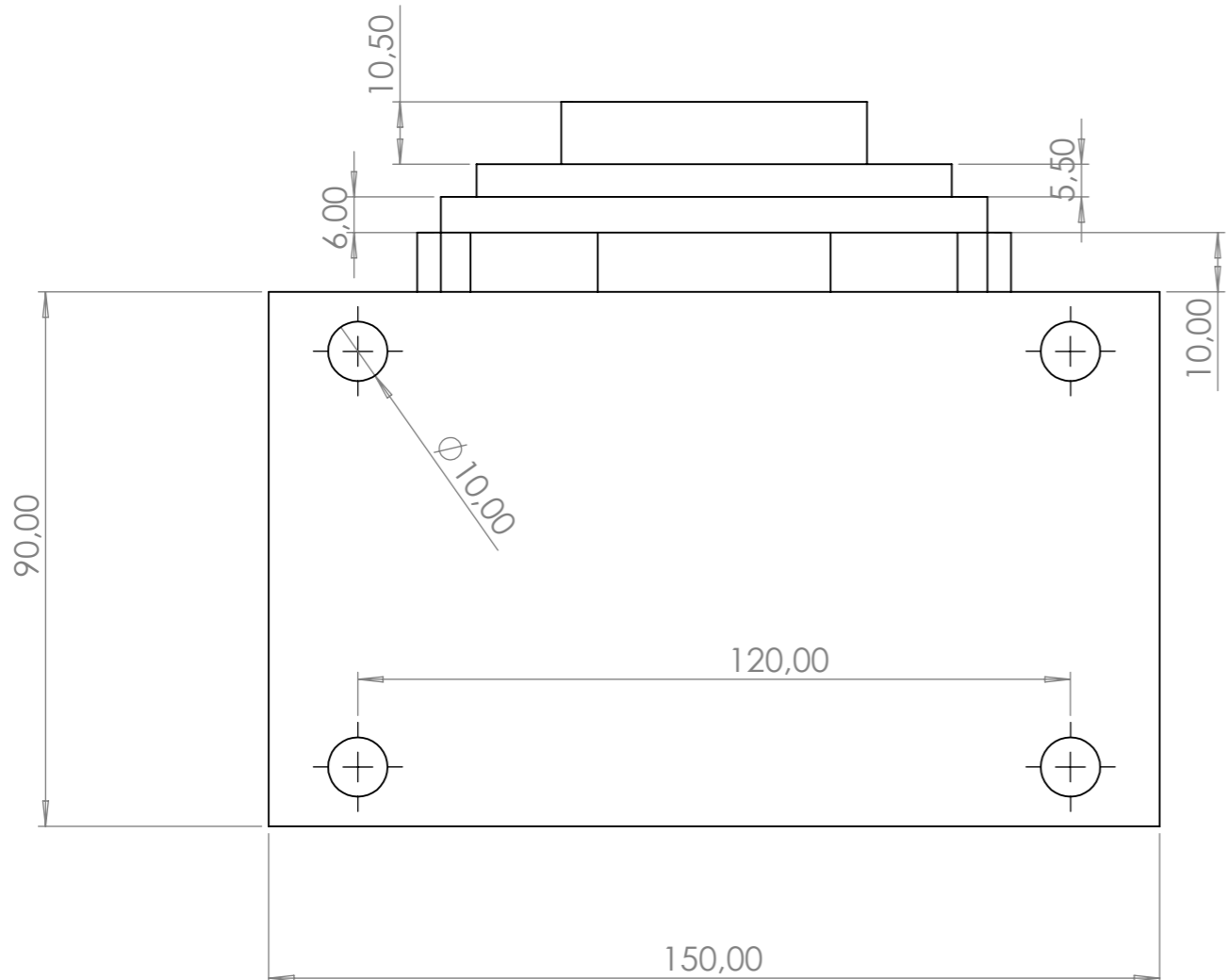
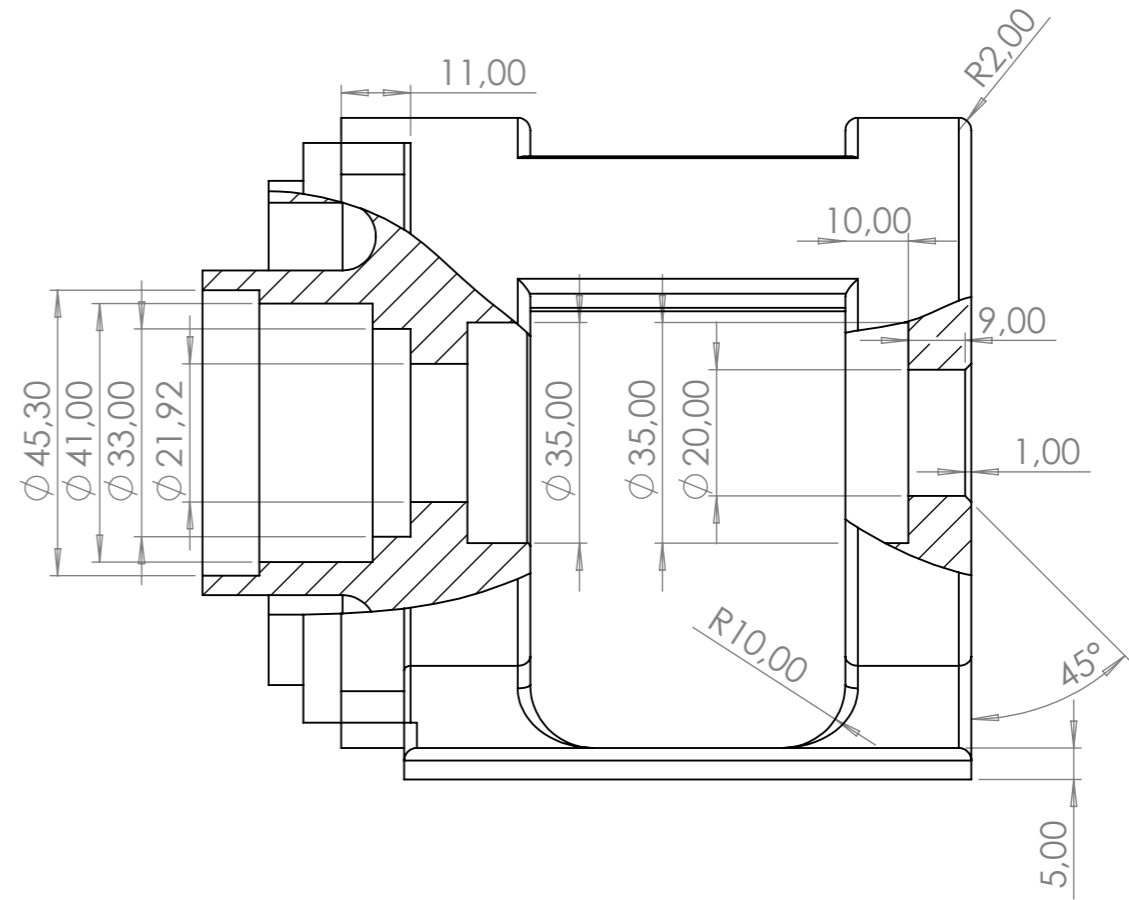
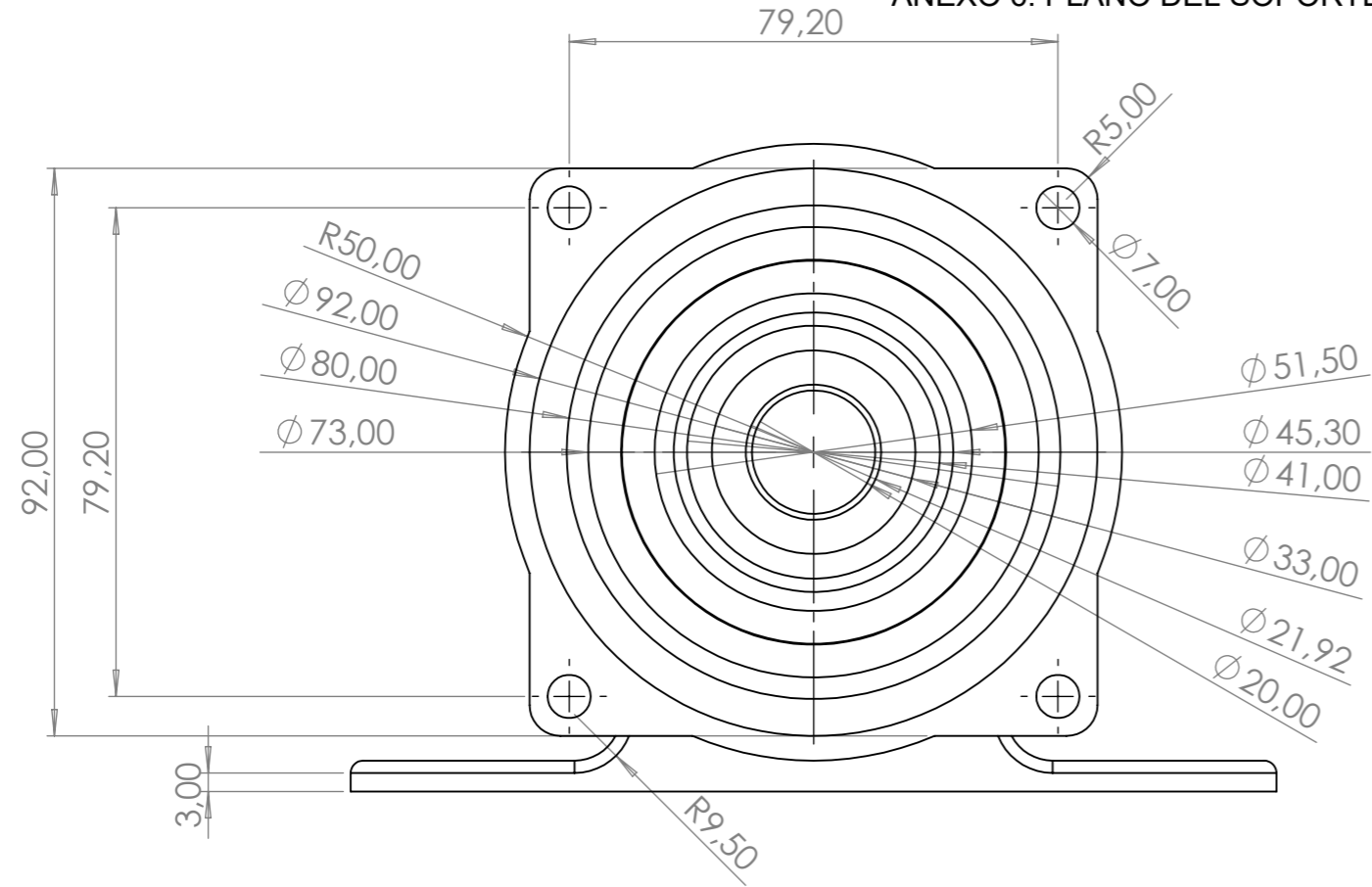
Toleranz/Tolerance/Tollerance/Tolleranza/Tolerancia/Tolerantie
 fQ = +/- 9%
 fH = +/- 7%
 fETA = - 7%

ANEXO 5. PLANO DEL SOPORTE DEL MOTOR DISEÑADO



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.		NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CALID.				MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
					tapadera motor A3
				PESO:	ESCALA:1:2
					HOJA 1 DE 1

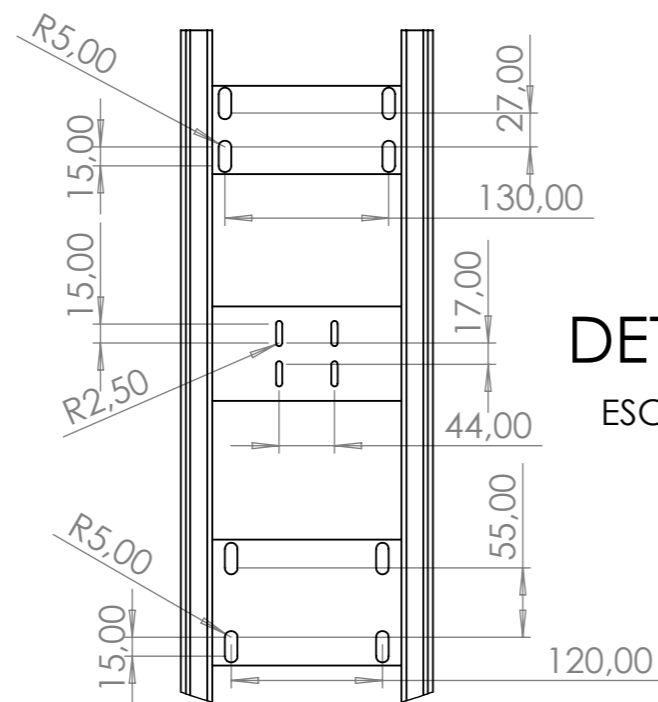
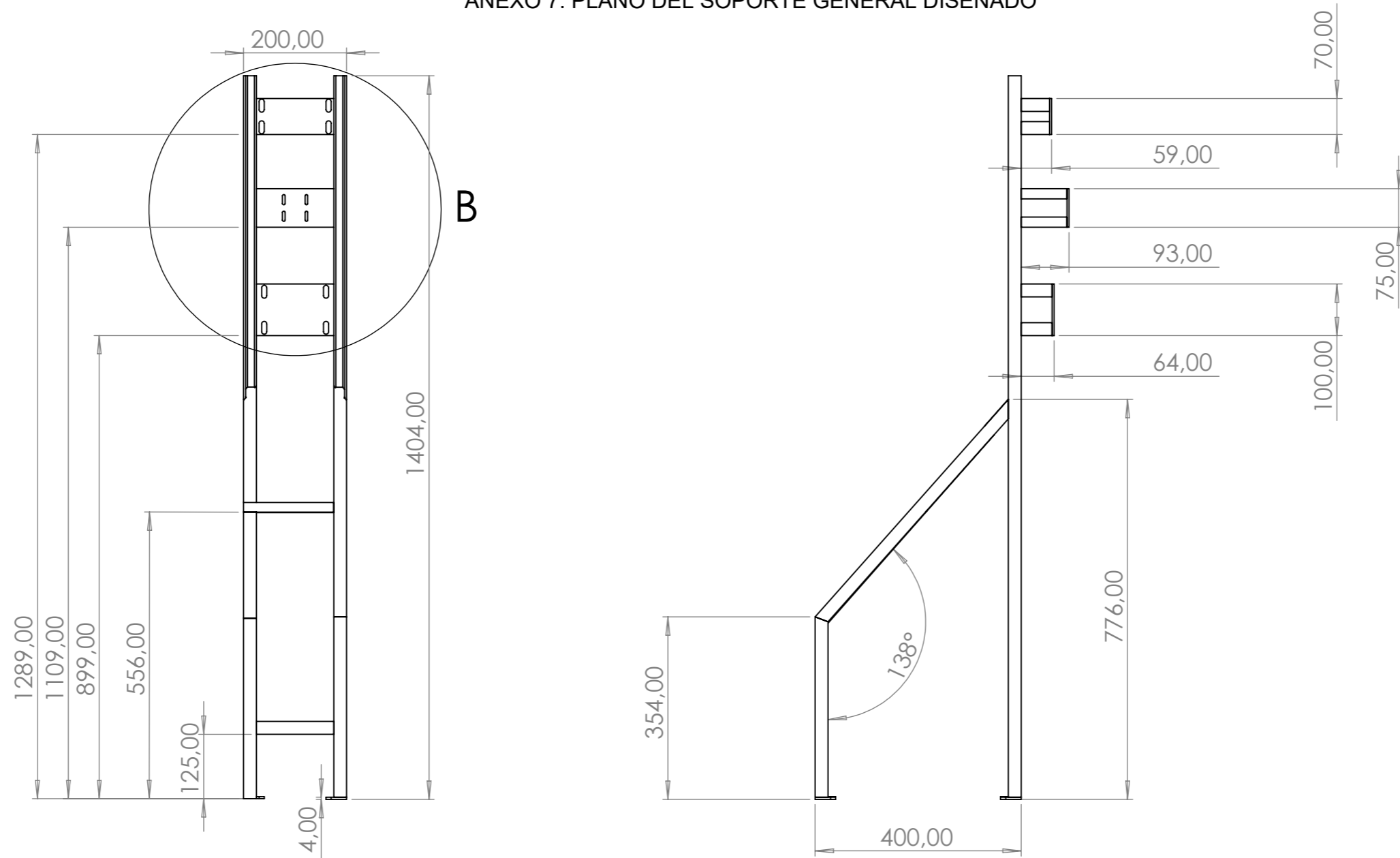
ANEXO 6. PLANO DEL SOPORTE DE LA BOMBA DISEÑADA



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE			FIRMA	FECHA	TÍTULO:
DIBUJ.					
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CALID.				MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
			PESO:	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1

tapadera bomba A3

ANEXO 7. PLANO DEL SOPORTE GENERAL DISEÑADO



DETALLE B
ESCALA 1 : 6

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:		
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	A3
				PESO:	ESCALA: 1:20	HOJA 1 DE 1

soporte general

Resultados para una velocidad de: (rpm)				2900		
Caudal (m ³ /s)	Altura (mca)	Potencia hidraulica (W)	Potencia en el eje (W)	Potencia generada (W)	Rendimiento bomba	Rendimiento generador
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!

Resultados para una velocidad de: (rpm)				3000		
Caudal (m ³ /s)	Altura (mca)	Potencia hidraulica (W)	Potencia en el eje (W)	Potencia generada (W)	Rendimiento bomba	Rendimiento generador
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!

		Resultados para una velocidad de: (rpm)		3100		
Caudal (m ³ /s)	Altura (mca)	Potencia hidraulica (W)	Potencia en el eje (W)	Potencia generada (W)	Rendimiento bomba	Rendimiento generador
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!
0,0000	0	0	0,00	0	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!