



VALORACIÓN ECONÓMICA DEL FUNCIONAMIENTO DE UN VENTILADOR AXIAL PARA TORRE DE REFRIGERACIÓN

Guillermo Noval Montequín ^[*], José González Pérez, Adrián Pandal Blanco ^[**]

^[*] Alumno; ^[**] Tutor(es)
@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN

La refrigeración constituye una solución bastante generalizada en el sector industrial. En particular, se suele adoptar en aquellos procesos en los que se genera calor derivado del mismo. Mediante esta, se puede eliminar o reducir el exceso de calor a través de un intercambio térmico con agua o aire, aproximando lo más posible la temperatura del foco caliente a la temperatura ambiente.

El sistema más implantado en las industrias debido a su alta eficiencia y bajo coste en comparación con otros equipos, son las torres de refrigeración. Para dimensionar el equipo en función de los requerimientos particulares de cada proceso, se deben tener en cuenta ciertos parámetros ambientales, como por ejemplo el valor del termómetro húmedo, del que depende directamente la capacidad de enfriamiento del equipo.

En este trabajo, se realiza un primer montaje experimental, compuesto por una torre de refrigeración junto con una bomba de impulsión para la recirculación del agua, que permita obtener datos iniciales del funcionamiento del ventilador y de la bomba de impulsión. Se trata de un ventilador de tipo axial, situado en la parte superior de la torre y de una bomba (en este caso sumergible), situada en un depósito conectado a la balsa del equipo, que recircula el agua al mismo depósito tras pasar por la torre de refrigeración. Por otro lado, se realiza un segundo montaje en fábrica en un proceso real, sobre el que se realizan nuevas comprobaciones sobre valores térmicos obtenidos.

Mediante el equipo así dispuesto, se coloca un tubo de Pitot a la salida del ventilador. Con el ventilador en funcionamiento se obtienen velocidades de paso del aire a través de él y, a partir de ellas, se determina el caudal de aire Q .

Se establecen unos datos de partida para el estudio del funcionamiento en el intercambio energético aire - agua. Los valores obtenidos permiten calcular la eficiencia energética del sistema, que, están ligados al ahorro energético y al rendimiento.

Finalmente, se realiza un estudio comparativo de eficiencia y ahorro energético en los supuestos de: funcionamiento tradicional (arranque - paro) y, con regulación mediante variador de frecuencia, para adecuar el funcionamiento a las variables condiciones atmosféricas. Consecuentemente se obtienen unos valores económicos en cuanto a coste energético y tiempo de amortización, que en la mayoría de los casos pueden hacer recomendable el uso de variadores de frecuencia para la refrigeración industrial.

ABSTRACT

Refrigeration is a fairly widespread solution in the industrial sector. In particular, it is usually adopted in those processes in which heat derived from it is generated. By means of this, the excess heat can be eliminated or reduced through a thermal exchange with water or air, bringing the temperature of the hot focus as close as possible to the ambient temperature.

The most popular system in the industries due to its high efficiency and low cost compared to other



equipment, are the cooling towers. In order to size the equipment according to the particular requirements of each process, certain environmental parameters must be taken into account, such as the value of the wet thermometer, on which the cooling capacity of the equipment directly depends.

In this work, a first experimental setup is carried out, consisting of a cooling tower together with a drive pump for the recirculation of water, which allows obtaining initial data on the operation of the fan and the drive pump. It is an axial type fan, located at the top of the tower and a pump (in this case submersible), located in a tank connected to the equipment basin, which recirculates the water to the same tank after passing through the cooling tower. On the other hand, a second assembly is carried out in the factory, carrying out new checks.

Using the equipment thus arranged, a Pitot tube is placed at the outlet of the fan. With the fan running, air flow rates through it are obtained and, from them, the air flow Q is determined.

Starting data for the study of the operation in the air - water energy exchange are established. The obtained values allow calculating the energy efficiency of the system, which are linked to energy savings and performance.

Finally, a comparative study of efficiency and energy saving is carried out in the assumptions of: traditional operation (start-stop) and, with regulation by means of a frequency variator, to adapt the operation to the variable atmospheric conditions. Consequently, economic values are obtained in terms of energy cost and payback time, which in most cases can make it advisable to use frequency inverters for industrial refrigeration.

1. INTRODUCCIÓN

El objetivo de las torres de refrigeración consiste en poner en contacto una masa de aire seca y fría en contracorriente, con una masa de agua calentada por un proceso industrial o de climatización.

El fluido a refrigerar normalmente agua, circula en forma de cascada atravesando los huecos del relleno interno, así, se aumenta el tiempo que permanece el agua en la torre de refrigeración, aumentando su eficacia.

El ventilador, está situado en la parte superior de la torre, su función consiste en aspirar el aire del interior, de forma que genera una corriente aire - agua, evaporando una pequeña cantidad de agua que descarga a la atmosfera, convirtiendo esa evaporación en calor latente disipado.

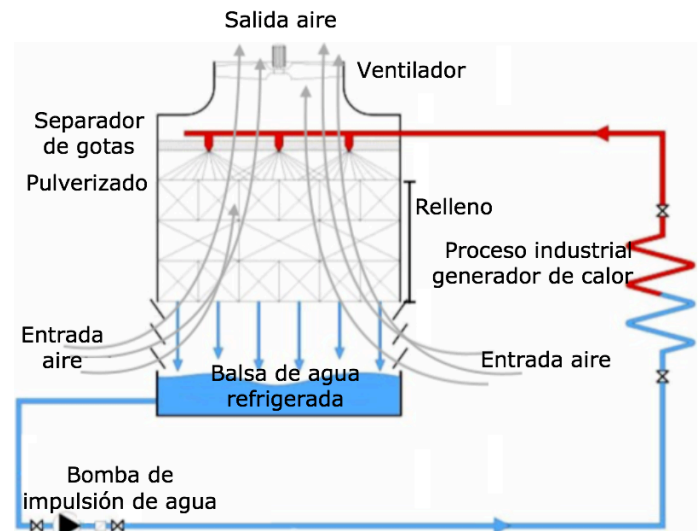


Figura 1. Esquema de torre de refrigeración en circuito abierto similar a la utilizada en el montaje experimental.

El resto del agua dependiendo de las características del equipo, puede ser recirculada mediante una bomba eléctrica que impulsa el agua desde la balsa hasta los pulverizadores, repitiendo nuevamente el circuito. Una pequeña cantidad de calor es transmitida al aire del ambiente exterior por convección, similar al efecto conseguido con un aerorefrigerante.

El variador de frecuencia es el encargado de regular la velocidad de giro del ventilador en función de la temperatura de consigna del proceso y del termómetro húmedo ambiental. Para realizar dicha regulación, el variador de frecuencia debe estar conectado a una sonda PT100, que deberá situarse en la bandeja de recogida de agua del sistema. Así el equipo se adapta a las necesidades de refrigeración para cada momento.

De acuerdo con Delgado et al. (2014) [1], el uso de variadores de frecuencia en la industria se ve incentivado por una disminución en los costes de adquisición, junto con el incremento de la eficiencia energética de los diferentes equipos. También se



distancian las intervenciones de mantenimiento de los sistemas mecánicos, a causa de la suavidad de los arranques y cambios de velocidad con los que trabaja el equipo. Existe gran diversidad de variadores de frecuencia, abarcando rangos de potencia muy amplios y, por tanto, adaptándose prácticamente a cualquier equipo industrial que utilice motores eléctricos.

Como ventajas principales, según indican Delgado et al. (2014) [1], equipar un motor con un variador de frecuencia supone, un gran ahorro de energía, proporciona un arranque suave del motor, reduce las emisiones sonoras, alarga la vida útil del motor y controla el punto de funcionamiento óptimo del equipo. En cambio, supone una mayor inversión económica y lleva asociada la necesidad de disponer de un cuadro de control PLC.

2. ACCIONAMIENTO DEL MOTOR A N VARIABLE

La función principal de un variador de velocidad o de frecuencia, de corriente alterna, es la de variar la velocidad de giro de los motores trifásicos de inducción, para adaptarse a las distintas necesidades durante su funcionamiento.

Según indica Ambrona. (2015) [2], la velocidad de un motor se aproxima a su frecuencia de alimentación, de forma que:

$$n \approx K \cdot f \quad (1)$$

Por lo tanto, si se precisa un aumento en la velocidad de giro del motor, se debe cambiar la frecuencia de alimentación del mismo. Además, el flujo magnético generado en el motor se relaciona proporcionalmente con la frecuencia y la tensión de alimentación:

$$\phi \approx \frac{T}{f} \quad (2)$$

Para evitar una variación en el flujo del motor y una posible saturación o magnetización del circuito motor, es imprescindible variar simultáneamente la frecuencia y la tensión de alimentación del motor.

El flujo magnético y el par del motor son proporcionales, de forma que, el par del motor

dependerá directamente del flujo magnético generado con la tensión y frecuencia de alimentación:

$$M \approx K \cdot \phi \quad (3)$$

3. DATOS DE LA INSTALACIÓN PARA EL CASO PRÁCTICO.

Para poder realizar una comparativa real entre dos equipos con la novedad de incorporar un variador de frecuencia, se debe concretar un modelo con unas características determinadas en cuanto a tamaño, materiales de construcción y potencia del motor.

Para ello, se analizan dos situaciones:

En primer lugar, se dispone del equipo en taller, donde se realiza un montaje experimental (figura 3) para obtener mediciones reales del funcionamiento, como el caudal de aire del ventilador, los consumos eléctricos y varias pruebas que se detallan más adelante.

En segundo lugar, se instala el equipo en una fábrica de aleaciones de aluminio, ubicada en el polígono de Maqua, en Avilés, donde se obtienen datos reales de funcionamiento que también se detallan en los capítulos posteriores.

3.1. TORRE DE REFRIGERACIÓN MODELO EWK 225/09

De acuerdo con la hoja técnica facilitada por el fabricante [3], la torre de refrigeración está compuesta por los siguientes elementos:

Ventilador axial:

Esta torre tiene incorporado en su parte superior un ventilador axial, equilibrado estática y dinámicamente. Los materiales de fabricación son ligeros y altamente resistentes a la corrosión, el material de las palas es plástico PPG y el acoplamiento del motor es de aluminio.

La velocidad de giro del ventilador es de 950 rpm y el diámetro es de 930 mm.



Motor:

El equipo cuenta con un motor / motoreductor diseñado especialmente para la aplicación en torres de refrigeración, se caracteriza por cumplir el nivel de eficiencia IE3 que hace referencia a la Norma UNE-EN 60034-30:2010 [4]. Esta Norma se refiere, a las clases de rendimiento para los motores trifásicos de inducción, de máquinas eléctricas rotativas.

Las características técnicas son las siguientes:

- El acoplamiento entre el motor / motoreductor y el ventilador es de accionamiento directo.
- Potencia: 3,0 kW
- Intensidad nominal: 12,5/7,3 A
- Corriente al arranque: 450-460%
- Eficiencia energética: IE3
- Tensión: 230/400 V
- Frecuencia: 50/60 Hz.
- Conexión: Triángulo / Estrella
- Forma constructiva: B5 (300)
- Presión de diseño: 0,35 bar
- Presión máxima: 0,70 bar
- Protección: IP 55

Dimensiones:

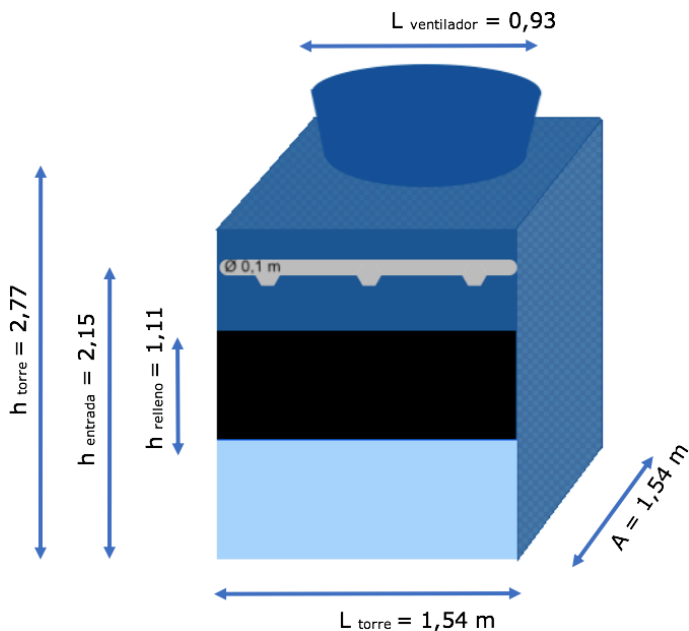


Figura 2. Dimensiones de la torre de refrigeración utilizada para el estudio.

3.2. BOMBA DE RECIRCULACIÓN SERIE DRE DE ZENIT.

Los datos técnicos facilitados por Zenit [5], el fabricante de la bomba de recirculación son los siguientes:

- Tensión: 380/3 V
- Potencia: 1,5 kW
- Intensidad nominal: 3,6 A
- Revoluciones: 2900 rpm
- Paso libre: 10 x 20 mm
- Caudal: 40 m³/h (h=3,9m)

4. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

4.1. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Como ya se ha mencionado, la instalación experimental tiene dos ubicaciones, en primer lugar, está localizada en la nave de SAMESA, en el polígono de Rocés, en Gijón. Esta empresa tiene como una de sus actividades principales la refrigeración industrial y es la que facilita los equipos y sus instalaciones para poder llevar a cabo las pruebas experimentales. El elemento central de la instalación es la torre de refrigeración, cuyas dimensiones se especifican en el apartado 3.1.

En la figura 3 se puede ver el resultado de la instalación, compuesto por, la torre de refrigeración, cuadro eléctrico de control con accionamiento marcha paro, con indicación de temperatura, bomba para la recirculación del agua y depósito para el alojamiento de la bomba, conectado a la balsa de la torre.

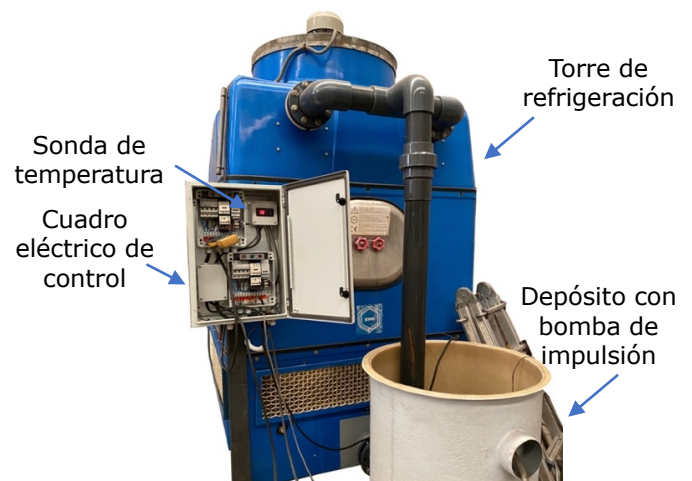


Figura 3. Resultado de la instalación experimental en pruebas iniciales (taller).



Para poder realizar las medidas de los perfiles de velocidad para los puntos donde se colocará el Pitot, es preciso acotar y cuantificar dichos puntos de medida, para ello se elabora la figura 4, donde se representa la tobera del ventilador, esta se divide en 12 sectores y, a su vez, para cada uno de ellos, en 11 medidas radiales, de forma que se obtienen en total 132 medidas.

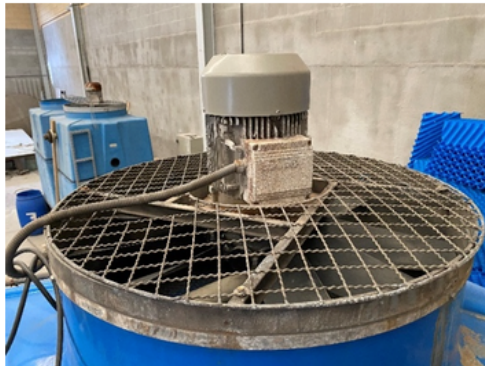


Figura 4. Arriba: Esquema representativo de la toma de datos en el ventilador. Abajo: foto real del ventilador de la torre de refrigeración.

El Pitot proporciona una medida puntual de la velocidad de manera indirecta, a través de la comparación de las medidas de presión total (estancamiento) y presión estática en un manómetro inclinado como el de la figura 5.

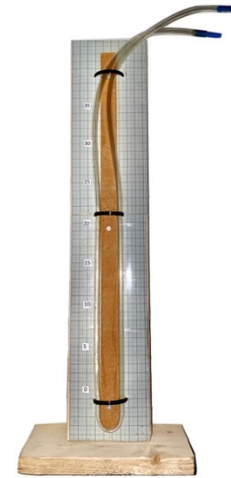


Figura 5. Manómetro de agua utilizado para las pruebas.

Para facilitar el movimiento del Pitot al realizar el barrido radial en cada uno de los 12 sectores, se coloca junto a una guía corredera y se desliza de 3 en 3 centímetros, obteniendo 11 medidas radiales sobre la pala del ventilador, cuya longitud es de 27 cm. A continuación, en la figura 6 se puede ver el montaje del Pitot junto con el manómetro, situado en el radio exterior del ventilador.

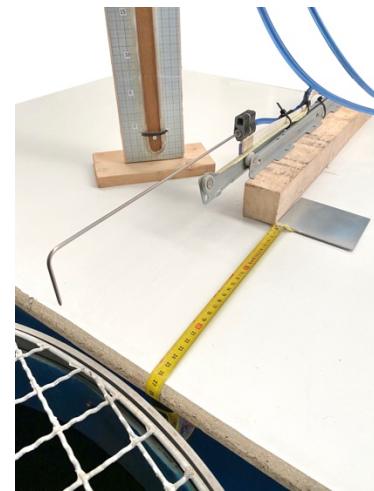


Figura 6. Instalación del Pitot sobre guía corredera.

La segunda ubicación del equipo corresponde al polígono de Maqua, en Avilés, cuyas coordenadas se sitúan en el punto 43°35'56.7"N 5°54'50.2"W. Donde se obtienen los parámetros necesarios de temperatura ambiente seca y húmeda, junto con



las necesidades de enfriamiento, que se utilizan más adelante.

En este caso el tiempo de funcionamiento del equipo es para procesos de fabricación de 24 horas en los que la torre de refrigeración no para. Según ASHRAE, Sociedad Americana de ingenieros sobre calor, refrigeración y aire acondicionado [6], las condiciones climáticas de diseño para la zona de estudio, registradas en los últimos 20 años en cuanto a temperaturas máximas, se obtienen para los meses de verano, son temperaturas húmedas de entre 15 °C para la noche y 21 °C durante el día.



Figura 7. Resultado de la instalación experimental en pruebas finales (campo).

4.2. CÁLCULOS EXPERIMENTALES

Según indica el guion de la práctica de laboratorio de modelos aerodinámicos en túnel de viento de la asignatura Dinámica de Fluidos, del Master de Ingeniería Energética. (2019) [7], cuando un tubo de Pitot-estático se conecta a un manómetro de agua en U como el de la figura 5, la presión dinámica se puede obtener directamente. Y, al conectar las tomas de presión estática y total en los dos extremos del manómetro, se puede leer su diferencia de altura en la escala del manómetro.

De esta forma, la velocidad se obtiene como:

$$V = \sqrt{\frac{2(\rho_0 - \rho)}{\rho}} = \sqrt{\frac{2\rho_{man}gh}{\rho}} \quad (4)$$

Como la lectura manométrica se obtiene en mm de columna de agua y el flujo a medir es de aire, los valores de las constantes permiten que la ecuación anterior se reduzca a la siguiente expresión:

$$V = 4\sqrt{h} \quad (5)$$

En la tabla 1, se representan los valores referidos a la diferencia de cotas que se obtienen con el manómetro, en cada uno de los 132 puntos muestreados. Con ellos se pueden calcular las velocidades para cada uno y posteriormente, el caudal total. Como aclaración, la columna inicial de 11 valores, corresponde a las posiciones representadas en la figura 4.

Tabla 1: h en centímetros												
Posición	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1 = 0 cm	0,6	0,5	0,6	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,6	0,5	0,6	0,5
2 = 3 cm	0,7	0,6	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6
3 = 6 cm	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8	0,9	0,9	0,9	1,0	0,9	0,9	0,9
4 = 9 cm	1,1	1,0	0,9	1,0	1,0	0,9	1,0	1,0	1,1	1,1	1,0	1,1
5 = 12 cm	1,1	1,2	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,3
6 = 15 cm	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
7 = 18 cm	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
8 = 21 cm	1,2	1,1	1,2	1,1	1,1	1,1	1,2	1,1	1,0	1,1	1,1	1,0
9 = 24 cm	0,9	0,8	1,0	0,9	0,9	1,0	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8
10 = 27 cm	0,7	0,6	0,6	0,5	0,6	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
11 = 29 cm	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,3	0,3

Tabla 1. Incrementos de altura obtenidos con el manómetro utilizando el Pitot para cada punto de muestreo.

A continuación, en la tabla 2, se representa en la columna inicial, las posiciones representadas en la figura 4, y, por otro lado, las velocidades en cada uno de los puntos muestreados. De modo que,



utilizando la ecuación 5, expresando h en mm de columna de agua se obtiene:

Tabla 2: Velocidad: m/s												
Posición	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1 = 0 cm	9,8	8,9	9,8	9,8	8,9	9,8	8,9	9,8	9,8	8,9	9,8	8,9
2 = 3 cm	10,6	9,8	10,6	9,8	9,8	9,8	9,8	10,6	9,8	9,8	9,8	9,8
3 = 6 cm	12,0	12,0	12,0	12,0	11,3	12,0	12,0	12,0	12,6	12,0	12,0	12,0
4 = 9 cm	13,3	12,6	12,0	12,6	12,6	12,0	12,6	12,6	13,3	13,3	12,6	13,3
5 = 12 cm	13,3	13,9	13,3	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	14,4
6 = 15 cm	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9
7 = 18 cm	14,4	13,9	13,9	13,9	13,9	14,4	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9	13,9
8 = 21 cm	13,9	13,3	13,9	13,3	13,3	13,3	13,9	13,3	12,6	13,3	13,3	12,6
9 = 24 cm	12,0	11,3	12,6	12,0	12,0	12,6	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	11,3
10 = 27 cm	10,6	9,8	9,8	8,9	9,8	8,9	8,9	8,9	8,9	8,9	8,9	8,9
11 = 29 cm	6,9	6,9	6,9	6,9	5,7	6,9	6,9	6,9	6,9	5,7	6,9	6,9

Tabla 2. Velocidades obtenidas para cada punto de muestreo.

5. ECUACIONES PARA LA OBTENCIÓN DEL CAUDAL DE AIRE.

Según indica González. (2018) [8], la definición de caudal, aplicada a un perfil que depende únicamente de la variable r, se tiene que:

$$Q = \int_{r=r_1}^{r=r_2} \left(\int_{\alpha=\alpha_1}^{\alpha=\alpha_2} V(r, \alpha) d\alpha \right) dr \quad (6)$$

De forma que se integran los perfiles de velocidad para cada radio, en este caso se aproxima a hacer la media de los 12 sectores y asimilarlo a cada radio. Se pasa de la ecuación integral al sumatorio. Por facilidad de tratamiento, conviene poner las variables al revés, es decir, intercambiar los diferenciales:

$$Q = \int_{r=r_1}^{r=r_2} \left(\int_{\alpha=\alpha_1}^{\alpha=\alpha_2} V(r, \alpha) d\alpha \right) dr = \int_{\alpha=\alpha_1}^{\alpha=\alpha_2} \left(\int_{r=r_1}^{r=r_2} V(r, \alpha) dr \right) d\alpha \quad (7)$$

Dado que se tienen 12 sectores circulares, la integral, pasa a ser:

$$Q = \int_{\alpha=\alpha_1}^{\alpha=\alpha_2} \left(\int_{r=r_1}^{r=r_2} V(r, \alpha) dr \right) d\alpha \approx \sum_{j=1}^{j=12} \left[\sum_{i=1}^{11} \left(\frac{\pi}{12} \right) r_i V_{i,j} \Delta r_i \right] \quad (8)$$

Para las diferencias de radios se tienen 10 Δr_i definidos como:

$$\Delta r_i = r_{i+1} - r_i \quad (9)$$

Realizando una doble aproximación, el calculo del caudal queda como se indica en la siguiente ecuación:

$$Q = \int_{\alpha=\alpha_1}^{\alpha=\alpha_2} \left(\int_{r=r_1}^{r=r_2} V(r, \alpha) dr \right) d\alpha \approx \sum_{j=1}^{j=12} \left[\sum_{i=1}^{11} \left(\frac{\pi}{12} \right) r_i V_{i,j} \Delta r_i \right] \approx \pi \bar{V} (R_{Ext}^2 - R_{Int}^2) \quad (10)$$

Donde los radios exterior e interior se corresponden con el máximo y el mínimo. Y, el valor medio de la velocidad es el promedio total de las medidas:

$$\bar{V} = \frac{\sum_{j=1}^{j=12} \left[\sum_{i=1}^{11} V_i \right]}{132} \quad (11)$$

Sustituyendo en la ecuación 10, se obtiene:

$$Q = 1,94 \text{ m}^3/\text{s} = 6984 \text{ m}^3/\text{h}$$

De acuerdo con González. (2018) [8], mediante las leyes de semejanza de los ventiladores, se obtiene el caudal esperado, de acuerdo con las velocidades supuestas para los 4 rangos de funcionamiento que podría modular el variador de frecuencia.

Los rangos de funcionamiento o perfiles de carga, se analizan al 100%, 80%, 60% y 50% y, utilizando la ecuación 12, se obtienen los datos referidos al caudal esperado que se exponen en la tabla 3.

$$Q_n = Q_0 \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right) \quad (12)$$



Rango de funcionamiento	Velocidad del ventilador (rpm)	Caudal esperado (m ³ /h)
100 %	950	6984
80 %	760	5587
60 %	570	4190
50 %	475	3492

Tabla 3. Caudal esperado para los distintos rangos de funcionamiento.

6. INTERCAMBIO ENERGÉTICO VENTILADOR – BOMBA

Los procesos evaporativos húmedos aire – agua como el de una torre de refrigeración, realizan el intercambio de energía calorífica en forma de calor sensible, determinado por el calor específico del aire y del agua, su caudal y peso específico y, por el cambio de temperatura que experimentan.

Por lo tanto, el intercambio energético está determinado por dos factores, el calor latente de vaporización de una parte del agua circulante y, por el acercamiento al termómetro húmedo, que normalmente se aproxima hasta un máximo de 3°C, siendo recomendable entre 4 y 6°C. Esto significa que, con temperaturas húmedas en torno a 21°C durante el día, las temperaturas mínimas de enfriamiento oscilan entre 24 y 25°C durante las horas centrales diurnas de verano.

Para definir el caudal de agua de recirculación, se debe tener en cuenta la potencia térmica capaz de disipar por la torre de refrigeración, para este caso y para optimizar el proceso de enfriamiento, se toma la potencia térmica máxima que, para este modelo de torre, es de 465 kW, dato proporcionado por el fabricante [3].

Conociendo el salto térmico, en este caso de 10 °C y el valor del calor específico del agua, se puede obtener el caudal de agua necesario para obtener las condiciones de diseño. Para ello se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \frac{Pot.Termica}{c_v \cdot \Delta T} = \frac{465kW}{4,1868 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} \cdot 10^{\circ}C} = 11,11 \frac{kg}{s} \approx 40 \frac{m^3}{h} \quad (13)$$

Donde se relaciona la potencia, el calor específico del agua y el salto térmico entre las temperaturas involucradas en la entrada y la salida de la torre.

La bomba permite un intervalo de potencia de entre 0,37 kW y 1,5 kW, al no disponer en este caso de regulación de caudal, la potencia será la máxima de 1,5 kW.

En este caso, resulta más interesante equipar con variador de frecuencia al motor del ventilador, ya que, además de tener el doble de potencia y aproximadamente, de consumo eléctrico, el ventilador puede ser regulado en función de la temperatura del día y de la capacidad para acercarse a la temperatura húmeda. Existe un equipamiento que se incorporada en el cuadro eléctrico PLC, este dispone de varios sensores para modular automáticamente la velocidad del ventilador, en función de las necesidades concretas de cada momento, proporcionando la máxima eficiencia. En cambio, en el caso de la bomba, el caudal de agua debe mantenerse en un rango de presión determinado, pues si el caudal de recirculación es muy bajo, la presión de agua en las toberas de pulverizado puede ser insuficiente y en consecuencia no expandir lo suficiente el riego sobre los paquetes de relleno, provocando un menor contacto aire – agua, afectando negativamente al rendimiento del sistema.

7. MANTENIMIENTO PREVENTIVO Y EFICIENCIA DEL MOTOR ELÉCTRICO

Con el objeto de evitar una reducción en la eficiencia del motor del ventilador de la torre de refrigeración, se adoptan conceptos básicos de mantenimiento preventivo, aunque no se realiza un estudio exhaustivo sobre el mantenimiento de este equipo.

Algunos fallos del sistema pueden repercutir directamente en el consumo eléctrico del motor y con ello en el ahorro energético y la vida útil del mismo.



Según indica IDAE en su guía técnica de torres de refrigeración [9], la disminución de eficiencia en la ventilación se manifiesta con un mayor tiempo de funcionamiento y un aumento del consumo eléctrico del motor, debido a la elevación de la temperatura del agua del sistema o la elevación a mayores, del caudal. Esta pérdida de eficacia la suelen causar las incrustaciones y atascamientos en las tuberías de agua, ensuciamiento del relleno interno y, por otro lado, las vibraciones en el motor del ventilador o su desequilibrado por desgaste del rotor, también por suciedad en las rejillas de entrada o salida de aire, dificultando el flujo de aire en la aspiración o extracción de aire del sistema.

Algunos de los componentes que se deben revisar en el mantenimiento preventivo son los nombrados en la figura 1.

Los protocolos comunes de mantenimiento preventivo en torres de refrigeración se rigen por el RD 865/2003 [10], según el cual, incluyendo la referencia a la Norma UNE 100030:2017 [11], especifican las operaciones de mantenimiento principalmente higiénico – sanitario referidas a la limpieza y desinfección para disminuir el riesgo de generación y propagación de Legionela.

A modo de prueba experimental, se le han añadido fallos al equipo, con el fin de observar las reacciones del sistema, que, como consecuencia, llevarían a un incremento del consumo eléctrico. En primer lugar, se obstruye la entrada de aire en las ventanas de aspiración de la torre, entre $\frac{1}{4}$ y $\frac{3}{4}$ de su capacidad de absorción, por otro lado, se dificulta la salida del aire en la misma proporción, observando como afectaba esto al funcionamiento y midiendo con una pinza amperimétrica los incrementos del consumo.

A continuación, en la tabla 4, se muestran las medidas obtenidas para el motor del ventilador axial al obstruir la entrada y la salida del aire a causa de un "ensuciamiento", provocado, en este caso. Los datos de temperatura ambiente y de la temperatura de agua del proceso, son datos reales de las necesidades de enfriamiento de la fábrica donde se instaló el equipo. El salto térmico necesario es de 10 °C y con un acercamiento al termómetro húmedo (Th) de 4,5 °C. Se debe aclarar que, a mayor acercamiento al Th precisa mayor superficie de intercambio y, por lo tanto, una torre de mayores dimensiones.

Temperatura ambiente		30 °C					
Temperatura de agua fría		27 °C					
Temperatura de agua caliente		37 °C					
Temperatura bulbo húmedo		21 °C					
Consumo de motor ventilador de 3 kW	Sin obstrucciones	Corriente arranque (A)			Corriente nominal (A)		
		22,3	21,9	22,2	6,4	6,6	6,4
	1/4	22,2	22,0	22,3	6,6	6,6	6,5
	2/4	22,8	22,4	22,1	6,7	6,8	6,7
	3/4	22,9	22,6	22,2	6,9	7,0	7,0
Consumo de bomba de recirculación de 1,5 kW		Corriente arranque (A)			Corriente nominal (A)		
		4,0	4,1	4,0	2,8	2,9	2,9

Tabla 4. Medidas obtenidas para el motor del ventilador axial al obstruir la entrada y salida del aire a causa de un "ensuciamiento" provocado.

En esta prueba se obtiene el incremento de consumo eléctrico, que aumenta desde un 2% cuando la obstrucción es de 1/4, hasta un 7,3% cuando la obstrucción es de 3/4 con respecto a la entrada de aire.

La obstrucción se puede justificar como presencia de suciedad en las ventanas de aspiración o cuando están en mal estado, del mismo modo, cuando los paquetes de relleno de la torre están sucios, taponados o deteriorados y el paso de aire a contracorriente, no fluye con normalidad.

8. ESTUDIO CONJUNTO DE AHORRO ENERGÉTICO Y EFICIENCIA EN MOTORES ELÉCTRICOS Y VARIADORES DE FRECUENCIA

A continuación, se realiza el estudio comparativo para el sistema de refrigeración. En primer lugar, es sin regulación, simplemente arranque – paro y, en segundo lugar, está compuesto de regulación con variador de frecuencia. Las características del ventilador son las descritas en el capítulo 3.1, por lo tanto y según los datos facilitados por el fabricante [3], se puede aplicar el rendimiento del motor.

En resumen, es un motor Siemens de 3 kW, 6 polos (950 rpm), 230 / 400 V, 50 Hz



Y, rendimiento:

- μ (4/4): 95,7%
- μ (3/4): 95,9%
- μ (2/4): 95,6%

Para hacer una comparativa de un equipo sin regulación y otro de las mismas características, pero con regulación de velocidad, se aplica un tiempo de funcionamiento diario de 24 horas.

Sin regulación las opciones de funcionamiento son marcha y paro, por lo tanto, la tabla de funcionamiento relacionando el caudal, la potencia y el tiempo de funcionamiento se refleja a continuación en la tabla 5 (Caso 1):

100 % de caudal = 6984 m ³ /h	W_{eje} (100%) = 3 kW	Tiempo _{100%} = 24 h
--	-------------------------	-------------------------------

Tabla 5. Valores del ventilador para un determinado perfil de carga

$$\Delta W = \frac{3 \cdot 24}{0,96} = 75,24 \text{ kW / día} \quad (14)$$

En cambio, en una regulación con variador de frecuencia, el caudal y la presión que precisa el sistema, se proporciona con la variación de la velocidad de giro del motor. Esta regulación de velocidad de giro, se obtiene, como se indicó anteriormente en función de la temperatura de consigna del proceso, se mide mediante una sonda PT100 situada en la balsa de agua del equipo.

El variador de frecuencia modula en función del termómetro húmedo de forma que cuando la temperatura es más baja de 21°C (temperatura de diseño), con menor caudal de aire del ventilador, es capaz de disipar las mismas calorías y, obtener el mismo salto térmico, con la ventaja de un notable ahorro energético.

De nuevo, mediante las leyes de semejanza, se puede calcular la potencia en el eje del motor del ventilador (W). A continuación, en la tabla 6, se representan los caudales esperados de la tabla 3, y también, la potencia del motor para cada una de las velocidades con respecto a cada rango de funcionamiento, que sería regulado mediante el variador de frecuencia (Caso 2).

$$W_n = W_0 \cdot \left(\frac{n_n}{n_0} \right)^3 \quad (15)$$

100 % de caudal = 6984 m ³ /h	$n_0 = 950$ rpm	$W_0 = 3$ kW	Tiempo _{100%} = 6 h
80 % de caudal = 5587 m ³ /h	$n_1 = 760$ rpm	$W_1 = 1,54$ kW	Tiempo _{80%} = 7 h
60 % de caudal = 4190 m ³ /h	$n_2 = 570$ rpm	$W_2 = 0,65$ kW	Tiempo _{60%} = 7 h
50 % de caudal = 3492 m ³ /h	$n_3 = 475$ rpm	$W_3 = 0,38$ kW	Tiempo _{50%} = 4 h

Tabla 6. Valores del ventilador para un determinado perfil de carga y velocidad variable

A continuación (ecuación 16), con los datos de la tabla 6 y relacionando la potencia, los tiempos de funcionamiento y el rendimiento, se obtiene el consumo energético diario del sistema con regulación.

$$\Delta W = \frac{(3 \cdot 6)}{0,957} + \frac{(1,54 \cdot 7)}{0,959} + \frac{(0,65 \cdot 7)}{0,959} + \frac{(0,38 \cdot 4)}{0,956} = 36,38 \text{ kW / día} \quad (16)$$

8.1. CÁLCULO DE AHORRO ENERGÉTICO Y ECONÓMICO

Para cuantificar el ahorro energético supuesto, se debe establecer el precio del kW según las necesidades productivas de la factoría. Dependiendo de la tarifa y del periodo tarifario aplicable en las distintas horas del día se pueden obtener unos costes u otros, por tanto, se aplica cada periodo a cada consumo horario del sistema.

A continuación, en la tabla 7, se representan los costes de la tarifa 3.1A, para cada uno de los tres periodos y para cada hora del día. La tarifa 3.1A es para suministros trifásicos que necesitan entre 100 y 450 kW de potencia contratada.

Suponiendo que esta sea la tarifa que tiene contratada la fábrica en la que se instaló el sistema y, con los consumos para cada tipo de funcionamiento y con el precio del kW/h establecido por la comercializadora de energía ohmia. (2020) [12], dependiendo del periodo tarifario actual y de



acuerdo con los consumos de las tablas 5 y 6, se obtiene que el ahorro energético entre un tipo de regulación y otro es el siguiente:

Tipo de tarifa 3.1A sin excesos		Modalidad de 3 periodos		
Tipo de sistema	Periodo tarifario	Precio kWh	Horas del día en cada periodo	Coste de consumo eléctrico en cada periodo
Sin regulación	P1	0,100231 €/kWh	6 h	1,80 €
	P2	0,0942205 €/kWh	10 h	2,83 €
	P3	0,076736 €/kWh	8 h	1,84 €
Coste total diario				6,47 €/día
Con regulación por variador de frecuencia	P1	0,100231 €/kWh	6 h	1,49 €
	P2	0,0942205 €/kWh	10 h	1,01 €
	P3	0,076736 €/kWh	8 h	0,30 €
Coste total diario				2,95 €/día

Tabla 7. Tarifa de acceso y coste del consumo eléctrico del sistema.

De acuerdo con la tabla 7, restando el coste total diario del sistema con regulación, menos el sistema sin regulación se obtiene que, el ahorro energético es de 38,86 kW/día, lo que equivale a un 54,4% de ahorro energético diario. Al mes, supondría un ahorro económico de 105,60 € en la factura eléctrica.

Si se considera que el ventilador para esta aplicación funciona 315 días al año con el mismo

perfil que se ha considerado en este apartado, se obtiene que:

$$\text{Ahorro energético al año} = 38,86 \text{ kW/día} \cdot 315 \text{ días} = 12240,9 \text{ kW} \quad (17)$$

$$\text{Ahorro costes energéticos/año} = 3,52 \text{ €/día} \cdot 315 \text{ días} = 1108,80 \text{ €} \quad (18)$$

8.2. TIEMPO DE AMORTIZACIÓN DE LA INVERSIÓN

Mediante el variador de frecuencia se consiguen ahorros energéticos importantes en procesos en los que la demanda es variable. A causa del accionamiento de par cuadrático de los motores eléctricos, el periodo de amortización es muy breve, ya que el ventilador funcionando al 50% de la velocidad nominal, puede consumir alrededor de un 20% de la potencia nominal instalada. Lo cual reduce significativamente la factura eléctrica.

Según indica Cabrera. (2009) [13], una inversión requiere un desembolso inicial que se aspira a recuperar en un periodo de tiempo determinado, las empresas pretenden conseguir ventajas competitivas, a través de las mejoras de sus productos o desarrollando métodos de producción que aumenten su productividad y reduzcan sus costes de producción. En este sentido la amortización debe ser considerada como un coste de producción, al igual que lo es la compra de materias primas o cualquier otro gasto, ya que la pérdida de valor experimentada por los bienes de la empresa se debe, normalmente, a su uso en el proceso productivo. Amortizar supone cuantificar la depreciación económicamente para un determinado bien.

A continuación, en la tabla 8, se pueden comparar los precios netos del motor del ventilador sin regulación, frente al motor del ventilador con regulación y los años de vida de cada uno de ellos incluido el del cuerpo de la torre de refrigeración.

Suponiendo que el equipo tenga una vida útil aproximada de 20 años, se tendría que sustituir una vez el motor que no dispone de variador de frecuencia, debido a su mayor desgaste por horas



de funcionamiento y aunque habría que añadir los costes de mantenimiento y los costes de sustitución del motor, estos no superan la inversión inicial del motor con variador de frecuencia, pero la principal ventaja está en el ahorro del consumo eléctrico, este influye en la amortización que se detalla a continuación.

Descripción	Precio neto	Años de duración
Carcasa de torre de refrigeración 225	9035,73 €	20 años
Motor sin regulación	701,73	10 años
Motor con variador de frecuencia	1681,15 €	15 – 20 años

Tabla 8. Precios netos de motor sin regulación de motor con regulación y años de vida.

El tiempo de amortización se calcula mediante los ahorros de los costes energéticos y de los costes de inversión inicial de cada alternativa, de forma que:

$$t_A = \frac{\text{Precio del motor con vdf} - \text{precio del motor básico}}{\text{Ahorro coste energético}}$$

$$= \frac{1681,15 - 701,73}{1108,8} = 0,88 \text{ años} \approx 10,56 \text{ meses}$$

(19)

Se obtiene que en poco más de 10 meses ya se pagaría la diferencia del coste de adquisición del motor con variador, debido a su diferencia de consumo eléctrico. De acuerdo con Cabrera. (2009) [13], si se calcula la Tasa Interna de Rentabilidad para los dos primeros años, utilizando como flujo neto de caja, al ahorro económico de un sistema frente al otro, y por tanto, añadiéndolo como beneficio, se obtiene:

$$-A + \frac{C_1}{1+R} + \frac{C_2}{1+R^2} = 0$$

$$R = 0,98 \approx 98\% \text{ de rentabilidad}$$

(20)

Lo que significa que, a partir del primer año, por cada 100 euros invertidos en el variador de frecuencia se obtienen 98 de ganancia.

Por último, se calcula el ahorro en emisiones de CO₂ mediante el uso del variador de frecuencia. Según indica Prieto. (2019) [14], la relación se establece en 0,649 Kg CO₂/kWh, de forma que, en la tabla 9, se muestran las emisiones de CO₂ por kW/h consumido para cada uno de los sistemas analizados y por kW/año, para hacer un cálculo sencillo y comparativo se supone que el consumo energético no varía a lo largo del año.

Descripción	Consumo eléctrico kW/h	Emisiones de CO ₂ kg CO ₂ /kWh	Emisiones de CO ₂ kg CO ₂ /kW año
Motor sin regulación	3,14 kW/h	2,03 kg CO ₂ /kWh	15347
Motor con variador de frecuencia	1,52 kW/h	0,99 kg CO ₂ /kWh	7484

Tabla 9. Emisiones de CO₂ por kW consumido [14]

9. CONCLUSIONES

En el presente TFM se ha abordado el estudio sobre el funcionamiento del ventilador en una torre de refrigeración. Se ha estudiado el intercambio energético, la eficiencia y el ahorro económico al disponer o no, de variador de frecuencia para poder modular la velocidad de giro, adaptándose a condiciones atmosféricas variables.

Equipar una torre de refrigeración con variador de frecuencia supone a nivel global, una mejora en la eficiencia energética, por un lado, desde el punto de vista económico para la empresa, ya que reduce significativamente el consumo energético y, en consecuencia, la factura eléctrica. Además, la vida del motor será más prolongada y su valor residual más alto. Por otro lado, la empresa, tendrá un mejor posicionamiento desde el punto de vista ambiental.

Conociendo las hojas de datos técnicas de los equipos, se ha podido establecer un funcionamiento inicial y, posteriormente realizar la comprobación de esas condiciones iniciales.



La utilización del Pitot junto con el manómetro de agua, ha permitido obtener datos reales de funcionamiento y, con ellos la descripción del punto óptimo de trabajo del ventilador en cuanto a potencia y caudal.

Mediante las ecuaciones del capítulo 5, es posible obtener el caudal esperado en función de las vueltas, para poder comparar el mismo equipo incorporando la opción de variador de frecuencia, adecuando el funcionamiento a condiciones variables.

Finalmente, disponer de variador de frecuencia en el ventilador, resulta muy interesante porque permite modular automáticamente la velocidad de giro en función de las necesidades concretas del proceso en cada momento, proporcionando así la máxima eficiencia.

10. NOMENCLATURA

- Q - Caudal de aire del ventilador.
- Q_0 - Caudal de aire inicial.
- Q_n - Caudal de aire objetivo.
- n - Velocidad de rotación.
- K - Constante de proporcionalidad.
- f - Frecuencia de alimentación.
- \emptyset - Flujo, en Weber.
- T - Tensión de alimentación.
- V - velocidad del aire.
- M - Par en el eje del motor.
- Th - Temperatura del bulbo húmedo.
- m - Caudal másico.
- μ - Rendimiento.
- n_0 - Velocidad inicial del eje motor.
- n_n - Velocidad objetivo del eje motor.
- ΔW - Consumo eléctrico diario.
- W_0 - Potencia inicial.
- W_n - Potencia objetivo.
- t_A - Tiempo de amortización.
- vdf - Variador de frecuencia.
- A - Desembolso inicial.
- C_1 - flujo de caja para el primer año.
- C_2 - flujo de caja del segundo año.
- R - rentabilidad de la inversión.
- r - radio del ventilador.
- α - Angulo que forma cada sector circular.
- h - Incrementos de altura.

11. AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, quiero agradecer a mis tutores, José González y Adrián Pandal, la oportunidad de realizar este trabajo, su interés, ayuda y atención a lo largo de la realización.

También quiero dar las gracias al Área de Mecánica de Fluidos por poner a disposición los recursos necesarios para llevar a cabo este estudio.

Por último, agradecer a SAMESA, el acceso a todo el equipamiento necesario para llevar a cabo la investigación.

REFERENCIAS

- [1] Delgado, Y.; Monteagudo, J.; Consuegra, M.; Gómez, R. (2014) *El Hombre y la Máquina*. Colombia: Universidad Autónoma de Occidente.
- [2] Ambrona González, S. (2015). *Estudio y comparativa de ahorro energético en sistemas de bombeo eléctrico*. Madrid: Escuela Politécnica Superior.
- [3] EWK Torres de refrigeración. www.ewk.eu. (marzo 2020)
- [4] AENOR. Asociación Española de Normalización y Certificación. UNE-EN 60034-30:2010. *Máquinas eléctricas rotativas. Parte 30: Clases de rendimiento para los motores trifásicos de inducción de jaula de velocidad única*.
- [5] Grupo Zenit. www.zenit.com. (marzo 2020)
- [6] Sociedad Americana de ingenieros sobre calor, refrigeración y aire acondicionado. (ASHRAE). *Condiciones climáticas de diseño*.
- [7] *Guion de prácticas de laboratorio de la asignatura, Dinámica de Fluidos, del Master de Ingeniería Energética*. (2019). Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón.
- [8] González, J. *Apuntes del Master de Ingeniería Energética: Asignatura Turbomáquinas*. 2018. Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón.
- [9] www.idae.es IDAE. *Guía técnica de torres de refrigeración*. (junio 2020).
- [10] BOE. Boletín Oficial del Estado. *Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis*.
- [11] AENOR. Asociación Española de Normalización y Certificación. UNE 100030: 2017. *Prevención y*



Universidad de Oviedo
Universidá d'Uviéu
University of Oviedo

Máster Universitario en Ingeniería Energética
Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón
Escuela de Ingeniería de Minas, Energía y Materiales

control de la proliferación y diseminación de Legionela en instalaciones.

[12] Ohmia. *Precio de energía eléctrica industrial y tarifas de acceso*. www.ohmia.es. (junio 2020)

[13] Cabrera, A, (2009). *Economía de la empresa*. Madrid, Ediciones SM.

[14] Prieto, M. *Apuntes del Máster de Ingeniería Energética: Asignatura Sistemas de energía térmica renovable para edificios y calificación energética*. 2019. Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón.