

Predimensionamiento de turbinas Kaplan y Pelton

Pablo Zapico Gutiérrez

Pre-dimensioning Kaplan and Pelton turbines

RESUMEN

Cuando un diseñador se enfrenta al problema de dimensionar una turbina ya sabe, aproximadamente, en función del salto y del caudal de equipamiento, el tipo de turbina que necesita. Sin embargo, no conoce las dimensiones de la misma. En este artículo se presenta cómo se calcula su predimensionamiento.

Recibido: 19 de octubre de 2015
Aceptado: 25 de noviembre de 2015

ABSTRACT

When a designer faces the problem of sizing a turbine they already know, approximately, the type of turbine they need depending on the jump and the flow of equipment. However, they do not know the dimensions. This article shows how to calculate pre-dimensioning.

Received: October 19, 2015
Accepted: November 25, 2015

Palabras clave

Turbinas hidroeléctricas, cálculos, caudal, energía eléctrica, centrales hidroeléctricas.

Keywords

Hydroelectric turbines, calculations, flow, electric power, power stations



Foto: Eder / Shutterstock

El término turbina, como tal, fue utilizado por primera vez por un ingeniero militar francés, Claude Burdin, en un análisis teórico sobre las ruedas hidráulicas que ponía el acento en la velocidad de rotación. Un alumno suyo de la Escuela de Minería de Saint Étienne, Benoit Founeyron, en 1834 diseñó y construyó ruedas hidráulicas que alcanzaban, inicialmente, velocidades de rotación de 60 revoluciones por segundo y que proporcionaban hasta 50 caballos.

Posteriormente, fueron evolucionando y en Estados Unidos se empezaron a construir, poco después, turbinas mucho más sencillas. El americano Francis construyó en 1849 una turbina centrípeta de buen rendimiento. Sus buenas condiciones de funcionamiento hicieron que su utilización se generalizara para la obtención de fuerza motriz. Era una versión mejorada y con distribuidor de las citadas en el párrafo anterior. En 1880, el también americano Lester Pelton inventó su máquina hidráulica basada en una rueda de cucharas, que también fue muy utilizada debido a su buen rendimiento y su capacidad de regulación a cargas parciales.

En 1890 se utilizó por primera vez una turbina para la producción de energía

eléctrica. A partir de entonces, se desarrollaron diversos tipos de turbinas de forma muy rápida y se mejoraron los diseños existentes.

Se tomó como fundamento la hélice, que inventó el sueco John Ericson en 1836 inicialmente para aplicarla en la propulsión de buques y una vez que se generalizó la utilización de las turbinas, para la generación de energía eléctrica. Se utilizaron las hélices de paso fijo en la construcción de turbinas para aprovechar saltos bajos, que presentaban muchas limitaciones. En 1915 el austriaco Victor Kaplan desarrolló, a partir de las turbinas hélice, una regulación de las palas del rodete que significó una revolución para la explotación de los saltos de poca altura.

Estos tres tipos fundamentales de turbinas, con ligeras modificaciones y modestos aumentos de rendimiento respecto a los originales de finales del s. XIX o primeros de s. XX, cubren, casi por completo, el abanico de saltos hidráulicos que se presentan en la naturaleza. Sin embargo, para los saltos de muy baja altura, era necesario otro tipo de máquina. Se probaron las turbinas Francis en cámara abierta, las mismas con doble tubo de aspiración, las turbinas hélice y las Kaplan.

Apliquemos lo comentado al cálculo de una turbina Kaplan. El primer problema que se encuentra el diseñador a la hora de dimensionar una turbina es que en función del salto y el caudal, ya sabe, más o menos, el tipo de turbina que necesita. Sin embargo no conoce las dimensiones de la misma.

El parámetro más común que se suele utilizar como base es el número específico de revoluciones N_s que se obtiene aplicando la fórmula (1).

$$N_s = \frac{n\sqrt{P}}{H^4} \quad (1)$$

Donde:

N_s = número específico de revoluciones (adimensional).

N = revoluciones de la turbina (rpm).

P = potencia de la turbina ($P=g^*Q^*H^*\eta$) (kw).

H = altura del salto (m).

Q = caudal (m^3/s).

H = rendimiento (adimensional).

Como en dicha fórmula (1) hay dos incógnitas, N_s y N , para efectuar una aproximación, existen tablas en las que

Ns	Tipo de turbina	Altura del salto metros
Hasta 18	Pelton con un inyector	800 o más
De 18 a 25	» un inyector	de 800 a 400
De 26 a 35	» un inyector	de 400 a 100
De 26 a 35	» dos inyectores	de 800 a 400
De 36 a 50	» dos inyectores	de 400 a 100
De 51 a 72	» cuatro inyectores	de 400 a 100
De 55 a 70	Francis lentísima	de 400 a 200
De 70 a 120	Francis lenta	de 200 a 100
De 110 a 200	Francis media	de 100 a 50
De 200 a 300	Francis veloz	de 50 a 25
De 300 a 450	Francis ultravelocísima	de 25 a 15
De 400 a 500	Hélice velocísima	hasta 15
De 270 a 500	Kaplan lenta	de 50 a 15
De 500 a 800	Kaplan veloz	de 15 a 5
De 800 a 1100	Kaplan velocísima	5
Más de 1100	Bulbo	Menor de 5

Tabla 1. Tipos de turbina en función del número específico de revoluciones N_s .

se especifica el tipo de turbina más adecuado, en función del N_s . Varían ligeramente de un autor y/o fabricante a otro, pero poco (tabla 1).

Sin embargo, en este caso, vamos a basarnos en una aproximación al número específico de revoluciones en el que no intervenga la potencia de la turbina, que es el expresado en las ecuaciones (2) y (3).

$$N_s = \frac{2419}{H^{0,489}} \quad (2)$$

$$N_s = \frac{2375}{H^{0,486}} \quad (3)$$

Sustituyendo en la fórmula (1) tenemos el N_s de la turbina. Sin embargo, el valor de n que obtengamos estará fuera de los escalones normalizados que se indican en las tablas 2 y 3, de forma que la turbina gire a una velocidad tal que el generador pueda interconectarse a la red eléctrica. Otra posibilidad es utilizar un grupo multiplicador de velocidad. Sin embargo, es una posibilidad que se relega a los casos en que el generador sea de tales dimensiones y coste que se haga inviable económicamente, puesto que dicha multiplicadora, no deja de ser

otra pérdida de rendimiento adicional. Solamente se considera cuando el coste del grupo turbina-alternador supera el coste del sistema turbina-multiplicadora-alternador. El N_s definitivo no será el inicialmente previsto, sino un valor cercano que permita conjugar todos los valores comentados.

Una vez fijados N_s y N , se calculan los demás parámetros de la turbina de la manera que se indica a continuación.

Para ello, se parte de la expresión que relaciona el coeficiente de velocidad periférica k_u del rodete con el N_s (4).

$$k_u = 0,79 + \frac{N_s}{621} \quad (4)$$

El siguiente paso consiste en calcular el diámetro exterior del rodete D_M , pues es la medida fundamental que servirá para dimensionar el resto de los elementos de la turbina que se indexarán a dicho valor.

$$D_M = \frac{84,55k_u\sqrt{H}}{n} \quad (5)$$

Dicho valor también se puede tan-tear de forma aproximada aplicando (6).

$$D_M = \frac{\sqrt{Q}}{2,7} \quad (6)$$

A continuación se dan una serie de relaciones entre diversos parámetros de la turbina y el diámetro exterior del rodete. Una vez determinado D_M se procede a calcular el resto de las dimensiones de la turbina de la siguiente forma:

$$D_m = \left(0,25 + \frac{94,64}{N_s}\right) D_M \quad (7)$$

$$H_m = \frac{6,94D_M}{N_s^{0,403}} \quad (8)$$

$$H_1 = \left(0,38 + \frac{N_s}{19342}\right) D_M \quad (9)$$

$$v_1 = 3,17 + \frac{759,21}{N_s} \quad (10)$$

Con caracol de acero.

$$v_2 = 2,44 - \frac{N_s}{840} \quad (11)$$

Con caracol de hormigón.

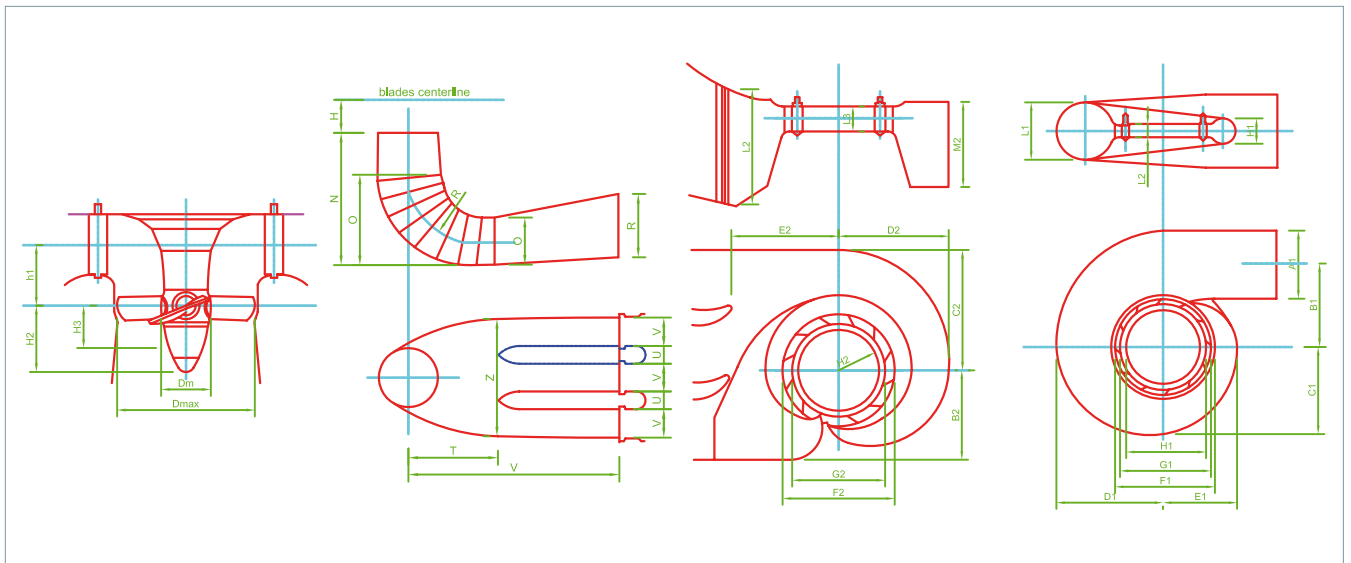


Figura 1. Dimensiones de la turbina Kaplan.

Dimensiones del caracol de acero.

- $A_1 = 0,4 N_s^{0,2} D_M$ (12)
- $B_1 = (1,26 + N_s/2638,5) D_M$ (13)
- $C_1 = (1,46 + N_s/3086,4) D_M$ (14)
- $D_1 = (1,59 + N_s/1742,2) D_M$ (15)
- $E_1 = (1,21 + N_s/3690) D_M$ (16)
- $F_1 = (1,45 + 72,17/N_s) D_M$ (17)
- $G_1 = (1,29 + 41,63/N_s) D_M$ (18)
- $H_1 = (1,13 + 31,86/N_s) D_M$ (19)
- $I_1 = (0,45 - 31,8/N_s) D_M$ (20)
- $L_1 = (0,74 + N_s/1.149,4) D_M$ (21)
- $M_1 = (D_M/(2,06 + N_s/833,3))$ (22)

Dimensiones del caracol de hormigón

- $B_2 = D_M/(0,76 + N_s/11.211)$ (23)
- $C_2 = D_M/(0,55 + N_s/67.568)$ (24)
- $D_2 = (1,58 - N_s/11.050) D_M$ (25)
- $E_2 = (1,48 - N_s/47.393) D_M$ (26)
- $F_2 = (1,62 - N_s/31.477) D_M$ (27)
- $G_2 = (1,36 + 7,79/N_s) D_M$ (28)
- $H_2 = (1,19 + 4,69/N_s) D_M$ (29)
- $I_2 = (0,44 - 21,47/N_s) D_M$ (30)
- $L_2 = (1,44 + 105,29/N_s) D_M$ (31)
- $M_2 = (1,03 + 136,28/N_s) D_M$ (32)

Dimensiones del tubo de aspiración.

- $H_t = (0,24 + N_s/12.788) D_M$ (33)
- $N = (2,0 - N_s/467.290) D_M$ (34)
- $O = (1,4 - N_s/59.880) D_M$ (35)
- $P = (1,26 - 16,35/N_s) D_M$ (36)
- $Q = (0,66 - 18,40/N_s) D_M$ (37)
- $R = (1,25 - N_s/12.531) D_M$ (38)
- $S = (4,26 + 201,21/N_s) D_M$ (39)
- $T = (1,2 + N_s/1.953) D_M$ (40)
- $Z = (2,58 + 102,66/N_s) D_M$ (41)

En la figura 1 se pueden ver las dimensiones calculadas en las fórmulas precedentes.

Cálculo de una turbina Kaplan

Para ilustrar un poco mejor el tema, se incluye a continuación un ejemplo resuelto. Los valores elegidos se resaltan en amarillo.

- Salto = 16,0 m
- Salto neto H = 4,0 m
- Revoluciones = 333 rpm
- Potencia P = 1.483,3 Kw
- Caudal Q = 12,0 m³/Ss
- rendimiento η = 0,9

$$N_r = 2,2 N$$

$$N_r = 2,8 N$$

- Velocidad de embalamiento N_r
- $N_r = 733$ rpm Eje vertical
- $N_r = 933$ rpm Eje horizontal

$$N_s = \frac{2419}{H^{0.489}}$$

- $N_s = 665,55$
- N_s = número específico de revoluciones

Otro método:

$$N_s = \frac{2375}{H^{0.486}}$$

$$N_s = 658,64$$

Sustituyendo en la fórmula siguiente:

$$N_s = \frac{N \sqrt{P}}{H^{5/4}}$$

- N = 467,98
- N = revoluciones por minuto
- N = 500,0
- N = 428,6

Como el valor de N está fuera de los escalones normalizados de rpm, se busca el más cercano

- N = 375,0
- N = 333,3
- N = 300,0

Con lo que N_s será:
 $N_s = 711,1$
 (474,1 es el valor más cercano a 467,98 calculado)

- $N_s = 609,5$
- $N_s = 533,3$
- $N_s = 474,1$
- $N_s = 426,6$

Cálculo del rodete

$$k_u = 0.79 + \frac{N_s}{621}$$

- $k_u = 1,553$
- k_u = coeficiente de velocidad periférica

$$D_M = \frac{84,55k_u \sqrt{H}}{N}$$

$$D_M = 0,983$$

$$D_M = \emptyset \text{ exterior del rodete}$$

Para hallar D_M de forma aproximada se aplica:

$$D_M = \frac{\sqrt{Q}}{2,7}$$

$$D_M = 1,283$$

$$D_m = \left(0,25 + \frac{94,64}{N_s} \right) D_M$$

$$D_m = 0,442$$

$$H_m = \frac{6,94D_M}{N_s^{0,403}}$$

$$H_m = 0,569$$

$$H_1 = \left(0,38 + \frac{N_s}{19342} \right) D_M$$

$$H = 0,398$$

$$v_1 = 3,17 + \frac{759,21}{N_s}$$

con caracol de acero

$$v_1 = 4,772$$

$$v_2 = 2,44 - \frac{N_s}{840}$$

con caracol de hormigón

$$v_2 = 1,876$$

Caracol de acero

(dimensiones)

$$A_1 = 1,348$$

$$B_1 = 1,415$$

$$C_1 = 1,586$$

$$D_1 = 1,830$$

$$E_1 = 1,316$$

$$F_1 = 1,575$$

$$G_1 = 1,354$$

$$H_1 = 1,177$$

$$I_1 = 0,376$$

$$L_1 = 1,133$$

$$M_1 = 0,374$$

Caracol de hormigón

(dimensiones)

$$B_2 = 1,225$$

$$C_2 = 1,764$$

$$D_2 = 1,511$$

$$E_2 = 1,445$$

$$F_2 = 1,577$$

$$G_2 = 1,353$$

$$H_2 = 1,179$$

$$I_2 = 0,388$$

$$L_2 = 1,634$$

$$M_2 = 1,295$$

Dimensiones del tubo de aspiración

$$H_t = 0,272$$

$$N_t = 1,965$$

$$O = 1,368$$

$$P = 1,204$$

$$Q = 0,611$$

$$R = 1,191$$

$$S = 4,604$$

$$T = 1,418$$

$$Z = 2,749$$

Hay que tener en cuenta que el dimensionado del tubo de aspiración en una turbina Kaplan es una labor delicada, pues se recupera una parte muy importante del salto en él. Se deberá de evitar, en lo posible, dimensionar las turbinas Kaplan con una velocidad de rotación N superior a lo que les corresponde. Ello obliga a disminuir la altura de aspiración o incluso a calar el plano del rodete por debajo del nivel del socaz, lo que encarece enormemente la obra civil, aunque disminuye ligeramente el tamaño y el precio de la turbina. No obstante, dicha turbina siempre funcionará forzada, dentro de unos parámetros de funcionamiento que no están dentro de su ámbito de actuación idóneo y tendrá una tendencia a la cavitación mucho mayor. El precio de la obra civil será mayor y no compensará la disminución de precio obtenida en la turbina.

Cálculo de una turbina Pelton

Apliquemos ahora lo comentado al cálculo de una turbina Pelton. En este caso, se aplica la misma fórmula (1) y la tabla 1, al igual que en las turbinas Kaplan. Sin embargo, al tratarse de una turbina de acción, se utilizan uno o varios chorros que inciden sobre la rueda de cucharas y de los que se desconoce su número y características.

El diámetro del chorro se tantea mediante la ecuación (42).

$$Q = 3,408d^2 \sqrt{H} \quad (42)$$

Donde:

d = diámetro del chorro en m.

Por fin N_s se obtiene de forma aproximada de la expresión (43).

$$N_s = 220 \frac{d}{D} \quad (43)$$

Y de la igualdad (44) se obtiene una aproximación del diámetro exterior de la rueda Pelton.

$$\frac{N}{\sqrt{H}} = \frac{39,774}{D} \quad (44)$$

Donde:

D = diámetro exterior de la rueda de cucharas Pelton en metros.

Sin embargo, no se ha determinado todavía el número de chorros. Para ello hay que calcular el número específico de revoluciones en función del número de chorros N_{sj} o velocidad específica resultante (45).

$$N_{sj} = \frac{85,49}{H^{0,243}} \quad (45)$$

El diámetro medio del rodete D_3 es igual al resultado de la ecuación (46); este valor tiene importancia porque en función de él se hallarán otros parámetros de la turbina.

$$D_3 = (1,028 + 0,0137 N_{sj}) D \quad (46)$$

Con este valor se puede tantear de nuevo el diámetro del chorro aplicando (47), lo que servirá de comprobación de seguridad del cálculo realizado en (42).

$$d = \frac{N_{sj} D}{250,74 - 1,796 N_{sj}} \quad (47)$$

El diámetro del chorro variará en función de la velocidad de giro de la turbina y el número de chorros j se puede tantear aplicando (48).

$$Q = D_3^2 F(H) j \quad (48)$$

Y $F(H) \approx 0,34 - 0,36$ (valor adimensional).

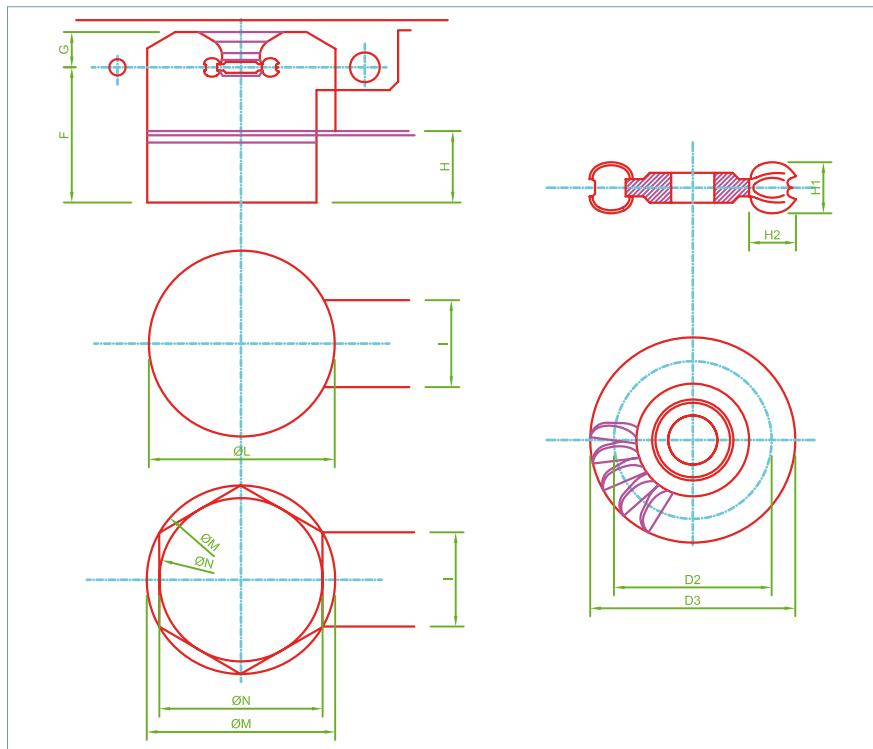


Figura 2. Dimensiones de la turbina Pelton.

En la primera aproximación, en función del diámetro del chorro, se obtiene el diámetro de la rueda. En algunos saltos, se obtienen, en este primer ensayo, diámetros de la rueda de cucharas imposibles, por demasiado pequeños. Por ello, hay que tantear aumentando el número de chorros; de esa forma aumenta el diámetro de la rueda. Hay que tener en cuenta que el número máximo de chorros es de seis y con rueda horizontal (de eje vertical).

Entre los valores de las tablas 2 y 3 tomaremos el más cercano al de n que hemos tanteado en la fórmula (1) y sustituiremos en la fórmula (43). De esta forma se obtiene el número específico de revoluciones y las revoluciones del eje de la turbina.

Las revoluciones de la turbina coincidirán exactamente con uno de los escalones enunciados, ya que en estas turbinas, por regla general, el generador va acoplado directamente al eje.

También se puede utilizar la fórmula (49) para tantear el número de chorros j .

$$D_3 = 0,6 \sqrt{\frac{Q}{j}} \quad (49)$$

Con todos estos datos se puede dar por completado el diseño preliminar

de la turbina. Las dimensiones de la carcasa serán:

$$L = 0,78 + 2,06D_3 \quad (50)$$

$$G = 2(0,196 + 0,376D_3) \quad (51)$$

$$F = 1,09 + 0,71L \quad (52)$$

$$H = 0,62 + 0,513L \quad (53)$$

$$I = 1,28 + 0,37L \quad (54)$$

Las dimensiones calculadas en las fórmulas anteriores, se pueden ver en la figura 2.

Dado que la resolución puede ser delicada, se incluye un ejemplo a continuación. Se resaltan en amarillo los campos elegidos en el cálculo

Salto $H = 252,00$ m
 Revoluciones = 500 rpm
 Potencia $P = 1.779,9$ Kw
 Caudal $Q = 0,80$ m³/s
 Rendimiento $\eta = 0,90$
 Chorros = 3
 Velocidad de embalamiento N_r

$$N_r = 1,9N$$

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}} \text{ m}$$

$$N_s = 126,06$$

$$N = 3.000 \text{ rpm}$$

$$N_s = 63,03$$

$$N = 1.500 \text{ rpm}$$

$$N_s = 42,02$$

$$N = 1.000 \text{ rpm}$$

$$N_s = 31,51$$

$$N = 750 \text{ rpm}$$

$$N_s = 21,01$$

$$N = 500 \text{ rpm}$$

N_s = Velocidad específica o n° específico de revoluciones

$$w = 0,98\sqrt{2gH}$$

$$W = 68,91$$

$$Q = 3,408d^2\sqrt{H}$$

$$N_s = 220 \frac{d}{D}$$

$D = 0,12$ m (diámetro del chorro)

$D = 0,21$ m para $N = 3.000$ rpm

$D = 0,42$ m para $N = 1.500$ rpm

$D = 0,64$ m para $N = 1.000$ rpm

$D = 0,85$ m para $N = 750$ rpm

$D = 1,27$ m para $N = 500$ rpm

D = Diámetro de la rueda

$$\frac{N}{\sqrt{H}} = \frac{39,774}{D}$$

$D = 0,21$ m para $N = 3.000$ rpm

$D = 0,42$ m para $N = 1.500$ rpm

$D = 0,63$ m para $N = 1.000$ rpm

$D = 0,84$ m para $N = 750$ rpm

$D = 1,26$ m para $N = 500$ rpm

$$D_2 = D\sqrt{2}$$

$D_2 = 0,30$ m para $N = 3.000$ rpm

$D_2 = 0,60$ m para $N = 1.500$ rpm

$D_2 = 0,89$ m para $N = 1.000$ rpm

$D_2 = 1,19$ m para $N = 750$ rpm

$D_2 = 1,79$ m para $N = 500$ rpm

$$D_3 = (1,028 + 0,0137N_s)D$$

D_2 = Diámetro medio del rodete en m

D_3 = Diámetro exterior del rodete en m

$$N_{sj} = \frac{85,49}{H^{0,243}}$$

$N_{sj} = 22,30$

N_{sj} = velocidad específica resultante

$D = 0,28$ m para $j = 1$

$D = 0,57$ m para $j = 2$

$D = 0,85$ m para $j = 3$

(Diámetro del chorro)

(Otro método)

$$d = \frac{N_{sj} D}{250,74 - 1,796 N_{sj}}$$

$D = 0,02$ m para $N = 3.000$ rpm

$D = 0,04$ m para $N = 1.500$ rpm

$D = 0,07$ m para $N = 1.000$ rpm

$D = 0,09$ m para $N = 750$ rpm

$D = 0,13$ m para $N = 500$ rpm

Como se puede ver, ambos métodos coinciden sensiblemente

$D_3 = 0,53$ m para $j = 1$

$D_3 = 0,75$ m para $j = 2$

$D_3 = 0,92$ m para $j = 3$

(Otro método)

$D_3 = 0,54$ m para $j = 1$

$D_3 = 0,76$ m para $j = 2$

$D_3 = 0,93$ m para $j = 3$

D_3 = Diámetro interior del rodete en m

En este caso, los valores también coinciden casi exactos

Dimensiones de la carcasa

$L = 1,89$ m para $j = 1$ (longitud)

$L = 2,34$ m para $j = 2$

$L = 2,69$ m para $j = 3$

$G = 0,80$ m para $j = 1$ (anchura)

$G = 0,96$ m para $j = 2$

$G = 1,09$ m para $j = 3$

$F = 3,00331$ m

$H = 2,00243$ m

$I = 2,27708$ m

Para determinar la velocidad de giro de la turbina hay que basarse en

una serie de valores discretos que van fijados por el número de pares de polos del generador y por la frecuencia de la red. El número de revoluciones n se mueve en una serie discreta de valores marcados por la frecuencia de la red y que son función de la misma, se pueden ver en las tablas 2 y 3.

Las revoluciones de la turbina coincidirán exactamente con uno de los escalones enunciados si el generador va acoplado directamente al eje, o no, si el generador se conecta a la turbina por medio de una multiplicadora. En el caso de las turbinas Kaplan, es más fácil hacer coincidir el valor de n porque los escalones de velocidad están muy cercanos unos de otros, al contrario que al principio de la tabla, que presenta espacios mucho mayores entre valores contiguos.

Con estos valores se puede realizar un diseño aproximado del edificio y de sus condicionantes como el tubo de aspiración, la altura, etc., pues no diferirán mucho de los valores reales de

Escalones normalizados de velocidad de sincronismo					
rpm a 50 hz	Nº pares de polos por fase	rpm	Nº pares de polos por fase	rpm	Nº pares de polos por fase
3.000,00	1	187,50	16	96,77	31
1.500,00	2	176,47	17	93,75	32
1.000,00	3	166,67	18	90,91	33
750,00	4	157,89	19	88,24	34
600,00	5	150,00	20	85,71	35
500,00	6	142,86	21	83,33	36
428,57	7	136,36	22	81,08	37
375,00	8	130,43	23	78,95	38
333,33	9	125,00	24	76,92	39
300,00	10	120,00	25	75,00	40
72,73	11	115,38	26	73,17	41
2250,00	12	111,11	27	71,43	42
230,77	13	107,14	28	69,77	43
214,29	14	103,45	29	68,18	44
200,00	15	100,00	30	66,67	45

Tabla 2. Velocidades normalizadas a 50 hz.

Escalones normalizados de velocidad de sincronismo					
rpm a 60 hz	Nº pares de polos por fase	rpm	Nº pares de polos por fase	rpm	Nº pares de polos por fase
3.600,00	1	225,00	16	116,13	31
1.800,00	2	211,76	17	112,50	32
1.200,00	3	200,00	18	109,09	33
900,00	4	189,47	19	105,88	34
720,00	5	180,00	20	102,86	35
600,00	6	171,43	21	100,00	36
514,29	7	163,64	22	97,30	37
450,00	8	156,52	23	94,74	38
400,00	9	150,00	24	92,31	39
360,00	10	144,00	25	90,00	40
327,27	11	138,46	26	87,80	41
300,00	12	133,33	27	85,71	42
276,92	13	128,57	28	83,72	43
257,14	14	124,14	29	81,82	44
240,00	15	120,00	30	80,00	45

Tabla 3. Velocidades normalizadas a 60 hz.

ejecución, pues se están rehabilitando saltos antiguos, donde todavía existen turbinas de principios del siglo XX. Como antiguamente muchas piezas se realizaban de fundición, hay que analizar por separado el rodete y el caracol, en el caso de la turbina Kaplan, pues en diversos casos, se utilizó una carcasa tipo, que estaba sobredimensionada para aprovechar un molde preexistente. En estos casos, si no se analizan por separado carcasa y rodete, el resultado es incongruente. Las pérdidas de la turbina serán inferiores a lo esperado para una turbina de su tamaño y, por lo tanto, su rendimiento será algo superior. Normalmente, el rodete habrá que sustituirlo, lo que permite la opción de recalcularlo y de mejorarlo ligeramente. Sin embargo, lo normal es que distribuidor y la carcasa se puedan

aprovechar, especialmente esta última. El inyector o inyectores se podrán aprovechar muy probablemente.

Bibliografía

Cuesta Diego, I.; Vallarino Cánovas del Castillo, e.; *Aprovechamientos hidroeléctricos*, Madrid, 2000.
 Grupo Formación Empresas Eléctricas, *Centrales hidroeléctricas II. Turbinas hidráulicas*, Madrid, 1994.
 Gutiérrez del Villar, M.V., Valverde Barrero, P., González García, F.J., López Aguado, C.J. y otros, *Energías renovables*, CADE, Valladolid, 1999.
 Jarabo Friedrich, F. y Elortegui Escartín, N., *Energías renovables*, Madrid, 2000.
 Layman's *guidebook on how to develop a small hydro site*, Comisión de las Comunidades Europeas, 1995.
 Larreategui, A.; Peñalva, I.; *Máquinas hidráulicas. ÁBACOS*, Curso 2010-2011, E.T.S.I., U.P.V., Bilbao, 2010.
 Manuales de energías renovables, *Minicentrales hidroeléctricas*, I.D.A.E., Madrid, 1996.
 Marchegiani, Ariel R.; Metodología de diseño preliminar para pequeñas turbinas de reacción, VII Encuentro

latinoamericano en pequeños aprovechamientos hidroenergéticos, Lima, 1997.
 Mataix, C., *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*, Madrid, 1970.
 Moulán, PH. *Tratado de Mecánica Industrial*, Barcelona, 1924.
Pequeñas centrales hidráulicas, CDTI, Madrid, 1982.
Renewable Energy Yearbook, IDAE, Madrid, 1994.
Selecting Hydraulic Reaction Turbines, Bureau of Reclamation, A Water Resources Technical Publication, Engineering Monograph, Denver, 1976.
 Sintés Olives, F.F., Vidal Burdis, F. *La industria eléctrica en España*, Barcelona, 1933.
 Zapico Gutiérrez, P. *Predimensionamiento de turbinas Francis*, Energética XXI, Madrid, 2014.
 Zoppetti, G. *Centrales hidroeléctricas*, México D.F., 1982.

Pablo Zapico Gutiérrez
 pablo.zapico@unileon.es
 Master oficial en energías renovables, ingeniero técnico industrial e ingeniero técnico de minas. Jefe de la sección de Industria y Energía de la Junta de Castilla y León, en León, y profesor asociado de la Universidad de León.