

REVISTA ENERGETICA ENERGY MAGAZINE



ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA LATIN AMERICAN ENERGY ORGANIZATION

LA SITUACION ENERGETICA DE AMERICA LATINA – 1986

THE LATIN AMERICAN ENERGY SITUATION – 1986

OLADE: *Permanent Secretariat*

ENERGIA Y BIOMASA

ENERGY AND BIOMASA

Juan Antonio Guzmán M.

ESTANDARIZACION DE TURBINAS HIDRAULICAS TIPO MICHELL BANKI PARA SER USADAS EN PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS

STANDARDIZATION OF HYDRAULIC TURBINES
OF THE MICHELL-BANKI TYPE, FOR USE IN
SMALL HYDROPOWER STATIONS

*Hydroenergy and Electricity Program
Technical Department OLADE*

AÑO 10 No. 3 DICIEMBRE 1986

YEAR 10 No. 3 DECEMBER 1986

ESTANDARIZACION DE TURBINAS HIDRAULICAS TIPO MICHELL BANKI
PARA SER USADAS EN PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS

Programa de Hidroenergía y Electricidad
Departamento Técnico
OLADE

RESUMEN

En el trabajo se presentan los principales criterios que, a juicio del autor, deben considerarse para lograr la correcta estandarización de este tipo de turbinas, para cubrir todo el campo de aplicación de las mismas. Concretamente se aplican esos criterios y se realiza la estandarización, presentándose finalmente un cuadro con las principales características de las turbinas definidas.

1. INTRODUCCION

Dado que las turbinas hidráulicas de flujo cruzado - más comunmente denominadas tipo Michell-Banki - han tenido una gran aceptación en varios países de la región, debido fundamentalmente a su relativa sencillez y facilidades constructivas que permiten el uso de tecnologías no convencionales para su fabricación, la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), decidió dedicar al estudio de estas turbinas dos volúmenes del Manual de Diseño, Fabricación y Estandarización de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH).

El presente trabajo constituye en sí una apretada síntesis del resultado de esos dos volúmenes, pretendiendo divulgar los principales aspectos de ellos, pero no pretende ni puede sustituirlos.

2. ESTANDARIZACION SEGUN CRITERIOS HIDRAULICOS

La estandarización de turbinas en general consiste en diseñar un número adecuado de turbinas que se complementen en su rango de

aplicación, de tal modo que en su conjunto cubran todo el campo de aplicación del tipo de turbinas de que se trate.

Para la estandarización, atendiendo al adecuado funcionamiento hidráulico de la turbina, se puede partir de la expresión del número específico de revoluciones que viene dada por :

$$N_q = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

en la que

N_q : número específico de revoluciones, que en el caso de las Michell-Banki oscila entre 18 y 60.

Q : caudal de diseño, m^3/s .

H : salto neto aprovechable, m.

N : número óptimo de revoluciones de la turbina (rpm), siendo:

$$N = \frac{39,85 H^{1/2}}{D_e} \quad (2)$$

D_e : diámetro exterior del rodete o rotor, m.

sustituyendo (2) en (1) y despejando convenientemente, resulta:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left[\frac{D_e N_q}{39,85} \right]^2 \quad (3)$$

esta expresión (3) demuestra, en primer lugar, que una determinada turbina de rodete con diámetro D_e podrá operar con cualquier combinación de salto y caudal tal, que el número específico de revoluciones permanezca constante, esto es que :

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = K \text{ (constante)} \quad (4)$$

ahora bien, conociendo que para las turbinas Michell-Banki se cumple que $18 N_q = 60$, sustituyendo dichos valores externos en (3), resultará :

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = (0,204 - 2,267) D_e^2 \quad (5)$$

expresión que tiene un gran valor práctico, toda vez que permite establecer los valores extremos Q/\sqrt{H} para la aplicación de cada turbina de diámetro D_e .

Conviene recordar la interpretación gráfica que se da a la expresión (4), como se muestra en la figura 1.

A partir de la ecuación (5) y, considerando varios valores para el diámetro del rodete, se llega a los resultados que se muestran en la tabla I, en la que se aprecia de forma significativa que hay una amplia superposición en el campo de aplicación de los diferentes rodetes. Por otro lado, es fácil demostrar que el cociente $(Q/\sqrt{H})_{\min}/(Q/\sqrt{H})_{\max}$ es equivalente a la condición más desfavorable de trabajo de la turbina a carga parcial P/P_{\max} . y todos los casos de la tabla I están entre 8,8 % y 9,2 %, los cuales resultan excesivamente bajos y desfavorables por la caída que se produce en la eficiencia de la turbina.

TABLA I

D_e	$(Q/\sqrt{H})_{\min}$	$(Q/\sqrt{H})_{\max}$
0,25	0,013	0,142
0,30	0,018	0,204
0,40	0,033	0,363
0,50	0,051	0,567
0,55	0,062	0,686
0,60	0,073	0,816
0,70	0,100	1,111
0,75	0,115	1,275

Atendiendo los aspectos antes mencionados, y que el campo de aplicación de las turbinas Michell-Banki, según coinciden varios autores, es para aproximadamente $0,013 \leq Q/\sqrt{H} \leq 0,686$, se llega a las conclusiones de la tabla II; a partir de la cual se confecciona el gráfico de la figura 2, que resume de forma sencilla la estandarización de las turbinas Michell-Banki, atendiendo a su adecuado funcionamiento hidráulico.

En la tabla II se aprecia que, considerando que se diseñe la turbina para $(Q/\sqrt{H})_{\text{final}}$ y trabaje en $(Q/\sqrt{H})_{\text{inicial}}$, la

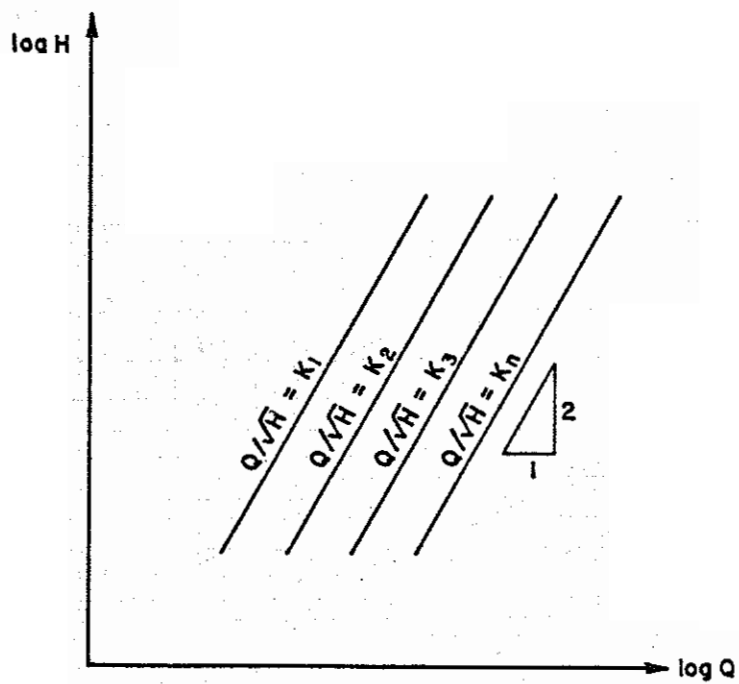


FIGURA 1

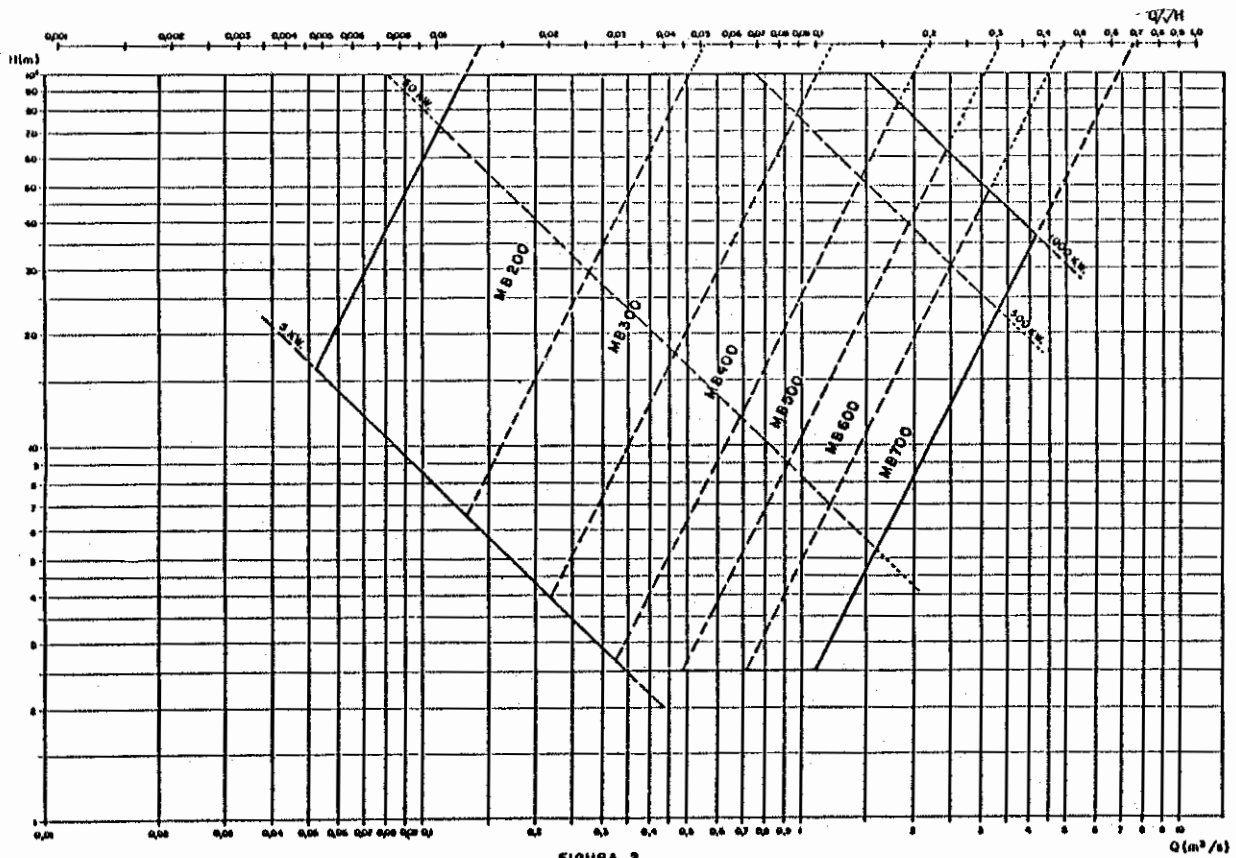


FIGURA 2

afectación de la eficiencia de la turbina sólo se manifiesta para los diámetros 200 mm y 300 mm, y ello en pequeñas proporciones.

TABLA II

D_e (mm)	$\Delta(Q/\sqrt{H})$	N_q	$(Q/\sqrt{H})_{inic}/(Q/\sqrt{H})_{fin.}$	eficiencia (%)
200	0,013 - 0,051	22,7 - 45,0	0,25	76
300	0,051 - 0,111	30,0 - 44,3	0,46	79
400	0,111 - 0,198	33,2 - 44,3	0,56	80
500	0,198 - 0,309	35,5 - 44,3	0,64	80
600	0,309 - 0,445	36,9 - 44,3	0,69	80
700	0,445 - 0,686	38,0 - 47,2	0,65	80

3. ESTANDARIZACION SEGUN CRITERIOS MECANICOS

Atendiendo el funcionamiento mecánico de la turbina, se deben considerar dos aspectos diferentes para llegar a la definitiva estandarización.

3.1. Aspecto relacionado con la variación de potencia

Ha quedado establecido que para cualquier combinación de caudal Q y caída H , tal que permanezca constante la relación Q/\sqrt{H} , es posible utilizar una misma turbina obteniendo de ella la misma eficiencia.

También es conocido que existe relación entre el ancho del inyector (o largo del rodete) y el término Q/\sqrt{H} , expresado por :

$$B = \frac{0.96}{D_e} \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad (6)$$

quedando evidente que para cada Q/\sqrt{H} corresponde un ancho de rodete B y sólo uno y viceversa.

Por otro lado, se conoce que la potencia que es capaz de entregar una central hidroeléctrica viene dada por :

$$P = 9,81 QH \eta \quad (7)$$

simultaneando las expresiones (6) y (7) se llega a :

$$P = 10,22 B D_e H^{3/2} \eta \quad (8)$$

en la que se establece que la potencia es directamente proporcional al ancho del rodete. Luego, al considerar la posibilidad de utilizar una turbina Michell-Banki cualquiera en una combinación Q/\sqrt{H} diferente a la de proyecto, se estará aceptando una variación de la potencia a lograr, en la misma proporción que se admita una variación de Q/\sqrt{H} .

Procediendo de forma inversa, esto es, si se admite una máxima variación de la potencia, se estará fijando el intervalo $\Delta(Q/\sqrt{H})$ en el que es posible utilizar una misma turbina.

Así, a partir de los valores extremos inferiores de Q/\sqrt{H} para cada diámetro del rodete D_e dados en la Tabla II, y aceptando una afectación máxima del 20% en la potencia generada, valor considerado aceptable desde el punto de vista práctico, se pueden definir los diferentes largos de rodete que se muestran en la Tabla III para cada diámetro del rodete.

TABLA III

	200	300	400	500	600	700
1.	62,0	60,0	80,0	380,0	490,0	610,0
2.	75,0	73,0	97,0	475,0	594,0	757,0
3.	92,0	90,0	120,0	-	-	-
4.	112,0	110,0	145,0	-	-	-
5.	136,0	135,0	177,0	-	-	-
6.	165,0	165,0	215,0	-	-	-
7.	200,0	200,0	262,0	-	-	-
8.	-	245,0	320,0	-	-	-
9.	-	300,0	390,0	-	-	-

3.2. Aspecto relacionado con la velocidad de rotación

Como ya fue indicado, la velocidad óptima de rotación de una turbina Michell-Banki viene dada por

$$N = \frac{39,85 H^{1/2}}{D_e} \quad (2)$$

ahora bien, de la Figura 2 se aprecia que la turbina de rodete de 200 mm de diámetro trabajaría con caídas de hasta 100 m; si estos valores se sustituyen en la expresión (2), resultaría $N = 1992$ rpm, la cual, si bien resulta aceptable matemáticamente, no lo es desde un punto de vista mecánico, ya que se ha podido comprobar en la práctica que la máxima velocidad de rotación de estas turbinas es de aproximadamente 1000 rpm.

Tomando $N_{\text{máx.}} = 1000 \text{ rpm}$ y con empleo de (2), se obtiene el máximo valor de caída admisible en cada rodete, según se muestra en la Tabla IV.

TABLA IV

Diámetro, D_e (mm)	200	300	400	500	600	700
Máxima caída, H (m)	25	55	100	100*	100*	100*

* Fijados por máxima caída admisible en estas turbinas.

4. TURBINAS ESTANDARIZADAS

Tomando en consideración todos los aspectos antes analizados, se llega a los resultados que se presentan en la Figura 3, en la cual la simbología empleada se interpreta de forma que en los números de tres dígitos, el primero de ellos indica el diámetro del rodete y los dos siguientes el número de orden.

En el Cuadro No. 1 se presenta el cálculo de los principales elementos de las turbinas estandarizadas, del cual se hacen las siguientes observaciones:

- a) Según se puede observar en las líneas 5 y 6, todas las turbinas trabajan en un intervalo aceptable del número específico de revoluciones N_q .
- b) Los cálculos correspondientes al álabe directriz se hicieron considerando que éste se construirá de bronce al aluminio.
- c) Los cálculos correspondientes al rodete se hicieron considerando que éste se construiría de acero al cromo-níquel.
- d) El espesor de los álabes del rodete se seleccionó considerando el mínimo posible capaz de resistir el esfuerzo del álabe, con el fin de lograr economía adecuada.
- e) El diámetro del eje del rodete se fijó tratando de reducir al mínimo posible la variedad de diámetros para todas las turbinas.

CONCLUSIONES

Ha quedado demostrada la necesidad de considerar más de un aspecto para lograr una más precisa estandarización de las turbinas Michell-Banki. Otra cuestión importante es la evidencia de que, para obtener una estandarización con poca diversidad de turbinas, se deberá aceptar una afectación en la potencia generada.

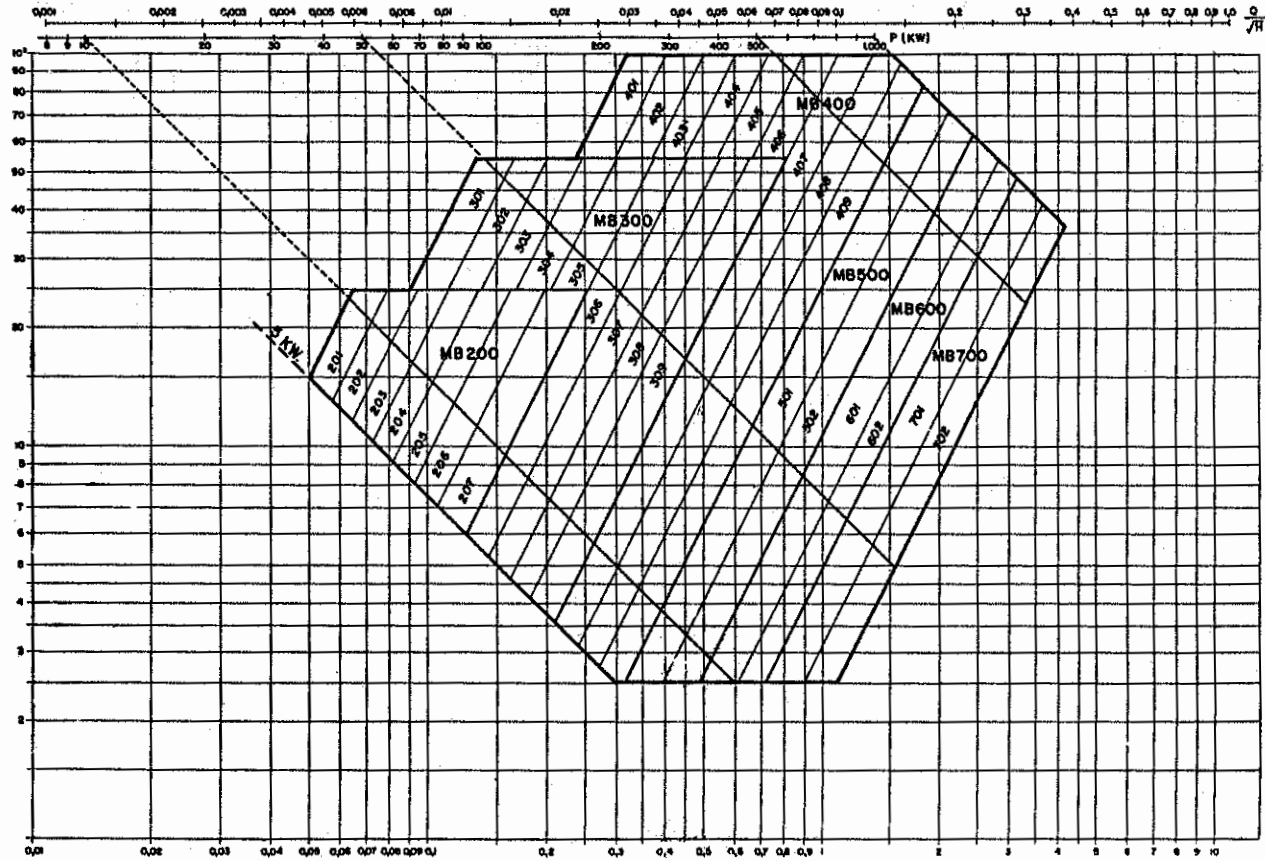


FIGURA 3

CALCULO DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE LAS TURBINAS OLADE DE FLUJO CRUZADO ESTANDARIZADAS

ELEMENTO \ TURBINA	201	202	203	204	205	206	207	301	302	303	304	305	306	307	308	309	401	402	403	404	405	406	407	408	409	501	502	601	602	701	702	
1. GASTO MAXIMO DE DISEÑO, Q (m³/s)	0,064	0,078	0,096	0,117	0,142	0,172	0,208	0,139	0,169	0,208	0,255	0,313	0,383	0,464	0,568	0,699	0,833	0,404	0,800	0,804	0,736	0,996	1,092	1,333	1,584	1,803	2,099	2,431	2,728	3,062	3,577	
2. CARGA MAXIMA DE DISEÑO, H (m)	25	25	25	25	25	25	25	55	55	55	55	55	55	55	55	55	100	100	100	100	100	100	100	100	95	85	72	62	54	48	42	
3. POTENCIA MAXIMA, P1 (KW)	10,7	13,0	16,0	19,5	23,7	29,7	34,7	51,0	62,0	76,3	93,6	114,8	140,5	170,2	208,4	255,0	222,1	269,5	333,5	402,9	482,3	587,7	728,4	895,2	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
4. VELOCIDAD MAXIMA ROTACION, N (RPM)	998	956	906	856	806	756	706	885	885	885	885	885	885	885	885	885	996	996	996	996	996	996	996	996	971	728	676	523	488	394	389	
5. NUMERO ESPECIFICO, Nq MINIMO	22,5	24,9	27,8	30,5	33,6	36,9	40,6	18,2	20,0	22,2	24,8	27,3	30,2	33,2	36,8	40,6	18,2	20,0	22,3	24,5	27,0	29,8	32,9	36,4	40,2	44,8	39,4	36,9	40,5	37,9	42,3	
6. NUMERO ESPECIFICO, Nq MAXIMO	24,9	27,6	30,5	33,6	36,9	40,6	45,4	20,0	22,2	24,4	27,3	30,2	33,2	36,8	40,6	44,6	20,0	22,3	24,5	27,0	29,8	32,9	36,4	40,2	44,8	39,4	44,4	40,5	44,6	42,3	46,9	
7. ANCHO DEL INYECTOR, B (mm.)	62,0	75,0	92,0	112,0	136,0	165,0	200,0	60,0	73,0	90,0	110,0	135,0	165,0	200,0	245,0	300,0	60,0	97,0	120,0	145,0	177,0	219,0	262,0	320,0	390,0	380,0	470,0	494,0	594,0	787,0	787,0	
8. TORQUE MAXIMO A REGULACION DEL ALABE, T (Kg-m.)	1,98	2,42	2,98	3,63	4,40	5,35	6,45	9,59	11,66	14,34	17,59	21,59	26,42	32,00	38,18	47,35	41,29	50,10	62,00	74,90	91,51	111,10	135,41	165,25	194,44	254,80	276,04	366,04	372,87	463,30	605,04	
9. DIAMETRO DEL EJE DEL ALABE, d (mm)	12	13	14	15	16	17	18	20	21	23	25	27	29	30	33	35	33	35	38	40	43	46	49	52	55	60	62	67	69	74	76	
10. LONGITUD DEL RODETE, Br (mm)	62,0	75,0	92,0	112,0	136,0	165,0	200,0	60,0	73,0	90,0	110,0	135,0	165,0	200,0	245,0	300,0	60,0	97,0	120,0	145,0	177,0	219,0	262,0	320,0	390,0	380,0	470,0	494,0	594,0	787,0	787,0	
11. NUMERO DE ALABES POR RODETE	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	
12. ESPESOR DE ALABES, e (mm)	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	3	4	6	3	3	3	3	3	4	6	6	6	6	6	6	6	6	6	
13. ANCHO DEL ALABE (LONGITUD DEL ARCO), Le (mm)	39,8	38,6	39,8	39,8	39,8	39,8	39,8	59,9	59,9	59,9	59,9	59,9	59,9	59,9	59,9	59,9	79,8	79,8	79,8	79,8	79,8	79,8	79,8	79,8	79,8	99,6	99,6	119,5	119,5	139,4	139,4	
14. ESPESOR DISCOS EXTREMOS RODETE, e' (mm)	12	12	12	12	12	12	12	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	16	16	18	18	
15. FUERZA QUE ACTUA POR ALABE, F (KG.)	14,68	18,14	22,32	27,20	33,02	40,00	48,36	479,5	58,28	71,73	87,94	107,84	132,28	160,00	195,98	239,67	154,84	162,88	232,50	280,86	343,17	418,64	507,79	619,84	717,91	763,61	828,99	910,10	1032,17	1282,90	1724	
16. ESFUERZO MAXIMO DEL ALABE, σ _{max} (KG/mm²)	0,81	0,90	1,35	2,00	2,96	4,34	6,37	0,81	1,34	2,04	3,06	4,60	6,89	7,02	8,05	8,07	1,49	2,19	3,35	4,89	7,29	8,29	8,50	8,54	8,95	5,98	7,97	6,09	7,87	5,84	7,87	
17. ESPESOR DISCOS INTERMEDIOS RODETE, e'' (mm)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	10	10	10	10	10	10	10
18. PESO DEL RODETE, Pr (KG)	6,8	7,1	7,3	7,6	8,0	8,4	8,9	16,9	17,2	17,6	18,0	18,4	19,3	22,3	26,6	35,8	31,2	32,0	35,0	34,1	35,6	40,5	51,2	66,3	72,6	104,4	112,0	160,0	173,5	241,1	264,3	
19. FUERZA TANGENCIAL DEL RODETE, Ft (KG)	104,6	127,1	156,5	190,7	231,8	280,7	336,2	406,7	503,0	617,0	756,8	925,2	1122,0	1373,8	168,0	1066,0	617,7	1630,7	1970,0	2407,1	2922,2	3561,8	4342,6	5015,4	5566,4	6763,3	6207,8	6653,0	7063,1	7548,8	7548,8	
20. MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEL RODETE, M _{max} (KG-m)	1,1	1,8	2,4	3,6	5,2	7,7	11,3	3,4	9,0	7,5	11,3	17,0	25,5	37,4	54,1	84,1	14,5	21,3	32,9	47,6	71,0	104,7	155,5	231,9	326,0	339,3	456,3	511,3	658,9	716,0	952,1	
21. MOMENTO TORSOR MAXIMO DEL RODETE, T _{max} (KG-m)	10,5	12,7	15,8	19,1	23,2	28,1	35,9	50,4	61,3	75,4	92,6	133,5	198,9	166,3	204,1	252,2	217,2	263,5	324,1	394,0	481,4	584,5	712,3	869,6	1003,1	1300,9	1440,9	1862,3	1995,8	2472,1	2839,6	
22. DIAMETRO MINIMO DEL EJE DEL RODETE, dr (mm)	26	28	30	32	35	37	40	44	47	51	54	58	63	67	72	78	72	77	82	88	94	101	108	117	124	135	158	151	166	166	172	
23. DIAMETRO MAXIMO DEL EJE DEL RODETE, dR (mm)	65,8	65,6	65,6	65,6	65,6	65,6	65,6	98,4	98,4	98,4	98,4	98,4	98,4	98,4	98,4	98,4	131,2	131,2	131,2	131,2	131,2	131,2	131,2	131,2	131,2	164	164	196,8	196,8	229,6	229,6	
24. DIAMETRO SELECCIONADO DEL EJE DEL RODETE, d (mm)	35	35	35	35	45	45	45	55	55	55	55	70	70	70	80	80	85	85	85	105	105	105	125	125	125	145	145	160	160	175	175	

CUADRO 1

Finalmente, es oportuno señalar dos consideraciones importantes, una , que la estandarización presentada no es absoluta y por tanto puede ser modificada a juicio del proyectista en función de sus objetivos, por ejemplo: obtener al máximo de potencia en un caso, simplificar la producción en serie sin preocupar la afectación de potencia, etc; en segundo lugar, destacar que en el Volumen VIII del Manual citado al inicio de este trabajo, se encuentra un juego completo de planos de detalles que permiten la total construcción de las 31 turbinas estandarizadas.

STANDARDIZATION OF HYDRAULIC TURBINES OF THE MICHELL-BANKI
TYPE, FOR USE IN SMALL HYDROPOWER STATIONS

Hydroenergy and Electricity Program
Technical Department
OLADE

SUMMARY

The present paper discusses the principal criteria which, in the opinion of the author, should be considered in order to correctly standardize this type of turbines, so as to cover their full range of application. Specifically, examples are given of how to use these criteria in such a standardization procedure, and a chart of the main features of the turbines in question is presented.

1. INTRODUCTION

Since the cross-flow hydraulic turbines-- most commonly known as Michell-Banki turbines-- have found widespread acceptance in several countries of the region, due fundamentally to their relative simplicity and ease of construction, permitting the use of non-conventional technologies for their fabrication, the Latin American Energy Organization (OLADE) decided to devote two volumes of the Manual on Design, Fabrication and Standardization of Equipment for Small Hydropower Stations (SHP) to the study of these turbines.

The present paper constitutes a brief synthesis of these two volumes, in an effort to disseminate their principal aspects but by no means to supersede them.

2. STANDARDIZATION ACCORDING TO HYDRAULIC CRITERIA

In general, turbine standardization consists of designing an adequate number of turbines which complement each other in their range of application, so that together they

will cover the full range of application of the type of turbine in question.

For standardization purposes, and attentive to the adequate hydraulic functioning of the turbine, it is possible to work on the basis of the expression for a specific number of revolutions, given by:

$$N_q = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

where:

N_q : specific number of revolutions, which, in the case of Michell-Banki turbines, fluctuates between 18 and 60.

Q : design flow, m^3/s .

H : net utilizable head, m.

N : optimal number of turbine revolutions (rpm), with:

$$N = \frac{39.85 H^{1/2}}{D_e} \quad (2)$$

D_e : external runner or rotor diameter

By substituting (2) in (1) and solving:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left[\frac{D_e N_q}{39.85} \right]^2 \quad (3)$$

Expression (3) shows, first of all, that a given runner turbine with a diameter D_e could operate with any combination of head and flow for which the specific number of revolutions would remain constant; that is:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = K \text{ (constant)} \quad (4)$$

Now, knowing that for Michell-Banki turbines $18 N_q = 60$, the substitution of those external values in (3) yields:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = (0.204 - 2.267) D_e^2 \quad (5)$$

This expression is of great practical value, since it makes it possible to establish the extreme values for Q/\sqrt{H} for the application of each turbine of diameter D_e .

It is worth recalling the graphic interpretation for expression (4), shown in Figure 1.

On the basis of equation (5) and considering various values for the runner diameter, one arrives at the results shown in Table I, where it can readily be seen that there is ample overlapping in the field of application of the different runners. Furthermore, it is easy to demonstrate that the quotient $(Q/\sqrt{H})_{\min}/(Q/\sqrt{H})_{\max}$ is equivalent to the turbine's least favorable operating conditions at partial load P/P_{\max} . All of the cases in Table I are between 8.8% and 9.2%, which prove excessively low and unfavorable for turbine efficiency in terms of the head produced.

TABLE I

D_e	$(Q/\sqrt{H})_{\min}$	$(Q/\sqrt{H})_{\max}$
0.25	0.013	0.142
0.30	0.018	0.204
0.40	0.033	0.363
0.50	0.051	0.567
0.55	0.062	0.686
0.60	0.073	0.816
0.70	0.100	1.111
0.75	0.115	1.275

In view of the aforementioned aspects, and the fact that the field of application of Michell-Banki turbines, as agreed by several authors, is for approximately $0.013 \leq Q/\sqrt{H} \leq 0.686$, one arrives at the conclusions in Table II, on the basis of which the graph in Figure 2 can be plotted, to summarize in simple fashion the standardization of Michell-Banki turbines, taking into account their adequate hydraulic functioning.

Table II shows that, considering that the turbine is designed for a final (Q/\sqrt{H}) and that it works with an initial (Q/\sqrt{H}) , the effect of turbine efficiency only

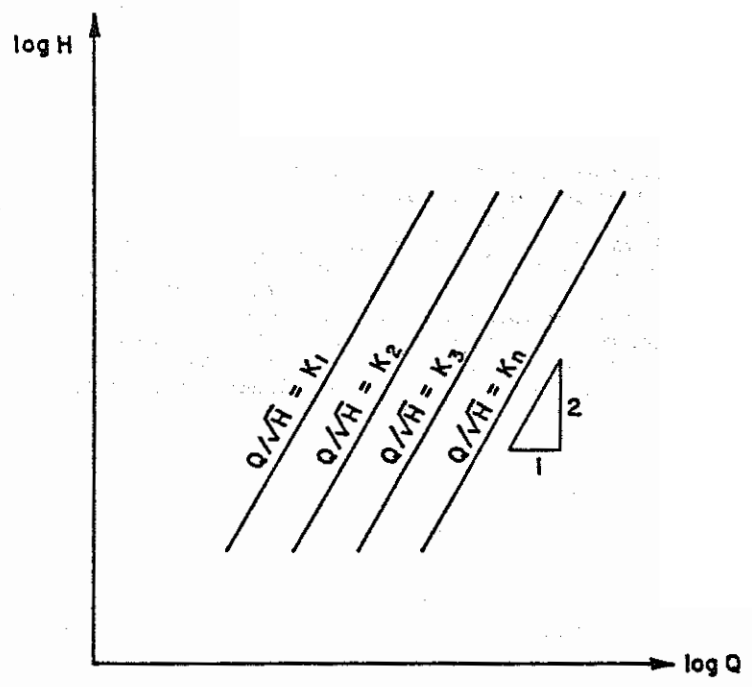


FIGURE 1

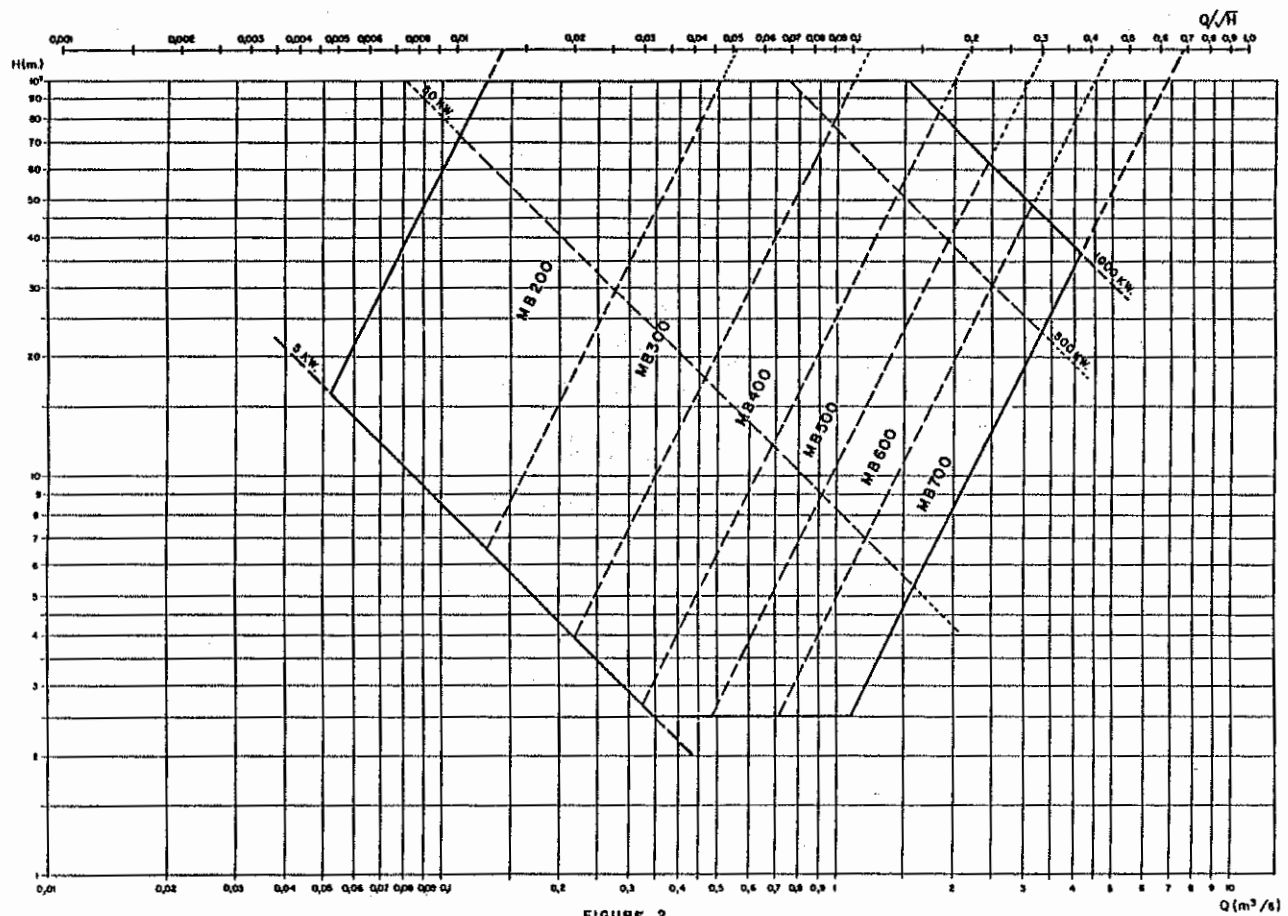


FIGURE 2

appears for diameters of 200 mm and 300 mm, and then only in small proportions.

TABLE II

D_e (mm)	(Q/\sqrt{H})	N_q	$\frac{(Q/\sqrt{H})_{init.}}{(Q/\sqrt{H})_{final}}$	efficiency (%)
200	0.013 - 0.051	22.7 - 45.0	0.25	76
300	0.051 - 0.111	30.0 - 44.3	0.46	79
400	0.111 - 0.198	33.2 - 44.3	0.56	80
500	0.198 - 0.309	35.5 - 44.3	0.64	80
600	0.309 - 0.445	36.9 - 44.3	0.69	80
700	0.445 - 0.686	38.0 - 47.2	0.65	80

3. STANDARDIZATION ACCORDING TO MECHANICAL CRITERIA

As for the mechanical functioning of the turbine, it is necessary to consider two different aspects in order to arrive at the definitive standardization.

3.1: Aspect Related to Variation in Power

It has been established that for any combination of flow Q and head H so that the Q/\sqrt{H} ratio remains constant, it is possible to use one single turbine, obtaining one same efficiency.

It is also known that there is a relation between the width of the injector (or the length of the runner) and the term Q/\sqrt{H} , expressed by:

$$B = \frac{0.96}{D_e} \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad (6)$$

so that it is evident that for each Q/\sqrt{H} there is a corresponding runner B and only one, and vice versa.

Furthermore, it is known that the power which a hydroelectric station is capable of delivering is given by:

$$P = 9.81 QH \eta \quad (7)$$

By making expressions (6) and (7) simultaneous:

$$P = 10.22 B D_e H^{3/2} \eta \quad (8)$$

which establishes that the power output is directly proportional to the width of the runner. Then, in considering a Q/\sqrt{H} different from the design value, a variation in the power to be attained will be accepted, in the same proportion in which a variation is permitted in Q/\sqrt{H} .

Proceeding inversely, i.e., admitting a maximum variation in power, an interval $\Delta(Q/\sqrt{H})$ in which it is possible to use one single turbine will be set.

Thus, on the basis of the lowest values for Q/\sqrt{H} for each runner diameter D_e given in Table II, and accepting a maximum effect of 20% in the amount of power generated, i.e., an acceptable value from a practical standpoint, it is possible to define the different runner lengths shown in Table III for each runner diameter.

TABLE III

	200	300	400	500	600	700
1.	62.0	60.0	80.0	380.0	490.0	610.0
2.	75.0	73.0	97.0	475.0	594.0	757.0
3.	92.0	90.0	120.0	-	-	-
4.	112.0	110.0	145.0	-	-	-
5.	136.0	135.0	177.0	-	-	-
6.	165.0	165.0	215.0	-	-	-
7.	200.0	200.0	262.0	-	-	-
8.	-	245.0	320.0	-	-	-
9.	-	300.0	390.0	-	-	-

3.2. Aspect Related to Speed of Rotation

As has been indicated previously, the optimal speed of rotation for a Michell-Banki turbine is given by:

$$N = \frac{39.85 H^{1/2}}{D_e} \quad (2)$$

Now, from Figure 2, it can be seen that the turbines whose runners have a diameter of 200 mm would work with heads of up to 100 m; if these values are substituted in expression (2), N would be equal to 1992 rpm, which, even though this is mathematically acceptable is not acceptable from a mechanical standpoint, since it has been possible to prove in practice that the maximum speed of rotation of these turbines is approximately 1000 rpm.

Taking $N_{max} = 1000$ rpm and using expression (2) yields the maximum value for head permitted in each runner, as shown in Table IV.

TABLE IV

Diameter, D_e (mm)	200	300	400	500	600	700
Maximum head, H (m)	25	55	100	100*	100*	100*

* Set according to these turbines' maximum permissible head.

4. STANDARDIZED TURBINES

Taking into consideration all of the aspects analyzed above, one arrives at the results presented in Figure 3, where the symbols used are interpreted as follows: in the three-digit numbers, the first indicates the runner diameter and the second two the number of order.

Chart No. 1 gives the calculations of the principal elements of the standardized turbines, from which the following observations can be made:

- a) As can be seen in lines 5 and 6, all of the turbines work in an acceptable interval of the specific number of revolutions N_q .
- b) The calculations corresponding to the guide vane were done considering that it would be built from bronze aluminum.
- c) The calculations corresponding to the runner were done considering that it would be built from nickel-chromium.
- d) The thickness of the runner blades was selected considering the minimum possible capable of withstanding the stress on the blade, in order to attain adequate economy.
- e) The diameter of the runner shaft was set in an attempt to reduce the variety of diameters among all of the turbines to the least number possible.

CONCLUSIONS

It has been shown that it is necessary to consider more than one aspect in order to obtain a more precise standardization of Michell-Banki turbines. Another important question is the evidence that, in order to obtain standardization with little diversity of turbines, it is necessary to accept an effect on the amount of power generated.

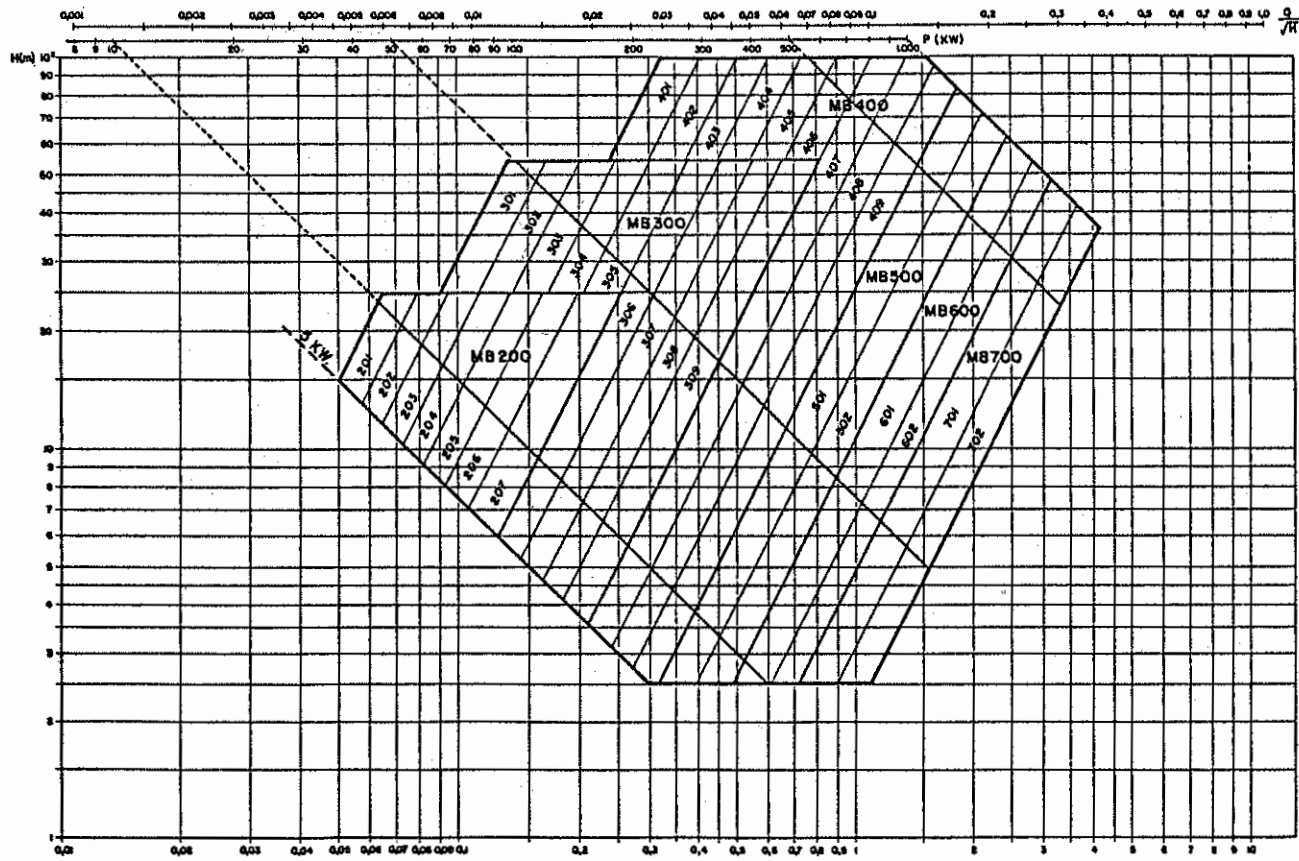


FIGURE 3

CALCULATION OF THE MAIN COMPONENTS IN OLADÉ'S STANDARDIZED CROSS-FLOW TURBINES

ELEMENT \ TURBINE	201	202	203	204	205	206	207	301	302	303	304	305	306	307	308	309	401	402	403	404	405	406	407	408	409	501	502	601	602	701	702	
1. MAXIMUM DESIGN FLOW, Q (m ³ /s)	0,064	0,076	0,096	0,117	0,142	0,172	0,208	0,139	0,169	0,206	0,255	0,313	0,383	0,464	0,568	0,695	0,833	0,404	0,500	0,604	0,738	0,896	1,082	1,335	1,584	1,803	2,099	2,431	2,728	3,082	3,571	
2. MAXIMUM DESIGN LOAD, H (m)	25	25	25	25	25	25	25	55	55	55	55	55	55	55	55	55	100	100	100	100	100	100	100	100	95	85	72	62	54	48	42	
3. MAXIMUM POWER, P _i (KW)	10,7	13,0	16,0	19,5	23,7	28,7	34,7	51,0	62,0	76,3	93,6	114,8	140,5	170,2	208,4	255,0	222,1	289,5	333,5	402,9	492,3	597,7	728,4	889,2	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
4. MAXIMUM SPEED ROTATION, N (RPM)	998	996	996	996	996	996	996	985	985	985	985	985	985	985	985	985	936	936	936	936	936	936	936	936	971	726	676	623	488	394	365	
5. SPECIFIC NUMBER, N _q minimum	22,5	24,9	27,6	30,5	33,6	36,9	40,6	18,2	20,0	22,2	24,6	27,3	30,2	33,2	36,8	40,6	18,2	20,0	22,3	24,5	27,0	29,8	32,9	36,4	40,2	44,6	39,6	44,4	40,8	44,6	42,3	46,3
6. SPECIFIC NUMBER, N _q maximum	24,9	27,6	30,5	33,6	36,9	40,6	45,4	20,0	22,2	24,6	27,3	30,2	33,2	36,8	40,6	44,6	20,0	22,3	24,5	27,0	29,8	32,9	36,4	40,2	44,6	44,6	44,4	40,8	44,6	42,3	46,3	
7. INJECTOR WIDTH, B (mm)	62,0	75,0	92,0	112,0	136,0	165,0	200,0	60,0	73,0	90,0	110,0	135,0	165,0	200,0	245,0	300,0	80,0	97,0	120,0	145,0	177,0	215,0	262,0	320,0	390,0	380,0	475,0	494,0	584,0	600,0	757,0	
8. MAXIMUM TORQUE WITH BLADE REGULATION, T (Kg-m)	1,98	2,42	2,98	3,63	4,40	5,33	6,45	9,59	11,66	14,34	17,59	21,59	26,42	32,00	39,18	47,93	41,29	50,10	62,00	74,50	91,51	111,10	135,41	165,29	191,44	254,60	276,06	356,04	372,87	463,28	500,04	
9. DIAMETER OF BLADE SHAFT, d (mm)	12	13	14	15	16	17	18	20	21	23	25	27	29	30	33	35	33	35	38	40	43	46	49	52	55	60	62	67	69	74	78	
10. RUNNER LENGTH, B _r (mm)	62,0	75,0	92,0	112,0	136,0	165,0	200,0	60,0	73,0	90,0	110,0	135,0	165,0	200,0	245,0	300,0	80,0	97,0	120,0	145,0	177,0	215,0	262,0	320,0	390,0	380,0	475,0	494,0	584,0	610,0	757,0	
11. NUMBER OF BLADES PER RUNNER	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	
12. BLADE THICKNESS, e (mm)	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	3	4	6	3	3	3	3	3	4	6	6	6	6	6	6	6	6	
13. BLADE WIDTH (LENGTH OF ARC), L _e (mm)	39,8	39,8	39,8	39,8	39,8	39,8	39,8	59,9	59,9	59,9	59,9	59,9	59,9	59,9	59,9	59,9	79,6	79,6	79,6	79,6	79,6	79,6	79,6	79,6	79,6	79,6	99,6	99,6	119,5	119,5	139,4	139,4
14. THICKNESS END RUNNER DISKS, e' (mm)	12	12	12	12	12	12	12	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	
15. FORCE ACTING ON BLADE, F (KG)	14,68	18,14	22,32	27,20	33,02	40,00	48,36	47,93	56,28	71,73	87,94	107,94	132,08	160,00	199,98	239,67	54,84	87,86	122,50	159,86	203,17	252,64	307,78	369,84	438,91	515,4	606,4	673,3	820,8	863,0	1077,5	
16. MAXIMUM STRESS ON BLADE, σ _{MAX} (KG/mm ²)	0,81	0,90	1,35	2,00	2,96	4,34	6,37	0,91	1,34	2,04	3,06	4,60	6,89	7,02	8,05	8,07	1,49	2,19	3,35	4,89	7,28	8,29	8,50	6,34	8,95	5,88	7,97	6,09	7,67	5,84	7,67	
17. THICKNESS INTERMEDIATE RUNNER DISKS, e'' (mm)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	10	10	10	10	10	10	10	
18. RUNNER WEIGHT, P _r (KG)	6,8	7,1	7,3	7,6	8,0	8,4	8,9	16,9	17,2	17,6	18,0	18,5	19,3	22,3	26,6	35,8	31,2	32,0	33,0	34,1	35,6	40,5	51,2	66,3	72,6	101,4	112,0	160,0	173,5	241,1	264,3	
19. TANGENTIAL RUNNER FORCE, F _r (KG)	104,6	127,1	156,5	190,7	231,8	280,7	339,3	336,2	408,7	503,0	617,0	756,8	926,2	1122,0	1373,8	1681,0	1085,0	1317,7	1630,7	1970,0	2407,1	2922,5	3561,6	4348,8	5015,4	6366,4	6763,3	8207,8	8653,0	10633,0	11541,6	
20. MAXIMUM RUNNER BENDING MOMENT, M _{MAX} (KG-m)	1,1	1,6	2,4	3,6	5,2	7,7	11,3	3,4	5,0	7,5	11,3	17,0	25,5	37,4	56,1	84,1	14,5	21,3	32,6	47,6	71,0	104,7	155,5	236,9	326,0	399,9	456,3	511,3	608,8	718,5	932,1	
21. MAXIMUM RUNNER TORSIONAL MOMENT, T _{MAX} (KG-m)	10,5	12,7	15,6	18,1	23,2	28,1	33,9	80,4	81,3	75,4	92,6	113,5	136,9	168,3	206,1	252,2	217,2	263,5	326,1	394,0	481,4	584,5	712,3	869,6	1003,1	1390,9	1440,8	1662,3	1994,9	2472,1	2839,6	
22. MINIMUM RUNNER SHAFT DIAMETER, d _r (mm)	26	28	30	32	35	37	40	44	47	51	54	58	63	67	72	78	72	77	82	88	94	101	108	117	124	135	139	151	156	166	172	
23. MAXIMUM RUNNER SHAFT DIAMETER, d _r (mm)	65,8	63,5	65,8	65,8	65,8	65,8	65,8	98,4	98,4	98,4	98,4	98,4	98,4	98,4	98,4	98,4	98,4	131,2	131,2	131,2	131,2	131,2	131,2	131,2	131,2	164	164	196,8	196,8	229,6	229,6	
24. SELECTED RUNNER SHAFT DIAMETER, d (mm)	35	35	35	35	45	45	45	55	55	55	55	55	70	70	70	80	80	85	85	85	105	105	105	125	125	125	145	145	160	160	175	175

CHART 1

Finally, it is worthwhile to note two important considerations: one, that the standardization presented is not absolute and can therefore be modified according to the criteria of the project designer, as a function of his objectives, for example: to obtain the maximum amount of power in one case, to simplify the production in series without worrying about the effect on power output, etc.; and two, to note that in Volume VIII of the Manual cited at the beginning of this paper, there is a complete set of detailed drawings permitting the full construction of the 31 standardized turbines.