

Escuela de Ingeniería Industrial

DISEÑO DE TURBINA KAPLAN

Máquinas hidráulicas

ALUMNOS:

Roberto Enríquez Rodríguez

Sergio Moldes Álvarez

Rubén Rodríguez Domínguez

Universida_{de}Vigo

CONTENIDO

Contenido.....	2
Índice de tablas	4
Índice de figuras.....	5
1 Introducción	6
2 Nomenclatura y simbología	7
3 Diagrama de flujo	10
4 Cálculos del rodete.....	13
4.1 Parámetros de inicio	13
4.2. Dimensionado del rodete	15
4.2.1. Diámetro exterior	15
4.2.2. Diámetro del cubo central	16
4.2.3. Sección libre de paso.....	16
4.2.4. Rendimiento hidráulico	17
4.3. Diagrama de velocidades.....	17
4.3.1. Velocidad meridional	17
4.3.2. Velocidad periférica	17
4.3.3. Componente periférica de la velocidad absoluta.....	17
4.3.4. Ángulos β	17
4.3.5. Velocidad relativa	18
4.3.6. Ángulo de ataque.....	18
4.3.7. Ángulo del perfil	18
4.3.8. Triángulo de velocidades	18
4.4. Dimensionado de los álabes	19
4.4.1. Número de álabes	19
4.4.2. Paso entre los álabes.....	20
4.4.3. Cuerda de los álabes.....	20
4.4.4. Fuerza y coeficiente de sustentación.....	21
5 Elección de los perfiles	24
5.1 Introducción.....	24
5.2 Procedimiento de elección del perfil	24
5.2.1 Comportamiento Cl-Cd	25
5.2.2 Angulo de ataque.....	25
5.2.3 Resultados	26
6 Cálculos del distribuidor	29
6.1 Introducción.....	29
6.2 Cálculo de los álabes del distribuidor.....	29

4.4.5. Número de álabes	31
7 Cálculos del tubo de aspiración	32
7.1 Introducción.....	32
7.2 Coeficiente de cavitación de Thoma	32
7.3 Altura de succión	32
7.4 Dimensionado del tubo de aspiración.....	34
8 Cálculos de la caja en espiral	36
9 Diseño de CAD	37
9.1 Rodete	37
9.2 Distribuidor.....	40
9.3 Tubo de aspiración.....	40
9.4 Cámara espiral	42
9.5 Ensamblaje final	43
10 Conclusiones	45
11 Bibliografía	46
11.1 Guía principal	46
11.2 Información complementaria.....	46

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Rendimiento frente a potencia.	13
Tabla 2. Engullimiento Q_{11}	15
Tabla 3. U_{1s} frente n_s	15
Tabla 4. Resumen valores $D1$	16
Tabla 5. Cálculo d_1	16
Tabla 6. Resumen de β_∞ calculados.	18
Tabla 7. Resumen de los parámetros calculados corregido.	19
Tabla 8. Cálculos del numero de palas.	20
Tabla 9. Cálculo de la cuerda y el paso del álabe.	20
Tabla 10. Resumen de los parámetros para el diseño del alabe.	23
Tabla 11. Cálculo del porcentaje de espesor del alabe.	23
Tabla 12. Cálculo del ángulo de ataque.	26
Tabla 13. Resumen cálculo de perfiles.	28
Tabla 14. Cálculo de <i>kvmo</i> y <i>kvo</i>	29
Tabla 15. Resumen cálculos.	31
Tabla 16. Cálculo del número de álabes.	31
Tabla 17. Cálculo de H_b	33
Tabla 18. Cálculo altura de succión.	33
Tabla 19. Gráfico A y L'	34
Tabla 20. Resultados de A y L'	35
Tabla 21. Cálculo de cuerda corregida.	38
Tabla 22. Cálculo de beta de perfil.	38

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Clasificación turbinas.	14
Figura 2. Triángulo de velocidades.	19
Figura 3. Cálculo de la superficie de la pala	22
Figura 4. Curva de ponderación de fuerzas.	22
Figura 5. Perfil alar.	24
Figura 6. Perfiles NACA XX10.	25
Figura 7. Gráfica Cl-Cd.	25
Figura 8. Gráfica Cl-Alpha	26
Figura 9. Gráfica Cp para NACA 1610.	26
Figura 10. Gráfica Cp para NACA 1710.	27
Figura 11. Gráfica Cp para NACA 2510.	27
Figura 12. Gráfica Cp para NACA 2610.	27
Figura 13. Gráfica Cp para NACA 2710.	28
Figura 14. Palas directrices del distribuidor.	31
Figura 15. Gráfico para la obtención del coeficiente de cavitación.	32
Figura 16. Tubo de aspiración.	33
Figura 17. Dimensionado del tubo de aspiración.	34
Figura 18. Dimensionado de A y L'	35
Figura 19. Cubo central y secciones sucesivas	37
Figura 20. Corrección de cuerda para diseño.	37
Figura 21. Creación de perfil de álabe	38
Figura 22. Creación de álabe de turbina	38
Figura 23. Comando “matriz circular”	39
Figura 24. Diseño final de turbina	39
Figura 25. Diseño final de distribuidor	40
Figura 26. Diseño de primer y segundo tramo.	41
Figura 27. Diseño de último tramo	41
Figura 28. Diseño final de tubería de aspiración	42
Figura 29. Diseño primer y segundo tramo	42
Figura 30. Recorte de material sobrante	43
Figura 31. Diseño final de cámara espiral	43
Figura 32. Ensamblaje final	44
Figura 33. Detalle de ensamblaje final	44

1 INTRODUCCIÓN

En este documento se realiza el diseño previo al diseño fino de una turbina tipo Kaplan. Estas, son turbinas axiales, donde el flujo es paralelo al eje de rotación, y de reacción pura, donde el fluido cambia de presión a medida que se desplaza a través de la turbina, cediendo su energía. Emplean energía cinética y de presión para mover el rodete, donde antes de llegar el agua al rodete, parte de la energía de presión que trae el agua en su caída se transforma en energía cinética en el distribuidor.

El agua a la salida del rodete se dirige al tubo de aspiración, generándose una depresión, con el fin de aumentar la energía hidráulica absorbida por el rodete. Este tubo desemboca en el canal de desagüe, devolviendo el agua al cauce.

Este tipo de turbina opera con alturas pequeñas y caudales grandes, siendo clasificada como rápidas, teniendo un valor de velocidad específica superior a 300.

El punto de operación estudiado en este documento es de:

$$H = 36,2 \text{ (m)} \quad Q = 280 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

Para ello se realiza el dimensionamiento y análisis de los parámetros necesarios para el diseño del rodete, distribuidor, caja espiral y tubo de aspiración, con el fin de cumplir el punto de operación mencionado anteriormente. Para ello se realizarán los cálculos, sus correspondientes comprobaciones, la elección del perfil a emplear en los álabes y posteriormente el diseño en CAD.

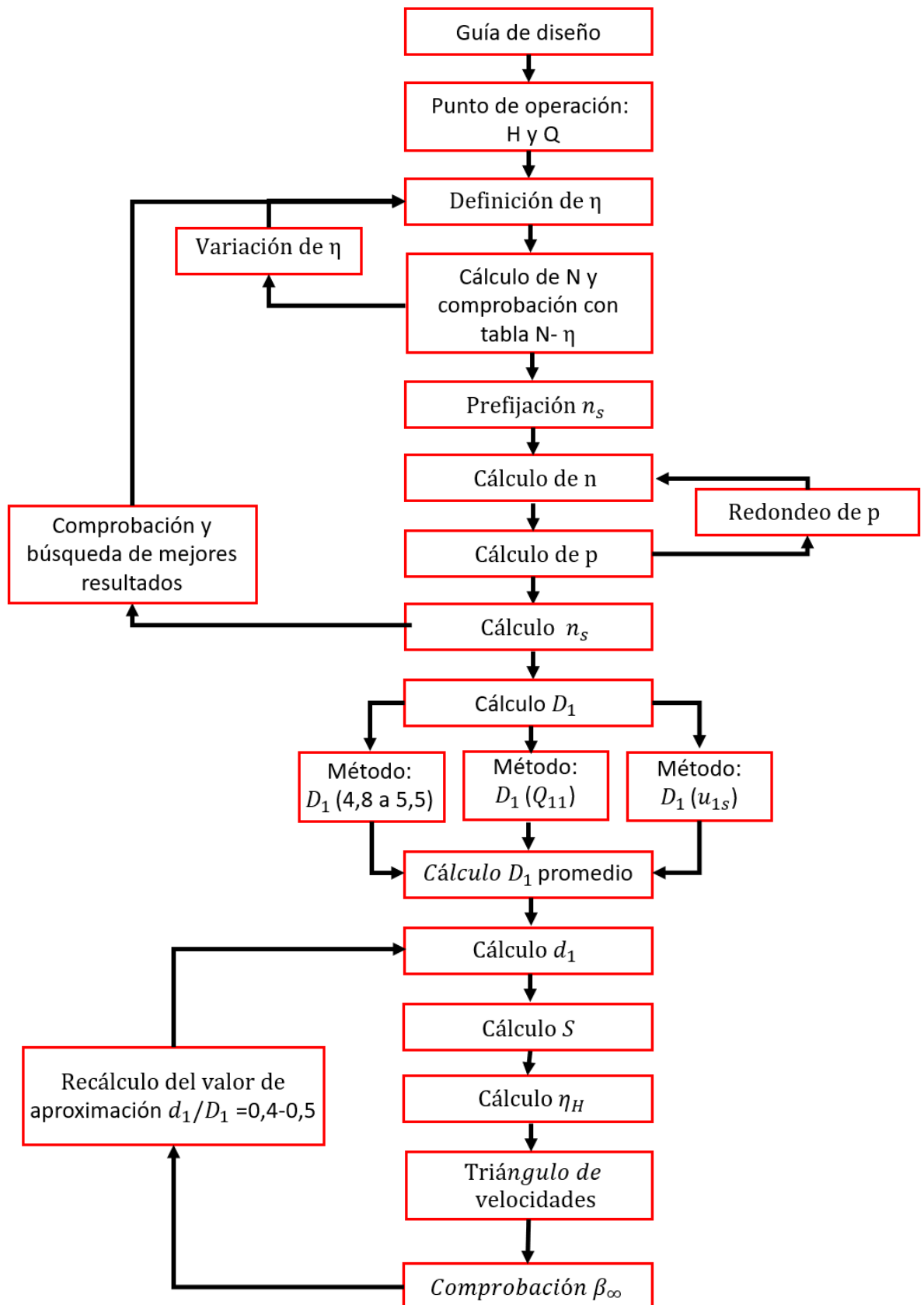
2 NOMENCLATURA Y SIMBOLOGÍA

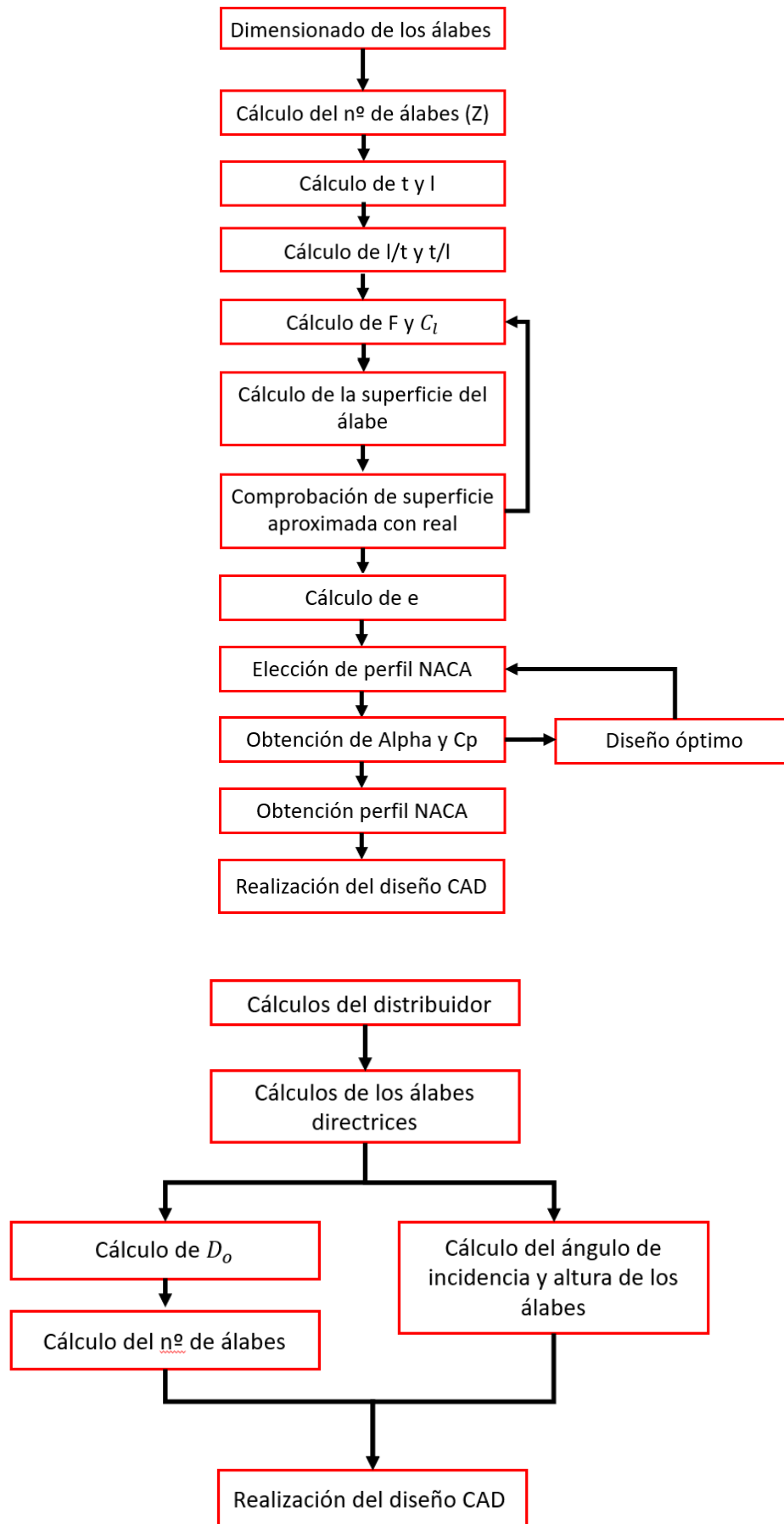
RODETE		
SÍMBOLO	NOMBRE	UNIDADES
n_s	Velocidad específica	<i>rpm</i>
Q	Caudal	m^3/s
H	Altura de diseño de la turbina	<i>m</i>
N	Potencia útil	<i>CV – MW</i>
n	Velocidad de rotación	<i>rpm</i>
p	Pares de polos	-
f	Frecuencia	<i>Hz</i>
η	Rendimiento total	%
D_1	Diámetro exterior	<i>m</i>
d_1	Diámetro interior	<i>m</i>
Q_{11}	Engullimiento	m^3/s
u	Velocidad periférica o de arrastre	<i>m/s</i>
u_1	Velocidad periférica o de arrastre a la entrada del rodete	<i>m/s</i>
u_2	Velocidad periférica o de arrastre a la salida del rodete	<i>m/s</i>
g	Gravedad	m/s^2
S	Sección libre de paso	m^2
η_H	Rendimiento hidráulico	%
V_m	Velocidad meridional	<i>m/s</i>
V_1	Velocidad absoluta a la entrada del rodete	<i>m/s</i>
V_2	Velocidad absoluta a la salida del rodete	<i>m/s</i>
V_{u1}	Componente periférica de la velocidad absoluta a la entrada del rodete	<i>m/s</i>
V_{u2}	Componente periférica de la velocidad absoluta a la salida del rodete	<i>m/s</i>
β_1	Ángulo de los álabes a la entrada del rodete	<i>Grados</i>
β_2	Ángulo de los álabes a la salida del rodete	<i>Grados</i>
β_∞	Ángulo de los álabes suponiendo álabes infinitos	<i>Grados</i>
W_1	Velocidad relativa a la entrada del rodete	<i>m/s</i>
W_2	Velocidad relativa a la salida del rodete	<i>m/s</i>
W_∞	Velocidad relativa suponiendo álabes infinitos	<i>m/s</i>
λ	Constante para el cálculo de la cuerda	-
l	Cuerda del perfil	<i>m</i>

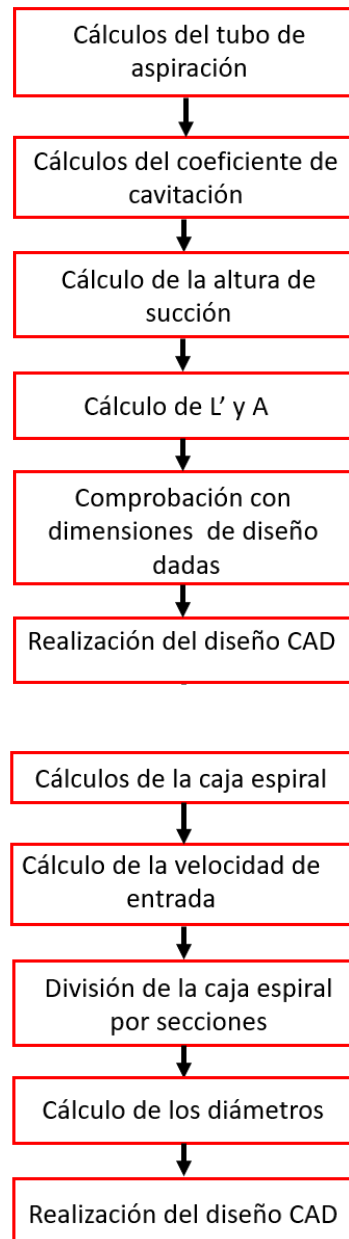
t	Paso entre álabes	m
Cl	Coefficiente de sustentación	-
F	Fuerza soportada por las palas	N
P	Presión teórica	Pa
S	Superficie del álabe	m^2
DISTRIBUIDOR		
SÍMBOLO	NOMBRE	UNIDADES
V_{m0}	Componente meridiana radial de la velocidad absoluta de salida	m/s
K_{Vm0}	Factor multiplicativo de la componente meridiana radial	-
g	Gravedad	m/s^2
H	Altura de diseño de la turbina	m
r	Radio externo del rotor	m
V_{u1}	Componente periférica de la velocidad absoluta a la entrada del rodete para el radio externo del rotor	m/s
C	Constante	-
D_0	Diámetro máximo del rodete sobredimensionado	m
D_1	Diámetro máximo del rodete	m
V_{u0}	Componente periférica de la velocidad absoluta en el distribuidor	m/s
V_0	Velocidad absoluta en el distribuidor	m/s
B_0	Altura de las directrices	m
α_0	Ángulo de incidencia	<i>Grados</i>
TUBO DE ASPIRACIÓN		
SÍMBOLO	NOMBRE	UNIDADES
σ	Coefficiente de Thoma	-
n_s	Velocidad específica	rpm
H_s	Altura de succión	m
H_b	Valor de la presión atmosférica local	m
H	Altura de diseño de la turbina	m
h_v	Tensión del vapor de agua	$m. c. a$
D_3	Diámetro de entrada del tubo de aspiración	m
A	Altura del tubo hasta el rodete	m
L'	Longitud entre eje de la turbina y salida del tubo, con ángulo	m
CAJA ESPIRAL		
SÍMBOLO	NOMBRE	UNIDADES

V_e	Velocidad de entrada en la caja	m/s
g	Gravedad	m/s^2
H	Altura de diseño	m
Correspondencia	Factor de caudal correspondiente a la sección estudiada	-
Q	Caudal de diseño	m^3/s
D	Diámetro de la sección de la caja espiral	m

3 DIAGRAMA DE FLUJO







4 CÁLCULOS DEL RODETE

4.1 Parámetros de inicio

Conocido el punto de operación, mencionado anteriormente, siendo una altura de **H = 36,2 metros** y un caudal de **Q = 280 m³/s**, inicialmente se busca obtener el valor de la velocidad específica (n_s) a partir de la siguiente fórmula:

$$n_s = \frac{n * \sqrt{N}}{H * \sqrt[4]{H}} \quad [4.1.1]$$

Para su cálculo se necesita el valor de la velocidad de rotación (n) y el valor de la potencia útil (N), los cuales se obtienen iterando.

Primero, para la obtención del valor de la potencia útil (N), se prefija un valor de rendimiento total, a través de la siguiente fórmula:

$$N = \frac{1000 * \eta * Q * H}{75} \quad [4.1.2]$$

Como primer valor se escoge un rendimiento total de $\eta = 90 \%$, para el cual se obtiene una potencia de $N = 121632$ CV. Observando este valor, el rendimiento total podría encontrarse entre el 93-94 % según la siguiente tabla extraída de la guía, debido a que el valor de la potencia es superior a 50000 CV.

TABLA 8.1

$n_{(CV)}$	< 100	100-1000	1000-50000	> 50000
$\eta (\%)$	85-87	88-90	91-92	93-94

Tabla 1. Rendimiento frente a potencia.

Teniendo esto en cuenta, se recalculará el valor de la potencia con un rendimiento del 94 %, obteniéndose un valor de $N = 127038$ CV.

Para el cálculo de la velocidad de rotación (n) se prefija el valor de la velocidad específica empleada en la guía siendo de $n_s = 457$ rpm y el valor de N calculado anteriormente, despejando:

$$n = \frac{n_s * H^{5/4}}{\sqrt{N}} \quad [4.1.3]$$

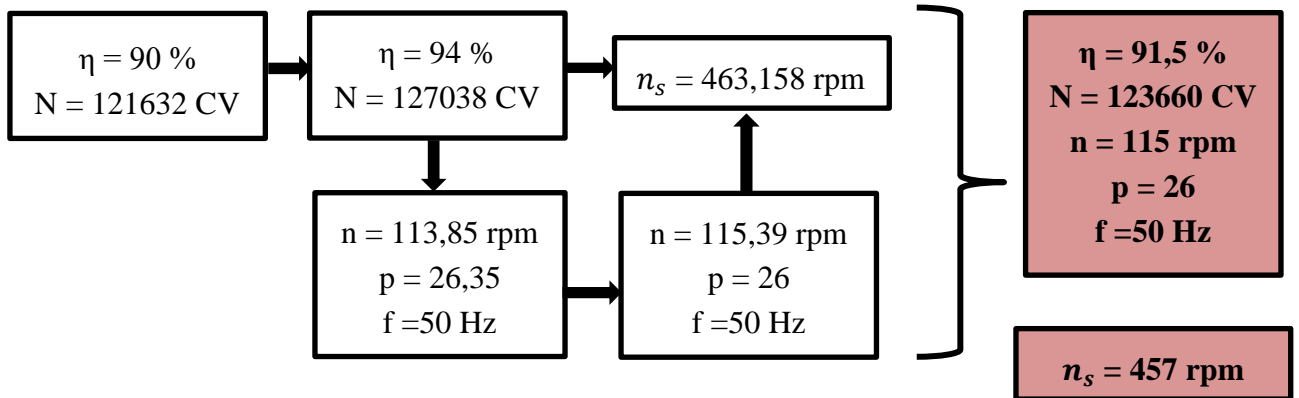
Se obtiene un valor de $n = 113,85$ rpm, correspondiendo para dicha velocidad un par de polos de 26'35, que aproximando al valor entero resulta de 26. Se recalcula el valor de n para 26 pares de polos (p), siendo de 115,39 rpm. Esto es calculado a partir de la siguiente expresión y sabiendo que la frecuencia de trabajo es de $f = 50$ Hz:

$$p = \frac{60 * f}{n} \quad [4.1.4]$$

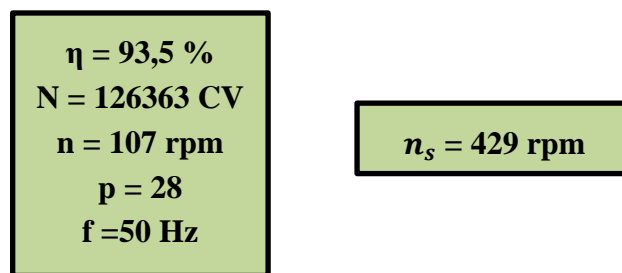
Ya obtenido los valores de la velocidad de rotación (n) y la potencia útil (N), a partir de la fórmula X, se obtiene un valor de $n_s = 463,158$ rpm, próximo al valor prefijado de 457 rpm.

No obstante, se busca un valor de la velocidad específica incluso más próximo para el cual se emplea un $\eta = 91,5 \%$, obteniendo $n_s = 456,957 \text{ rpm} \approx 457 \text{ rpm}$.

A modo de resumen, los valores obtenidos durante las iteraciones son:



Tras un proceso iterativo de comprobación de los resultados obtenidos en los cálculos posteriores con respecto a los intervalos de valores correctos para el tipo de turbina a dimensionar, se decide emplear los siguientes parámetros para un mejor ajuste:



Los valores finales obtenidos, son destacados en color verde, siendo los parámetros de inicio que definen la turbina Kaplan (normal) en cuestión, obteniendo una potencia útil, expresada en megavatios de **94,23 MW**.

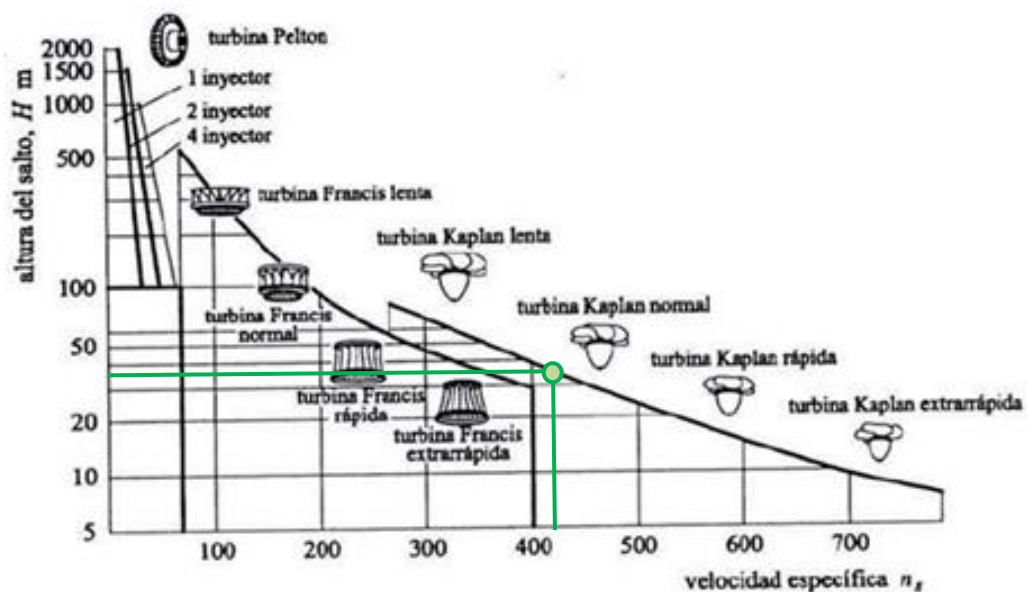


Figura 1. Clasificación turbinas.

4.2. Dimensionado del rodete

4.2.1. Diámetro exterior

Para la obtención del valor del diámetro externo del rodete, se valoran las 3 opciones expuestas por la guía siendo las siguientes:

- En primera instancia, se puede resolver a partir de la obtención de 2 diámetros, siendo los extremos del intervalo donde se encontrará el valor del diámetro, empleándose la siguiente fórmula:

$$D_1 (m) = 4,8 \text{ a } 5,5 * \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = (6,615 \sim 7,579) m \quad [4.2.1]$$

- Otra opción planteada es su obtención a través del valor de *engullimiento* Q_{11} , el cual es atribuido a la descarga consumida por una turbina semejante con valores unitarios de diámetro y altura.

A partir de la siguiente tabla y el valor de la velocidad específica $n_s = 457$ rpm, se interpola para conseguir el valor del engullimiento.

TABLA 8.2

n_s	Q_{11}	D_o/D_1	d_1/D_1	Z (número de pais)
300	1.15	1.10	0.56	8
400	1.31	1.10	0.45	5 o 6
450	1.47	1.10	0.43	5
600	1.62	1.10	0.41	5
700	1.78	1.10	0.40	4 o 5
800	1.93	1.10	0.38	4
900	2.09	1.10	0.36	4
1000	2.25	1.10	0.35	3 o 4

Tabla 2. Engullimiento Q_{11} .

Se obtiene un valor de $Q_{11} = 1'356$, con el cual ya se puede obtener el valor del diámetro, con la siguiente fórmula:

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q}{Q_{11} * \sqrt{H}}} = \sqrt{\frac{280}{1'356 * \sqrt{36'2}}} = 5,857 m \quad [4.2.2]$$

- Como tercera posibilidad, el valor del diámetro (D_1), se puede obtener a partir de u_{1s} , conocida la velocidad específica, se accede a la siguiente tabla:

TABLA 8.3

n_s	400	450	500	600	700	900	1000
u_s	1,3	1,4	1,5	1,7	2,0	2,2	2,4

Tabla 3. U_{1s} frente n_s .

Interpolando se obtiene un valor de $u_{1s} = 1,358$, donde despejando el diámetro de la siguiente formula podemos obtener un resultado de:

$$u_{1s} = \frac{u_1}{\sqrt{2 * g * H}} = \frac{\pi * D_1 * n}{60 * \sqrt{2 * g * h}} \quad [4.2.3]$$

$$D_1 = \frac{u_{1s} * 60 * \sqrt{2 * g * h}}{\pi * n} = 7,680 \text{ m}$$

A continuación, se resumen los valores de D_1 obtenidos por los 3 métodos, donde finalmente se tomará como valor único y de referencia, la media de dichos resultados obtenidos:

Valores D_1 (m)	
$D_1(4,8)$	6,615
$D_1(5,5)$	7,579
$D_1(Q_{11})$	5,857
$D_1(u_{1s})$	7,680
D_1 (promedio)	7,097

Tabla 4. Resumen valores D_1 .

4.2.2. Diámetro del cubo central

El diámetro del cubo central corresponde al diámetro interior, donde para su cálculo se realizará siguiendo 2 caminos con la finalidad de encontrar los mejores resultados. La guía propone realizar una aproximación, escogiendo un valor de entre el 40-50 % del diámetro exterior, no obstante, se considera realizar también una interpolación a través de la tabla 2 de este proyecto, siendo en función de la velocidad específica.

Inicialmente, se procede al cálculo del diámetro interior a través de la interpolación y la tabla mencionada, siendo el siguiente intervalo:

n_s	d_1/D_1
400	0,450
429	0,444
500	0,430

Tabla 5. Cálculo d_1 .

Se obtiene que:

$$\frac{d_1}{D_1} = 0'444 \rightarrow d_1 = 3,15 \text{ m} \quad [4.2.4]$$

4.2.3. Sección libre de paso

Una vez determinados los valores del diámetro interior (d_1) y exterior (D_1) del rodete, se calcula la sección que atraviesa el fluido en su paso por él, obteniéndose un valor de:

$$S = \frac{(D_1^2 - d_1^2) * \pi}{4} = 31,77 \text{ m}^2 \quad [4.2.5]$$

4.2.4. Rendimiento hidráulico

El rendimiento hidráulico, η_H , tiene en cuenta las pérdidas mecánicas y las pérdidas secundarias asociadas a fugas de agua, rozamiento, ventilación, etc. Este rendimiento se puede considerar, en términos generales, entre un 3-8 % superior al rendimiento total, por lo que, conocido el rendimiento total $\eta = 93,5 \%$, se considera el valor más desfavorable del intervalo dado por la guía (3 %), resultando:

$$\eta_H = \eta + 3 \% = 93,5 \% + 3 \% = \mathbf{96,5 \%} \quad [4.2.6]$$

4.3. Diagrama de velocidades

Para el cálculo y diseño de los álabes, se tomará uno como base que se dividirá en 9 cortes, para las cuales se obtendrán sus correspondientes valores de ángulos y velocidades, calculados por analogía con las siguientes expresiones.

4.3.1. Velocidad meridional

La velocidad meridional es la misma en cualquier sección considerada del rodete, la cual, conocido el caudal (Q) y la sección de paso (S), se obtiene de la siguiente ecuación:

$$V_{m1} = V_{m2} = V_m \quad [4.3.1]$$

$$V_m = \frac{Q}{S} \quad [4.3.2]$$

4.3.2. Velocidad periférica

En cuanto a la velocidad periférica (u), se realizará el cálculo para cada sección del álabe considerada, empleando la siguiente fórmula:

$$u = \frac{\pi * D_{sección}}{60} * n \quad [4.3.3]$$

4.3.3. Componente periférica de la velocidad absoluta

Se plantea la ecuación de Euler para su obtención:

$$\eta_H * g * H = u_1 * V_{u1} - u_2 * V_{u2} \quad [4.3.4]$$

Teniendo en cuenta el tipo de turbina a calcular, axial, se conoce que u es la misma en la entrada y la salida debido a que la sección es la misma:

$$u_1 = u_2 = u$$

Además, la salida del fluido será meridional, por lo que: $V_{u2} = 0$

Por lo que, teniendo en cuenta lo mencionado, se aplica la siguiente fórmula a cada sección estudiada:

$$V_{u1} = \frac{\eta_H * g * H}{u} \quad [4.3.5]$$

4.3.4. Ángulos β

Se definen los ángulos de entrada y salida de los álabes del rodete:

$$\text{Entrada} \rightarrow \beta_1 = \arctg\left(\frac{V_m}{u - V_{u1}}\right) \quad [4.3.6]$$

$$\text{Salida} \rightarrow \beta_2 = \arctg\left(\frac{V_m}{u}\right) \quad [4.3.7]$$

$$\text{Considerándose álabes infinitos} \rightarrow \beta_\infty = \arctg\left(\frac{V_m}{u - \frac{V_{u1}}{2}}\right) \quad [4.3.8]$$

4.3.5. Velocidad relativa

$$W_\infty = \sqrt{\left(u - \frac{V_u}{2}\right)^2 + V_m^2} \quad [4.3.9]$$

4.3.6. Ángulo de ataque

El ángulo de ataque, α_i , se define como el ángulo que forma la cuerda del perfil con la dirección del fluido incidente.

Su determinación se procede a partir del software XFLR5, buscando aquel que se adapte correctamente al coeficiente de sustentación en cuestión. Esto se explicará con más detalle y se mostrarán los valores obtenidos en el apartado 5.2 de este proyecto.

4.3.7. Ángulo del perfil

Para el diseño de los álabes se introduce β_p , el cual se define como la diferencia entre:

$$\beta_p = \beta_\infty - \alpha_i \quad [4.3.10]$$

4.3.8. Triángulo de velocidades

A continuación, se muestran los valores de β_∞ obtenidos:

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β_∞°	48,00	36,27	29,20	24,51	21,20	18,72	16,79	15,24	13,96

Tabla 6. Resumen de β_∞ calculados.

Para la turbina en cuestión, se considera un intervalo correcto para β_∞ de entre 15° y 65° , no siendo estrictamente necesario poseer estos valores o estar dentro del intervalo. Como se observa en los resultados obtenidos, el intervalo en el que se encuentran los cálculos realizados es de aproximadamente entre 14° y 48° , el cual se podría considerar apto. No obstante, se buscarán unos valores más próximos al primer intervalo mencionado, por lo que, tras un proceso iterativo, se decide proceder a realizar el cálculo de d_1/D_1 , en el apartado 4.2.2 de este proyecto, a través de uno de los procedimientos descritos en dicho apartado, en el cual la guía propone coger un valor para el diámetro interior de entre el 40-50 % del diámetro exterior, escogiéndose el siguiente:

$$\frac{d_1}{D_1} = 0'418 \text{ (41,8 \%)} \rightarrow d_1 = 2,80 \text{ m}$$

A continuación, se expresan los valores finales obtenidos:

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Diámetro	2,80	3,29	3,78	4,26	4,75	5,24	5,73	6,21	6,70
V_m	9,62	9,62	9,62	9,62	9,62	9,62	9,62	9,62	9,62
u	15,69	18,41	21,14	23,88	26,61	29,34	32,07	34,80	37,53
V_{u1}	21,85	18,61	16,21	14,35	12,87	11,68	10,68	9,84	9,13
V_{u2}	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
β_1°	-57,38	-88,81	62,87	45,28	35,00	28,58	24,22	21,08	18,72
β_2°	31,52	27,59	24,47	21,95	19,88	18,16	16,70	15,46	14,38
β_∞°	63,66	46,58	36,43	29,94	25,50	22,27	19,80	17,85	16,27
W_1	11,42	9,62	10,81	13,54	16,77	20,11	23,45	26,75	29,99
W_2	10,05	16,87	21,59	25,01	27,93	30,68	33,36	36,03	38,70
W_∞	10,74	13,25	16,20	19,28	22,35	25,39	28,41	31,39	34,34
V_1	23,87	20,95	18,85	17,28	16,07	15,13	14,38	13,76	13,26
V_2	9,62	9,62	9,62	9,62	9,62	9,62	9,62	9,62	9,62
V_∞	16,75	15,29	14,24	13,45	12,85	12,38	12,00	11,69	11,44
W_{u1}	-6,16	-0,20	4,93	9,53	13,74	17,66	21,39	24,96	28,40
W_{u2}	15,69	18,41	21,14	23,88	26,61	29,34	32,07	34,80	37,53

Tabla 7. Resumen de los parámetros calculados corregido.

A través de este cálculo, se obtiene un intervalo aproximado de β_∞ de entre 16-64°, siendo más próximo al intervalo de diseño de 15-65°, por lo que se decide emplear los valores obtenidos con este procedimiento.

El triángulo de velocidades para el corte medio (5), resulta de la siguiente manera:

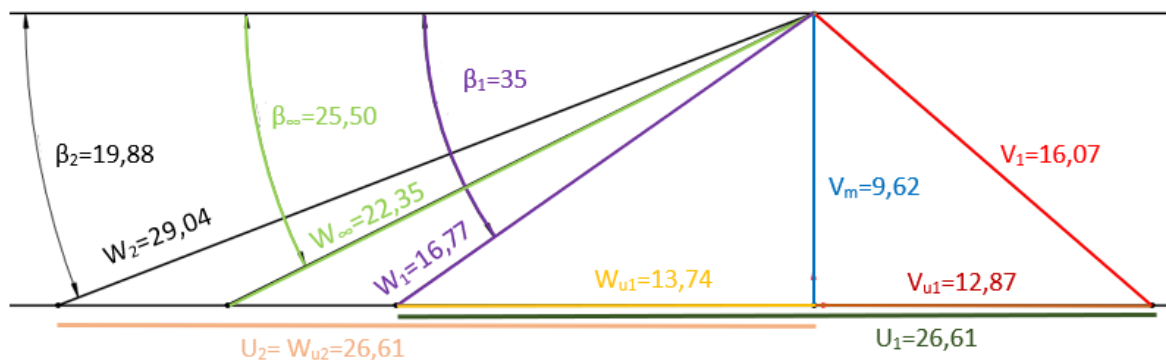


Figura 2. Triángulo de velocidades.

4.4. Dimensionado de los álabes

4.4.1. Número de álabes

Para la determinación del número de álabes (Z) que tendrá la turbina, se proponen 2 caminos para su cálculo.

- A partir de la tabla 2 y conocido el valor de n_s (429 rpm), se obtiene que el número de palas tiene que ser:

$$Z = 5 \sim 6 \text{ álabes}$$

- Otro método sería su obtención a partir de la siguiente tabla:

TABLA 8.4

4 aspas	H de 10 a 21 m
5 aspas	H de 12 a 23 m
6 aspas	H de 15 a 35 m
8 aspas	H mayor a 35 m

Tabla 8. Cálculos del numero de palas.

Como se cuenta con una altura de $H = 36.2$ metros corresponderían 8 álabes, pero como está próximo a 35 metros, se consideran **Z= 6 álabes** ya que también se encontraría dentro del intervalo del anterior método.

4.4.2. Paso entre los álabes

Conocido el número de álabes (Z) y el diámetro externo e interno, el paso entre álabes resulta:

$$t = \frac{\pi * \left(\frac{D_1 + d_1}{2} \right)}{Z} \quad [4.4.1]$$

4.4.3. Cuerda de los álabes

El valor de la cuerda del álabe se obtiene a partir del paso entre álabes y un factor multiplicativo que depende de la velocidad específica n_s (429 rpm):

$$\lambda = \frac{78}{n_s^{\frac{2}{3}}} = 1.371 \quad l = \lambda * t \quad [4.4.2]$$

Aplicando las anteriores expresiones del paso y la cuerda de los álabes, se obtiene para cada punto de estudio los resultados mostrados en la siguiente tabla:

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
t	1,466	1,721	1,977	2,232	2,487	2,742	2,998	3,253	3,508
l	2,010	2,360	2,710	3,060	3,410	3,761	4,111	4,461	4,811
l/t	1,371	1,371	1,371	1,371	1,371	1,371	1,371	1,371	1,371
t/l	0,729	0,729	0,729	0,729	0,729	0,729	0,729	0,729	0,729

Tabla 9. Cálculo de la cuerda y el paso del álabe.

Debido a que el cociente entre la cuerda y el paso presenta el mismo valor para los 9 puntos, se obtiene una turbina con los bordes de los álabes totalmente rectos, es decir, una turbina de diseño tradicional.

4.4.4. Fuerza y coeficiente de sustentación

En este apartado se calcula la fuerza y el coeficiente de sustentación, valores de gran importancia a la hora de diseñar y escoger los alabes más adecuados para el funcionamiento objetivo.

Para el cálculo del coeficiente de sustentación se necesita conocer la fuerza soportada por cada pala, la superficie sobre la que se aplicará la fuerza y la velocidad relativa media suponiendo alabes infinitos

$$C_l = \frac{2 * F}{\rho * W_{\infty(m)}^2 * S} \quad [4.4.3]$$

$W_{\infty(m)}$ corresponde a la velocidad media obtenida en las superficies anteriores que viene dada por la siguiente expresión:

$$W_{\infty(m)} = \frac{W_{\infty(n)} + W_{\infty(n+1)}}{2} \quad [4.4.4]$$

El cálculo de la fuerza total soportada por las palas “F” viene dada por la siguiente expresión:

$$F = \frac{S * P}{Z} \quad [4.4.5]$$

La presión se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$P = \rho * g * H * \eta_H \quad [4.4.6]$$

Para el cálculo de la superficie se realiza una aproximación lineal, suponiendo los radios como líneas rectas y dividiendo cada tramo en un rectángulo y dos triángulos (Figura 3 izquierda). Para comprobar si se comete algún error por usar dicha aproximación, se realiza un CAD en el cual se utilizan los valores reales, usando los radios y calculando la cuerda para cada uno, creando así la superficie real de cada tramo (Figura 3 derecha). Este cálculo de la cuerda corregida se utilizará posteriormente para el diseño del CAD, descrito en el punto 9. Una vez hecho esto se puede ver que la aproximación es buena, arrojando los mismos valores hasta el 8 decimal.

S_1	0,53269093	→	Área = 532690.93 milímetros ²
S_2	0,61800898	→	Área = 618008.98 milímetros ²

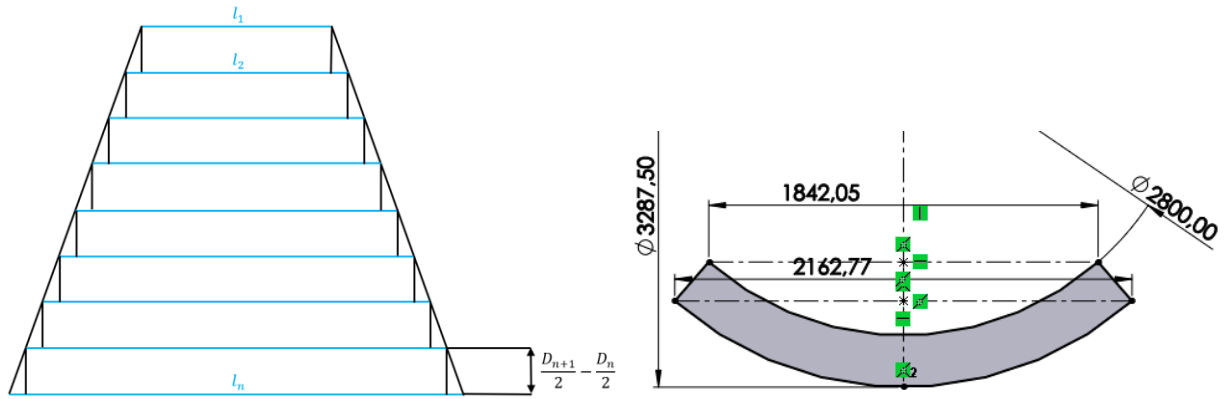


Figura 3. Cálculo de la superficie de la pala

Se obtienen 8 superficies correspondientes a los 9 cortes realizados, calculados mediante la siguiente expresión:

$$S = l_n * \left(\frac{D_{n+1}}{2} - \frac{D_n}{2} \right) + \frac{(l_{n+1} - l_n) * \left(\frac{D_{n+1}}{2} - \frac{D_n}{2} \right)}{2} \quad [4.4.7]$$

Una vez se tienen estas superficies se realiza una curva de ponderación para repartir la fuerza que soportará cada una de estas, siendo esta una estimación

Además, se considera una ponderación de la fuerza que se aplica a lo largo de la pala, de tal manera que se consiga un empuje mayor en la zona del 60/70% del radio, debido a que será la zona más eficiente. Los pesos de la ponderación se escogen de manera arbitraria de tal forma que no haya picos bruscos y se obtenga una curva suavizada, la curva de ponderación es la siguiente.

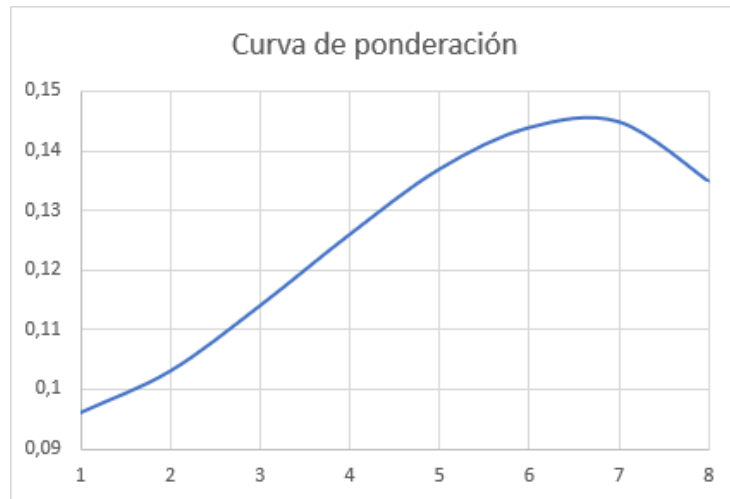


Figura 4. Curva de ponderación de fuerzas.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	TOTAL
W_{∞}	10,74	13,25	16,20	19,28	22,35	25,39	28,41	31,39	34,34	-
$W_{\infty(m)}$	11,992	14,724	17,740	20,815	23,873	26,901	29,900	32,866	-	-
P_t	-	-	-	-	-	-	-	-	-	342692,73
$D/2$	1,4	1,64375	1,8875	2,13125	2,375	2,61875	2,8625	3,10625	3,35	-
l	2,010	2,360	2,710	3,060	3,410	3,761	4,111	4,461	4,811	-

<i>S</i>	0,533	0,618	0,703	0,789	0,874	0,959	1,045	1,130	-	-
<i>Pond</i>	0,096	0,103	0,114	0,126	0,137	0,144	0,145	0,135	-	-
<i>F</i>	36464,88	39123,78	43302,05	47860,16	52038,42	54697,32	55077,16	51278,74	-	379842,503
<i>Cl</i>	0,952017	0,583988	0,391276	0,280136	0,208956	0,157581	0,117953	0,084030	-	

Tabla 10. Resumen de los parámetros para el diseño del alabe.

Después de los cálculos de los esfuerzos del álabe, se calcula su espesor, asumiendo que este tendrá un valor igual a un porcentaje de la cuerda de la primera sección, siendo este porcentaje, un 25% en la raíz y un 10% en la punta.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>e</i>	-	0,5901	0,5395	0,4889	0,4384	0,3878	0,3370	0,2866	0,2360
$\frac{e}{l}$	-	0,2500	0,1991	0,1598	0,1285	0,1031	0,0820	0,0642	0,0490
%	-	0,2500	0,2286	0,2071	0,1847	0,1643	0,1429	0,1214	0,1000

Tabla 11. Cálculo del porcentaje de espesor del alabe.

5 ELECCIÓN DE LOS PERFILES

5.1 Introducción

En este apartado se procede a realizar un estudio aerodinámico de varios perfiles para el diseño de los álabes, con el objetivo de escoger el álabe que mejor se adecue al diseño de la turbina de estudio. Se utiliza el software XFLR5, que es una herramienta de análisis de perfiles de álabe operando a bajos números de Reynolds.

Los perfiles que se van a usar, son con código NACA de cuatro dígitos, se explica a continuación el significado de cada uno de los dígitos:

- 1º Dígito: Da el camber máximo en porcentaje de cuerda.
- 2º Dígito: Representa la localización del camber máximo en la décima de cuerda.
- 3º y 4º Dígito: otorgan el máximo espesor en porcentaje de la cuerda.

A continuación, se muestra una imagen detallando las diferentes partes de un perfil alar.

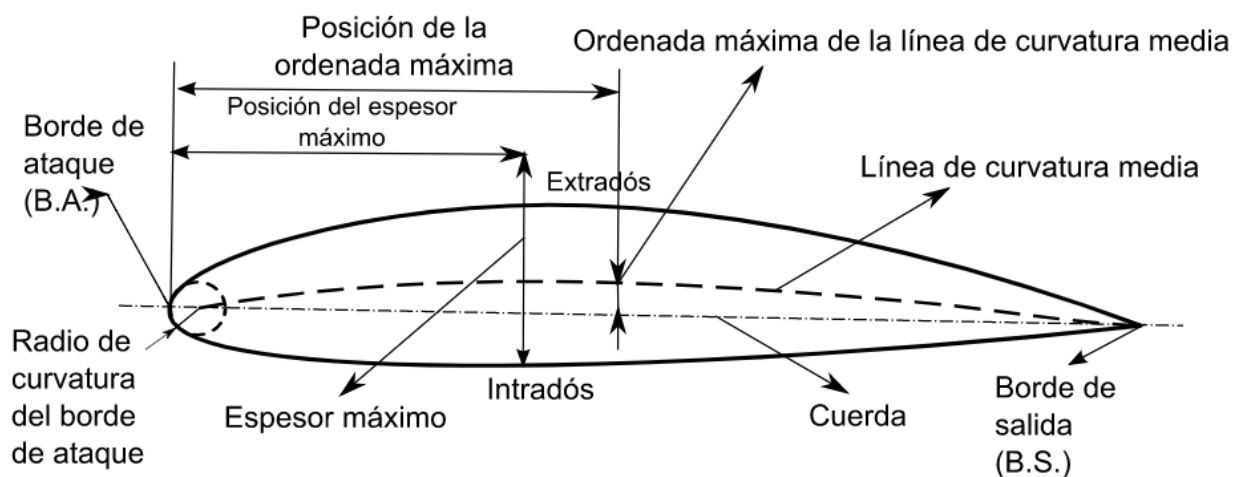


Figura 5. Perfil alar.

5.2 Procedimiento de elección del perfil

El procedimiento a seguir para la adecuada elección del perfil del álabe es el siguiente. En una primera instancia, con el máximo valor del espesor en porcentaje de la cuerda de cada sección ya se sabe los dos últimos dígitos del perfil NACA, posteriormente se analiza en el software los diferentes perfiles candidatos que se consideran más eficientes. Para llevar a cabo tal evaluación, con el valor del coeficiente de sustentación C_l previamente calculado para cada sección, se obtiene el ángulo de ataque de cada perfil que se ajuste lo máximo al C_l . Además, con la gráfica C_l - C_d se comparan los diferentes perfiles, buscando que, para el C_l exigido, el perfil tenga el menor coeficiente de arrastre, consiguiendo así el punto de máxima eficiencia aerodinámica.

Una vez determinados los perfiles con el ángulo de ataque deseado, se analiza la gráfica del coeficiente de presión, con el fin de garantizar que el valor máximo de esta no supere el coeficiente de cavitación calculado previamente. También hay que tener en cuenta que se busca la mayor área entre las curvas.

El coeficiente de cavitación nombrado anteriormente se calcula de la siguiente manera:

$$Ca = \frac{P - P_v}{\frac{1}{2} * \rho * V_2^2} = 2,14 \quad [5.2.1]$$

A continuación, se explica paso a paso el procedimiento para la elección del perfil en una de las secciones, el perfil a estudiar es un perfil NACA XX10 (coeficiente de sustentación exigido:

0,217), particularmente se lleva a estudio los siguientes perfiles: NACA 1610, NACA 1710, NACA 2610, NACA 2710.

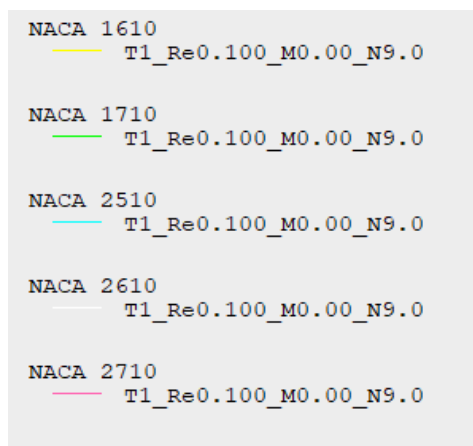


Figura 6. Perfiles NACA XX10.

5.2.1 Comportamiento C_l - C_d

Partiendo de un coeficiente de sustentación de 0,217, se observa el comportamiento de los coeficientes de arrastre de cada perfil en la gráfica C_l - C_d , buscando el perfil con el coeficiente de un menor valor, siendo estos los perfiles NACA 1610, NACA 1710 y NACA 2510. Sin embargo, no hay una gran diferencia de coeficiente de arrastre entre uno y otros perfiles, por lo que se siguen teniendo en cuenta los cinco iniciales.

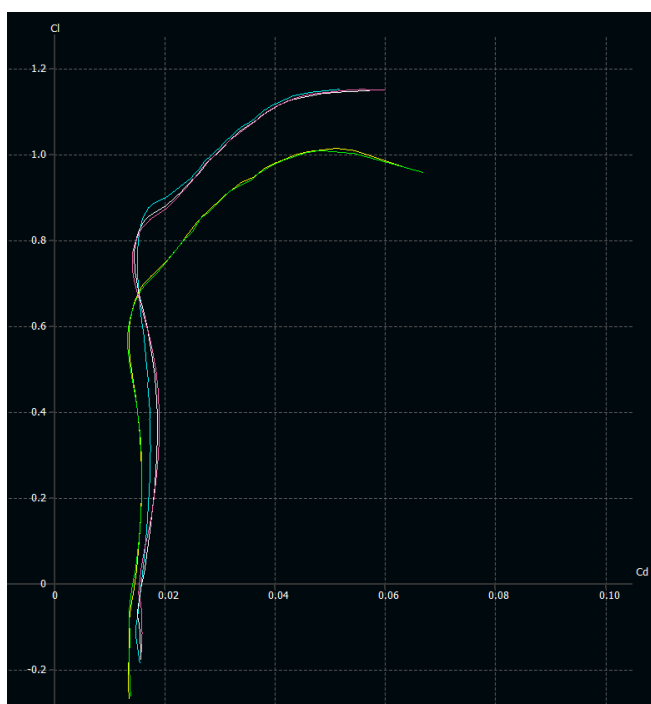


Figura 7. Gráfica C_l - C_d .

5.2.2 Angulo de ataque

Con la gráfica C_l -alfa proporcionada por el software, se estima el ángulo de ataque de cada perfil para el coeficiente de sustentación exigido, el inconveniente es que no se obtiene una gran precisión al obtener estos ángulos de una gráfica como tal. Para arreglar esto, hay que irse a la gráfica de presiones del perfil e ir probando diferentes ángulos de ataque, próximos al obtenido gracias a la gráfica C_l -alfa, hasta que el C_l sea igual o muy similar al exigido. En la siguiente tabla se muestran los ángulos de ataque para cada perfil.

PERFIL	ANGULO DE ATAQUE
NACA 1610	1,377°
NACA 1710	1,545°
NACA 2510	0,59°
NACA 2610	0,952°
NACA 2710	1,265°

Tabla 12. Cálculo del ángulo de ataque.

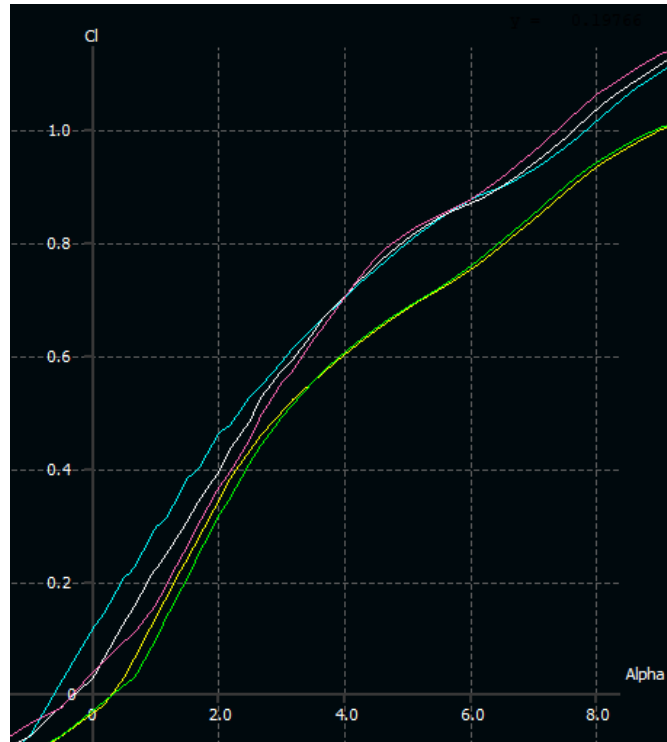


Figura 8. Gráfica Cl-Alpha

5.2.3 Resultados

Finalmente, con los ángulos de ataque escogidos, se comparan los perfiles basándose en la gráfica del coeficiente de presiones, estas gráficas se muestran a continuación.

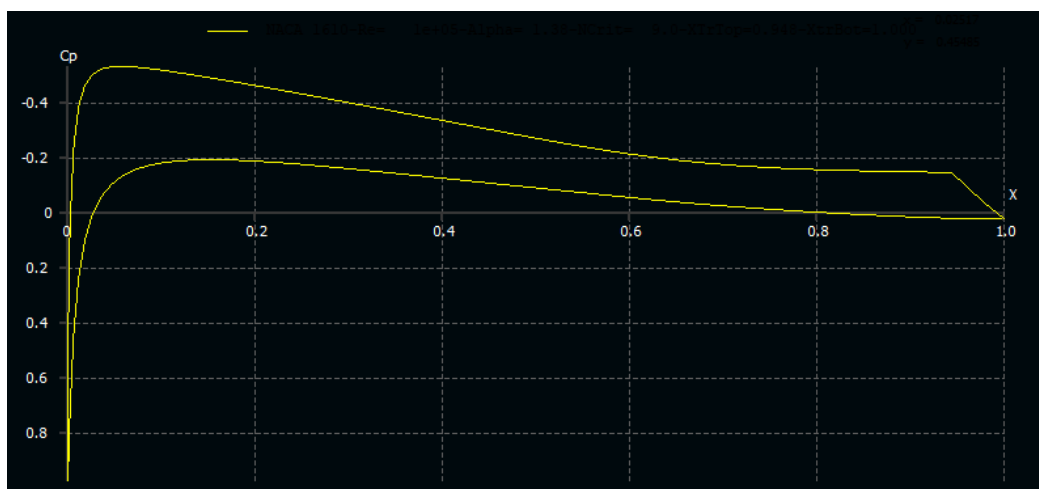


Figura 9. Gráfica Cp para NACA 1610.

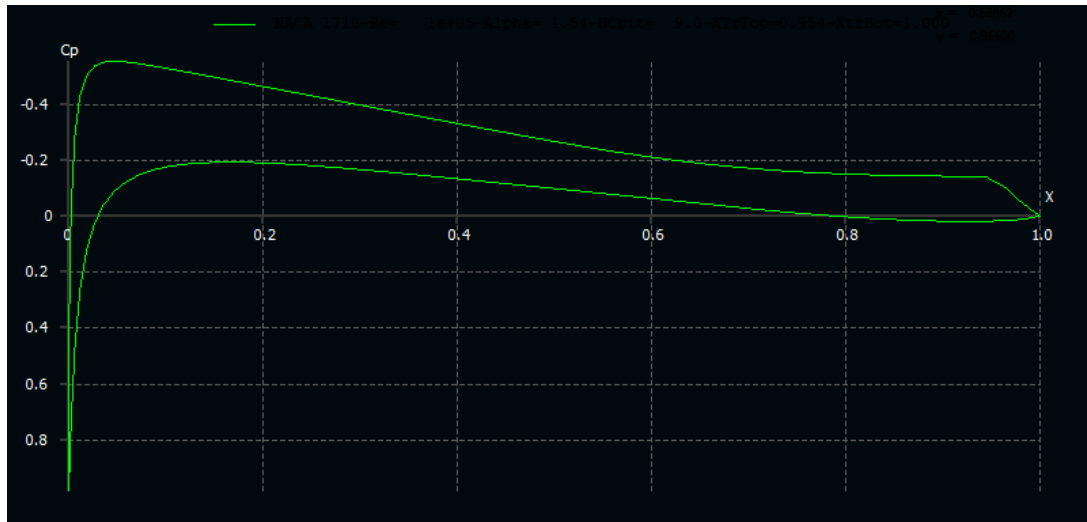


Figura 10. Gráfica Cp para NACA 1710.

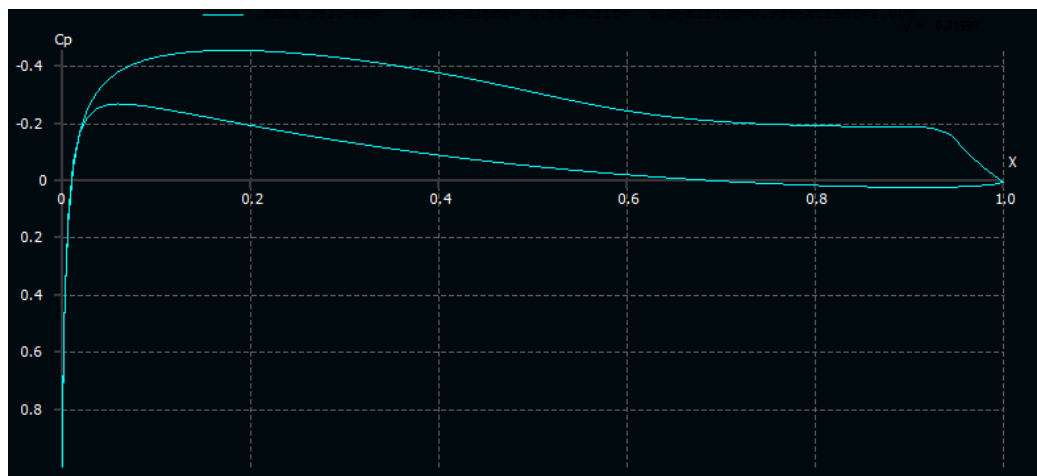


Figura 11. Gráfica Cp para NACA 2510.

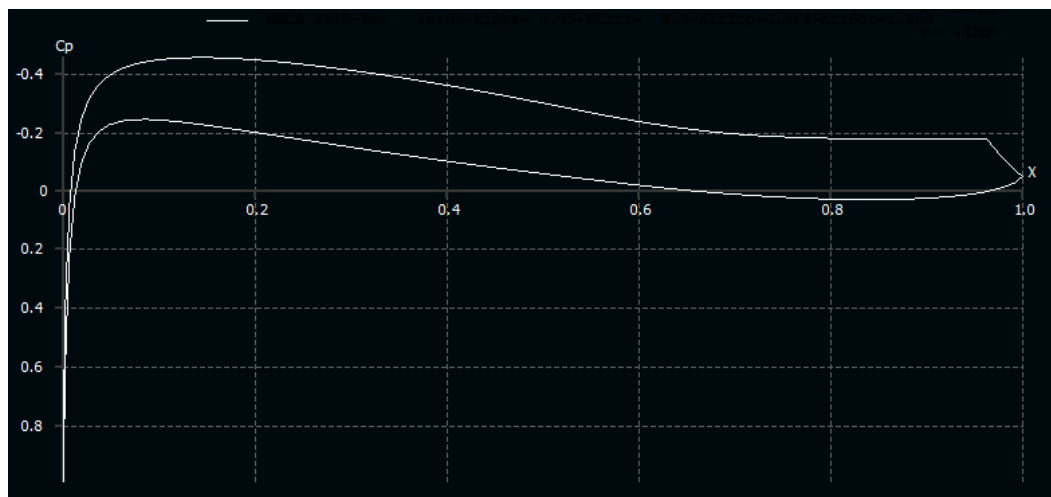


Figura 12. Gráfica Cp para NACA 2610.

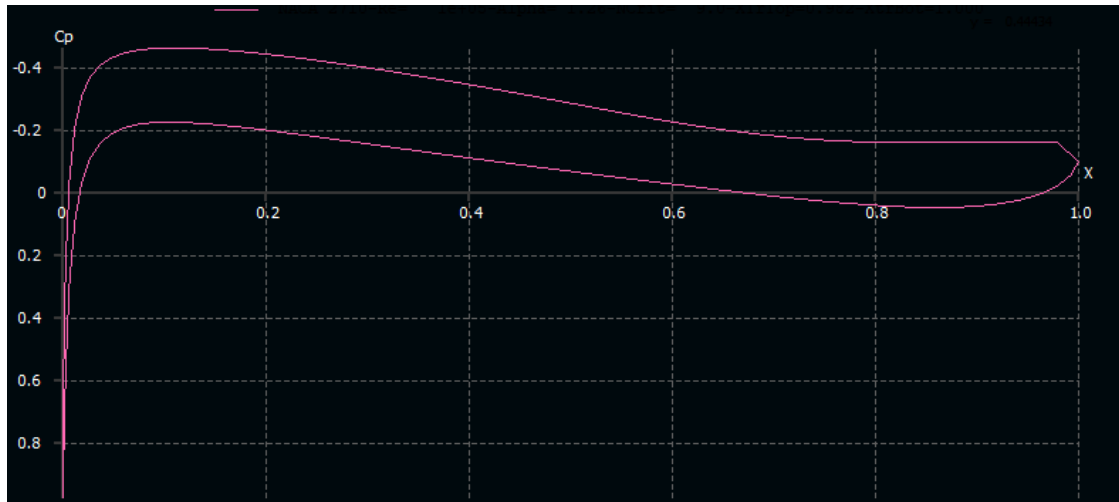


Figura 13. Gráfica Cp para NACA 2710.

Se puede observar que, para cualquiera de las gráficas de presión obtenidas, el coeficiente de presión no sobrepasa al coeficiente de cavitación calculado. A pesar de que los perfiles NACA 1610, NACA 1710 y NACA 2510 son más eficientes aerodinámicamente, como ya se ha comentado, se descartan por los siguientes motivos, los perfiles NACA 1610 y NACA 1710 presentan un ligero pico a la entrada, mientras que el NACA 2510, al hacer zoom en la gráfica, se observa que las líneas se cruzan en la entrada. Para los perfiles restantes, las gráficas son muy similares, tanto la gráfica de presiones, como la de Cl-Cd, optándose finalmente con el perfil NACA 2610 debido a la tendencia que llevan los ángulos de ataque para las otras secciones.

Análogamente, se realizan los mismos pasos para cada una de las secciones, se muestra en la siguiente tabla, un resumen de los diferentes perfiles y sus características.

PERFILES	COEFICIENTE DE SUSTENTACIÓN	ANGULO DE ATAQUE
NACA 6725	0,9865	7,33°
NACA 4720	0,6051	2,952°
NACA 4716	0,4054	1,329°
NACA 2612	0,2903	1,141°
NACA 2610	0,2165	0,952°
NACA 2608	0,1644	0,775°
NACA 1606	0,1213	0,671°
NACA 1004	0,0870	0,105°

Tabla 13. Resumen cálculo de perfiles.

6 CÁLCULOS DEL DISTRIBUIDOR

6.1 Introducción

El distribuidor es un elemento constituido por álabes **fijos**, que tiene como finalidad dirigir el fluido hacia el rodete, regulando el caudal admitido, teniendo así la capacidad de modificar la potencia de la turbina para su ajuste a las variaciones de carga de la red eléctrica.

Los álabes del distribuidor se ubican a una distancia considerable de los álabes del rodete, entre los cuales debe existir una sincronización entre sus ángulos, debido a que los álabes del rodete varían su ángulo de inclinación para adecuarse al caudal.

En el distribuidor, la energía de presión disminuye y la de velocidad aumenta, para que posteriormente en el rodete, la presión siga disminuyendo, transformando esta energía de presión y cinética en energía útil en el eje.

$$\downarrow \text{Presión} \sim \uparrow \text{Velocidad} \Rightarrow \downarrow \text{Energía potencial de presión} \sim \uparrow \text{Energía cinética}$$

Además, éste orienta la velocidad absoluta del fluido en la región de vórtices libres, donde cada partícula se mueve en una trayectoria circular a una velocidad que varía, la cual se encuentra previamente a la entrada al rodete, consiguiendo así que el fluido alcance los álabes con el ángulo de ataque analizado en el apartado 4.1.3 de este documento.

6.2 Cálculo de los álabes del distribuidor

Inicialmente se busca calcular la componente meridional:

$$V_{mo} = k_{vmo} * \sqrt{2 * g * H} \quad [6.2.1]$$

Previamente a su cálculo se necesita k_{vmo} , valor que depende de la velocidad específica y el cual a través de interpolación y la siguiente tabla resulta de: $k_{vmo} = 0,284$.

TABLA 8.5

n_s	K_{vmo}	k_{vo}
300	0.262	0.432
400	0.280	0.412
500	0.295	0.397
600	0.305	0.388
700	0.310	0.382
800	0.320	0.380
900	0.326	0.378
1000	0.332	0.377

Tabla 14. Cálculo de k_{vmo} y k_{vo} .

Durante el proceso del cálculo se comprueba que la ecuación de vórtice libre es válida desde la salida del distribuidor hasta la entrada del rodete, siendo la siguiente:

$$r * V_u = constante = C \quad [6.2.2]$$

El valor de dicha constante se puede calcular estableciendo como punto de estudio la entrada de un álabe del rodete, donde r_1 y V_{u1} son conocidos:

$$r_1 * V_{u1} = C \quad [6.2.3]$$

Obtenido C, se procede al cálculo de V_{uo} , para el cual se necesita previamente el valor de D_o , donde para su cálculo se estima que es 1,1 veces el valor del diámetro máximo del rodete, siendo:

$$D_o = 1,1 * D_1 \quad [6.2.4]$$

Entonces:

$$V_{uo} = \frac{C}{\frac{D_o}{2}} \quad [6.2.5]$$

Para el cálculo de V_o se necesita previamente el valor de k_{vo} , donde análogamente al procedimiento seguido para k_{vmo} , resulta de $k_{vo} = 0,407$.

$$V_o = k_{vo} * \sqrt{2 * g * H} \quad [6.2.6]$$

Obtenido los valores de V_{mo} y V_o , se calcula el valor del ángulo de incidencia α_o , siendo este el formado por la dirección de V_{uo} (tangente a la circunferencia de radio r_o) y la bisectriz de ángulo formado por las caras en la punta del álabe.

$$\tan \alpha_o = \frac{v_{mo}}{v_{uo}} \quad [6.2.7]$$

Finalmente, obtenidos los valores anteriores, se calcula el valor de la altura de dichos álaves B_o :

$$V_{mo} = \frac{Q}{\pi * D_o * B_o} \rightarrow B_o = \frac{Q}{\pi * D_o * V_{mo}} \quad [6.2.8]$$

Los valores obtenidos en los cálculos anteriores se encuentran tabulados a continuación:

VARIABLE	RESULTADO
V_{mo}	7,578
C	30,586
D_o	7,37
V_o	10,864
α_o	42,396
B_o	1,596

Tabla 15. Resumen cálculos.

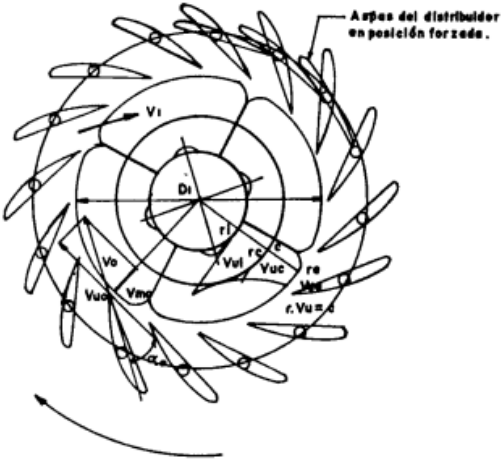


Figura 14. Palas directrices del distribuidor.

4.4.5. Número de álabes

El número de álabes se obtiene en función del diámetro de la circunferencia que pasa por el punto de salida de los álabes, D_o , siendo un total de **$Z = 40,37 \sim 41$ álabes.**

TABLA 8.6

D_o	1000 mm	2000 mm	3000 mm	7000 mm	8000 mm
Z	16	24	28	36	40

Tabla 16. Cálculo del número de álabes.

7 CÁLCULOS DEL TUBO DE ASPIRACIÓN

7.1 Introducción

Para el diseño del tubo de aspiración, se tiene en cuenta dos parámetros para su correcto funcionamiento, la cavitación y la altura de aspiración. A continuación, se procede al cálculo de dicha altura, donde previamente se debe determinar el valor del coeficiente de Thoma, validando que la turbina no presenta cavitación.

Esta cavitación es un proceso que se produce cuando la presión absoluta del fluido baja hasta igualar el valor de la presión de vapor, a causa de una velocidad elevada, provocándose un proceso de vaporización. Pasado a vapor, el fluido libera gases formándose burbujas que prosiguen el camino y que, ganando presión de nuevo, estas explotan generando problemas de ruido, daño en los componentes y pérdidas de rendimiento.

7.2 Coeficiente de cavitación de Thoma

Para estudiar la cavitación se obtiene el valor del coeficiente de cavitación de Thoma de forma empírica, a partir de la siguiente expresión, el cual depende de la velocidad específica:

$$\sigma = 0,0000154 * n_s^{1,7} \rightarrow \sigma = 0,4599 \quad [7.2.1]$$

Conocido el coeficiente de cavitación y n_s , se observa validando gráficamente que la turbina en estudio no presenta cavitación, encontrándose en la zona segura:

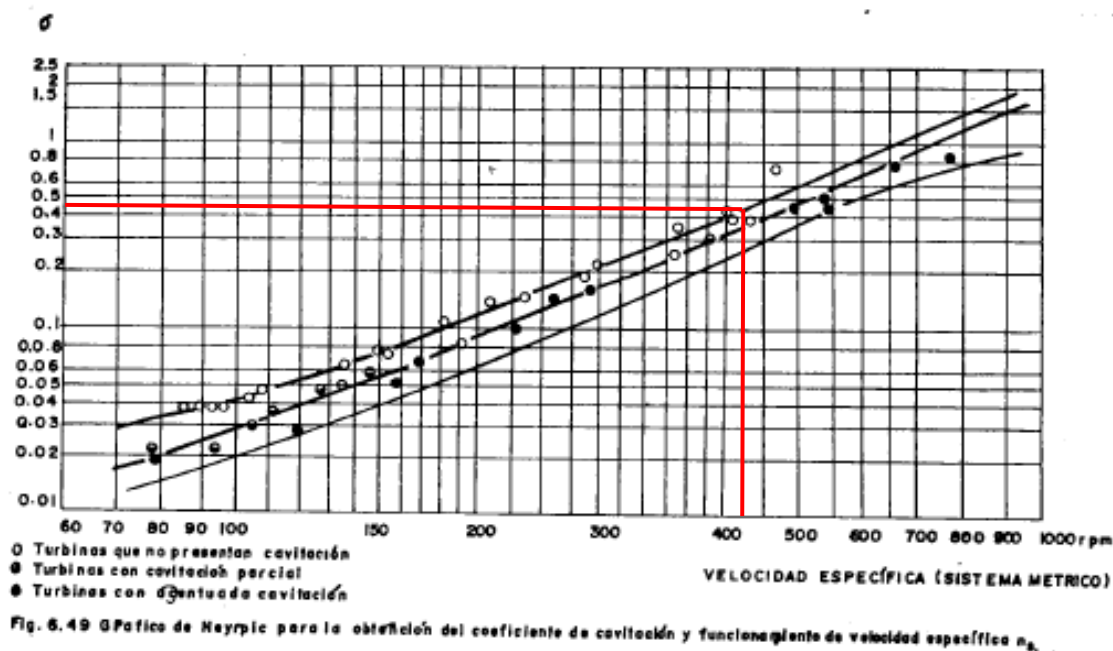


Figura 15. Gráfico para la obtención del coeficiente de cavitación.

7.3 Altura de succión

Una vez calculado el coeficiente de cavitación, se verifica que el valor de éste se ve aumentado a medida que aumenta el valor de la velocidad específica, pudiendo ocurrir un valor negativo para la altura de succión (desnivel entre entrada del tubo y nivel del agua en el canal de fuga), H_s , lo que conlleva a que la entrada del tubo de aspiración debe encontrarse por debajo del nivel del agua, situación que solo es viable con la utilización de un **tubo de aspiración curvo**.

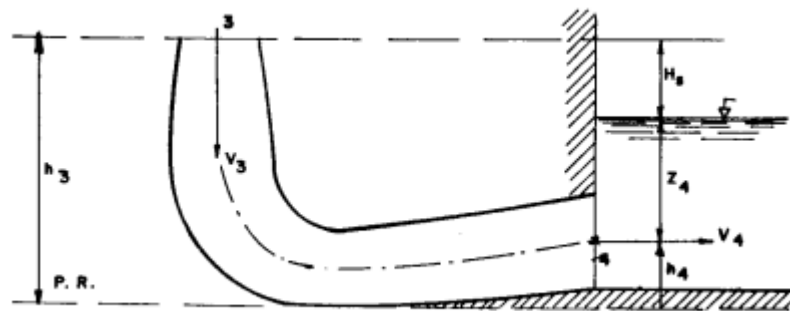


Figura 16. Tubo de aspiración.

Determinado esto, su cálculo se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$H_s = H_b - \sigma * H - h_v \quad [7.3.1]$$

Siendo:

- H_s : Altura de succión.
- H_b : Valor de la presión atmosférica local.
- σ : Coeficiente de Thoma.
- H : Altura de diseño de la turbina.
- h_v : Tensión de vapor del agua.

Para H_b se supone una altitud de 0 metros y se escoge su valor medio siendo de:

1 atm \rightarrow 10,33 mca

TABLA NO. 6.1.

Altitudes (m)	0	100	200	300	400	500	600	800	1200	2200 2250
H_{bmca}	10.33	9.85	9.76	9.65	9.52	9.40	9.28	9.15	9.00	8.00 7.00

Tabla 17. Cálculo de H_b .

Los valores de las variables anteriores se tabulan a continuación:

VARIABLE	RESULTADO
H_b	10,3287
σ	0,4599
H	36,2000
h_v	0,2386
H_s	-6,5596

Tabla 18. Cálculo altura de succión

Debido a que el valor de la altura de succión es negativo, se dice que la turbina trabaja a contrapresión.

7.4 Dimensionado del tubo de aspiración

Teniendo en cuenta que el diámetro del rodete, $D_1 = 6,7 \text{ m}$, es coincidente con el diámetro de entrada del tubo de aspiración, D_3 , para el diseño en CAD del tubo de aspiración, se sigue el siguiente esquema, siendo para turbinas con un diámetro mayor a 2,13 m, siendo éste el caso.

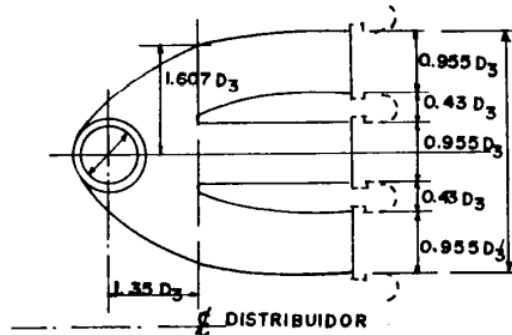


Fig. 6.55 Tubo de succión para turbinas con D_3 mayor de 2.13 m.

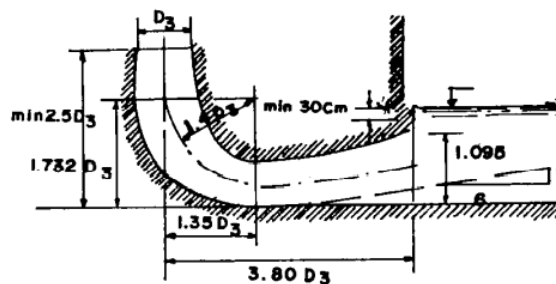


Figura 17. Dimensionado del tubo de aspiración.

Se dispone de 3 bocas de salida, con un caudal $Q/3$ por cada una, debiéndose esta división a que, las dimensiones para una única boca de salida serían muy elevadas, pudiendo llegar a fracturarse, facilitando también la obra civil con dicha división.

A partir de la siguiente tabla se podrá determinar con exactitud la altura del tubo hasta el rodete, definiéndose en la anterior imagen como mínimo 2,5 veces D_3 . Además, se consigue el valor de la longitud L' , el cual corresponde a la distancia entre el eje de la turbina y la salida del tubo difusor, teniendo en cuenta el ángulo de elevación que posee.

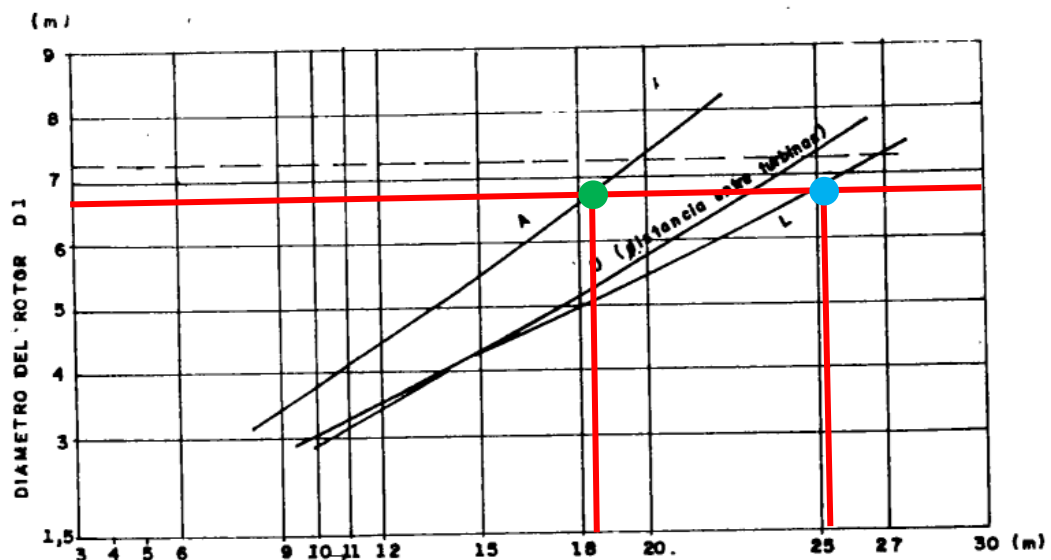


Tabla 19. Gráfico A y L'

Se obtienen los siguientes valores:

Longitud (L')	25.5 m
Altura del tubo hasta el rodete (A)	18 m

Tabla 20. Resultados de A y L'

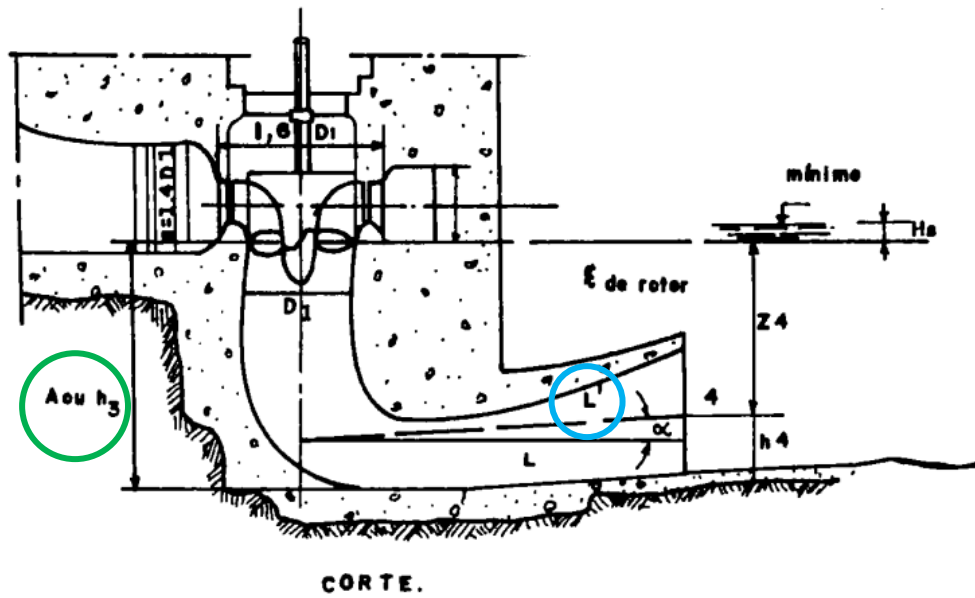


Figura 18. Dimensionado de A y L'

8 CÁLCULOS DE LA CAJA EN ESPIRAL

La caja o cámara en espiral se encarga de recoger el fluido proveniente de la tubería forzada, que, junto con el distribuidor, dirige dicho fluido hacia el rodete.

Esta transforma la energía de presión del fluido en energía cinética, haciendo que en cualquier punto de la cámara esta energía cinética sea igual, consiguiendo que la velocidad tangencial del fluido sea constante en la periferia del rodete.

Para definir la caja espiral se considera una sección transversal circular, donde inicialmente se procede a calcular la velocidad con la cual llega el fluido, siendo la velocidad de entrada (V_e).

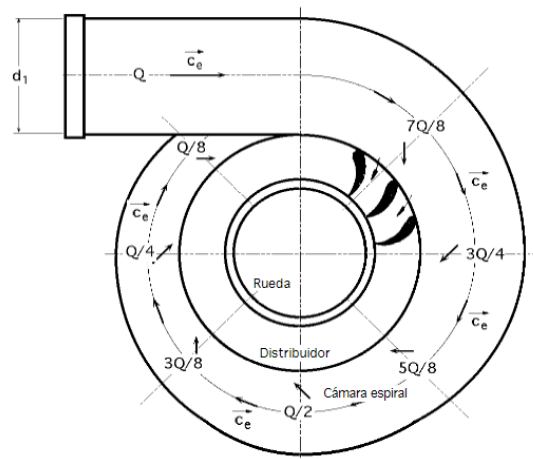
Para el cálculo de dicha velocidad, la guía define un factor variable entre 0'12-0'15, el cual se cogerá el valor intermedio (0'135), cuya fórmula corresponde para una construcción en hormigón.

$$V_e = 0,12 \text{ a } 0,15 * \sqrt{2 * g * H} \rightarrow 0,135 * \sqrt{2 * g * H} = 3,6 \text{ m/s} \quad [8.1.1]$$

Obtenida la velocidad de entrada, se procede a dimensionar la cámara espiral, donde se dividirá en 8 secciones para posteriormente obtener sus diámetros. Para ello se considera una distribución uniforme del caudal a través de la salida hacia el distribuidor, siendo la velocidad de entrada constante en toda la espiral.

$$D = \sqrt{\frac{4 * Q * \text{Correspondencia}}{\pi * V_e}} \quad [8.1.2]$$

Sección	D	Q	Correspondencia
8	3,52	35	1/8
7	4,98	70	1/4
6	6,09	105	3/8
5	7,04	140	1/2
4	7,87	175	5/8
3	8,62	210	3/4
2	9,31	245	7/8
1=Entrada	9,95	280	1



9 DISEÑO DE CAD

9.1 Rodete

Para el diseño de este componente se utilizan los diámetros en los que se realizan los cortes del alabe y los perfiles NACA correspondientes, mencionados con anteriormente.

El diseño se realiza mediante dos métodos, uno quedando los alabes como una superficie vacía, sin espesor, y la segunda, dejando los álabes como un sólido. Debido a esto se selecciona el segundo método por asemejarse más a algo real.

Para comenzar con el diseño se realiza es una circunferencia sólida de 150mm de espesor, que representa el cubo central, teniendo por diámetro el más pequeño del álabe. A continuación, se realizan 9 semicircunferencias, correspondientes a los cortes realizados para el diseño.

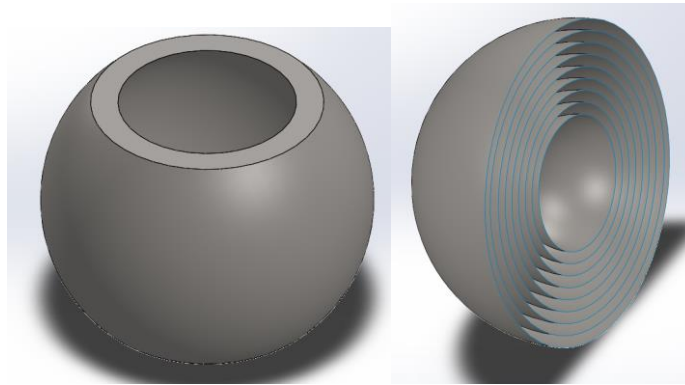


Figura 19. Cubo central y secciones sucesivas

Las semicircunferencias se realizan para poder obtener el perfil NACA deseado en forma de superficie sin que SolidWorks arroje error alguno al generar la superficie. Para obtener el perfil NACA en SolidWorks se utiliza el comando “curva por puntos XYZ” y se van cargando dichos perfiles mediante los archivos.txt obtenidos en XFLR5. Estas se dimensionan para obtener las medidas calculadas anteriormente, pero al momento del diseño hay que tener en cuenta que la cuerda calculada pertenece a la longitud “L” del perímetro de la circunferencia (“L” en figura 20), y como el perfil se dimensiona en un plano, se le da la medida de la cuerda (“K” en figura 20) de dicho círculo para evitar ese porcentaje de error.

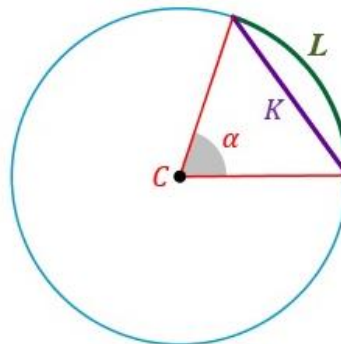


Figura 20. Corrección de cuerda para diseño

$$K = 2 * \sin\left(\frac{l}{D}\right) * (D/2) \quad [9.1.1]$$

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l	2,010	2,360	2,710	3,060	3,410	3,761	4,111	4,461	4,811
D	2,800	3,288	3,775	4,263	4,750	5,238	5,725	6,213	6,700
K	1,842	2,163	2,483	2,804	3,125	3,446	3,766	4,087	4,408

Tabla 21. Cálculo de cuerda corregida

Con esto solucionado, se dimensionan mediante los valores obtenidos para K y se giran los perfiles según el ángulo de perfil correspondiente (figura 21 izquierda), tomando como ejemplo el perfil NACA-2610 perteneciente al corte 5. Se proyecta dicho perfil sobre las semicircunferencias mencionadas anteriormente, obteniendo una superficie con la curvatura perteneciente a dicha esfera y eliminando el resto (figura 21 derecha).

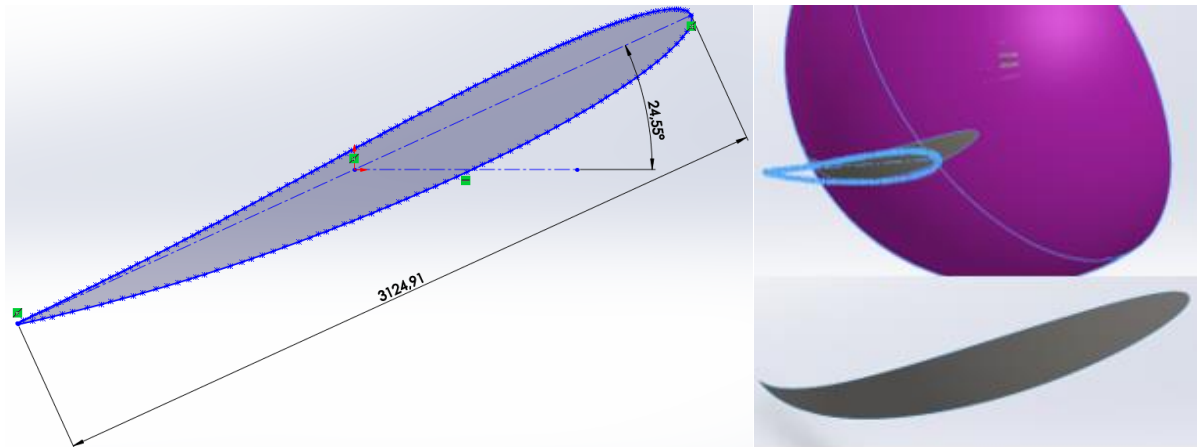


Figura 21. Creación de perfil de álabe

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β_{∞}	63,657	46,581	36,434	29,942	25,498	22,266	19,797	17,850	16,272
α_i	7,330	2,952	1,329	1,141	0,952	0,775	0,671	0,105	0,105
β_p	56,327	43,629	35,105	28,801	24,546	21,491	19,126	17,745	16,167

Tabla 22. Cálculo de beta de perfil

Se repite esta operación para todos los perfiles y se unen utilizando el comando “recubrir sólido” obteniendo un alabe de la turbina.

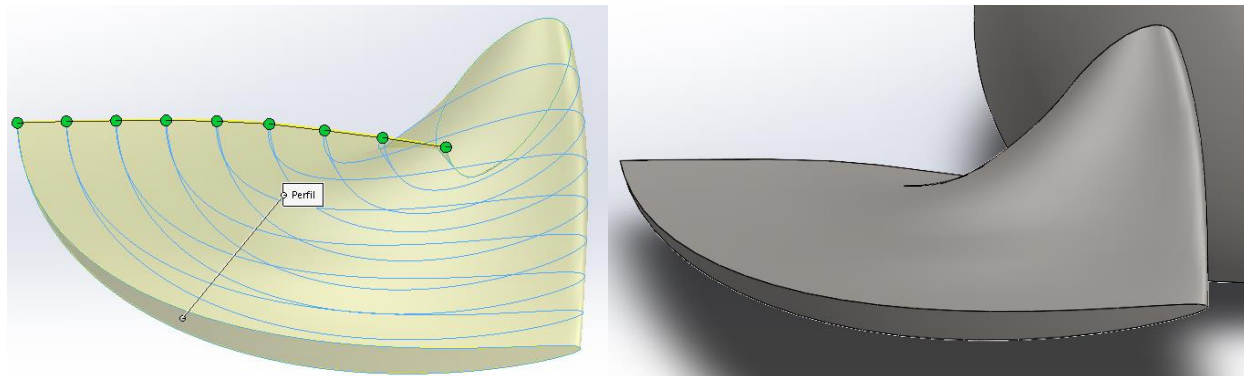


Figura 22. Creación de álabe de turbina

Para obtener todos los álabes se utiliza el comando “Matriz circular” insertando 5 álabes más para tener un total de 6, que son los calculados para este diseño.

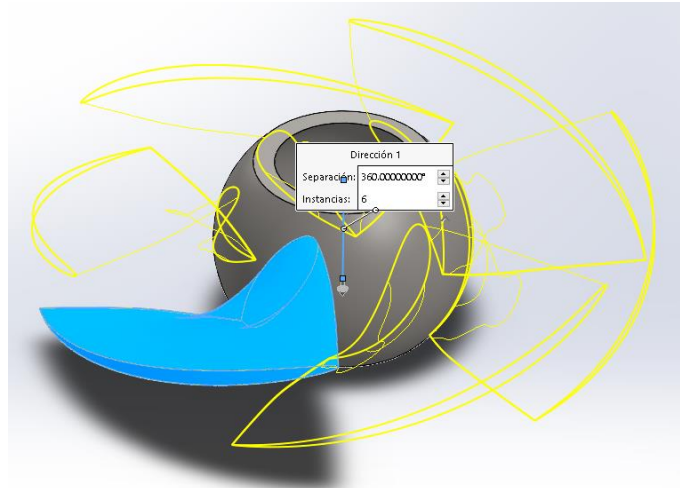


Figura 23. Comando “matriz circular”

Finalmente, se le añade el eje y el cono, obteniendo como resultado final lo siguiente:

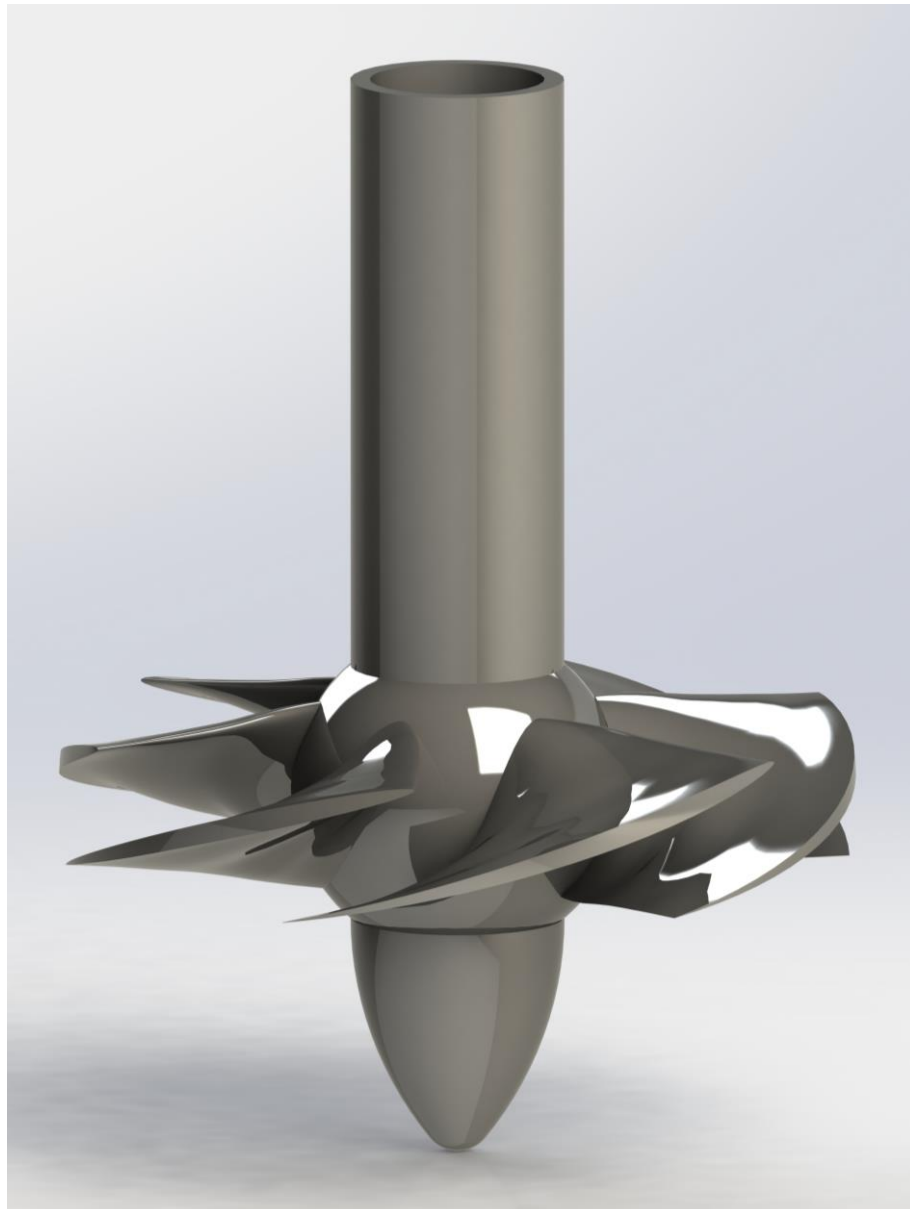


Figura 24. Diseño final de turbina

9.2 Distribuidor

Para el distribuidor el diseño es mucho más simple que para la parte del rotor.

Para la parte inferior se hacen dos circunferencias en un croquis, la interior de diámetro igual a la salida de los álabes y la exterior 1.1 veces este diámetro. Debido al gran tamaño de este se diseña en hormigón, por lo que se le da un espesor de 200mm. Cabe destacar que se realizan taladros, para situar los álabes, y permitir que estos giren en caso de ser necesario, pero no se considera que el diseño de dicho sistema entre de las competencias de este trabajo.

Después se selecciona el perfil NACA correspondiente y se realiza el mismo procedimiento que para el rotor, dándole las dimensiones calculadas en el apartado 6 de este trabajo.

Para la parte superior se le da como diámetro exterior el mismo que la inferior, siendo el diámetro inferior el correspondiente.

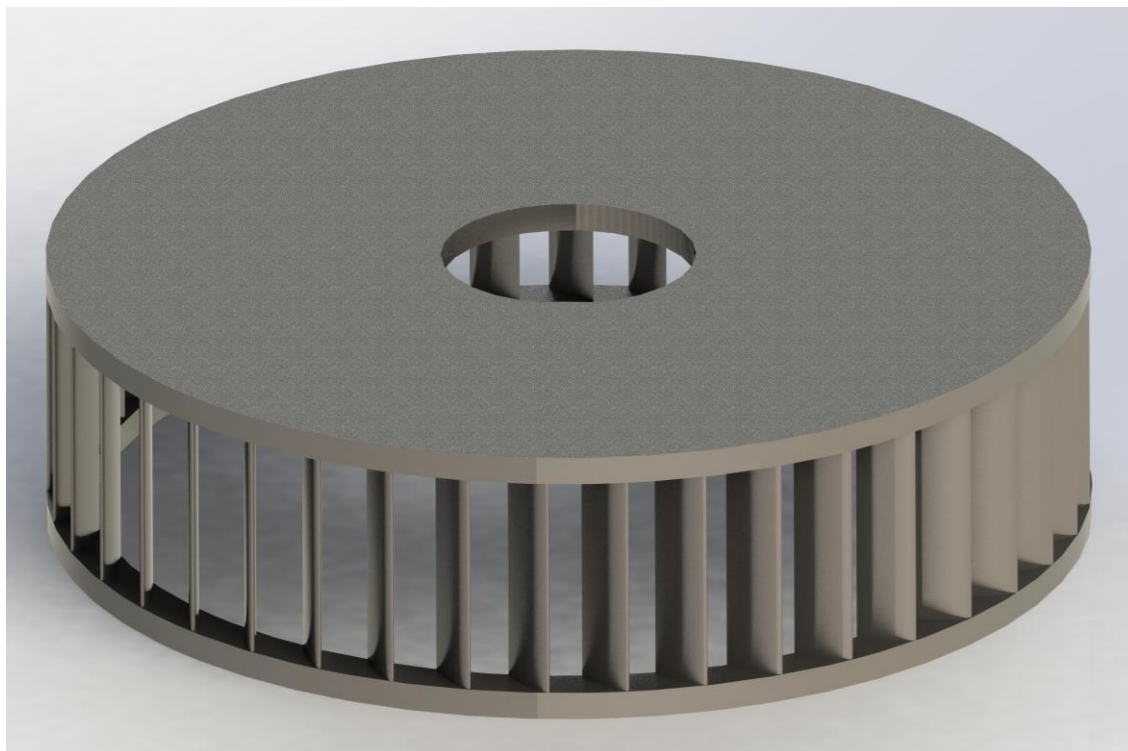


Figura 25. Diseño final de distribuidor

9.3 Tubo de aspiración

Se diseña siguiendo las medidas obtenidas mediante la guía. Debido a que se trata de una superficie compleja, se diseña por superficies, aplicándole posteriormente un espesor de 200mm, debido a que se realiza en hormigón.

Se divide en 5 superficies principales, buscando el mejor diseño posible de esta manera.

La primera será el tramo circular de entrada, creado mediante un barrido de superficie y que tendrá un diámetro interior de 6.7 m, siendo este el diámetro exterior de los álabes de la turbina (Figura 26 izquierda).

El siguiente tramo será la unión entre este tubo y las 3 entradas de caudal. Este diseño es el más complejo ya que se necesitan del uso de varias curvas guía externas en 3 dimensiones, necesitando que estén ajustadas correctamente, ya que de lo contrario SolidWorks no creará un espesor para dicha figura (Figura 26 derecha).

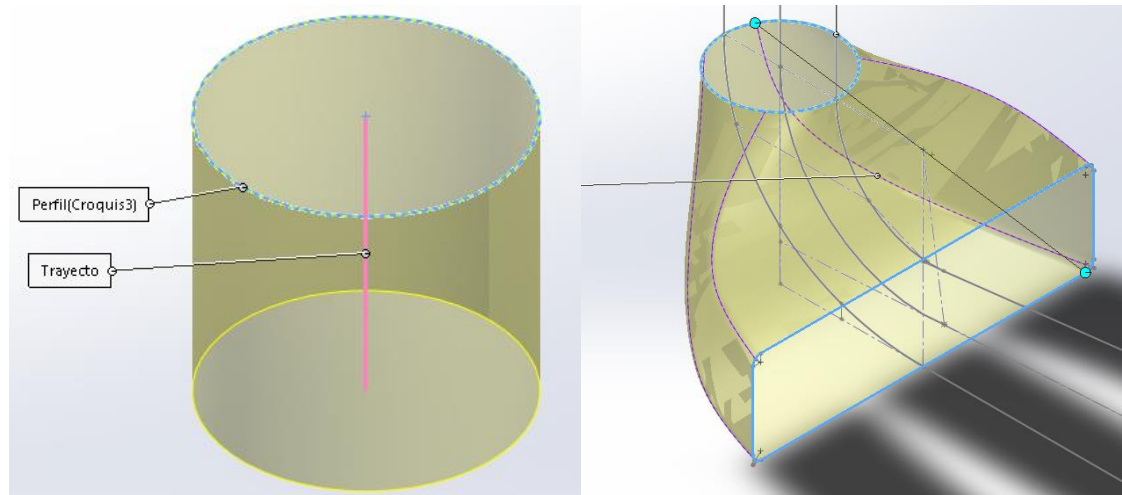


Figura 26. Diseño de primer y segundo tramo

Las 3 superficies restantes serán las correspondientes a los tubos de aspiración, siendo estos creados por separado y formando la figura final.

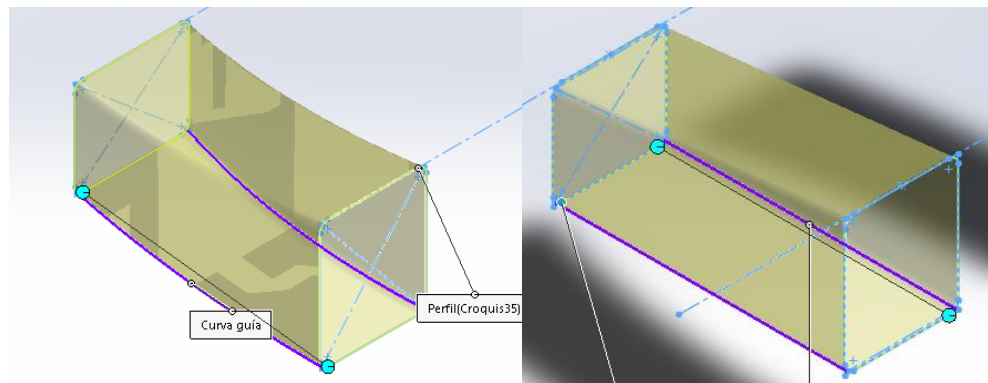


Figura 27. Diseño de último tramo

Finalmente, se le da el espesor y se rellena el hueco entre los 3 tubos y el segundo tramo.

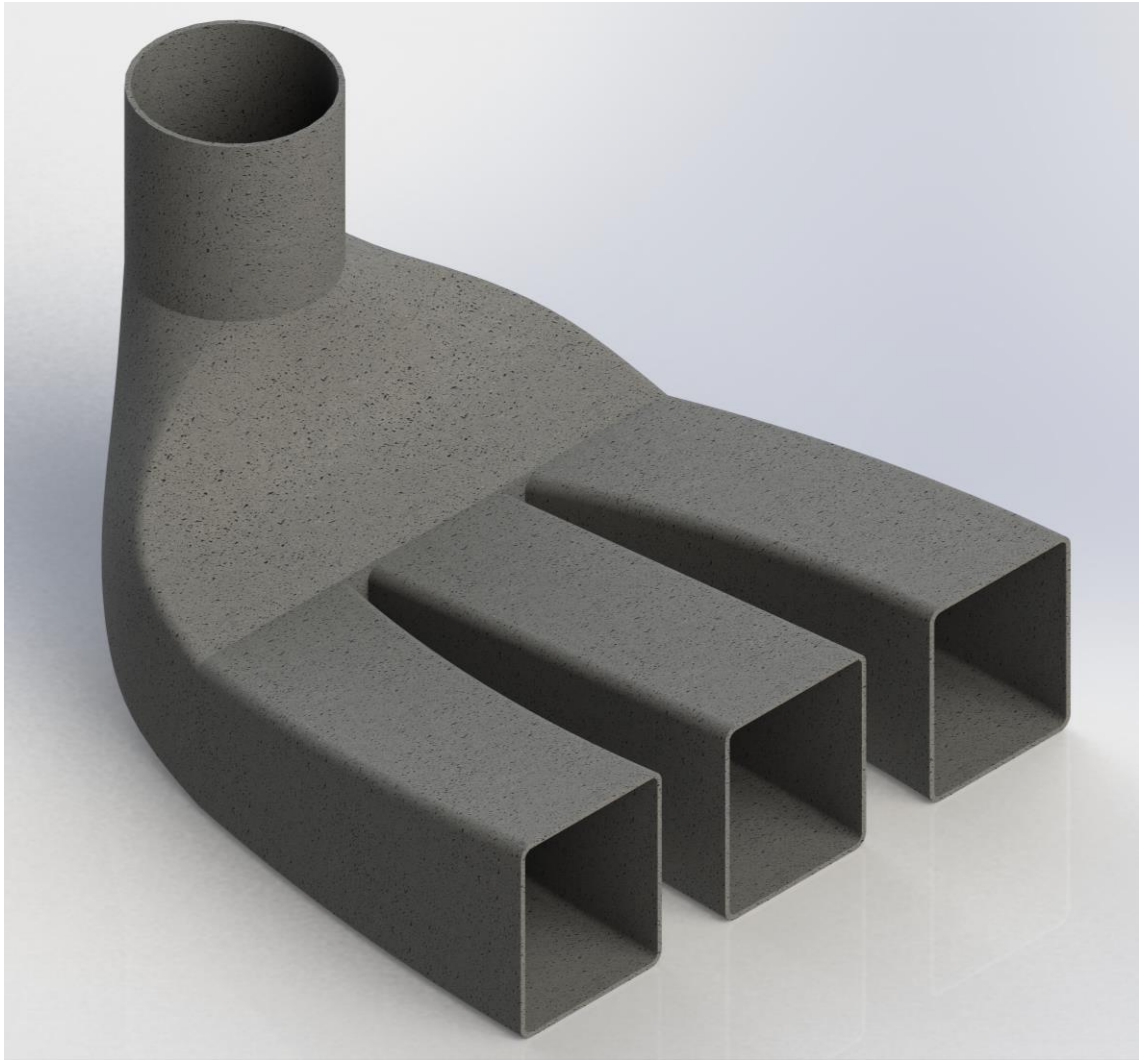


Figura 28. Diseño final de tubería de aspiración

9.4 Cámara espiral

Se diseña en dos tramos, también por superficies, siendo el primero de estos el tramo recto correspondiente a la tubería forjada y el segundo la propia espiral. Para el diseño de la espiral se realizan las circunferencias pertinentes y se realiza un “spline”, a modo de curva guía exterior con las medidas proporcionadas en el punto 8, siendo la curva guía interior el diámetro correspondiente al del diseño del distribuidor.

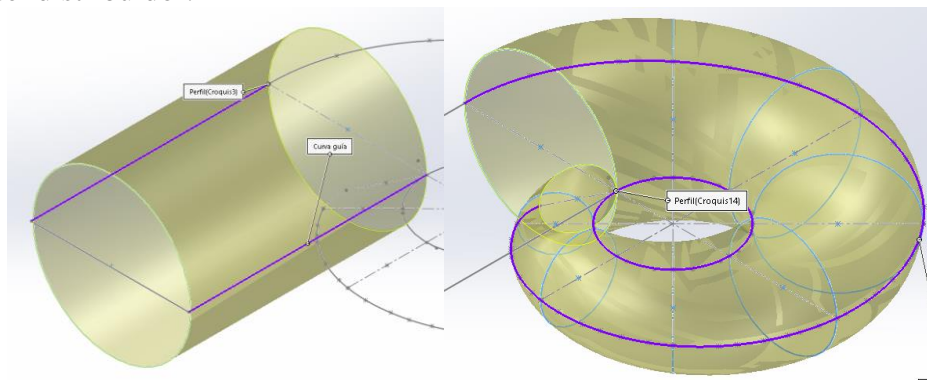


Figura 29. Diseño primer y segundo tramo

Se recorta el tramo que se encuentra en conflicto con el tramo recto y se le da espesor a dicha superficie, volviendo a eliminar el exceso de material para un ajuste correcto.

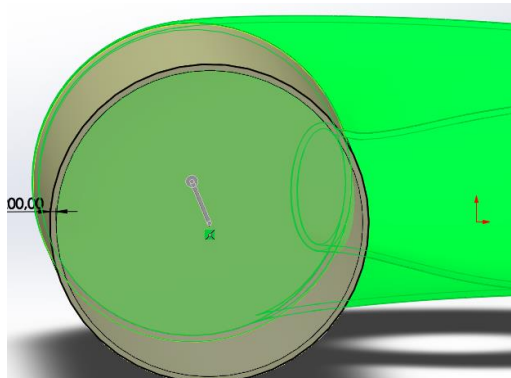


Figura 30. Recorte de material sobrante

Por último, se hace un corte en el interior de esta para que el agua fluya a través de él y entre en el distribuidor, teniendo este una anchura igual a la del distribuidor.

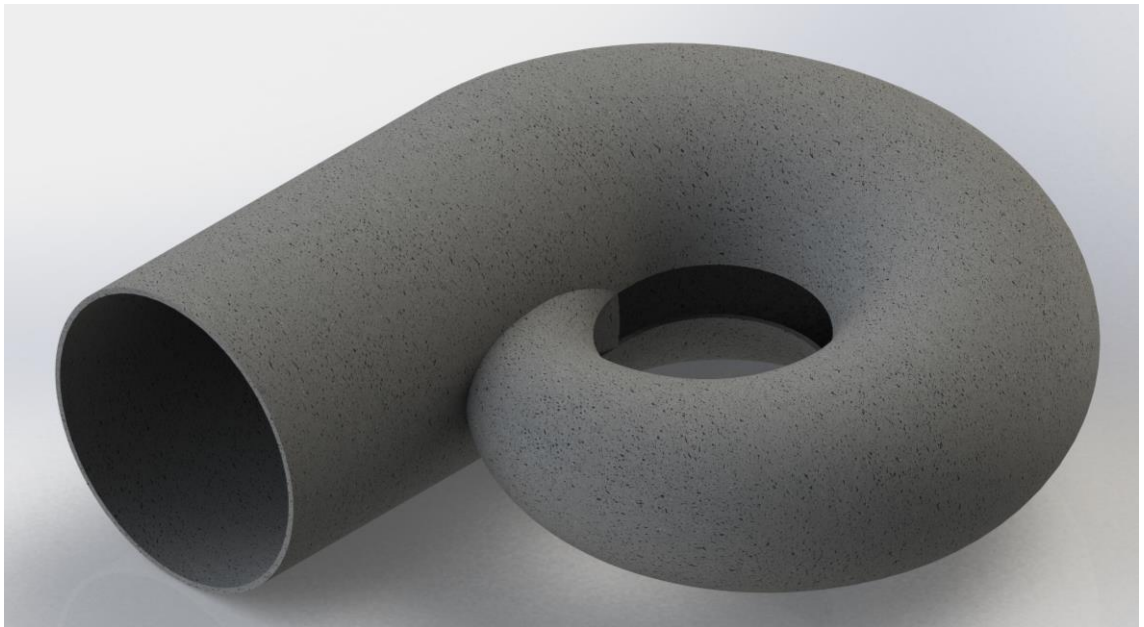


Figura 31. Diseño final de cámara espiral

9.5 Ensamblaje final

A continuación, se muestra el ensamblaje final en su totalidad y una perspectiva seccionada con el detalle de como encajarían todas en la zona de la turbina, ya que no es apreciable desde la vista total.

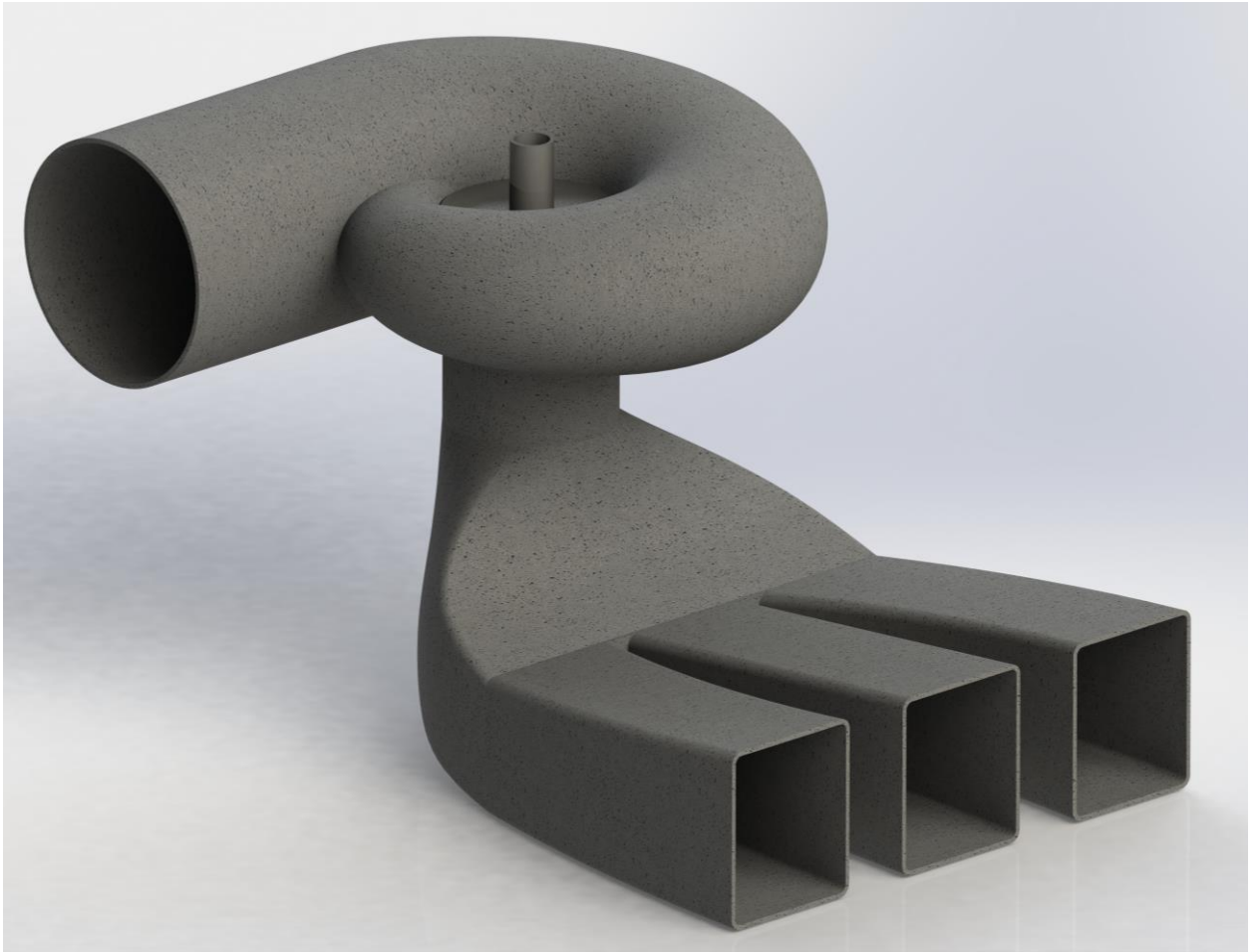


Figura 32. Ensamblaje final

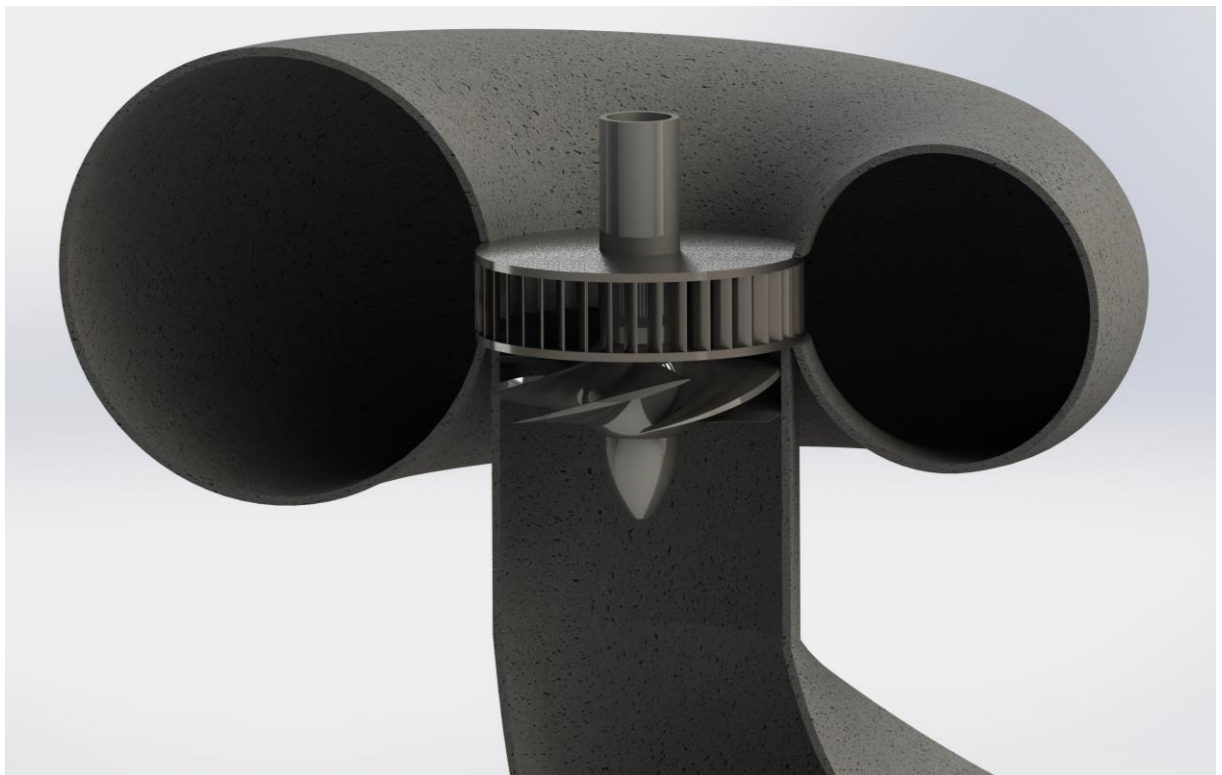


Figura 33. Detalle de ensamblaje final

10 CONCLUSIONES

En este proyecto se ha llevado a cabo el diseño de una turbina Kaplan a partir de una guía de diseño seleccionada con tal objetivo.

El objetivo, es el diseño de una turbina con el punto de operación de una instalación hidráulica ubicada en Islandia, cuyo nombre es Castrelo, dichos datos de partida son: $Q=280 \text{ m}^3/\text{s}$ y $H=36.2 \text{ m}$.

La turbina diseñada cuenta con seis palas pese a que lo más normal en estas máquinas axiales es tener 3 palas, pero este desencadena en problemas de equilibrados y ruidos. LA intención del proyecto es obtener una pala equilibrada pese a que no tenga el máximo rendimiento posible.

Además, se han tenido que tomar varias decisiones según se iba avanzando con el proyecto, por nombrar alguna, la decisión relativa a los ángulos β , puesto que, en una primera instancia, los valores calculados eran entre 14° y 48° . Mientras que, teóricamente, los valores ideales serían entre 15° y 65° . Este inconveniente se ha solucionado mediante un proceso iterativo, consiguiendo finalmente que el ángulo β calculado sea entre 16° y 64° aproximadamente, asumiendo estos datos como aceptables para el diseño de estudio.

Finalmente, se puede decir, que se ha diseñado una turbina axial, con todos sus componentes principales, tomando varias decisiones en cuanto los diferentes procedimientos expuestos en la guía y cuestionando todos los resultados obtenidos. Se han escogido sus perfiles alares y diseñado en un software CAD la totalidad de la turbina.

11 BIBLIOGRAFÍA

11.1 Guía principal

- Álvaro Orozco López, “*Guía para el diseño de turbinas hidráulicas*”, Corporación universitaria autónoma de occidente, Santiago de Cali, 1995.

11.2 Información complementaria

- P. Fernández Díez, “*Libros sobre Ingeniería Energética*”.
Disponible en:
<https://pfernandezdiez.es/es/>
- F. de Siervo and F. de Leva, “Modern trends in selecting and designing Kaplan turbines”, *Water Power & Dam Construction*, Part one. December 1977-January 1978.
Disponible en:
<https://pdfslide.net/documents/modern-trends-in-selecting-and-designing-kaplan-turbines.html>
- J. Agüera Soriano, “*Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas Hidráulicas*”, IV edición, Editorial Ciencia 3 S.L., Córdoba, 1996.
Disponible en:
<http://www.uco.es/termodinamica/Libros/MECANICA%20DE%20FLUIDOS%20INCOMPRESIBLES%20Y%20TURBOMAQUINAS%20HIDRAULICAS.%20PROBLEMAS%20RESUELTOS.pdf>
- Mataix, C., “*Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*”, Editorial del Castillo S.A., 1986.
Disponible en:
<https://conver2.files.wordpress.com/2012/11/ingenieria-claudio-mataix-mecanica-de-fluidos-y-maquinas-hidraulicas1.pdf>