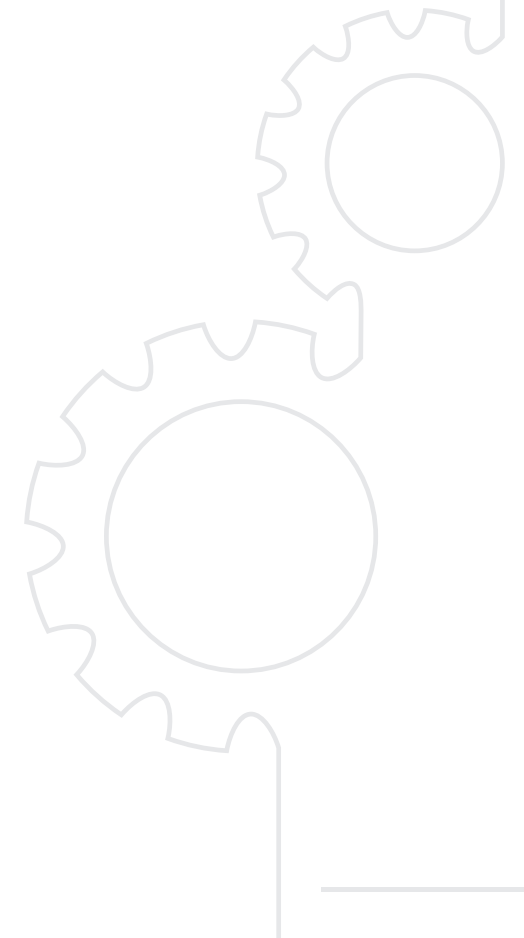


# MÓDULO PARA EL DISEÑO DE ROTORES DE VENTILADORES AXIALES

**Autor:**

Bossuet Leonardo Cely Gúezguán  
Msc. Ingeniería Mecánica



Cely Güezguán, Bossuet Leonardo.  
Módulo para el diseño de rotores de ventiladores axiales  
38 páginas. Tamaño carta  
Incluye referencias Bibliográficas

ISBN: 978-628-7504-26-4

### **Comité editorial**

**Fr. Álvaro José ARANGO RESTREPO, O.P.**  
Rector Seccional

**Fr. Omar Orlando SÁNCHEZ SUÁREZ, O.P.**  
Vicerrector Académico

**Fr. Héctor Mauricio VARGAS RODRÍGUEZ, O.P.**  
Vicerrector Administrativo y Financiero.

**María Ximena Ariza García**  
Directora Ediciones Usta Tunja

**Sandra Consuelo Díaz Bello**  
Directora Unidad de Investigación e Innovación

**Juan Carlos Canoles Vásquez**  
Director Centro de Recursos para el Aprendizaje y la Investigación

Primera edición, 2021

**ISBN:** 978-628-7504-26-4

Corrección de Estilo:

**Fr. Ángel María Beltrán Naranjo, O.P.**

**Diagramación e impresión:**

Grafiboy - Cel. 310 3047541 - Tunja



*Ediciones Usta*  
*Universidad Santo Tomás*  
**2021**

*Departamento Ediciones Usta Tunja*  
Universidad Santo Tomás Seccional Tunja

---

Todos los derechos reservados conforme a la ley. Se permite la reproducción citando fuente.

El pensamiento que se expresa en esta obra, es exclusiva responsabilidad de los autores y no compromete la ideología de la Universidad Santo Tomás.

Queda prohibida la reproducción parcial o total de este libro por cualquier proceso reprográfico o fónico, especialmente por fotocopia, microfilme, offset o mimeógrafo. Ley 23 de 1982.



## Tabla de Contenido

1. Presentación	6
2. Introducción	7
3. Justificación.	8
4. Objetivos del módulo.	9
5. Antecedentes.	10
6. Diseño del rotor de un ventilador de flujo axial	11
7. Observaciones y conclusiones	34
8. Biografía del autor.	35
9. Referencias bibliográficas.	36
10. Anexos.	37



## Lista de Figuras

Figura 1.	Esquema de un ventilador axial tipo álabe	12
Figura 2.	Envergadura y cuerda para un álabe.	13
Figura 3.	Diagrama de Cordier (Dietzel, 1980)	16
Figura 4.	Desarrollo de los primeros diez pasos del procedimiento.	20
Figura 5.	Desarrollo de los pasos XI al XIII del procedimiento.	22
Figura 6.	Diagramas polares de $C_s$ versus $C_a$ .	24
Figura 7.	Desarrollo de los pasos XIV y XV del procedimiento.	25
Figura 8.	Parámetros $y_s$ y $y_i$ del perfil aerodinámico Göttingem 428, en función del porcentaje de cuerda.	27
Figura 9.	Torsión radial de los álabes del ventilador.	29
Figura 10.	Perfil generado con diecisiete (17) divisiones porcentuales de la cuerda.	30
Figura 11.	Generación de los perfiles aerodinámicos en las diferentes estaciones.	33



## Lista de variables de entrada

Símbolo	Definición	Unidades
Q	Caudal o flujo másico	[m <sup>3</sup> /s]
$\Delta_{PT}$	Delta o incremento total de presión	[mmH <sub>2</sub> O]
n	Número de revoluciones por minuto	[rpm]
$\rho$	Densidad	[kg/m <sup>3</sup> ]
N <sub>álabes</sub>	Número de aspas o álabes	Adimensional
$D_i / D_e$	Relación entre el diámetro del cubo y el diámetro externo del rotor	Adimensional
$D_e$	Diámetro externo del rotor	[m]
$\eta_h$	Eficiencia hidráulico del rotor	[%]
$\eta$	Eficiencia total	[%]



## 1. Presentación

Las máquinas hidráulicas de flujo axial, como son los ventiladores axiales, son una alternativa de solución para diferentes requerimientos prácticos en la industria. Ejemplos de su utilización se pueden encontrar en los sistemas de refrigeración de los vehículos y la maquinaria pesada, en los sistemas de ventilación mecánica de bodegas y fábricas, en los hogares de combustión que requieren alimentación de aire para su operación, en túneles de viento utilizados para la simulación de flujos, etc. Es por esto que, en los espacios académicos de máquinas hidráulicas y sistemas de transformación de energía, del programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad Santo Tomás sede Tunja, se plantea el diseño y construcción a escala del rotor de un ventilador de flujo axial. Con el desarrollo del proyecto, los estudiantes tienen la oportunidad de llevar a la práctica los conocimientos adquiridos durante su formación académica, que les permite ampliar la visión de todas las posibilidades que la ingeniería mecánica aplicada ofrece, específicamente en el campo de las máquinas que trabajan con flujos incompresibles.



## 2. Introducción

El presente módulo es el resultado de sintetizar en un documento, el desarrollo de un proyecto de semestre en las asignaturas de máquinas hidráulicas y/o sistemas de transformación de energía. Para el proceso de diseño, se establecen unas condiciones iniciales a partir de las cuales se desarrolla el modelo que se va a construir. En el proyecto se plantean las ecuaciones que gobiernan los fenómenos físicos que conducen a diseñar el rotor de un ventilador de flujo axial que mejor se ajusta a los requerimientos planteados inicialmente. En el documento se explican detalladamente los criterios ingenieriles que se deben tener en cuenta para desarrollar los perfiles aerodinámicos en las diferentes estaciones.

La información se organiza en tablas, que se van desarrollando paso a paso, guiando al lector para que al final se generen todos los puntos de los perfiles para cada estación consolidados en un archivo de Microsoft Excel®.

Una vez obtenidos los perfiles aerodinámicos, que es el objetivo y alcance del presente módulo, se continua el proceso de diseño con la utilización del segundo módulo en el que se explica paso a paso la generación de geometrías de rotores para máquinas hidráulicas axiales, por medio del programa CAD Inventor®.

Con las geometrías generadas, se fabrican los primeros modelos utilizando las impresoras 3D y la máquina de control numérico CNC, que se encuentran disponibles en los laboratorios de la Universidad Santo Tomas sede Tunja, con el apoyo de los docentes del área de procesos de manufactura, que se encargan de la programación de las máquinas (fijar cero y punto de referencia, velocidades de avance, temperaturas y espesor de capa, principalmente).

Finalmente se proyecta la elaboración de un tercer módulo que permita hacer modelamientos en CFD de las geometrías que ya se están generando a partir de la utilización de los dos primeros módulos.



### 3. Justificación.

Con el desarrollo del proyecto de diseño del rotor de un ventilador axial, los estudiantes tienen la oportunidad de llevar a la práctica los conocimientos adquiridos durante su formación académica y pueden experimentar con los datos tabulados, para generar diferentes puntos que conforman el perfil del álabe en las diferentes estaciones.

Al desarrollar las geometrías de los rotores, por medio del programa CAD Inventor®, los estudiantes pueden visualizar la evolución de un diseño, lo que les permite analizar y tomar decisiones que contribuyan a una mejora continua en el proceso.

Los estudiantes tienen la posibilidad de fabricar sus propios modelos, con el apoyo de los docentes de la asignatura de procesos de manufactura. Esta etapa les permite adquirir experiencia práctica alrededor de las dificultades que se presentan cuando se pasa de la elaboración de unos planos a la fabricación real de un modelo a escala.

Finamente el presente proyecto es un primer paso para el desarrollo de futuras investigaciones relacionadas con las máquinas hidráulicas de flujo axial, en especial las máquinas generadoras (turbinas axiales) que se puedan fabricar e instalar aprovechando fuentes de energía renovables como el movimiento de una corriente de aire o de agua.



## 4. Objetivos del módulo.

1. Desarrollar una herramienta pedagógica para el diseño del rotor de una máquina de flujo axial, en el espacio académico de máquinas hidráulicas y sistemas de transformación de energía.
2. Guiar a los estudiantes en la aplicación real de los conceptos y las leyes físicas desarrollados en sus cursos de estática, mecánica de sólidos, dinámica, mecánica de fluidos, dibujo, diseño, procesos de manufactura y máquinas hidráulicas.
3. Ampliar el horizonte de los estudiantes en cuanto al perfil, el potencial y los campos de acción en los cuales se puede desempeñar un ingeniero mecánico de la USTA sede Tunja.
4. Promover la elaboración de futuros trabajos que conduzcan al análisis experimental y el modelamiento en CFD de éste tipo de máquinas hidráulicas.



## 5. Antecedentes.

El acercamiento hacia el diseño del rotor de un ventilador axial, comienza con la búsqueda de información relevante en libros, artículos, ponencias y trabajos de grado a nivel nacional e internacional.

La fuente principal a partir de la cual se consolida el presente módulo, se basa en los trabajos desarrollados por el profesor Richard Bran, catedrático de mecánica aplicada y el profesor Sulcy de Souza, docente en el área de termodinámica y motores térmicos de la Escuela Federal de Ingeniería de Itajubá (Brasil). En su libro “máquinas de flujo - Turbinas bombas y ventiladores” (ver referencia [1]), los docentes exponen las generalidades sobre las máquinas de flujo, relacionan los conceptos de mecánica de fluidos aplicables, describen los componentes constitutivos de este tipo de máquinas, introducen las ecuaciones fundamentales que describen el flujo y analizan las consideraciones relacionadas con pérdidas de energía y rendimientos. En el último capítulo, desarrollan los cálculos para el diseño de un ventilador axial.

El Dr.-Ing. Hartwig Petermann, profesor en la Universidad Técnica de Braunschweig (Alemania), en su libro “Máquinas de flujo de fluidos” (ver referencia [3]), introduce los conceptos básicos, describe el mecanismo de flujo en el impulsor, los riesgos de cavitación y ruidos, las características de las máquinas de una etapa con cambios insignificantes en la densidad y las características especiales de las máquinas de flujo axial.

En la bibliografía se incluyen dos páginas de internet (referencias [6] y [7]) en las que se pueden encontrar las coordenadas para más de 1600 perfiles aerodinámicos, entre ellos NACA y Göttingem.



## 6. Diseño del rotor de un ventilador de flujo axial

Se propone, usando la teoría de sustentación de un ala y con la hipótesis de un vórtice potencial, el diseño del rotor de un ventilador de flujo axial de tipo álabe, tal como se muestra en la figura 1, de acuerdo con los siguientes requerimientos:

$$Q = 6 \text{ m}^3/\text{s}; \Delta p_T = 100 \text{ mmH}_2\text{O}; n = 2850 \text{ rpm}; \rho = 1.2 \text{ kg/m}^3; N_{\text{álaves}} = 9; D_i / D_e = 0.45; D_e = 0.643 \text{ m}; \eta_h \approx 80 \%; \eta \approx 75 \%.$$

- **Condición resultante de la Teoría de la Grilla y de la Teoría de Sustentación de un Ala:**

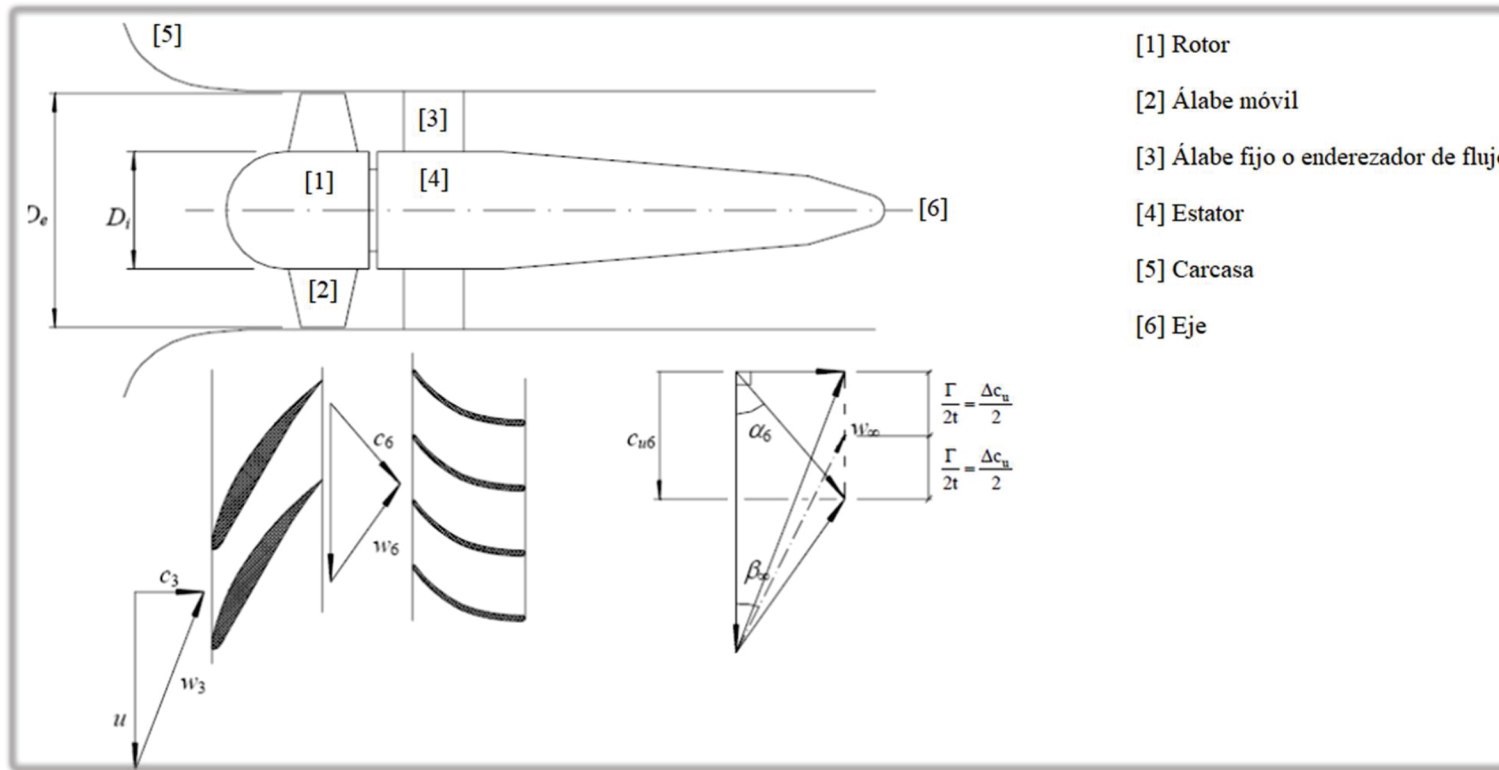
$$F_s = b\rho w_\infty t \Delta c_u = bC_s \frac{1}{2} \rho w_\infty^2 l \quad \text{ó} \quad C_s \frac{l}{t} = \frac{2\Delta c_u}{w_\infty}$$

En las ecuaciones anteriores, se tiene:

$F_s$	Fuerza de sustentación
$b$	Envergadura
$\rho$	Densidad
$w_\infty$	Velocidad relativa intermedia
$t$	Paso entre los álabes
$\Delta c_u$	Variación de la velocidad circunferencial
$C_s$	Coefficiente de sustentación
$l$	Longitud característica (cuerda)



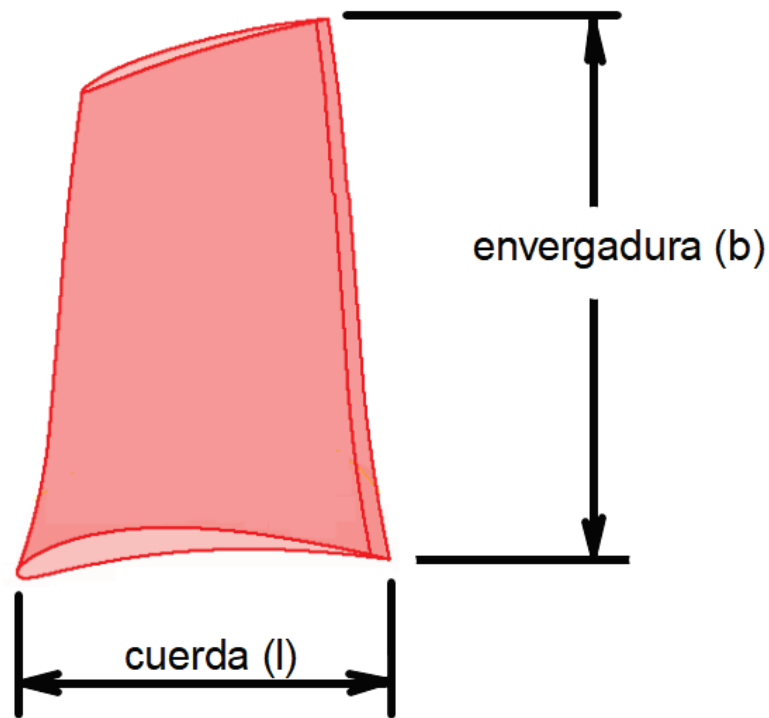
Figura 1. Esquema de un ventilador axial tipo álabes



Fuente: Referencia: [1]

En la figura 2 se especifican los parámetros de envergadura ( $b$ ) y longitud característica ( $l$ ) que para este caso es la cuerda (definida como la distancia en línea recta entre la punta y la cola de la sección transversal del perfil aerodinámico).

*Figura 2. Envergadura y cuerda para un álabe*



*Fuente: Autor*



• **Condición de Equilibrio Radial:**

$$Y_{\text{álabe}} = \text{cte} \quad \Rightarrow \quad rc_u = \text{cte} \quad \text{y} \quad c_m = \text{cte}$$

para una máquina hidráulica de flujo completamente axial

En éste problema, la rotación del ventilador es conocida, en caso que no lo fuera, se tendría que suponer teniendo en cuenta el tamaño de la máquina y el tipo de accionamiento. Un primer paso consiste en determinar el trabajo específico de la máquina, o sea:

$$\Delta p_T = 100 \text{ mm } H_2O = \rho_{H_2O} * g * 100 \text{ mm} = 1000 * 9.81 * 0.100 = 980 \text{ Pa}$$

$$Y = \frac{\Delta p_T}{\rho} = \frac{980}{1.2} = 816.66 \frac{J}{kg} \rightarrow \text{Trabajo específico del ventilador}$$

En consecuencia, la potencia hidráulica calculada es:

$$P_h = \rho Q Y = Q \Delta p_T = 6 \frac{m^3}{s} * 980 \frac{J}{m^3} = 5.88 \text{ kW}$$

Se trata de un ventilador de tamaño pequeño, pudiéndose adoptar, por ejemplo, un accionamiento por medio de un motor eléctrico con transmisión por correas. El accionamiento directo no es posible, dado que la rotación no es una rotación asincrónica, la cual sería del orden de 2850 rpm. Así:

$$n = 2850 \text{ rpm} = 47.5 \text{ rps}$$



La potencia de accionamiento se determina como sigue:

$$P_a = P_h / \eta = 5.88 / 0.75 = 7.84 \text{ kW} = 10.66 \text{ CV}$$

Por lo tanto, un motor de 12.5 CV puede ser satisfactorio para el accionamiento. Para obtener el diámetro externo se parte de las características adimensionales optimizadas, suministradas en diagramas como el conocido diagrama de Cordier (figura 3).

A continuación, la rotación específica de la máquina es calculada.

$$n_{qA} = nQ^{0.5} / Y^{0.75} * 10^3 = 47.50 * 6^{0.5} / 816.66^{0.75} * 10^3 = 762$$

Ésta rotación específica corresponde a una máquina axial: ( $n_{qA} > 450$ ). Entonces, con la ayuda del diagrama de Cordier, se tienen que:

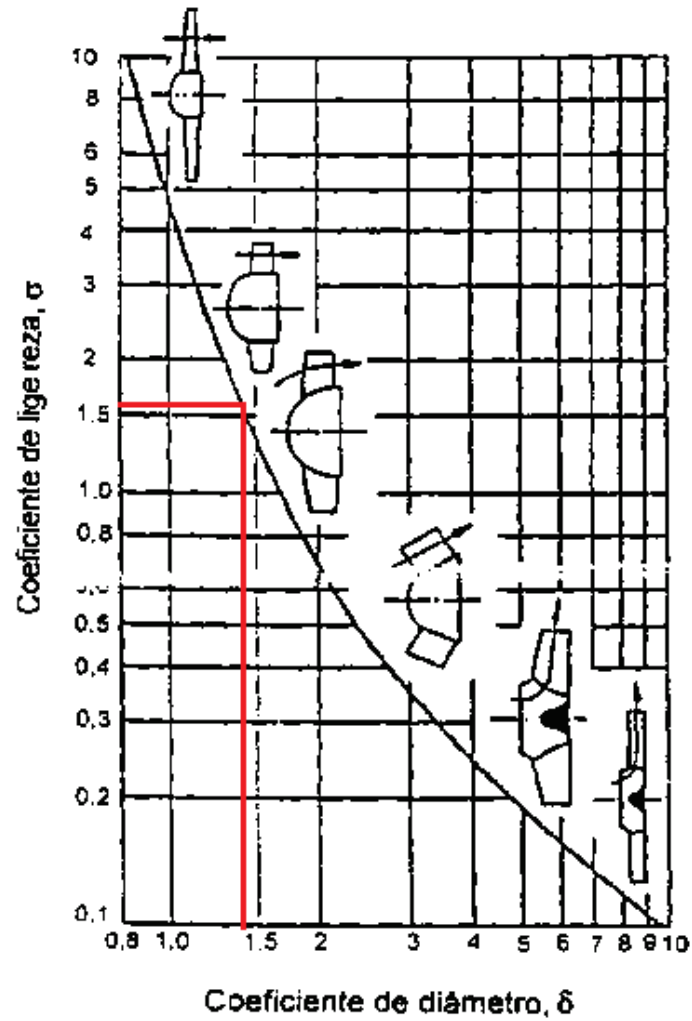
$$\sigma = 2.108 * n_{qA} = 2.108 * 0.762 \cong 1.61 \text{ (coeficiente de ligereza)}$$

$$\delta \cong 1.437 \text{ (coeficiente de diámetro)}$$

Una vez obtenido el valor del coeficiente de ligereza, se traza una línea horizontal que corte la curva en el diagrama de Cordier y se proyecta una línea vertical sobre el eje horizontal para obtener el coeficiente de diámetro.



Figura 3. Diagrama de Cordier (Dietzel, 1980)



Fuente: Referencia: [1]



Teniendo en cuenta que el coeficiente de diámetro está dado por la expresión:

$\delta = 1.054 Y^{0.25}/Q^{0.5}*D_e$ , el diámetro externo puede ser calculado.

$$D_e = \delta * Q^{0.5}/(1.054 * Y^{0.25}) = 1.437 * 6^{0.5}/(1.054 * 816.66^{0.25}) = 0.625 \text{ m} = 625 \text{ mm}$$

Observe que el valor propuesto para el diámetro externo (643 mm), es razonable en relación con el resultado obtenido utilizando el diagrama de Cordier.

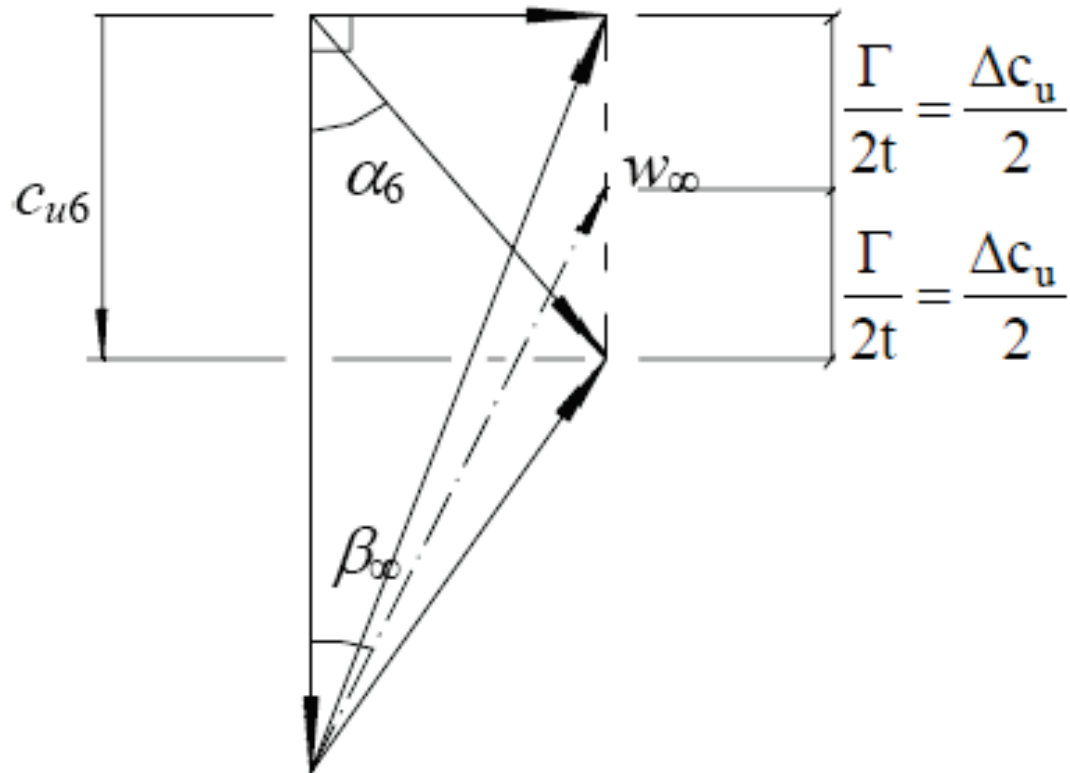
Se puede concluir que el valor propuesto para el diámetro exterior de 643 mm es aceptable, de éste modo se puede obtener el diámetro interior,  $D_i = 0.45 * D_e = 289 \text{ mm}$ . Considerándose la hipótesis de vórtice potencial,  $Y_{\text{Álabe}} = \text{cte}$  y  $c_m = \text{cte}$ , se obtiene que el caudal pasa a través del anillo formado por los dos diámetros:

$$c_m = \frac{4Q}{[\pi(D_e^2 - D_i^2)]} = \frac{4 * 6}{[\pi(0.643^2 - 0.289^2)]} = 23.19 \frac{\text{m}}{\text{s}} = c_{m3} = c_{m6} = c_{m\infty}$$

$$Y_{\text{Álabe}} = \frac{Y}{\eta_h} = \frac{816.66}{0.80} = 1020.83 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad (\text{Trabajo específico del rotor})$$

$$Y_{\text{Álabe}} = u * \Delta c_u \Rightarrow \Delta c_u = \frac{Y_{\text{Álabe}}}{u} = \frac{1020.83}{u}$$

Además como  $c_{u3} = 0$ , resulta que  $c_{u6} = \Delta c_u$



A continuación, se debe escoger un número adecuado de estaciones en la dirección radial uniformemente espaciadas, desde el cubo o base hasta la punta del álabe; por ejemplo 8, a continuación, se debe llenar la tabla 1, de acuerdo con el siguiente procedimiento:

- I. Se deben calcular los diámetros de las estaciones (8 estaciones).
- II. Las velocidades circunferenciales.
- III. Las variaciones del  $\Delta c_u (=c_{u6})$



IV. Es importante calcular también los ángulos  $\beta_6$ , necesarios para dimensionar los álabes del estator

$$(\alpha_7 = \alpha_6). \alpha_6 = \arctg(c_m/cu_6).$$

V. Los triángulos de velocidad se determinan también

$$w_\infty = \sqrt{\left(u - \frac{\Delta c_u}{2}\right)^2 + c_m^2}$$

$$\text{VI. } \beta_\infty = \arcsen\left(\frac{c_m}{w_\infty}\right)$$

VII. Usando la ecuación anterior, se calcula el producto  $c_s l/t$ .

$$c_s \frac{l}{t} = \frac{2\Delta c_u}{w_\infty}$$

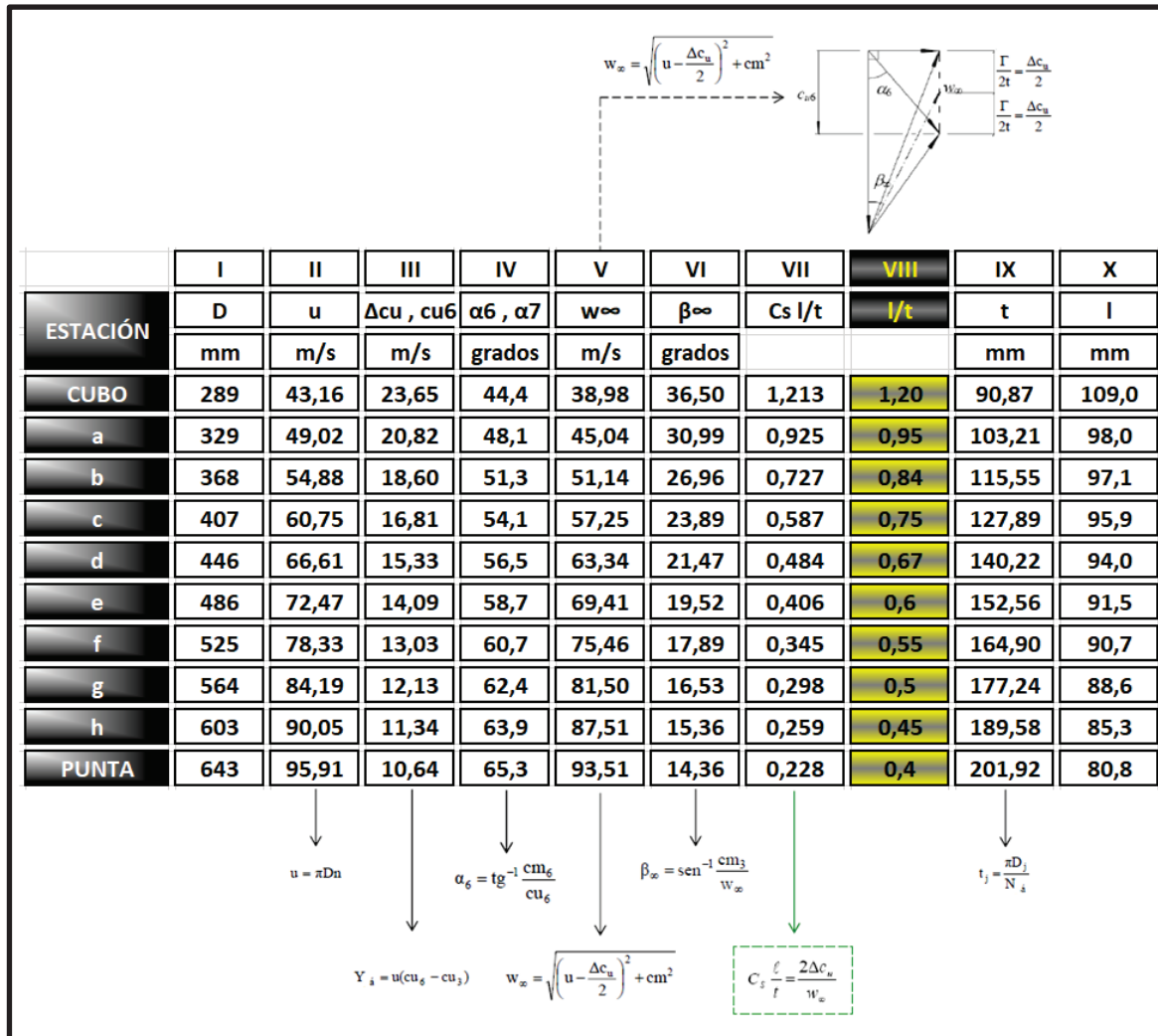
VIII. Se adoptan razones de esbeltez cuerda /paso ( $l/t$ ) apropiadas. En ésta etapa, la experiencia del diseñador debe conducirlo a escoger valores convenientes, de manera que los perfiles no queden ni muy grandes (ya que generarían exageradas pérdidas por fricción) y ni muy pequeños (los álabes no serían capaces de producir las deflexiones deseadas en el flujo). De acuerdo con los resultados para los perfiles, al final de ésta etapa de cálculos, puede ser necesario asignar nuevos valores para las relaciones  $l/t$ .

IX. Calcular los pasos ( $t$ )

X. Calcular las cuerdas ( $l$ ). Ver Figura 4.



Figura 4. Desarrollo de los primeros diez pasos del procedimiento.



Fuente: autor



XI. Los coeficientes de sustentación ( $C_s$ ).

$$C_s \frac{l}{t} = \frac{2\Delta c_u}{w_\infty}$$

$$\vec{F}_a = \vec{F}_{a,u} + \vec{F}_{a,z} = b\rho w_\infty \Gamma (\cos\beta_\infty \hat{k} + \text{sen}\beta_\infty \hat{e}_\theta)$$

XII. Por requisitos de resistencia de los materiales, se estiman con los espesores máximos de los perfiles ( $y_{\max}$ ). En esta evaluación se puede considerar un efecto combinado de los esfuerzos: tensiones normales debidas al momento flector, causado por las fuerzas de sustentación (ver ecuación anterior), y fuerzas normales debidas a la fuerza centrípeta sobre los álabes en rotación. Por lo tanto, especificando un valor de tensión permisible del material, se pueden estimar los espesores. En el cubo (base del álabe), los espesores son mayores. Puede ser necesario rehacer estos cálculos al final del proceso.

XIII. Se calculan los espesores relativos ( $y_{\max}/l$ ). Ver figura 5.



Figura 5. Desarrollo de los pasos XI al XIII del procedimiento.

	XI	XII	XIII
ESTACIÓN	Cs	y <sub>max</sub>	y <sub>max</sub> /l
		mm	
CUBO	1,011	13,0	0,1192
a	0,973	11,5	0,1173
b	0,866	10,4	0,1072
c	0,783	9,4	0,0980
d	0,722	8,5	0,0905
e	0,676	7,6	0,0830
f	0,628	6,8	0,0750
g	0,595	6,1	0,0688
h	0,576	5,5	0,0645
PUNTA	0,569	5,0	0,0619

Fuente: autor

- XIV. Con la ayuda de diagramas polares (CA y CS) de la figura 6, se escogen perfiles para cada estación. Obviamente, la experiencia del ingeniero en proyectos anteriores o similares, lo ayudará en esta selección. El buen proyectista sabe cuáles opciones de perfil muestran las características deseadas para la aplicación. La indicación básica es buscar en las curvas polares aquellos perfiles que, con el coeficiente de sustentación determinado en (XI), presentan coeficientes de arrastre próximos de min. O sea, para cada valor de  $C_s$ , buscar un perfil que, en ese punto, sea pequeño el valor de  $\text{tg } \varepsilon = (CA/CS)$ .

$$C_s = C_s \left( \frac{y_{max}}{l}, \delta \right) \approx a \frac{y_{max}}{l} + b\delta$$

- XV. Establecidos los perfiles, de la ecuación anterior se buscan las constantes a y b de correlación para  $C_s$  y se calculan los ángulos de ataque  $\delta$ , despejando la ecuación. Los ángulos de ataque se deben variar de manera decreciente y suave desde el cubo hasta la punta. Los valores negativos o muy grandes resultan en selecciones inadecuadas de los perfiles. Ver figura 7. Las constantes a y b se determinan de acuerdo con el tipo de perfil aerodinámico. En la tabla 1 se presentan algunos ejemplos.

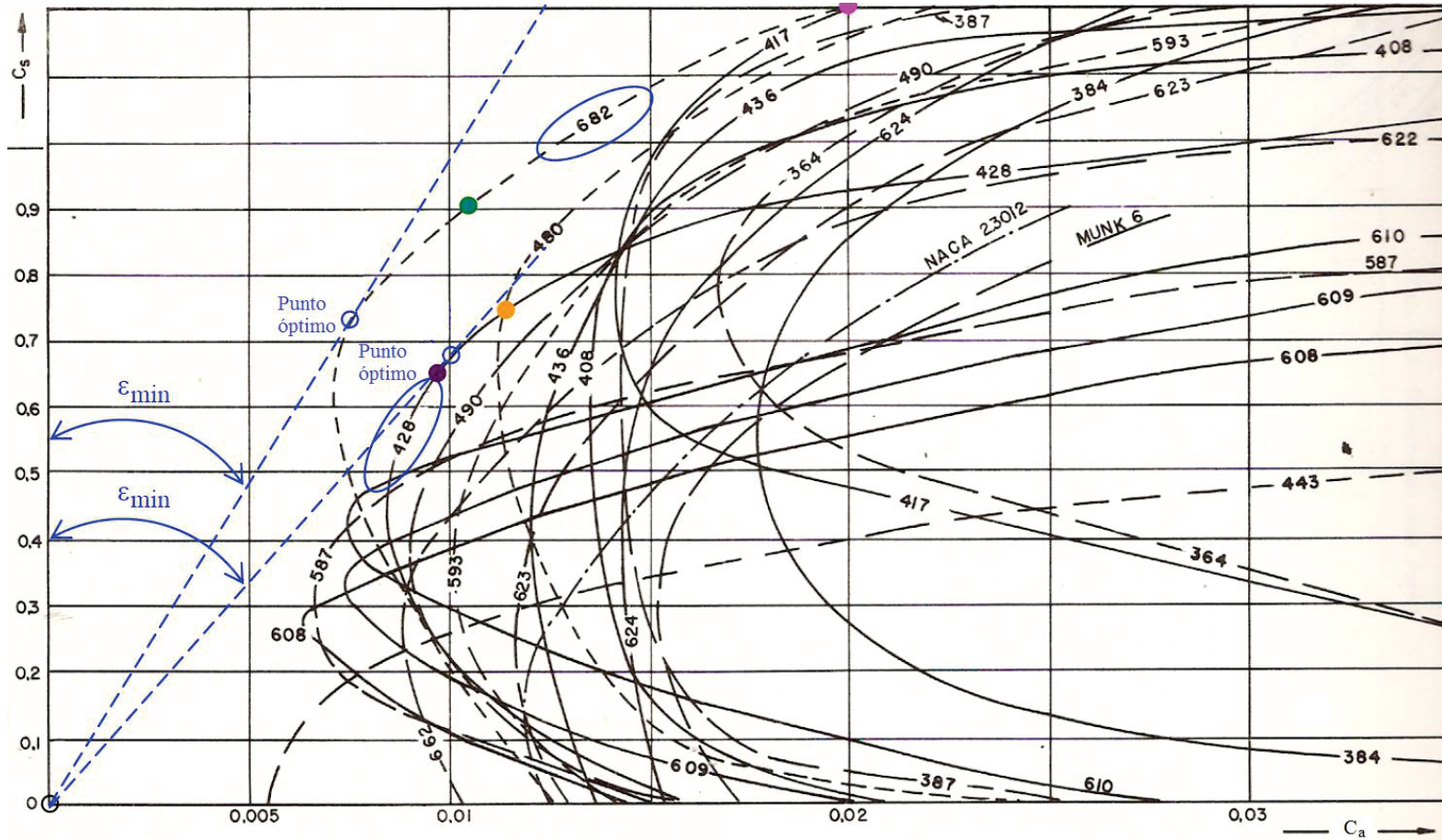
*Tabla 1. Valores para las constantes a y b.*

<b>PERFIL</b>	<b>a</b>	<b>b</b>
Göttingem: 622, 623, 624	4.0	0.092
Göttingem: 408, 436, 490	4.4	0.092
NACA 5 dígitos	1.08	0.106
NACA 4 dígitos	1.30	0.106

Fuente. Referencia [1].



Figura 6. Diagramas polares de  $C_s$  versus  $C_a$



Fuente: Referencia: [1]

Figura 7. Desarrollo de los pasos XIV y XV del procedimiento.

	XI	XII	XIII	XIV	XV
ESTACIÓN	Cs	y <sub>max</sub>	y <sub>max</sub> /l	perfil	δ
		mm			grados
CUBO	1,011	13,0	0,1192	GÖ 480	4,77
a	0,973	11,5	0,1173	GÖ 480	4,46
b	0,866	10,4	0,1072	GÖ 480	3,82
c	0,783	9,4	0,0980	GÖ 480	3,40
d	0,722	8,5	0,0905	GÖ 428	3,13
e	0,676	7,6	0,0830	GÖ 428	3,02
f	0,628	6,8	0,0750	GÖ 428	2,91
g	0,595	6,1	0,0688	GÖ 428	2,88
h	0,576	5,5	0,0645	GÖ 428	2,89
PUNTA	0,569	5,0	0,0619	GÖ 428	2,96

Fuente: autor



En el caso particular del ejercicio desarrollado, para los perfiles seleccionados, se tiene que:

$$C_s = 4.8 \times \frac{Y_{m\acute{a}x}}{L} + 0.092 \times \delta.$$

De la ecuación se despeja  $\delta$  que va en la casilla XV.

XVI. Se obtienen los ángulos de montaje de los álabes:  $\beta = \beta_{\infty} + \delta$ .

XVII. Finalmente, se determinan los coeficientes de afinamiento:

$$C_o = \frac{y_{max/l}}{(y_{max/l}) \times b}$$

El  $y_{m\acute{a}x}$  del denominador de la ecuación, se obtiene con el valor del  $y_s$  más alto que se tiene con los datos del perfil (generalmente es al 30 % de la cuerda) y su correspondiente  $y_i$ . La resta algebraica de los dos valores es el  $y_{m\acute{a}x}$ . Es decir:  $y_{m\acute{a}x} = y_s - y_i$ . Ver figura 8.

Los perfiles de los álabes se pueden obtener en diferentes páginas de internet y se proporcionan las siguientes URL:

- [http://m-selig.ae.illinois.edu/ads/coord\\_database.html](http://m-selig.ae.illinois.edu/ads/coord_database.html). Se pueden consultar aproximadamente 1600 perfiles aerodinámicos de diferentes tipos, incluyendo los perfiles Göttingem 428 y 480 del ejemplo.
- <http://airfoiltools.com/index>. Se pueden consultar 1636 perfiles aerodinámicos tipo NACA.

Figura 8. Parámetros  $y_s$  y  $y_i$  del perfil aerodinámico Göttingem 428, en función del porcentaje de cuerda.

GOE 428 AIRFOIL	
17.	17.
0.000000	0.000000
0.012500	0.0171000
0.025000	0.0262000
0.050000	0.0414000
0.075000	0.0516000
0.100000	0.0608000
0.150000	0.0742000
0.200000	0.0836000
0.300000	0.0904000
0.400000	0.0892000
0.500000	0.0830000
0.600000	0.0718000
0.700000	0.0576000
0.800000	0.0404000
0.900000	0.0222000
0.950000	0.0116000
1.000000	0.0000000
0.000000	0.000000
0.012500	-.0059000
0.025000	-.0068000
0.050000	-.0066000
0.075000	-.0054000
0.100000	-.0032000
0.150000	0.0022000
0.200000	0.0056000
0.300000	0.0114000
0.400000	0.0152000
0.500000	0.0170000
0.600000	0.0168000
0.700000	0.0136000
0.800000	0.0094000
0.900000	0.0052000
0.950000	0.0026000
1.000000	0.0000000

Se observa que al 30 % de la cuerda se tiene el valor más alto de  $y_s$

Se toma el valor correspondiente de  $y_i$ , para poder calcular el  $y_{máx}$

Fuente: Referencia: [6]



XVIII. Los números de Reynolds se determinan de la ecuación:

$$Re = \frac{\rho w_{\infty} l}{\mu}$$

XIX. Los coeficientes de resbalamiento.

XX. Los grados de reacción. Ver tabla 2.

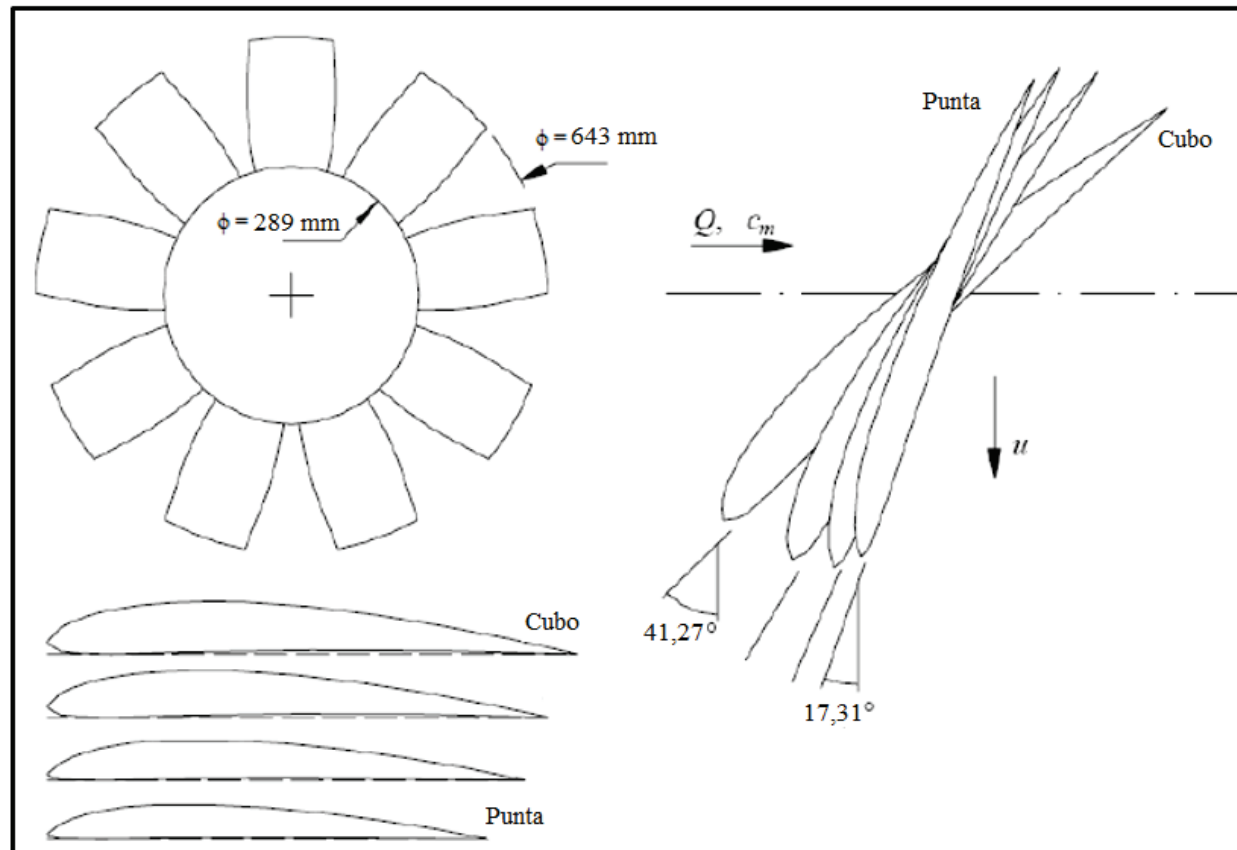
*Tabla 2. Consolidado de los resultados para el diseño del rotor axial.*

PROYECTO ROTOR AXIAL																				
ESTACIÓN	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI	XVII	XVIII	XIX	XX
	D	u	$\Delta c_u, \text{cu6}$	$\alpha_6, \alpha_7$	w**	$\beta^{**}$	Cs l/t	l/t	t	l	Cs	y <sub>max</sub>	y <sub>max</sub> /l	perfil	$\delta$	$\beta$	C0	Re	$\epsilon$	$\tau$
	mm	m/s	m/s	grados	m/s	grados			mm	mm		mm			grados	grados		10 <sup>5</sup>		
CUBO	289	43,16	23,65	44,4	38,98	36,50	1,213	1,20	90,87	109,0	1,011	13,0	0,1192	GÖ 480	4,77	41,27	1,015	3,0E+05	0,015	0,726
a	329	49,02	20,82	48,1	45,04	30,99	0,925	0,95	103,21	98,0	0,973	11,5	0,1173	GÖ 480	4,46	35,45	0,998	3,1E+05	0,014	0,788
b	368	54,88	18,60	51,3	51,14	26,96	0,727	0,84	115,55	97,1	0,866	10,4	0,1072	GÖ 480	3,82	30,78	0,912	3,5E+05	0,014	0,831
c	407	60,75	16,81	54,1	57,25	23,89	0,587	0,75	127,89	95,9	0,783	9,4	0,0980	GÖ 480	3,40	27,29	0,834	3,9E+05	0,015	0,862
d	446	66,61	15,33	56,5	63,34	21,47	0,484	0,67	140,22	94,0	0,722	8,5	0,0905	GÖ 428	3,13	24,60	1,097	4,2E+05	0,015	0,885
e	486	72,47	14,09	58,7	69,41	19,52	0,406	0,6	152,56	91,5	0,676	7,6	0,0830	GÖ 428	3,02	22,54	1,006	4,5E+05	0,016	0,903
f	525	78,33	13,03	60,7	75,46	17,89	0,345	0,55	164,90	90,7	0,628	6,8	0,0750	GÖ 428	2,91	20,81	0,909	4,8E+05	0,015	0,917
g	564	84,19	12,13	62,4	81,50	16,53	0,298	0,5	177,24	88,6	0,595	6,1	0,0688	GÖ 428	2,88	19,41	0,834	5,1E+05	0,015	0,928
h	603	90,05	11,34	63,9	87,51	15,36	0,259	0,45	189,58	85,3	0,576	5,5	0,0645	GÖ 428	2,89	18,26	0,781	5,3E+05	0,015	0,937
PUNTA	643	95,91	10,64	65,3	93,51	14,36	0,228	0,4	201,92	80,8	0,569	5,0	0,0619	GÖ 428	2,96	17,31	0,750	5,3E+05	0,015	0,945

Fuente: autor

La figura 9 representa la torsión radial de los álabes del ventilador. Como sugerencia, para un estator con álabes sin torsión, como es comúnmente encontrado en la práctica (por cuestiones de regulación, fabricación y costo), se puede admitir un ángulo medio  $\alpha_7 = 50^\circ$ .

Figura 9. Torsión radial de los álabes del ventilador.



Fuente: Referencia: [1]

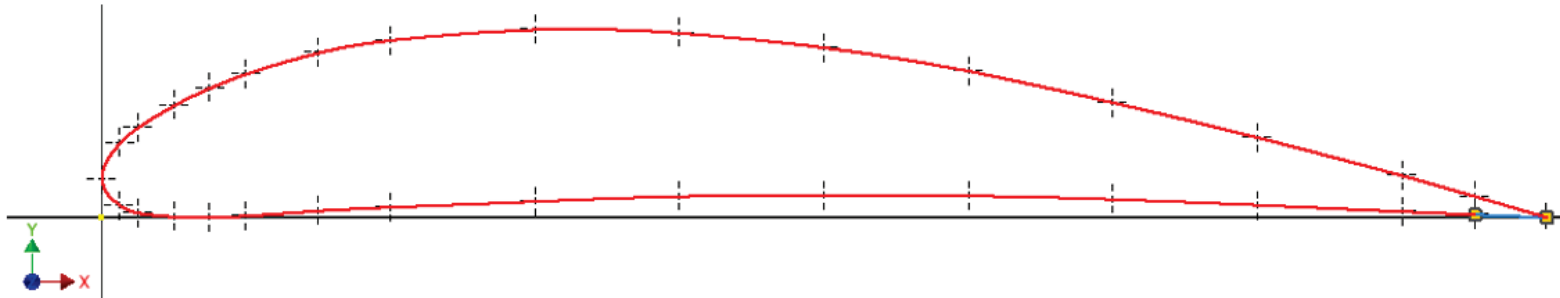


Una vez diligenciada completamente la tabla 1, se procede a generar las gráficas  $Y$ s versus  $X$  y  $Y_i$  versus  $X$ , que en conjunto le dan forma al perfil del álabe en cada una de las cuatro estaciones (cubo, a, b y punta).

Para lo anterior se diligencia la tabla 3, desarrollando los siguientes pasos:

- Se comienza por dividir la cuerda en mínimo diecisiete (17) coordenadas porcentuales de la longitud total ( $l$ ). La cuerda se divide en mínimo diecisiete (17) coordenadas, para garantizar que no se formen pequeñas protuberancias o hendiduras que afecten el contorno del perfil, cuando se genera el boceto en cualquier programa de dibujo como inventor (ver figura 10).

*Figura 10. Perfil generado con diecisiete (17) divisiones porcentuales de la cuerda.*



*Fuente. Autor*



- El valor de cada punto X, se obtiene con la siguiente ecuación:

$$X = \frac{l \times (\%l)}{100}$$

- El valor de cada Ys, se obtiene de la siguiente ecuación.

$$Ys = l \times \left( \frac{\%Ys}{100} \right) \times Co$$

- El valor de cada Yi, se obtiene de la siguiente ecuación.

$$Yi = l \times \left( \frac{\%Yi}{100} \right) \times Co$$



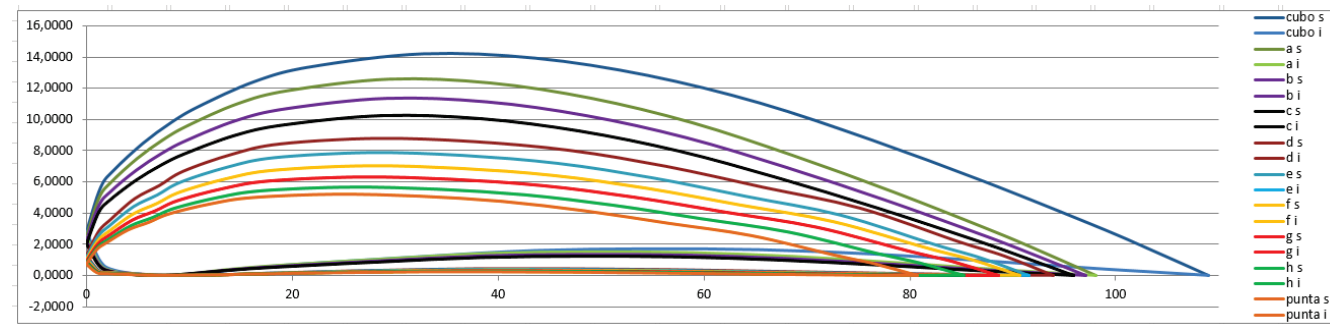
Tabla 3. Determinación de los  $y_s$  y  $y_p$  de acuerdo con los puntos porcentuales de cuerda.

		0	1,25	2,5	5	7,5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
CUBO	X	0	1,36	2,73	5,45	8,18	10,90	16,36	21,81	32,71	43,62	54,52	65,42	76,33	87,23	98,13	103,59	109,04
	Y <sub>s</sub>	2,8213	5,6426	6,8043	8,4638	9,7915	10,8426	12,4468	13,3872	14,2170	13,9404	12,8340	11,0638	8,6851	6,0298	3,1532	1,6043	0,0000
	Y <sub>i</sub>	2,8213	0,8851	0,3319	0,0553	0,0000	0,1106	0,4979	0,7745	1,2170	1,6043	1,7149	1,6596	1,3830	0,9404	0,4426	0,2213	0,0000
a	X	0	1,23	2,45	4,90	7,35	9,80	14,71	19,61	29,41	39,22	49,02	58,83	68,63	78,44	88,24	93,14	98,05
	Y <sub>s</sub>	2,4957	4,9915	6,0191	7,4872	8,6617	9,5915	11,0106	11,8426	12,5766	12,3319	11,3532	9,7872	7,6830	5,3340	2,7894	1,4191	0,0000
	Y <sub>i</sub>	2,4957	0,7830	0,2936	0,0489	0,0000	0,0979	0,4404	0,6851	1,0766	1,4191	1,5170	1,4681	1,2234	0,8319	0,3915	0,1957	0,0000
b	X	0	1,21	2,43	4,85	7,28	9,71	14,56	19,41	29,12	38,82	48,53	58,23	67,94	77,65	87,35	92,21	97,06
	Y <sub>s</sub>	2,2570	4,5140	5,4434	6,7711	7,8332	8,6740	9,9574	10,7098	11,3736	11,1523	10,2672	8,8511	6,9481	4,8238	2,5226	1,2834	0,0000
	Y <sub>i</sub>	2,2570	0,7081	0,2655	0,0443	0,0000	0,0885	0,3983	0,6196	0,9736	1,2834	1,3719	1,3277	1,1064	0,7523	0,3540	0,1770	0,0000
c	X	0	1,20	2,40	4,80	7,19	9,59	14,39	19,18	28,77	38,37	47,96	57,55	67,14	76,73	86,32	91,12	95,91
	Y <sub>s</sub>	2,0400	4,0800	4,9200	6,1200	7,0800	7,8400	9,0000	9,6800	10,2800	10,0800	9,2800	8,0000	6,2800	4,3600	2,2800	1,1600	0,0000
	Y <sub>i</sub>	2,0400	0,6400	0,2400	0,0400	0,0000	0,0800	0,3600	0,5600	0,8800	1,1600	1,2400	1,2000	1,0000	0,6800	0,3200	0,1600	0,0000
d	X	0	1,1744	2,3488	4,6975	7,0463	9,3951	14,093	18,79	28,185	37,58	46,975	56,37	65,765	75,161	84,556	89,253	93,9507
	Y <sub>s</sub>	1,2879	2,8333	3,6061	4,9455	5,7697	6,6970	7,7788	8,4485	8,8091	8,6030	8,0364	7,0061	5,6667	4,3273	2,2152	1,2364	0,0000
	Y <sub>i</sub>	1,2879	0,3091	0,2061	0,1030	0,0000	0,0000	0,0515	0,1545	0,3091	0,4121	0,4121	0,3606	0,2576	0,1545	0,0515	0,0000	0,0000
e	X	0	1,1442	2,2885	4,5769	6,8654	9,1539	13,731	18,308	27,462	36,616	45,769	54,923	64,077	73,231	82,385	86,962	91,5388
	Y <sub>s</sub>	1,1515	2,5333	3,2242	4,4218	5,1588	5,9879	6,9552	7,5539	7,8764	7,6921	7,1855	6,2642	5,0667	3,8691	1,9806	1,1055	0,0000
	Y <sub>i</sub>	1,1515	0,2764	0,1842	0,0921	0,0000	0,0000	0,0461	0,1382	0,2764	0,3685	0,3685	0,3224	0,2303	0,1382	0,0461	0,0000	0,0000
f	X	0	1,1337	2,2674	4,5349	6,8023	9,0697	13,605	18,139	27,209	36,279	45,349	54,418	63,488	72,558	81,628	86,163	90,6975
	Y <sub>s</sub>	1,0303	2,2667	2,8848	3,9564	4,6158	5,3576	6,2230	6,7588	7,0473	6,8824	6,4291	5,6048	4,5333	3,4618	1,7721	0,9891	0,0000
	Y <sub>i</sub>	1,0303	0,2473	0,1648	0,0824	0,0000	0,0000	0,0412	0,1236	0,2473	0,3297	0,3297	0,2885	0,2061	0,1236	0,0412	0,0000	0,0000
g	X	0	1,1078	2,2156	4,4311	6,6467	8,8622	13,293	17,724	26,587	35,449	44,311	53,173	62,035	70,898	79,76	84,191	88,6221
	Y <sub>s</sub>	0,9242	2,0333	2,5879	3,5491	4,1406	4,8061	5,5824	6,0630	6,3218	6,1739	5,7673	5,0279	4,0667	3,1055	1,5897	0,8873	0,0000
	Y <sub>i</sub>	0,9242	0,2218	0,1479	0,0739	0,0000	0,0000	0,0370	0,1109	0,2218	0,2958	0,2958	0,2588	0,1848	0,1109	0,0370	0,0000	0,0000
h	X	0	1,0664	2,1328	4,2656	6,3985	8,5313	12,797	17,063	25,594	34,125	42,656	51,188	59,719	68,25	76,782	81,047	85,3128
	Y <sub>s</sub>	0,8333	1,8333	2,3333	3,2000	3,7333	4,3333	5,0333	5,4667	5,7000	5,5667	5,2000	4,5333	3,6667	2,8000	1,4333	0,8000	0,0000
	Y <sub>i</sub>	0,8333	0,2000	0,1333	0,0667	0,0000	0,0000	0,0333	0,1000	0,2000	0,2667	0,2667	0,2333	0,1667	0,1000	0,0333	0,0000	0,0000
PUNTA	X	0	1,0096	2,0192	4,0385	6,0577	8,077	12,115	16,154	24,231	32,308	40,385	48,462	56,539	64,616	72,693	76,731	80,7695
	Y <sub>s</sub>	0,7576	1,6667	2,1212	2,9091	3,3939	3,9394	4,5758	4,9697	5,1818	5,0606	4,7273	4,1212	3,3333	2,5455	1,3030	0,7273	0,0000
	Y <sub>i</sub>	0,7576	0,1818	0,1212	0,0606	0,0000	0,0000	0,0303	0,0909	0,1818	0,2424	0,2424	0,2121	0,1515	0,0909	0,0303	0,0000	0,0000

Fuente: autor

- Finalmente se hacen las gráficas de Ys contra X y de Yi contra X, con los datos obtenidos en la tabla 2. Ver figura 11.

*Figura 11. Generación de los perfiles aerodinámicos en las diferentes estaciones.*



Fuente: autor

- Con el desarrollo de los perfiles ajustados para cada estación, de acuerdo con los requerimientos iniciales, se da por finalizado el alcance de éste primer módulo. El proceso de diseño continúa con la aplicación del segundo módulo en el que se explica paso a paso como generar las geometrías de los rotores para ventiladores axiales con el programa CAD Inventor®.



## 7. Observaciones y Conclusiones

1. Se desarrolló una herramienta pedagógica para el diseño del rotor de un ventilador de flujo axial, que se puede implementar en los espacios académicos de máquinas hidráulicas y sistemas de transformación de energía.
2. Se trabajó el módulo con los estudiantes de la asignatura de máquinas hidráulicas, con la que se desarrollaron varios modelos. Un docente de procesos de manufactura y dibujo de máquinas, desarrolló una segunda guía para la generación de geometrías, con la utilización del programa CAD Inventor®.
3. Se fabricaron algunos modelos a escala de los proyectos desarrollados por los estudiantes de la asignatura de máquinas hidráulicas, en las impresoras 3D de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Santo Tomás sede Tunja, con la colaboración de los docentes de la asignatura de procesos de manufactura. Ver anexos.
4. Como resultado de los trabajos desarrollados en el espacio académico de máquinas hidráulicas, dos estudiantes se motivaron a profundizar en el tema en sus trabajos de grado con los proyectos: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE VENTILADOR AXIAL PARA LOS LABORATORIOS DE LA UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS TUNJA” y “DESARROLLO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA MODELO DE TURBINA EÓLICA DE EJE VERTICAL”. Ver anexos.
5. Se espera en un futuro próximo elaborar un tercer módulo que permita hacer modelamientos en CFD de las geometrías que ya se están generando a partir de la utilización de los dos primeros módulos.



## 8. Biografía del autor.

Bossuet Leonardo Cely Gúezguán, es Ingeniero Mecánico de la Universidad Industrial de Santander y Magíster en Ingeniería Mecánica de la Universidad de los Andes, con profundización en el área de termo fluidos. Trabajó inicialmente por tres años, en la medición y control de emisiones en fuentes fijas y fuentes móviles. Se desempeñó durante nueve años en el montaje electromecánico de plantas de trituración, plantas de asfalto, plantas dosificadoras de concreto y estaciones surtidoras de combustible, y en el mantenimiento de maquinaria amarilla, maquinaria blanca, plantas de trituración, plantas de asfalto, equipos de pilotaje y grúas. En los últimos años ha estado vinculado como docente universitario en la línea de termo fluidos de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Santo Tomás, sede Tunja.

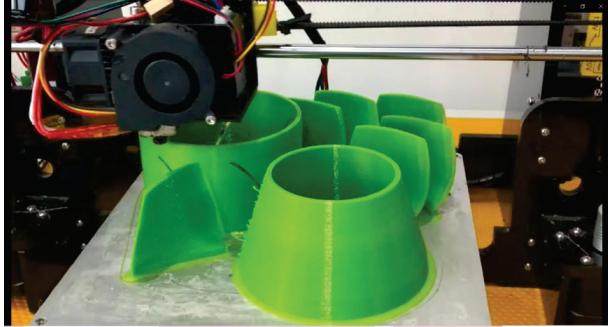
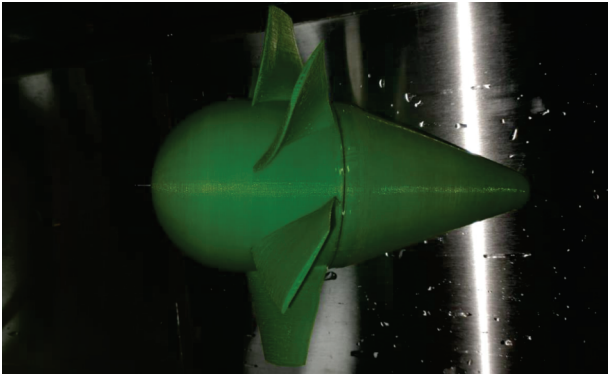


## 9. Referencias bibliográficas.

1. Bran, R. & Souza, Z., Máquinas de Flujo – Turbinas, Bombas y Ventiladores, Editorial, 2ª Edición, Ao Livro Técnico S.A., 1979.
2. Souza, Z., Dimensionamento de Máquinas de Flujo – Turbinas, Bombas y Ventiladores, Editorial Edgard Blücher Ltda, 1991.
3. Pfleiderer C., Petermann H. Strömungs maschinen. Springer. 1964.
4. Pfleiderer C. Bombas Centrifugas y Turbocompresores. Labor. 1960
5. Mataix C., Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 2ª Edición. Ediciones del Castillo S.A. 1993.
6. [http://m-selig.ae.illinois.edu/ads/coord\\_database.html](http://m-selig.ae.illinois.edu/ads/coord_database.html)
7. <http://airfoiltools.com/index>

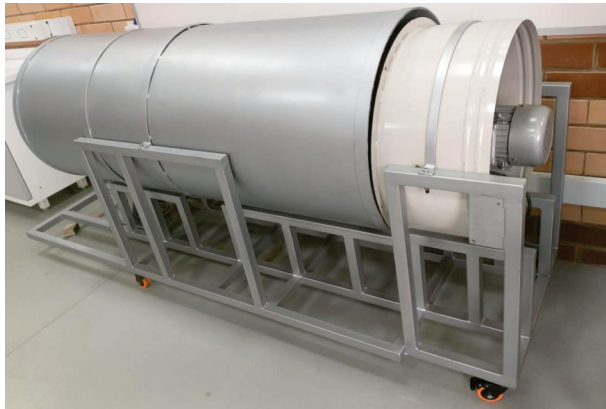


## 10. Anexos.

REGISTRO FOTOGRÁFICO	OBSERVACIONES
	<p>Proceso de impresión de los álabes, la ojiva y la cola de uno de los ventiladores, diseñado por estudiantes de la asignatura de máquinas hidráulicas. La impresora 3D también fue fabricada totalmente, en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Santo Tomás sede Tunja.</p>
	<p>Ventilador totalmente ensamblado. Se puede observar el perfil aerodinámico del álabe y su forma helicoidal, la ojiva (parte delantera) redondeada y la cola en forma de cono con un ángulo suave.</p>



“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE VENTILADOR AXIAL PARA LOS LABORATORIOS DE LA UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS TUNJA”. Proyecto finalizado y entregado por el estudiante a los laboratorios de la Universidad Santo Tomás seccional Tunja.



“DESARROLLO DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA MODELO DE TURBINA EÓLICA DE EJE VERTICAL”. Proyecto finalizado y entregado por el estudiante a los laboratorios de la Universidad Santo Tomás seccional Tunja.