

**REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE DE UNA TURBINA
PT6A-66 PRATT AND WHITNEY PARA APROVECHAR SU EMPUJE EN EL
AVION P-180 PIAGGIO AVANTI.**

HERNAN RICARDO LLORENTE RUIZ

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
GRUPO DE INVESTIGACION EN ENERGIA Y MEDIO AMBIENTE - GIEMA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2009**

**REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE DE UNA TURBINA
PT6A-66 PRATT AND WHITNEY PARA APROVECHAR SU EMPUJE EN EL
AVION P-180 PIAGGIO AVANTI.**

HERNAN RICARDO LLORENTE RUIZ

**Proyecto de Grado presentado como requisito para optar el título de
Ingeniero Mecánico**

**Director: Ph.D. JORGE LUIS CHACÓN VELASCO
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
GRUPO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE - GIEMA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2009**

DEDICATORIA

A Dios y a la santísima Virgen por darme la oportunidad de hacer esta carrera, darme la fortaleza y perseverancia para culminarla.

A mis padres quienes gracias a su apoyo y sacrificio fue posible llevar a cabo mis estudios.

A Paola, mi hermana por su apoyo incondicional.

A mi tía Myriam por su apoyo y acogimiento durante mis estudios en una ciudad que no era la mía.

A Ana María por su ayuda y preocupación durante las últimas etapas del proyecto.

Al Capitán Hernando Noreña quien es el artífice y visionario de este proyecto.

A mis demás familiares y amigos que siempre estuvieron pendientes y apoyándome cuando los necesitaba.

Hernán Ricardo.

AGRADECIMIENTOS

El autor expresa su agradecimiento:

A la Universidad Industrial de Santander por darme la oportunidad de obtener formación y conocimiento de tan alta calidad que es comparable a la de cualquier buena universidad del mundo, abriéndome la posibilidad de lograr mis metas y llevar a cabo un proyecto de vida.

A la Escuela de Ingeniería Mecánica por brindar el espacio de aprendizaje tanto en el aspecto técnico como personal, por acogerme durante un periodo de mi vida y que por varios años fue mi segundo hogar.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica quienes con sus conocimientos y nivel de exigencia permitieron mi realización profesional.

Al Ingeniero Jorge Luis Chacón Velasco por su asesoría en la culminación de este proyecto.

Al ingeniero Laszlo Ambrus de la Pratt & Whitney of Canada por su efectiva colaboración en la gestión y consecución de los datos necesarios para el desarrollo de este proyecto.

A mi compañero de carrera Oscar Araque por su ayuda en la consecución del software de simulación.

A mis amigos y compañeros que siempre brindaron compañía en cada momento.

Gracias...

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. MARCO TEÓRICO	5
1.1. FLUJO COMPRESIBLE	5
1.1.1. Introducción	5
1.1.2. Velocidad del sonido y número de mach	7
1.1.3. Flujo isentrópico a través de una tobera	8
1.2. EMPUJE	10
1.2.1 Que es empuje	10
1.3. SISTEMAS DE PROPULSIÓN	11
1.3.1 TURBOHÉLICE.	11
1.3.2 PROPULSIÓN A REACCIÓN.	12
1.3.2.1 TURBOJET	13
1.3.2.2 TURBOJET CON POSTCOMBUSTIÓN.	14
1.3.2.3 TURBINAS TURBOFAN.	15
1.3.2.4 TURBOPROP.	16
1.4 ECUACIÓN GENERAL DE EMPUJE.	17
1.5 RELACIÓN AIRE- COMBUSTIBLE.	18
1.6 EMPUJE POR HÉLICES.	19
1.7 EMPUJE EN UNA TURBINA TURBOPROP.	20
1.8 AVIÓN PIAGGIO AVANTI P-180	21
1.8.1 HISTORIA	21
1.8.2 ESPECIFICACIONES.	22
1.8.3 DESEMPEÑO	22
1.8.4 DESCRIPCIÓN TURBINA PT6A-66	23
1.9 TURBOCOMPRESOR AXIAL	25
1.9.1 INTRODUCCIÓN	25

1.9.2 ANÁLISIS BIDIMENSIONAL DEL ESCALONAMIENTO DE UN COMPRESOR AXIAL	26
1.9.3 INCREMENTO DE PRESIÓN EN UN ESCALONAMIENTO DE TC AXIAL	30
1.9.4 COEFICIENTES DE DISEÑO	32
1.9.5. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DEL TC AXIAL	35
1.9.6 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SUSTENTACION EN EL PERFIL DEL ÁLABE	39
1.9.6.2. Empuje ascensional y arrastre en un perfil aislado.	41
1.9.6.3. Coeficiente de sustentación.	43
1.9.6.4. Coeficiente de arrastre.	43
1.9.7 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE UN COMPRESOR AXIAL.	44
1.9.8 TOBERAS Y DIFUSORES	45
2. REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE.	48
2.1. DATOS DE ENTRADA.	48
2.2 CÁLCULOS Y DIMENSIONAMIENTO INICIAL DEL DISPOSITIVO.	49
2.2.1 Programa.	50
2.2.2 Entorno del programa.	56
2.2.3. Proceso de diseño con el programa.	57
2.2.4. Diseño del dispositivo.	62
2.2.4.1. Determinación de los índices para el modelamiento del perfil.	62
2.2.4.2. Variación de X en el perfil.	64
2.2.4.3. Variación de la longitud del álabe.	66
2.2.4.4. Variación del ángulo de ataque.	67
2.2.4.5. Variación de la cuerda del perfil.	67
2.3. MODELAMIENTO POR CAD DEL DISPOSITIVO.	76
2.3.1. Obtención de dimensiones a partir de fotografías y medidas dadas por manuales.	76

2.3.2. Configuración original de la turbina.	80
2.3.3. Propuesta de diseño de la turbina con el nuevo dispositivo.	81
2.3.3.1 Colector de gases.	81
2.3.3.2. Álabes y tobera.	83
2.3.4. ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL DISPOSITIVO EN ANSYS-CFX.	87
2.3.4.1. Colector de gases (dispositivo estático).	87
2.3.4.2. Álabes y tobera (Dispositivo rotacional).	95
2.3.5. PRUEBAS CON DIFERENTES GEOMETRÍAS PARA LA TOBERA Y ÁLABES.	100
2.3.5.1. Geometría número 2.	100
2.3.5.2. Geometría número 3.	103
2.3.5.3 Geometría número 4.	106
2.3.5.4. Geometría número 5.	109
2.3.5.5. Geometría número 6.	112
2.3.5.6. Geometría número 7.	115
2.3.5.7. Geometría número 8.	120
2.3.5.8. Análisis comparativo de las diferentes configuraciones geométricas.	121
2.3.5.9. Selección de la geometría definitiva de acuerdo al análisis.	122
2.3.5.9.1. Simulación en condiciones a nivel del mar (presión de referencia 101.325 Kpa).	123
2.3.5.9.2. Simulación en condiciones de vuelo de crucero (presión de referencia 13 Kpa).	127
2.3.5.9.3. Selección de los parámetros de diseño definitivos	130
2.3.6. Modelamiento en CAD de la geometría final.	131
2.3.6.1. Colector de gases.	131
2.3.6.2. Álabes y tobera.	132
2.3.6.3. Dispositivo completo.	133
2.4. CÁLCULO DEL EMPUJE PARA EL DISPOSITIVO PROPUESTO.	137

2.4.1. Cálculo del empuje a nivel del mar y velocidad cero.	138
2.4.2. Cálculo del empuje a condiciones de crucero.	138
2.4.3. Análisis de los resultados.	139
2.5. EFECTO DE LOS GASES DE ESCAPE EN LAS HÉLICES DE LA TURBINA.	140
2.5.1. Simulación en ANSYS-CFX con flujo de gases de escape.	140
2.5.2. Simulación en ANSYS-CFX sin flujo de gases de escape.	143
2.5.3. Análisis de los resultados.	144
3. PROPUESTA DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA TURBINAS DE GAS AXIALES	146
3.1. Elementos necesarios.	146
3.2. Modelamiento general del banco.	147
3.3 Selección básica de algunos equipos del banco.	151
3.3.1. Selección de la termocupla.	151
3.3.2. Selección de la celda de carga.	152
3.3.3. Manómetro de gas.	153
3.4. Procedimiento básico para el uso del banco.	155
3.4.1. Medición del empuje con la configuración original.	155
3.4.2. Medición del empuje con el nuevo sistema.	156
3.5. Gestión de equipos para el laboratorio.	157
CONCLUSIONES	158
RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES	161
BIBLIOGRAFÍA	163
ANEXOS	164

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Salida de gases en el escape convencional.	2
Figura 2. Configuración de salida de gases real.	3
Figura 3. Detalles.	3
Figura 4. Velocidad del sonido.	7
Figura 5. Flujo compresible en una tobera.	9
Figura 6. Empuje.	10
Figura 7. Propulsión por hélices.	11
Figura 8. Propulsión por turbinas a gas.	12
Figura 9. Motor turbojet.	13
Figura 10. Motor turbojet con postcombustión.	14
Figura 11. Turbina turbofan.	15
Figura 12. Turbina turboprop.	16
Figura 13. Ecuación general de empuje.	17
Figura 14. Flujo de combustible y relación aire/combustible.	18
Figura 15. Empuje en un sistema de hélices.	19
Figura 16. Empuje en un sistema turboprop.	20
Figura 17. Piaggio Avanti P-180	21
Figura 18. Corte turbina PT6A-66.	23
Figura 19. Escalonamiento en un compresor axial.	27
Figura 20. Vista isométrica del rotor y estator.	28
Figura 21. Ángulos de entrada y salida del rotor	38
Figura 22. Fuerzas que actúan en el perfil aerodinámico.	39
Figura 23. Perfil aerodinámico curvo.	40
Figura 24. Fuerza resultante en el perfil.	40
Figura 25. Longitud del perfil.	41

Figura 26. Triángulo de velocidades en el enrejado.	43
Figura 27. Eficiencia en una tobera.	46
Figura 28. Etapas del dispositivo.	49
Figura 29. Entorno del programa.	56
Figura 30. Entorno del programa en blanco.	57
Figura 31. Datos de entrada.	58
Figura 32. Coeficientes del perfil aerodinámico.	58
Figura 33. Coeficientes del perfil aerodinámico y botón para calcular.	59
Figura 34. Grafica perfil.	59
Figura 35. Diseño tobera.	60
Figura 36. Resultado de empuje.	60
Figura 37. Diagrama T-S del proceso.	61
Figura 38. Coeficientes de arrastre y sustentación.	63
Figura 39. Geometría del perfil.	65
Figura 40. Empuje vs incremento de la longitud X.	65
Figura 41. Empuje vs longitud del álabe.	66
Figura 42. Empuje vs ángulo de ataque.	67
Figura 43. Empuje vs cuerda del perfil.	68
Figura 44. Entorno del programa con los datos finales.	69
Figura 45. Valores finales para la tobera – variación lineal de la presión.	70
Figura 46. Valor del empuje para variación lineal de la presión.	70
Figura 47. Valor del empuje para variación lineal de la entalpia.	70
Figura 48. Valores finales para la tobera – variación lineal de la entalpia.	71
Figura 49. Geometría perfil final.	72
Figura 50. Perfil sección 1.	73
Figura 51. Perfil sección 2.	73
Figura 52. Perfil sección 3.	74
Figura 53. Perfil sección 4.	74
Figura 54. Perfil aerodinámico modelado en solidworks.	75

Figura 55. Geometría final de la tobera.	75
Figura 56. Vista lateral turbina real.	77
Figura 57. Vista posterior turbina real.	78
Figura 58. Vista lateral cercana turbina real.	78
Figura 59. Vista en corte de montaje de la turbina en el avión.	79
Figura 60. Vista isométrica turbina configuración inicial.	80
Figura 61. Vista isométrica colector de gases.	81
Figura 62. Vista posterior colector de gases.	82
Figura 63. Vista frontal colector de gases.	82
Figura 64. Vista isométrica de la tobera.	83
Figura 65. Vista isométrica de la tobera-detalle de alabes.	84
Figura 66. Vista lateral tobera-detalle alabes.	84
Figura 67. Vista isométrica dispositivo inicial montado en la turbina.	85
Figura 68. Vista frontal dispositivo inicial montado en la turbina.	86
Figura 69. Vista superior dispositivo inicial montado en la turbina.	86
Figura 70. Enmallado en ANSYS-CFX del flujo del colector de gases.	87
Figura 71. Distribución de presiones del flujo del colector de gases.	88
Figura 72. Velocidad del flujo del colector de gases-líneas de corriente.	88
Figura 73. Densidad del flujo del colector de gases.	89
Figura 74. Temperatura del flujo del colector de gases.	90
Figura 75. Presión del flujo del colector de gases.	91
Figura 76. Presión detallada del flujo a la salida del colector de gases.	92
Figura 77. Velocidad del flujo del colector de gases.	93
Figura 78. Velocidad detallada del flujo a la salida del colector de gases	94
Figura 79. Fluido - álabes y tobera.	95
Figura 80. Enmallado fluido álabes y tobera.	96
Figura 81. Distribución de presiones álabes y tobera.	96
Figura 82. Líneas de corriente-velocidad álabes y tobera 2D.	97
Figura 83. Vectores-velocidad álabes y tobera.	97

Figura 84. Líneas de corriente-velocidad álabes y tobera.	98
Figura 85. Líneas de corriente-velocidad álabes y tobera.	98
Figura 86. Presión álabes y tobera.	99
Figura 87. Velocidad álabes y tobera.	99
Figura 88. Geometría 2 álabes y tobera.	100
Figura 89. Líneas de corriente-velocidad geometría 2 álabes y tobera.	101
Figura 90. Líneas de corriente-velocidad geometría 2 álabes y tobera.	101
Figura 91. Presión geometría 2 álabes y tobera.	102
Figura 92. Velocidad geometría 2 álabes y tobera.	102
Figura 93. Geometría 3 álabes y tobera.	103
Figura 94. Líneas de corriente-velocidad geometría 3 álabes y tobera.	104
Figura 95. Líneas de corriente-velocidad geometría 3 álabes y tobera.	104
Figura 96. Presión geometría 3 álabes y tobera.	105
Figura 97. Velocidad geometría 3 álabes y tobera.	105
Figura 98. Geometría 4 álabes y tobera.	106
Figura 99. Líneas de corriente-velocidad geometría 4 álabes y tobera.	107
Figura 100. Líneas de corriente-velocidad geometría 4 álabes y tobera.	107
Figura 101. Presión geometría 4 álabes y tobera.	108
Figura 102. Velocidad geometría 4 álabes y tobera.	108
Figura 103. Geometría 5 álabes y tobera.	109
Figura 104. Líneas de corriente-velocidad geometría 5 álabes y tobera.	110
Figura 105. Líneas de corriente-velocidad geometría 5 álabes y tobera.	110
Figura 106. Velocidad geometría 5 álabes y tobera.	111
Figura 107. Presión geometría 5 álabes y tobera.	111
Figura 108. Geometría 6 álabes y tobera.	112

Figura 109. Líneas de corriente-velocidad geometría 6 álabes y tobera.	113
Figura 110. Líneas de corriente-velocidad geometría 6 álabes y tobera.	113
Figura 111. Presión geometría 6 álabes y tobera.	114
Figura 112. Velocidad geometría 6 álabes y tobera.	114
Figura 113. Geometría 7 álabes y tobera.	115
Figura 114. Líneas de corriente-velocidad geometría 7 álabes y tobera.	116
Figura 115. Líneas de corriente-velocidad geometría 7 álabes y tobera.	116
Figura 116. Presión geometría 7 álabes y tobera.	117
Figura 117. Velocidad geometría 7 álabes y tobera.	117
Figura 118. Geometría 8 álabes y tobera.	118
Figura 119. Líneas de corriente-velocidad geometría 8 álabes y tobera.	119
Figura 120. Líneas de corriente-velocidad geometría 8 álabes y tobera.	119
Figura 121. Presión geometría 8 álabes y tobera.	120
Figura 122. Velocidad geometría 8 álabes y tobera.	120
Figura 123. Geometría final álabes y tobera.	122
Figura 124. Enmallado en ANSYS-CFX geometría final álabes y tobera.	123
Figura 125. Líneas de corriente geometría final álabes y tobera a nivel del mar.	123
Figura 126. Líneas de corriente-vectores geometría final álabes y tobera a nivel del mar.	124
Figura 127. Distribución de presiones geometría final álabes y tobera a nivel del mar.	124

Figura 128. Líneas de corriente-velocidad en 2D geometría final álabes y tobera a nivel del mar.	125
Figura 129. Número de Mach geometría final álabes y tobera a nivel del mar.	125
Figura 130. Presión geometría final álabes y tobera a nivel del mar.	126
Figura 131. Velocidad geometría final álabes y tobera a nivel del mar.	126
Figura 132. Líneas de corriente geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.	127
Figura 133. Líneas de corriente-vectores geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.	127
Figura 134. Distribución de presiones geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.	128
Figura 135. Líneas de corriente-velocidad en 2D geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.	128
Figura 136. Número de Mach geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.	129
Figura 137. Presión geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.	129
Figura 138. Velocidad geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.	130
Figura 139. Recolector de gases – configuración final.	131
Figura 140. Tobera – vista isométrica detalle de álabes.	132
Figura 141. Tobera – vista detallada de álabes.	132
Figura 142. Vista isométrica del dispositivo completo montado en la turbina.	133
Figura 143. Corte longitudinal del spinner y la tobera.	134
Figura 144. Corte transversal del dispositivo completo montado en la turbina.	135

Figura 145. Corte longitudinal del dispositivo completo montado en la turbina.	136
Figura 146. Líneas de corriente-velocidad de los gases de escape chocando con las hélices de la turbina en plena rotación (2000 RPM).	140
Figura 147. Distribución de presiones de los gases de escape chocando con las hélices de la turbina en plena rotación (2000 RPM).	141
Figura 148. Líneas de corriente-vectores de velocidad de los gases de escape chocando con las hélices de la turbina en plena rotación (2000 RPM) 2D.	141
Figura 149. Velocidad del flujo aguas abajo de las hélices.	142
Figura 150. Distribución de presiones en las hélices girando a 2000 RPM sin choque de los gases de escape.	143
Figura 151. Líneas de corriente-vectores de velocidad en las hélices girando a 2000 RPM sin choque de los gases de escape.	143
Figura 152. Velocidad en las hélices girando a 2000 RPM sin choque de los gases de escape.	144
Figura 153. Vista isométrica del banco.	147
Figura 154. Vista frontal del banco.	148
Figura 155. Vista detallada del tubo de recolección de flujo para la medición de temperatura, presión y velocidad por parte de la termocupla y el manómetro de gas.	148
Figura 156. Vista posterior del banco.	149
Figura 157. Vista lateral del banco.	149
Figura 158. Vista detallada de la ubicación de la celda de carga y la guía de deslizamiento.	150
Figura 159. Termocupla.	151

Figura 160. Celda de carga-foto y dimensiones y especificaciones técnicas.	152
Figura 161. Montaje manómetro de gas.	154
Figura 162. Montaje para pruebas en el banco sin el dispositivo diseñado.	155
Figura 163. Montaje para pruebas en el banco con el dispositivo diseñado.	156

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Especificaciones técnicas y de funcionamiento Piaggio Avanti 180	22
Tabla 2. Prestaciones.	22
Tabla 3. Especificaciones técnicas y de funcionamiento turbina PT6A-66 Prat & Whitney.	24
Tabla 4. Perfil NACA para dos geometrías.	41
Tabla 5. Tabla de valores de coeficientes de arrastre y sustentación para varios exponentes en la formula de modelado del perfil aerodinámico.	63
Tabla 6. Variación del empuje con respecto a la variación de la longitud x del perfil.	64
Tabla 7. Variación del empuje con respecto a la variación de la longitud del álabe.	66
Tabla 8. Variación del empuje con respecto a la variación del ángulo de ataque.	67
Tabla 9. Variación del empuje con respecto a la variación de la cuerda del perfil.	68
Tabla 10. Valores de X y Y para el perfil 1.	72
Tabla 11. Valores de X y Y para el perfil 2.	73
Tabla 12. Valores de X y Y para el perfil 3.	73
Tabla 13. Valores de X y Y para el perfil 4.	74
Tabla 14. Tabla de comparación entre las diferentes geometrías simuladas.	121
Tabla 15. Valores de presión, velocidad, área y longitud de la geometría final en condiciones a nivel del mar.	130
Tabla 16. Valores de presión, velocidad, área y longitud de la geometría final en condiciones a altitud de crucero (12500m).	130

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Mecánica de fluidos – Cuerpos inmersos. Arrastre y sustentación	165
Anexo B. Programa en Matlab	169
Anexo C. Medidor de flujo de gas.	175
Anexo D. Celda de carga.	179
Anexo E. Termocupla.	180
Anexo F. Confidencialidad con la Pratt & Whitney.	182
Anexo G. Planos.	184

GLOSARIO.

JET THRUST: Empuje (F).

DRAG: Arrastre, fuerza que se opone al avance del avión.

SPINNER: Cubierta metálica cónica que recubre la raíz de las hélices y el pitch control.

PITCH CONTROL: Actuadores de tipo hidráulico que modifican el ángulo de ataque de las hélices.

ENVERGADURA: Distancia entre las puntas de las alas.

SHROUD: Cascaron o parte externa de una turbomáquina térmica donde llegan los alabes. Notación usada en ANSYS-CFX.

HUB: Base de de una turbomáquina térmica donde está la base de los alabes. Notación usada en ANSYS-CFX.

PROPELLER: Hélice.

NOTACIÓN:

A: Área de salida de la tobera.

P: Presión.

T: Temperatura.

C_p: Calor específico a presión constante. J/Kg.K.

C_v: Calor específico a volumen constate. J/Kg.K.

R: Constante universal de los gases.

V: Velocidad.

Q: Calor.

W: Trabajo.

m: Flujo másico.

F: Empuje.

h: Entalpía. KJ/Kg.K

RESUMEN

TITULO:

REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE DE UNA TURBINA PT6A-66 PRATT AND WHITNEY PARA APROVECHAR SU EMPUJE EN EL AVION P-180 PIAGGIO AVANTI.*

AUTOR:

HERNAN RICARDO LLORENTE RUIZ**

PALABRAS CLAVES:

Turbohélice, Empuje, Gases de escape, Avión, Turbina, CFX.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es comprobar en primer lugar qué efecto existe por el choque de los gases de escape sobre las hélices de la turbina PT6A-66, en segundo lugar hacer el diseño inicial y análisis de un sistema que permita aprovechar la energía disponible en los gases de escape e incrementar el empuje.

Para el diseño preliminar del sistema de recolección y aprovechamiento de los gases de escape de la turbina, inicialmente se elaboró un programa en MATLAB que permitió hacer el cálculo del sistema, se pudieron modificar parámetros mediante múltiples iteraciones que permitieron hallar los mejores valores de longitud de álabe, cuerda de perfil, etc, agilizando el proceso de cálculo. Después se hizo el modelado del sistema de aprovechamiento de gases en CAD (SOLIDWORKS 2007), seguidamente se simuló el funcionamiento de este en dos condiciones de operación, a nivel del mar, cero velocidad del avión y a velocidad y altitud de crucero mediante ANSYS-CFX. Esto permitió optimizar el sistema variando la geometría que se obtuvo con el programa en MATLAB logrando mejores resultados en cuanto a similitud a la realidad. También se simuló en ANSYS-CFX el choque de los gases de escape contra las hélices de la turbina en plena rotación a 2000 RPM, en condiciones de tierra y velocidad cero de desplazamiento del avión.

También se hizo el diseño básico de un banco de pruebas que permita hacer las mediciones hechas mediante la simulación de manera práctica y confrontar resultados a futuro.

Este estudio permite iniciar un nuevo campo de investigación con muchas implicaciones a nivel tecnológico, aeronáutico y ambiental.

* Trabajo de grado.

** Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Jorge Luis Chacón V.

SUMMARY

TITLE:
CHANGE OF DIRECTION OF THE PT6A-66 PRATT & WHITNEY GAS EXHAUST DUCTS FOR USING THEIR AVAILABLE JET THRUST IN THE P-180 PIAGGIO AVANTI PLANE.*

AUTHOR:
HERNAN RICARDO LLORENTE RUIZ**

KEY WORDS:
Turboprop, Jet Thrust, Gas exhausts ducts, Plane, Turbine, CFX.

DESCRIPTION:
The objective of this project is to firstly understand the effect that the crush of the combustion gases have on the PT6A-66 turbine propeller, and secondly to make the initial design and study of a system that allows the use of the available energy in the combustion gases and that increases the jet thrust.

For the preliminary design of the collection and use of the turbine combustion gases system, one had to start by making a MATLAB program for the calculation of the system, a system that could modify parameters by means of many iterations and that allowed us to find the best values of profile chord, vane length, etc, making the calculation process faster. Later the collection gas system (using the programme SOLIDWORKS 2007) was made, then the simulation of the system functioning was made in two operation conditions, at sea level (zero plane speed and cruising speed) and altitude by means of ANSYS –CFX. It allowed us to optimize this system, changing the geometry obtained from the MATLAB program, and so achieving best results according with the reality. Also the force of the combustion gases on the turbine propeller was simulated when it was rotating at 2000 RPM, in land conditions and zero plane speed. The basic design of a test bench was made to allow us to make the testing works, to find practical and real data to compare with our future simulation results.

This study opens a new research field with many implications at technological, aeronautical and environmental level.

* Degree Work.

** Faculty of Physical-Mechanical Engineerings, Mechanical Engineering School, Eng. Jorge Luis Chacón V.

INTRODUCCIÓN

En la industria aeronáutica existen diversos tipos de aeronaves, variadas formas de propulsión y a su vez diferentes configuraciones. Entre éstos tenemos aviones comerciales de gran tamaño, pequeños de uso privado, aviones militares, de entrenamiento, etc., los cuales, pueden usar motores de pistón o turbinas ya sean turbojet, turbofan o turboprop dependiendo de los requerimientos de servicio. En el caso concreto de las turbinas un desempeño eficiente es de suma importancia debido a que éste permite dar una mayor confiabilidad y, sobretodo, el ahorro de dinero e incremento de las utilidades de las aerolíneas y en general, de la aviación comercial. Dicha eficiencia se ve reflejada por ejemplo, en el aumento del empuje (jet thrust) con un mismo consumo de combustible o disminuyendo el peso de los motores y a su vez del avión para ahorrar combustible o aumentar la carga útil.

En el caso del empuje específicamente en el avión italiano P-180 PIAGGIO AVANTI y el STARSHIP de Raytheon Aircraft Company los cuales usan para su propulsión dos turbinas turboprop de la serie PT6A-66 fabricadas por la PRATT AND WHITNEY OF CANADA. Existe la posibilidad de aprovechar una potencia propulsiva no utilizada además de la existencia de un “drag”. La configuración usada en la disposición de las turbinas en este tipo de aviones y sobretodo de los gases de escape se puede optimizar ya que se pierde teóricamente un porcentaje del empuje proporcionado por los gases de escape.

En la figura numero 1 se observa cómo sería el flujo de los gases de escape de no existir el bloqueo de las hélices; no hay restricción para su salida. En la figura numero 2 se puede ver la configuración hipotética del posible flujo de gases que se pretende en éste estudio analizar, donde el disco formado por las hélices girando se opone al paso de los gases generándose turbulencia, lo cual reduce el aire disponible para ser utilizado en las hélices; ya que forma una zona de baja presión donde el aire disponible se reduce considerablemente.

Figura 1. Salida de gases en el escape convencional.

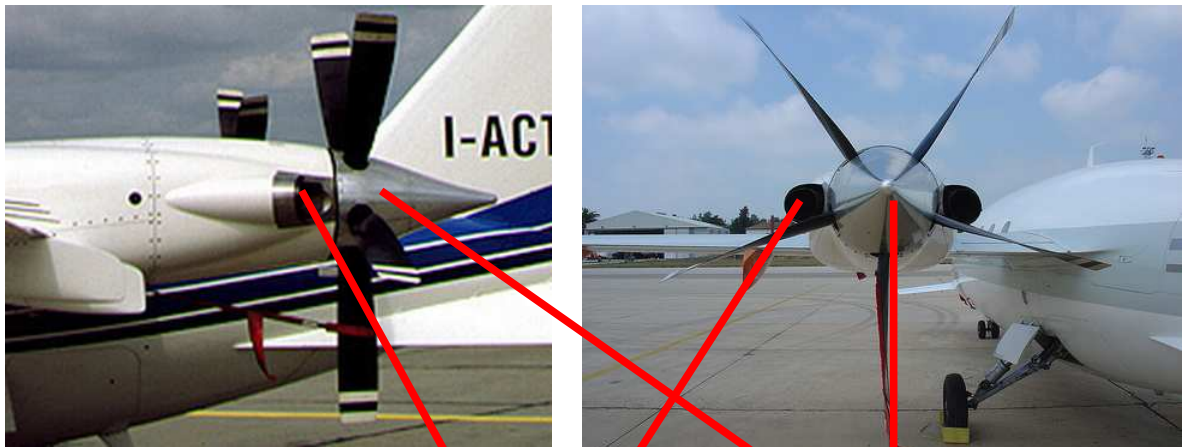


Figura 2. Configuración de salida de gases real.



Turbulencia (posible zona de baja presión)

Figura 3. Detalles.



Ductos de escape

Spinner

Para dar solución a esto se busca simular y diseñar un sistema para los gases de escape de la turbina que aprovechen el empuje, permitiendo el aumento de la eficiencia de propulsión para el avión PIAGGIO AVANTI haciéndolo más competitivo con respecto a otros fabricantes de aviones privados. Para el desarrollo de éste sistema se modificó el spinner, se redireccionaron los gases de escape y se diseñó una tobera para la salida de los gases. Véase la figura 3. Por lo tanto, surge la siguiente pregunta: ¿Realmente existe un bloqueo tal de los gases de escape por parte de las hélices en rotación como se ve en la figura 2 que genera turbulencia y posible pérdida en el empuje? Para responder a ésta pregunta se plantearon los siguientes objetivos:

- Diseñar y simular mediante el uso de software (CFD) los ductos de escape para la turbina PT6A-66 usada en los aviones italianos P-180 Piaggio Avanti que permitan un aprovechamiento del empuje disponible en los gases de escape.
- Hacer el análisis pertinente para aumentar en la medida de lo posible el empuje usando la energía disponible en los gases de escape. Para tal efecto se va a:
 - Modificar el spinner.
 - Diseño de una tobera para la salida de los gases.
 - Redireccionamiento de los gases de escape.

Además estas modificaciones serán comparadas con respecto a la configuración inicial que también será simulada por el software. El parámetro de comparación es el empuje (jet thrust).

1. MARCO TEÓRICO

1.1 FLUJO COMPRESIBLE¹.

1.1.1 INTRODUCCIÓN.

El flujo compresible considera flujos de gases en los que la densidad cambia significativamente entre los puntos de una línea de corriente; tales flujos se llaman flujos compresibles.

No todos los flujos de gas son compresibles ni todos los flujos compresibles son flujos de gas. A bajas velocidades con número de mach menor que 0.3

($M = \frac{V}{\sqrt{kRT}}$), los flujos de gas pueden ser tratados como flujos incompresibles.

Los flujos de gas incompresibles suceden en un gran número de situaciones de interés en el campo de la ingeniería; sin embargo hay otras situaciones en las cuales se debe tener en cuenta la compresibilidad del gas. Entre ellos están los flujos de aire alrededor de aviones comerciales y militares, flujos de aire a través de motores a reacción, y flujos de gas en compresores y turbinas.

A continuación se introducen los efectos de compresibilidad en las situaciones de flujos más simples. Se supone que la velocidad en un lugar dado de una corriente a través de un conducto es uniforme y por consiguiente no varía en la dirección normal del flujo. Para determinar el flujo se emplea la ecuación de continuidad que toma la forma:

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 \quad (1)$$

¹ MECANICA DE FLUIDOS. Merle C. Potter. Thomson 2002.

La ecuación de cantidad de movimiento para el flujo uniforme, compresible adopta la forma:

$$\sum F = \dot{m} (V_2 - V_1) \quad (2)$$

La ecuación conservación de energía omitiendo los cambios de energía potencial es:

$$\frac{Q - W_s}{\dot{m}} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + h_2 - h_1$$

$$h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) \quad c_p = R + c_v \quad k = \frac{c_p}{c_v}$$

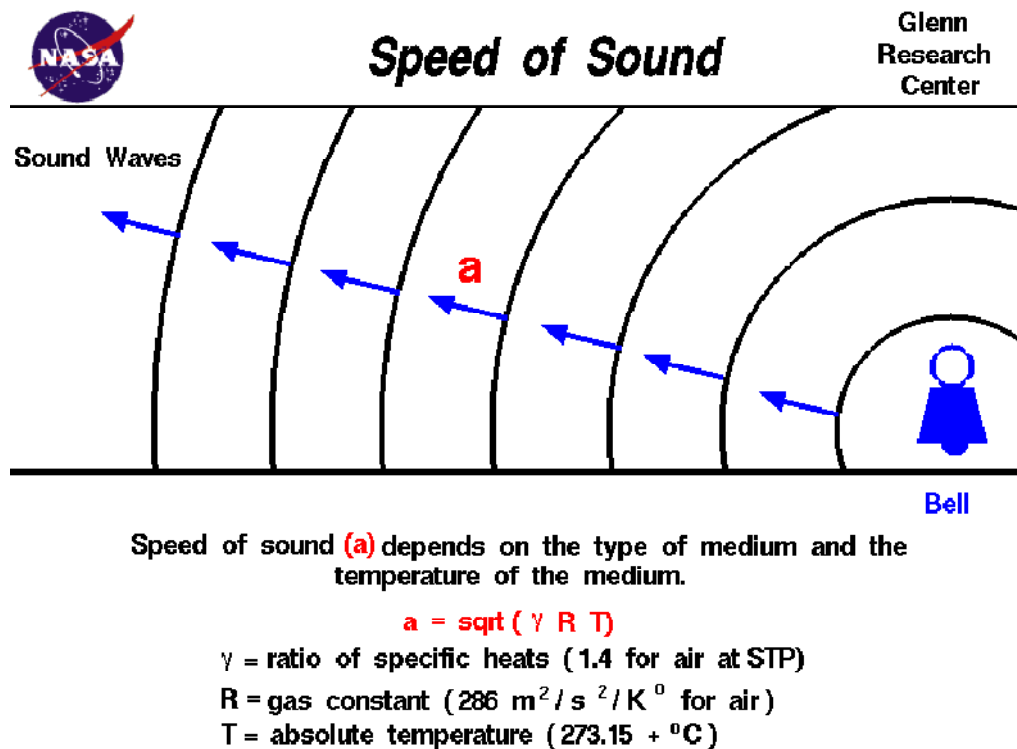
Si un proceso es adiabático ($Q=0$) y reversible (sin pérdidas) el cambio de entropía es cero (flujo isentrópico) y junto con la ley del gas ideal se puede demostrar que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^k \quad (3)$$

1.1.2. VELOCIDAD DEL SONIDO Y NÚMERO DE MACH².

La velocidad del sonido es la velocidad con que viaja una perturbación de presión de pequeña amplitud a través de un fluido.

Figura 4. Velocidad del sonido.



La velocidad del sonido está dada por:

$$c = \sqrt{\frac{kp}{\rho}}$$

Si se utiliza la ecuación de gas ideal:

$$c = \sqrt{kRT}$$

² www.grc.nasa.gov Guide to Aeronautics. NASA 2006.

Una cantidad importante utilizada en el estudio de flujos compresibles es la velocidad adimensional llamada número de Mach:

$$M = \frac{V}{c}$$

Si M es menor que 1 el flujo es subsónico y si M es mayor que 1 entonces el flujo es supersónico. En la figura 4 se muestran las principales variables que influyen en la velocidad del sonido.

1.1.3 FLUJO ISENTÓPICO A TRAVES DE UNA TOBERA³.

Existen muchas aplicaciones en las que fluye gas a través de un tubo o conducto de área variable en la cual un flujo isentrópico, continuo, uniforme es una buena aproximación de la situación de flujo existente. El difusor cerca de la parte delantera de un avión de reacción, los gases de escape que pasan a través de las aspas de una turbina, las toberas de un motor de cohete, un tubo de gas natural roto, y los dispositivos de medición de flujo de gas son ejemplos de situaciones que pueden ser modeladas con un flujo continuo, uniforme, isentrópico.

$$\frac{dV}{V} (M^2 - 1) = \frac{dA}{A}$$

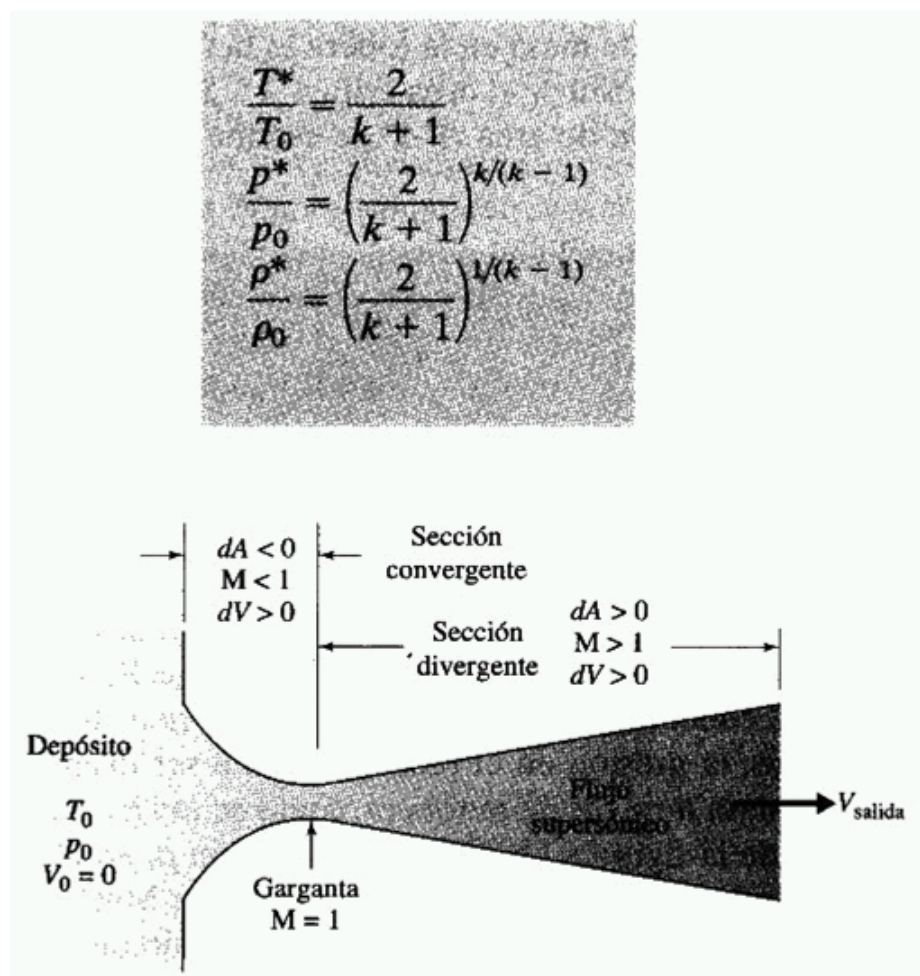
Para un flujo isentrópico uniforme en un área cambiante:

- Sí el área se incrementa, $dA > 0$ y $M < 1$, se ve que dV debe ser negativa ($dV < 0$). El flujo se desacelera en este flujo subsónico.
- Sí el área se incrementa y $M > 1$, se ve que $dV > 0$; por consiguiente el flujo se acelera en la sección divergente en este flujo supersónico.
- Sí el área disminuye y $M < 1$, entonces $dV > 0$, y el flujo se acelera.
- Sí el área disminuye y $M > 1$, entonces $dV < 0$, y el flujo se desacelera.
- En una garganta donde $dA = 0$ o $M = 1$, o posiblemente ambos.

³ MECANICA DE FLUIDOS. Merle C. Potter. Thomson 2002.

En la figura 5 se ven las ecuaciones que permiten calcular presiones y temperaturas para el flujo de un gas a través de una tobera:

Figura 5. Flujo compresible en una tobera.



Fuente: MECANICA DE FLUIDOS. Merle C. Potter. Thomson 2002.

1.2 EMPUJE (JET THRUST)⁴

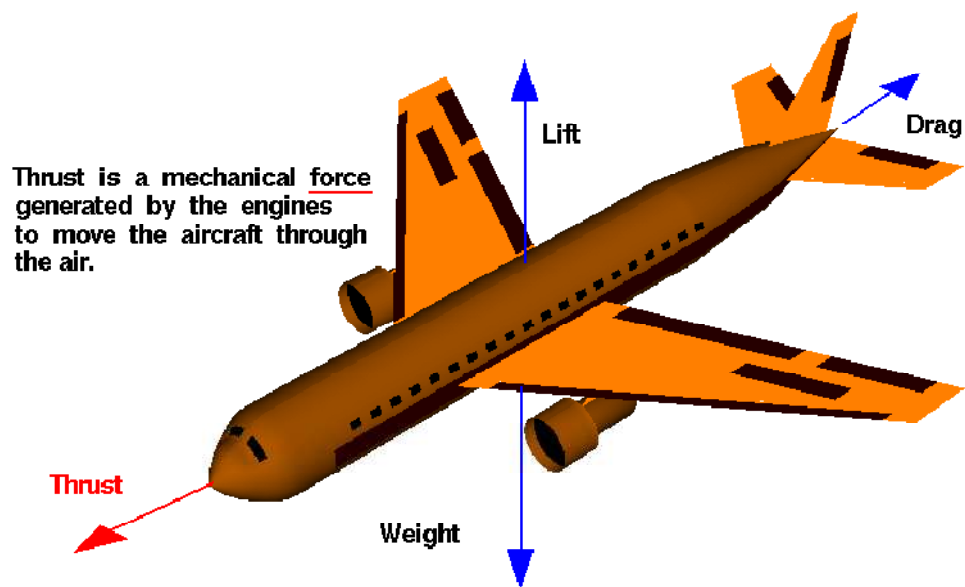
1.2.1 QUE ES EMPUJE.

Figura 6. ¿Qué es empuje?



What is Thrust?

Glenn
Research
Center



Empuje es la fuerza que mueve al avión a través del aire. Es usado como el opuesto del arrastre de un rocket. Es generado por motores de aviación mediante alguno de los tipos de sistemas de propulsión que existen.

El empuje es una fuerza mecánica, por tal motivo el sistema de propulsión debe estar en contacto físico con el fluido de trabajo para producir el empuje.

El empuje a menudo es generado por reacción por la aceleración de partículas de gas en el medio ambiente. Ya que el empuje es una fuerza, es una cantidad vectorial que tiene magnitud y dirección.

⁴ www.grc.nasa.gov Guide to Aeronautics. NASA 2006.

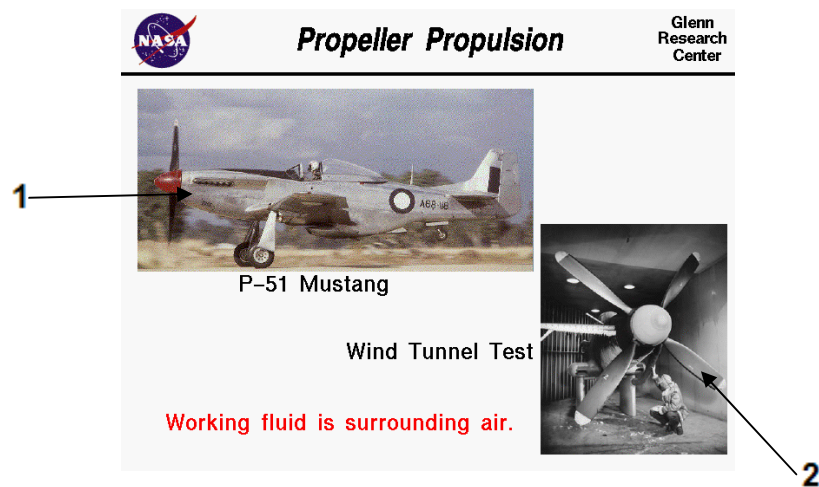
El motor ejerce trabajo en el gas acelerándolo en la parte trasera del motor. El empuje es generado en dirección opuesta de donde se acelera el gas. La magnitud del empuje depende de la cantidad de gas que es acelerado y a la diferencia de velocidad a la entrada y la salida del motor. Véase la figura 6.

1.3 SISTEMAS DE PROPULSION⁵.

1.3.1 TURBOHÉLICE.

Un ejemplo de este tipo de propulsión se ve en la siguiente figura:

Figura 7. Propulsión por hélices.



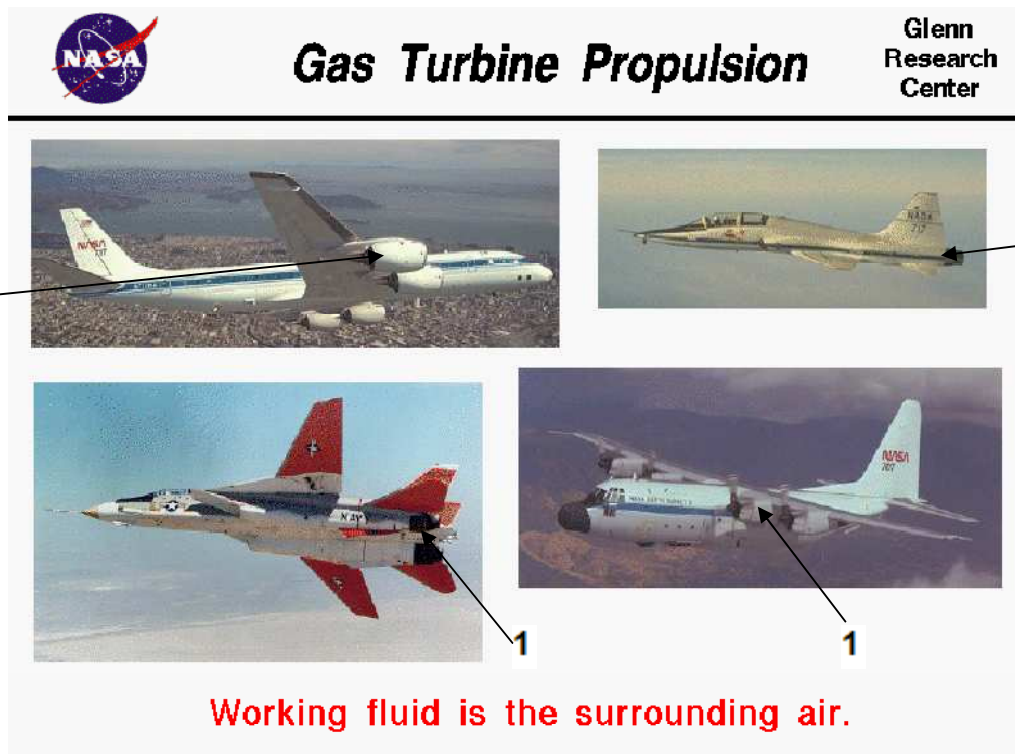
Por 40 años después del primer vuelo de los hermanos Wright los aviones usaron motores de combustión interna¹ para girar las hélices² y producir el empuje. El avión toma aire disponible a su alrededor, lo mezcla con combustible, lo quema y obtiene la energía térmica para mover los pistones que proveen el movimiento circular que mueve las hélices.

⁵ www.grc.nasa.gov Guide to Aeronautics. NASA 2006.

1.3.2 PROPULSIÓN A REACCIÓN.

Algunos ejemplos de propulsión de turbinas a gas se muestran en la figura 8:

Figura 8. Propulsión por turbinas a gas.



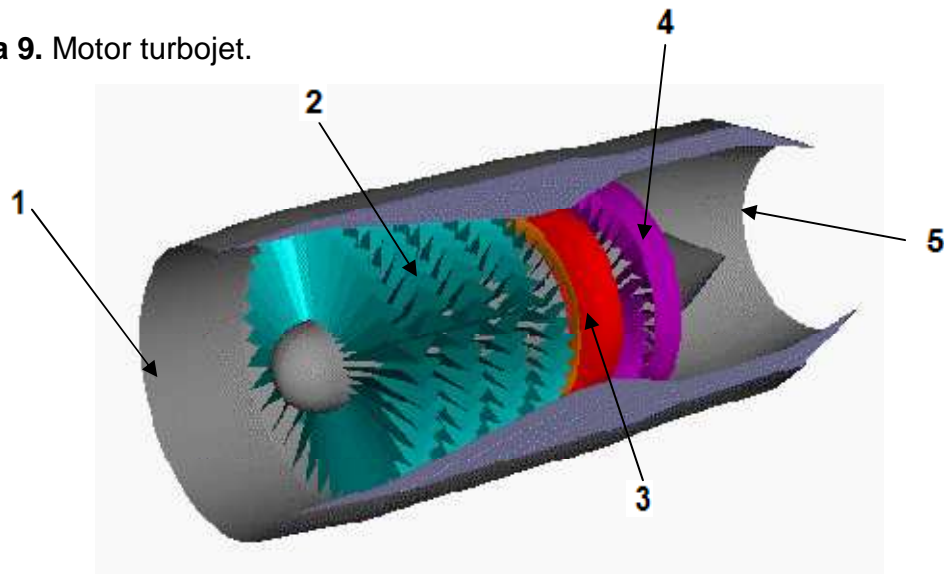
Durante la segunda guerra mundial, un nuevo tipo de motor de aviación fue desarrollado independientemente en Alemania e Inglaterra. Este fue la turbina a gas. Este tipo de propulsión no ejerce trabajo en sus alrededores ya que no usa el fluido circundante. Para una turbina a gas el fluido de trabajo va al interior de esta y sale por una tobera donde es acelerado obteniendo empuje.

Existen varios tipos de turbinas a gas¹, varias configuraciones las cuales se usan dependiendo de los requerimientos de rendimiento y operación de las aeronaves.

1.3.2.1 TURBOJET

Es uno de los tipos de turbinas más usados comercialmente, aquí se muestra un corte longitudinal con sus partes más importantes, véase la figura 9:

Figura 9. Motor turbojet.



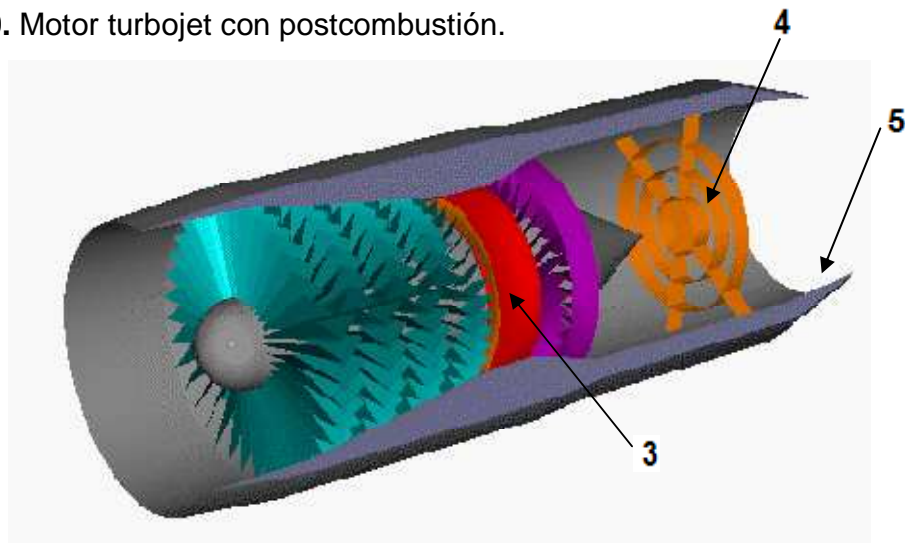
Fuente: www.grc.nasa.gov Guide to Aeronautics. NASA 2006.

Consiste en un difusor¹ que está en la parte delantera de la turbina por donde ingresa el aire o fluido de trabajo. Luego el aire ingresa a un compresor axial² de varias etapas donde el aire es comprimido, este aire a alta presión luego pasa a la cámara de combustión³ donde es mezclado con combustible y luego esta mezcla es quemada. Los gases resultantes a alta presión y alta temperatura salen de la cámara de combustión e inciden en una turbina⁴ donde entregan la energía necesaria para mover el compresor e inducir la entrada de más aire. Después de la turbina los gases a alta temperatura y presión pasan a una tobera⁵ donde son acelerados produciendo el chorro que finalmente produce el empuje.

1.3.2.2 TURBOJET CON POST-COMBUSTIÓN.

Esta es una configuración usada básicamente en la aviación militar de combate (véase figura 10).

Figura 10. Motor turbojet con postcombustión.



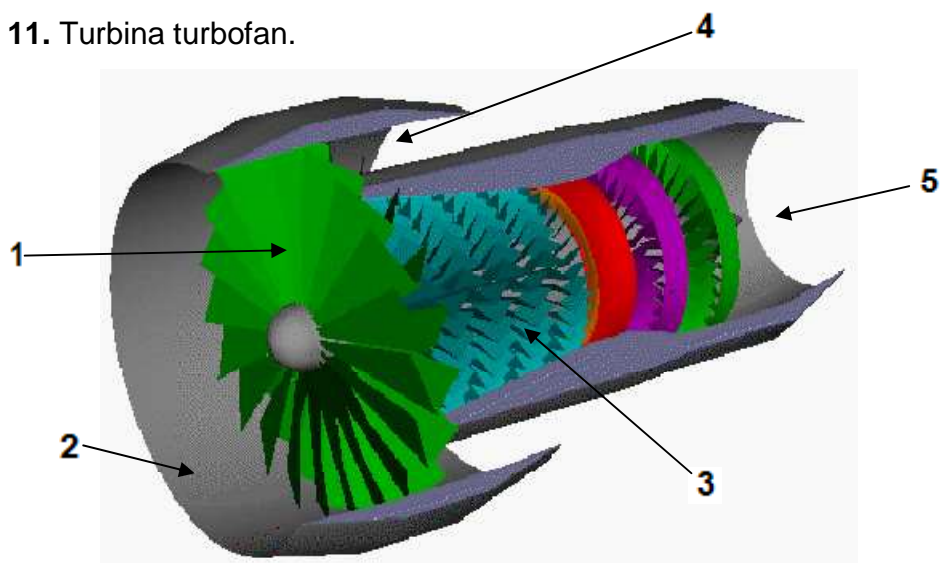
Fuente: www.grc.nasa.gov Guide to Aeronautics. NASA 2006.

La postcombustión es usada para aumentar el empuje de manera rápida en aviones de combate obteniendo velocidades supersónicas. El principio de funcionamiento es el mismo de una turbina turbojet como se describió en la sección 1.3.2.1. Su diferencia radica en que después de la turbina³ los gases de escape no salen de una vez a la tobera⁵ si no que pasan por un post-quemador⁴ el cual inyecta de nuevo combustible a los gases calientes provenientes de la turbina, estos queman el combustible liberando más energía. Seguidamente pasan por la tobera logrando un mayor empuje. Hay que tener en cuenta que este proceso incrementa considerablemente el consumo de combustible.

1.3.2.3 TURBINAS TURBOFAN.

Es uno de los tipos de turbinas más usados a nivel comercial, aquí se ven algunas de sus partes, véase la figura 11:

Figura 11. Turbina turbofan.



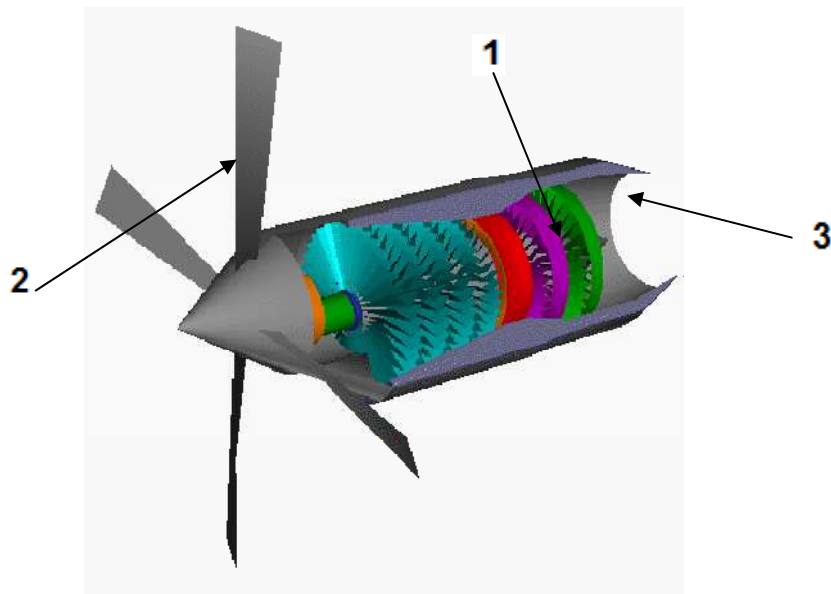
Fuente: www.grc.nasa.gov Guide to Aeronautics. NASA 2006.

Las turbinas turbofan son la variación más moderna de las turbinas a gas. Su funcionamiento es exactamente igual que un turbojet (sección 1.3.2.1.). La diferencia radica en que se adiciona un ventilador¹ en el difusor², éste toma aire del ambiente llevándolo hacia el compresor³ siguiendo el proceso ya conocido, pero otra parte del aire es acelerada por el ventilador y llevada por la parte exterior de la turbina produciendo un aumento en el empuje sin pasar por el compresor ni la turbina. Estos dos flujos se unen en la parte posterior del motor en la tobera⁵, este paso de aire exterior es llamado bypass⁴ y la relación de aire que pasa por la turbina y por el ventilador es llamado **bypass ratio**.

1.3.2.4 TURBOPROP.

Este es un tipo más económico de propulsión en cuanto al consumo de combustible, en la figura 12 se muestra sus principales partes:

Figura 12. Turbina Turboprop.



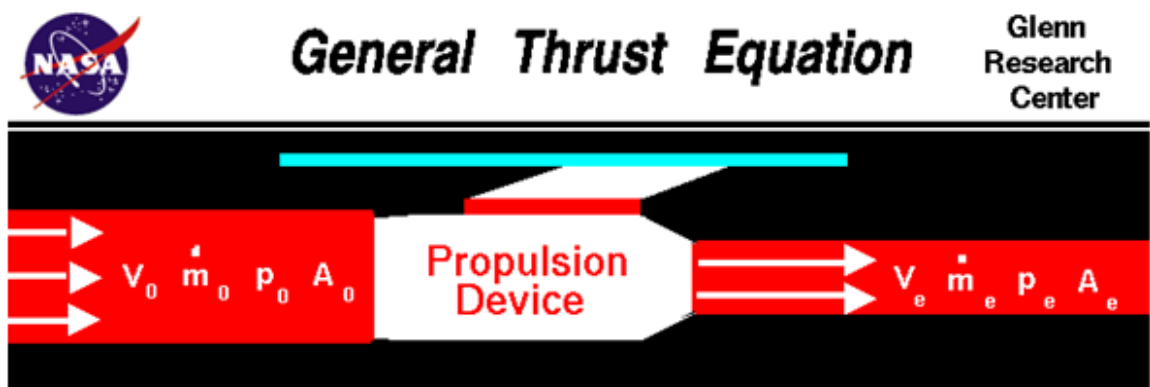
Fuente: www.grc.nasa.gov Guide to Aeronautics. NASA 2006.

El funcionamiento de este tipo de turbinas es básicamente igual a los anteriores, su diferencia es que el empuje no se debe a los gases de escape, si no a una hélice que se mueve. El proceso hasta la combustión es igual, en la etapa de turbina¹ se tiene un mayor número de etapas ya que la idea es aprovechar la energía de los gases quemados para mover el eje que mueve las hélices y no para el chorro de propulsión. El empuje finalmente es obtenido por el efecto de rotación de las hélices² en el fluido circundante, sin embargo, los gases de escape que salen por la tobera³ tienen también energía disponible que aporta al empuje como lo hacen las turbinas turbojet (gases calientes con energía cinética).

1.4 ECUACIÓN GENERAL DE EMPUJE.

El empuje es generado por la reacción de un gas acelerado y aplica la segunda y la tercera ley de Newton.

Figura 13. Ecuación general de empuje.



Donde:

V_0 = Velocidad de entrada.
 P_0 = Presión a la entrada.

m_0 = Flujo másico de entrada
 A_0 = Área de entrada.

V_e = Velocidad de salida.

m_e = Flujo másico de salida.

P_e = Presión de salida

A_e = Área de salida.

De la segunda ley de Newton se puede decir que el cambio en el momentum con el tiempo es igual a una fuerza.

$$F = m * \frac{(V_e - V_0)}{(t_e - t_0)} \quad (4)$$

Teniendo en cuenta que $m_e = m_0 = \rho VA$; donde ρ = densidad, V = velocidad y A = Área

Si $P_e \neq P_0$ entonces la ecuación es:

$$F = m_e V_e - m_0 V_0 + (P_e - P_0) A_e \quad (5)$$


Si $P_e = P_0$ entonces la ecuación es la siguiente:

$$F = m_e V_e - m_0 V_0 \quad (6)$$

1.5 RELACIÓN AIRE- COMBUSTIBLE.

Es un parámetro a tener en cuenta en el rendimiento energético de una turbina.

Figura 14. Flujo de combustible y relación aire/combustible.



Fuel Mass Flow Rate

Fuel/Air Ratio

Glenn
Research
Center

m_f = Flujo másico de combustible.

m_a = Flujo másico de aire.

$$f = \frac{m_f}{m_a}$$

T_t = Temperatura total.

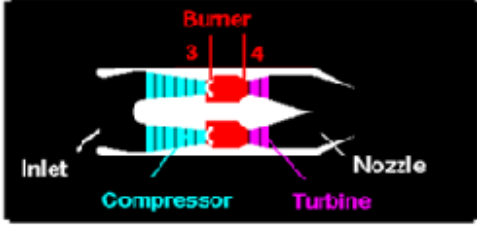
C_p = Calor específico.

Q = Valor del calentamiento del combustible.

η_b = Eficiencia adiabática.

3 = Entrada a la cámara de combustión.

4 = Salida de la cámara de combustión.



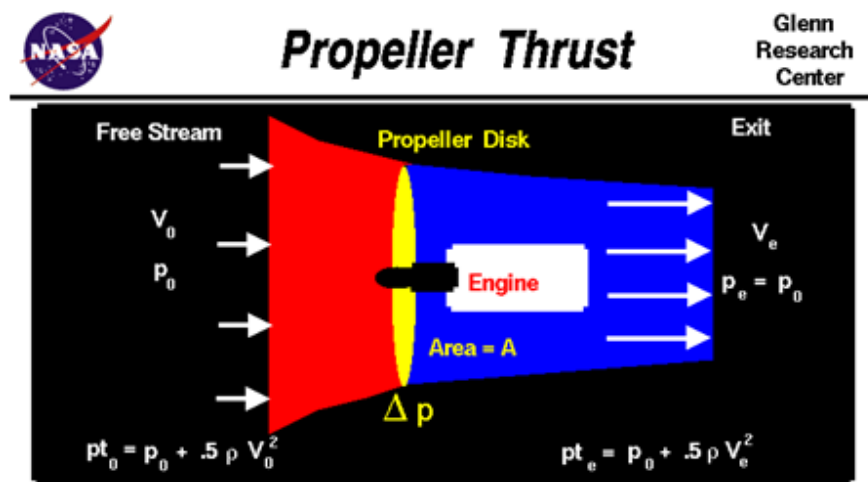
Teniendo en cuenta esto se puede determinar la temperatura de salida de la cámara de combustión:

$$T_{t4} = T_{t3} * \frac{1 + \frac{f \eta_b Q}{C_p T_{t3}}}{1 + f} \quad (7)$$

1.6 EMPUJE POR HÉLICES.

Este tipo de propulsión tiene el mismo principio para inducir el empuje de las turbinas turboprop sin embargo, su diferencia está en el tipo de motor; estos usan motores de pistón.

Figura 15. Empuje en un sistema de hélices.



Donde:

$V_0 =$ Velocidad de entrada.

$P_0 =$ Presión a la entrada.

$V_e =$ Velocidad de salida.

$P_e =$ Presión de salida

Se tiene que: $F = A\Delta p$; $\Delta p = pt_e - pt_0 = 0.5\rho(V_e^2 - V_0^2)$

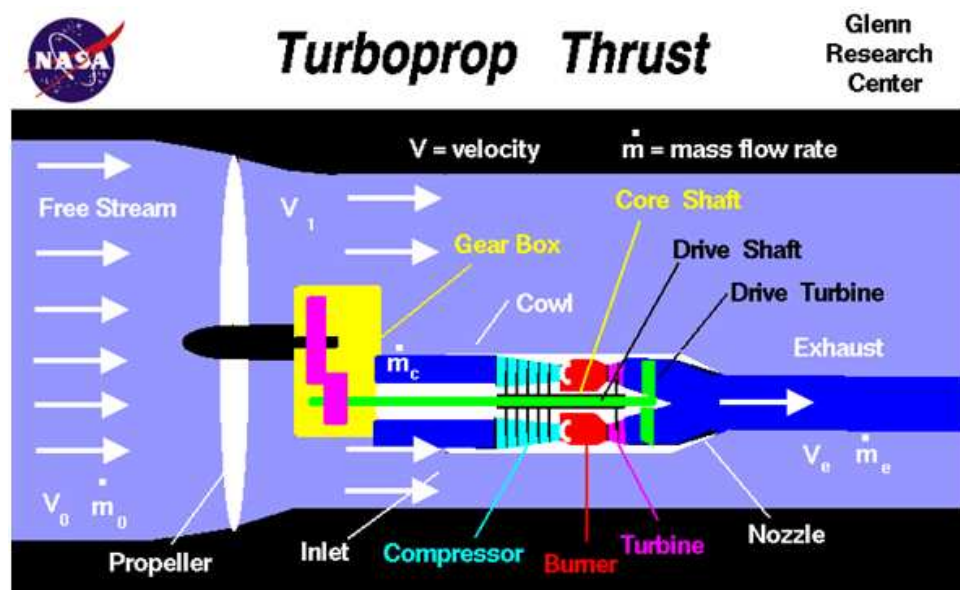
Entonces:

$$F = 0.5\rho A(V_e^2 - V_0^2) \quad (8)$$

1.7 EMPUJE EN UNA TURBINA TURBOPROP.

Al igual que en la propulsión por hélices, el empuje se logra por la interacción de las hélices y el aire circundante pero con la diferencia de que aquí si se usa todo el proceso de las turbinas como describió en la sección 1.3.2.4.

Figura 16. Empuje en un sistema turboprop.



Empuje= Empuje de hélice + Empuje de gases de escape.

$$F = m_0 V_1 - m_0 V_0 + m_e V_e - m_c V_1$$

$$F = m_0 (V_1 - V_0) + m_e (V_e - V_1) \quad (9)$$

$\dot{m}_0 > \dot{m}_c$
 $\dot{m}_e \sim \dot{m}_c$

En estas ecuaciones se tiene en cuenta el cambio de momentum del flujo de aire aguas arriba y aguas debajo de la hélice y también, el cambio de momentum del flujo de los gases de escape con relación al flujo aguas debajo de las hélices. Hay que tener en cuenta que el flujo másico de combustible es despreciable con respecto al flujo de gases calientes.

1.8 AVIÓN PIAGGIO AVANTI P-180

Es uno de los mejores aviones en cuanto a prestaciones de velocidad, tiene velocidad crucero de jet sin embargo es un avión tipo turboprop. La configuración de las turbinas es poco convencional como se ve en la figura 17:

Figura 17. Piaggio Avanti P-180



Fuente: <http://i100.photobucket.com/albums/m24/kingofthefield/300px-P180.jpg>

Es un avión de negocios de dos turbinas producido por Piaggio Aero. Puede llevar 9 pasajeros en una cabina presurizada muy cómoda el cual puede ser pilotado por uno o dos pilotos. Su diseño se basó en el hecho de que se querían tener las prestaciones de un jet con un avión tipo turboprop.

1.8.1 HISTORIA

El P-180 fue probado en un túnel de viento en Italia y en los Estados Unidos en 1980 y 1981. Una unión con Learjet para desarrollar el avión inició en 1982, finalizando en 1986, cuando el primer prototipo voló. La certificación de vuelo de los Estados Unidos fue obtenida en 1990 permitiendo la construcción de los primeros 12 fuselajes, los cuales fueron construidos en Wichita con H & H Parts y Plessey Midwest de donde fue llevado a Italia para el ensamble. Algunos años después Avanti aviation con sede en Wichita cerró por falta de dinero estando estancado el proyecto hasta que, nuevos inversionistas liderados por Piero Ferrari

llegaron al proyecto en 1998. Desde entonces el Piaggio Avanti se ha convertido en uno de los más exitosos aviones turboprop en el mundo.

1.8.2 ESPECIFICACIONES.

En la siguiente tabla se ven las especificaciones más importantes del avión:

Tabla 1. Especificaciones técnicas Piaggio Avanti 180¹.

Capacidad	9 pasajeros
Dimensiones de la cabina	Altura: 1.75m Ancho: 1.85m Largo: 4.45m
Largo	14.4m
Envergadura	14.03m
Altura	3.98m
Peso sin carga	3400 Kg
Carga útil	1862 Kg
Carga máxima en el despegue	5262 Kg
Motores	2X Pratt & Whitney of Canada PT6A-66 Turboprop de 850 SHP y 905 ESHP cada uno.

1.8.3 DESEMPEÑO.

Aquí se ven algunos valores de su desempeño y prestaciones operacionales:

Tabla 2. Prestaciones¹.

Velocidad maxima	737 Km/h (398 kts)
Velocidad de crucero	644 Km/h (348 kts)
Rango operacional	2595 Km
Techo operacional	12500 m (41000 ft)
Rata de ascenso	14.98 m/s (2950 ft/min)

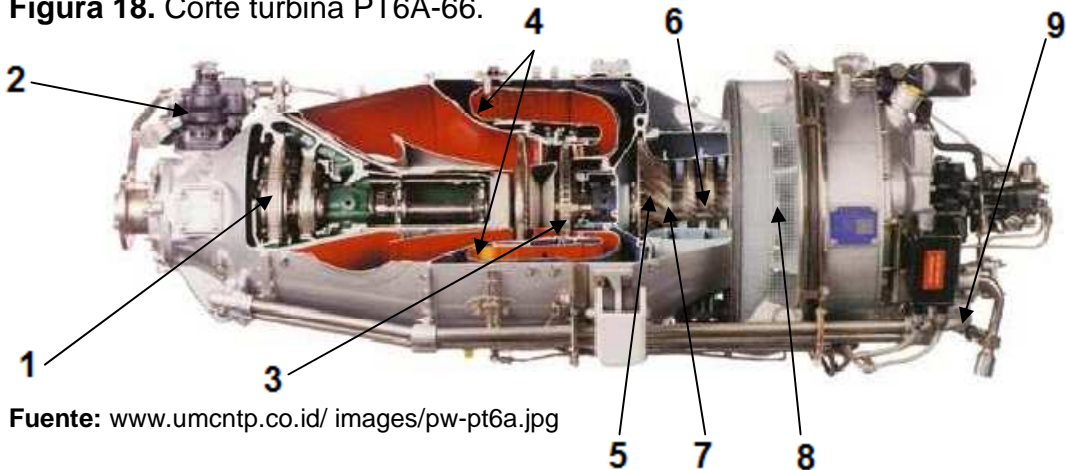
¹ www.piaggioaero.com

Como se ve en la tabla 2 las velocidades de operación son cercanas a las de un jet sin embargo, se usan turbinas turboprop que tienen un menor consumo de combustible.

1.8.4 DESCRIPCIÓN TURBINA PT6A-66

En la siguiente figura se puede ver el corte longitudinal de la turbina con sus partes más importantes:

Figura 18. Corte turbina PT6A-66.



Fuente: [www.umcntp.co.id/ images/pw-pt6a.jpg](http://www.umcntp.co.id/images/pw-pt6a.jpg)

Descripción y operación: Esta serie de turbinas son livianas del tipo libre. La turbina utiliza dos secciones independientes: una donde está ubicado el compresor en la sección de generación de gas y la etapa de turbina de dos etapas que dan el torque al eje que va al propeller a través de la caja reductora¹. La turbina es autosuficiente ya que el generador de gas acciona el sistema de aceite⁹ dando lubricación para todas las áreas de presión para el torquimetro y potencia para el pitch control². El aire entra a la turbina a través de una cámara anular⁸, formada por la entrada del compresor donde este lo dirige directamente al compresor⁷. El compresor consiste en cuatro etapas axiales⁶ combinadas con una etapa simple centrífuga⁵, ensamblada como una sola unidad. La cámara de

combustión⁴ consiste en dos cilindros concéntricos con perforaciones de varios tamaños las cuales dejan entrar el aire que viene del compresor. El flujo de aire cambia de dirección 180 grados respecto a la entrada de la mezcla. El combustible es inyectado por 14 inyectores los cuales se surten de dos múltiples de admisión. Los gases de la combustión van en dirección contraria al ducto de salida y pasa a través del compresor de la turbina. Los gases golpean los alabes de la turbina³ con el ángulo correcto para minimizar las pérdidas de energía.

Datos de la turbina:

Estos son algunos datos de la turbina PT6A-66 Prat & Whitney:

Tabla 3. Especificaciones técnicas y de funcionamiento turbina PT6A-66 Prat & Whitney¹.

ESPECIFICACIONES PT6A-66				
CONDICIONES DE OPERACIÓN	ESHP	SHP	ESFC (lb/eshp/hr)	EMPUJE (lb)
Despegue/continuo máximo	905	850 (1)	0.642	138
Crucero	905	850 (2)	0.642	138
(1): disponible a 69.4 °C a 2000 RPM				
(2): disponible a 63.3°C a 2000 RPM				

Tipo de cámara de combustión	Anular
Radio de Compresión	12:01
Rotación del eje del Propeller	Standard o en reversa como es indicado en la caja de reductora.
Acople del eje del propeller	Ensanchado
Radio de engrane del eje del propeller	0.0601:1
Diámetro de la turbina	19 pulgadas a temperatura ambiente.
Largo turbina	70 pulgadas a temp ambiente.
Consumo de aceite	0.3 lb/hr. En max 10 hrs. de periodo

En turbinas turboprop, la potencia es medida en EQUIVALENT SHAFT HORSEPOWER (ESHP) y en SHAFT HORSEPOWER (SHP). SHP es

¹ Pratt & Whitney of Canada, maintenance manual – part 3036122

determinada por las RPM del propeller y el torque aplicado en el eje del propeller. Los gases de escape también desarrollan algo de energía cinética cuando dejan la turbina, similar a las turbinas turbojet. Este valor de empuje es alrededor del 10% de la potencia total de la turbina. ESHP es el término aplicado para la potencia total entregada incluyendo el empuje.

1.9 TURBOCOMPRESOR AXIAL⁶

1.9.1 INTRODUCCIÓN

Los compresores axiales más primitivos que se construyeron alrededor de 1900 por Sir Charles Parsons, eran de baja relación de compresión y alcanzaban rendimientos muy modestos, del orden del 55%, debido al desprendimiento de la capa límite en el álabe, por lo que se abandonaron en favor de los compresores centrífugos de varios escalonamientos por su más alto rendimiento, del orden del 70 al 80%.

Los primeros turbocompresores axiales de rendimiento aceptable aparecen mucho más tarde; en 1926, A. A. Griffith establece los principios básicos de su teoría del perfil aerodinámico para el diseño de compresores y turbinas, y es a partir de aquí cuando se emprende el desarrollo de los compresores axiales.

Cuando se comparan los compresores axiales con las turbinas axiales, las diferencias provienen de los propios procesos del flujo; cuando el fluido se acelera rápidamente en un conducto sufre una pérdida moderada de presión de remanso, pero cuando experimenta una rápida deceleración, que provoca un gradiente adverso de presión, se puede producir desprendimiento del flujo y, en consecuencia, grandes pérdidas.

⁶ TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edición 1998. – COMPRESORES, Pedro Fernández Díez, Universidad de Cantabria.

Para limitar estas pérdidas, es necesario mantener la relación de deceleración del flujo a través de las coronas de álabes en valores bajos, circunstancia que implica el que para una relación de compresión dada, un turbocompresor axial tenga muchos más escalonamientos que una turbina axial.

Su diseño entraña una gran dificultad dada la importancia especial que el método aerodinámico y el método de diseño de los álabes con torsión tiene en estas máquinas. El ángulo de desviación, $b_1 - b_2$, de los álabes de un turbocompresor axial tiene que ser muy reducido si se quiere mantener un rendimiento elevado, siendo inferior a 45° , mientras que en las Turbinas de vapor o de gas es mucho mayor.

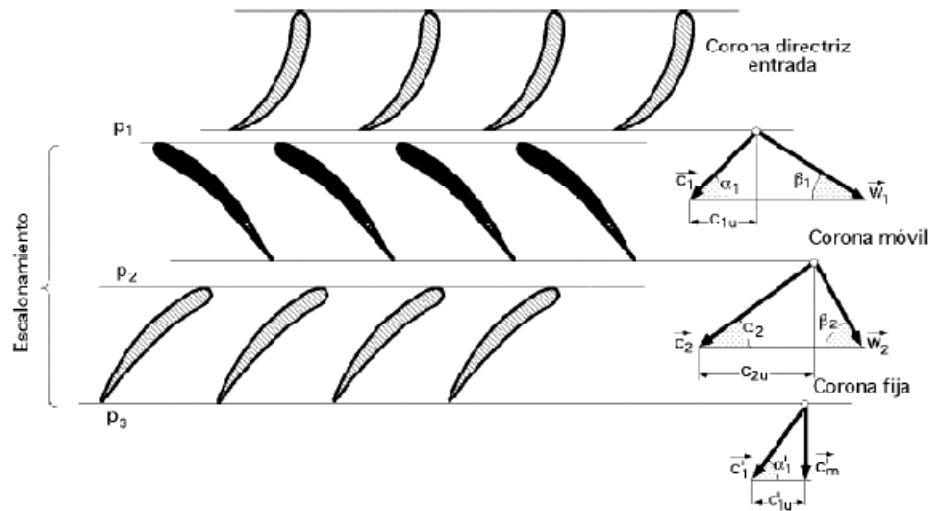
1.9.2 ANÁLISIS BIDIMENSIONAL DEL ESCALONAMIENTO DE UN COMPRESOR AXIAL

Un escalonamiento de un turbocompresor axial consiste en una corona de álabes móviles o **rotor** seguida de otra de álabes fijos o **estator**. Los álabes del rotor están montados sobre un **tambor** y los del estator sobre la carcasa.

Si en este turbocompresor axial los últimos escalonamientos tienen una relación (base/extremo) alta, el problema de diseño se simplifica considerando que las condiciones del flujo no varían en las direcciones circunferencial y radial, lo que equivale a suponer que existen infinitos álabes en cada corona y que las condiciones del flujo que imperan en el diámetro medio de la misma son idénticas para cualquier otro diámetro.

Los álabes se pueden suponer rectos, (misma geometría a lo largo de su altura), y si la relación ($r_{base}/r_{exterior}$) es alta, los incrementos de presión y velocidad del álabes a lo largo de su altura son pequeños por lo que la hipótesis de diseño anterior es suficientemente correcta.

Figura 19. Escalonamiento en un compresor axial.



Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edición 1998. Pág. 611.

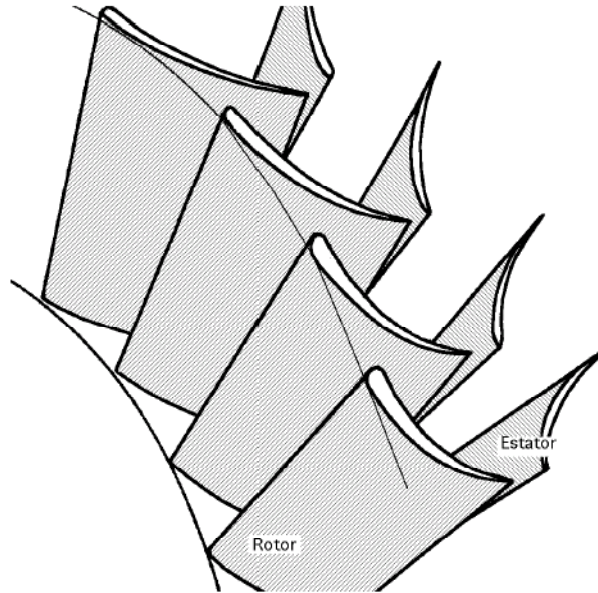
ROTOR.- El proceso en el rotor es un proceso adiabático en el que se transfiere trabajo al fluido. El fluido llega a los álabes del rotor con una velocidad absoluta c_1 , que forma un ángulo α_1 con la dirección axial, y atraviesa los conductos divergentes formados por los álabes del rotor, que ceden energía mecánica al fluido aumentando su energía cinética y su presión estática.

El fluido sale del rotor con una velocidad relativa, $w_2 < w_1$, y una velocidad absoluta, $c_2 > c_1$, debido a la energía cedida por el rotor. A continuación, el fluido atraviesa los conductos divergentes que forman los álabes del estator decelerándose y aumentando consecuentemente su presión estática.

El flujo entra en el rotor sin rotación, por lo que:

$c_{1u} = 0$; $\alpha_1 = 90^\circ$ mientras que la velocidad axial c_m es constante.

Figura 20. Vista isométrica del rotor y estator.



Fuente: COMPRESORES AXIALES, TC axiales.V.-97 pdf, Pedro Fernández Diez, pág. 3.

$$C_{2u} - C_{1u} = W_{2u} - W_{1u} \quad (10)$$

$$W_{2u} = -C_m \cotg \beta_2 ; \quad W_{1u} = -C_m \cotg \beta_1$$

El trabajo de compresión en un escalonamiento de un turbocompresor axial, o trabajo periférico, es:

$$T_u = \left(i_2 + \frac{C_2^2}{2g} \right) - \left(i_1 + \frac{C_1^2}{2g} \right) = \frac{u(C_{2u} - C_{1u})}{g} = \frac{uC_m(\cotg \beta_1 - \cotg \beta_2)}{g} \quad (11)$$

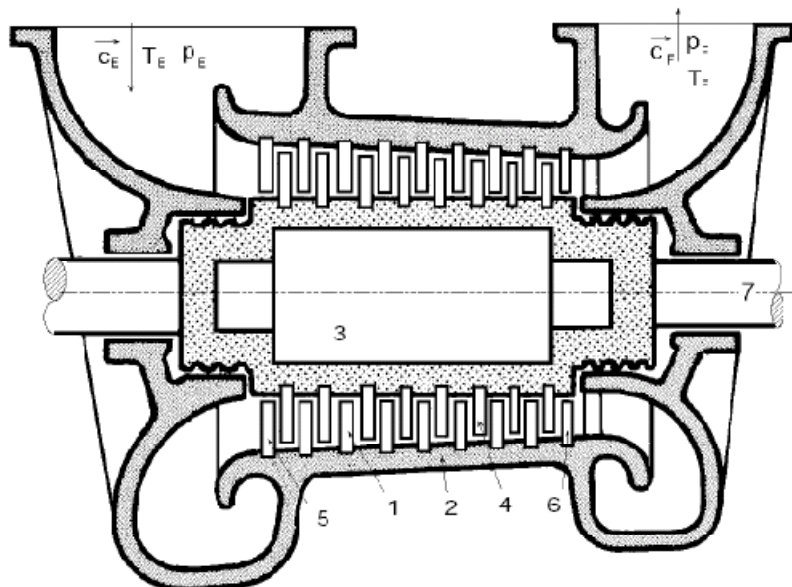
De esta ecuación se deduce que como en un turbocompresor axial la diferencia, $\cotg \beta_1 - \cotg \beta_2$ es muy pequeña, el aumento del salto entálpico por escalonamiento se tiene que conseguir mediante un aumento de la velocidad periférica u ó de cm .

Como a un salto periférico pequeño le corresponde un incremento de presión por escalonamiento pequeño, la relación de compresión ec por escalonamiento en

estos turbocompresores axiales es a su vez muy pequeña, del orden de, 1,15 - 1,35, aproximadamente, y mucho menor que en el turbocompresor centrífugo. Sin embargo esto no es problema para que en la actualidad el turbocompresor axial predomine sobre el turbocompresor centrífugo en el campo de las grandes potencias, grandes caudales e incluso grandes relaciones de compresión, del orden de, $ec = 4$, que se alcanzan aumentando el número de escalonamientos. Estos escalonamientos se suceden unos a otros, ya sean de tambor o de disco, constituyendo una máquina compacta con una reducida sección transversal, lo que constituye una gran ventaja sobre el turbocompresor centrífugo, sobre todo en la aplicación a los turborreactores de los aviones que precisan de pequeñas superficies frontales.

Los turbocompresores axiales pueden ser subsónicos y supersónicos; nosotros sólo trataremos los turbocompresores subsónicos, que son los más corrientes.

Esquema del corte longitudinal de un turbocompresor axial: 1) Corona fija; 2) Estator; 3) Tambor; 4) Corona móvil de un escalonamiento; 5) Corona directriz de entrada; 6) Corona directriz final; 7) Eje



Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edición 1998. Pág. 605.

Por lo que respecta a las pérdidas, saltos entálpicos, rendimientos, potencias, refrigeración, etc, lo visto en los turbocompresores centrífugos, es aplicable a los turbocompresores axiales.

1.9.3 INCREMENTO DE PRESIÓN EN UN ESCALONAMIENTO DE TURBOCOMPRESOR AXIAL

El incremento de entalpía en un escalonamiento de compresor adiabático es:

$$\Delta i = i_3 - i_1 = \frac{u(C_{2u} - C_{1u})}{g} \quad (12)$$

en el supuesto de que la energía cinética es sensiblemente la misma a la salida del escalonamiento (3) que a la entrada del escalonamiento (1), $c_3 = c_1$.

El trabajo de compresión realizado es:

$$T_u = \frac{uC_m(\cot\beta_1 - \cot\beta_2)}{g} \quad (13)$$

Como en un turbocompresor axial el incremento de presión por escalonamiento es muy reducido, la variación de la densidad será también muy pequeña; si en primera aproximación se supone para un escalón que la densidad, $r = \text{Cte}$, (no en el turbocompresor completo), se obtiene:

$$di = du + pdv + vdp = du + pdv = dQ = 0 = vdp = \frac{dp}{\rho} \Rightarrow i_3 - i_1 = \frac{P_3 - P_1}{\rho}$$

por lo que el incremento de presión teórico en un escalonamiento de turbocompresor axial con, $r = \text{Cte}$, y $c_3 \approx c_1$ es:

$$P_3 - P_1 = \rho \frac{u(C_{2u} - C_{1u})}{g} = \frac{\rho\{(W_1^2 - W_2^2) - (C_2^2 - C_1^2)\}}{2g} = (P_2 - P_1) + (P_3 - P_2) \quad (14)$$

ROTOR.- En la corona móvil del escalonamiento del turbocompresor axial con $r = \text{Cte}$, el incremento de entalpía, (para un observador unido al rotor), es:

$$I_1 + \frac{w_1^2}{2g} = i_2 + \frac{W_2^2}{2g} ; \quad \frac{P_2 - P_1}{\rho} = i_2 - i_1 = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (15)$$

es decir, el aumento de entalpía en el rotor está ligado al aumento de presión estática, fenómeno que sólo es debido a un proceso de difusión del flujo relativo por ser, $w_1 > w_2$.

ESTATOR.- El incremento de presión teórico en la corona fija (estator) del escalonamiento de un turbocompresor axial con, $r = \text{Cte}$, y $c_3 = c_1$ es:

$$i_2 + \frac{c_2^2}{2g} = I_3 + \frac{c_3^2}{2g} ; \quad i_3 - i_2 = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (16)$$

por cuanto se trata de un proceso adiabático y en el mismo no se realiza ningún trabajo, es decir, la energía aportada por el rotor se emplea en aumentar la presión, la velocidad del aire, $c_2 > c_1$, y en vencer las distintas pérdidas.

El aumento de presión es debido a un proceso de difusión, $c_2 > c_1$

El establecer la hipótesis, $r = \text{Cte}$, equivale a tratar al compresor axial como una bomba axial, por lo que las ecuaciones anteriores son idénticas a las que proporcionan los incrementos de presión en la bomba axial o en un ventilador.

1.9.4 COEFICIENTES DE DISEÑO.

Son importantes en el proceso de diseño puesto que permiten comparar varias configuraciones y el desempeño del dispositivo en un punto de operación dado, ver el comportamiento de una variable de operación con respecto a otra variable de operación, comparar y seleccionar valores que maximicen el rendimiento del equipo.

Coeficiente de presión ψ .- El coeficiente de carga o de presión y de un escalonamiento, referido al extremo del álabe, expresa la capacidad de trabajo T_u por unidad de masa desarrollado por el escalonamiento, se define como:

$$\Psi = \frac{T_u}{\frac{u^2}{g}} \quad (17)$$

siendo T_u el salto energético isentálpico en el escalonamiento; el coeficiente así definido varía de la base al extremo, a lo largo de la longitud radial del álabe, por lo que viene referido en cada caso a la sección de que se trate.

En los turbocompresores de varios escalonamientos los valores de ψ en la base y en la mitad del álabe son:

$$\Psi_{base} < 1 \quad ; \quad \Psi_{mitad\ del\ alabe} < 0.7$$

El Teorema de Euler aplicado a las Turbomáquinas proporciona:

$$\begin{aligned} T_u &= \frac{u}{g}(C_{1u} - C_{2u}) = \frac{u}{g}(C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2) = \frac{C_{1m}}{\operatorname{tg} \alpha_1} = C_1 \cos \alpha_1 \\ &= \frac{u}{g} C_{1m} (\cot \alpha_1 - \cot \alpha_2) \\ \Psi &= \frac{g T_u}{u^2} = \frac{C_{1m}}{u} (\cot \alpha_1 - \cot \alpha_2) \quad (18) \end{aligned}$$

Coeficiente de caudal o de flujo ϕ_a .- Está relacionado con el tamaño de la máquina para un gasto másico G dado, y se define por la expresión:

$$\Phi_a = \frac{C_m}{u} \quad (19)$$

En el diseño de los turbocompresores axiales de varios escalonamientos, se recomienda mantener:

$$\Phi_a \geq 0.45\sqrt{\Psi}$$

Los valores usuales de ϕ_a referidos no al diámetro exterior, sino al diámetro medio, suelen estar comprendidos entre, 0,5 - 0,8.

Relación de cubo.- Se define como la relación entre el radio de la base y el radio exterior del álabe:

$$v = \frac{r_{\text{base}}}{r_{\text{exterior del alabe}}} \quad (20)$$

El coeficiente n se escoge tanto mayor, cuanto mayor sea el coeficiente de presión adoptado; la experiencia demuestra que el valor óptimo oscila entre un mínimo y un máximo en la forma,

$$\frac{0.9\Psi}{1.4 - 0.9\Psi} < v < (0.8 \div 0.85) \Rightarrow 0.5 < v < 0.85$$

Número específico adimensional de revoluciones θ .- El número específico adimensional que en los turbocompresores axiales se define en la forma:

$$\theta = \frac{\sqrt{(1-v^2)\Phi_a}}{\Psi^{3/4}} \quad (21)$$

Nº de Mach, M.- Sabemos que para un escalonamiento, se tiene,

$$T_u = \Psi \frac{u^2}{g} \quad (22)$$

Aumentar la relación de compresión de un escalonamiento equivale a aumentar T_u para lo cual, una vez escogido un valor de ψ , la velocidad periférica u aumentará, lo que implica, para valores constantes de c_m y D_{cu} a la entrada del

rodete un aumento creciente de w_1 , que al acercarse a la velocidad del sonido c_s aumenta el número Mach:

$$M = \frac{w_1}{c_s} \quad (23)$$

hasta llegar al valor crítico, que viene a estar comprendido entre 0,65 y 0,85, pasando de régimen subsónico a transónico.

En los álabes de gran espesor y gran curvatura el número crítico es aún menor, y disminuye al aumentar el ángulo de ataque, dependiendo finalmente del ángulo de posición del perfil en el enrejado.

Si el régimen pasa de supersónico a subsónico, en el compresor se crean ondas de choque, con desprendimientos locales de la capa límite, aumento de las pérdidas y disminución del rendimiento. Para que se produzcan estos fenómenos basta con que en algún punto del perfil, que se encuentra de ordinario en la superficie convexa, se llegue a la velocidad del sonido; allí la velocidad local es muy superior a la velocidad media de la corriente.

Como el nº de Mach crítico se determina a la velocidad media, ésto explica que los fenómenos supersónicos ocurran antes de que la velocidad media de la corriente alcance la velocidad del sonido; en esta situación aumenta la resistencia al arrastre, y disminuye simultáneamente el empuje ascensional, lo que equivale a un descenso rápido del rendimiento del turbocompresor en el enrejado de álabes.

Para un mismo enrejado de álabes, en el que se mantiene la semejanza de los triángulos de velocidades, un aumento de u implica un aumento de w_1 y c_m , por lo que la limitación de estas últimas velocidades implica la limitación de la velocidad periférica u .

En los turbocompresores de varios escalonamientos, aun manteniendo $M > M_{crít}$ se puede lograr un aumento del salto entálpico por escalonamiento, con la consiguiente reducción del número de los mismos, aprovechando el hecho de que la temperatura del aire aumenta con la compresión, y por lo tanto, la velocidad del sonido c_s , siendo su valor del orden de, $c_s = 20\sqrt{T}$

1.9.5. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DEL TC AXIAL

En el diseño de un turbocompresor axial es importante tener en cuenta las siguientes consideraciones:

a) Rendimiento óptimo en el punto de diseño (objetivo muy frecuente en todo diseño).

b) Mayor economía en la construcción, aún sacrificando algo el rendimiento.

c) Seguridad de funcionamiento y resistencia: Si el salto isentálpico total que se alcanza en un escalonamiento del turbocompresor axial oscila, por ejemplo, entre 8 y 15 kJ/Kg, y se busca una máquina totalmente exenta de vibraciones y bombeo, se escogerán dentro de la gama indicada los valores más bajos; para los turbocompresores móviles se escogerán los valores intermedios y los más elevados para los turborreactores de los aviones.

d) El número de revoluciones es con frecuencia el factor decisivo en el diseño; de manera que si el número de revoluciones viene prescrito por la máquina conducida, el diseño puede ser totalmente distinto que si éste pudiese ser elegido arbitrariamente en el proyecto.

e) Realización de un diseño adiabático o diseño refrigerado.

DISEÑO REFRIGERADO.- Con los datos iniciales del proyecto y con el diagrama (i-s) se tiene:

- Presión y temperatura del gas a la entrada del turbocompresor, p_E, T_E
- Relación total de compresión, P_f/P_E
- Salto isentálpico total o salto energético en la máquina
- Presión y temperatura real del gas al final de la compresión, p_F, T_F , calculada esta última mediante la estimación de un rendimiento interno medio del escalonamiento i_e y del factor de recalentamiento.

- **El gasto másico G** constante en toda la máquina o el caudal volumétrico a la entrada, estando ambos relacionados por la ecuación:

$$Q_E = GV_e = G \frac{RT_E}{P_E} \quad (24)$$

- Selección del número de revoluciones “n” (si no es dato del proyecto).
- Cálculo del número de escalonamientos Z.
- Decidir entre diseño con torbellino libre en el que el grado de reacción es variable, mínimo en la base del álabe y creciente con la altura del mismo, siendo $c_m = Cte$, y circulación $\Gamma = 2\pi c_u r = Cte$, o con grado de reacción constante, $\Gamma = Cte$, en todo él.
- Selección del perfil del álabe en la base, que tenga un coeficiente de empuje ascensional elevado, un coeficiente de arrastre bajo y que sea estable en una amplia gama de ángulos de ataque. Con frecuencia se selecciona primero un perfil base simétrico, a continuación se escoge una línea media y una distribución de espesores.
- Selección de los coeficientes de presión, de caudal λ , y de empuje ascensional C_a desde la entrada a la salida de la máquina.
- Determinación del diámetro medio del primer escalonamiento y de la longitud radial ϕ_a del álabe a la entrada del mismo, si no se tiene en cuenta el espesor de los álabes, por medio de las ecuaciones:

$$u_{e1} = \frac{d_{e1}\pi n}{60} \quad (25)$$

siendo v_E el volumen específico del aire a la entrada.

En este esquema se prescinde de la refrigeración, que se podrá hacer después de cada cuerpo del turbocompresor, o incluso después de cada escalonamiento en los turbocompresores más eficientes, y consideramos cada cuerpo, o respectivamente cada escalonamiento, idealmente adiabático.

Valores usuales de la velocidad axial (cm) son:

Compresores estacionarios, 80 120, m/seg

Compresores móviles, 140 200, m/seg

La longitud radial de los álabes no debe ser menor de 35 , 40, mm.

Los valores de d_{m1} y altura del álabe a_1 están relacionados entre sí y con la relación de cubo por la ecuación:

$$v = \frac{d_{b1}}{d_{e1}} = \frac{d_{m1} - b_1}{d_{m1} + b_1} = 0.5 - 0.85$$

en la que se escoge, por ejemplo 0,5 en el primer escalonamiento y 0,85 en el último.

- Determinación del diámetro medio del último escalonamiento, utilizando el coeficiente de caudal $\phi a(\text{último})$ y vF .
- Selección de la forma del corte meridional.
- **Construcción de los triángulos de velocidades**, tanto a la entrada como a la salida, al menos en la base, álabe medio, y extremo del álabe (aunque conviene hacerlo en más secciones del álabe). A continuación se comprueba el ángulo de desviación, $b_2 - b_1$, que ha de tener un valor conveniente. Es muy difícil que los ángulos de la corriente a la entrada y salida b_1 y b_2 coincidan con los ángulos que forman las tangentes a la línea media del álabe, por lo que, en general, aun en el punto de diseño, el desvío de la corriente no coincidirá con el desvío que marca la línea media del perfil, como se observa en la figura.

- **Determinación del paso relativo, t/L , en todas las secciones**, que suele oscilar entre, 0,9 , 1, pudiéndose extender la gama por un lado y por otro de, 0,5 , 1,5. El número de álabes Z viene relacionado con el paso t por la ecuación:

$$t = \frac{\pi d_m}{Z} \quad (26)$$

- Determinación de la cuerda del perfil L_m en el diámetro medio.
- **Diseño del álabe de la base al extremo**, teniendo en cuenta la ecuación:

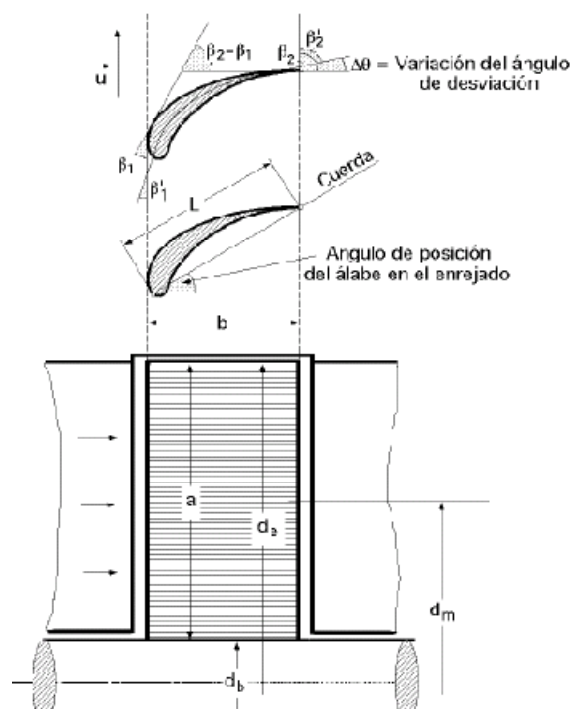
$$C_a L \sqrt{\left(u - \frac{\Delta C_u}{2}\right)^2 + C_m^2} = \text{Cte} \quad (27)$$

- Comprobación del número de Mach en cada sección del álabe

- Determinación del rendimiento del escalonamiento, del estado del gas y de la longitud del álabe a la salida del escalonamiento.

A continuación se repite el proceso de cálculo para los restantes escalonamientos y finalmente se determina el rendimiento interno del turbocompresor.

Figura 21. Ángulos de entrada y salida del rotor.

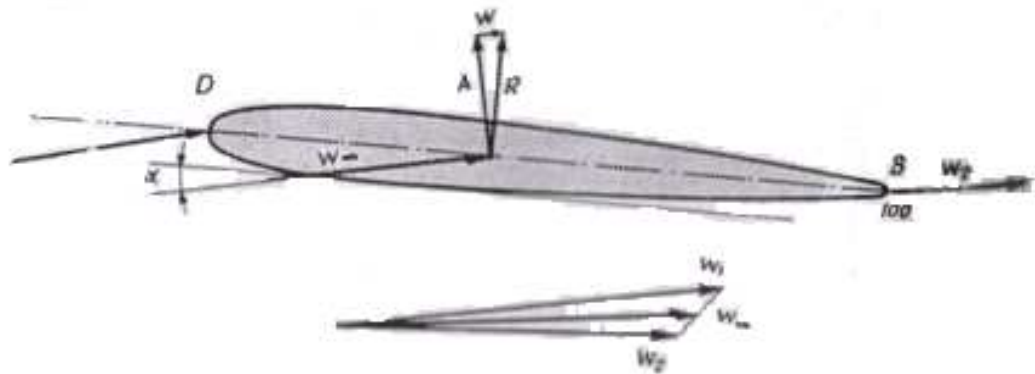


Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edición 1998. Pág 625.

1.9.6 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SUSTENTACIÓN EN EL PERFIL DEL ÁLABE.

1.9.6.1 Nomenclatura del perfil de ala de avión aislada y en enrejado.

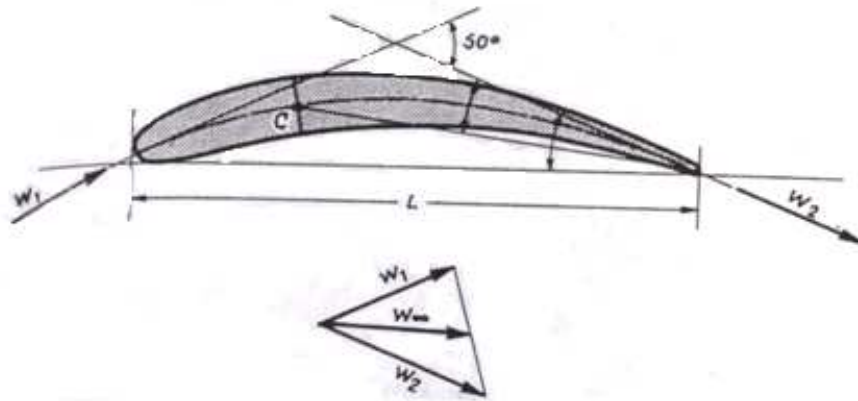
Figura 22. Fuerzas que actúan en el perfil aerodinámico.



Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edición 1998. Pág 554.

El perfil aerodinámico que se muestra en la figura es un perfil simétrico, DB es la línea media. En general la línea media es equidistante de la superficie superior o inferior del perfil, D es el borde de ataque del perfil y B es el borde de salida de borde de estela. Para aumentar el ángulo de desviación (el que forman los vectores w_1 y w_2) se usan perfiles curvos como se ve en la figura. Esto permite aumentar el trabajo del rodete hacia el fluido teniendo en cuenta q este es proporcional al ángulo de desviación de corriente.

Figura 23. Perfil aerodinámico curvo.

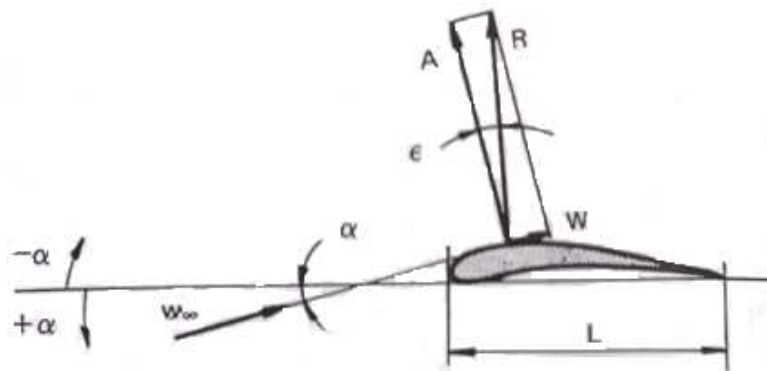


Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edicion 1998. Pág 555.

En la calidad aerodinámica de un perfil de ala de avión, de la cual depende el rendimiento influye en primer lugar su curvatura y luego la relación de espesor máximo desde el borde de ataque que es de aproximadamente el 10% y la posición del punto de espesor máximo desde el borde de ataque que es aproximadamente del 30%. Lo más favorable esta dentro del 30-50 %.

La cuerda del perfil se define como el segmento rectilíneo que une el borde de ataque con el de salida. El ángulo de ataque es el formado por la línea de referencia y el vector dirección de entrada de flujo.

Figura 24. Fuerza resultante en el perfil.

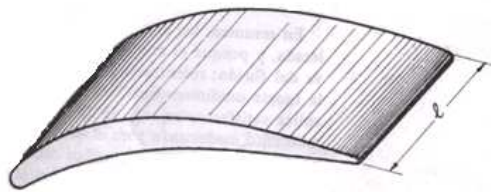


Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edicion 1998. Pág 560.

La relación de forma λ al cociente de la luz por la cuerda del perfil:

$$\lambda = \frac{l}{L}$$

Figura 25. Longitud del perfil.



Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edicion 1998. Pág 557.

1.9.6.2. Empuje ascensional y arrastre en un perfil aislado.

Como se ve en la figura tal la fuerza R es la resultante entre las fuerzas A y W, sustentación y arrastre respectivamente, el ángulo ϵ es el formado entre ellas. Para el modelado geométrico de los perfiles se han hecho varios estudios en túneles aerodinámicos los cuales han permitido optimizar geometrías y medir valores de sustentación y arrastre para diferentes ángulos de ataque. Dichos estudios han arrojado como resultado los perfiles NACA los cuales ya están tabulados con datos de fuerzas aerodinámicas y geometría.

Tabla 4. Perfil NACA para dos geometrías.

PERFIL	X/L en porcentaje	1.25	2.5	5	7.5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
1.NACA 0010	y/l en porcentaje	1.58	2.18	2.96	3.5	3.9	4.46	4.78	5	4.84	4.41	3.8	3.06	2.18	1.2	0.67	0.1
2.NACA 16009		0.97	1.35	1.88	2.27	2.59	3.1	3.5	4.06	4.39	4.5	4.38	3.95	3.15	1.89	1.06	0.08

Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edicion 1998. Pág 560.

En los túneles aerodinámicos se miden con balanzas adecuadas las fuerzas de sustentación y arrastre en un modelo a escala del prototipo. Según la teoría de modelos para que exista una semejanza dinámica entre el modelo y el prototipo el ensayo se ha de realizar manteniendo el número de Reynolds igual en el modelo y el prototipo.

$$C_a = \frac{A}{\rho \frac{W_\infty^2}{2}} * \frac{1}{F} \quad (28)$$

$$C_w = \frac{W}{\rho \frac{W_\infty^2}{2}} * \frac{1}{F} \quad (29)$$

Donde:

Ca=Coeficiente de sustentación.

Cw=Coeficiente de arrastre.

A=Fuerza de sustentación.

W=Fuerza de arrastre.

$\rho \frac{W_\infty^2}{2}$ =Presión dinámica.

F=l*L= Área proyectada del perfil.

1.9.6.3. Coeficiente de sustentación.

A partir de estudios para la determinación de curvas de rendimiento y modelamiento matemático teniendo en cuenta varias simplificaciones para el diseño de compresores axiales modernos se tiene que:

$$C_a = 2 \frac{t}{L} (\cot\beta_1 - \cot\beta_2) \text{sen}\beta_\infty \quad (30)$$

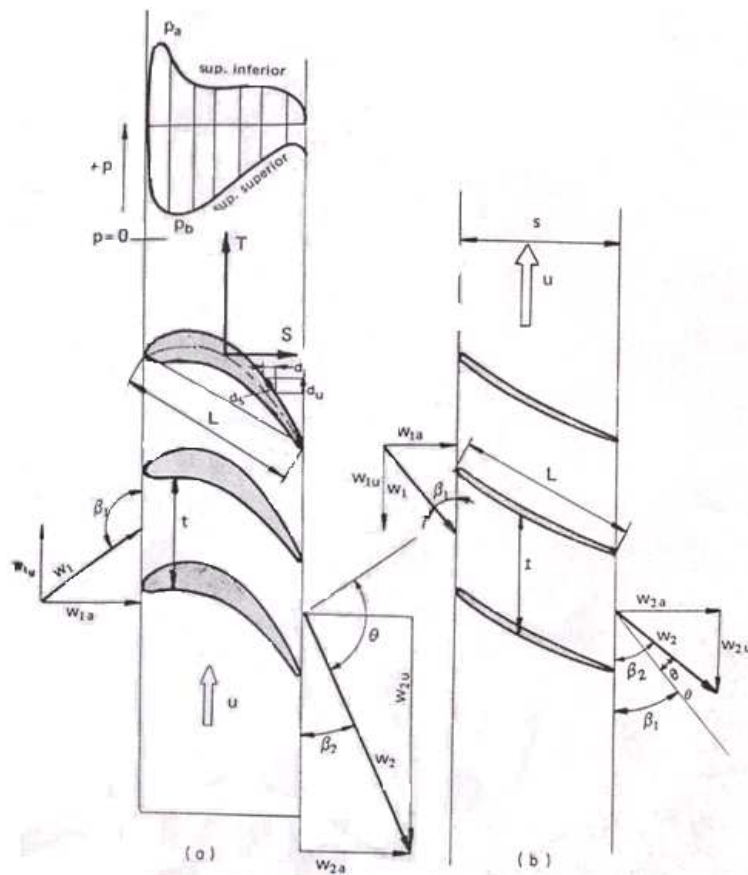
1.9.6.4. Coeficiente de arrastre.

Para el cálculo de este coeficiente se puede emplear la siguiente fórmula del libro de Munson y anexo A:

$$D = \int P \cos \theta * dA \quad (31)$$

Un paso importante en el cálculo de velocidades en un enrejado es el triangulo de velocidades. Este permite hacer cálculos rápidos y confiables mediante el uso de vectores para determinar velocidades y ángulos teniendo en cuenta la geometría de los perfiles aerodinámicos.

Figura 26. Triangulo de velocidades en el enrejado.



Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edición 1998. Pág 559.

1.9.7 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE UN COMPRESOR AXIAL.

Puntos de vista a tener en cuenta para el diseño de un compresor axial:

- a) Optimo rendimiento en el punto de diseño.
- b) Mayor economía en la construcción.
- c) Seguridad de funcionamiento y resistencia.
- d) El numero de revoluciones que con frecuencia es el factor decisivo en el diseño; de manera que si el numero de revoluciones viene prescrito por la maquina conducida el diseño puede ser totalmente distinto que si este puede ser elegido en el proyecto.
- e) Realización de un diseño adiabático o refrigerado.

Procedimiento:

- 1) Con los datos iniciales del proyecto y el diagrama hs son conocidos:
 - Presión y temperatura del gas a la entrada del compresor.
 - Relación total de compresión.
 - Salto entálpico total de la maquina.
 - Presión y temperatura real del gas al final de la compresión, calculada esta ultima mediante la estimación de un rendimiento interno medio del escalonamiento y el factor del recalentamiento (R).
 - El flujo másico constante de toda la maquina
- 2) Selección del número de revoluciones si no es un dato del proyecto.
- 3) Calculo del número de escalonamientos.
- 4) Selección del perfil de base.
- 5) Determinación del diámetro medio del primer escalonamiento y la longitud radial del alabe mediante las ecuación:

$$\pi d_m l c_a = G V_E$$

Si no se tiene en cuenta el espesor de los alabes los valores usuales de c_a son:

Compresores estacionarios 80-120 m/s.

Compresores móviles 140-200 m/s.

La longitud radial de los alabes no debe ser menor de 35-40mm

d_m y l están relacionados de la siguiente manera:

$$\frac{d_m - l}{d_m + l} = 0.5 - 0.85$$

6) Determinación del paso relativo t/L donde: $t = \frac{\pi d}{z}$

7) Comprobación del número de mach.

8) Determinación del rendimiento del escalonamiento.

1.9.8 TOBERAS Y DIFUSORES

Las toberas son dispositivos esencialmente adiabáticos y se utilizan para acelerar un fluido. Por consiguiente, el proceso isentrópico sirve como un modelo adecuado para las toberas.

La eficiencia adiabática de una tobera se define como la razón entre la energía cinética real del fluido a la salida de la tobera y el valor de energía cinética a la salida de una tobera isentrópica para el mismo estado inicial y presión de salida, es decir:

$$\eta_N = \frac{\text{EC real en la salida de la tobera}}{\text{EC isentrópica en la salida de la tobera}} = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2} \quad (32)$$

La presión de salida es la misma tanto para el proceso real como para el isentrópico pero el estado de salida es diferente.

Las toberas no incluyen interacciones de trabajo y el fluido experimenta poco o ningún cambio en su energía potencial cuando fluye por el dispositivo. Si además a esto la velocidad de entrada es pequeña respecto a la velocidad de salida, la relación de la conservación de la energía para este dispositivo de flujo permanente se reduce a:

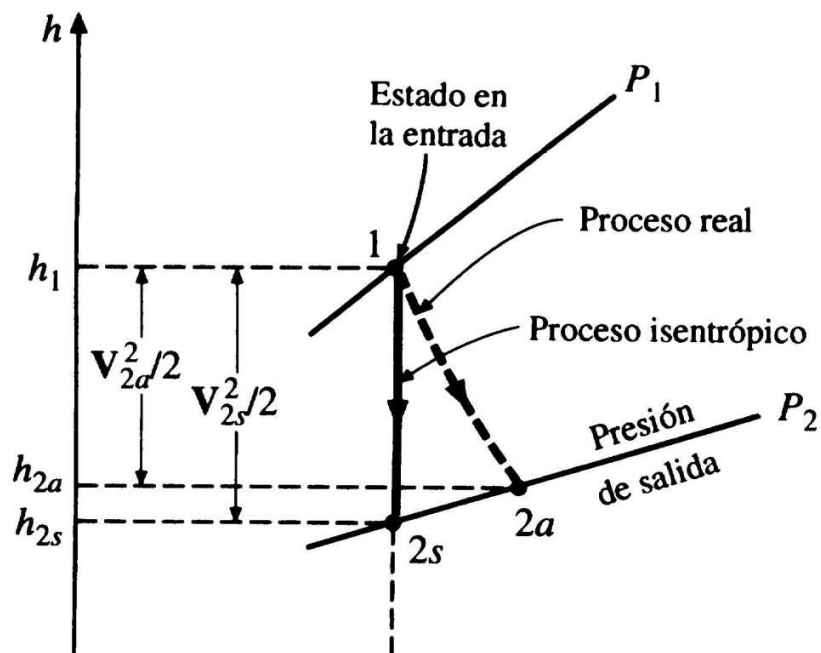
$$0 = h_{2a} - h_1 + \frac{V_{2a}^2 - 0}{2}$$

En ese caso, la eficiencia adiabática de una tobera se expresa en términos de las entalpías como:

$$\eta_N = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \quad (33)$$

Donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de entalpía en la salida de la tobera para los procesos real e isentrópico. La eficiencia adiabática de las toberas esta por lo general arriba del 90 por ciento y no son frecuentes eficiencias superiores al 95 por ciento.

Figura 27. Eficiencia en una tobera.



Fuente: Termodinámica Cengel, tomo 1, Mc Graw Hill. Pág 354.

Para el caso de los difusores el análisis termodinámico es el mismo, aunque se debe tener en cuenta que es el proceso es inverso a una tobera. La función de un difusor es desacelerar un fluido a expensas de aumentar la presión.

2. REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE.

Para hacer el redireccionamiento de los ductos de escape de las turbinas y dirigir el flujo de manera que se minimice su efecto de choque con las hélices se debe diseñar:

- a. Un colector el cual permita dirigir los gases desde el ducto de salida a través de las hélices.
- b. Una etapa de compresión donde se aproveche parte de la energía rotacional que lleva la hélice.
- c. Una tobera la cual acelere los gases provenientes de la etapa de compresión para así aumentar el empuje.

Posteriormente hacer el análisis con el diseño original de la turbina PT6A-66.

2.1. DATOS DE ENTRADA⁷.

Los siguientes son algunos datos obtenidos de manuales de la turbina PT6A-66 suministrados por la Pratt & Whitney:

- Velocidad hélices: 2000 RPM.
- Empuje a la salida de los gases de escape @ nivel del mar: 138 Lbf (614 N).
- ESHP: 905 @ 69.4 °C.
- SHP: 850 @ 69.4 °C.
- ESFC: 0.642 lb/eshp/hr.
- Tipo de cámara de combustión: Anular.
- Compresión: 12-1.

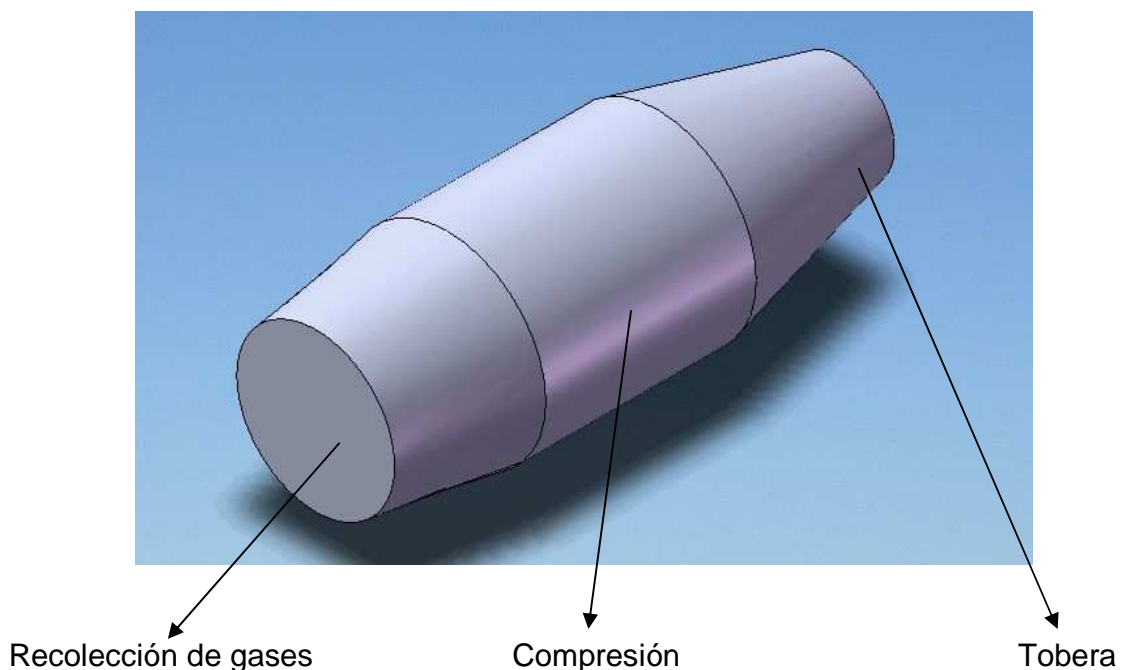
⁷ Pratt & Whitney of Canada, maintenance manual – part 3036122

2.2 CÁLCULOS Y DIMENSIONAMIENTO INICIAL DEL DISPOSITIVO.

Para llevar a cabo un dimensionamiento inicial de los dispositivos que van a ser usados para mejorar el desempeño de la turbina, es necesario un programa informático el cual permita hacer rápidas iteraciones; para así poder hacer estudios paramétricos que se ajusten y optimicen el diseño de los elementos involucrados. Para elaborar dicho programa se usó el software MATLAB versión 7.4 que permite variar parámetros tales como: perfiles aerodinámicos, valores de entrada como temperaturas y flujos, geometría, eficiencias y directrices de diseño en el caso de las toberas.

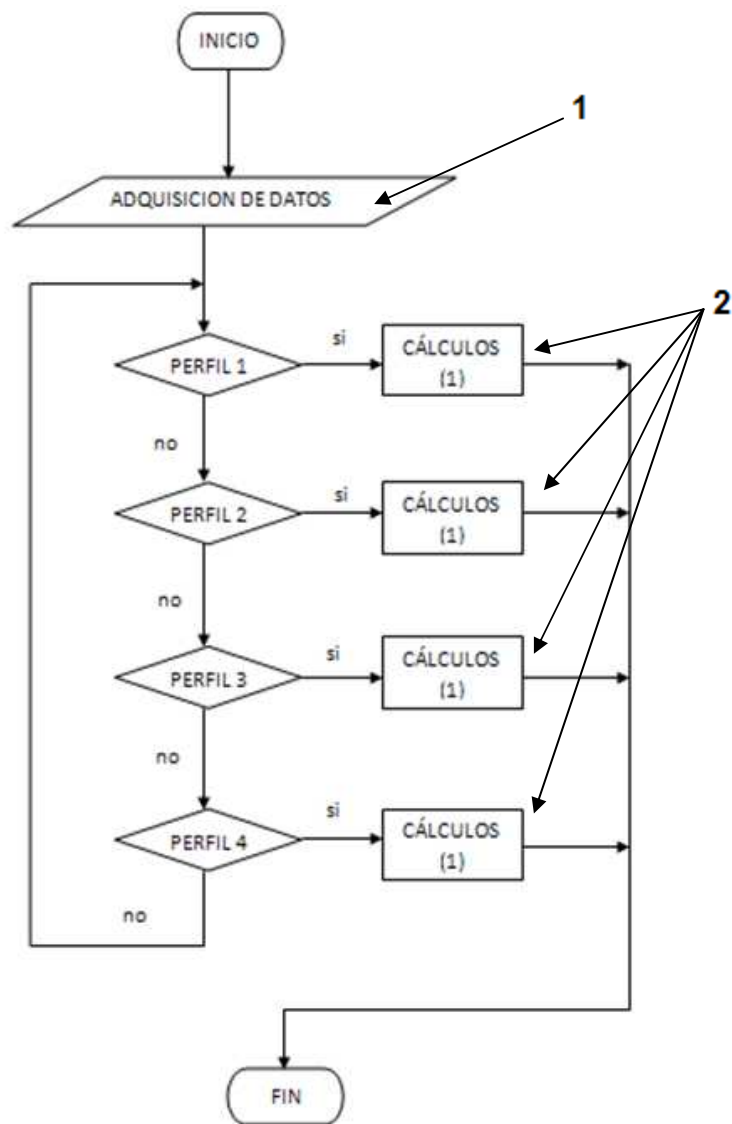
Para el cálculo del coeficiente de arrastre se usó la ecuación 29 de la pagina 42 y para el cálculo del coeficiente de sustentación la ecuación 30 de la pagina 42. El algoritmo de diseño del compresor axial es el descrito en la sección 1.9.7.

Figura 28. Etapas del dispositivo.



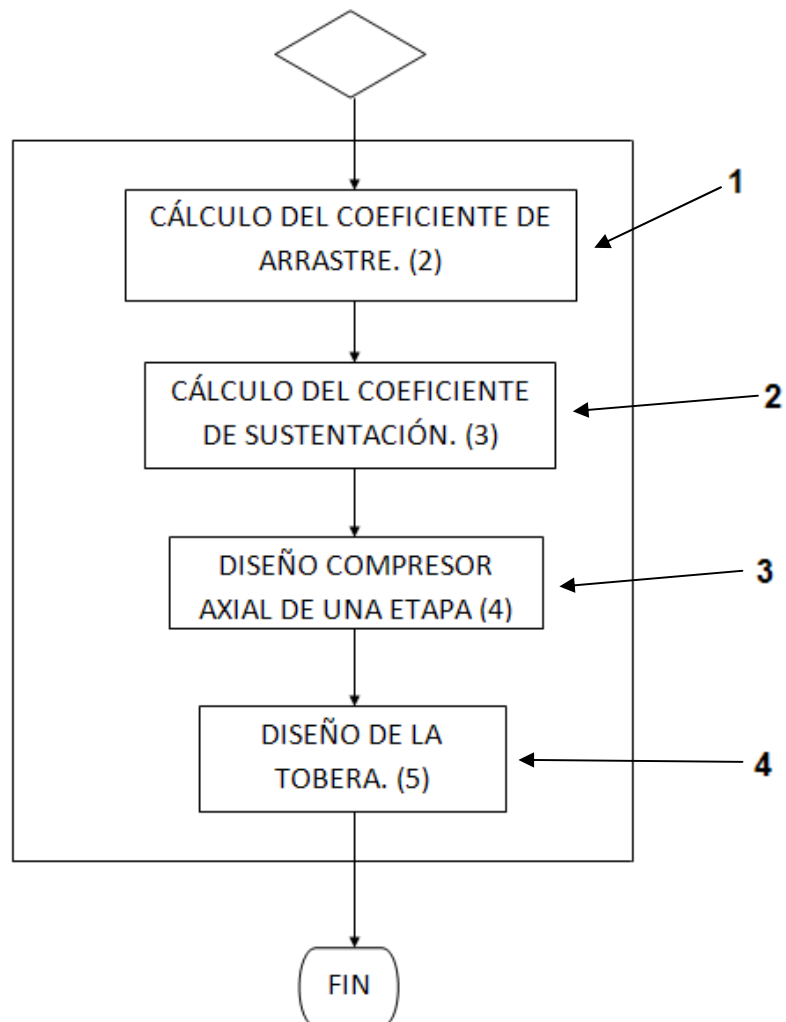
2.2.1 Programa.

Inicialmente se introducen los datos conocidos y algunos parámetros de cálculo durante el proceso de adquisición de datos¹. Luego de esto se selecciona el segmento del perfil en el cual quiere trabajar, el 1, 2, 3 o 4. Hecho esto se procede a hacer los calculos² los cuales se discriminan y explican mejor mas adelante.



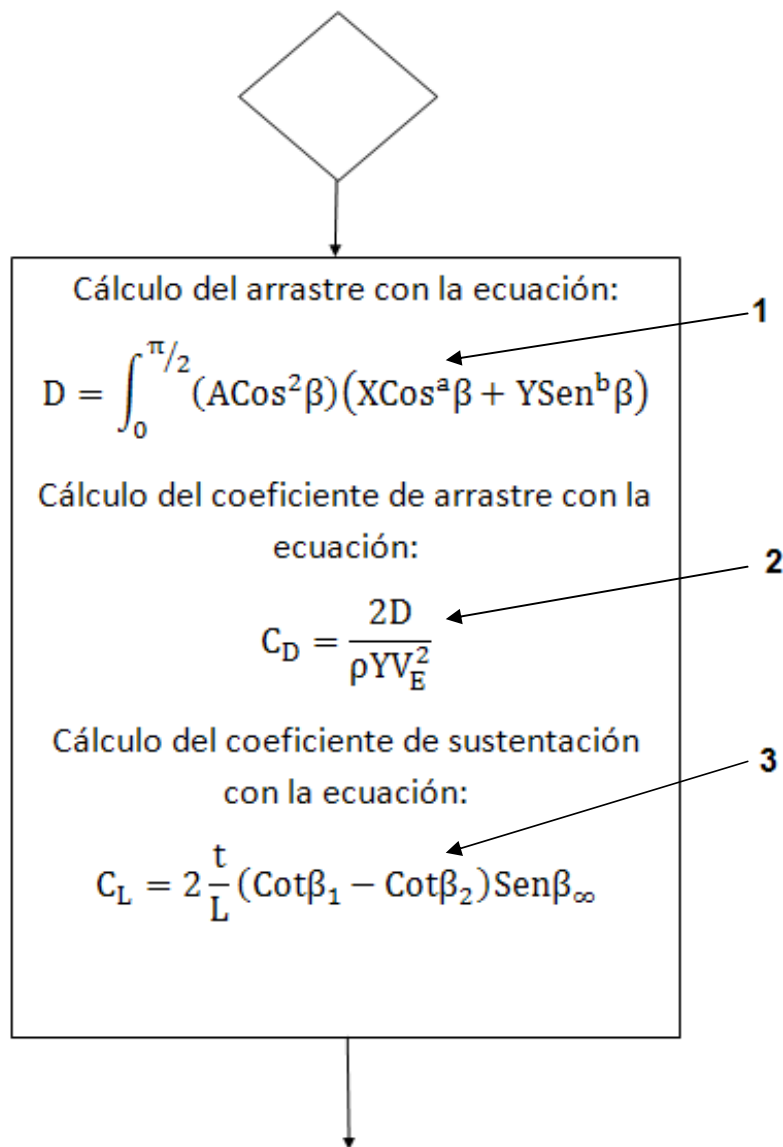
(1) Cálculos.

Dentro de los cálculos que se hacen, se encuentra el cálculo del coeficiente de arrastre¹, de sustentación², el cálculo del compresor axial³ de una etapa y el diseño de la tobera⁴.



(2) y (3) Coeficiente sustentación y arrastre.

En el cálculo de los coeficientes de sustentación y arrastre se hace primero el cálculo del arrastre mediante la solución de una ecuación integral¹ y después usando la fórmula para el cálculo del coeficiente². Para el cálculo del coeficiente de sustentación se usa la formula³ para tal fin.



(4) Diseño compresor axial de una etapa.

En el diseño del compresor axial de una etapa se sigue el procedimiento descrito a continuación:

Con los datos iniciales y tablas de aire como gas ideal se conoce:

1. Presión y temperatura a la entrada y salida de la etapa de compresión.
2. Flujo másico.
3. Se determina el diámetro medio de acuerdo a la ecuación:

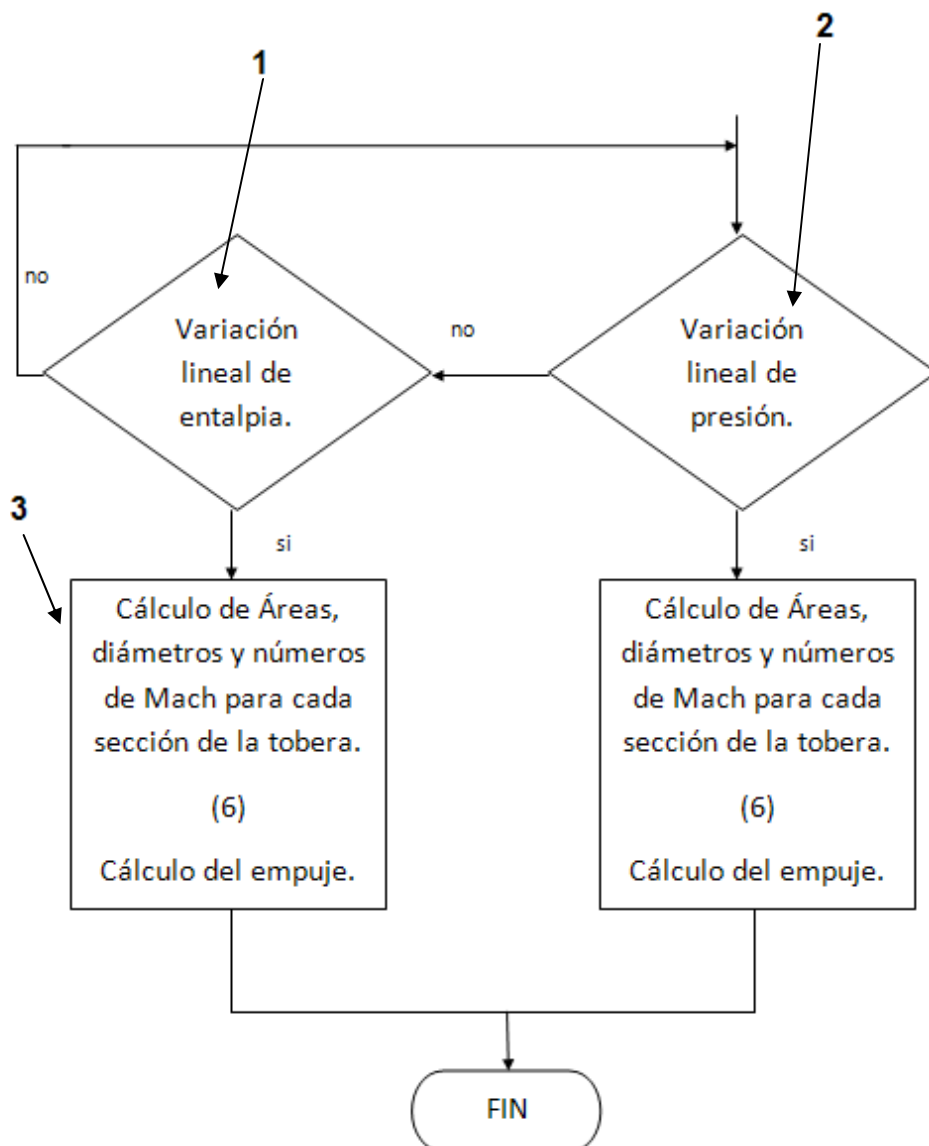
$$\pi d_m l C_a = G V_e$$

4. Se determina el paso relativo con:

$$\text{Paso relativo} = \frac{\pi d}{tL}$$

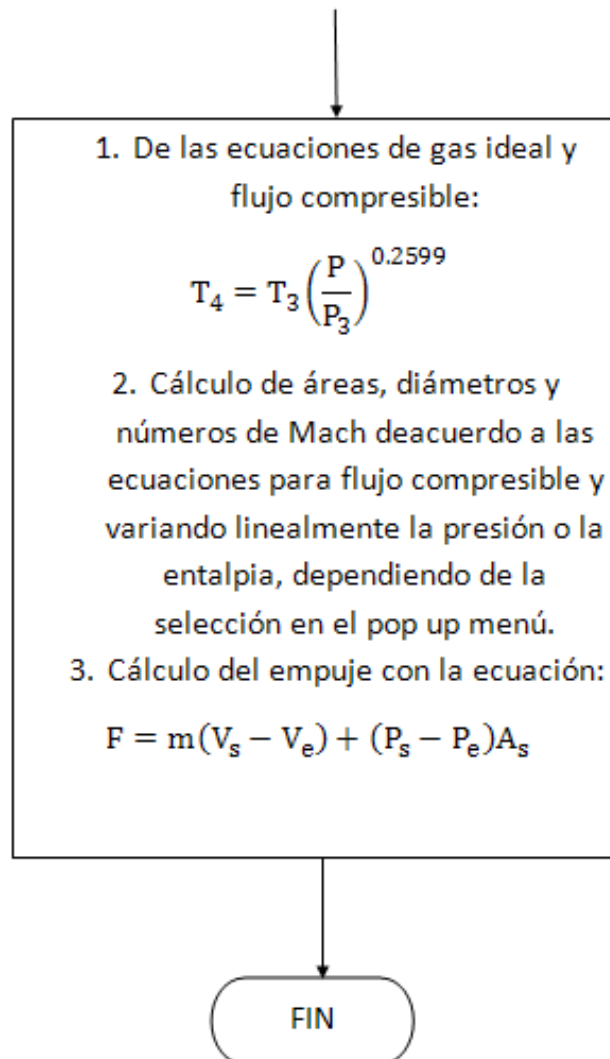
(5) Diseño de la tobera.

Para el diseño de la tobera primero es necesario determinar qué tipo de diseño se desea, es decir, determinar si se va a usar una variación lineal de la entalpia¹ o de la presión² a lo largo de la tobera. Hecho esto se procede a hacer el diseño de esta.



(6) Diseño tobera detallado.

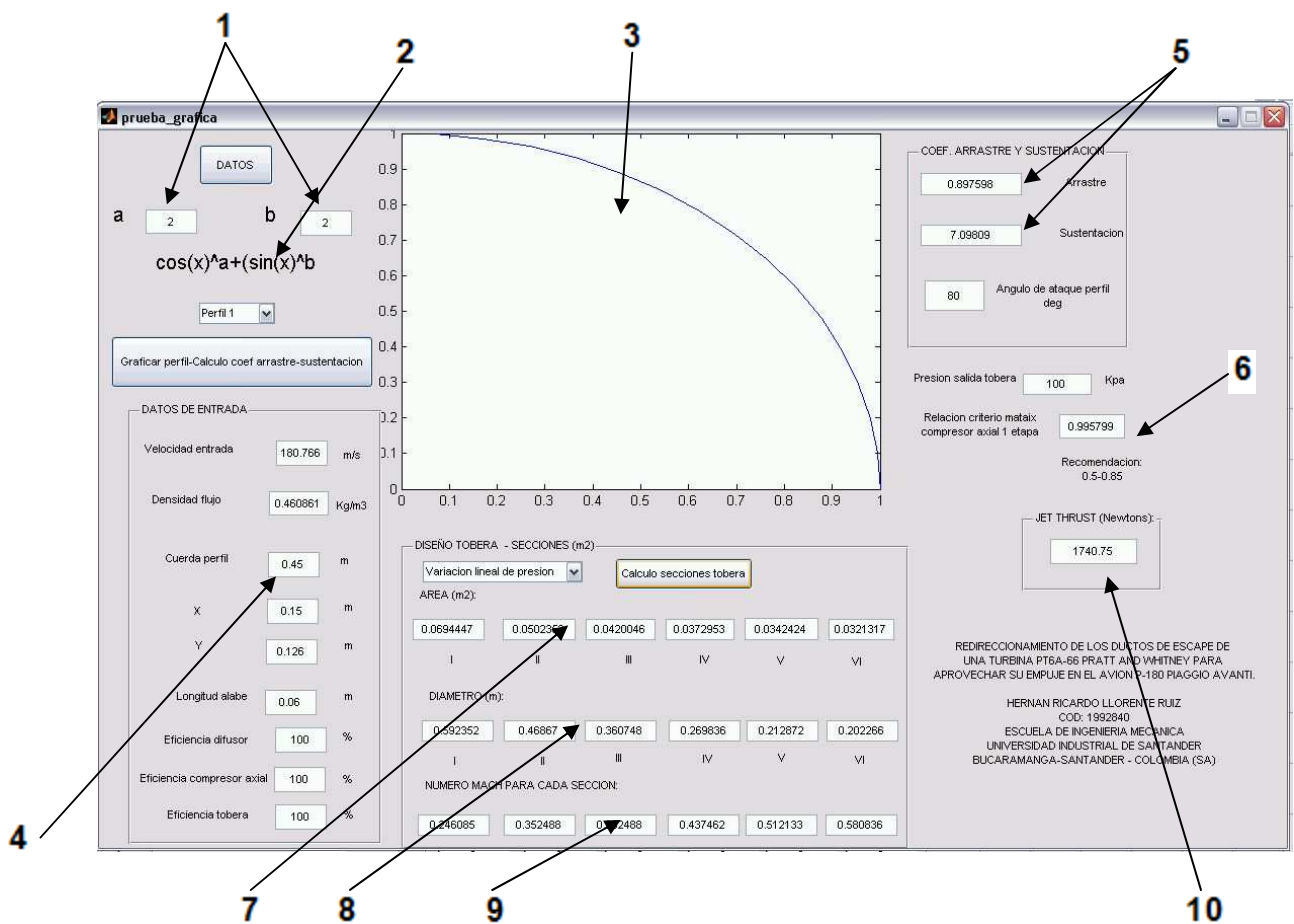
El procedimiento para diseñar la tobera ya sea con variación lineal de entalpia o de presión es similar. Se hacen cálculos e iteraciones para hallar temperaturas, presiones y velocidades a lo largo de esta. Después se hacen más cálculos para hallar diámetros, áreas y parámetros geométricos que permitan dimensionarla; luego cálculos para determinar el empuje.



2.2.2 Entorno del programa.

El entorno muestra dos recuadros en los cuales se pueden modificar los índices (a) y (b)¹ para la ecuación trigonométrica² que modela la geometría del perfil aerodinámico.

Figura 29. Entorno del programa.



Esta ecuación está incluida en la ecuación integral que permite hacer el cálculo del arrastre; el perfil se divide en cuatro segmentos, los cuales van siendo graficados³ para ver cambios que favorezcan la reducción del arrastre y aumento de

sustentación. Además permite hacer una variación en los datos de entrada⁴. Estos pueden ser editados y cuenta con recuadros que van mostrando los resultados de los cálculos de coeficientes de sustentación y arrastre⁵, relación criterio de Mataix⁶, área⁷, diámetro⁸ y numero de Mach⁹ en la tobera, y empuje¹⁰.

2.2.3. Proceso de diseño empleando el programa desarrollado.

Algunos datos están implícitos en el código del programa, de manera que no sean visibles a simple vista para cumplir con la clausula de confidencialidad con la Pratt & Whitney.

El primer paso fue ingresar los datos de entrada¹ como se ve en las figuras 31 y 32:

Figura 30. Entorno del programa en blanco.

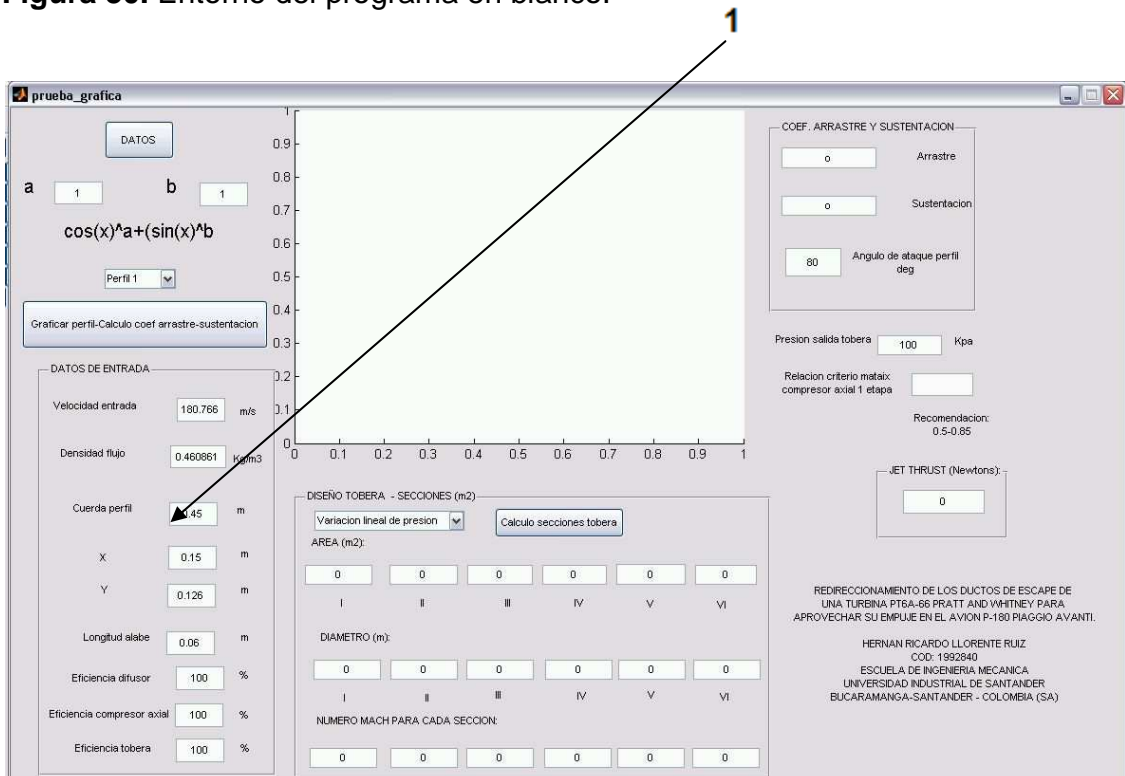


Figura 31. Datos de entrada.

DATOS DE ENTRADA		
Velocidad entrada	<input type="text" value="180.766"/>	m/s
Densidad flujo	<input type="text" value="0.460881"/>	Kg/m3
Cuerda perfil	<input type="text" value="0.45"/>	m
X	<input type="text" value="0.15"/>	m
Y	<input type="text" value="0.126"/>	m
Longitud alabe	<input type="text" value="0.06"/>	m
Eficiencia difusor	<input type="text" value="100"/>	%
Eficiencia compresor axial	<input type="text" value="100"/>	%
Eficiencia tobera	<input type="text" value="100"/>	%

Figura 32. Coeficientes del perfil aerodinámico.

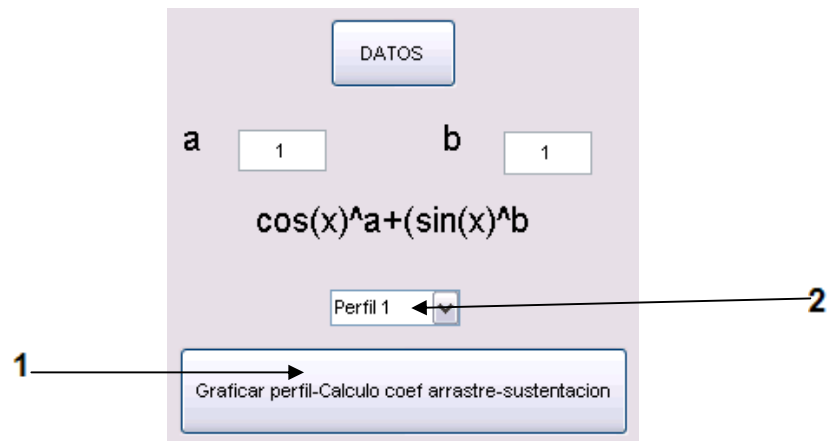
a	<input type="text" value="1"/>	b	<input type="text" value="1 "/>
---	--------------------------------	---	---------------------------------

$\cos(x)^a + (\sin(x))^b$

Perfil 1

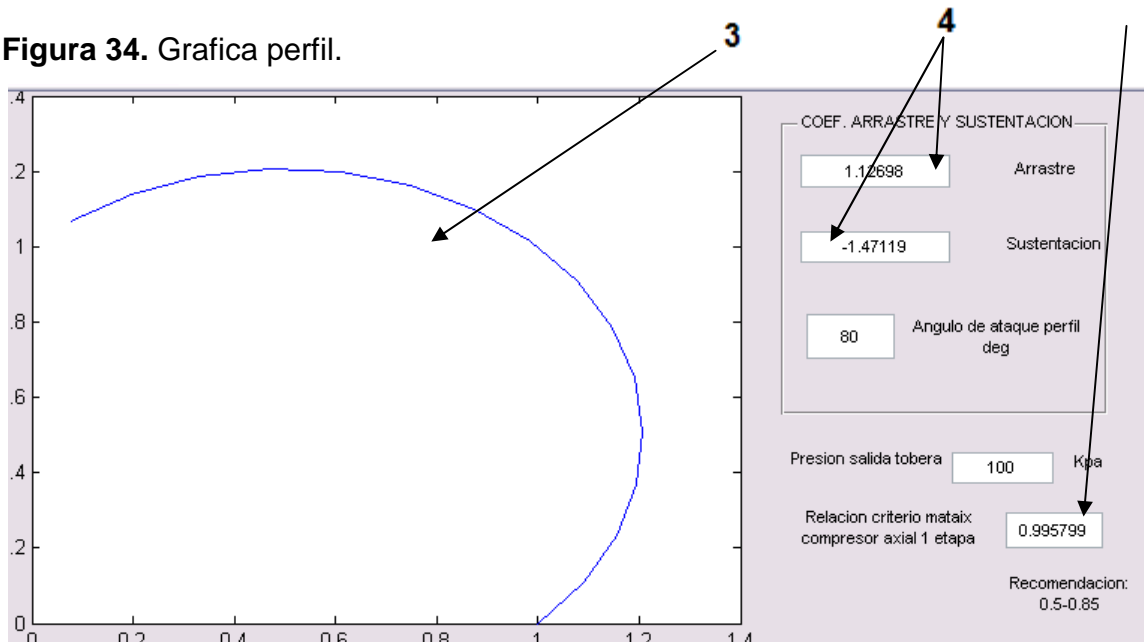
Luego se hace click en graficar¹ perfil (véase figura 33) para mostrar la curva del perfil³ y algunos parámetros y después se puede cambiar de perfil usando el menú desplegable².

Figura 33. Coeficientes del perfil aerodinámico y botón para calcular.

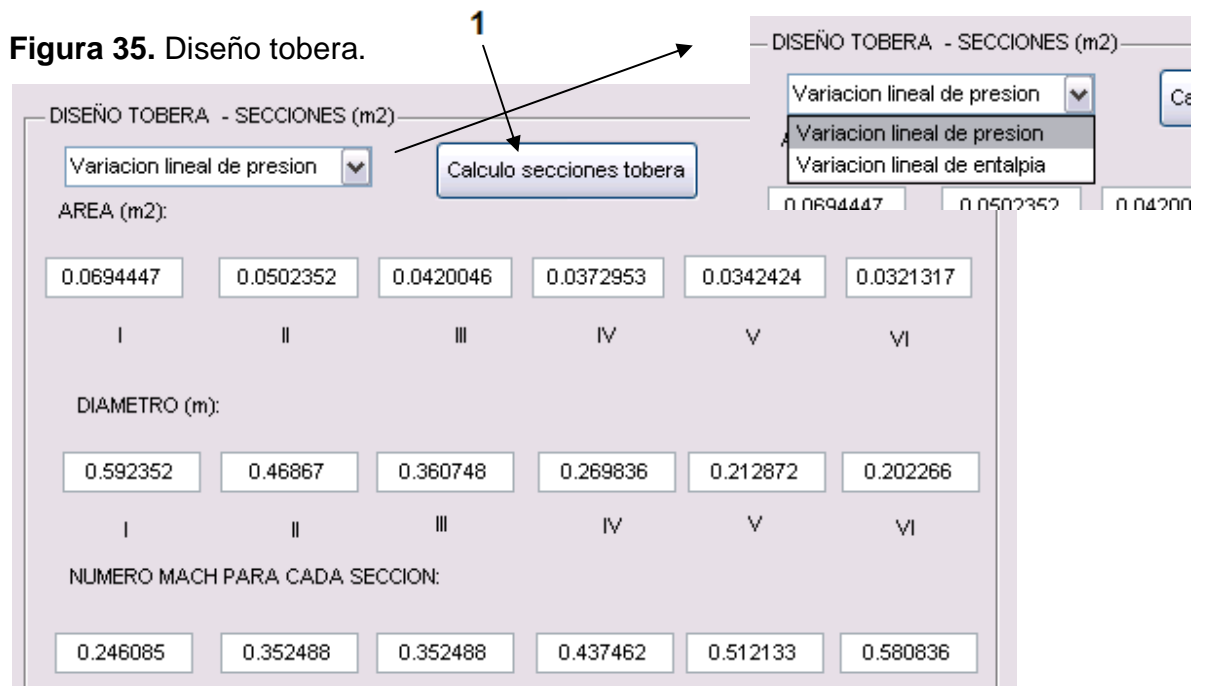


Obteniendo como se ve en la figura 34 una curva³, valores de coeficientes de sustentación y arrastre⁴ y un valor para el criterio de Mataix⁵:

Figura 34. Grafica perfil.



Después de hacer este proceso para los cuatro perfiles se hace click en “cálculo secciones tobera”¹ (véase figura 35) y se obtendrán las áreas, diámetros y números de mach para cada sección pudiendo hacer el cálculo para variación lineal de entalpia o presión para así comparar resultados.



Además se obtiene el cálculo del empuje a la salida de la tobera como se muestra en la figura 36:

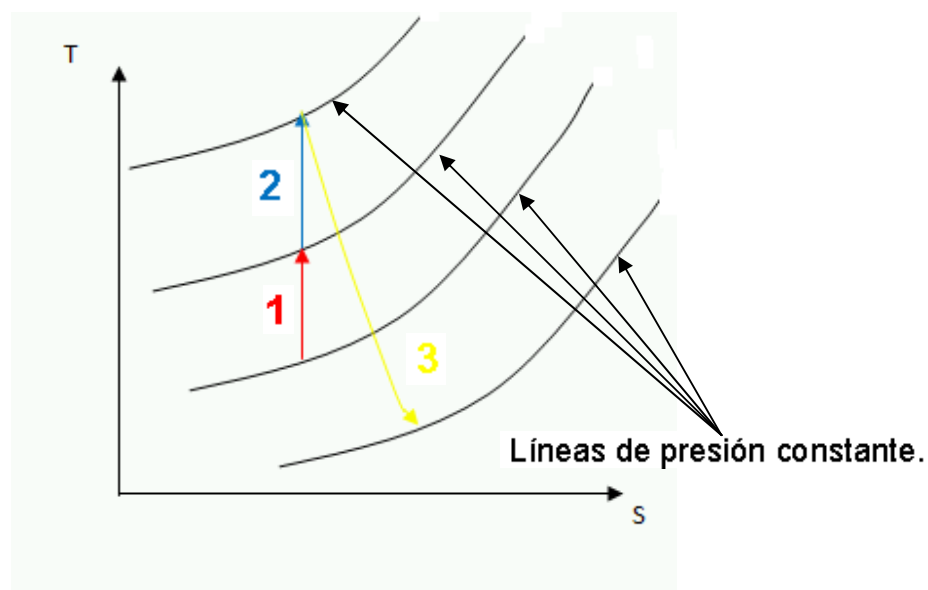
Figura 36. Resultado de empuje.



Este es el resultado más importante puesto que es el valor que se desea calcular para hacer las comparaciones respectivas en el presente proyecto el cual busca aumentarlo en alguna medida.

Las principales partes del dispositivo que se quiere diseñar preliminarmente constan de un recolector de gases, compresor axial y tobera. El proceso termodinámico es el siguiente que se ilustra en la figura 37:

Figura 37. Diagrama T-S del proceso.



En la etapa uno o de recolección se desacelera el flujo incrementando presión de manera isentrópica, en la etapa dos o de compresión se aumenta aun más la presión y por ende la temperatura también de manera isentrópica; y en la etapa tres se acelera el flujo mediante su paso por la tobera pero aquí si hay un incremento en la entropía.

2.2.4. Diseño del dispositivo.

En esta etapa se va a usar el programa desarrollado para calcular y obtener parámetros geométricos y valores de desempeño preliminares para el dispositivo que permitirá redireccionar los gases de escape. Los datos obtenidos mediante este proceso serán usados en el modelado con SOLIDWORKS para así tener un modelo virtual del dispositivo.

2.2.4.1. Determinación de los índices para el modelamiento del perfil.

Como ya se menciona en la sección 2.2.2 y 2.2.3 mediante la variación de los índices a y b se puede variar y graficar la curva trigonométrica que modela el perfil aerodinámico. Variando estos se pueden calcular los diferentes coeficientes de sustentación y arrastre y ver que combinación en los índices dan un menor coeficiente de arrastre y el mayor coeficiente de sustentación. A medida que se van variando y combinando los índices a y b y obteniendo valores de los coeficientes de sustentación y arrastre se llena una tabla para registrar los datos y tabularlos como se ve en la tabla 5; seguidamente se grafican y se ve la tendencia en la variación de los índices como se ve en la figura 38.

CL es es coeficiente de sustentación y CD es el coeficiente de arrastre, lo optimo es obtener el mínimo coeficiente de arrastre y el máximo de sustentación.

Tabla 5. Tabla de valores de coeficientes de arrastre y sustentación para varios exponentes en la formula de modelado del perfil aerodinámico.

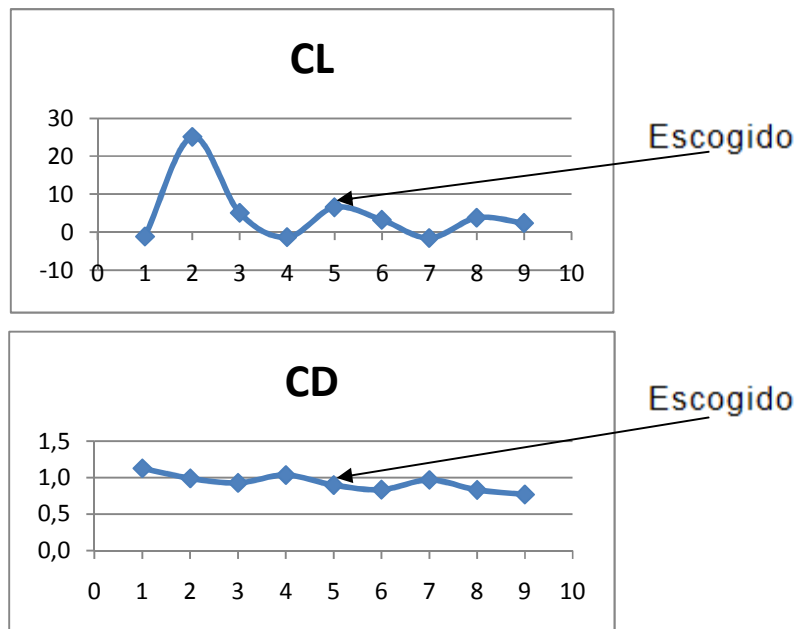
En la tabla 5 se ven las opciones de combinación de los índices¹ y valores de coeficientes²:

exponentes	opc	CL	CD
a-1;b-1	1	-1.178	1.127
a-1;b-2	2	25.086	0.990
a-1;b-3	3	5.041	0.927
a-2;b-1	4	-1.350	1.035
a-2;b-2	5	6.535	0.898
a-2;b-3	6	3.201	0.835
a-3;b-1	7	-1.578	0.968
a-3;b-2	8	3.772	0.83127
a-3;b-3	9	2.351	0.768

Valores extremos

Valores seleccionados

Figura 38. Coeficientes de arrastre y sustentación.



Se decide entonces seleccionar la opción 5, a=2 y b=2. Más que el valor exacto del coeficiente de sustentación es importante ver cual índice produce el mayor.

2.2.4.2. Variación de X en el perfil.

La distancia X en el perfil es un segmento de la cuerda de este. Como se vio en el inicio el perfil se dividió en cuatro para hacer cálculos teniendo en cuenta el perfil aerodinámico el cual no es el mismo en todos los segmentos. X define el punto donde el espesor del perfil es máximo como se ve en la figura 39 y dependiendo de esto el coeficiente de sustentación puede variar y por ende el empuje. Al hacer una variación de X de 0.1 hasta 0.2 siendo L la cuerda total en el programa desarrollado se obtuvieron valores de empuje que están tabulados en la tabla 6; luego se graficaron y se obtuvo la grafica que se ve en la figura 40.

Tabla 6. Variación del empuje con respecto a la variación de la longitud x del perfil.

x	jet thrust
0.10	0.00
0.11	0.00
0.12	1917.95
0.13	1916.58
0.14	1806.66
0.15	1716.76
0.16	1665.96
0.17	1642.33
0.18	1611.74
0.19	1566.92
0.20	1548.86

Figura 39. Geometría del perfil.

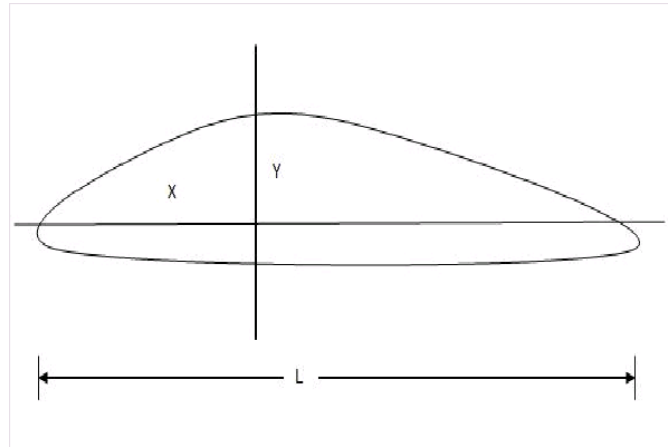
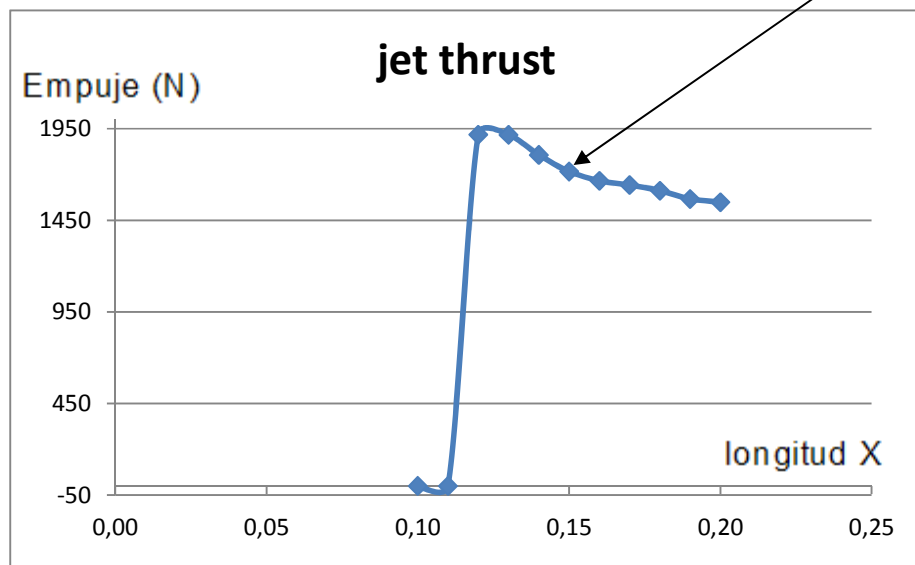


Figura 40. Empuje vs incremento de la longitud X.



El valor de X que da como resultado un mayor valor de empuje es $x=0.15$ m. Cabe aclarar que el valor de Y permanece constante puesto que éste es una restricción dada por la configuración del spinner (diámetro requerido para el paso de la hélice).

2.2.4.3. Variación de la longitud del álabe.

Otro parámetro que se varió con respecto al empuje fue la longitud del álabe. Esto también repercute en alguna medida en el aumento o disminución del empuje. Se hizo una variación de la longitud del álabe desde 0.02m hasta 0.1m. Se tabularon los valores de empuje obtenidos como se ve en la tabla 7 y se graficó como se ve en la figura 41. Se optó por un álabe de 0.06m.

Figura 41. Empuje vs longitud del álabe.

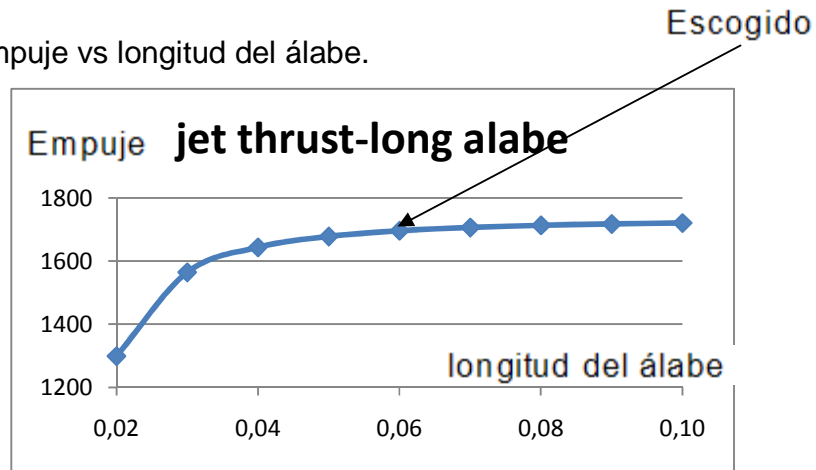


Tabla 7. Variación del empuje con respecto a la variación de la longitud del alabe.

Rango a tener en cuenta.
Valor escogido

long alabe	jet thrust
0.020	1298.410
0.030	1564.290
0.040	1643.420
0.050	1677.760
0.060	1695.710
0.070	1706.220
0.080	1712.870
0.090	1717.340
0.100	1720.460

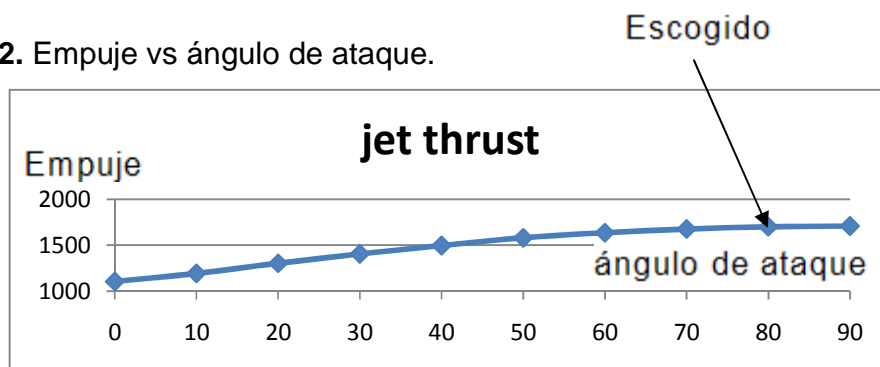
2.2.4.4. Variación del ángulo de ataque.

Teniendo en cuenta lo dicho en la sección 1.9.6.4, el ángulo de ataque es importante en los cálculos hechos en el triángulo de velocidades, repercutiendo en el coeficiente de sustentación y por consiguiente en el empuje. Se varió este ángulo desde cero grados hasta 90°. Los valores de empuje se tabularon como se ve en la tabla 8. La grafica de tendencia del ángulo de ataque con respecto al empuje se ve en la figura 42.

Tabla 8. Variación del empuje con respecto a la variación del ángulo de ataque.

beta	jet thrust
0	1105.330
10	1193.670
20	1302.520
30	1404.760
40	1495.350
50	1580.260
60	1635.180
70	1675.160
80	1699.450
90	1707.600

Figura 42. Empuje vs ángulo de ataque.



El ángulo escogido= 80°

2.2.4.5. Variación de la cuerda del perfil.

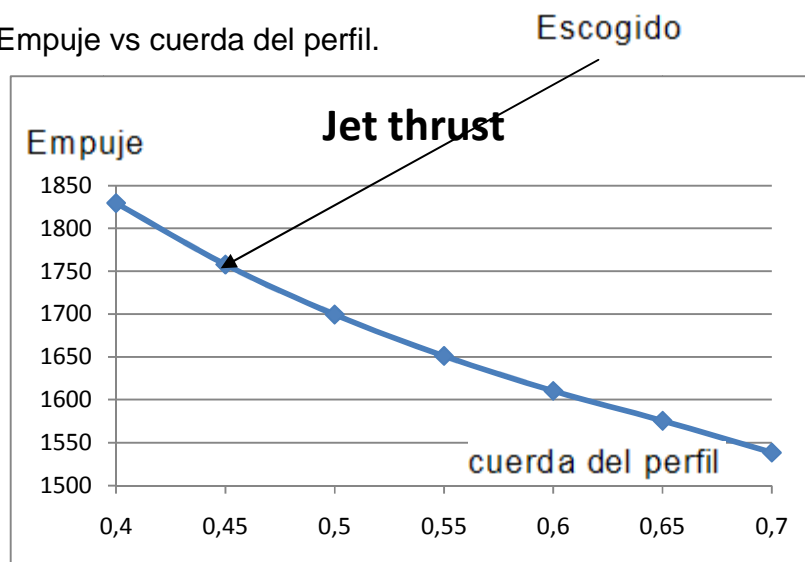
La cuerda del perfil también tiene su efecto en el empuje. Para verlo y escoger un valor óptimo de cuerda se varió esta desde 0.4m hasta 0.7, obteniendo valores de empuje que se pueden ver en la tabla 9 y la gráfica de tendencia en la figura 43.

Tabla 9. Variación del empuje con respecto a la variación de la cuerda del perfil.

Cuerda	Jet thrust
0.4	1829.47
0.45	1757.76
0.5	1699.45
0.55	1651.1
0.6	1610.36
0.65	1575.56
0.7	1538.42

Mayor
Escogido

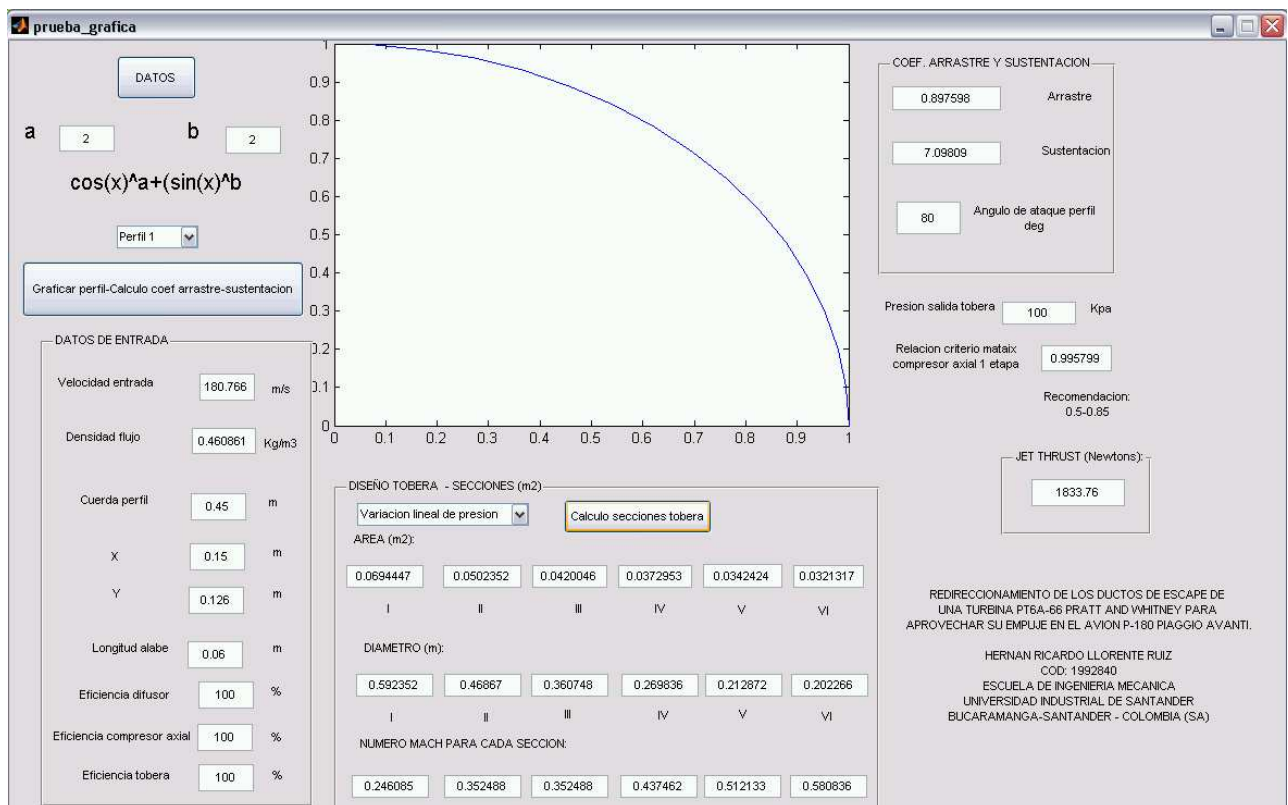
Figura 43. Empuje vs cuerda del perfil.



Escogiendo entonces una cuerda de 0.45m.

Hecho esto y usando los datos obtenidos en conjunto dentro del programa se obtiene una vista global del programa con todos los datos de entrada que fueron

Figura 44. Entorno del programa con los datos finales.



tabulados y buscados mediante este, además una gráfica del perfil y valores de salida tanto en la tobera como de empuje se ve en la figura 44. En la figura 45 y 46 se ven los valores de áreas, diámetros y números de mach para cada sección y el empuje en la tobera teniendo en cuenta que se usó la variación lineal de presión. En las figuras 47 y 48 para variación lineal de la entalpia.

Figura 45. Valores finales para la tobera – variación lineal de la presión.

DISEÑO TOBERA - SECCIONES (m2)

Variacion lineal de presion

AREA (m2):

0.0694447	0.0502352	0.0420046	0.0372953	0.0342424	0.0321317
I	II	III	IV	V	VI

DIAMETRO (m):

0.592352	0.46867	0.360748	0.269836	0.212872	0.202266
I	II	III	IV	V	VI

NUMERO MACH PARA CADA SECCION:

0.246085	0.352488	0.352488	0.437462	0.512133	0.580836
----------	----------	----------	----------	----------	----------

Figura 46. Valor del empuje para variación lineal de la presión.

JET THRUST (Newtons):

1833.76

Figura 47. Valor del empuje para variación lineal de la entalpía.

JET THRUST (Newtons):

1799.35

Figura 48. Valores finales para la tobera – variación lineal de la entalpía.

DISEÑO TOBERA - SECCIONES (m2)

Variacion lineal de entalpia

AREA (m2):

0.141561	0.100205	0.0819036	0.0710058	0.0635769	0.0580992
I	II	III	IV	V	VI

DIAMETRO (m):

0.665358	0.532236	0.42537	0.340195	0.287514	0.271982
I	II	III	IV	V	VI

NUMERO MACH PARA CADA SECCION:

0.292288	0.413435	0.413435	0.506447	0.584903	0.654063
----------	----------	----------	----------	----------	----------

Se puede observar que el valor obtenido para el empuje es muy parecido, prácticamente el mismo. Sin embargo las áreas y diámetros para cada sección si varían. Por esto se decide seguir el diseño teniendo en cuenta la variación lineal de la presión ya que esta da como resultado una menor área y por consiguiente un menor diámetro reduciendo las dimensiones de la tobera disminuyendo peso y material.

En conclusión los datos obtenidos que serán usados para el modelamiento en CAD del dispositivo son:

- Área de salida de los gases desde la turbina: Dato dado por el fabricante.
- Cuerda del perfil: 0.45m.
- Longitud del alabe: 0.06m (6 cm).
- Ángulo de ataque del perfil: 80°.
- Geometría del perfil tabulada con la ecuación resultante de los índices obtenidos:

$$r = x * \cos^2\theta + y * \sen^2\theta \quad (10)$$

Para poder modelar el perfil aerodinámico en SOLIDWORKS es necesario tabular la geometría de cada perfil. Se usa el mismo principio usado para los perfiles NACA¹ el cual consta de unos valores en X y otros en Y. Las tablas 10, 11, 12 y 13 tienen las coordenadas en milímetros para cada uno de los cuatro segmentos. Estas tablas dan los valores en coordenadas cartesianas para poder luego graficar los perfiles como se ve en las figuras 50, 51, 52 y 53.

Figura 49. Geometría perfil final.

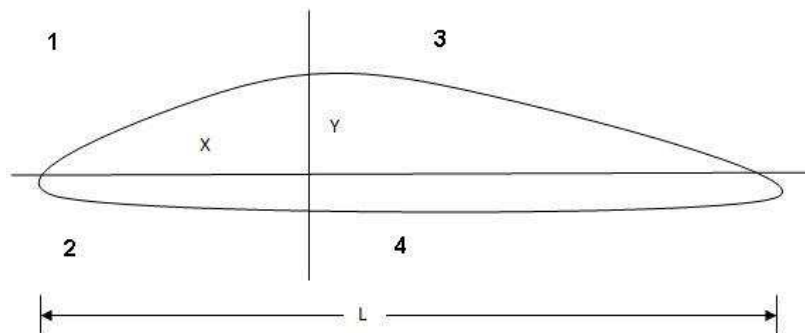


Tabla 10. Valores de X y Y para el perfil 1.

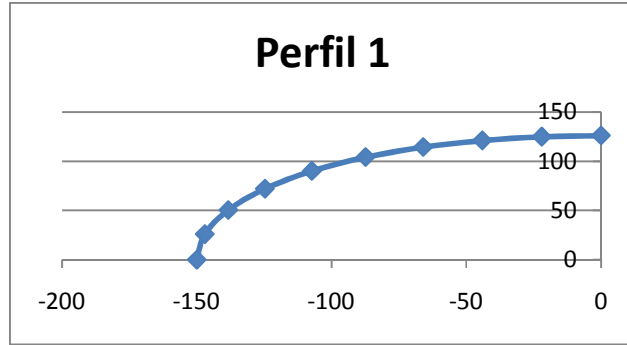
Tabla para graficar el perfil 1 en coordenadas cartesianas.

Perfil1

X	-150	-147.008	-138.316	-124.708	-107.31	-87.3653	-66	-44.055	-22.0053	0
Y	0	25.9216	50.3428	72	90.0441	104.118	114.315	121.039	124.798	126

¹NACA: National Advisory Committee for Aeronautics

Figura 50. Perfil sección 1.



Grafica de la tabla 10 para ver el segmento del perfil aerodinámico

Tabla 11. Valores de X y Y para el perfil 2.

Perfil2

X	-150	-144.87	-130.401	-109.119	-84.522	-60.2066	-39	-22.31	-9.87967	0
Y	0	-25.5446	-47.4622	-63	-70.922	-71.7515	-67.55	-61.13	-56.0304	-54

Figura 51. Perfil sección 2.

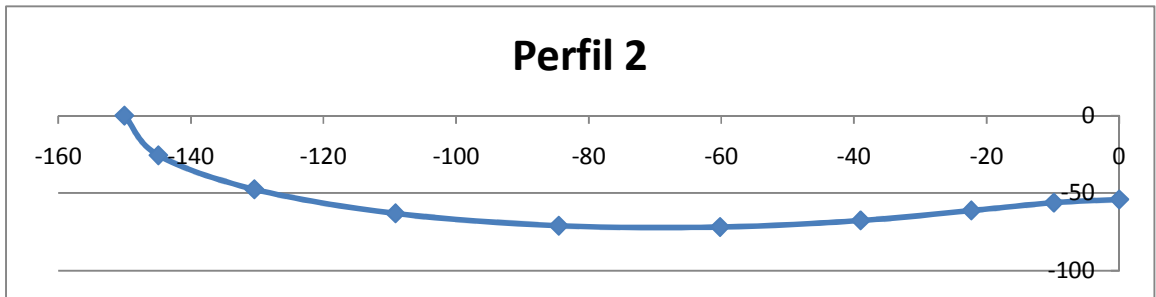


Tabla 12. Valores de X y Y para el perfil 3.

Perfil3

X	300	290.275	262.781	222.136	174.74	127.203	84.75	50	22.7908	0
Y	0	51.1834	95.6445	128.25	146.625	151.595	146.791	137.528	129.253	126

Figura 52. Perfil sección 3.

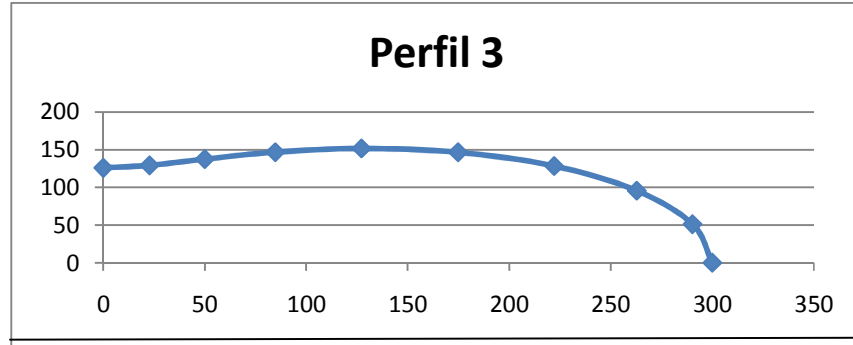
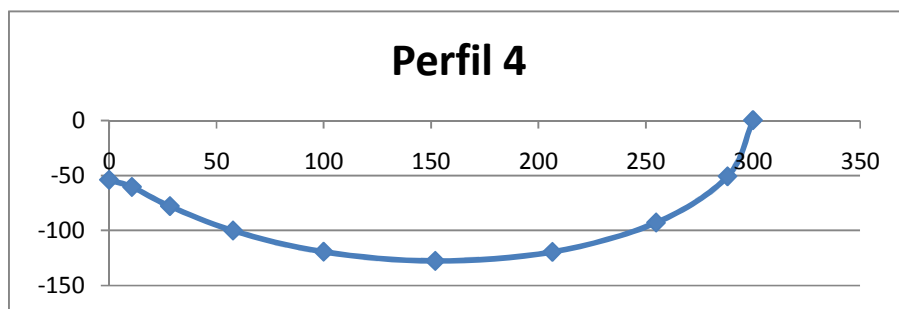


Tabla 13. Valores de X y Y para el perfil 4.
Perfil4

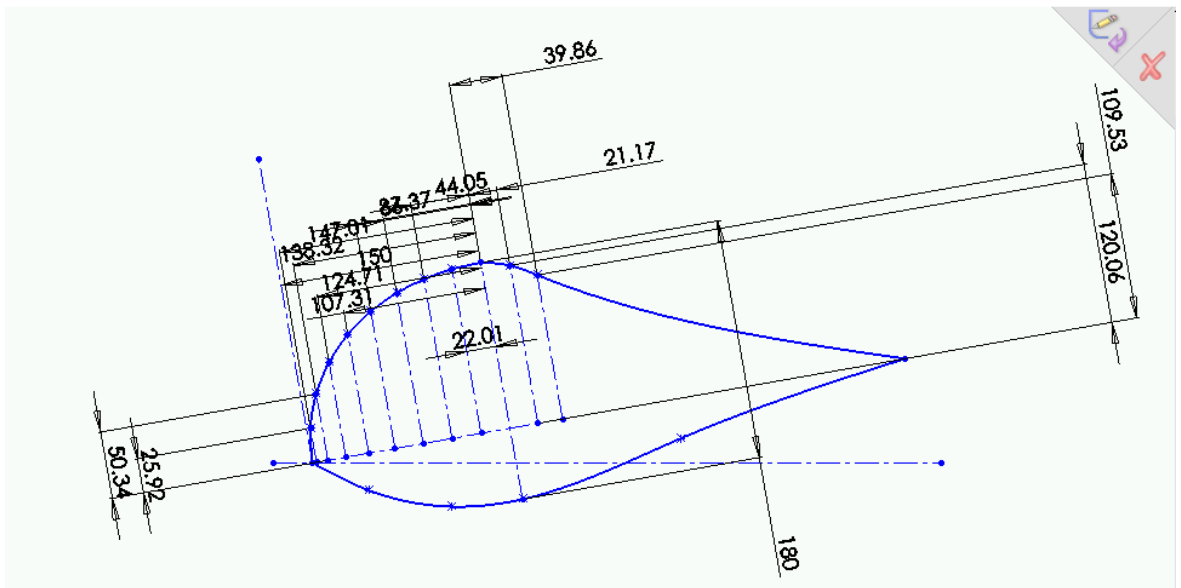
X	300	288.137	254.867	206.547	151.952	100	57.75	28.3112	10.6651	0
Y	0	-50.8	-92.7639	-119.25	-127.5	-119.228	-100	-77.785	-60.4847	-54

Figura 53. Perfil sección 4.



Usando los datos de las tablas 8, 9, 10 y 11 se obtiene el siguiente dibujo del perfil completo como se ve en la figura 54:

Figura 54. Perfil aerodinámico modelado en SOLIDWORKS.



En la figura 55 se ven con detalle areas y diámetros (geometría) para la tobera que será modelada. Se ven los valores para cada una de las 6 secciones en que se dividió:

Figura 55. Geometría final de la tobera.

AREA (m2):					
0.0694447	0.0502352	0.0420046	0.0372953	0.0342424	0.0321317
I	II	III	IV	V	VI
DIAMETRO (m):					
0.592352	0.46867	0.360748	0.269836	0.212872	0.202266
I	II	III	IV	V	VI

2.3. MODELAMIENTO POR CAD DEL DISPOSITIVO.

Después de obtener los datos básicos de dimensiones para algunos de los dispositivos y demás datos obtenidos por fotografías y manuales, se puede modelar mediante SOLIDWORKS tanto de la configuración inicial de la turbina como el nuevo dispositivo. Sin embargo, en esta etapa es evidente que montar un compresor axial sobre el spinner es muy complicado, puesto que aunque se trata de un compresor de una sola etapa, es necesario un estator el cual debe estar inmóvil y la configuración en el spinner no permite el montaje de un objeto estático. Esto dificulta enormemente el montaje de la etapa de compresión así que se opta por diseñar un perfil aerodinámico en el dispositivo que facilite el paso del flujo, recolectándolo para después acelerarlo en la tobera omitiendo la etapa de compresión axial.

2.3.1. Obtención de dimensiones a partir de fotografías y medidas dadas por los manuales.

Los valores obtenidos de manuales de mantenimiento y entrenamiento en tierra⁸, y de las figuras 56, 57, 58 y 59 son:

Diámetro turbina	0.426m
Longitud turbina	1.778m
Diámetro spinner	0.6m
Longitud spinner	0.85m
Diámetro orificio paso de hélice	0.15m

Figura 56. Vista lateral turbina real.



Conociendo las dimensiones básicas del avión dadas por el fabricante, es posible hallar una escala con las fotografías que se muestran en las figuras 56, 57, 58 y 59 para determinar algunas dimensiones que son requeridas.

⁸ Pratt & Whitney of Canada, maintenance manual – part 303612

Figura 57. Vista posterior turbina real.

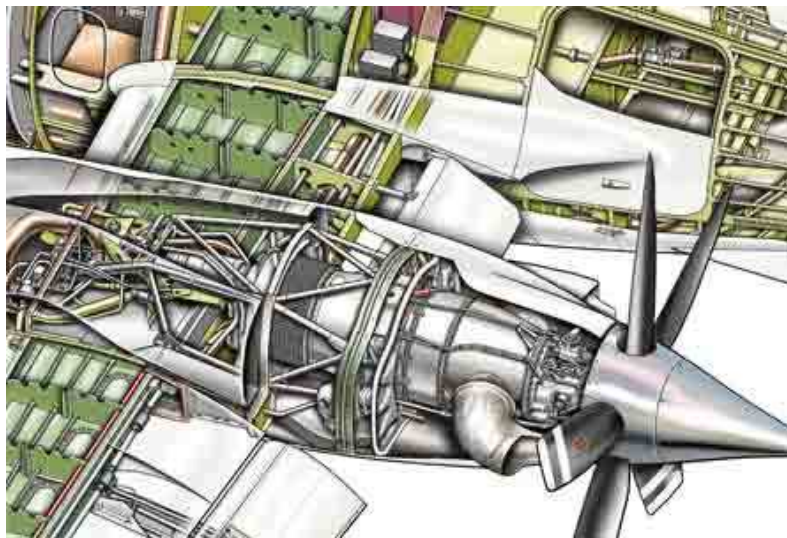


Figura 58. Vista lateral cercana turbina real.



Se puede obtener una escala y hallar otras dimensiones dentro de las fotografías. Por ejemplo en la figura 59 se pueden obtener algunas dimensiones de la ubicación de los ductos de escape:

Figura 59. Vista en corte de montaje de la turbina en el avión.

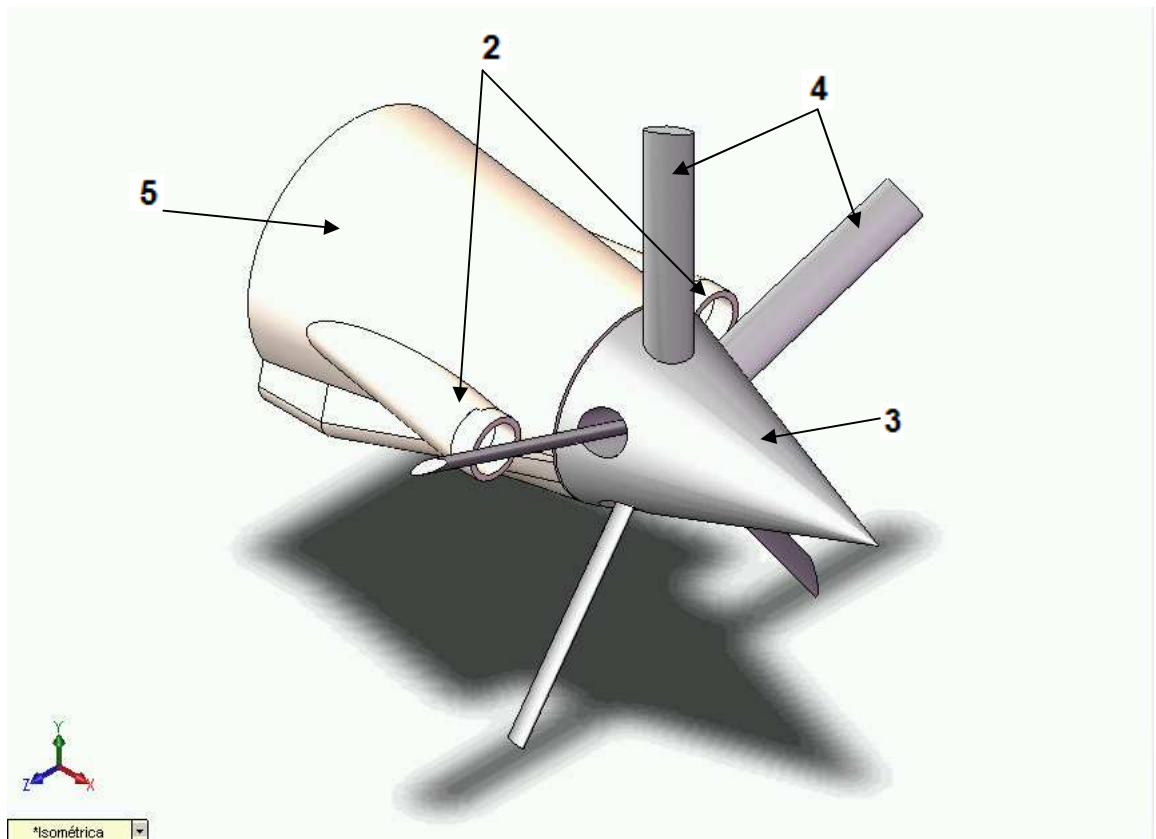


Fuente: <http://www.flightglobal.com/assetsgetAsset.aspxItemID=17683>

2.3.2. Configuración original de la turbina¹.

Inicialmente se modeló la turbina en su configuración original como se ve en la figura 60; para tener un marco de referencia virtual que ayude a visualizar el montaje del nuevo dispositivo sobre esta. Se puede ver la ubicación de los ductos de escape (2), el spinner (3), las hélices (4) y la turbina (5):

Figura 60. Vista isométrica turbina configuración inicial.



¹Diseño original del fabricante.

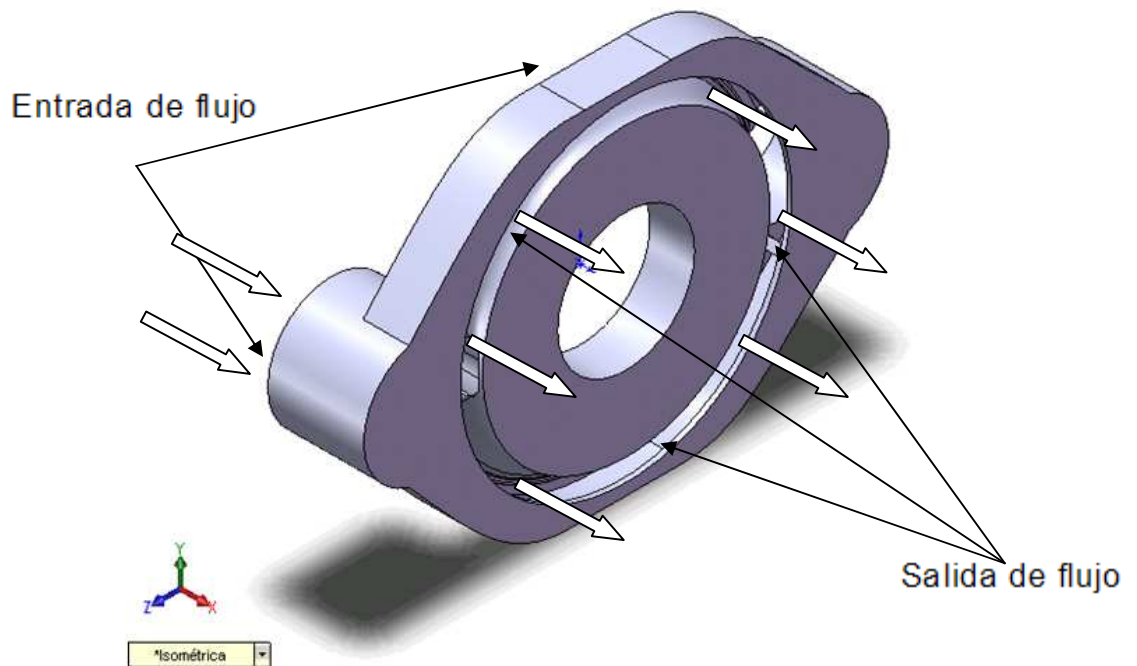
2.3.3. Propuesta de diseño de la turbina con el nuevo dispositivo.

En esta sección se diseñaron de manera preliminar las partes del dispositivo diseñado para recolectar los gases de escape provenientes de la turbina. Primero se ven las partes por separado y después un montaje del dispositivo completo.

2.3.3.1 Colector de gases.

La primera pieza diseñada es el colector de gases. Este se acopla con los ductos de escape de la turbina para recolectarlos y expandirlos levemente. De aquí pasan a la etapa móvil en los álabes y spinner. En la figura 61 se ve una vista isométrica y en las figuras 62 y 63 una vista posterior y frontal respectivamente:

Figura 61. Vista isométrica colector de gases.



Como se ve en la figura 62 y 63, el flujo ingresa por (E) el cual no es más que dos ductos circulares que se acoplan con la salida de gases de la turbina. Luego salen por (S), un aro que los lleva directamente a los álabes y la tobera en plena rotación:

Figura 62. Vista posterior colector de gases.

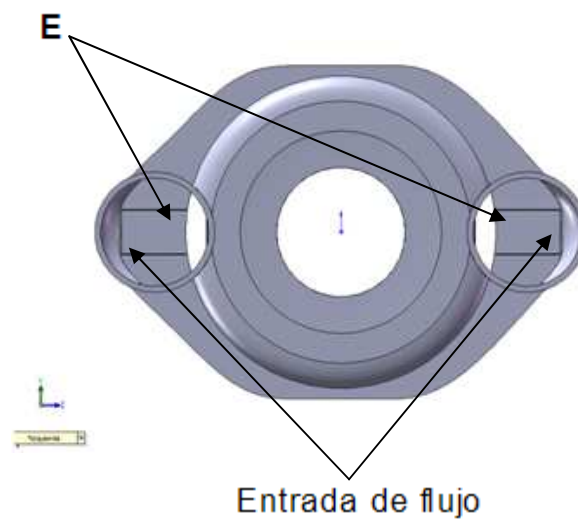
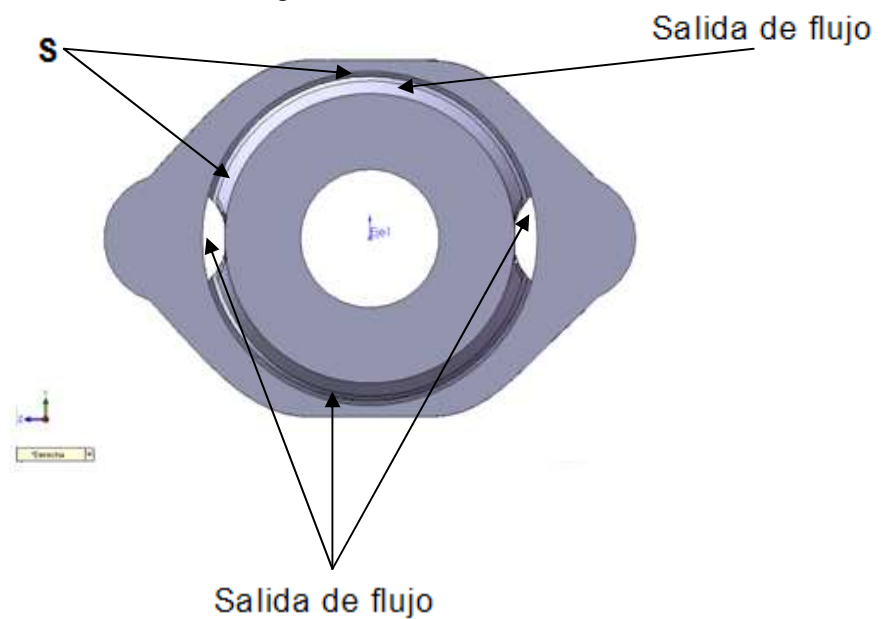


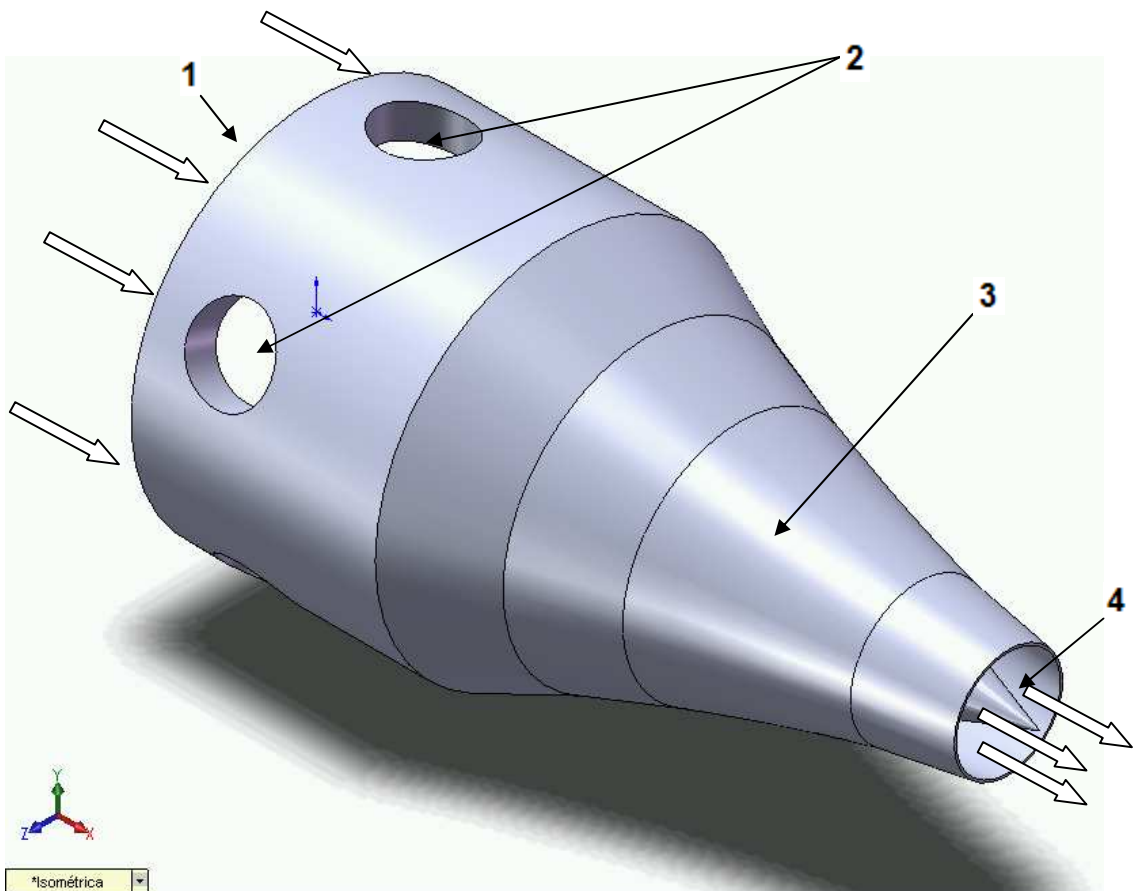
Figura 63. Vista frontal colector de gases.



2.3.3.2. Álabes y tobera.

En esta sección se realizó el modelado de la tobera la cual, tiene involucrada los álabes dispuestos en el paso de las hélices que facilitan el paso del flujo en plena rotación del spinner. En la figura 64 se ve una vista isométrica en la cual el flujo hace su ingreso (1), pasa por medio de los orificios para el paso de las hélices (2) donde se encuentra con los álabes que facilitan su paso, de ahí pasa a la tobera (3) donde el flujo es acelerado saliendo por la posterior de esta (4).

Figura 64. Vista isométrica de la tobera.



En la figura 65 y 66 se ve con más detalle la disposición de los álabes y el interior de la tobera:

Figura 65. Vista isométrica de la tobera-detalle de álabes.

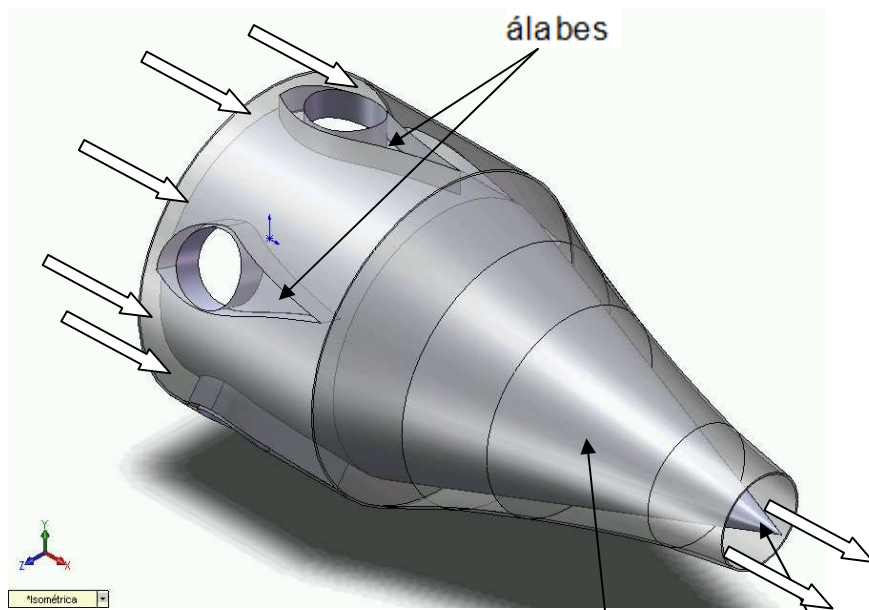
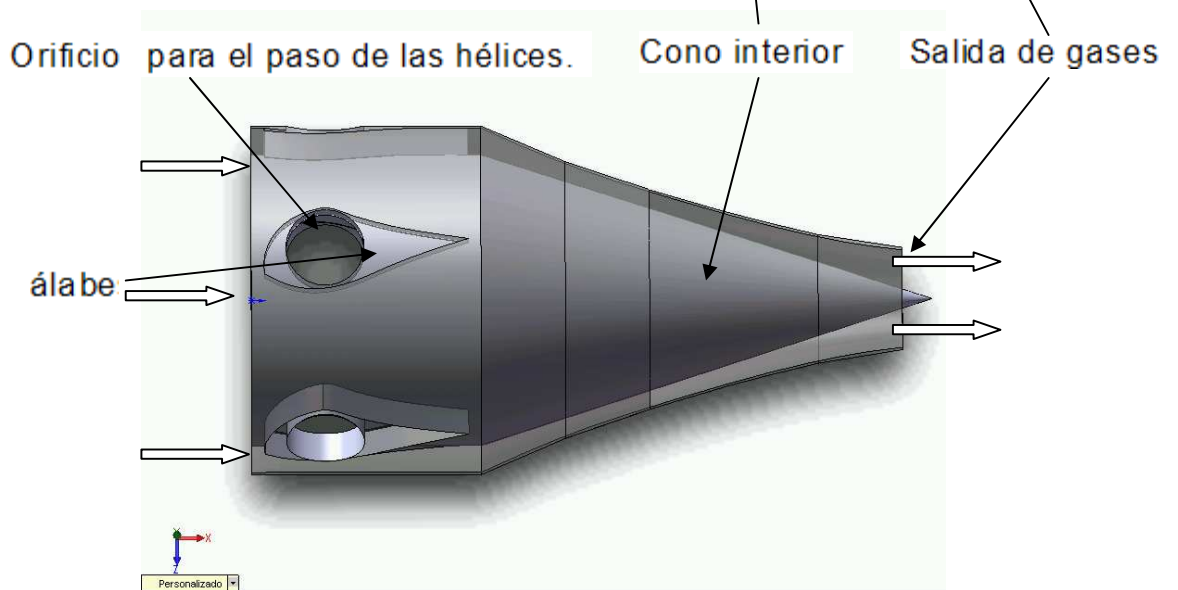
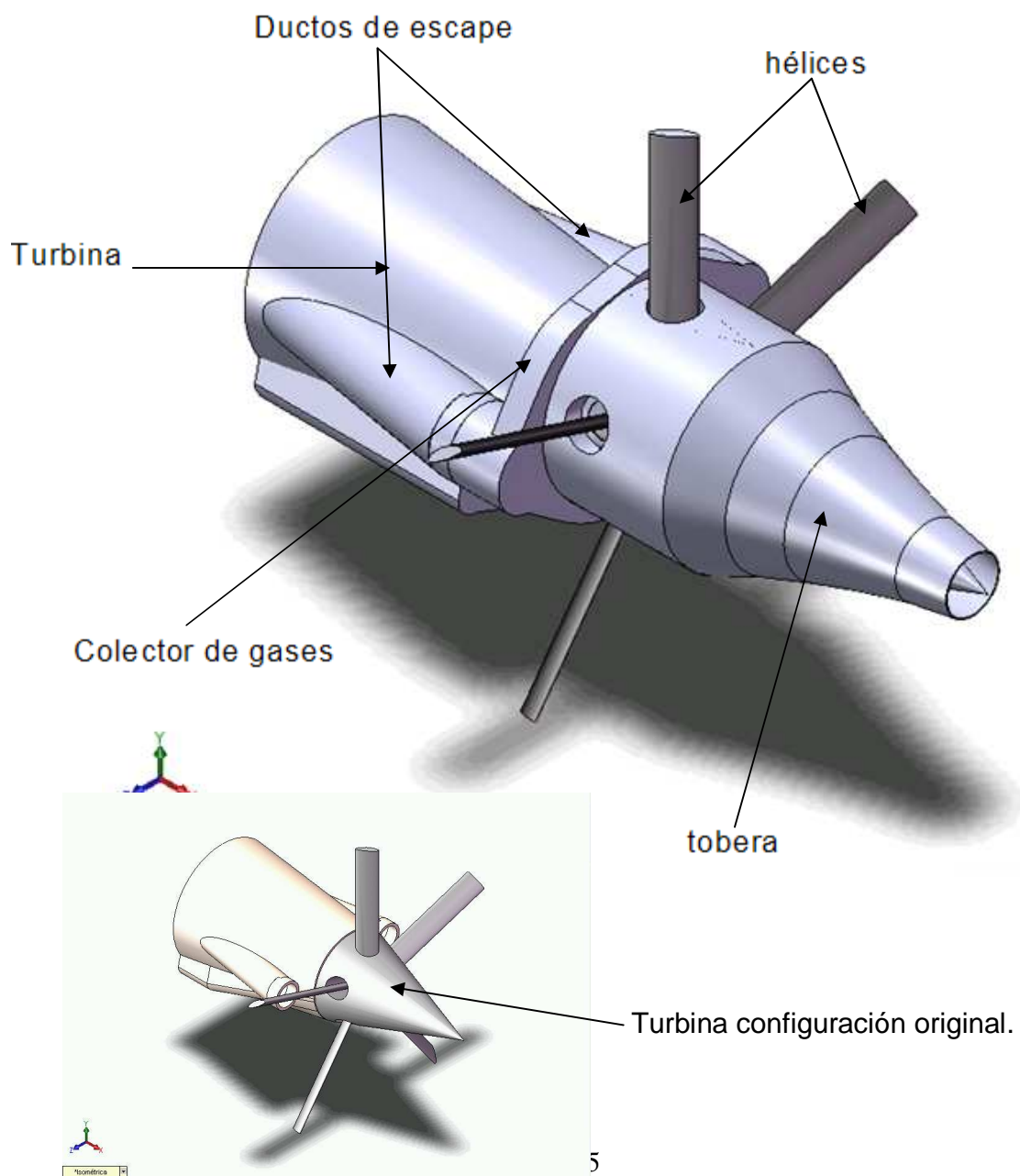


Figura 66. Vista lateral tobera-detalle álabes.



En la figura 67,68 y 69 se ve el montaje del recolector de gases y la tobera sobre la turbina. A esta altura se puede ver cómo podría quedar el dispositivo, su tamaño y ubicación con respecto a la turbina original.

Figura 67. Vista isométrica dispositivo inicial montado en la turbina.



Los gases salen de la turbina (1) por medio de los ductos de escape (2), de allí pasan al colector de gases (3), luego a través de las hélices (4) y de allí a la tobera (5):

Figura 68. Vista frontal dispositivo inicial montado en la turbina.

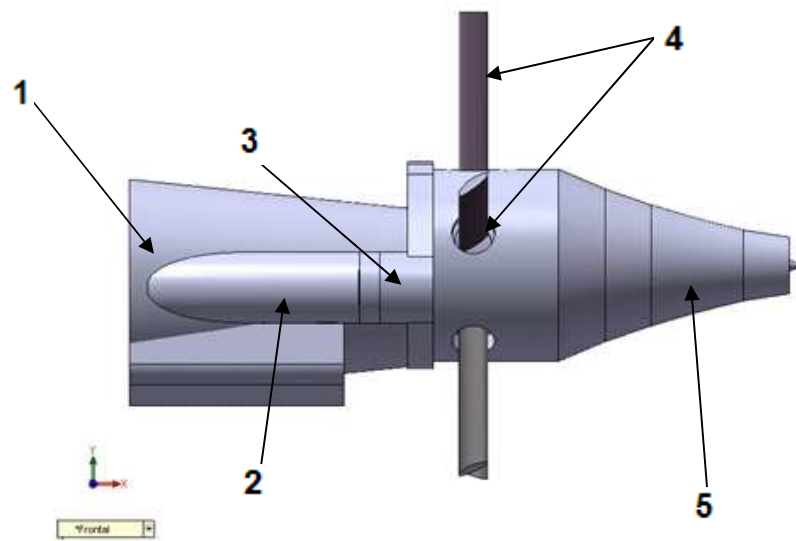
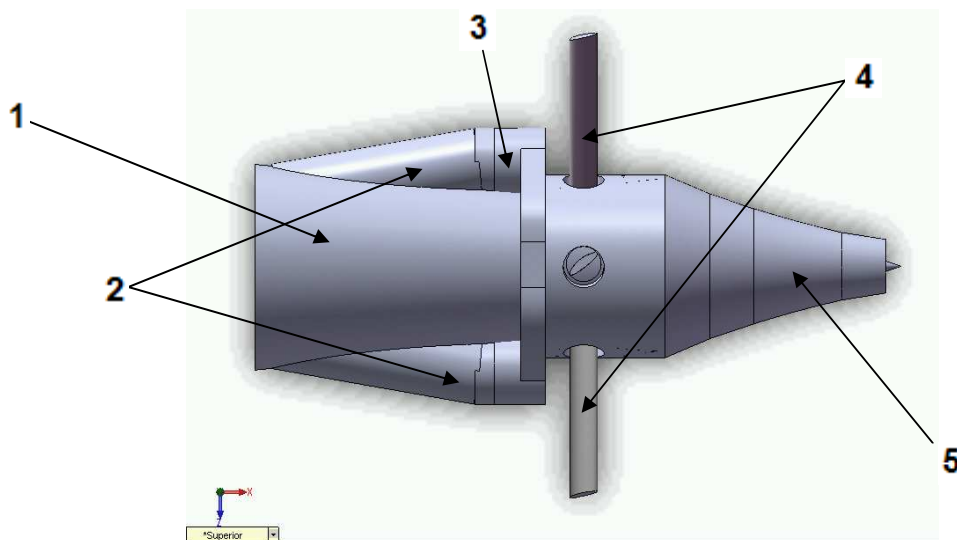


Figura 69. Vista superior dispositivo inicial montado en la turbina.



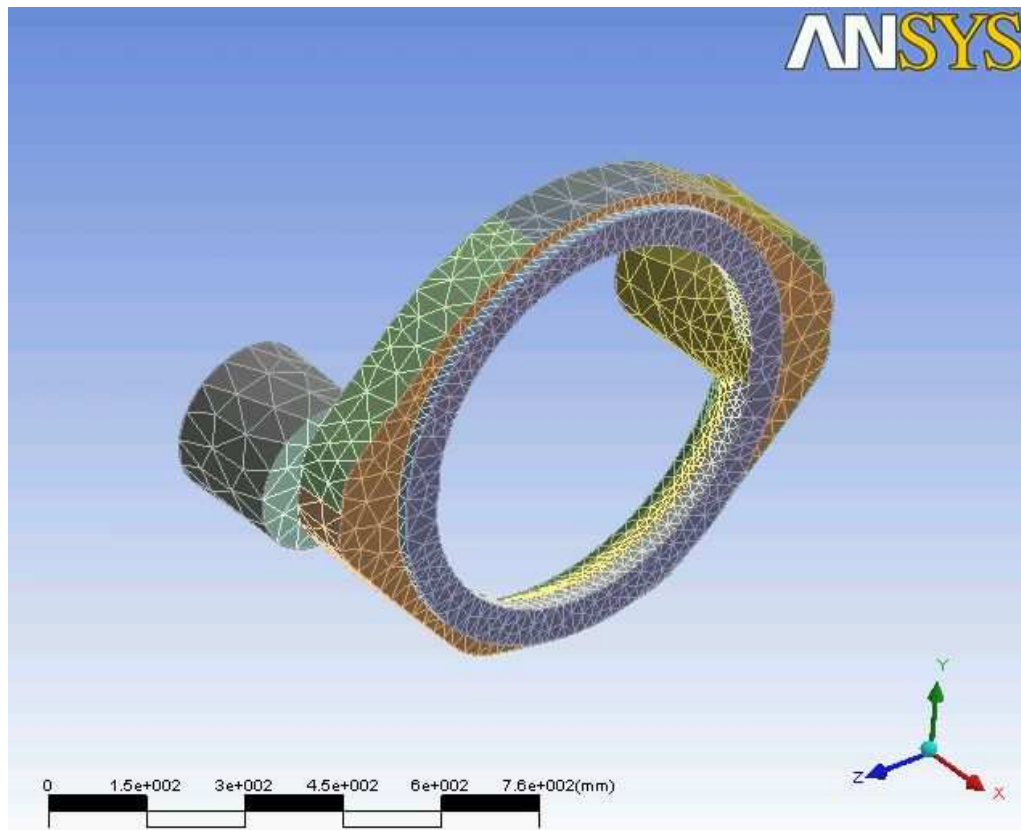
2.3.4. ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DEL DISPOSITIVO EN ANSYS-CFX.

En esta sección se hizo la simulación y análisis de los dispositivos diseñados y modelados en la sección anterior. Mediante ANSYS-CFX se simuló el paso de flujo de gases y se pudo ver que comportamiento tuvieron.

2.3.4.1. Colector de gases (dispositivo estático).

En primer lugar se simuló el flujo de gases provenientes de la turbina a través del colector de gases. Se hizo un análisis de presión, velocidad y otras propiedades como densidad y temperatura. En la figura 70 se ve el enmallado hecho:

Figura 70. Enmallado en ANSYS-CFX del flujo del colector de gases.



En la figura 71 se ve el resultado de la distribución de presiones. Los valores más altos (109.1 KPa) estuvieron localizados a la entrada del dispositivo (1) puesto que es donde el flujo es recolectado y hay un cambio abrupto de dirección. En la figura 72 se ven las líneas de corriente y velocidad (130 m/s).

Figura 71. Distribución de presiones del flujo del colector de gases.

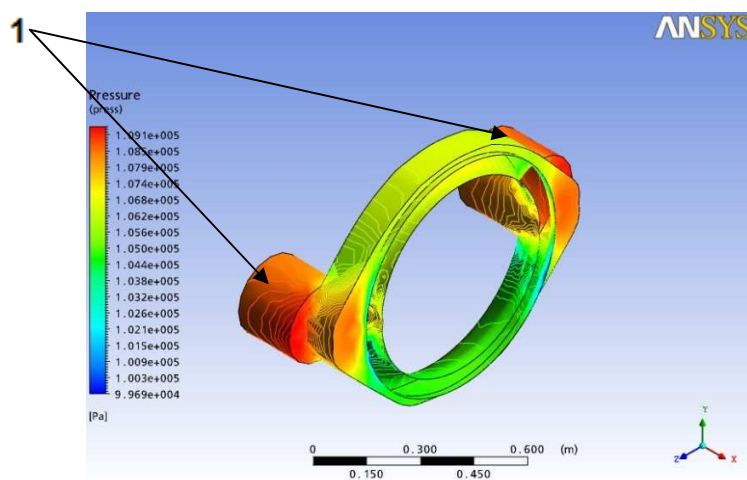
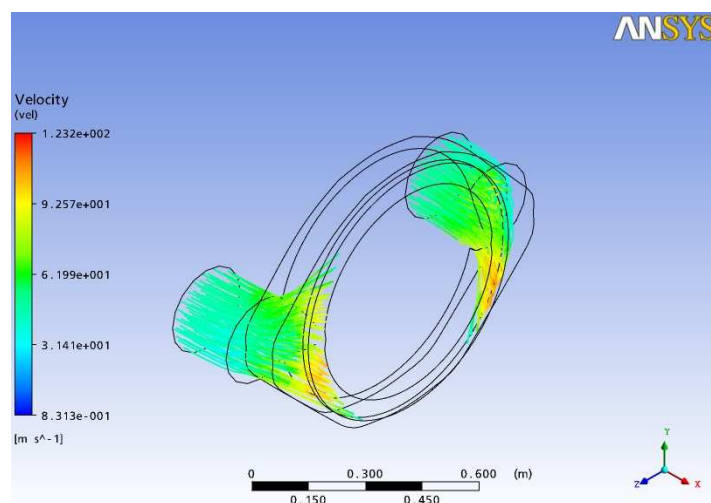
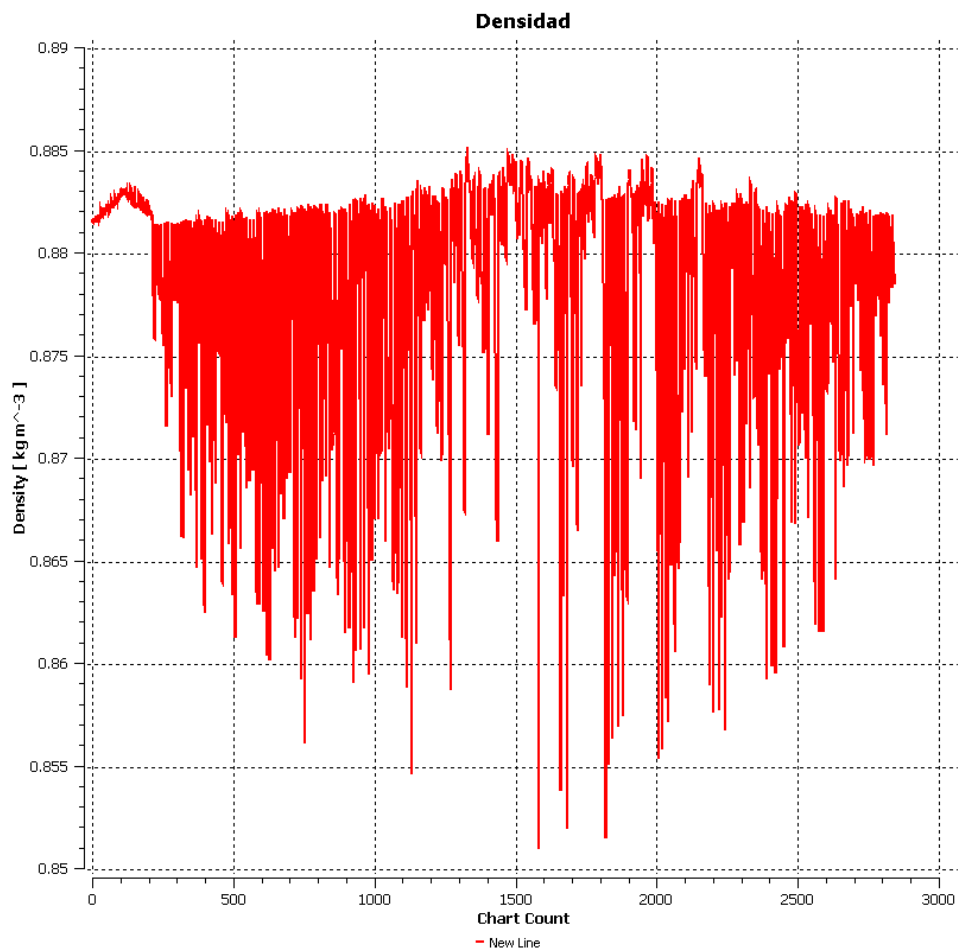


Figura 72. Velocidad del flujo del colector de gases-líneas de corriente.



En la figura 73 se ve la grafica de la densidad del flujo a través del colector de gases obtenida en ANSYS-CFX. Prácticamente permaneció constante teniendo en cuenta que a la entrada del colector la densidad es de 0.8815 kilogramos por metro cubico y a la salida del colector la densidad es de 0.881 kilogramos por metro cubico.

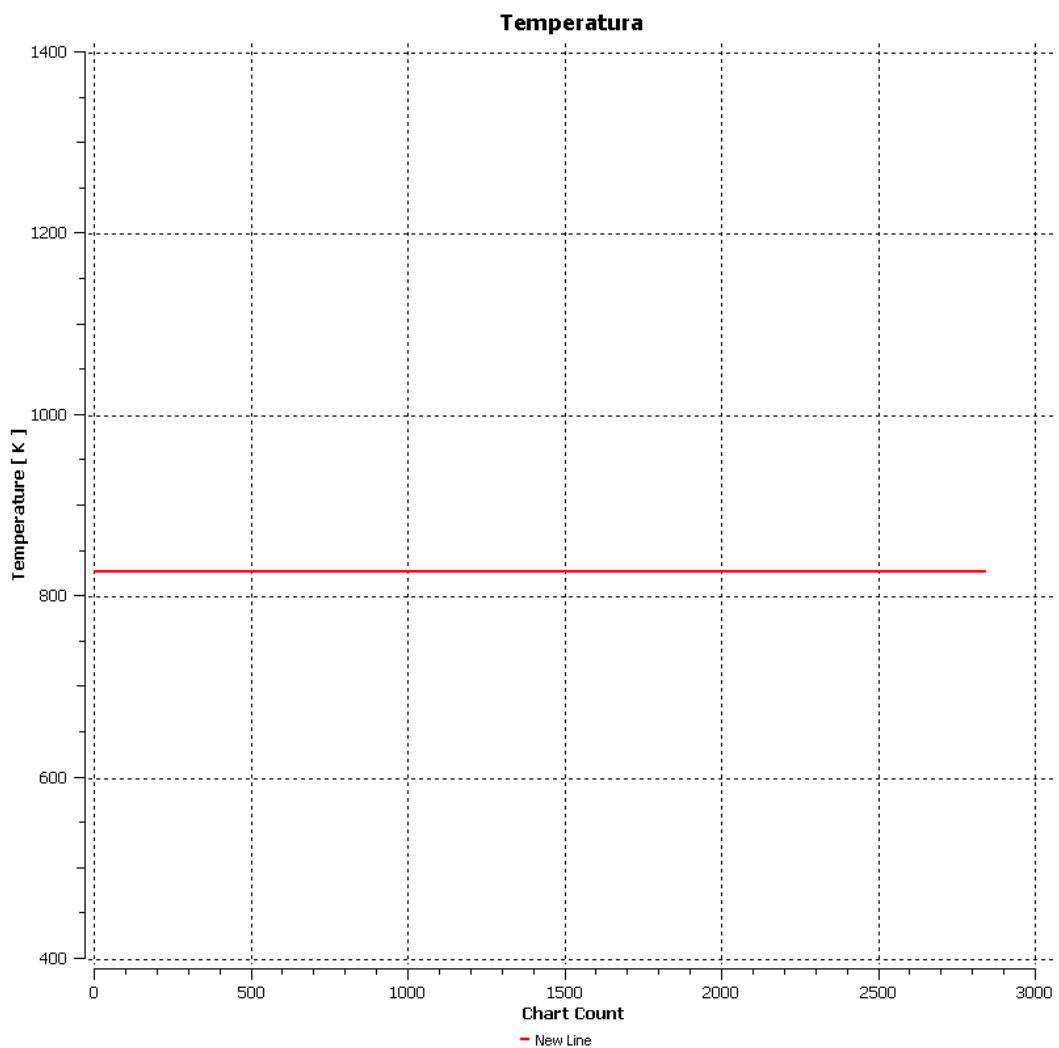
Figura 73. Densidad del flujo del colector de gases.



Desplazamiento a través del colector desde la entrada a la salida.

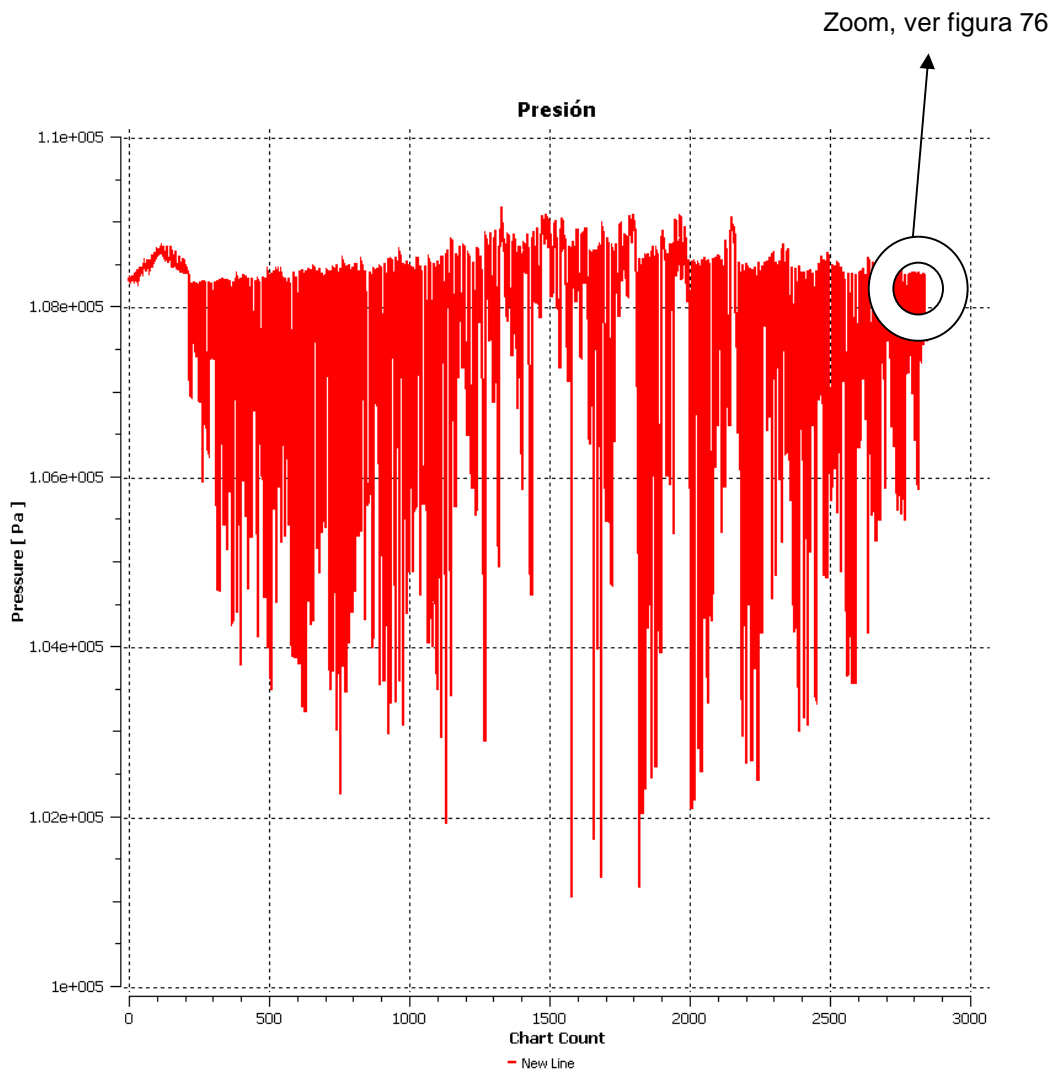
En la figura 74 se ve el comportamiento de la temperatura a través del colector de gases. Esta permanece constante aproximadamente en 830 K debido a que se simuló como un proceso adiabático de acuerdo a la termodinámica básica para toberas y difusores, se asume como hipótesis que no hay pérdida de calor solo flujo de másico.

Figura 74. Temperatura del flujo del colector de gases.



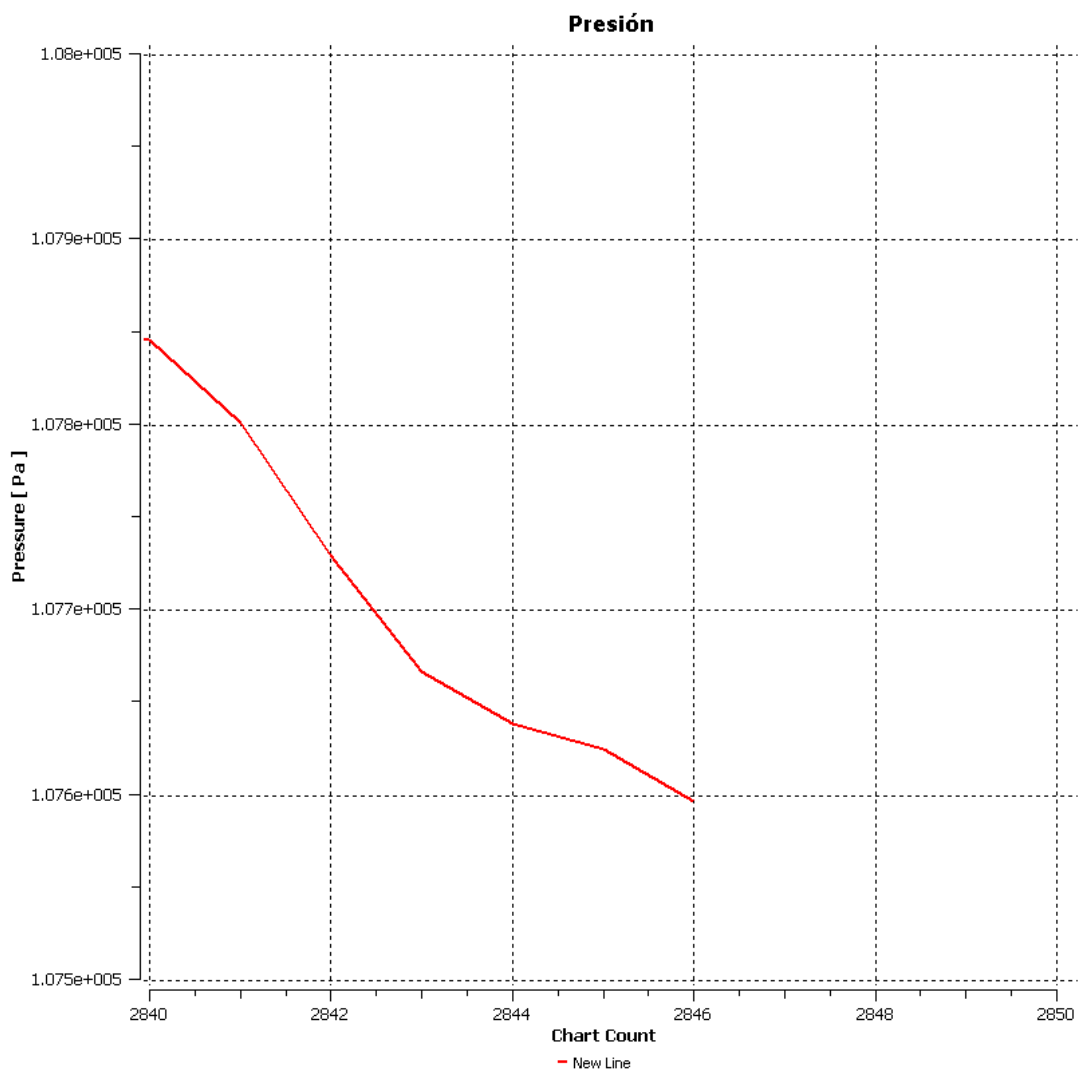
La presión en el colector de gases no varió mucho comparando el valor de la entrada y de la salida, sin embargo, hubo múltiples variaciones a través del colector como se ve en la figura 75 debido los cambios geométricos a través de este.

Figura 75. Presión del flujo del colector de gases.



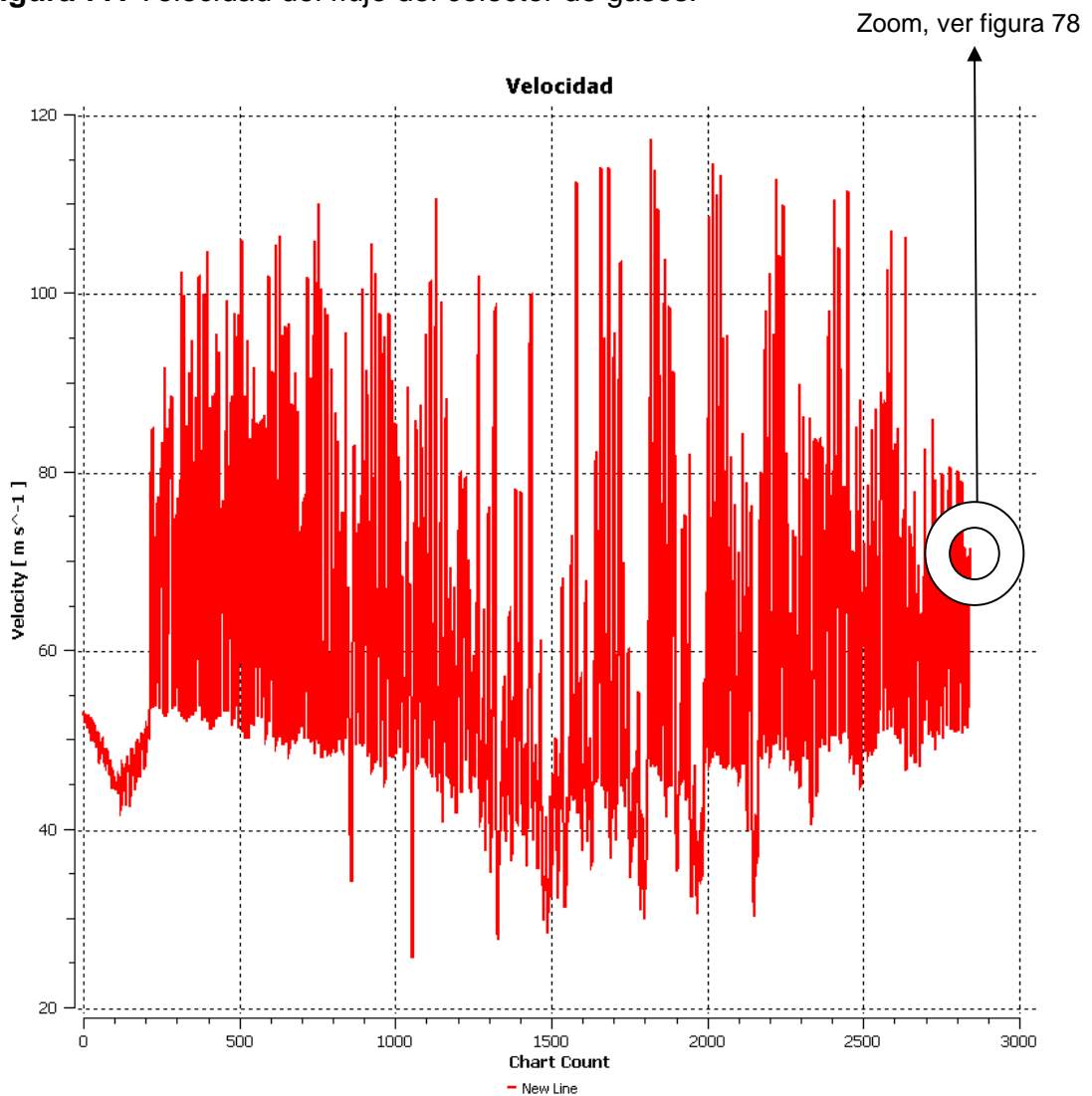
En la figura 76 se muestra el valor exacto de presión a la salida del colector de gases, el valor es de 107000 Pa a la salida.

Figura 76. Presión detallada del flujo a la salida del colector de gases.



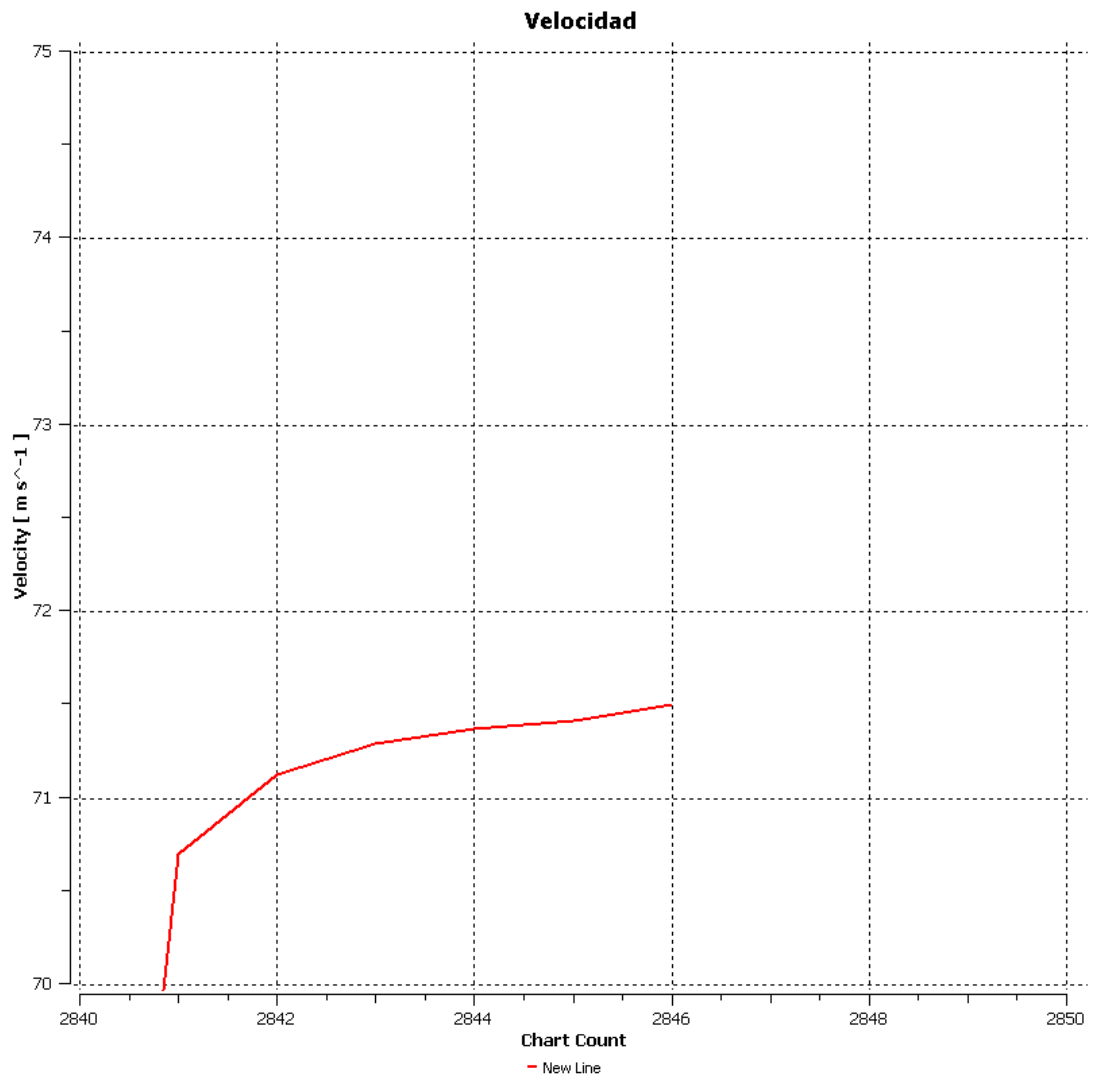
Como en la gráfica de presión, la velocidad de los gases tuvo múltiples cambios durante su paso por el colector. Los cambios en la geometría afectan los valores de la velocidad aunque estos son inversamente proporcionales a los de presión. Se vio un leve aumento de velocidad a la salida del colector respecto a la entrada.

Figura 77. Velocidad del flujo del colector de gases.



En la figura 78 se puede ver un acercamiento en la gráfica de velocidad para ver en detalle el valor a salida del colector de gases. El valor es de 71.5 m/s.

Figura 78. Velocidad detallada del flujo a la salida del colector de gases.



2.3.4.2. Álabes y tobera (Dispositivo rotacional).

En esta sección se simuló la tobera, se hizo con una velocidad angular de 2000 RPM y con los parámetros de entrada obtenidos en la simulación de recolector de gases en la sección anterior. En la figura 79 se encuentra modelada la geometría del fluido contenido en este dispositivo. En la figura 80 se observa el enmallado hecho y en las figuras 81, 82, 83, 84 y 85 resultados de distribuciones de presión y líneas de corriente.

Figura 79. Fluido - álabes y tobera.

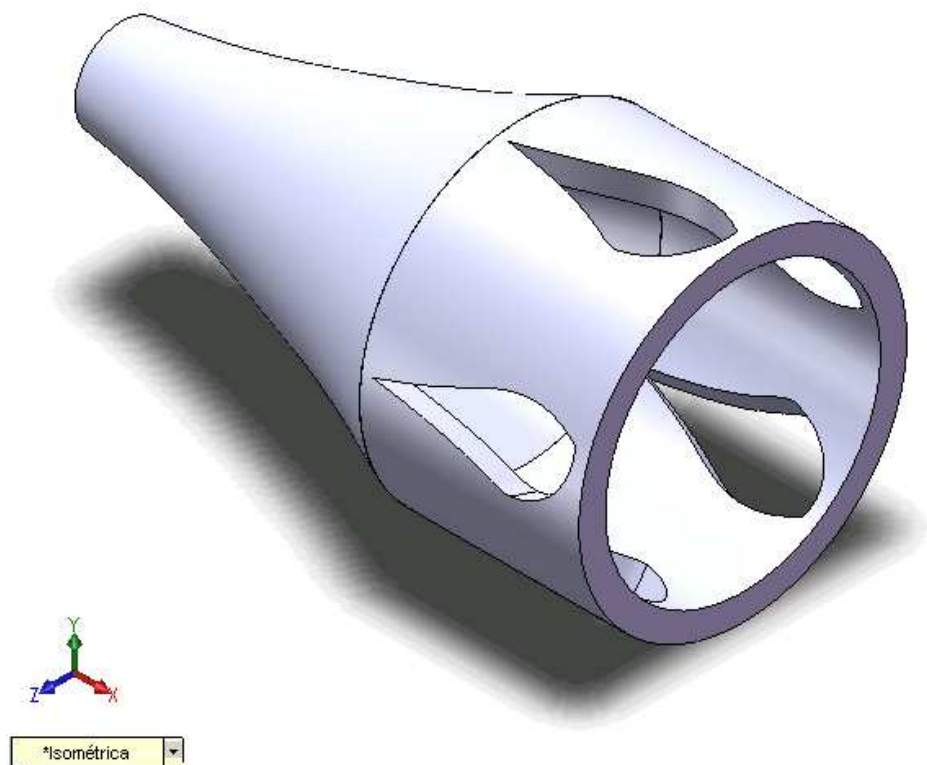


Figura 80. Enmallado fluido álabes y tobera.

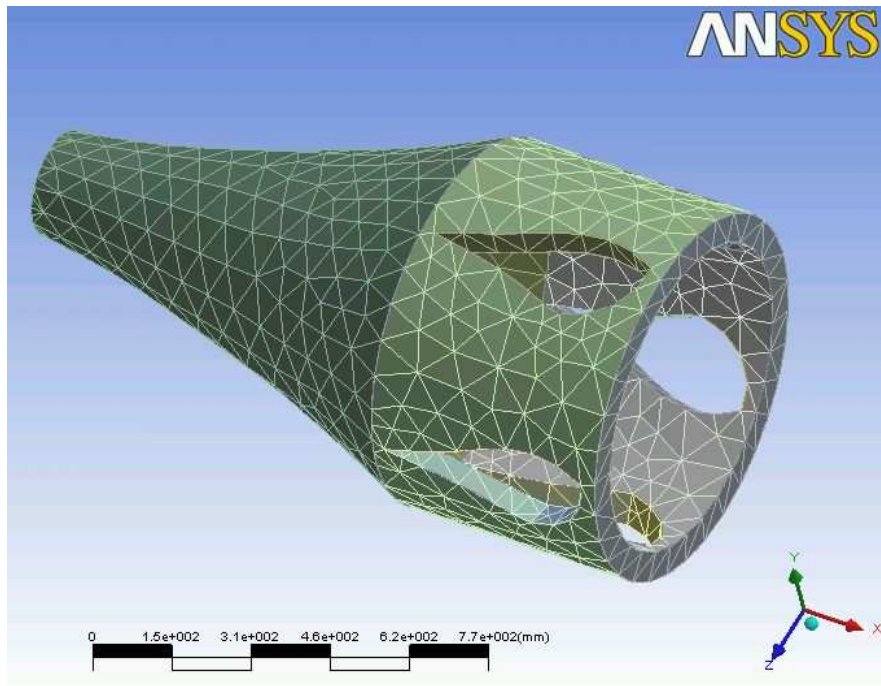


Figura 81. Distribución de presiones álabes y tobera.

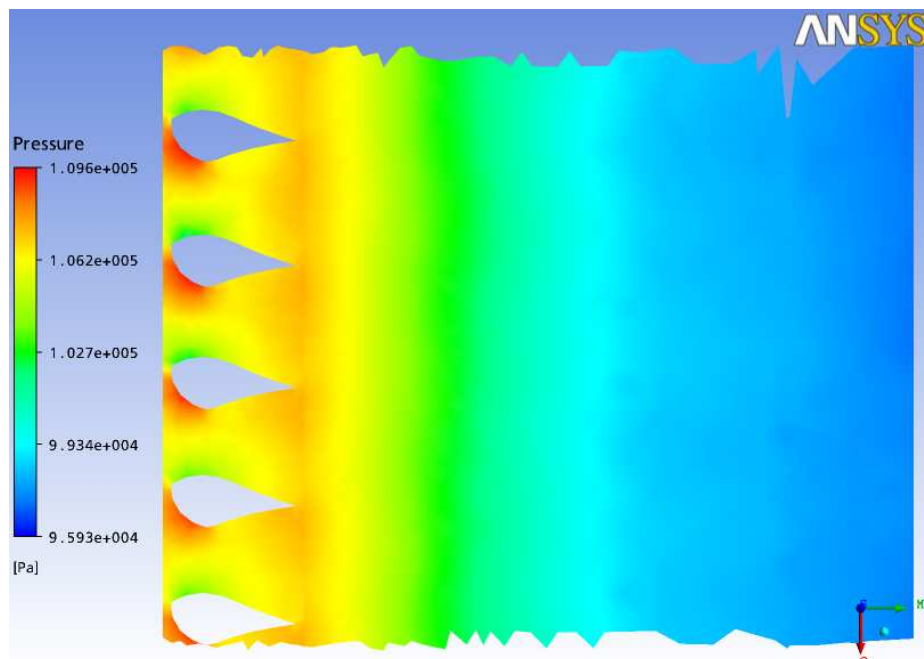


Figura 82. Líneas de corriente-velocidad álabes y tobera 2D.

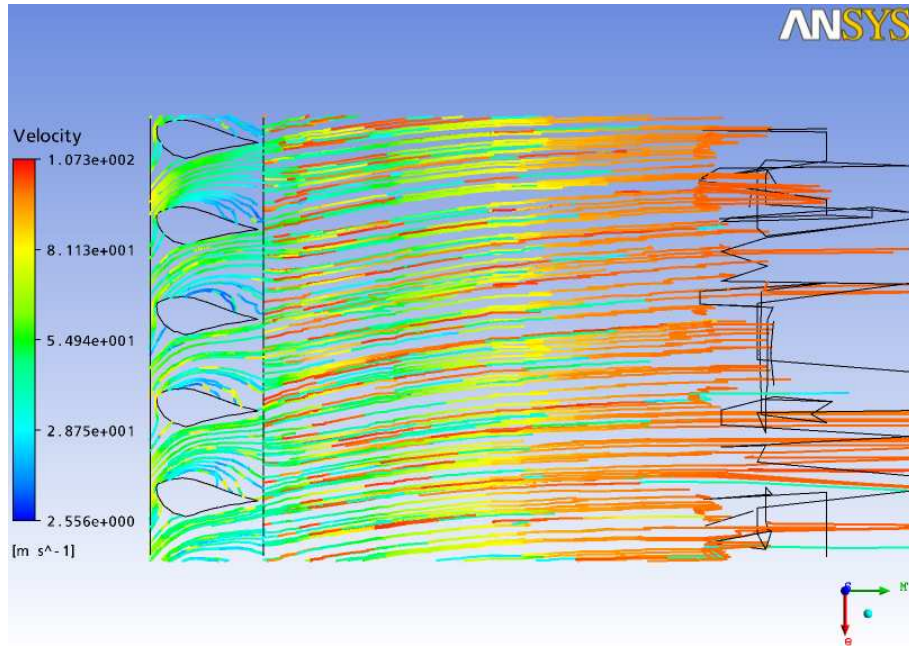


Figura 83. Vectores-velocidad álabes y tobera.

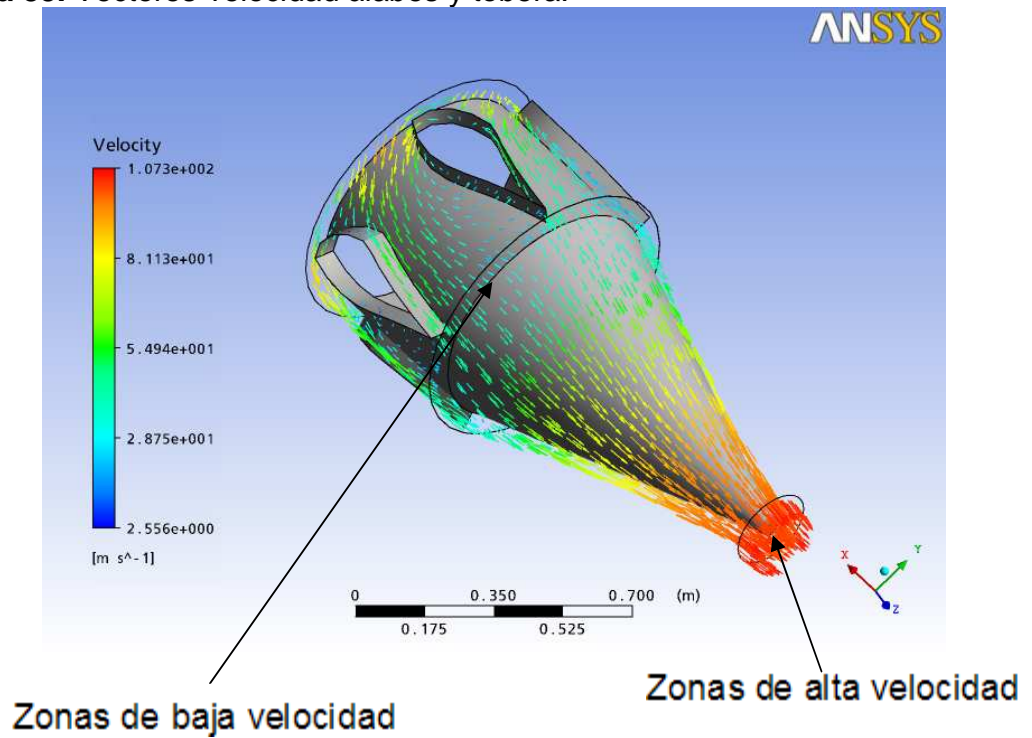


Figura 84. Líneas de corriente-velocidad álabes y tobera.

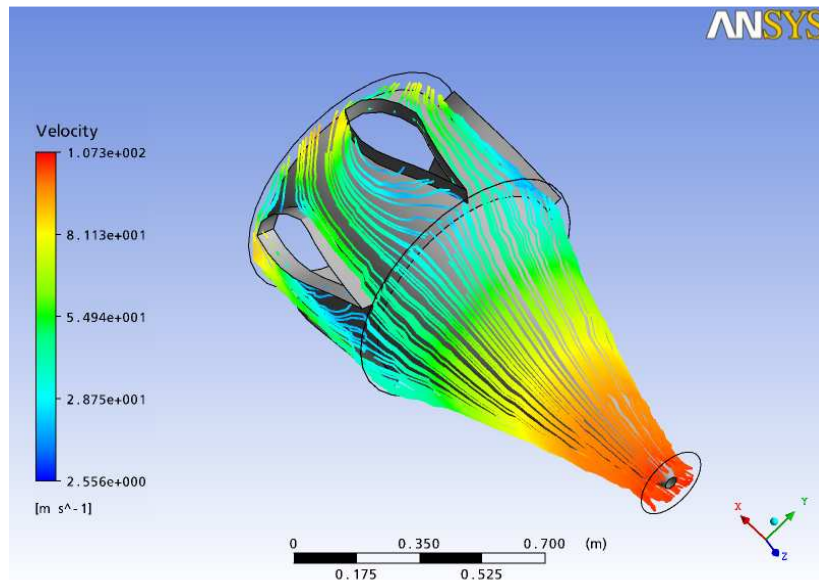
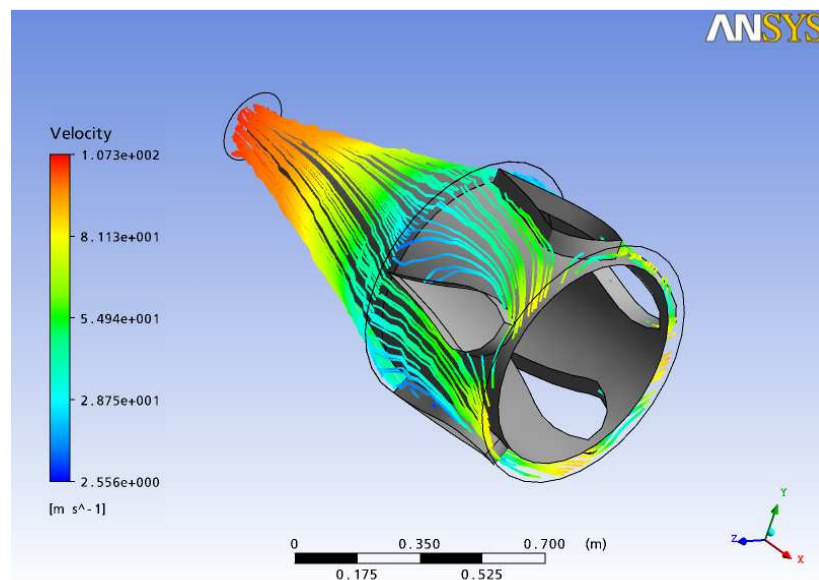


Figura 85. Líneas de corriente-velocidad álabes y tobera.



En las figuras 86 y 87 se ven las graficas de presión y velocidad a través de la tobera. En (1) se ve el valor máximo de presión (107.4 KPa), y en (2) el valor mínimo (97 KPa) el cual es el de salida. (3) muestra el valor mínimo de velocidad a través de la tobera (30 m/s) el cual consecuentemente está en el mismo lugar de máxima presión, el valor máximo (4) de la velocidad (104 m/s) se encuentra a la salida.

Figura 86. Presión álabes y tobera.

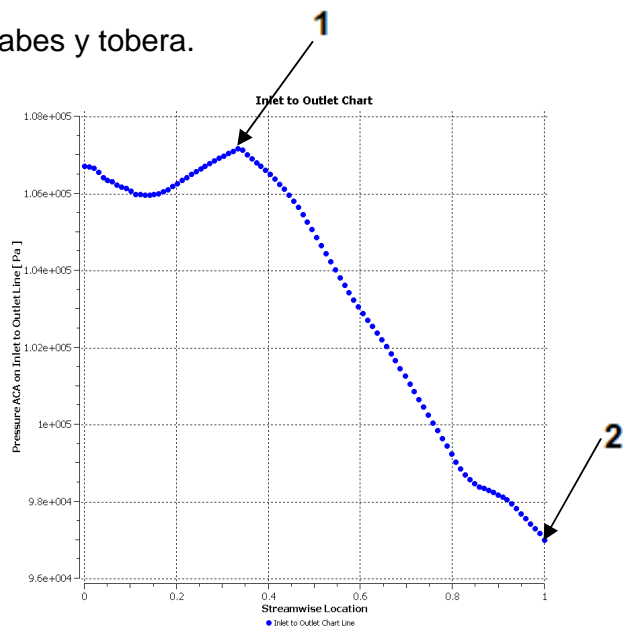
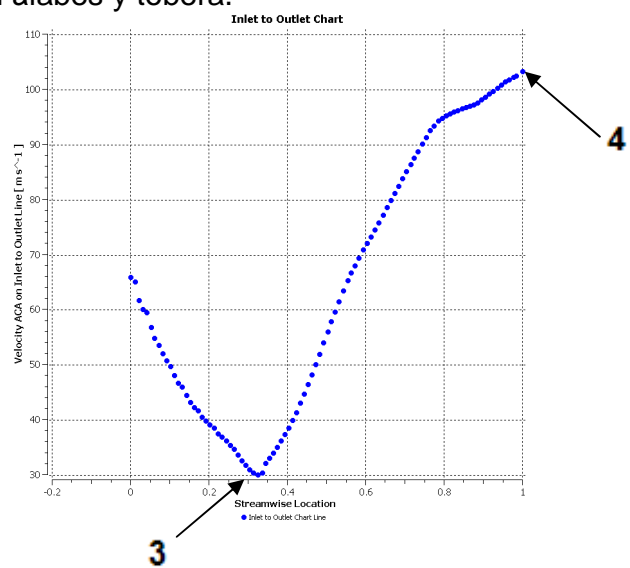


Figura 87. Velocidad álabes y tobera.



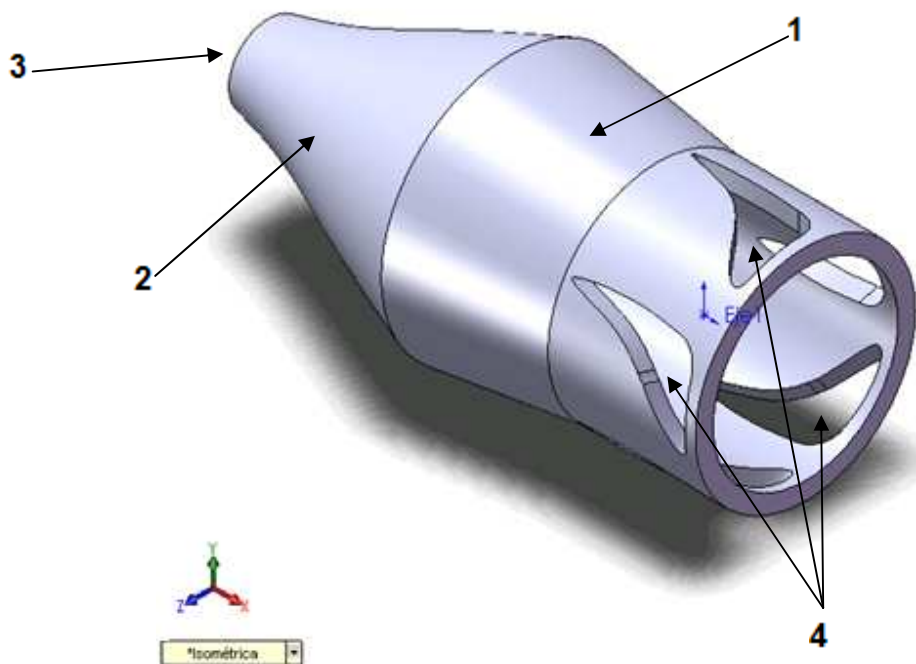
2.3.5. PRUEBAS CON DIFERENTES GEOMETRÍAS PARA LA TOBERA Y ÁLABES.

Con el fin de mejorar el desempeño del sistema es necesario probar con diferentes geometrías y configuraciones y a su vez optimizar el dispositivo. Para esto se prueba con las siguientes configuraciones:

2.3.5.1. Geometría número 2.

En primer lugar se agregó una expansión¹ para aumentar la presión a la entrada de la tobera² y ver su efecto en el valor de velocidad a la salida³ de esta. También se modificó el perfil aerodinámico de los alabes⁴.

Figura 88. Geometría 2 álabes y tobera.



En la figura 89 y 90 se ven las líneas de corriente después de simular con la nueva geometría, se pueden ver zonas de alta velocidad¹ y baja velocidad² y zonas donde puede haber turbulencia³.

Figura 89. Líneas de corriente-velocidad geometría 2 álabes y tobera.

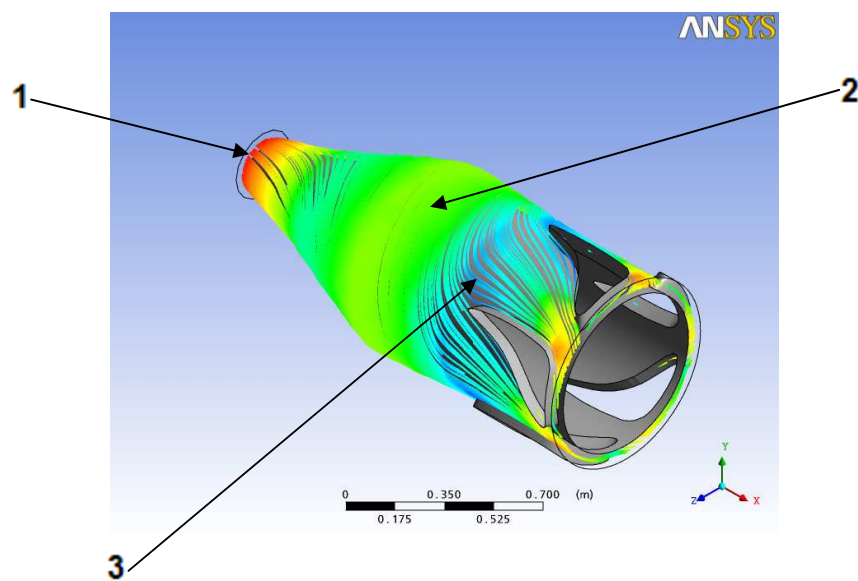
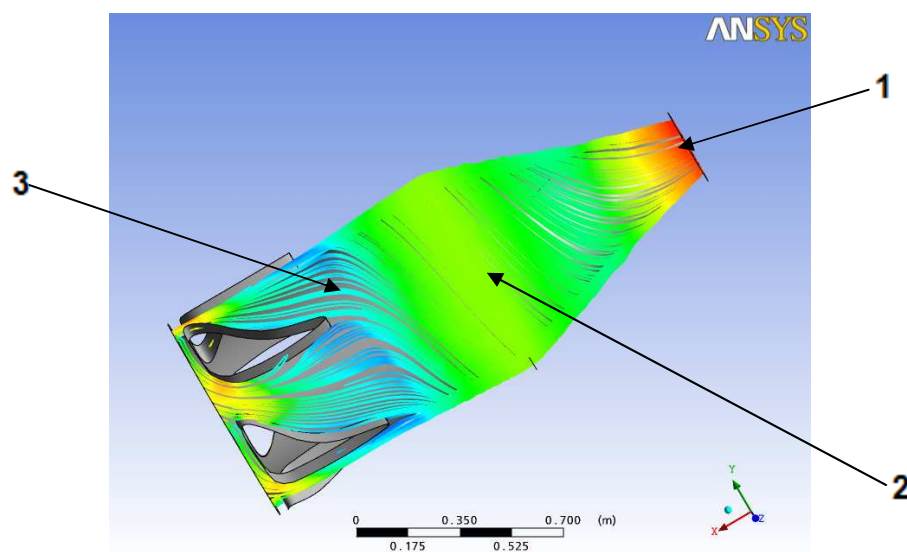


Figura 90. Líneas de corriente-velocidad geometría 2 álabes y tobera.



En la figura 91 y 92 se ve el comportamiento de la presión y la velocidad a través del dispositivo, los valores importantes son los obtenidos principalmente a la salida.

Figura 91. Presión geometría 2 álabes y tobera.

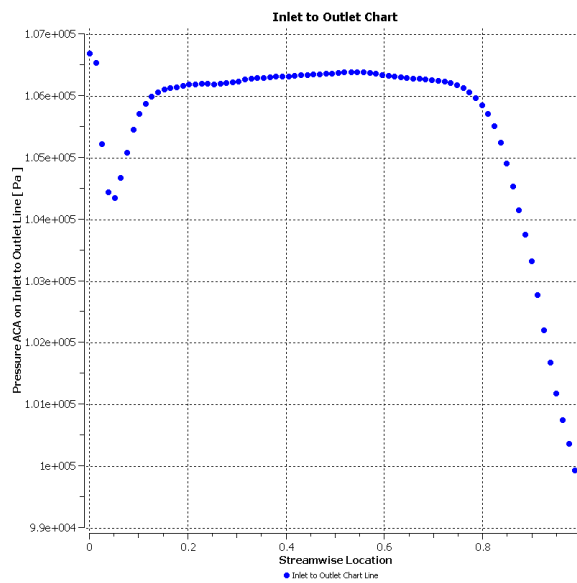
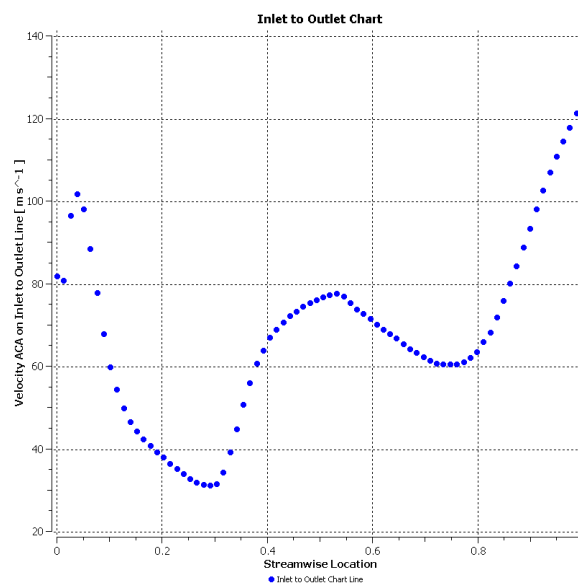


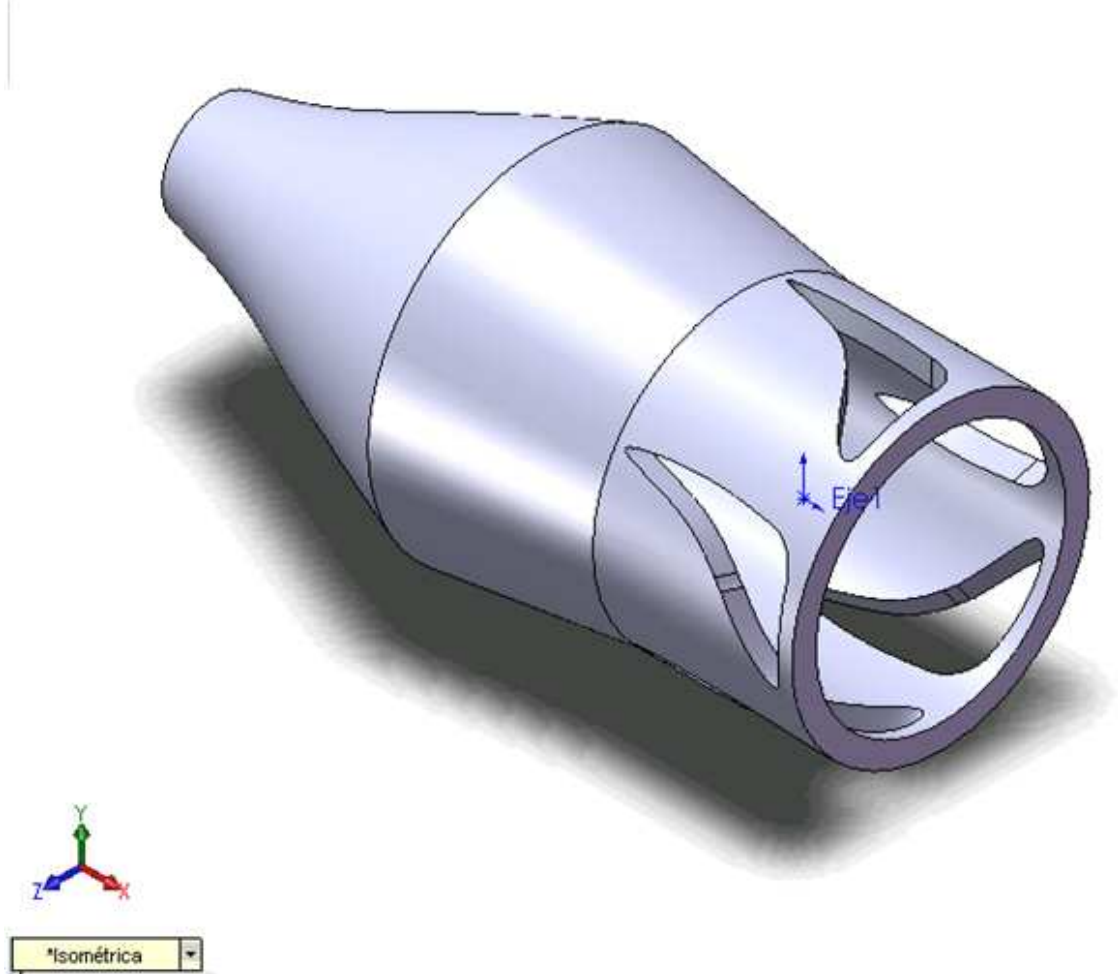
Figura 92. Velocidad geometría 2 álabes y tobera.



2.3.5.2. Geometría número 3.

En esta geometría se cambio el área antes de la tobera y ver su efecto. El perfil aerodinámico es el mismo al igual que los otros parámetros.

Figura 93. Geometría 3 álabes y tobera.



Al observar las figuras 94 y 95 se ve que los cambios con respecto a la geometría anterior no son muchos, prácticamente tiene el mismo comportamiento.

Figura 94. Líneas de corriente-velocidad geometría 3 álabes y tobera.

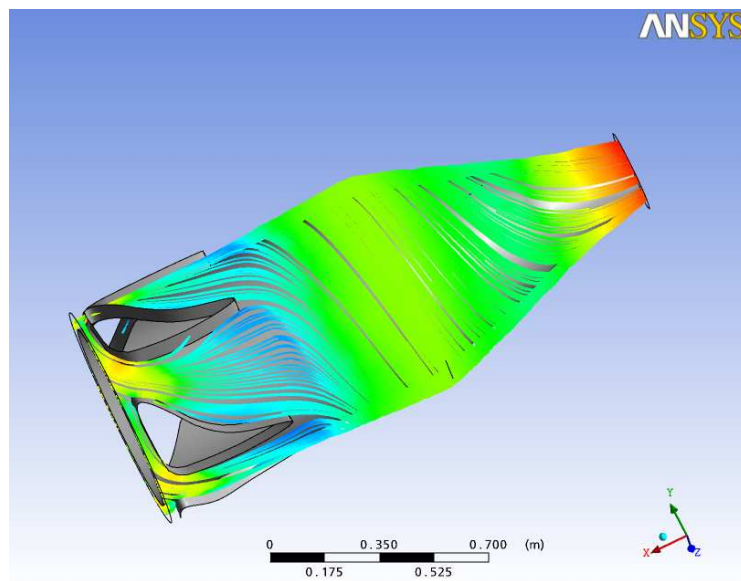
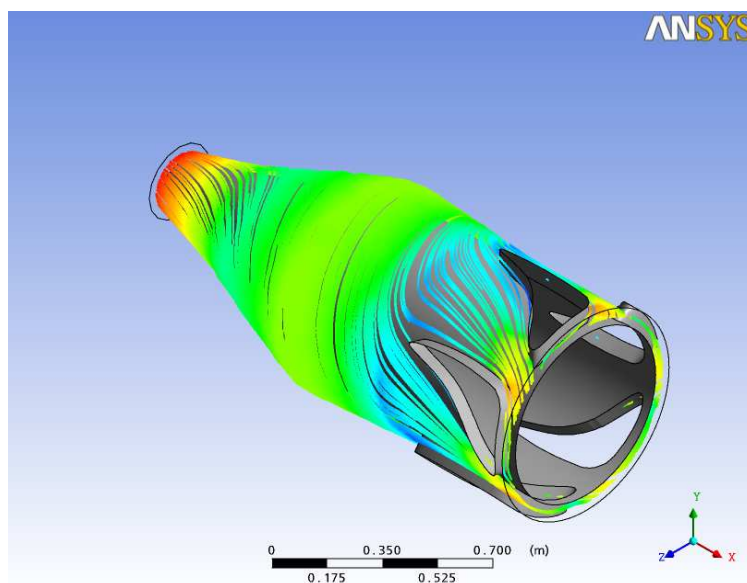


Figura 95. Líneas de corriente-velocidad geometría 3 álabes y tobera.



Las figuras 96 y 97 muestran las graficas de presión y velocidad a través del dispositivo, al igual que se vio en las figuras 94 y 95 no se ve gran cambio con respecto a la geometría 2.

Figura 96. Presión geometría 3 álabes y tobera.

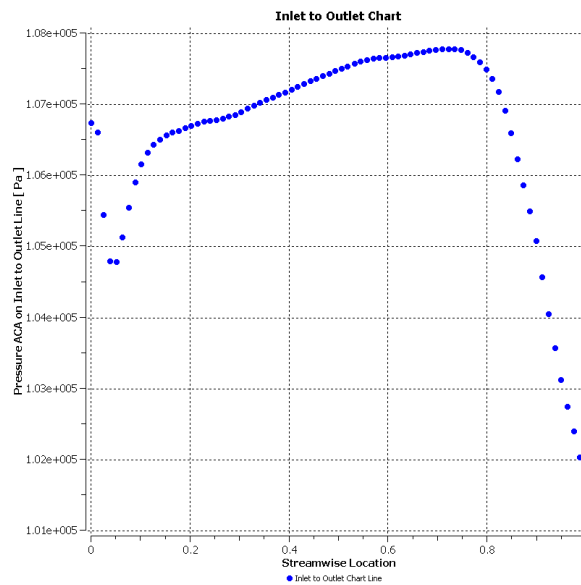
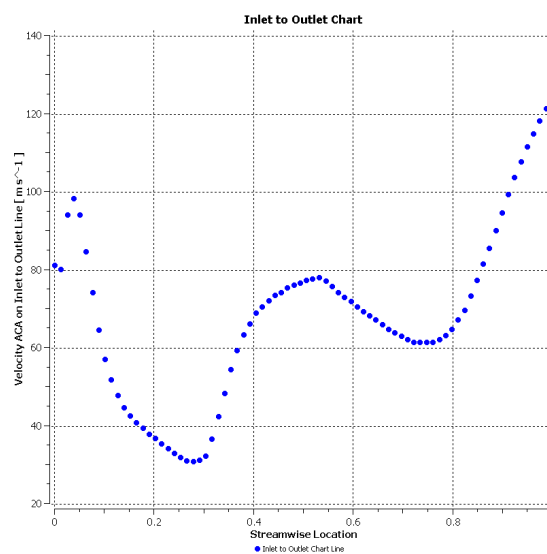


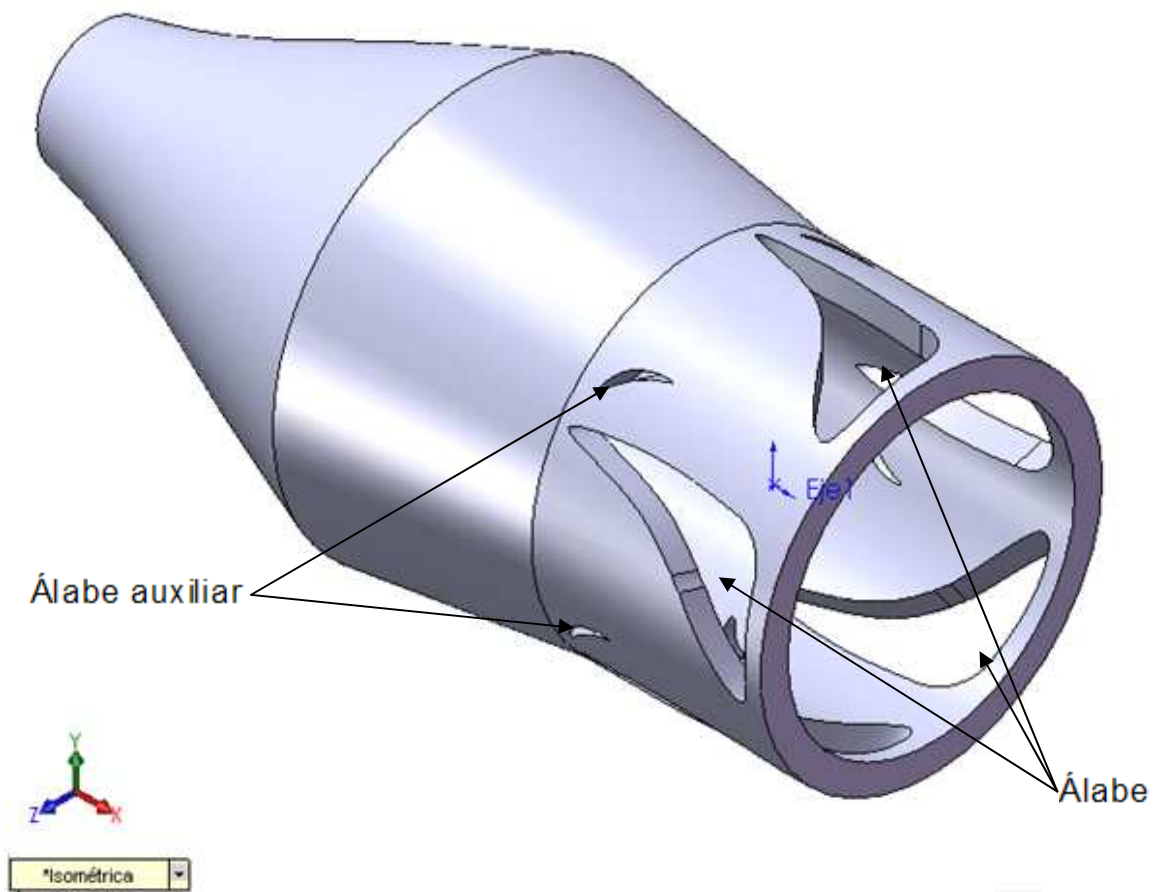
Figura 97. Velocidad geometría 3 álabes y tobera.



2.3.5.3 Geometría número 4.

Como se pudo ver en las figuras que muestran las líneas de corriente de las anteriores geometrías, a la salida de los álabes hay una zona de baja presión donde se forma algo de turbulencia, con el fin de disminuirla se decide en esta geometría agregar un pequeño alabe como se ve en la figura 98 y ver su efecto.

Figura 98. Geometría 4 álabes y tobera.



Como se ve en las figuras 99 y 100 las líneas de corriente en la zona de baja presión¹ están menos turbulentas.

Figura 99. Líneas de corriente-velocidad geometría 4 álabes y tobera.

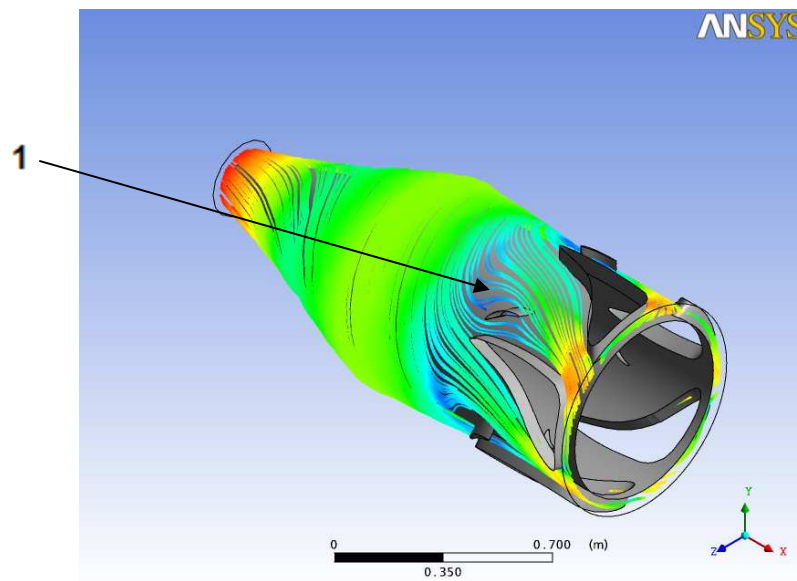
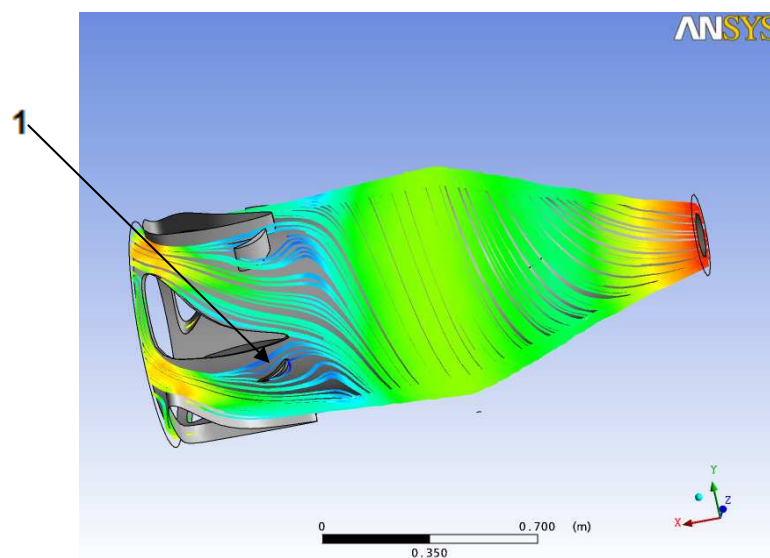


Figura 100. Líneas de corriente-velocidad geometría 4 álabes y tobera.



En las figuras 101 y 102 se ven los comportamientos del flujo en cuanto a presión y velocidad. Respecto a la geometría anterior el efecto del álabe auxiliar se ve reflejado en una leve disminución en la presión a la salida de la tobera, la velocidad no varía.

Figura 101. Presión geometría 4 álabes y tobera.

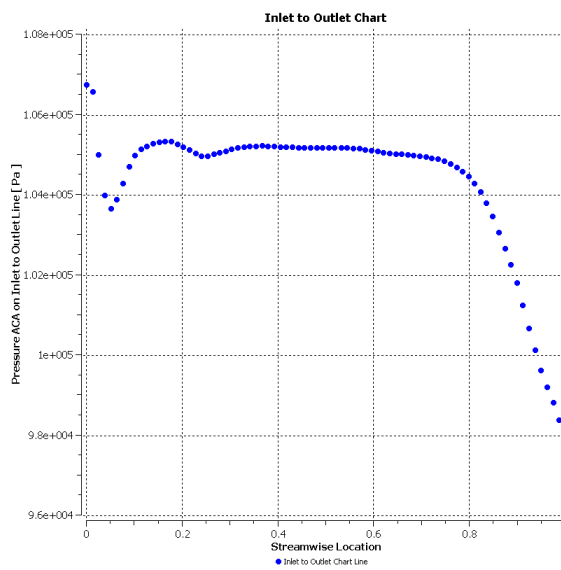
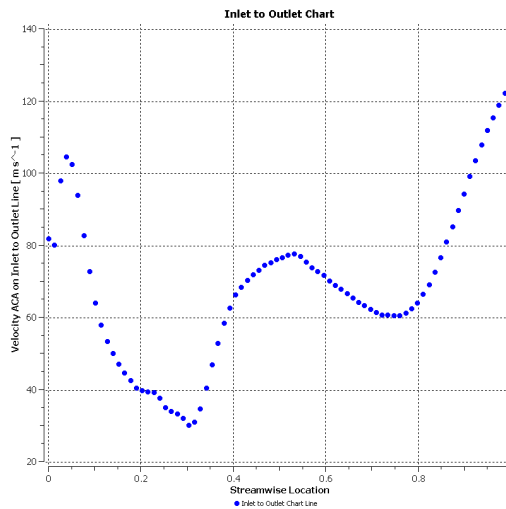


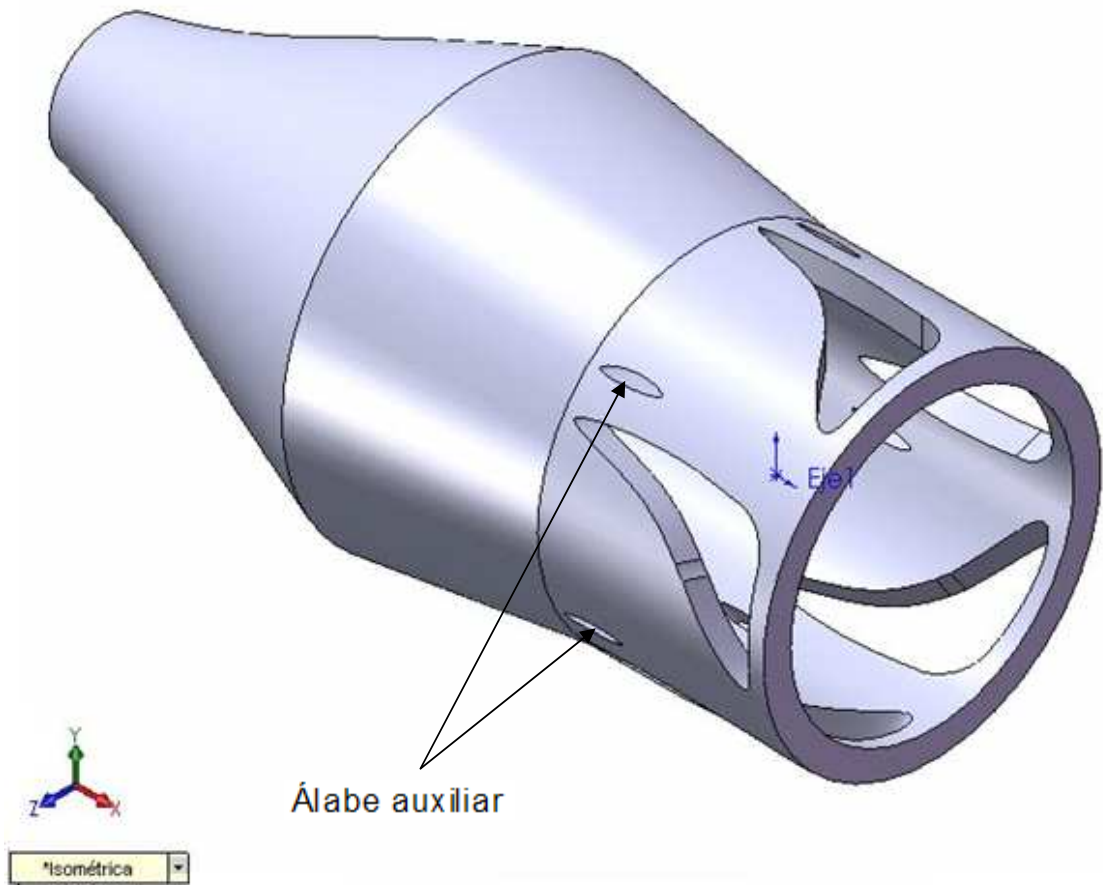
Figura 102. Velocidad geometría 4 álabes y tobera.



2.3.5.4. Geometría número 5.

En esta geometría se modifica la forma del álabe auxiliar, el resto de la configuración permanece constante.

Figura 103. Geometría 5 álabes y tobera.



Las líneas de corriente en la zona de baja presión como se observa en las figuras 104 y 105 se ven similares a las de la anterior geometría, no hay un cambio significativo.

Figura 104. Líneas de corriente-velocidad geometría 5 álabes y tobera.

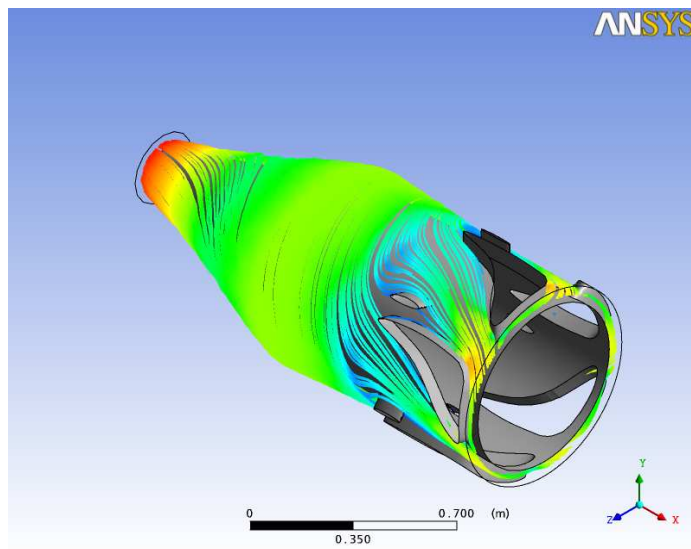
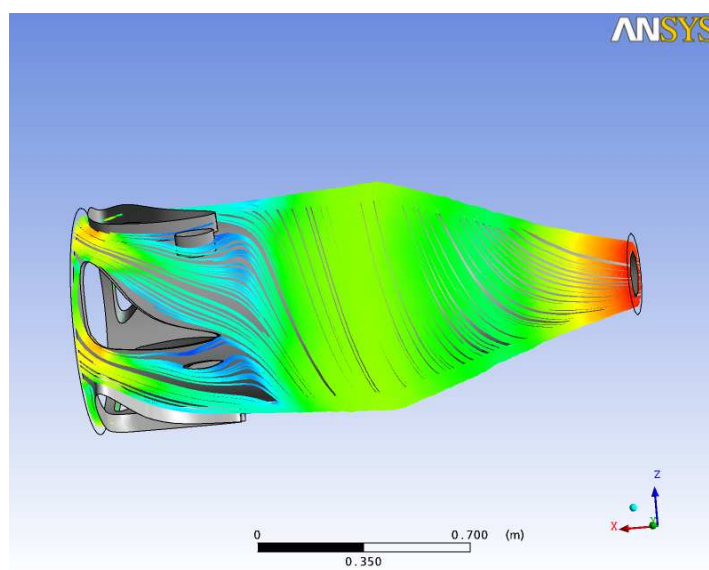


Figura 105. Líneas de corriente-velocidad geometría 5 álabes y tobera.



Al ver los valores de presión y velocidad en las figuras 106 y 107 se ve que el cambio en la velocidad a la salida de la tobera es prácticamente cero y solo se ve un leve incremento en la presión.

Figura 106. Velocidad geometría 5 álabes y tobera.

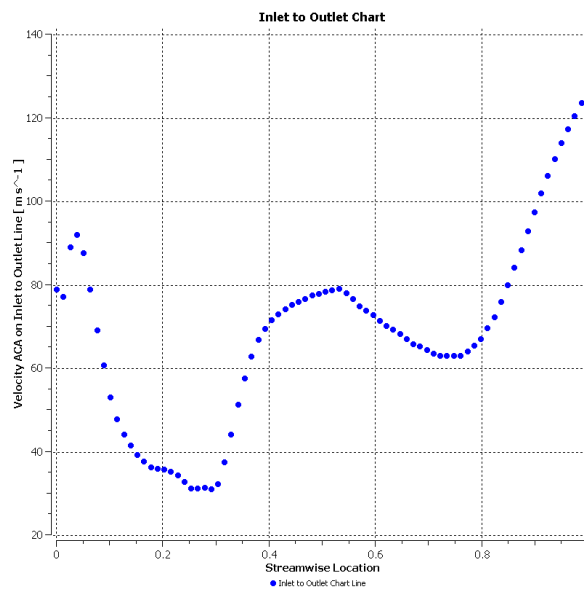
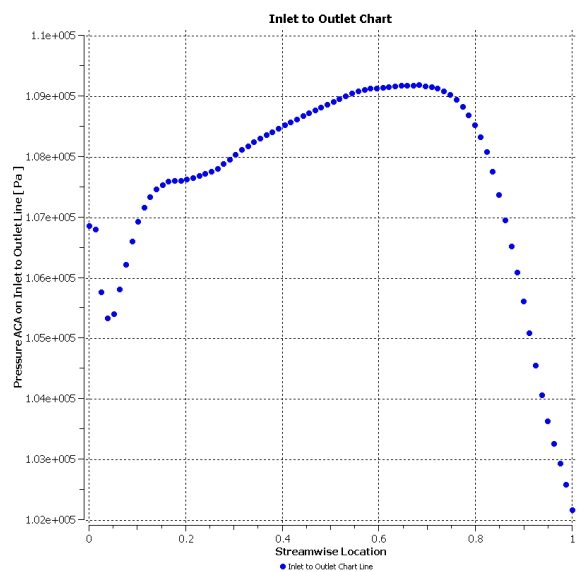


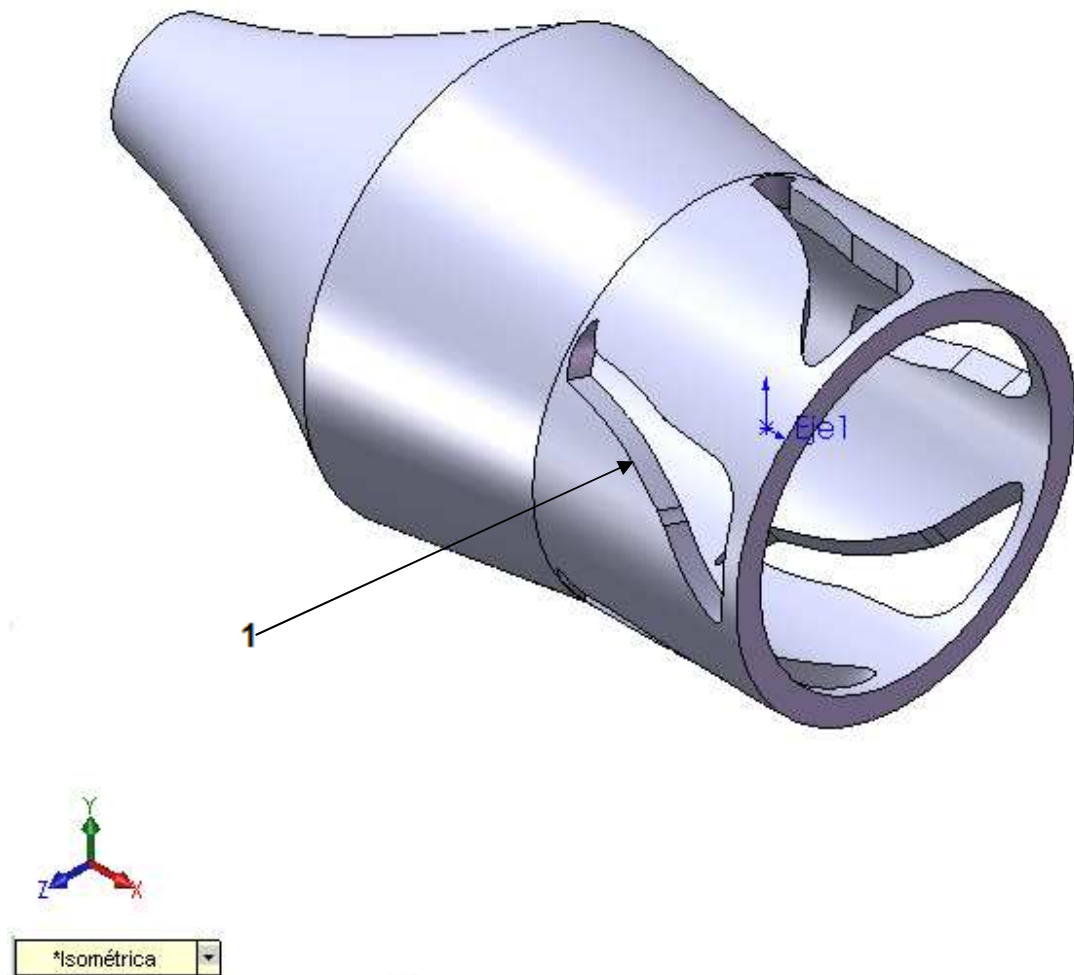
Figura 107. Presión geometría 5 álabes y tobera.



2.3.5.5. Geometría número 6.

Dado que el efecto del álabe auxiliar en las anteriores geometrías mostró una pobre mejora en el rendimiento del dispositivo, ahora se hace un cambio en el perfil aerodinámico del alabe¹ y se suprime el álabe auxiliar. El resto de la configuración permanece constante.

Figura 108. Geometría 6 álabes y tobera.



Como se puede ver en la zona de salida de los álabes¹, las líneas de corriente muestran un flujo mas laminar y menos turbulento.

Figura 109. Líneas de corriente-velocidad geometría 6 álabes y tobera.

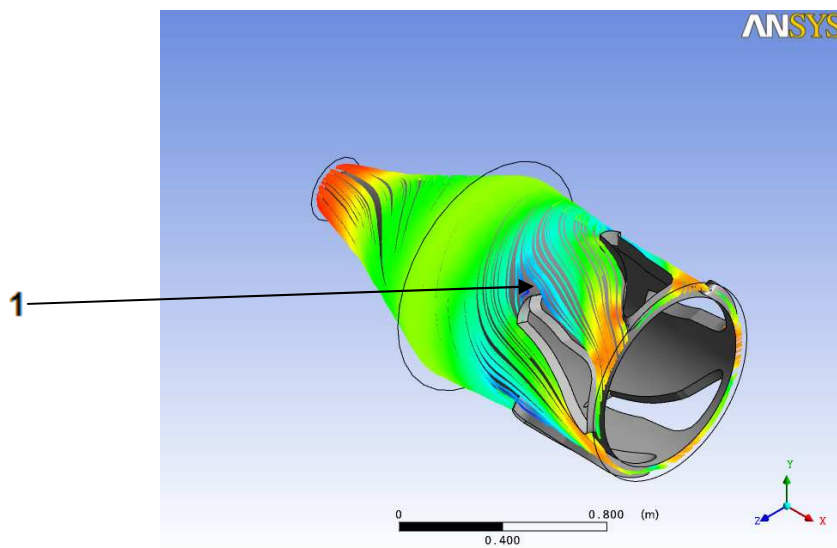
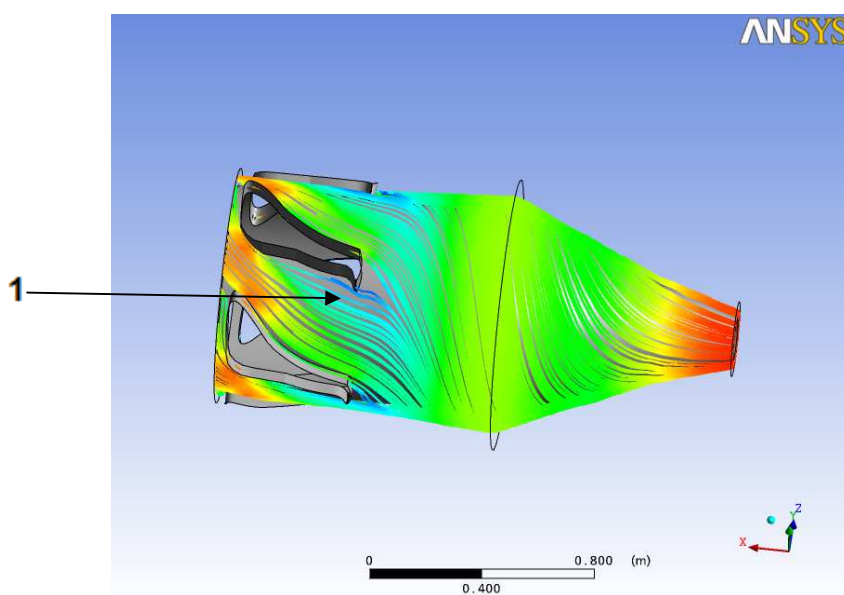


Figura 110. Líneas de corriente-velocidad geometría 6 álabes y tobera.



En las figuras 111 y 112 se puede ver que la presión a la salida de la tobera disminuyó un poco y la velocidad se incrementó. Al final lo que se busca es aumentar la velocidad de salida en la tobera.

Figura 111. Presión geometría 6 álabes y tobera.

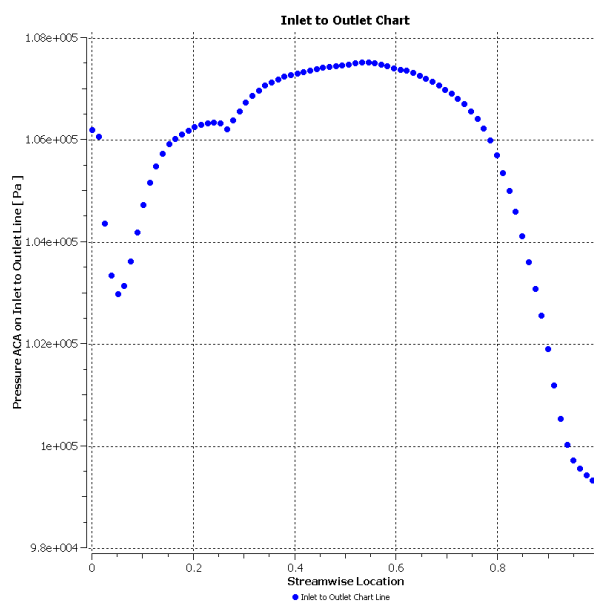
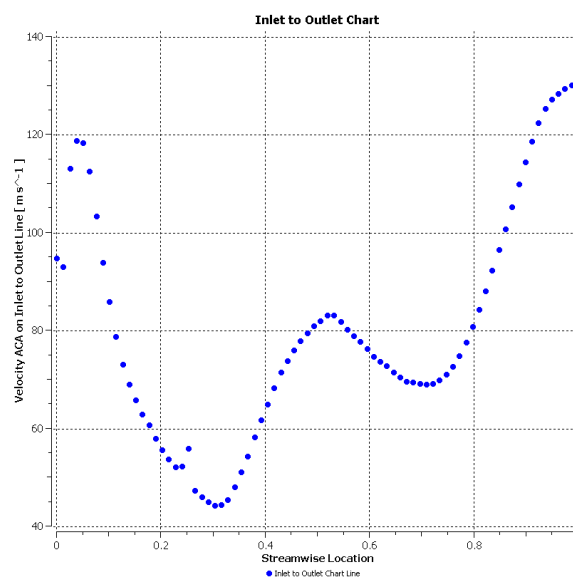


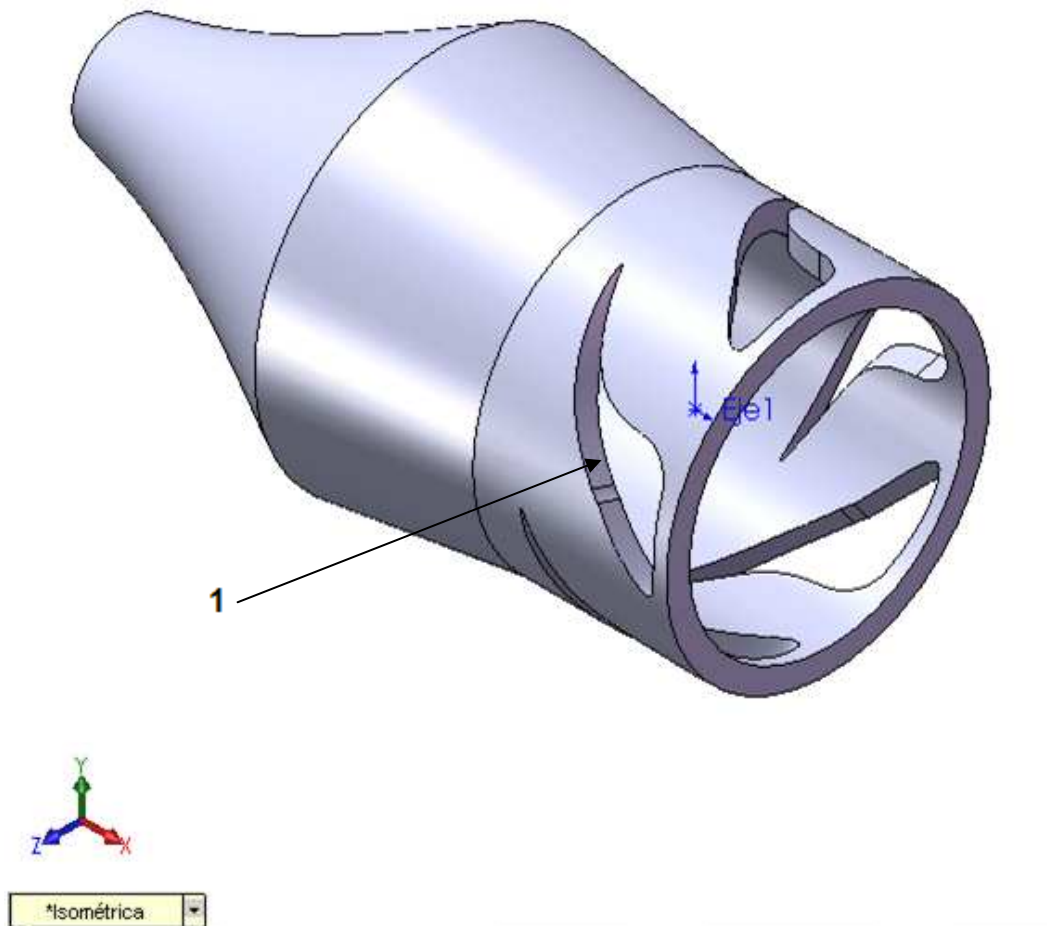
Figura 112. Velocidad geometría 6 álabes y tobera.



2.3.5.6. Geometría número 7.

En esta geometría se modifica de nuevo el perfil aerodinámico¹ manteniendo la dirección del ángulo de salida sin embargo, este se incrementa para que efecto se tiene.

Figura 113. Geometría 7 álabes y tobera.



Como se ve en las figuras 114 y 115 la zona de baja presión² se disminuye, solo hay un poco de turbulencia cerca del álabe pero la zona es menor.

Figura 114. Líneas de corriente-velocidad geometría 7 álabes y tobera.

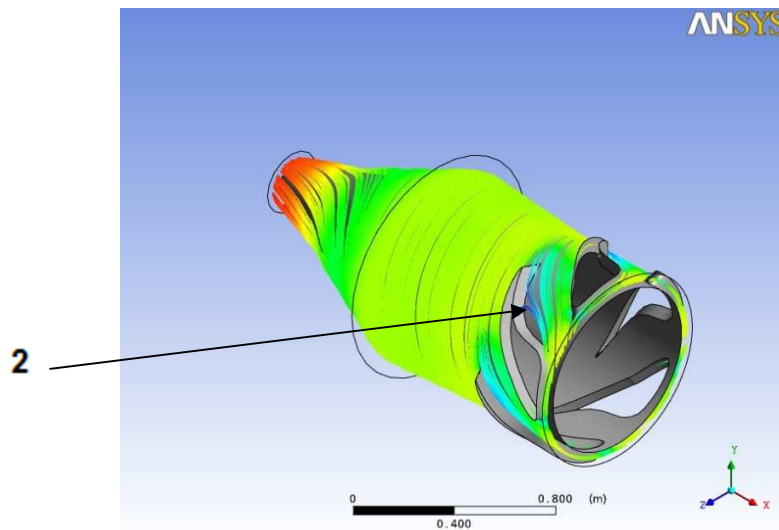
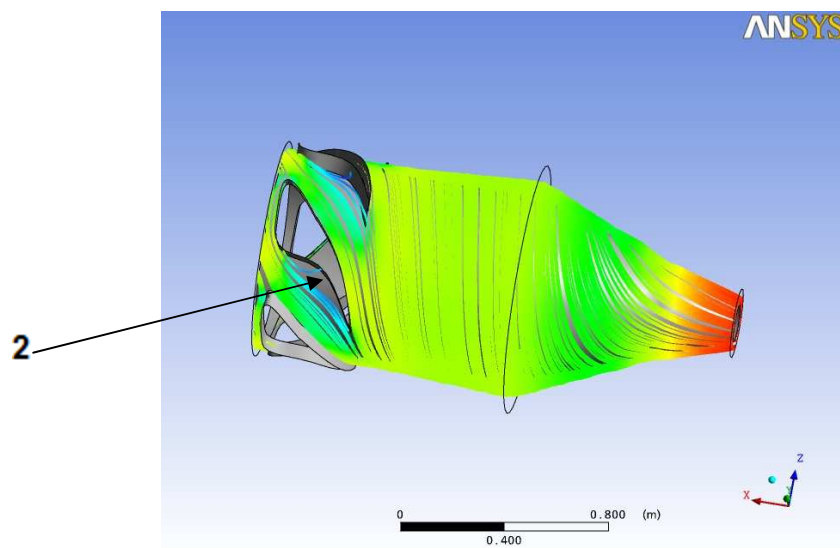


Figura 115. Líneas de corriente-velocidad geometría 7 álabes y tobera.



Al ver las figuras 116 y 117 se ve que la presión a la salida de la tobera no varía mucho sin embargo, la velocidad si se incrementa un poco.

Figura 116. Presión geometría 7 álabes y tobera.

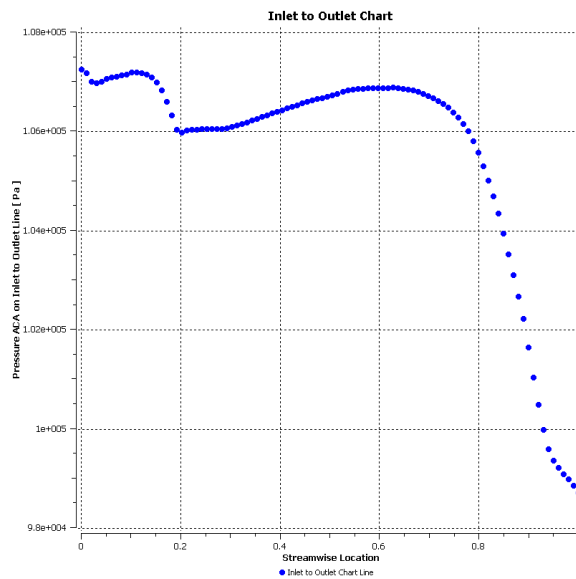
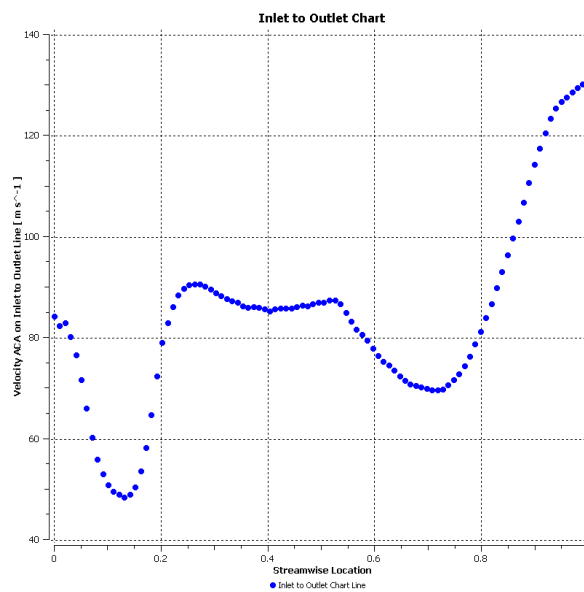


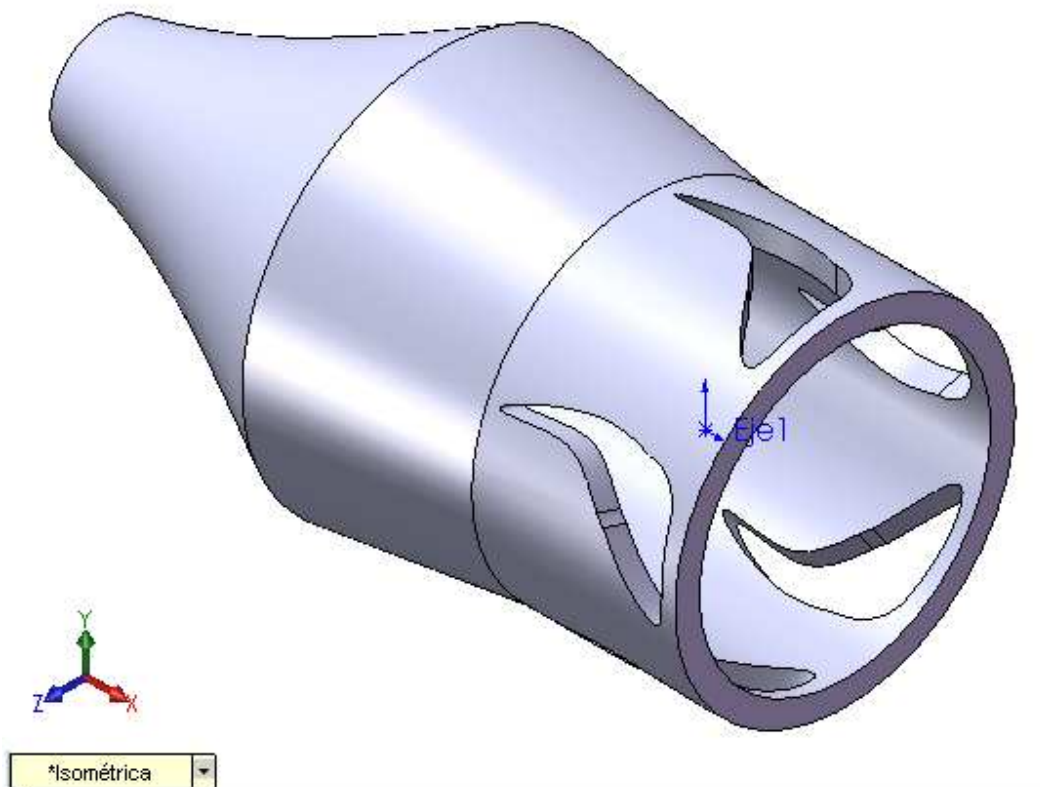
Figura 117. Velocidad geometría 7 álabes y tobera.



2.3.5.7. Geometría número 8.

En esta última geometría se cambia el ángulo de salida en los álabes para ver su efecto.

Figura 118. Geometría 8 álabes y tobera.



Se ve que la zona de baja presión y por consiguiente la probabilidad de turbulencia aumenta considerablemente.

Figura 119. Líneas de corriente-velocidad geometría 8 álabes y tobera.

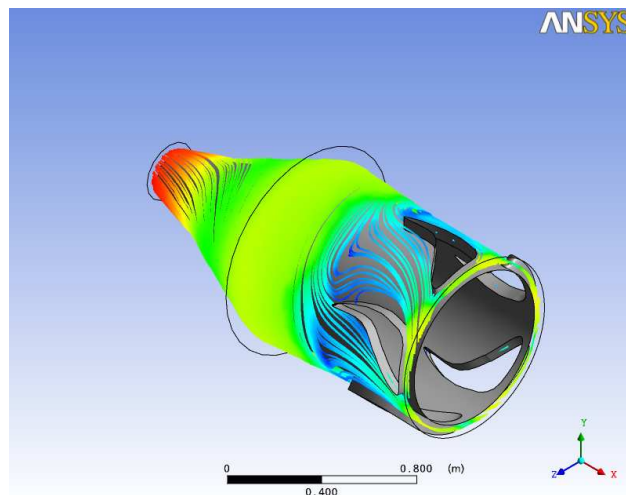
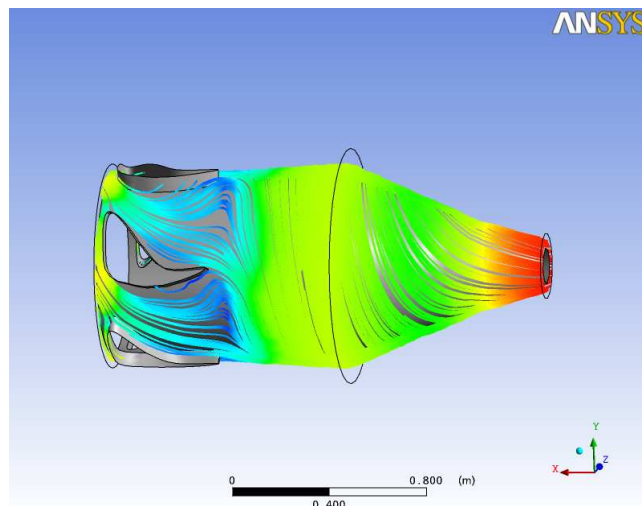


Figura 120. Líneas de corriente-velocidad geometría 8 álabes y tobera.



Viendo el resultado de presión y velocidad en las figuras 121 y 122 se observa que la presión a la salida de la tobera aumenta un poco y la velocidad disminuye levemente.

Figura 121. Presión geometría 8 álabes y tobera.

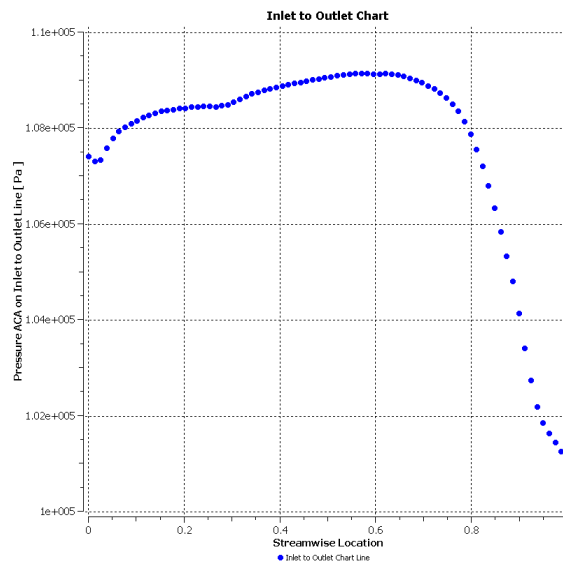
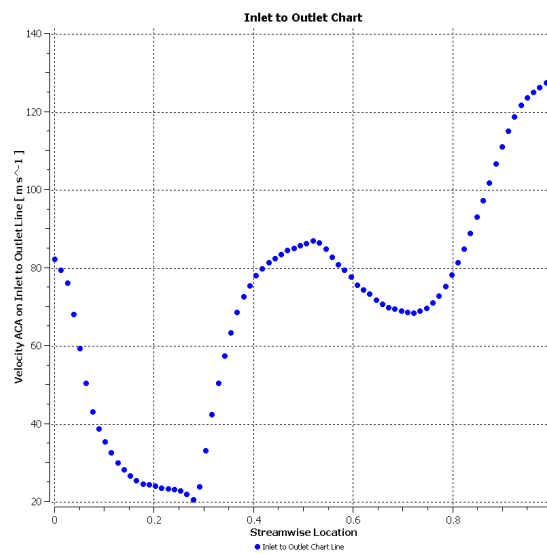


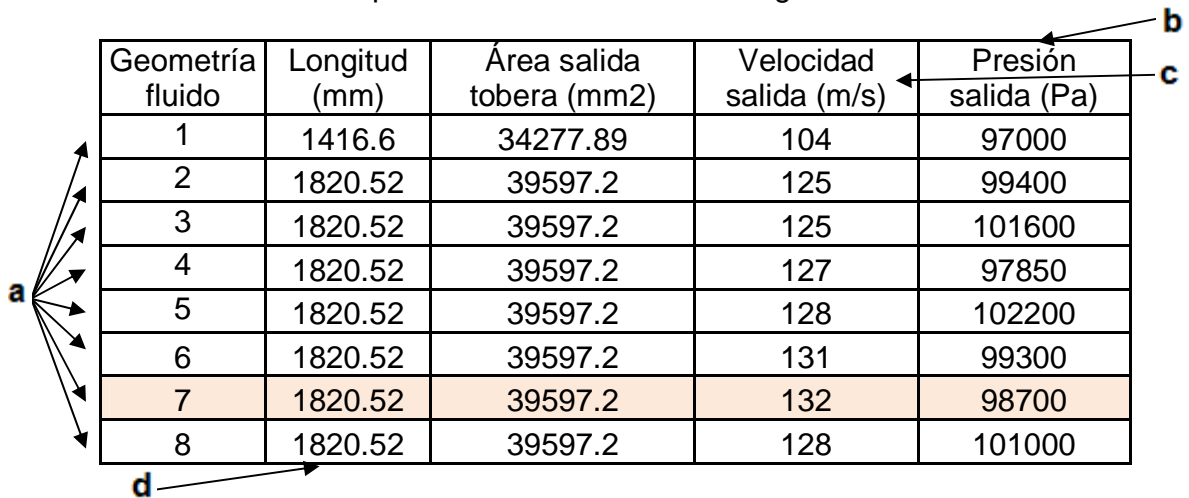
Figura 122. Velocidad geometría 8 álabes y tobera.



2.3.5.8. Análisis comparativo de las diferentes configuraciones geométricas.

Después de simular múltiples geometrías y obtener valores de velocidad y presión es necesario tabular los resultados para poder tomar una decisión.

Tabla 14. Tabla de comparación entre las diferentes geometrías simuladas.



Geometría fluido	Longitud (mm)	Área salida tobera (mm ²)	Velocidad salida (m/s)	Presión salida (Pa)
1	1416.6	34277.89	104	97000
2	1820.52	39597.2	125	99400
3	1820.52	39597.2	125	101600
4	1820.52	39597.2	127	97850
5	1820.52	39597.2	128	102200
6	1820.52	39597.2	131	99300
7	1820.52	39597.2	132	98700
8	1820.52	39597.2	128	101000

Como se puede ver en la tabla 14, variando las geometrías (a) del perfil aerodinámico se obtienen distintos valores para presión (b) y velocidad (c) de salida en la tobera. La geometría 7 muestra un mayor valor de velocidad (132 m/s) de salida la cual es directamente proporcional al empuje a la salida de la tobera.

Tomando esta geometría para el perfil aerodinámico, se debe disminuir la longitud (1.82 m) del dispositivo (d) puesto que es demasiado largo para la longitud del spinner (0.85 m) dando como resultado un incremento tanto en la carga estática como en la dinámica, haciendo más susceptible el dispositivo a problemas por vibraciones e incremento de peso exagerado en el avión.

Puesto que un parámetro importante en el aumento del empuje es la velocidad de salida en la tobera, disminuyendo un poco el área a la salida de esta se puede aumentar logrando finalmente un poco más de empuje. Esto disminuirá la presión a la salida y si se ve la ecuación de la página 27; si esta presión de salida es

menor a la de referencia o ambiente disminuye el valor del empuje. Se ha referenciado la presión atmosférica en 101.325 Pa a nivel del mar como presión promedio, pero a 12.500 metros sobre el nivel del mar (condiciones de vuelo) la presión de referencia sería mucho menor que es donde la mayor parte del tiempo la turbina estará en operación, así que también es conveniente que la presión a la salida disminuya.

2.3.5.9. Selección de la geometría definitiva de acuerdo al análisis.

Tomando los cambios mencionados en la anterior sección, disminuyendo la longitud del dispositivo, disminuyendo el área de salida de la tobera (1) y cambiando el perfil aerodinámico (2); se hizo el enmallado como se ve en la figura 124 y se obtuvo la geometría que se ve en la figura 123:

Figura 123. Geometría final álabes y tobera.

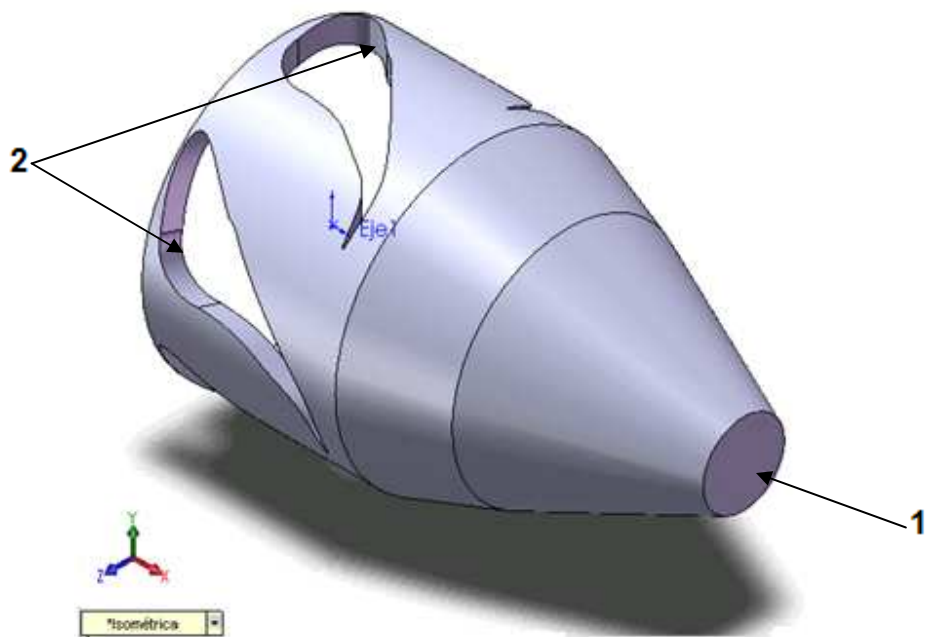
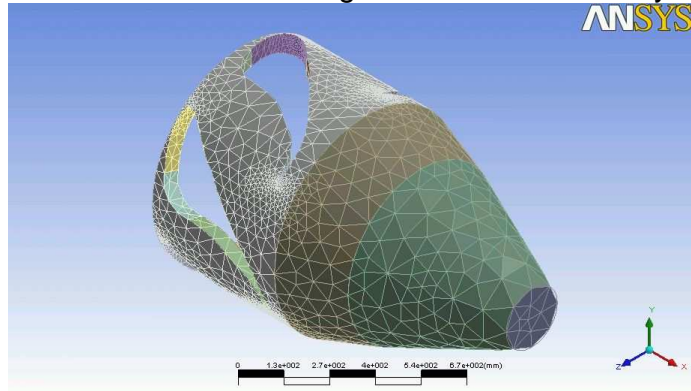


Figura 124. Enmallado en ANSYS-CFX geometría final álabes y tobera.



2.3.5.9.1. Simulación en condiciones a nivel del mar (presión de referencia 101.325 Kpa).

Después de tener la nueva geometría se hacen de nuevo las simulaciones en ANSYS-CFX para obtener los valores de presión y velocidad a la salida de la tobera. Primero se simula en condiciones de tierra o a nivel del mar. Como se ve en las figuras 125 y 126 hay pocas zonas de baja presión (70 KPa) y leve turbulencia (1).

Figura 125. Líneas de corriente geometría final álabes y tobera a nivel del mar.

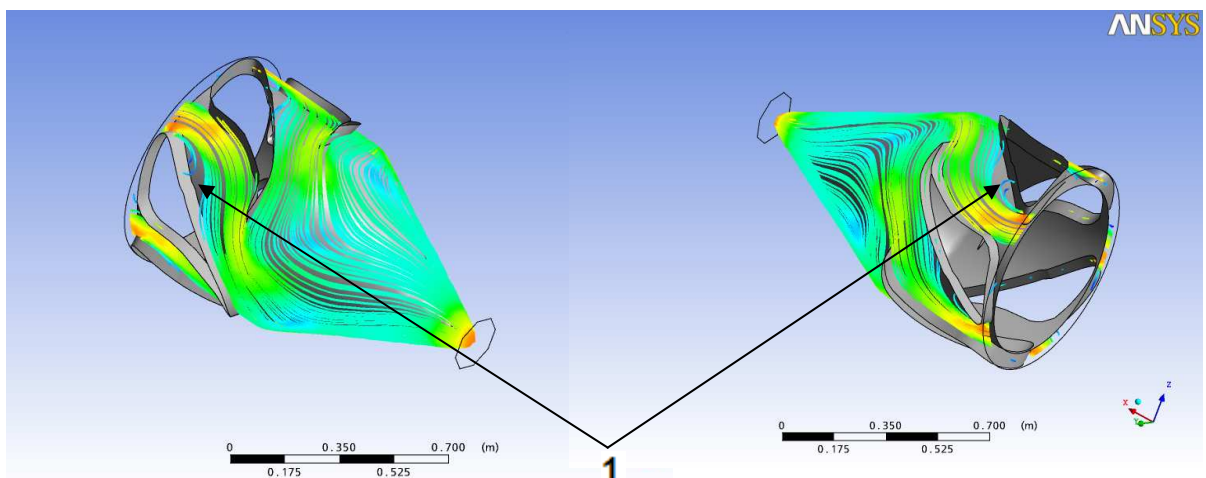
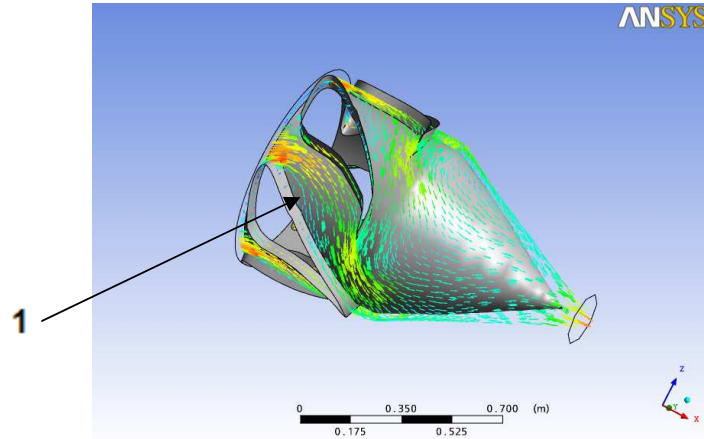
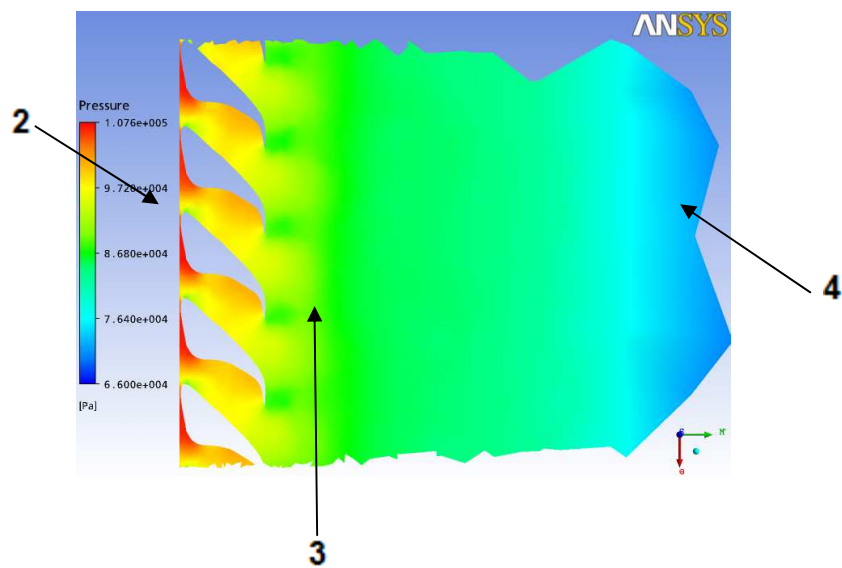


Figura 126. Líneas de corriente-vectores geometría final álabes y tobera a nivel del mar.



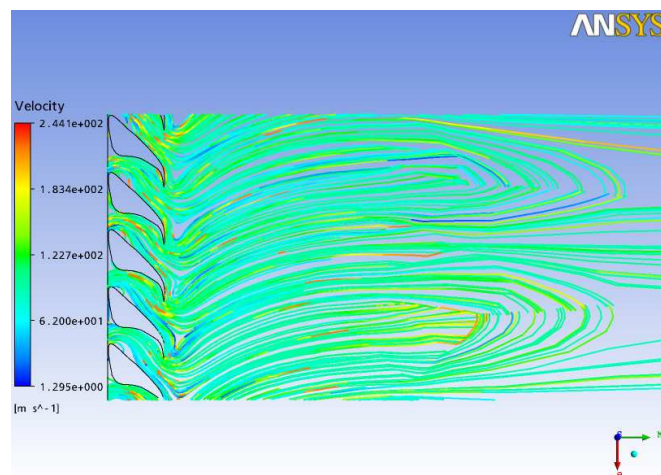
En la figura 127 se ve la distribución de presiones a lo largo de la tobera y los álabes. A la entrada (2) está el mayor valor (107.6 KPa), después de los álabes (3) la presión disminuye debido al incremento de la velocidad del flujo, a la salida (4) es menor aún (70 KPa) ya que el flujo es acelerado en la tobera.

Figura 127. Distribución de presiones geometría final álabes y tobera a nivel del mar.



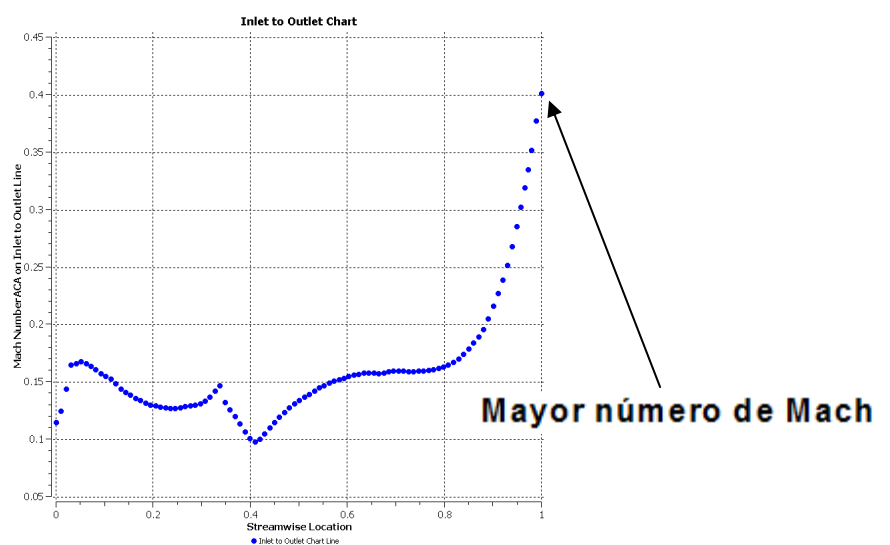
La figura 128 muestra las líneas de corriente a lo largo de los álabes y la tobera, no se ve turbulencia.

Figura 128. Líneas de corriente-velocidad en 2D geometría final álabes y tobera a nivel del mar.



En la figura 129 se ven los valores de número de Mach a lo largo de la tobera siendo el número mayor 0.4.

Figura 129. Número de Mach geometría final álabes y tobera a nivel del mar.



Como era de esperarse el valor de la presión a la salida de la tobera disminuyó (ver figura 130) y el valor de la velocidad aumentó considerablemente llegando a un valor cercano a 230 m/s como se observa en la figura 131:

Figura 130. Presión geometría final álabes y tobera a nivel del mar.

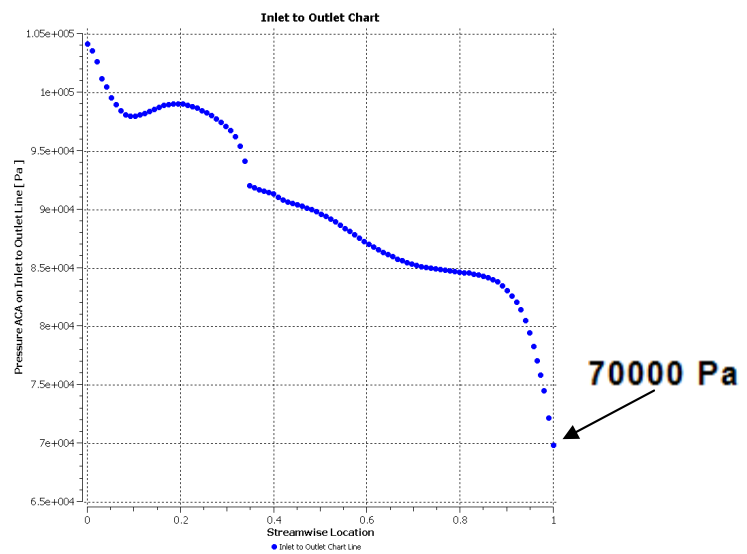
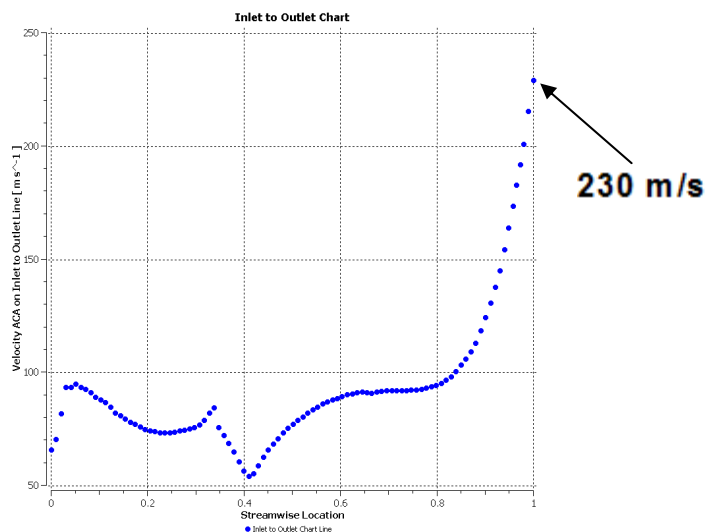


Figura 131. Velocidad geometría final álabes y tobera a nivel del mar.



2.3.5.9.2. Simulación en condiciones de vuelo de crucero (presión de referencia 13 Kpa).

Tomando la misma geometría ahora se hace la simulación del dispositivo en condiciones de crucero o de operación. La tendencia obtenida es parecida a la obtenida en la sección anterior como se ve en las figuras 132 y 133, hay poca turbulencia (1).

Figura 132. Líneas de corriente geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.

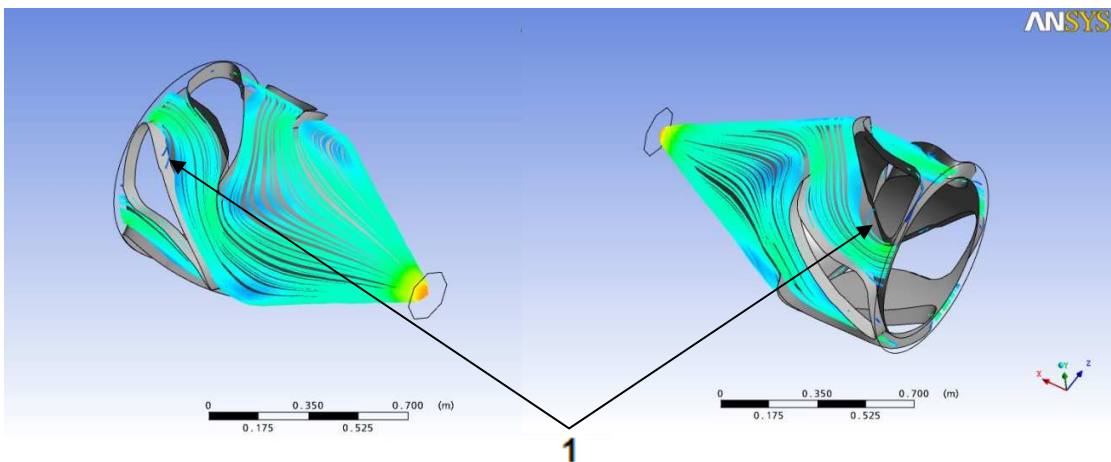
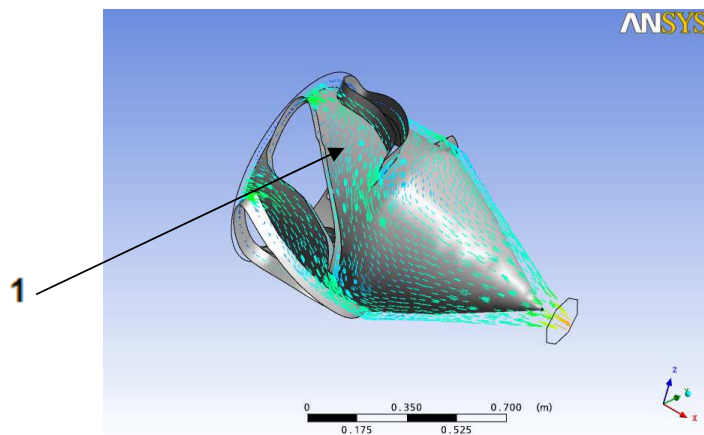


Figura 133. Líneas de corriente-vectores geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.



En la figura 134 se ve la distribución de presiones y en la figura 135 las líneas de corriente a lo largo del dispositivo.

Figura 134. Distribución de presiones geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.

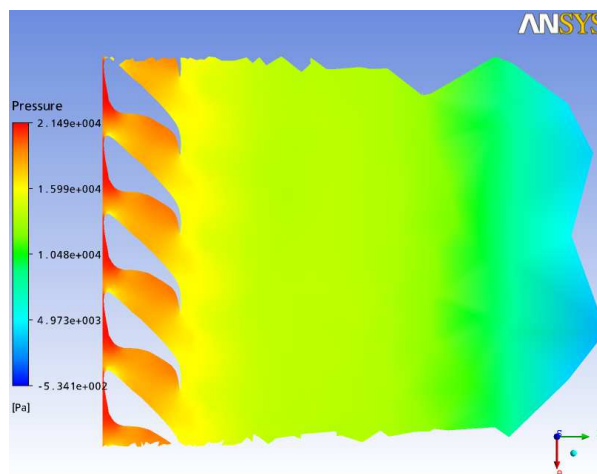
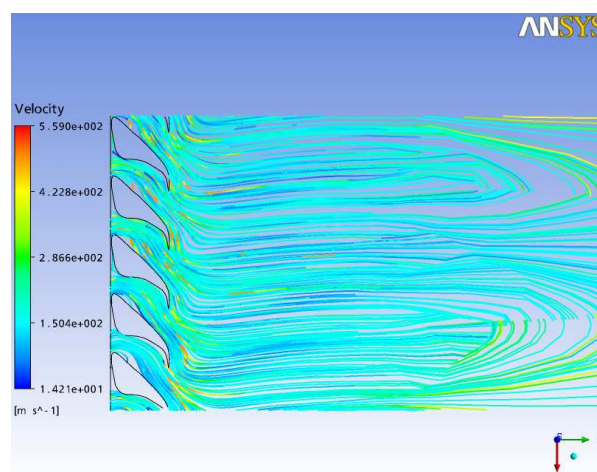
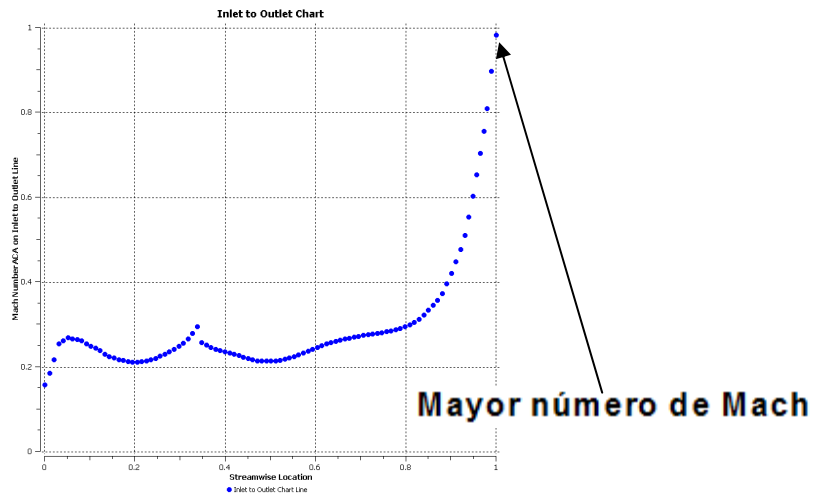


Figura 135. Líneas de corriente-velocidad en 2D geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.



En la figura 136 se ven los valores de número de mach siento el más alto de 0.9.

Figura 136. Numero de Mach geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.



En las figuras 137 y 138 se ven las graficas de presión y velocidad.

Figura 137. Presión geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.

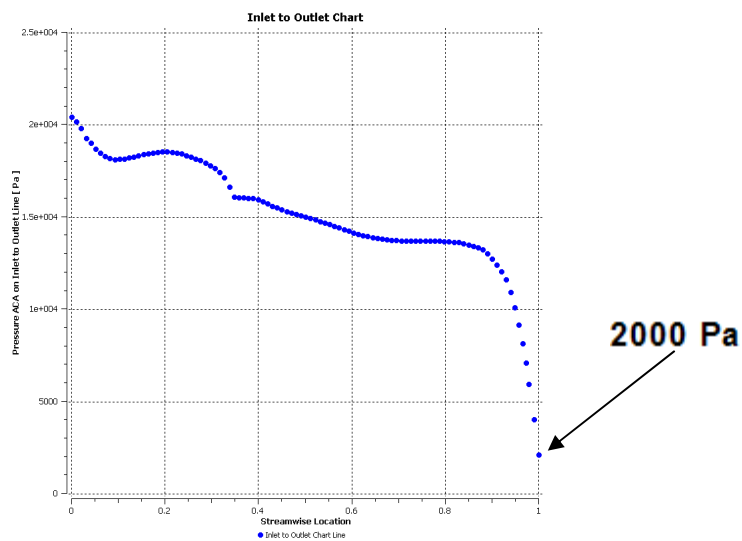
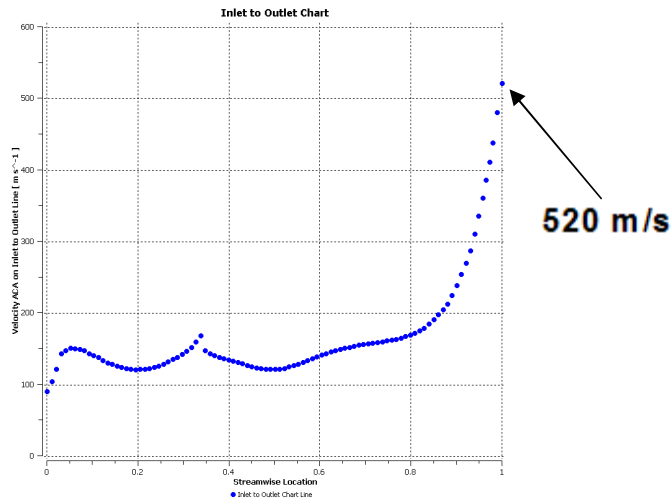


Figura 138. Velocidad geometría final álabes y tobera a condiciones de crucero.



2.3.5.9.3. Selección de los parámetros de diseño definitivos.

En las tablas 15 y 16 se muestran los valores finales de velocidad, presión y área de salida en la tobera para mostrar de manera más clara los resultados obtenidos tanto en condiciones a nivel del mar como de crucero.

Tabla 15. Valores de presión, velocidad, área y longitud de la geometría final en condiciones a nivel del mar.

Geometría fluido	Longitud (mm)	Área salida tobera (mm ²)	Velocidad salida (m/s)	Presión salida (Pa)
9	1182.3	24273.23	230	70000

Tabla 16. Valores de presión, velocidad, área y longitud de la geometría final en condiciones a altitud de crucero (12500m).

Geometría fluido	Longitud (mm)	Área salida tobera (mm ²)	Velocidad salida (m/s)	Presión salida (Pa)
9	1182.3	24273.23	520	2000

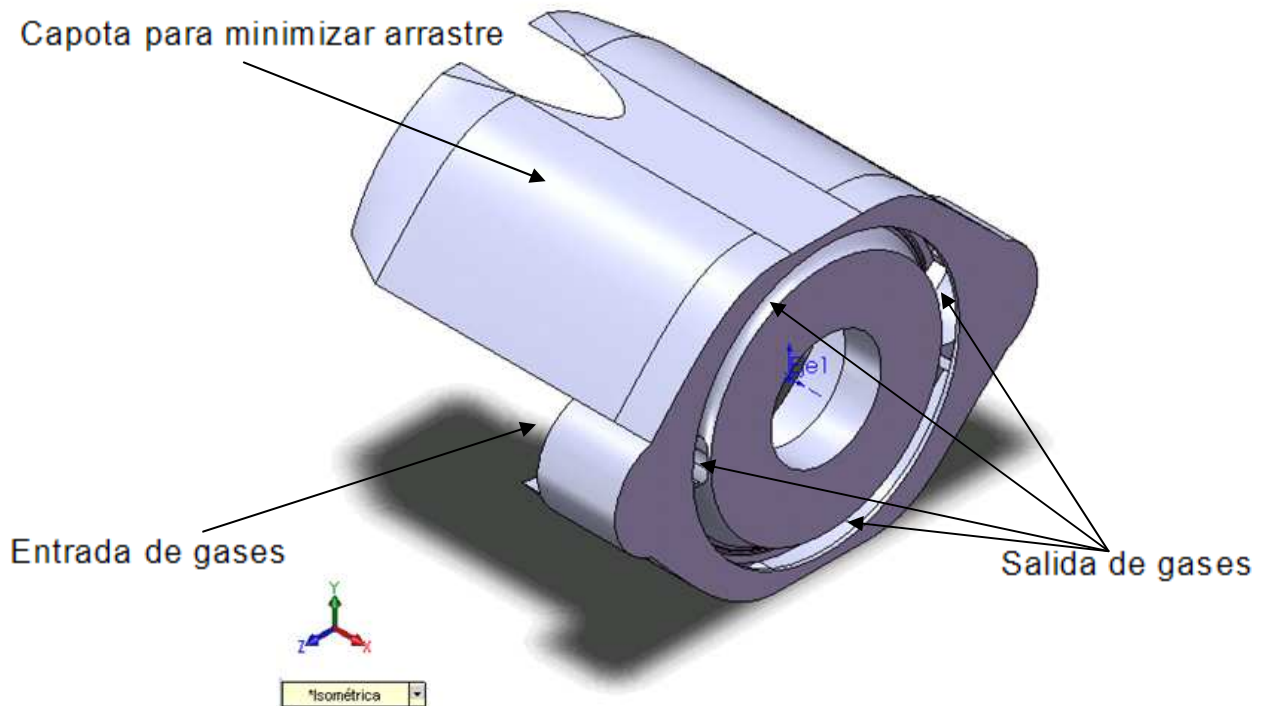
2.3.6. Modelamiento en CAD de la geometría final.

Hechas las simulaciones ahora se modela con más detalle todo el dispositivo para ver de manera más clara su montaje en la turbina. Teniendo en cuenta los datos tabulados en las tablas 15 y 16, se pueden modelar en SOLIDWORKS las piezas que hacen parte del dispositivo.

2.3.6.1. Colector de gases.

Las dimensiones y geometría de flujo de gases del colector son las mismas a la configuración inicial simulada. El cambio hecho es para mejorar la aerodinámica de la turbina y minimizar la turbulencia e incremento de arrastre en el avión debido al nuevo dispositivo.

Figura 139. Colector de gases – configuración final.



2.3.6.2. Álabes y tobera.

En las figuras 140 y 141 se pueden ver en detalle los álabes e interior de la tobera. A diferencia de la sección 2.3.3.2 esta nueva tobera es más corta y con un área de salida menor.

Figura 140. Tobera – vista isométrica detalle de álabes.

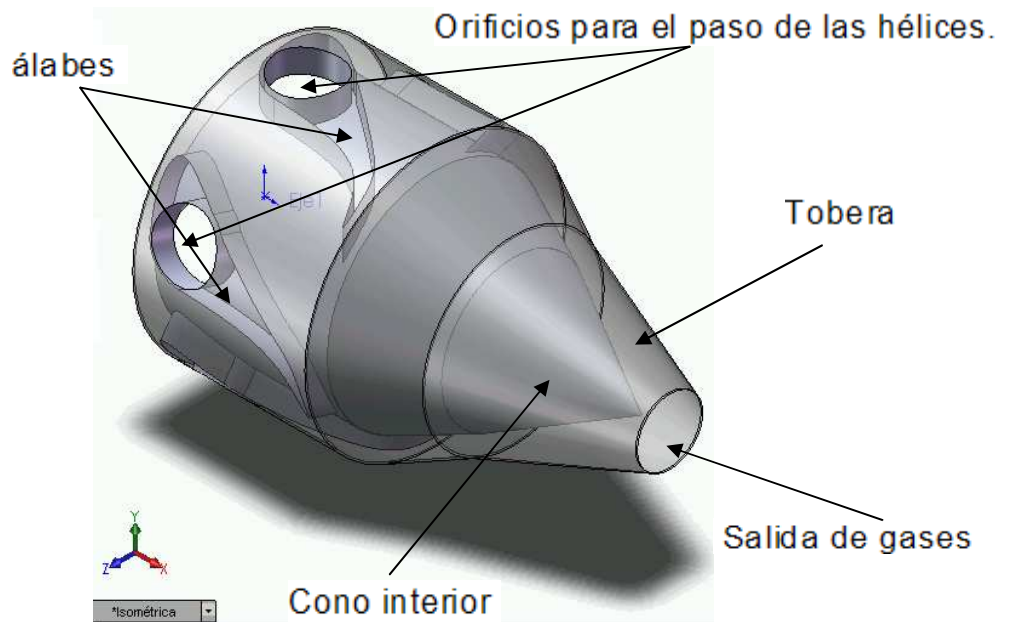
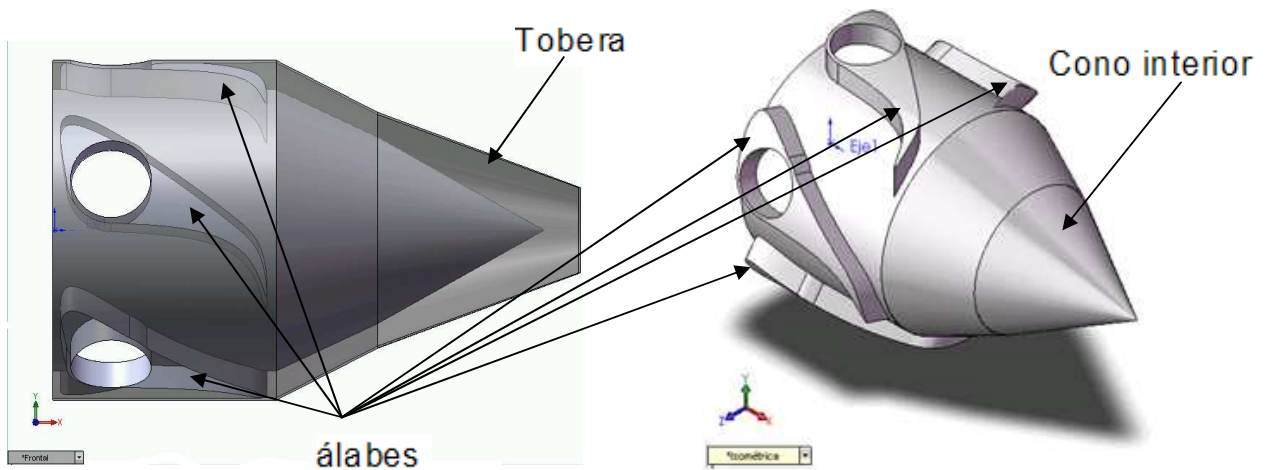


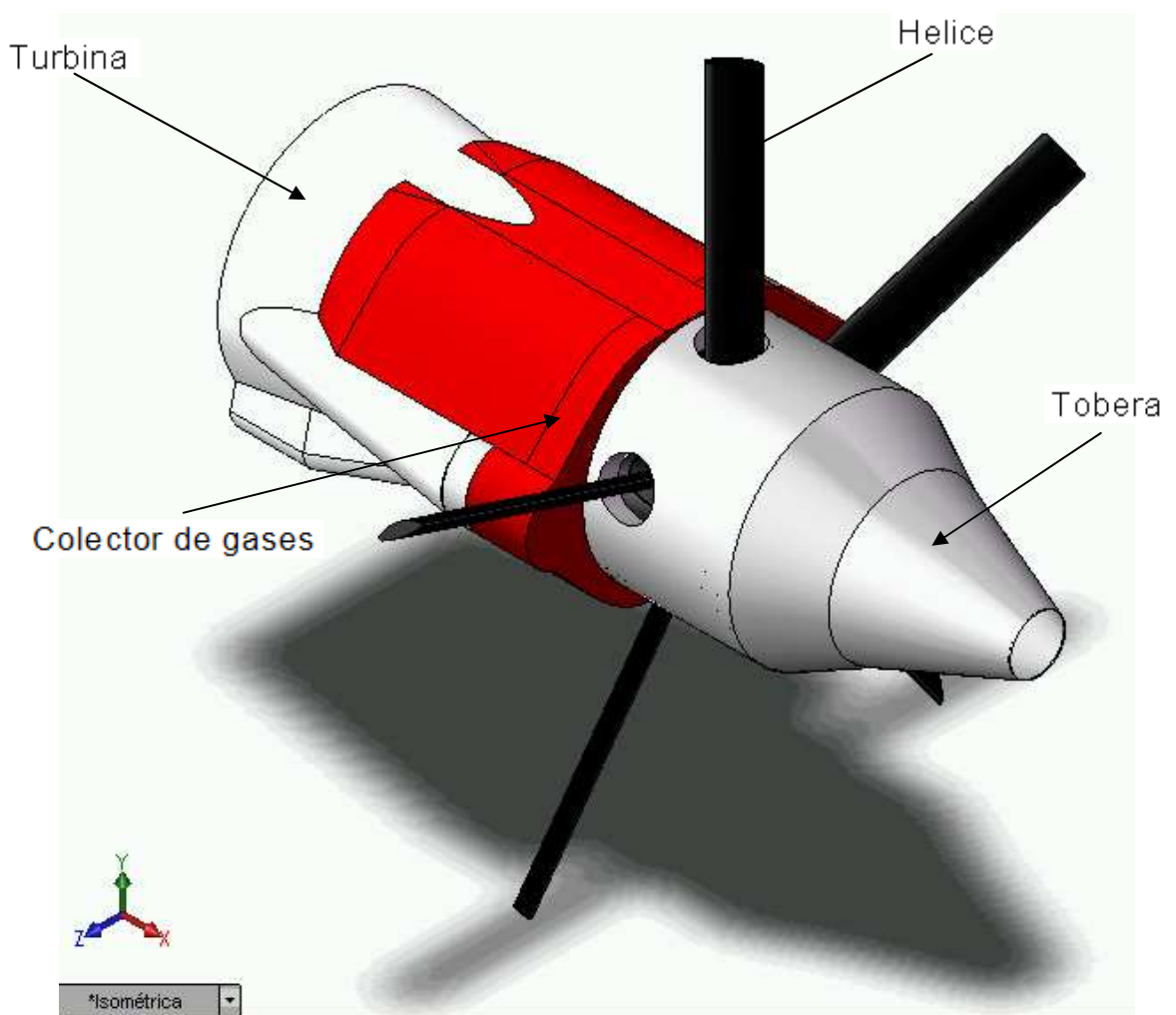
Figura 141. Tobera – vista detallada de álabes.



2.3.6.3. Dispositivo completo.

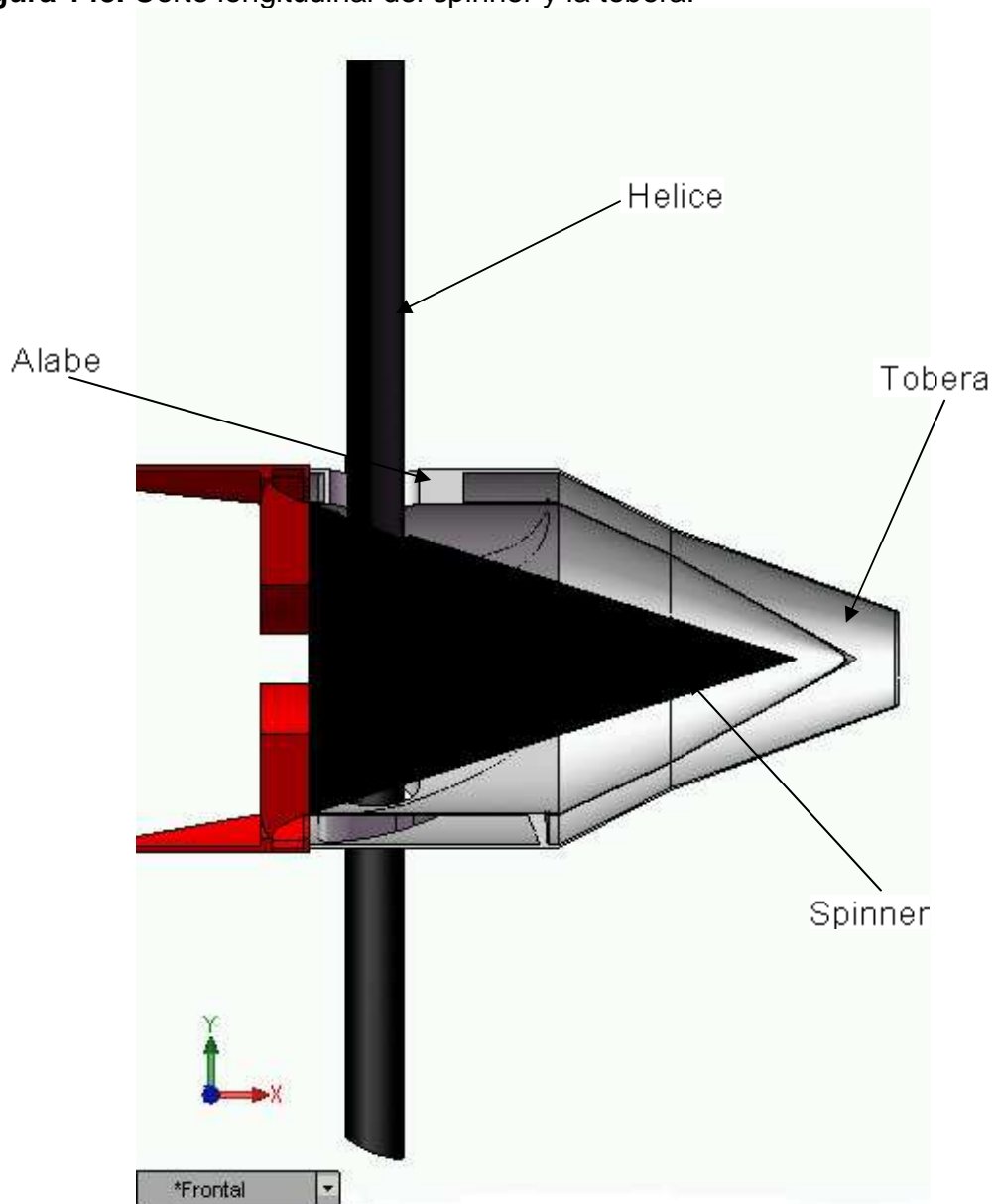
Ahora se monta el dispositivo en la turbina como se ve en la figura 142 para ver en una vista isométrica de la disposición final.

Figura 142. Vista isométrica del dispositivo completo montado en la turbina.



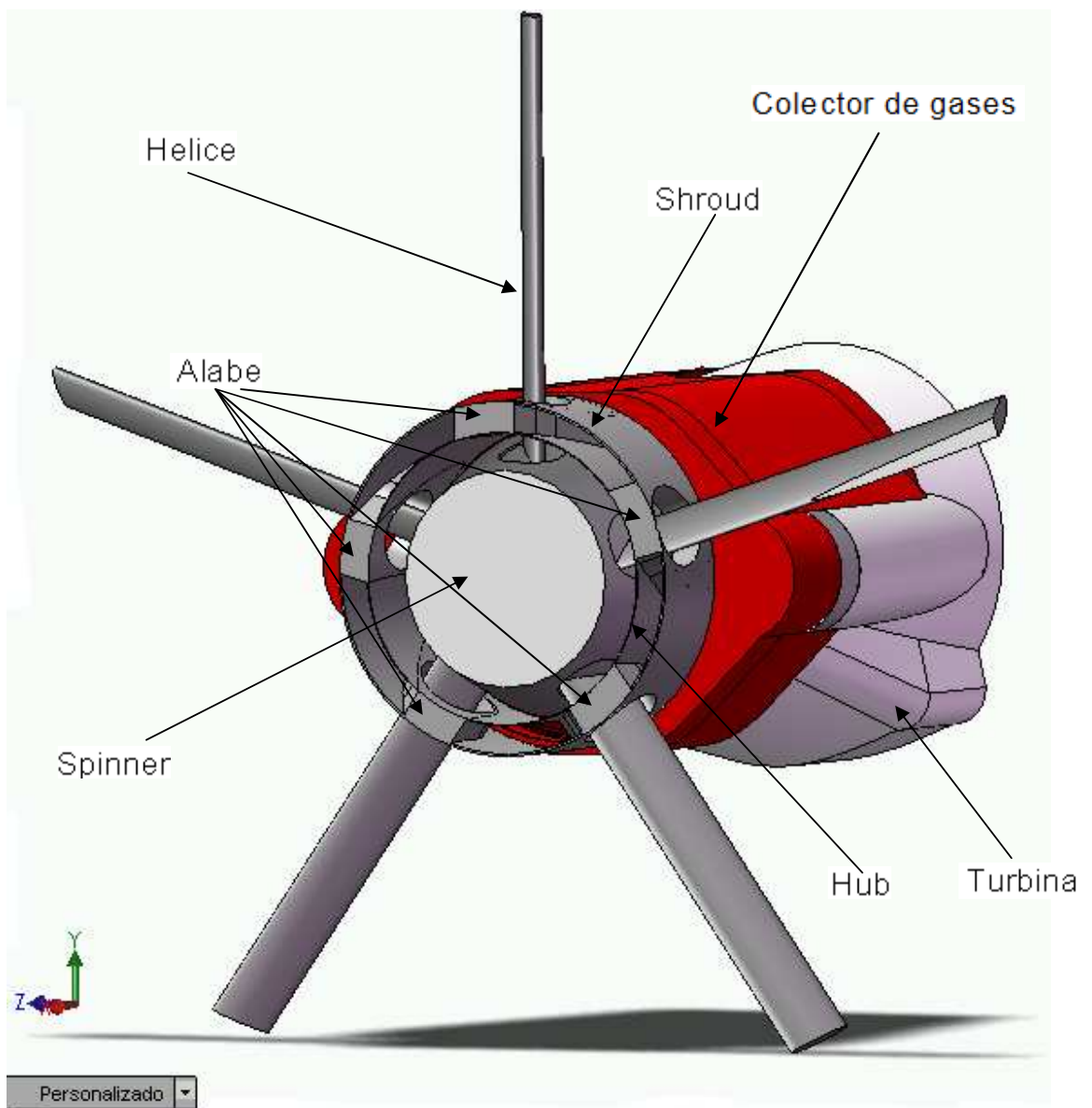
En la figura 143 se ve un corte longitudinal de la turbina y el dispositivo para ver en detalle el montaje sobre el spinner.

Figura 143. Corte longitudinal del spinner y la tobera.



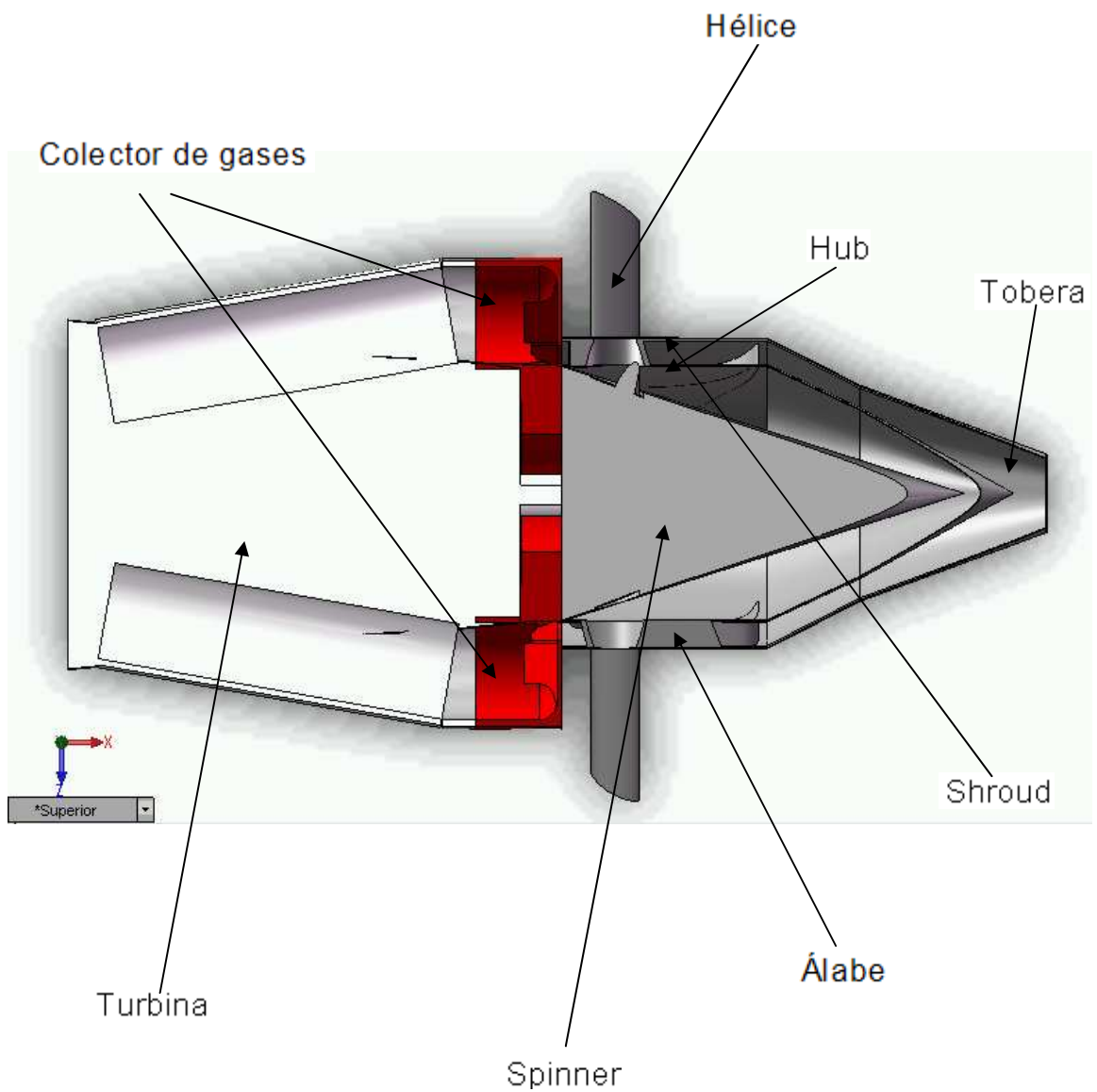
La figura 144 muestra un corte transversal para ver otros detalles en el montaje. Se pueden ver las ubicaciones de los 5 álabes, la ubicación de estos con respecto al spinner, el shroud y el hub del dispositivo diseñado, entre otros.

Figura 144. Corte transversal del dispositivo completo montado en la turbina.



En la figura 145 se hace un corte longitudinal más completo que muestra aun mas detalles en el montaje.

Figura 145. Corte longitudinal del dispositivo completo montado en la turbina.



2.4. CÁLCULO DEL EMPUJE PARA EL DISPOSITIVO PROPUESTO.

Conociendo las velocidades de salida en la tobera, los datos de la geometría y las presiones de salida en la tobera ya es posible calcular el empuje disponible tanto para velocidad cero al nivel del mar como a velocidad y altura de crucero.

Las fórmulas para dicho cálculo se enuncian en la sección 1.4 y 1.7 de este documento, las cuales permiten obtener un valor del empuje teniendo en cuenta tanto el efecto velocidades y de la diferencia de presión a la salida de la tobera. Teniendo en cuenta las ecuaciones (5) y (9) se tiene:

$$F = \dot{m}_0(V_1 - V_0) + (\dot{m}_e V_e - \dot{m}_c V_1) + (P_e - P_0)A_e \quad (34)$$

Donde:

\dot{m}_0 = Flujo másico de aire en corriente libre.

V_0 = Velocidad del aire en la corriente libre.

V_1 = Velocidad después del paso por las hélices o palas.

\dot{m}_e = Flujo másico de aire a la salida de la tobera.

V_e = Velocidad del flujo a la salida de la tobera.

\dot{m}_c = Flujo másico antes de la combustión.

P_e = Presión a la salida de la tobera.

P_0 = Presión atmosférica.

A_e = Área a la salida de la tobera.

Teniendo en cuenta que en este análisis el flujo que se está estudiando es el que sale de la turbina, o sea que \dot{m}_0 no se debe tener en cuenta en el cálculo. También hay que tener en cuenta que $\dot{m}_e \sim \dot{m}_c$ luego entonces la ecuación queda de la siguiente forma:

$$F = \dot{m}_c(V_e - V_1) + (P_e - P_0)A_e \quad (35)$$

2.4.1. Cálculo del empuje a nivel del mar y velocidad cero.

Conociendo los datos de entrada los cuales se enuncian a continuación y con la formula (35) se puede hacer el cálculo.

Datos:

$$fm_c = 4.16 \text{ Kg/s}$$

$$V_e = 230 \text{ m/s}$$

$$V_1 = 0 \text{ m/s}$$

$$P_e = 70000 \text{ Pa}$$

$$P_0 = 101325 \text{ Pa}$$

$$A_e = 2.427323 * 10^{-2} \text{ m}^2$$

Reemplazando en la formula (35):

$$F = 4.16(230 - 0) + (70000 - 101325)2.427323 * 10^{-2}$$

$$F = 196.441 \text{ N (44.141 Lbf)}.$$

2.4.2. Cálculo del empuje a condiciones de crucero.

Cambiando algunos datos y con la misma fórmula se puede calcular:

Datos:

- Altitud de crucero= 12500m (41000 ft).
- Presión atmosférica a esta altitud \cong 13000 Pa.
- Velocidad de crucero=335 Knots (172.338 m/s).

$$fm_c = 1.188 \text{ Kg/s}$$

$$V_e = 520 \text{ m/s}$$

$$V_1 = 172.338 \text{ m/s}$$

$$P_e = 2000 \text{ Pa}$$

$$P_0 = 13000 \text{ Pa}$$

$$A_e = 2.427323 * 10^{-2} \text{ m}^2$$

Reemplazando de nuevo en la formula (35) tenemos:

$$F = 1.188(520 - 172.338) + (2000 - 13000)2.427323 * 10^{-2}$$

$$F = 412.755 \text{ N (92.8 Lbf)}.$$

2.4.3. Análisis de los resultados.

El valor del empuje en la configuración simulada a nivel del mar y velocidad cero es de 196.441 N (44.141 Lbf), el empuje con la configuración original (sin el dispositivo) que es dado por la Pratt & Whitney es de 613.854 N (138 Lbf). Esto es una diferencia de 417.4 N (93.84 Lbf) por debajo, lo que significa que el dispositivo en tierra no es muy eficiente. En condiciones de crucero el valor del empuje con el sistema montado es de 412.755 N (92.8 Lbf) y sin el dispositivo según datos suministrados por la Pratt el empuje es de 355.86 N (80 Lbf), en estas condiciones si hay un incremento del empuje. Esto se debe a que la presión del flujo a la salida de la tobera (2 KPa) es mucho menor a la de la presión de referencia (13 KPa), esto según se puede ver en los cálculos repercute en la disminución del empuje, entre más baja esta presión, menor será el valor final del empuje calculado en la formula. De todas formas la diferencia entre la presión a la salida de la tobera y la de referencia en condiciones de crucero aún permite obtener un incremento del empuje en un 13.8%. De todas formas es necesario hacer un estudio de costo-beneficio para ver si es viable económicamente.

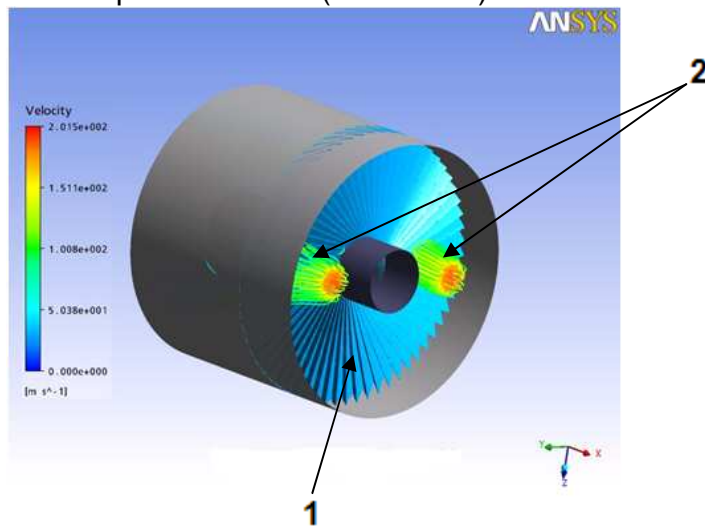
2.5. EFECTO DE LOS GASES DE ESCAPE EN LAS HÉLICES DE LA TURBINA.

Otra parte importante de este proyecto es simular y analizar el efecto que existe al haber un choque entre los gases de escape y las hélices de la turbina en plena rotación. Para hacer un análisis básico de este posible efecto, se simula el flujo de los gases de escape usando ANSYS – CFX para ver cómo se comporta el flujo con las condiciones dinámicas de la configuración real, esto es con una velocidad angular de 2000 RPM y una velocidad de salida de los gases desde la turbina de aproximadamente 200 m/s.

2.5.1. Simulación en ANSYS-CFX con flujo de gases de escape.

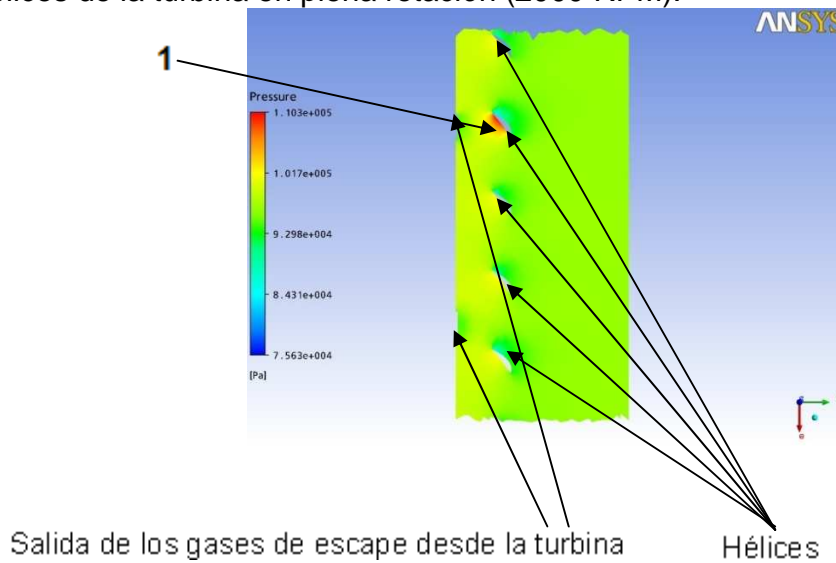
En primer lugar se simula el giro de las hélices (1) con la existencia de los gases de escape (2) chocando con estas. En las figuras 146, 147 y 148 se ven las líneas de corriente y distribución de presión en la medida que chocan y pasan por las hélices en rotación. Se observa que el efecto de choque sobre las hélices es mínimo.

Figura 146. Líneas de corriente-velocidad de los gases de escape chocando con las hélices de la turbina en plena rotación (2000 RPM).



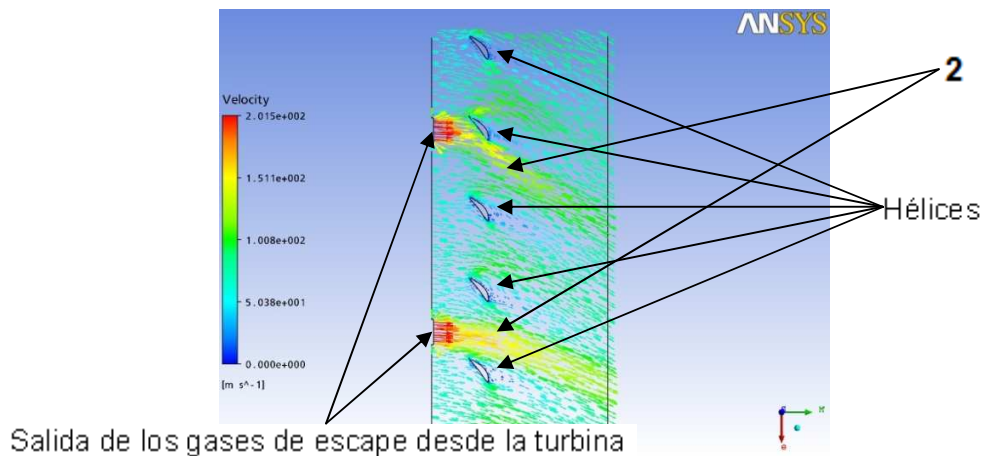
En la figura 147 se ve la variación de presión en el flujo a través de las hélices. El punto de impacto (1) es el de mayor presión (110.3 KPa), pero aguas abajo (2) no se ve una distorsión en la distribución de presión:

Figura 147. Distribución de presiones de los gases de escape chocando con las hélices de la turbina en plena rotación (2000 RPM).



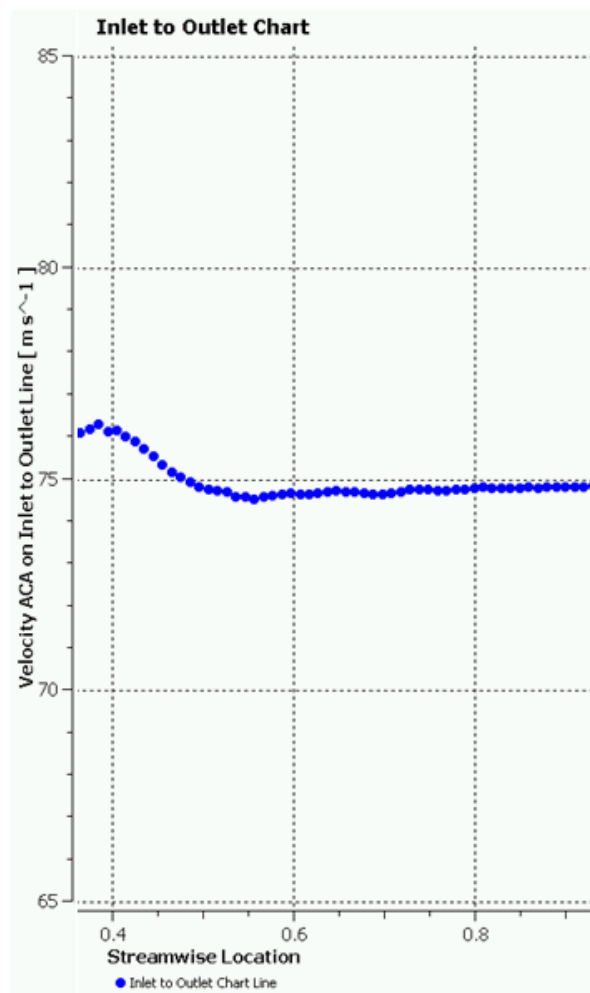
En la figura 148 se ven las líneas de corriente donde se puede ver que el flujo de los gases de escape pasan (2) por completo a través de las hélices:

Figura 148. Líneas de corriente-vectores de velocidad de los gases de escape chocando con las hélices de la turbina en plena rotación (2000 RPM) 2D.



Un parámetro importante a comparar es la velocidad aguas abajo de las hélices, en la figura 149 se ve la gráfica de velocidad aguas abajo; tiene un valor cercano a 75 m/s.

Figura 149. Velocidad del flujo aguas abajo de las hélices.



2.5.2. Simulación en ANSYS-CFX sin flujo de gases de escape.

En esta sección se simula el giro de las hélices pero sin el choque de gases de escape, se supone que no existen para así determinar la velocidad aguas abajo y compararla con la obtenida en la sección anterior. En las figuras 150 y 151 se ve la distribución de presiones y líneas de corriente cuando no hay choque de gases de escape en plena rotación. En la figura 151 se ve que el flujo pasa uniformemente (1) a través de las hélices:

Figura 150. Distribución de presiones en las hélices girando a 2000 RPM sin choque de los gases de escape.

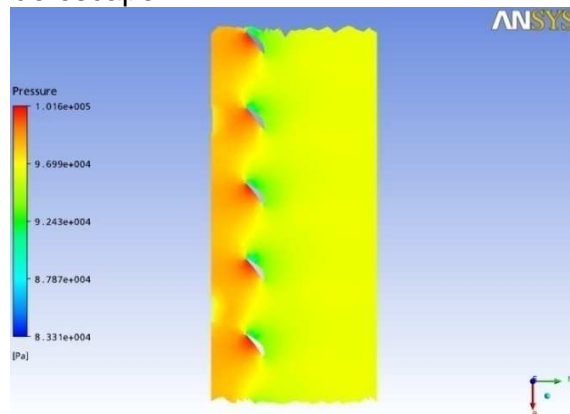
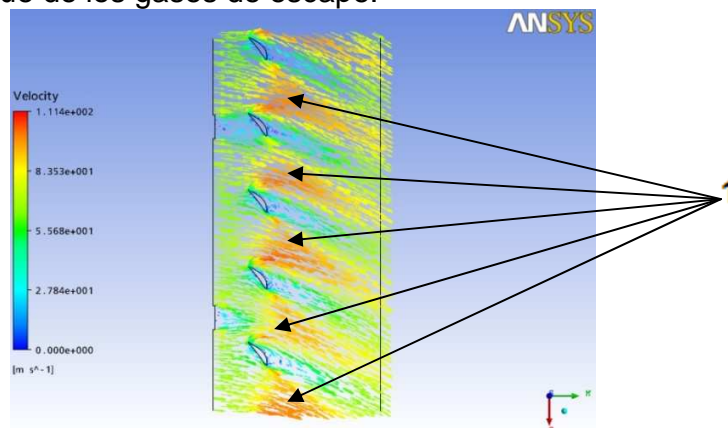
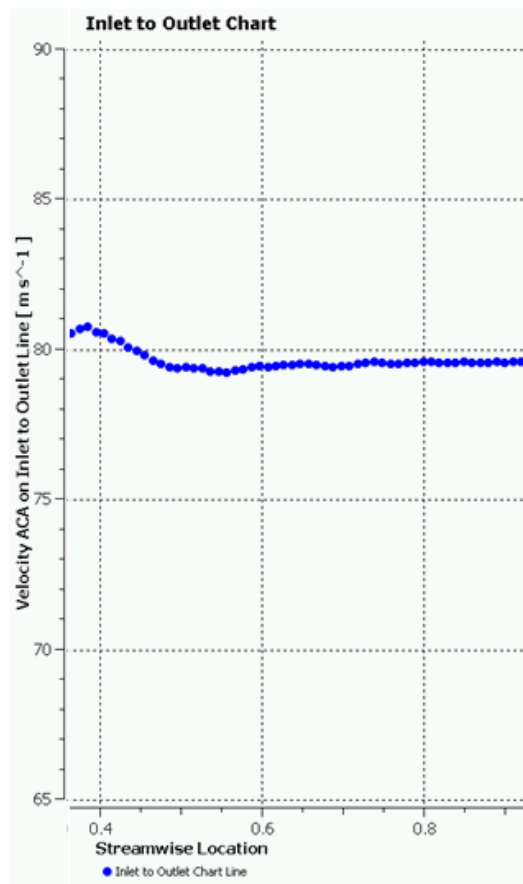


Figura 151. Líneas de corriente-vectores de velocidad en las hélices girando a 2000 RPM sin choque de los gases de escape.



En la figura 152 se ve la gráfica de la velocidad del flujo aguas abajo de las hélices. Tiene un valor cercano a 80 m/s.

Figura 152. Velocidad en las hélices girando a 2000 RPM sin choque de los gases de escape.



2.5.3. Análisis de los resultados.

Según se puede ver en las gráficas de velocidad, la velocidad del flujo de aire después de las hélices varía aproximadamente en 5 metros por segundo. Esto quiere decir que el flujo que proviene de los gases de escape pasa sin gran

dificultad a pesar del choque con las hélices. También como se ve en las graficas de las simulaciones, el flujo pasa por completo por las hélices y no hay flujo que se devuelva y genere demasiada turbulencia aguas arriba de la hélice. El efecto que pueda existir por el choque es mínimo. Teniendo en cuenta esto se puede decir de acuerdo a la formula (9) para cuando el flujo de gases de escape chocan con las hélices:

$$F = \dot{m}_c(V_e - V_1) , \quad V_1 = 0$$

$$F = \dot{m}_c(80) = 80\dot{m}_c \text{ Newtons}$$

Para cuando no hay choque de los gases de escape.

$$F = \dot{m}_c(75) = 75\dot{m}_c \text{ Newtons}$$

Donde:

F=Es el empuje.

\dot{m}_c = Es el flujo másico.

Calculando el porcentaje de variación entre estos se tiene:

$$\frac{80\dot{m}_c - 75\dot{m}_c}{80\dot{m}_c} = \frac{\dot{m}_c(80 - 75)}{80\dot{m}_c} = \frac{(80 - 75)}{80} * 100 = 6.25\%$$

Lo que significa una diferencia en el empuje de 6.25%.

Hechos los cálculos y las simulaciones se ve que a pesar de que el flujo pasa sin problema, el efecto del choque de los gases en las hélices se refleja en una leve disminución del empuje.

En conclusión el efecto de los gases de escape al chocar con las hélices no es tan drástico como se pensaba inicialmente, no hay turbulencia aguas arriba ni regreso de flujo, sin embargo, por efectos de fricción y la restricción de flujo al interponerse la hélice disminuye el empuje final lo cual refleja una pequeña pérdida de energía respecto a la energía disponible.

3. PROPUESTA DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA TURBINAS DE GAS AXIALES.

Este diseño es básico puesto que hace parte de una primera fase del proyecto de adecuación de un laboratorio para turbinas de gas donde el diseño y adecuación con detalle serán hechas mediante el desarrollo de proyectos de grado, además en ocasiones anteriores ya se han hecho proyectos de grado donde se han diseñado este tipo de equipos. En este caso se va a hacer un estudio de un banco necesario para medir el empuje en la turbina que es el parámetro objeto de estudio en el presente proyecto.

Básicamente se necesitan equipos que permitan medir algunas propiedades de los gases provenientes de la turbina y que permitan medir o cuantificar por ejemplo empuje, consumo de combustible, temperaturas internas, entre otras.

3.1. Elementos necesarios.

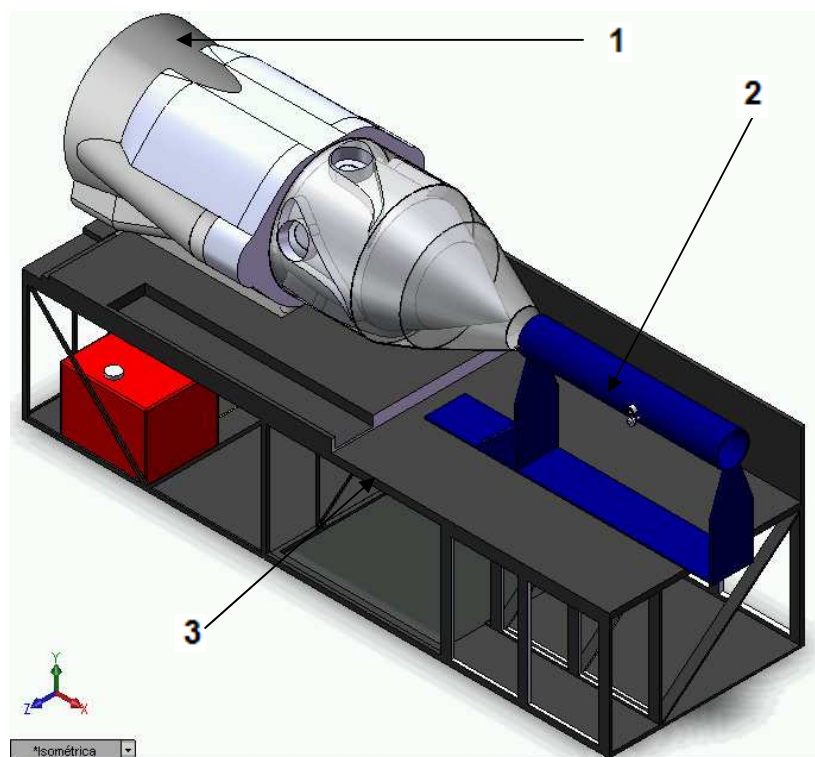
Hay dos formas de determinar el empuje. Una de manera experimental mediante la medición de la deformación en un resorte con constante k conocida y aplicando la ley de Hooke o usando celdas de carga para medir la fuerza. Otra teórica determinando flujo másico y velocidad de salida de los gases en la tobera para hacer el cálculo usando la fórmula (35). Para tal efecto es necesario contar con:

- Termómetro atmosférico para medir temperatura ambiente.
- Termocupla para medir temperatura del gas a la salida de la tobera.
- Celda de carga a compresión.
- Manómetro digital o dispositivo para medir presión de gases calientes.

3.2. Modelamiento general del banco.

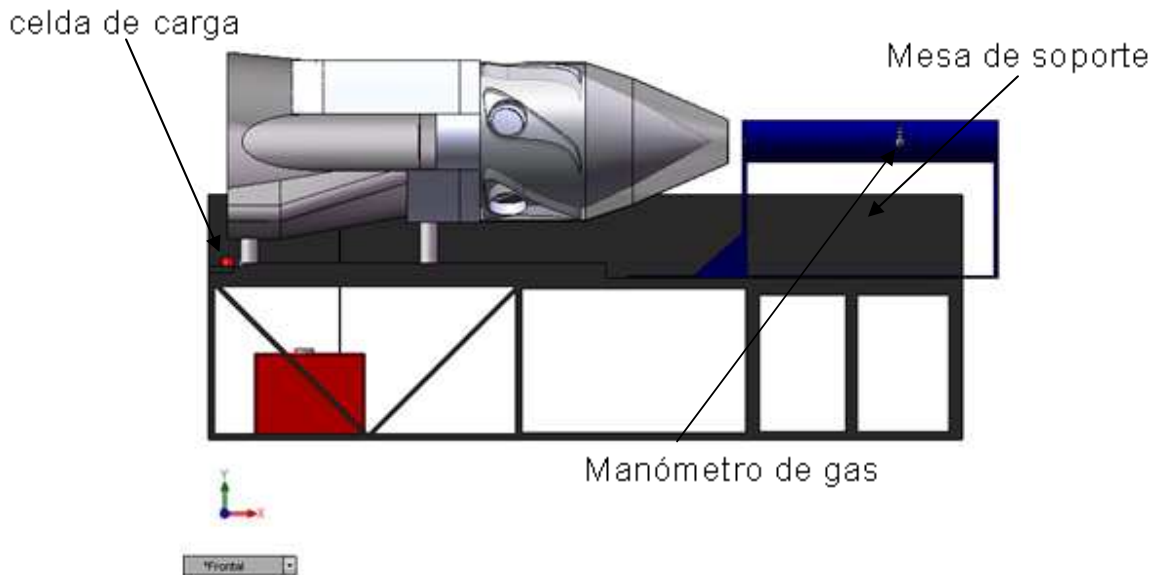
Para dimensionar y tener en cuenta algunos aspectos en el montaje del banco de pruebas es de utilidad hacer un modelo virtual de este. En la figura 153 se ve una vista isométrica donde se observa la turbina (1), el soporte de la termocupla y manómetro de gas (2) al igual que la mesa de soporte (3).

Figura 153. Vista isométrica del banco.



En la figura 154 se ve una vista frontal la cual muestra la disposición de la celda de carga, mesa de soporte y manómetro de gas.

Figura 154. Vista frontal del banco.



En la figura 155 se ve en más en detalle la ubicación tanto de la termocupla que será usada para medir la temperatura de los gases como del manómetro de gas que principalmente será usado para medir la presión en los gases.

Figura 155. Vista detallada del tubo de recolección de flujo para la medición de temperatura, presión y velocidad por parte de la termocupla y el manómetro de gas.

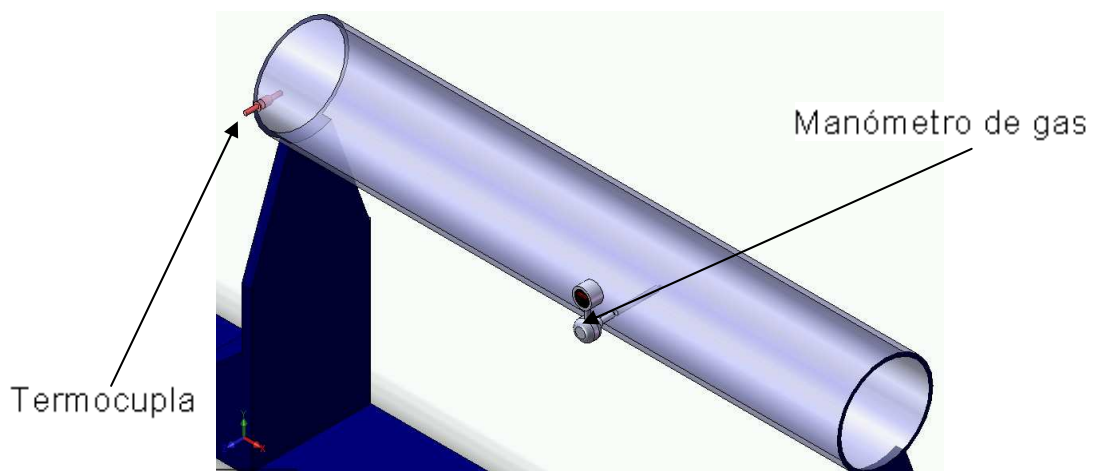


Figura 156. Vista posterior del banco.

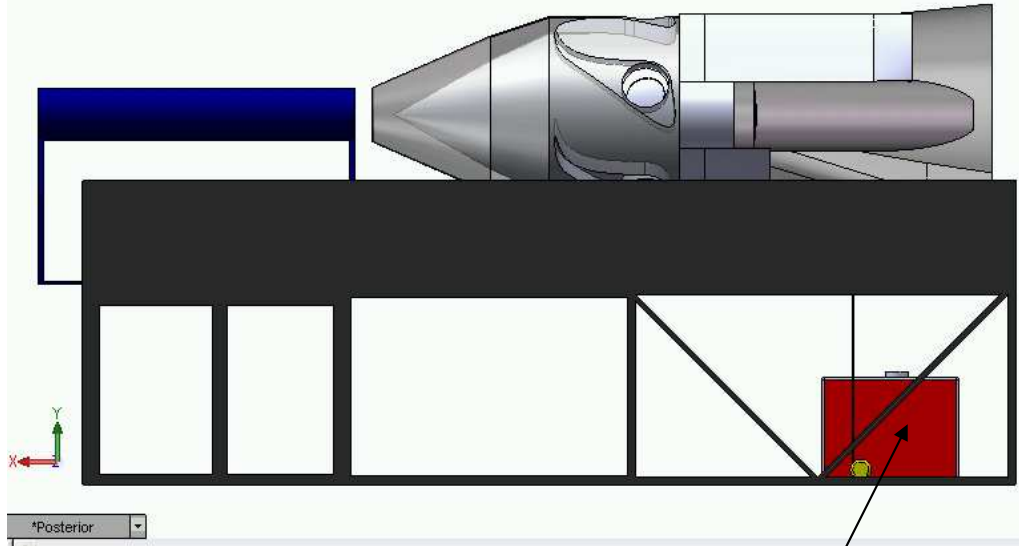


Figura 157. Vista lateral del banco.

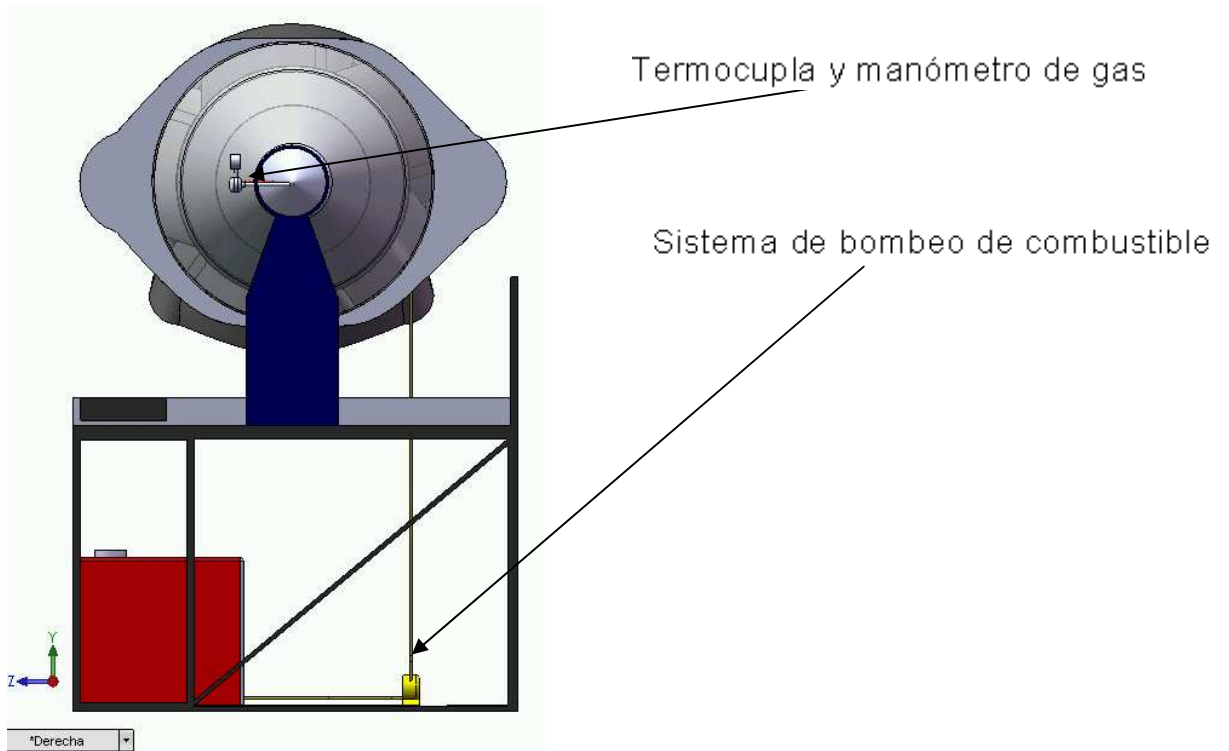
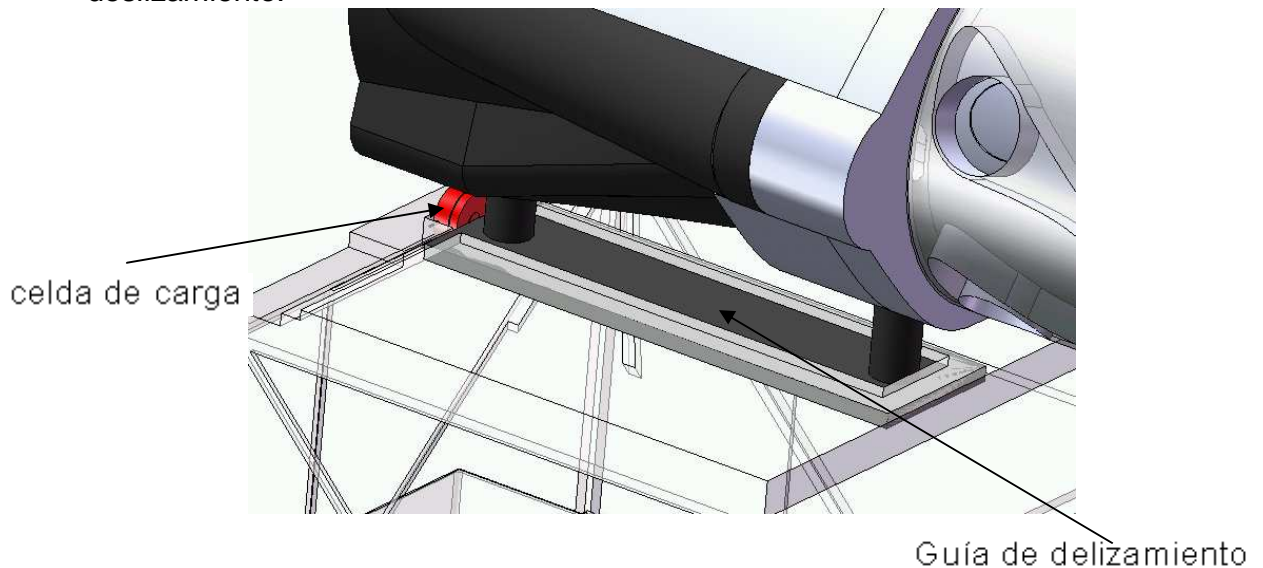


Figura 158. Vista detallada de la ubicación de la celda de carga y la guía de deslizamiento.



Como se ve en la figura 158, el sistema para la medición del empuje consiste en una celda de carga a compresión, la cual recibe la fuerza ejercida por los gases de la turbina permitiendo su leve deslizamiento por una guía que permite transmitir la fuerza hasta la celda de carga. Esta guía debe tener la mínima fricción posible para que el valor medido por la celda se acerque en gran medida al real. Se deben considerar las pérdidas por fricción de todas maneras. Aquí se muestra la idea general para el sistema de medición del empuje, las especificaciones correspondientes y cálculos de si se usa un sistema de deslizamiento lubricado por contacto directo o se usan rodamientos dependerá del diseñador que lleve a cabo el proyecto de grado para el diseño detallado del banco de turbinas de gas. Se analizó también el uso de un resorte el cual al medir su deformación y conociendo su constante se podría determinar la fuerza ejercida. Se optó mejor por la celda de carga debido a que muestra valores más exactos.

3.3 Selección básica de algunos equipos del banco.

Para medir algunas propiedades de los gases de escape es necesario seleccionar algunos dispositivos como por ejemplo la termocupla, la celda de carga y un manómetro digital que facilita la medición tanto de temperatura como presión y velocidad de los gases.

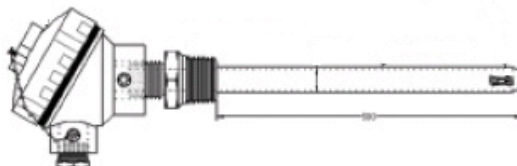
3.3.1. Selección de la termocupla.

Teniendo en cuenta la figura 74 de la página 89, donde se ve la temperatura de los gases en el colector de gases la cual es aproximadamente de 830K, se sabe que la temperatura de los gases al salir por la tobera no estarán muy por encima de este valor así que el rango de operación estará en los 750K y 850K. Por esta razón se usa una termocupla de alta temperatura:

TERMOCUPLAS DE ALTA TEMPERATURA		
CODIGO	TIPO	ESPECIFICACIONES/MATERIALES (varían de acuerdo a las necesidades de cada cliente)
T2701	K	*Bulbos: acero 55316, Tubos cerámicos, aceros con tratamientos térmicos *Cabezal: aluminio, baquelita, hierro, aluminio antiexplosión
T3401	R	
T3402	S	

APLICACIONES
Temperaturas en: hornos, calderas, mufias

Figura 159. Termocupla.



Fuente: Catálogo de termocuplas S.A, ver anexo E.

Se puede usar entonces una termocupla de alta temperatura T 2701 tipo K. Esta no es indispensable puesto que el manómetro de gas también puede hacer lecturas de temperatura en el gas.

3.3.2. Selección de la celda de carga.

Esta será la encargada de medir la fuerza ejercida por los gases provenientes de la turbina. El valor máximo de empuje que podría ser suministrado por la turbina es de aproximadamente 3000 N.

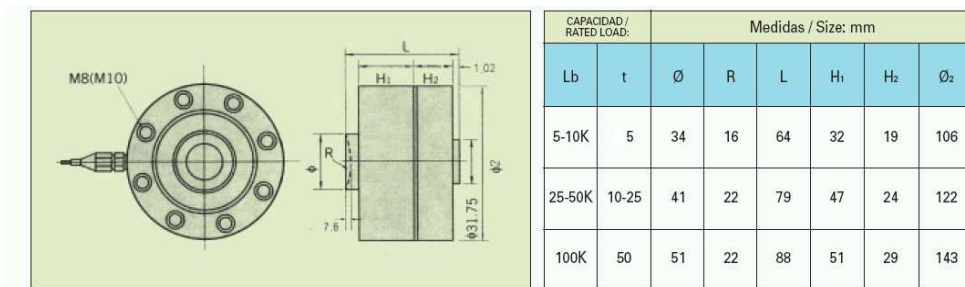
$$3000\text{N} = (9.81 \text{ m/s}^2) * \text{Kg}$$

$$\text{Kg} = \frac{3000\text{N}}{9.81\text{m/s}^2} = 305.81\text{Kg}$$

$$305.81\text{Kg} = 0.30581\text{t}$$

El valor de carga en toneladas es de 0.3 aproximadamente. Según se ve en el catálogo, la primera clase de celdas permite una carga de hasta 5 toneladas.

Figura 160. Celda de carga-foto y dimensiones y especificaciones técnicas.



Datos técnicos grales.	Main technical data	Unit	Technical quota	
Sensibilidad	Sensitivity	m V/V	2±0.01	4±0.01
Alinealidad	Nonlinearity	% FS	± 0.02	
Histeresis	Hysteresis			
Repetibilidad	Repeatability	% FS	0.01	
Creep	Creep	% FS/30min	± 0.02	
Balance de cero	Zero balance	% FS	± 1	
Coefficiente temp. en cero	Zero temperature coefficient	% FS / 10°C	± 0.02	
Coefficiente temp. en carga	Rated output temperature coefficient	% FS / 10°C		
Resistencia de entrada	Input resistance	Ω	385 ± 15	765 ± 15
Resistencia de salida	Output resistance	Ω	350 ± 3	700 ± 5
Resistencia de aislación	Insulation resistance	M Ω	≥ 5000	
Tensión excitación	Supply Voltage	V	10 (DC / AC) MAX: 15 (DC / AC)	
Rango compensado de temp.	Temperature compensation range	°C	-10~+50	
Temperatura límite	Safe temperature range	°C	-20~+60	
Seguridad de sobrecarga	Safe overload	% FS	120	
Cable de conexión	Connect cable	mm	Ø5 x 12000	
Método de conexión	Method of connecting wire	input: Red (+) Black (-) Output Green (+) White (-)		

Fuente: Catálogo anexo D.

Se selecciona una celda de carga a compresión tipo tornillo con una capacidad máxima de 5 toneladas.

3.3.3. Manómetro de gas.

Teniendo en cuenta el valor de la densidad del gas en la figura 73 de la página 88, el flujo másico que es de 4.16 Kg/s y que el diámetro del tubo de flujo en el banco es de 0.185 m se puede decir que:

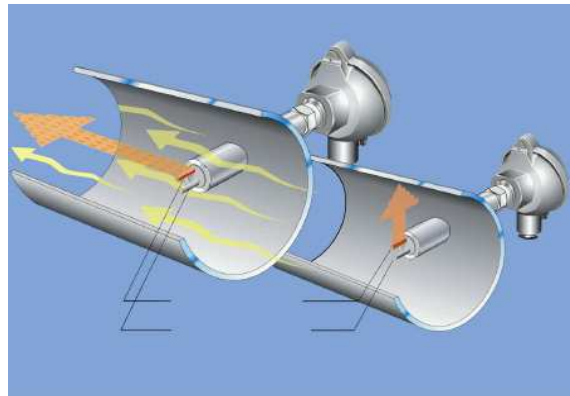
$$A = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} 0.185^2 = 0.0268 \text{ m}^2$$

$$m = \rho VA ; \quad V = \frac{m}{\rho A} = \frac{4.16}{0.88 \cdot 0.0268} = 175.86 \text{ m/s}$$

Se debe tener en cuenta que la temperatura del gas es de aproximadamente 800K (526 °C) lo cual hace que la mayoría de manómetros digitales disponibles en el mercado no sean adecuados puesto que estos están diseñados para una temperatura máxima de 50°C.

Se encontró el siguiente flujómetro de gas el cual permite ser usado para temperaturas en gases bastante altas cumpliendo con los requerimientos de este caso, el “Cobimass compact”. Catálogo completo ver anexo C.

Figura 161. Montaje manómetro de gas.



	COMBIMASS Basic	COMBIMASS Eco	COMBIMASS Compact
Temperatura ambiente	máx. 130 °C	máx. 220 °C	-30 máx. 1.100 °C
Temperatura de alrededores	-40 a 80 °C	-40 a 80 °C	-40 a 80 °C máx. 140 °C con sistema electrónico híbrido
Presión de trabajo	máx. 40 bar	máx. 100 bar	máx. 100 bar
Volumen de medición	10 : 1 min / 100 : 1 máx	10 : 1 min / 100 : 1 máx	10 : 1 min / 100 : 1 / 1000 : 1
Velocidad del flujo	0,08-46 Nm/s estándar máx.150 Nm/s espec. cal.	0,08-46 Nm/s estándar máx.240 Nm/s espec. cal.	0,08-46 Nm/s estándar máx.400 Nm/s espec. cal.
material	solamente 1.4571	solamente 1.4571 y 1.4435	1.4571, 1.4435 y otros Hastelloy, tantal, etc.
Diseño Ex	no	Ex(e)d y x(i)a	Ex(e)d yEx(i)a
Cubierta	Aluminio	Acero inox. 1.4571	Acero inox. 1.4571 con aislador para cable
Cubiertas	IP 65 / IP 54	IP 65 / IP 68	IP 65 / IP 68
Conexión	Sólo unión deformada Sólo sensor de 12 mm, 1 pin	Sólo unión deformada de 12 mm ó 18 mm Conectada a la brida	Sólo unión deformada
Señal de salida	Analógico de 4-20 mA, con impulso máx. de 30impul./s	Analógico de 4-20 mA, con impulso máx. de 30impul./s	Analógico de 4-20 mA, con impulso máx. de 30impul./s
Amplificación t (electrónica)	0,125 % valor representado		
Precisión de medición (en dependencia de la aplicación y del tipo de calibración)	2,5 % +0,2% del valor máx.	2,5 % +0,1% del valor máx.2,5% +0,2 % del valor máx. (aplicación extrema) 1% +0,1% del valor máx. (sólo a consideración del productor)	2 % + 0,1 % del valor máx.2 % + 0,2 % del valor máx. (aplicación extrema) 1 % + 0,1 % del valor máx. (sólo a consideración del productor)
Medio	Aire con presión, Gases técnicos	Aire con presión, biogás, gas natural, gases quemados	Aire tecnológico, Aplicación en la industria química, gas explosivo

Fuente: Catalogo del manómetro ver anexo C.

Como se ve en la tabla de datos permite temperaturas de hasta 1100°C (1373.15K) y es práctico para medición de flujo en el interior de tuberías.

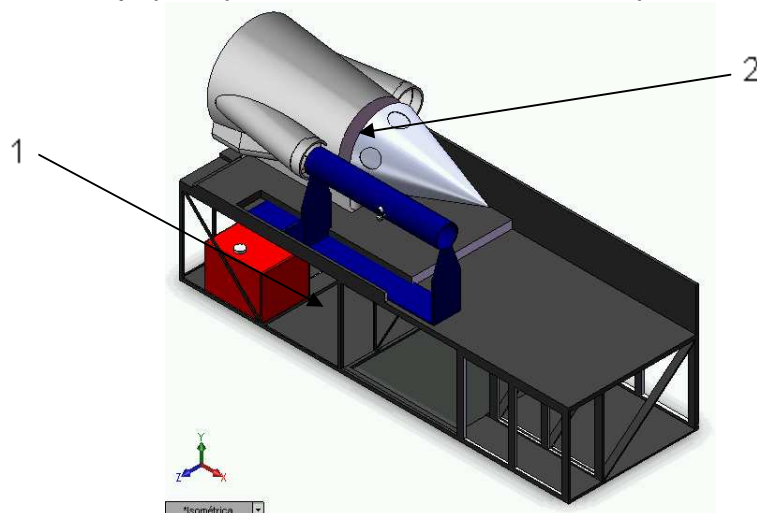
3.4. Procedimiento básico para el uso del banco.

El objetivo del banco es medir el empuje de la turbina tanto con el sistema diseñado en este proyecto de grado y la turbina en su configuración original. Se corroboran cálculos que pueden ser hechos de manera teórica con los valores medidos por los equipos del banco y el valor dado por la celda de carga.

3.4.1. Medición del empuje con la configuración original.

En primera instancia se mide el empuje sin el dispositivo el cual debe estar cercano al dado por el fabricante en sus catálogos y manuales.

Figura 162. Montaje para pruebas en el banco sin el dispositivo diseñado.



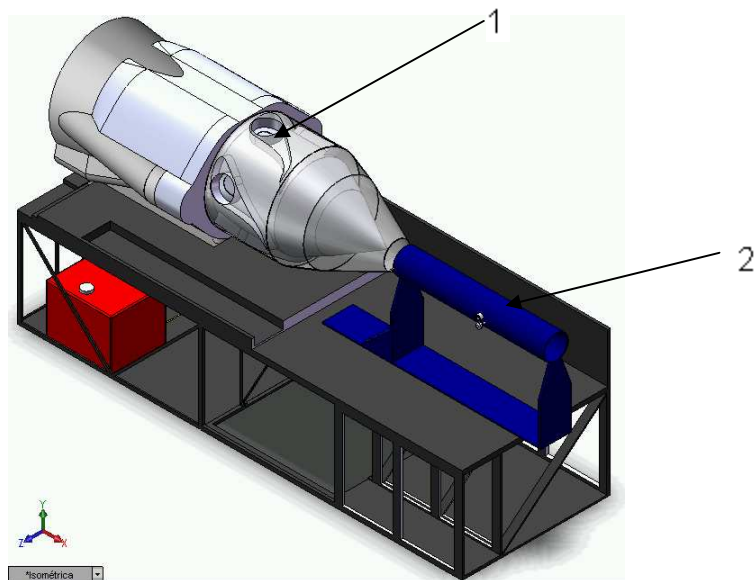
1. Ubicación de la termocupla y el manómetro de gas en la salida original de los gases.

2. Se observa que el colector de gases y la tobera no están al igual que las hélices de la turbina.

3.4.2. Medición del empuje con el nuevo sistema.

Seguidamente se calcula el empuje usando el dispositivo para compararlo con el obtenido anteriormente.

Figura 163. Montaje para pruebas en el banco con el dispositivo diseñado.



1. El dispositivo se encuentra montado (Colector de gases y tobera).
2. La termocupla y el manómetro de gas están ubicados a la salida de la tobera.

A nivel comercial se encuentran bancos didácticos que permiten hacer este tipo de pruebas. Se puede visitar la página <http://www.gunt.de> donde se encuentran

bancos de demostración de turbinas a gas. En el catalogo de la universidad se encuentran también trabajos de grado donde se han diseñado bancos de prueba para medición de empuje. Tal es el caso por ejemplo del proyecto de grado titulado “Diseño y construcción de un banco de pruebas para motores de ultralivianos”. Uno de los objetos de la construcción de este banco era la medición del empuje, muchos parámetros son aplicables sin embargo, se difiere en el tipo de motor a usar. En este se uso un motor recíproco y una hélice. En este proyecto se trata de una turbina axial de gas.

3.5. Gestión de equipos para el laboratorio.

Por parte del Capitán Noreña se han hecho gestiones ante instituciones como el Comando de la fuerza aérea Colombiana, grupo aéreo de la Policía y la dirección de estupefacientes. De esto se pudo obtener la oferta de un avión fuera de uso Boeing-727, y la posibilidad de obtener turbinas de aviación tanto para realizar cortes y una operacional para el montaje de algún banco de pruebas. Esto se puso en conocimiento de algunos profesores de la escuela quedando pendiente un posible viaje para ver el estado de los equipos y aceptar la donación.

CONCLUSIONES.

El principal objetivo del proyecto era en primer lugar comprobar que efecto es el que existe en el flujo aguas abajo de las hélices a causa del choque de los gases de escape contra las hélices aguas arriba. En segundo lugar, redireccionar el flujo de los gases de escape mediante el diseño de un dispositivo que permitiera recolectarlos y en lo posible aprovechar la energía útil de manera que se incrementara el empuje en la turbina.

- Para llevar a cabo esto se hizo un programa en MATLAB que permitiera agilizar el proceso de cálculo, se modeló el sistema en CAD y se simuló en un software CAE-CFD. Esto dio como resultado por parte del programa en MATLAB que era posible obtener un empuje de alrededor de **1800 N (404.65 Lbf)** lo cual sería óptimo, sin embargo según los datos arrojados por ANSYS-CFX los cuales permiten obtener datos para hacer un cálculo del empuje muestran que en condiciones de crucero que es donde se logra un valor positivo de este, el valor del empuje es de **412.755 N (92.8 Lbf)**, mucho menor al que se obtuvo con el programa de MATLAB. Esto se debe a que en el cálculo del programa en MATLAB se tiene en cuenta una etapa de compresión, la existencia de un compresor axial que aportaría energía por parte de la rotación de las hélices a 2000 RPM y del spinner en sí que permitiría obtener un mayor valor en la energía cinética a la salida de la tobera por parte del flujo, además estos cálculos fueron hechos de manera ideal, con eficiencias del 100% ya que se sabía que los datos arrojados por el programa variarían al ser modelados y simulados. Como se mencionó en la sección 2.3, el montaje de un compresor axial de una etapa en estas condiciones de operación y configuración es complicado así que el flujo no recibe ese aporte energético, lo que se hace es facilitar su tránsito por las hélices para luego incrementar su energía cinética en la tobera. Esto

reduce considerablemente la posibilidad de aumentar el empuje, sin embargo sin la etapa de compresión fue posible incrementarlo en un **13.8%** aproximadamente. En condiciones de tierra (101.325 Kpa de presión y velocidad cero del avión), el aumento del empuje fue negativo, es decir el empuje resultante fue menor al empuje que provee la turbina en su configuración original debido en gran parte a que la presión a la salida de la tobera era mucho menor a la de referencia. Esto se dio porque la velocidad de salida es alta de manera que en el entorno total de la formula (35) finalmente el empuje aumentara. No hubo buena respuesta en condiciones de tierra, sin embargo en condiciones de crucero el resultado fue mucho mejor. Se obtuvo un incremento en el empuje respecto al entregado por la turbina en su configuración original casi del **14%**. Esto es bueno ya que la mayor parte de operación de la turbina es en condiciones de crucero y no en tierra. De todas formas aunque en tierra ese empuje disponible es menor, es muy posible que al evitar el choque de los gases de escape con las hélices se reduzca la pérdida en el empuje por parte de las hélices que según se calculó en la sección 2.5.3. es de un **6.25%**. En otras palabras el beneficio que se podría obtener usando este sistema en condiciones de crucero sería de un incremento de un **6%** en el empuje por parte de las hélices más un incremento en un **13%** aproximadamente del empuje por parte de los gases disponibles, lo que daría un total de un **19%** de empuje extra. De todas formas hay que dejar claro que el efecto del choque de los gases de escape contra las hélices no es tan drástico como se pensó al inicio del proyecto, no hay turbulencias grandes ni zonas de baja presión en la zona de choque que redujeran considerablemente el flujo en las hélices. Hay una pequeña pérdida que no representa una grave disminución del empuje en las hélices.

Aun es necesario hacer un diseño detallado del dispositivo para verificar por ejemplo la relación de peso-empuje, si el peso del dispositivo es mínimo

respecto al empuje ganado, estudio de mas perdidas en la zona donde se une la salida del colector de gases y la tobera, al ser la unión entre un dispositivo fijo y uno móvil existirá una pérdida de flujo.

- El diseño básico del banco de pruebas, es una propuesta que busca ver la manera de medir el empuje en una turbina, comprobar resultados como los obtenidos de manera teórica en este proyecto y el desarrollo de otros más, es la propuesta aun diseño que debe ser desarrollado en un proyecto de grado con más detalle y profundidad.

RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES.

- Debido a que ANSYS-CFX es un programa difícil de manejar cuando no se tiene mucha experiencia en él se recomienda hacer un estudio más profundo de este, ó desarrollar un programa que permita hacer los mismos cálculos pero con un manejo más sencillo.
- Los resultados obtenidos mediante el software son bastante cercanos a la realidad puesto que el impacto del flujo sobre las hélices no es tan crítico como se pensó en el inicio del proyecto. Si hay una pérdida pero no es muy significativa teniendo en cuenta que este hecho fue obviado finalmente por los diseñadores del avión. Sin embargo el nuevo dispositivo diseñado que aprovecha ese flujo extra muestra según los cálculos y simulaciones que puede haber un incremento en el empuje. Académicamente es viable pero de todas maneras es necesario hacer un estudio detallado de este sistema para tener en cuenta la relación de costo/beneficio y ver si es viable económica y comercialmente.
- El diseño del banco de pruebas propuesto es de manera conceptual y básico, muestra básicamente en que debe consistir y cuál es su objetivo, por ende en el próximo proyecto donde se vaya a hacer el diseño detallado del banco se recomienda tener claro que turbina se va a usar para poder por ejemplo seleccionar una bomba de combustible adecuada que cumpla con los requerimientos de consumo de combustible, sistema de lubricación, montaje adecuado (balanceo dinámico) que minimice las vibraciones que se puedan presentar, diseñar en detalle el sistema de deslizamiento, aquí se hace un bosquejo de la idea pero se debe tener en cuenta el peso de la turbina, apoyos que equilibren por completo la turbina etc. Revisar si los sensores y dispositivos de medidas son los adecuados.

- Se recomienda hacer inicialmente un modelo a escala y montaje experimental del banco de pruebas teniendo en cuenta la teoría de semejanza, para así desarrollar pruebas sin necesidad de contar con el banco de pruebas el cual puede llevar bastante tiempo en estar listo.
- Varios datos de diseño usados en los cálculos y en las simulaciones no son enunciados puesto que estos datos fueron dados por la Pratt & Whitney of Canada bajo términos y condiciones de confidencialidad el cual fue firmado y enviado a la Pratt por el director de la escuela de Ingeniería Mecánica y el profesor director de proyecto. Estos datos no pueden ser de acceso al público. Ver anexo F.
- La consecución de los datos que fueron suministrados por la Pratt & Whitney fue un proceso largo, puesto que se debía cumplir con las cláusulas de confidencialidad y demostrar que solo eran para uso académico por parte de una prestigiosa universidad.

BIBLIOGRAFÍA.

1. PT6A-66 MAINTENANCE MANUAL, Pratt &Whitney Canada. Manual de mantenimiento. 2004.
2. PILOT TRAINING MANUAL CHEYENNE, Flight Safety international. Manual de entrenamiento en tierra 1984.
3. TRANSACTIONS OF THE ASME. Journal of turbomachinery.
4. MECÁNICA DE FLUIDOS. Merle C. Potter. Thomson 2002.
5. E.T VINCENT. The theory and design of gas turbines and jet engines. Mc. Graw Hill. 1950.
6. TURBOMÁQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edicion 1998.
7. NASA- GLENN RESEARCH CENTER. Guide to Aeronautics. Nasa 2006.
8. DINÁMICA DE FLUIDOS. James W. Daily. Trillas 1975.
9. TERMODINÁMICA. Cengel. Tomo 1. Mc Graw Hill 2001.

INTERNET:

- ✓ www.lufffahrtmuseum.com.
- ✓ www.piaggioaero.com
- ✓ www.i100.photobucket.com
- ✓ www.umcntp.co.id
- ✓ www.lotnictwo.net
- ✓ www.flightglobal.com
- ✓ www.nasa.gov

ANEXOS

Anexo A. Mecánica de fluidos – Cuerpos inmersos. Arrastre y sustentación

CAPITULO 15

Cuerpos inmersos.

Arrastre y sustentación

15-1 INTRODUCCION

El movimiento de un cuerpo sumergido en un fluido está relacionado con las componentes de arrastre y de sustentación de la fuerza dinámica resultante, ejercida por el fluido sobre el cuerpo. El arrastre, es decir, la resistencia al movimiento, es la componente de la fuerza resultante, en la dirección del flujo relativo delante del cuerpo, y la sustentación es la componente normal a esa dirección. Varios aspectos de la resistencia del fluido sobre objetos sumergidos ya han sido tratados en capítulos precedentes, donde la atención ha sido dirigida fundamentalmente a problemas que pueden ser tratados analíticamente.

El objetivo de este capítulo es lograr un concepto claro de la resistencia del fluido sobre cuerpos sumergidos; particularmente para muchos casos importantes que no son susceptibles de resolver analíticamente. El lector adquirirá así alguna familiaridad con alguna parte de la vasta información experimental que hay sobre las fuerzas de arrastre y sustentación aerodinámicas e hidrodinámicas para cuerpos simétricos y asimétricos. También se discuten los efectos que ocurren entre dos fases y los de compresibilidad, así como los problemas de fuerzas y flujos variables con el tiempo. Sobre las bases del conocimiento teórico que hemos desarrollado, estamos en la posición de explicar los fenómenos observados respecto a la resistencia en el seno de fluidos.

Los coeficientes adimensionales de estas fuerzas, C_D y C_L , discutidos en la sección 8-3, son parámetros útiles para expresar las componentes de la fuerza dinámica de estado permanente, que actúa sobre un cuerpo sumergido. Por conveniencia las resumiremos a continuación:

$$\text{Arrastre total} = D = C_D \rho \frac{V^2}{2} A, \quad (15-1)$$

$$\text{Sustentación total} = L = C_L \rho \frac{V^2}{2} A. \quad (15-2)$$

La densidad, ρ , es la del fluido en el que el cuerpo está sumergido, aun cuando el cuerpo en estudio pueda ser otro fluido. La velocidad V es la velocidad del flujo relativo, inalterado por el cuerpo, aguas arriba de éste. Para un objeto en reposo en un campo de flujo permanente, V es la velocidad del flujo suficientemente lejos del cuerpo, como para no ser afectado por su presencia.

Para un cuerpo que se mueve uniformemente en un fluido en reposo, el campo de flujo equivalente puede obtenerse por superposición de una velocidad uniforme V_0 , igual y opuesta a la velocidad con que se mueve el cuerpo. (Deberá notarse que el principio de campos de flujo equivalentes deberá aplicarse con precaución, pues bajo ciertas circunstancias, las diferencias en el nivel de turbulencia en el flujo de llegada de corriente libre, pueden cambiar la resistencia de un cuerpo inmerso, en forma considerable.) El área A es el de la proyección del cuerpo sobre un plano normal a V_0 (excepto para placas planas, superficies acodadas y superficies aerodinámicas, donde A es el área proyectada más grande).

De un análisis dimensional vemos que los coeficientes de arrastre y elevación totales, C_D y C_L , representan una fuerza dividida entre un área y multiplicados por la presión dinámica $\rho V^2/2$.

El concepto de descomposición del arrastre total, en componentes de fricción y de presión, fue introducido en la sección 8-3. Estos principios deberán de considerarse nuevamente, ya que se aplicarán a algunas de las siguientes discusiones cuantitativas. El arrastre friccional se refiere solamente al arrastre debido a la componente de un esfuerzo tangencial friccional T_{τ} , sobre una frontera. Sobre una

placa plana, la fuerza de arrastre total es debida a un arrastre friccional, y el coeficiente de arrastre adimensional, C_f , está definido por la ecuación (8-25). Sobre superficies acodadas o cuerpos de revolución alargados, la misma ecuación puede usarse para definir la porción del arrastre total, debido a efectos de la fricción. En todos los casos, el término de área A , es el área superficial del cuerpo en cuestión. El coeficiente de arrastre adimensional, C , en la ecuación (15-1), está definido en términos de la fuerza total de arrastre, e incluye tanto las componentes de esfuerzo tangencial friccional, como las de la distribución de la presión normal en la frontera. La última contribución es generalmente llamada *arrastre de presión o arrastre de forma*. Para evitar confusión respecto al término del área en la ecuación (15-1), se adoptará la siguiente convención: el coeficiente C , sin un subíndice adicional se refiere al área proyectada del cuerpo sobre un plano normal a V_∞ . El coeficiente C_{Dc} designará un coeficiente de arrastre basado sobre el área proyectada máxima, o envergadura por cuerda en el caso de un perfil aerodinámico.

De los conceptos de similitud dinámica podemos esperar que los cocientes de la fuerza dinámica dependan de la geometría, y de parámetros adimensionales que describan el comportamiento dinámico del movimiento del fluido. En general

$$C_o = C_o(\text{geometría}, R, F, M), \quad (15-3)$$

$$C_L = C_L(\text{geometría}, R, F, M). \quad (15-4)$$

15-2 FUERZAS HIDRODINAMICAS EN UN MOVIMIENTO PERMANENTE IRROTACIONAL

Consideremos lo que podría llamarse el problema de arrastre de orden cero, esto es, la resistencia de un cuerpo de forma arbitraria en un flujo permanente, de un fluido incompresible, uniforme y no viscoso. Si el movimiento del cuerpo en un fluido tal se inicia a partir del reposo, los movimientos resultantes del fluido permanecerán irrotacionales, de acuerdo con la discusión hecha en la sección 6-6.

Como un ejemplo de movimiento irrotacional alrededor de un objeto sumergido, consideremos el flujo bidimensional en la dirección x , a su paso por la vecindad de un cilindro estacionario, cuyo eje es normal a la dirección del

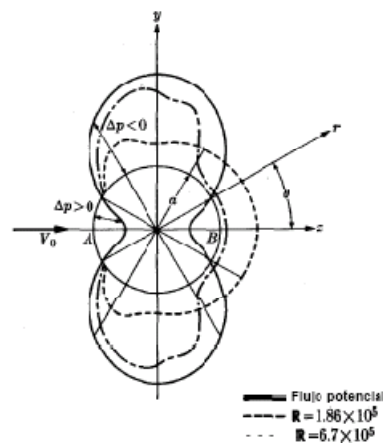


FIG. 151. Distribuciones de presión alrededor de un cilindro.

flujo. La ecuación para el campo del flujo se obtiene por teoría de potencial, y las líneas de corriente están dadas por valores constantes de la función de corriente, ψ , definida como

$$\psi = -Vdr - a^2/r \sin \theta \quad (68)$$

donde

a = radio del cilindro,

r, θ = coordenadas cilíndricas, definidas en la figura 15-1,

y $r > a$ para las líneas de corriente externas.

Conforme a las ecuaciones (6-8) y (6-10) el campo de velocidad es

$$u = -a^2/ry, \quad v = a^2/rx,$$

o bien (15-9)

$$V_r = -a^2/rae, \quad v_\theta = a^2/ar.$$

Puede verse que la ecuación (15-8) satisface dos conjuntos de condiciones:

(1) para $r = a$,

para $\theta = 0, \pi$,

$v_r = 0$ para todos los valores de θ ,

$v_\theta = 0$ para todos los valores de r .

Por lo tanto, el eje x y la frontera del cilindro forman una línea de corriente continua.

, ---

(2) $r = a \sin \theta$ $v_r = 0$ $v_\theta = 0$ $V = 0$ $\psi = \text{const}$

Vemos entonces que las líneas de corriente, a grandes distancias del cilindro, son paralelas al eje x y (puesto que $u = -a^2/ry$) corresponden a un flujo uniforme no perturbado en la dirección $+x$.

Sobre la superficie del cilindro, la velocidad radial es cero y la velocidad resultante es idéntica a la velocidad tangencial. Por lo tanto, haciendo $v_g = v$,

, en $r = a$ y usando $v_g = a^2/ar$, tenemos $v_g = -2V$, sen θ . (15-10)

La presión sobre la superficie del cilindro se encuentra en la ecuación de Bernoulli (6-62), escrita en términos de la componente de presión dinámica.*

Para condiciones del medio ambiente tales que $p_1 = 0$ y $q_1 = V^2/2$, tenemos

$$p = p_1 + \rho(V^2/2 - V_1^2/2) \quad (15-11)$$

Por lo tanto, eliminando el subíndice d , obtenemos:

$$p_a = \rho(V_0^2/2)(1 - 4 \sin^2 \theta). \quad (15-12)$$

La distribución de presión del flujo potencial es simétrica respecto a ambos ejes, como se muestra en la figura 15-1. Puesto que no hay esfuerzos tangenciales superficiales (viscosos), cualquier fuerza horizontal sobre el cilindro se deberá a la distribución de la presión normal; en cuyo caso puede demostrarse fácilmente que la integración de la componente x de la presión nos conduce a una fuerza de arrastre nula. En efecto,

$$D = - \int_0^{2\pi} p_a \cos \theta \cdot a \, d\theta = -\rho(aV_0^2/2) \int_0^{2\pi} (1 - 4 \sin^2 \theta) \cos \theta \, d\theta = 0. \quad (15-13)$$

En una forma similar, puede mostrarse que la fuerza de sustentación es también nula. En general, la fuerza hidrodinámica sobre cualquier objeto sumergido en una corriente infinita, permanente, irrotacional y sin circulación, se reduce a cero o a un par. La introducción de la circulación, en la forma

de un vórtice irrotacional, por ejemplo, nos conduce al desarrollo de una fuerza de sustentación; sin embargo, la fuerza de arrastre neta permanece siempre cero. Aun cuando la fuerza de sustentación es finita, el trabajo efectuado neto es cero, ya que dicha fuerza es perpendicular a la velocidad del flujo no perturbado.

Si el cilindro se estuviese moviendo a través del campo del fluido, la masa de fluido que estuviera cercana al cilindro se pondría en movimiento. La función de corriente para este caso sería

$$\psi = -V_0 \frac{a^2}{r} \sin \theta. \quad (15-14)$$

Puede verse que la ecuación (15-8) se obtiene a partir de ésta, superponiendo una velocidad V , sobre el sistema, lo cual haría que las coordenadas estuviesen en reposo con respecto al cilindro, en cuyo caso la velocidad relativa del fluido estaría también dada por la ecuación (15-10). Entonces, las ecuaciones (15-12) y (15-13), con las conclusiones subsecuentes, se aplican a movimientos permanentes de cuerpos a través de fluidos considerados como en reposo.

Anexo B. Programa en Matlab

```
global e1 e4 s1 s4 x1 y1 x2 y2 x3 y3 L1 L2 L3 L4 A h3a h4a p3a p T3a V3
m v bet1 bet23

geomet=get(handles.popupmenu1, 'value'); %declaracion del menú
desplegable%
switch geomet
    case 1 %perfil 1%
        global x1
            s1=str2double(get(handles.edit1, 'string')); %obtencion indice a%
            e1=str2double(get(handles.edit2, 'string')); %obtencion indice b%
            t=0:0.1:pi/2; %determinacion de angulos 0-pi/2%
            r=cos(t).^(s1)+sin(t).^(e1); %determinacion de ecuacion que modela el
            perfil aerodinamico%
            [x,y]=pol2cart(t,r); %conversion de coordenadas polares a cartesianas%
            plot(x,y) %grafica de la ecuacion r en coordenadas cartesianas%
            b=sym('b'); %declaracion simbolica de la variable b%
            be=sym('be'); %declaracion simbolica de la variable be%
            x1=str2double(get(handles.edit17, 'string')); %obtencion de la variable x1
            que determina la magnitud en la direccion x%
            y1=str2double(get(handles.edit18, 'string')); %obtencion de la variable y1
            que determina la magnitud en la direccion y%
            ve=str2double(get(handles.edit15, 'string')); %obtencion de la velocidad de
            entrada de los gases%
            d=str2double(get(handles.edit16, 'string')); %obtencion de la densidad del
            flujo%
            A=(d*ve.^2)/2; %calculo de la presión dinámica a la entrada de acuerdo a la
            ecuacion de Bernoulli%
            r11=(A*cos(b).^(2))*((x1*cos(b).^(s1)+y1*sin(b).^(e1))); %calculo
            arrastre-determinacion de la ecuacion a integrar%
            drag11=int(r11); %integracion de la ecuacion%
            b=1.57; %limite superior de la integral%
            be=0; %limite inferior de la integral%
            es1=eval(drag11); %evaluacion de la integral de acuerdo al limite%
            r12=(A*cos(be).^(2))*((x1*cos(be).^(s1)+y1*sin(be).^(e1))); %integracion de
            la ecuacion con el limite inferior%
            drag12=int(r12); %evaluacion numerica de la integral%

%coef sustentacion%
syms ang %tratamiento simbolico de la variable ang%
r=x1*cos(ang).^(s1)+y1*sin(ang).^(e1); %ecuacion de modelamiento del
perfil%
[x,y]=pol2cart(ang,r); %conversion a coordenadas cartesianas%
ang=0.174533; %valor numerico del angulo en radianes%
```

```

bet3=atan(yy/xx);
qw=(bet3*360)/(2*pi);% calculo geometrico para determinar el angulo beta%
bet23=atan(yyy/xxx);

%coeficiente sustentacion total%
cuer=str2double(get(handles.edit45,'string'));% obtencion de la cuerda
del perfil%
te=0.3767; %calculo del paso%
ere=te/cuer; %calculo del paso relativo%
CA=ere*(cot(beta)-cot(beta2))*sin(rads);%calculo del coeficiente de
sustentacion%
set(handles.edit22,'string',CA); %muestra del resultado del coef de
sustentacion en la interfaz grafica%

%diseño etapa de compresor axial%
T=[800 820 840 860 880 900 920 940 960 980 1000 1100 1500]; %declaracion
vector de temperaturas%
h=[821.95 843.98 866.08 888.27 910.56 932.93 955.38 977.92 1000.55
1023.25 1046.04 1161.07 1635.97];%vector entalpia%
l=str2double(get(handles.edit23,'string'));%obtencion de la longitud del
alabe%
ncc=str2double(get(handles.edit25,'string'));%eficiencia del compresor%
nnd=str2double(get(handles.edit26,'string'));%eficiencia del difusor%
ntt=str2double(get(handles.edit24,'string'));%eficiencia de la tobera%
nc=ncc/100;
nd=nnd/100;
nt=ntt/100;
h1=840.336; %decalracion de la entalpia 1%
T2s=828.33*((7638.557-0.2304305*(2.87324/(0.6*1+1.^2
)).^2)+109557)/109557).^0.2599; %calculo temepertura posicion 2%
h2s=interp1(T,h,T2s); %entalpia 2 mediante la interoplacion entre los
vectores temperatura y entalpia%
h2a=nd*(h2s-h1)+h1; %ontencion de la entalpia 2 teniendo en cuenta la
eficiencia%
T2a=interp1(h,T,h2a); %obtencion de la temperatura 2 real dacuerdo a la
eficiencia%
V2s=(30970.046+2*h2s).^0.5; %calculo de la velocidad%
V2a=(nd*V2s.^2).^0.5;
u=62.831;%velocidad angular%
h3s=u*CA*(cot(0.698131)-cot(1.57))+h2a;%calculo de entalpia teniendo en
cuenta la velocidad angular y el coef de sustentacion%
h3a=h3s/nc %entalpia 3 real%

```

```

T3a=interp1(h,T,h3a)%interpolacion de temperatura 3%
p2s=(( (7638.557-0.2304305*(2.87324/(0.6*1+1.^2
)).^2)+109.557)/1000)+109.557;%presion 2 en fincuon de la longitud del
alabe%
p2a=p2s*nd; %presion 2 real%
p3a=p2a*(T3a/T2a).^0.2599 % calculo presion 3 como flujo compresible%
p3s=p3a/nc;
v3a=(0.287*T3a)/p3a; %volumen especifico 3%
m=4.16; %flujo masico%
Q=0.023; %caudal%
dm=(m*V2a)/(pi*1*140); %parametro de mataix%
rel=(dm-1)/(dm+1); %parametro de mataix%
set(handles.edit27,'string',rel); %muestra en la interfaz del parametro
de mataix%
V3=(2*(h3a-h2a)).^0.5 %velocidad en 3%

%tobera%
p=str2double(get(handles.edit28,'string')); %obtencion presion de
referencia%
T4s=T3a*(p/p3s).^0.2599; %temperatura 4 %
h4s=interp1(T,h,T4s);
h4a=h4s/nt; %entalpia 4%

v=(0.287*T4s)/p;
c=(2*(h3a-h4a)).^0.5+(0.5*V3.^2);
A=(m*v)/c;
dh=h3a-h4a;
switch tobera
    case 1
        %variacion lineal de la presion%
        dh=h3a-h4a; %delta de variacion de la presion%
        T=[800 820 840 860 880 900 920 940 960 980 1000 1100 1500];
%vector temperatura%
        h=[821.95 843.98 866.08 888.27 910.56 932.93 955.38 977.92
1000.55 1023.25 1046.04 1161.07 1635.97]; % vector entalpia%
        dpt=p3a-p; %delta de presion en la tobera%
seccion=dpt/6; %calculo de porciones iguales de presion distribuidos a lo
largo de la tobera%
dpt2=p3a-seccion; %rango de presion seccion 1%
T4dpt2=T3a*(dpt2/p3a).^0.2599 % calculo de temperatura%
h4dpt2=interp1(T,h,T4dpt2); %ibtencion de la entalpia mediante
interpolacion%
cdpt2=((2000*(h3a-h4dpt2)).^0.5); %calculo de velocidad%
v4dpt2=(0.287*T4dpt2)/dpt2; %calculo de volumen especifico%

```

```

Adpt2=(m*v4dpt2)/cdpt2; %calculo area de la seccion%
Ddpt2=((4*Adpt2/pi)+0.262461).^0.5; %calculo diametro de la seccion%
V4dpt2=(m*v4dpt2)/Adpt2; %velocidad en la seccion%
M2=V4dpt2/(1.4*287*T4dpt2).^0.5; %calculo del numero de mach%

%etapa empuje%
Vsal=(v4dpt7*m)/A4dpt7 %calculo de la velocidad de salida%
asd=m*(Vsal-V3); %calculo de diferencia de velocidades%
asdf=A4dpt7*(p-100); %calculo de diferencia de presiones%
jt=asd+asdf; %suma de diferencia de presiones y velocidades%
set(handles.edit42,'string',jt); %muestra del valor del empuje en la
interfaz grafica%

%variacion lineal de la entalpia%

T=[800 820 840 860 880 900 920 940 960 980 1000]; %vector temperatura%
h=[821.95 843.98 866.08 888.27 910.56 932.93 955.38 977.92 1000.55
1023.25 1946.04]; %vector entalpia%
dh=h3a-h4a; %delta de entalpia en la tobera%
seccion=dh/6; %calculo de 6 porciones iguales de entalpia en la
tobera%

dht2=h3a-seccion; %caida proporcionl de entalpia en la primera
seccion%

cdht2=(2000*(h3a-dht2)).^0.5; %calculo de coeficiente c patra calculo de
mach%
Tdht2=interp1(h,T,dht2); %obtencion de temperatura mediante
interpolacion%
dpt2=p3a*(Tdht2/T3a).^3.8476; %calculo de presion%
vdht2=(0.287*Tdht2)/dpt2; %calculo de volumen especifico%
Adht2=(m*vdht2)/cdht2; %calculo de area en la seccion%
Ddht2=((4*Adht2/pi)+0.262461).^0.5; %calculo de diametro%
M2=cdht2/(1.4*287*Tdht2).^0.5; % calculo de numero de mach%

end;

```

Anexo C. Medidor de flujo de gas.

COMBIMASS

Este aparato permite medir directamente el volumen del flujo de gas, independientemente de los cambios de presión y temperatura que se produzcan. Hay diferentes módulos básicos que se pueden combinar con todos los sensores. A continuación ofrecemos las características del concepto de módulo:



- sistema electrónico de valoración progresiva
- posibilidades de combinar cada uno de los módulos
- diferenciación del sistema

Sensores COMBIMASS basados en el principio de medición de flujo de gas:

- están contruidos para un pérdida mínima de presión
- son fuertes, resistentes a la corrosión y exigen un mantenimiento mínimo
- no tienen partes mecánicas móviles
- se suministran diferentes diseños con sondas de distintas dimensiones

La técnica de avance utilizada permite alcanzar resultados exactos y estables en lo que al tiempo se refiere, inclusive en condiciones extremas y a temperaturas altas. Se suministran sensores COMBIMASS de diferentes materiales, dimensiones y con diferentes tipos de conexiones.

Estos sensores se utilizan para medir:

- presión del aire, aire de régimen de trabajo
- gases puros y mezclas gaseosas
- gases puros y esterilizados
- gases contaminados, húmedos o corrosivos
- gases explosivos e inflamables en todas las ramas y para diferentes usos

Los aparatos COMBIMASS se suministran con diferentes diseños en cuanto a la geometría del sensor:

1- el sensor-pin se utiliza un sensor especial en el cual la resistencia de medición calentada y la resistencia referencial se encuentran en un elemento de cerámica. La construcción simétrica garantiza el flujo por alrededor de las resistencias de película fina. Los errores producidos por el giro del sensor ya es cuestión del pasado. Ahora lo principal es garantizar la seguridad en las mediciones.

2- el sensor-pin reacciona mucho mejor a los cambios de temperatura y de medios. Asimismo, el sentido del flujo ejerce menos influencia que en el sensor modelo sensor-pin 2. Se recomienda el modelo de sensor sensor-pin 1/2 para medios con altas temperaturas y EN condiciones extremas.

DISEÑOS BÁSICOS:

COMBIMASS basic

Fujómetro básico para medir el flujo del aire con presión y de gases técnicos a temperatura de trabajo de hasta 130 °C.

COMBIMASS eco

Fujómetro para diferentes aplicaciones estándares que se puede utilizar hasta en medios con alto riesgo de explosión y a temperaturas de hasta los 220 °C.

COMBIMASS compact

Fujómetro de precisión diseñado para aplicaciones extremas e inclusive para medios con alto riesgo de explosión y a temperaturas de trabajo de hasta los 1100 °C.

COMBIMASS master

Módulo del sistema electrónico con un microprocesador y una entrada adicional, una salida para la señal igual que lo utilizado para el monitoreo ampliado, también tiene corrección y es capaz de hacer valoraciones para aplicaciones muy difíciles.

COMBIMASS multi

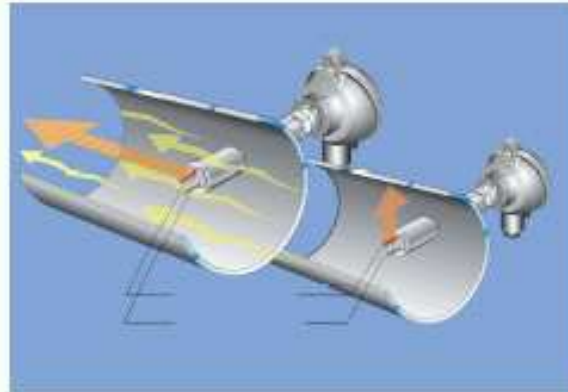
Módulo electrónico para mediciones de múltiples puntos o monitoreo redundante del flujo de gases con la posibilidad de realizar control y diversas posibilidades de valorar (análisis de cada punto de medición, diámetro, etc.).



	COMBIMASS Basic	COMBIMASS Eco	COMBIMASS Compact
Temperatura ambiente	mín. 130 °C	máx. 220 °C	-30 máx. 1.100 °C
Temperatura de abstracciones	-40 a 90 °C	-40 a 60 °C	-40 a 60 °C máx. 140 °C con sistema electrónico híbrido
Presión de trabajo	mín. 40 bar	máx. 100 bar	máx. 100 bar
Volumen de medición	10 : 1 ml / 100 : 1 ml	10 : 1 ml / 100 : 1 ml	10 : 1 ml / 100 : 1 / 1000 : 1
Velocidad del flujo	0,05-45 l/min estándar mín. 150 l/min espec. cal.	0,05-45 l/min estándar máx. 240 l/min espec. cal.	0,05-45 l/min estándar máx. 400 l/min espec. cal.
Material	estándar 1.4571	estándar 1.4571 y 1.4435	1.4571, 1.4435 y otros Hastelloy, tantal, etc.
Diseño Ex	no	Exiend y xia	Exiend y xia
Cubierta	Aluminio	Acero inox. 1.4571	Acero inox. 1.4571 con aislador para cable
Cubiertas	IP 65 / IP 54	IP 65 / IP 66	IP 65 / IP 66
Conexión	Sólo unión deformada Sólo sensor de 12 mm, 1 pin	Sólo unión deformada de 12 mm a 10 mm Conectada a la brida	Sólo unión deformada
Señal de salida	Análogo de 4-20 mA, con impulso máx. de 30impul./s	Análogo de 4-20 mA, con impulso máx. de 30impul./s	Análogo de 4-20 mA, con impulso máx. de 30impul./s
Amplificación (electrónica)	0,125 % valor representado		
Precisión de medición (en dependencia de la aplicación y del tipo de calibración)	2,5 % +0,2% del valor máx.	2,5 % +0,1% del valor máx. 2,5% +0,2 % del valor máx. (aplicación extrema) 1% +0,1% del valor máx. (sólo a consideración del productor)	2 % + 0,1 % del valor máx. 2 % + 0,2 % del valor máx. (aplicación extrema) 1 % + 0,1 % del valor máx. (sólo a consideración del productor)
Medio	Aire con presión, gases técnicos	Aire con presión, biogás, gas natural, gases quemados	Aire leváltigo, Aplicación en la industria química, gas explosivo



zam servis



Option.

Equipamiento extra:

- pantalla con mando para operar el cabezal del aparato
- pantalla con sistema electrónico para montaje en el distribuidor
- llave de cierre

Sistema electrónico

El uso de los componentes más modernos conlleva a la miniaturización de aparatos electrónicos, de manera tal que la memoria para la calibración de la información y los datos referidos al sensor se pueden colocar en el cabezal del aparato, de igual forma que un sistema de mando para valorar la señal. De esta manera se pueden leer los datos que emite el sensor y al mismo tiempo realizar el control de éste.

Si el módulo externo tiene conectado un sensor defectuoso, el sistema emitirá una señal de fallo cuando el equipo se ponga en funcionamiento.

El sistema electrónico del aparato COMBIMASS permite elegir cualquier modo de medición. El sistema de medición puede estar basado en el principio de corriente continua (para una velocidad más baja del flujo de corriente, gas contaminado y húmedo, y para su uso como regulador), o de temperaturas constantes (ideal para altas velocidades de la corriente y para controlar sistemas dinámicos), asimismo ofrece máxima flexibilidad para cada medición. El módulo de medición se regula antes de calibrar el sistema, utilizando para ello un software, con la posibilidad de hacer cambios posteriores.

El COMBIMASS cuenta con soluciones óptimas para su colocación

La serie de equipos ha sido desarrollada para múltiples usos en diferentes zonas y ramas industriales.

Los sensores de gran superficie, hechos de materiales permitidos y que cuentan con una conexión especial con el proceso, son idóneos para su uso en medios esterilizados como por ejemplo, en la industria farmacéutica o en la industria alimenticia.

Los equipos hechos de materiales especiales como el titanio, tantalio, incoloy o Hastelloy, se colocan en lugares para medir gases corrosivos, agresivos o abrasivos, y también para medir mezclas de gases.

Con el COMBIMASS se cubre una gran gama de usos, además se puede configurar de manera óptima para cada medición.

ZAM - SERVIS s.r.o., Ostrava, Tel : 596 135 422, zam@zam.cz strana 3



Condiciones para el montaje:

- Las condiciones para el montaje deberán corresponderse con las que figuran en el pedido (vea el cuestionario), es decir las correspondientes a la calibración. Si no se respetan estas condiciones, esto podrá repercutir negativamente en la medición creando desviaciones.
- El gas tiene que fluir por el sensor en un ángulo de 90°C.
- El cabezal del sensor tiene que estar en el centro del tubo. En caso de medición de varios puntos, remitase a las instrucciones de medición del proveedor.

Inflexión de 90°C



Acodaduras del tubo de 90°C en un solo sentido



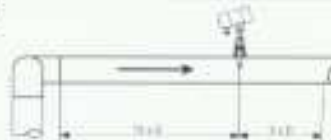
Reducción del diámetro



Aumento de diámetro



Acodaduras del tubo de 90°C en dos sentidos




Acodaduras del tubo de 90°C en tres sentidos



En la lista del catálogo sólo aparecen los parámetros más importantes, a fin de que usted pueda hacer una elección. En cuanto a proyecciones, remitase siempre a l manual de uso de este producto, o solicite una consulta técnica sobre las posibilidades de uso.

Anexo D. Celda de carga.

GCY-1

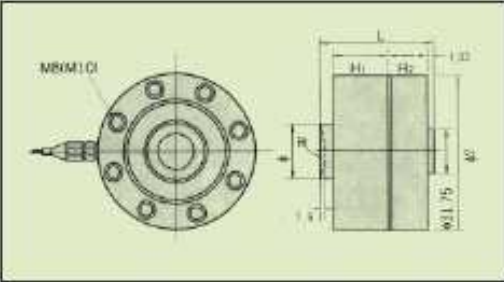


Materials: Tool steel
Material: acero

RING TYPE LOAD CELL
CELDA DE CARGA COMPRESION TIPO ANILLO





Datos técnicos generales	Main technical data	Unit	Technical quota	
Sensibilidad	Sensitivity	m V/V	2±0.01	4±0.01
Alinealidad	Nonlinearity	% FS	± 0.02	
Histeresis	Hysteresis			
Repetibilidad	Repeatability	% FS	0.01	
Creep	Creep	% FS/30min	± 0.02	
Balanza de cero	Zero balance	% FS	± 1	
Coefficiente temp. en cero	Zero temperature coefficient	% FS / 10°C	± 0.02	
Coefficiente temp. en carga	Rated output temperature coefficient	% FS / 10°C		
Resistencia de entrada	Input resistance	Ω	385 ± 15	765 ± 15
Resistencia de salida	Output resistance	Ω	350 ± 3	700 ± 5
Resistencia de aislación	Insulation resistance	M Ω	≥ 5000	
Tensión excitación	Supply voltage	V	10 (DC / AC) MAX: 15 (DC / AC)	
Rango compensado de temp.	Temperature compensation range	°C	-10~+50	
Temperatura límite	Safe temperature range	°C	-20~+60	
Seguridad de sobrecarga	Safe overload	% FS	120	
Cable de conexión	Connect cable	mm	Ø6 x 12000	
Método de conexión	Method of connecting wire	Input: Red (+) Black (-) Output: Green (+) White (-)		



CAPACIDAD / RATED LOAD:		Medidas / Size: mm					
Lb	t	Ø	R	L	H ₁	H ₂	H ₃
5-10K	2.5	34	16	64	32	19	106
25-50K	10-25	41	22	78	47	24	122
100K	50	51	22	88	51	29	143

Anexo E. Termocupla.





Cod. T2701 / T3401 / T3402

TERMOCUPLAS DE ALTA TEMPERATURA

CODIGO	TIPO	ESPECIFICACIONES/MATERIALES (varían de acuerdo a las necesidades de cada cliente).	APLICACIONES
T2701	K	*Bulbos acero SS316. Tubos cerámicos, aceros con tratamientos térmicos	Temperaturas en hornos, calderas, refulas
T3401	R	*Cabezal aluminio, baquelita, hierro, aluminio antiexplosión	
T3402	S		

HIGH TEMPERATURE THERMOCOUPLE

CODE	TYPE	SPECIFICATIONS/MATERIALS (according to each client's necessities)	APPLICATIONS
T2701	K	*Bulbs SS316 ceramic tubes, steels with thermal treatments	To measure temperature in ovens, boilers, muffles
T3401	R	*Head aluminium, bakelite, steel	
T3402	S	*Head aluminium, bakelite, explosion proof	

HIGH TEMPERATURE THERMOCOUPLE
 Termocuplas de Alta Temperatura

En TERMOCUPLAS S.A. trabajamos permanentemente para lograr la satisfacción de nuestros clientes, ya sea desarrollando productos a su medida, o mediante un constante y correcto asesoramiento técnico y personalizado; es por esto que nuestra producción, tanto en TERMOCUPLAS, RTD Y TERMOPOZOS, en un 90% son desarrolladas a la medida de los clientes, dado que son muy pocas las máquinas y aplicaciones donde se utiliza el mismo tipo de productos.

In THERMOCOUPLES S.A. we work permanently to achieve the satisfaction of our clients by developing products to fit their size or by a constant and accurate technical and personalized guidance; for this reason our production in THERMOCOUPLES, RTD AND THERMOWELLS, is in a 90% developed for the needs of the clients, given the fact that very few machines and applications use the same type of products.

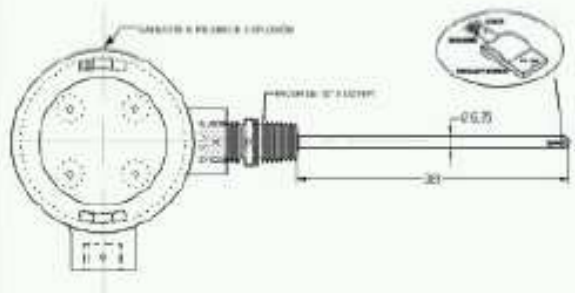
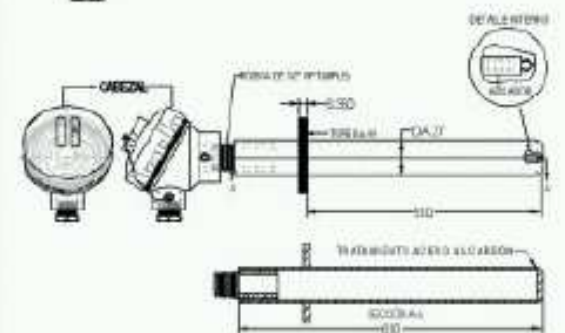
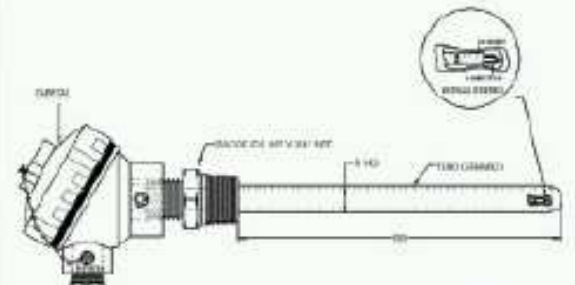
También nos especializamos en la DISTRIBUCIÓN E IMPORTACIÓN de:
We also specialize in the DISTRIBUTION AND IMPORT of:

- SENSORES DE PRESIÓN / SENSORS OF PRESSURE
- SENSORES DE FLUJO Y DE NIVEL / SENSORS OF FLOW AND LEVEL
- MEDIDORES DE CONECTIVIDAD / CONNECTIVITY METERS
- INDICADORES DE TEMPERATURA / INDICATORS OF TEMPERATURE
- CONTROLES DE TEMPERATURA / CONTROLS OF TEMPERATURE

Somos DISTRIBUIDORES DE LAS SIGUIENTES LINEAS:
We are DISTRIBUTORS OF THE FOLLOWING LINES:

- CAL CONTROL
- DAVIS
- OMEGA
- YOKOGAWA
- ASHCROFT
- FLUKE
- TRANSCAT
- PMC
- HOUSTON WIRE
- ARI

www.termocuplas.com.co



Fecha de elaboración: Octubre/2005

Carrera 50E No. 10 sur 159 PBX. (574)255 9966 / Fax: (574)255 9135 / termocuplas@termocuplas.com.co
Medellín - Colombia

Anexo F. Confidencialidad con la Pratt & Whitney.

de **Laszlo.Ambrus@pwc.ca**
àhrllr87@gmail.com

date 16 octobre 2007 10:08
objet Re: Project UIS
masquer les détails 16/10/07

Répondre

Hello Ricardo,

Please find A-66 Performance Data below.

We do not, unfortunately, have detailed performance info on the propeller. The prop supplier or A/C OEM may be able to supply you with more info.

Sorry for the delay!

Hope everything is to your satisfaction.

Typically we assume 85% propeller efficiency. More accurate number has to be obtained from a propeller manufacturer. The gas properties can be found or calculated from the available literature.

I hope this helps.

Cheers
Staszek.

Best regards,

Laszlo Ambrus, Eng.
Projects Team - Raw Material
Pratt & Whitney Canada
1000, boul. Marie-Victorin (01NH1)
Longueuil QC J4G 1A1
Tel: 450-677-9411 ext. 8-647-7010
Fax: 450-647-9452
Email: laszlo.ambrus@pwc.ca

----- Forwarded by Laszlo Ambrus/MATR/MTL/PWC on 2007-10-16 11:03 -----

NOTICE OF CONFIDENTIALITY - THIS MESSAGE IS INTENDED ONLY FOR THE ADDRESSES.

It may contain privileged, confidential or proprietary information. Any unauthorized disclosure, use, copying or distribution of the contents of this message is strictly prohibited. If received in error, please promptly notify the sender and delete the original and all copies from your system.



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

Bucaramanga – Colombia, May 15th 2007.

PT6A Service Engineering
Pratt & Whitney Canada
1000, boul. Marie-Victorin (01PD4)
Longueuil QC J4G 1A1
Canada.

Dear Sirs:

Hernan Ricardo Llorente Ruiz, student of mechanical engineering and member of the Energy and Environmental Research Group (GIEMA) is working on a project that involved a PT6A-66 turbine that you have manufactured.

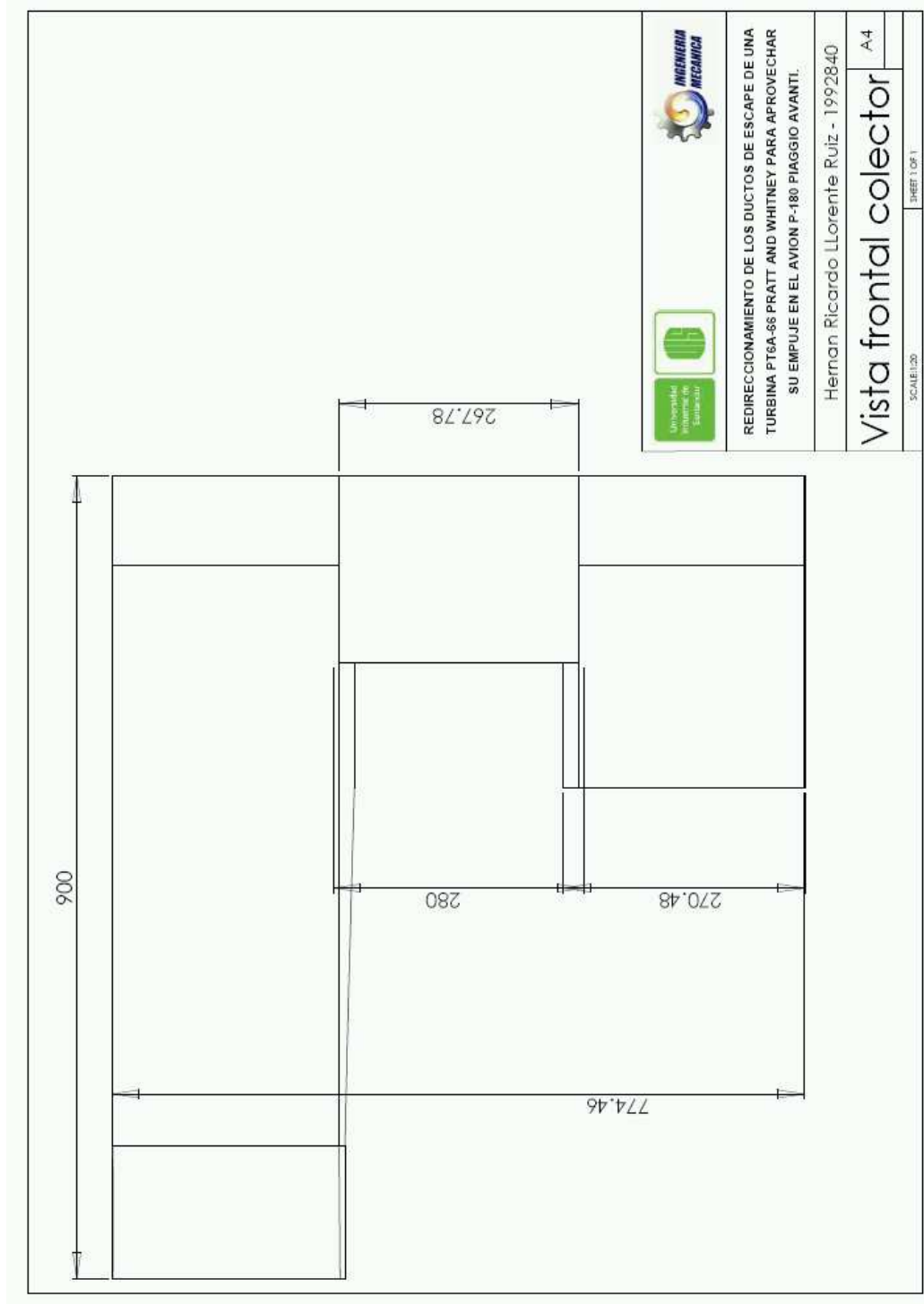
This project needs some information to continue with the research but we know this information is confidential. Therefore, we are going to use this information only for this project, it is a theoretical and academic work and we are compromised with the nondisclosure of it to other third parties. We appreciate your help.

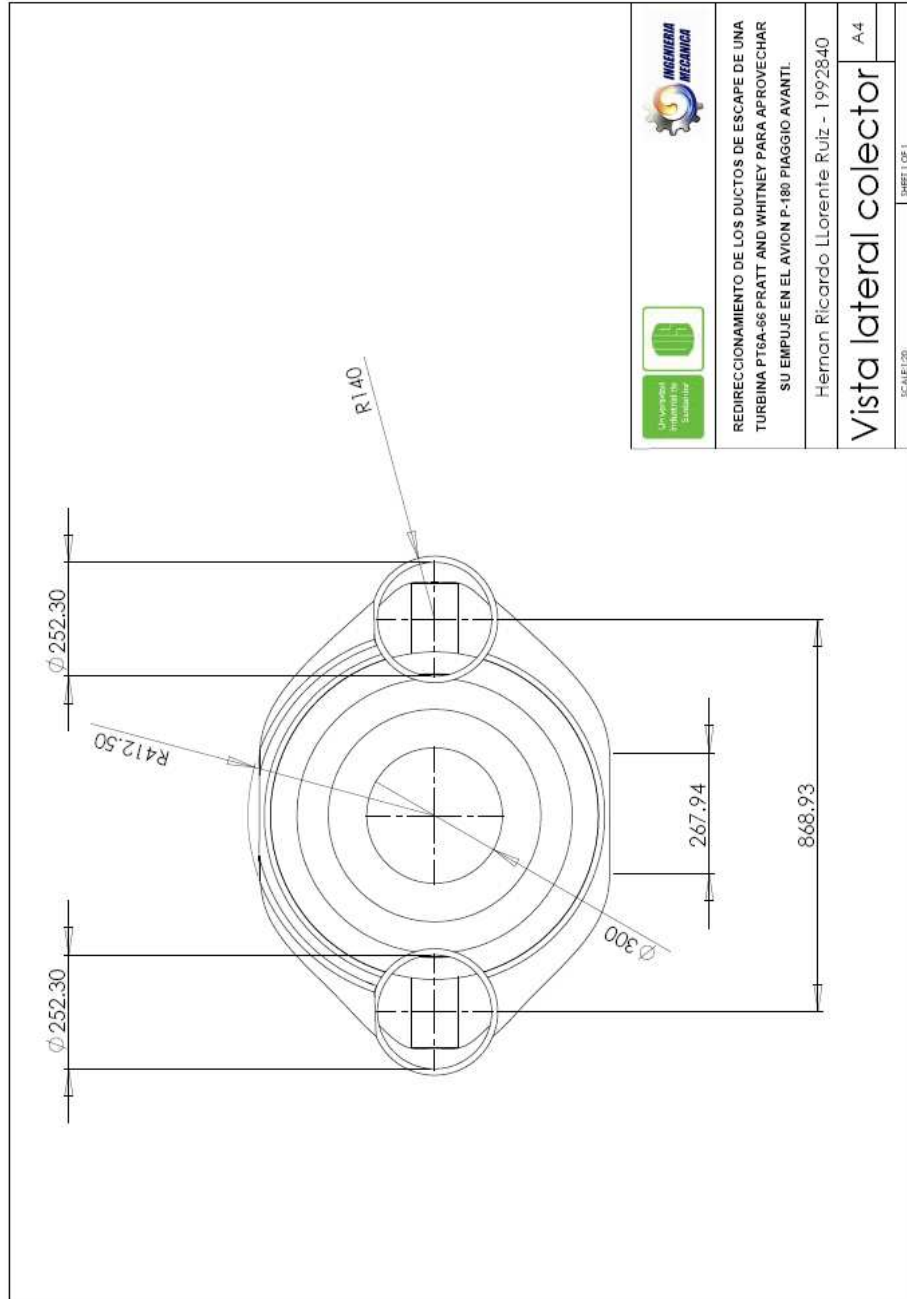
Sincerely:

Rómulo Niño Delgado ing.
Director of the Mechanical engineering school

Jorge Luis Chacón ing.
Director of the Project

Anexo G. Planos.





REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE DE UNA
TURBINA PT6A-86 PRATT AND WHITNEY PARA APROVECHAR
SU EMPUJE EN EL AVION P-180 PIAGGIO AVANTI.

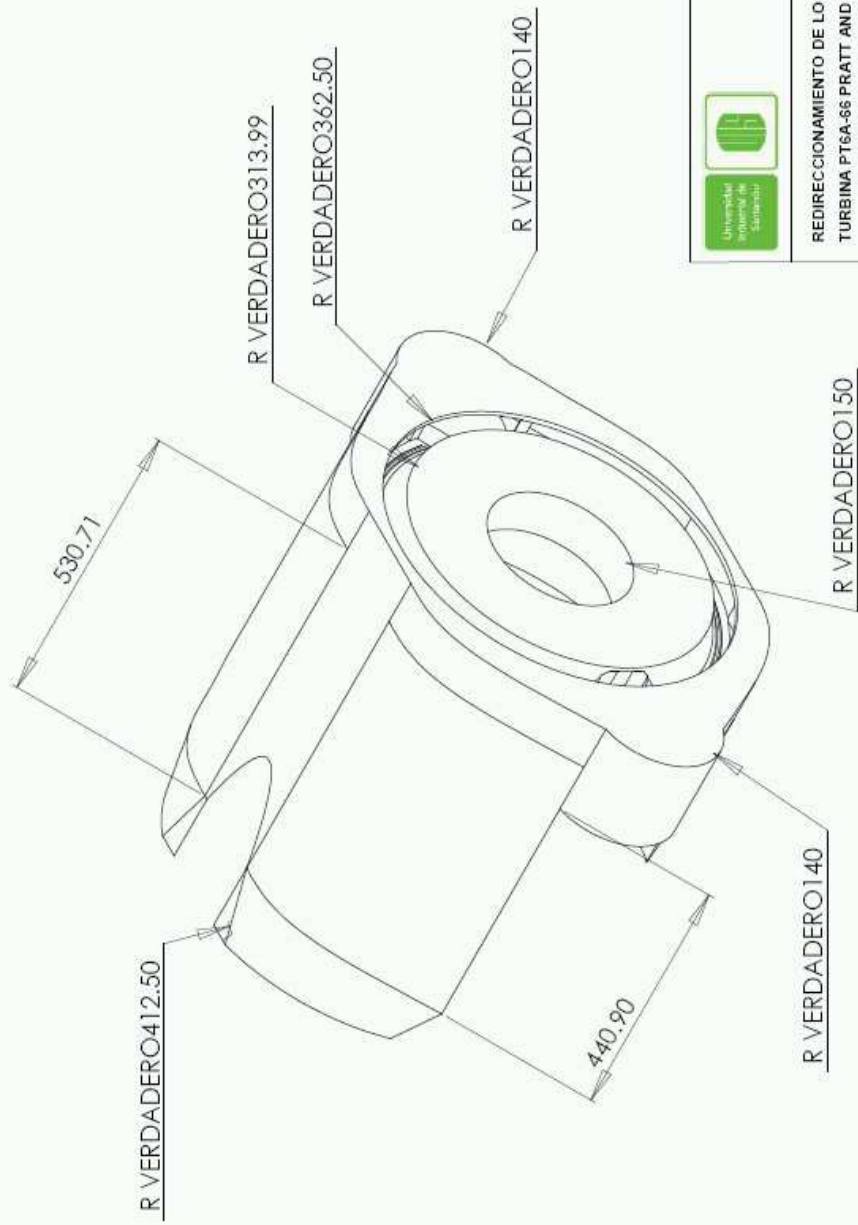
Hernan Ricardo Llorente Ruiz - 1992840

Vista lateral colector

SCA:EL129

SHEET 1 OF 1

A4

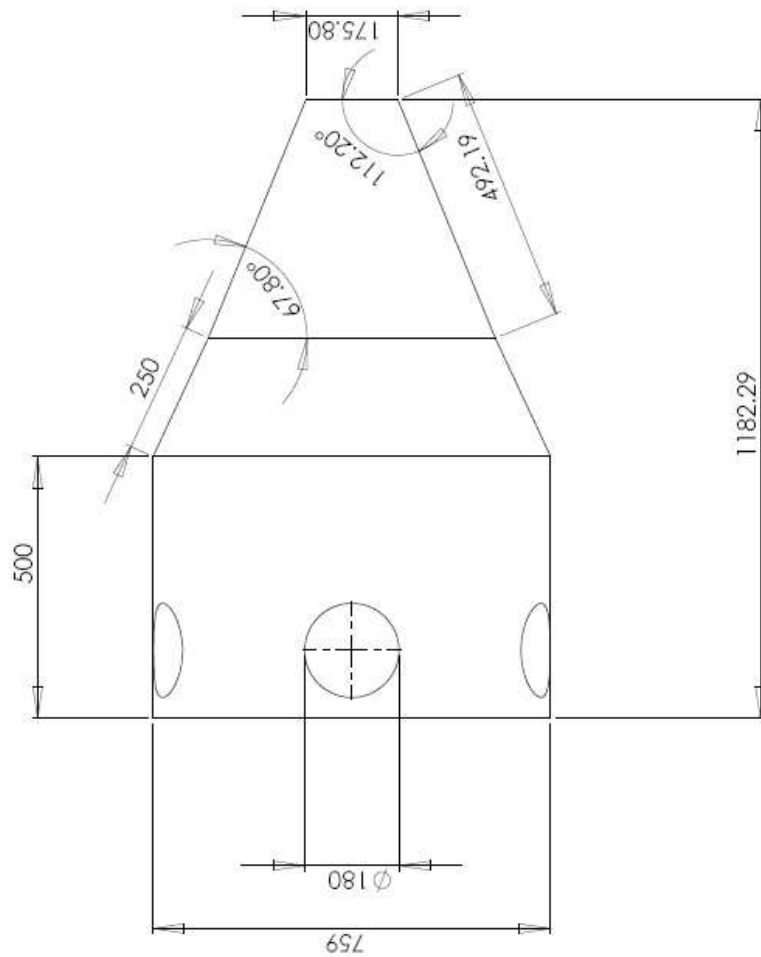


REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE DE UNA TURBINA PT6A-66 PRATT AND WHITNEY PARA APROVECHAR SU EMPUJE EN EL AVION P-180 PIAGGIO AVANTI.

Hernan Ricardo Llorente Ruiz - 1992840

vista isometrica colector

SCALE: 1:20 SHEET 1 OF 1



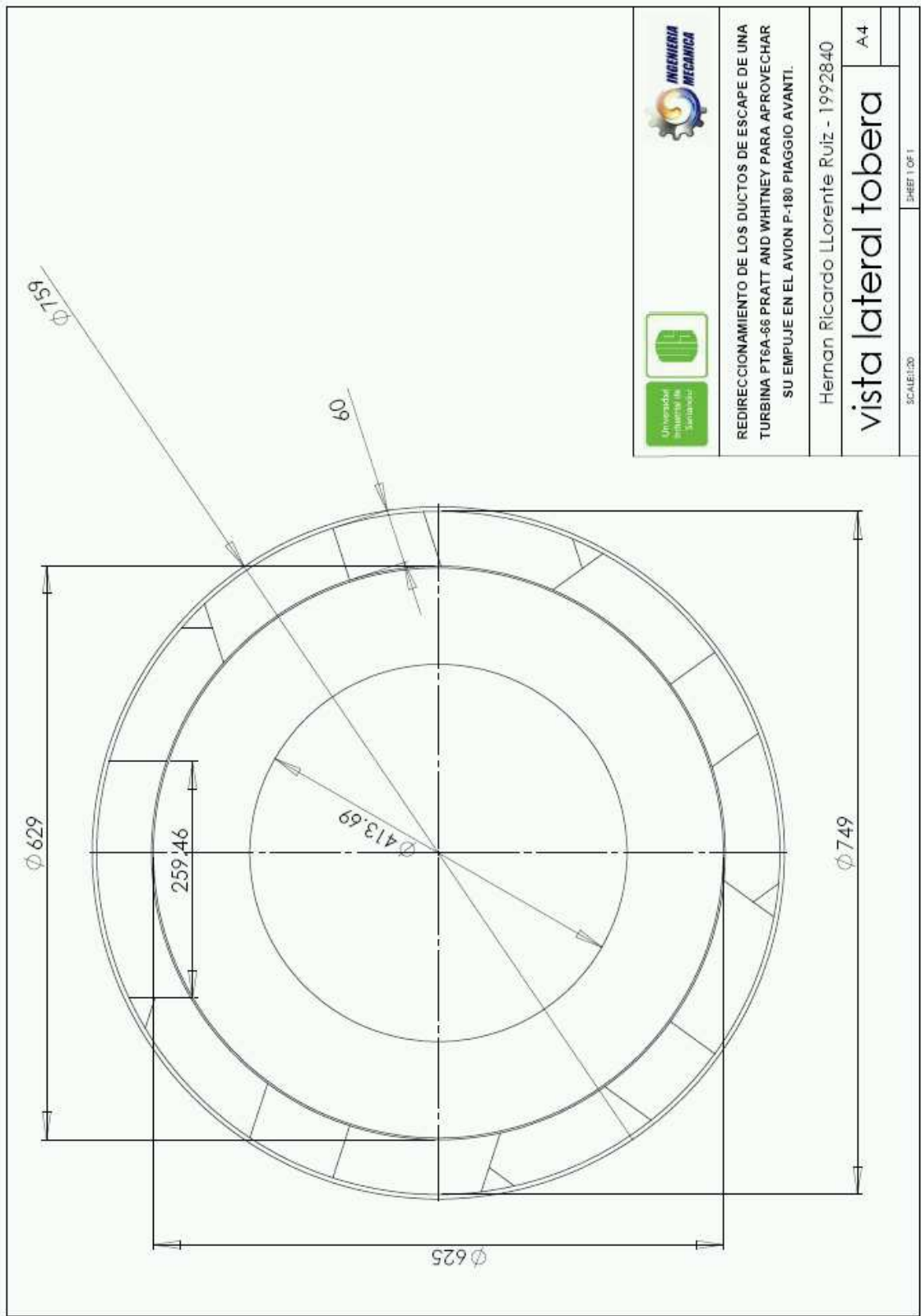
REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE DE UNA
TURBINA PT6A-66 PRATT AND WHITNEY PARA APROVECHAR
SU EMPUJE EN EL AVION P-180 PIAGGIO AVANTI.

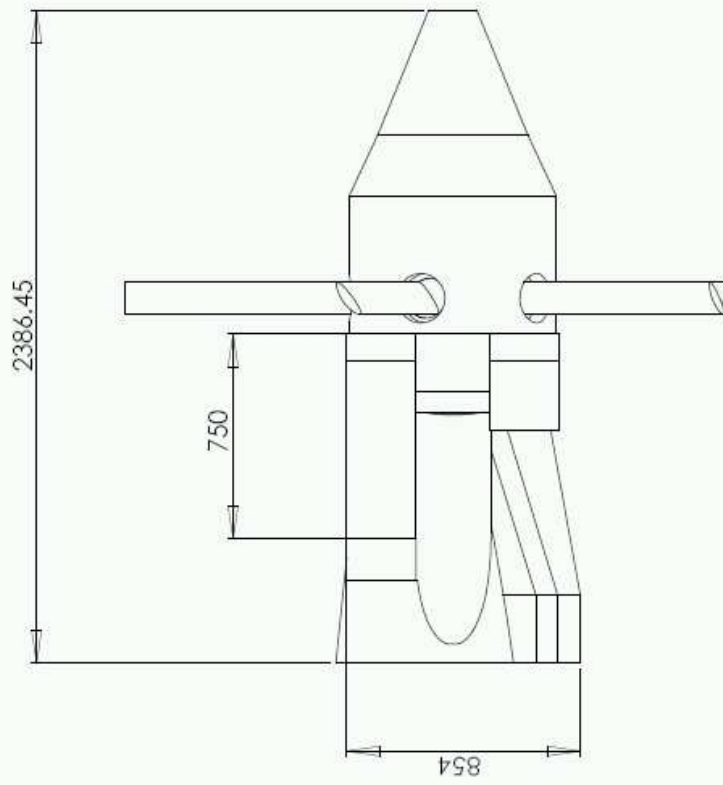
Hernan Ricardo Llorente Ruiz - 1992840

vista superior tobera

SCALE: 1:20 SHEET 1 OF 1

A4





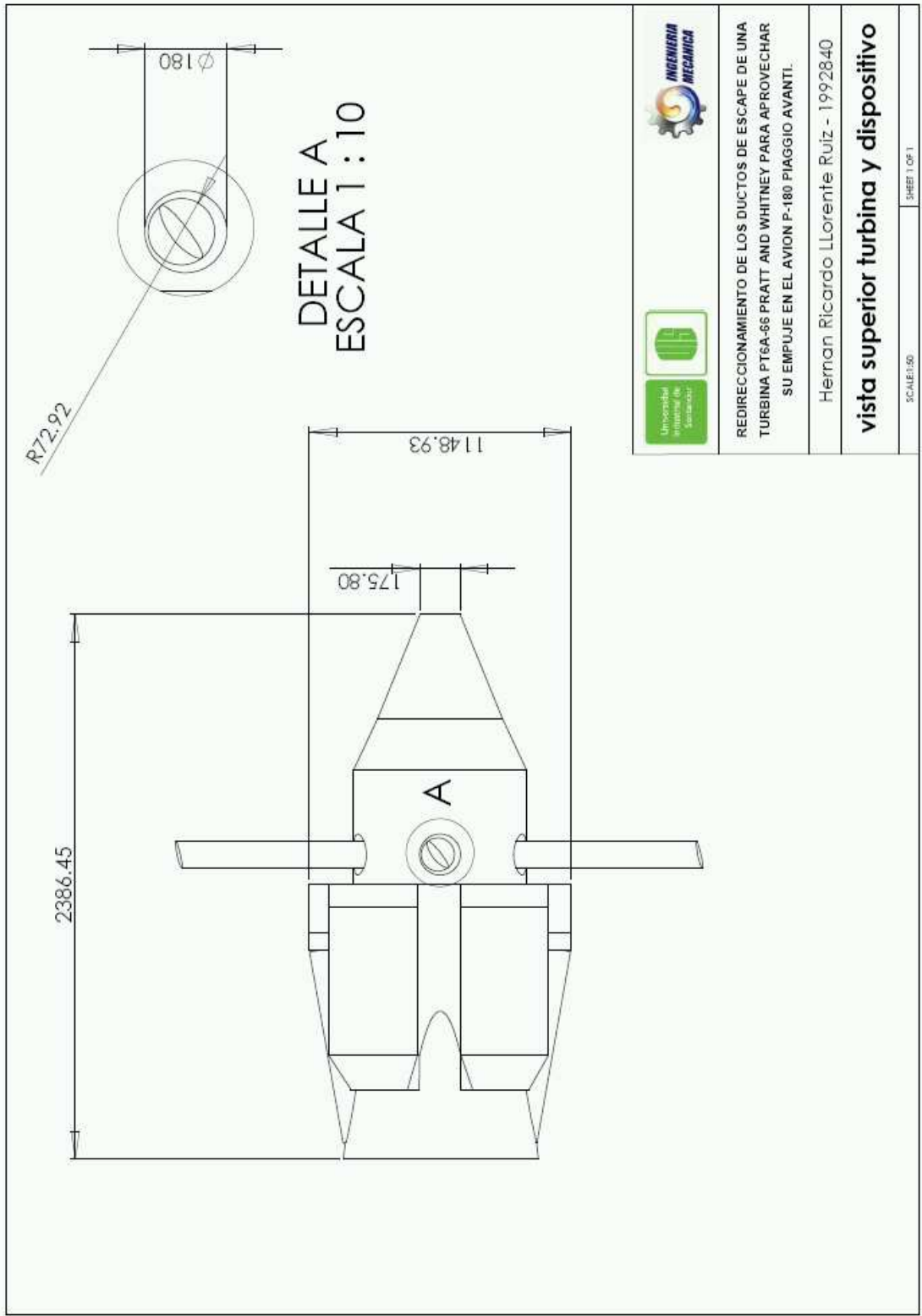
REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE DE UNA TURBINA PT6A-68 PRATT AND WHITNEY PARA APROVECHAR SU EMPUJE EN EL AVION P-180 PIAGGIO AVANTI.

Hernan Ricardo Llorente Ruiz - 1992840

vista lateral turbina y dispositivo

SCALE:50

SHEET 1 OF 1



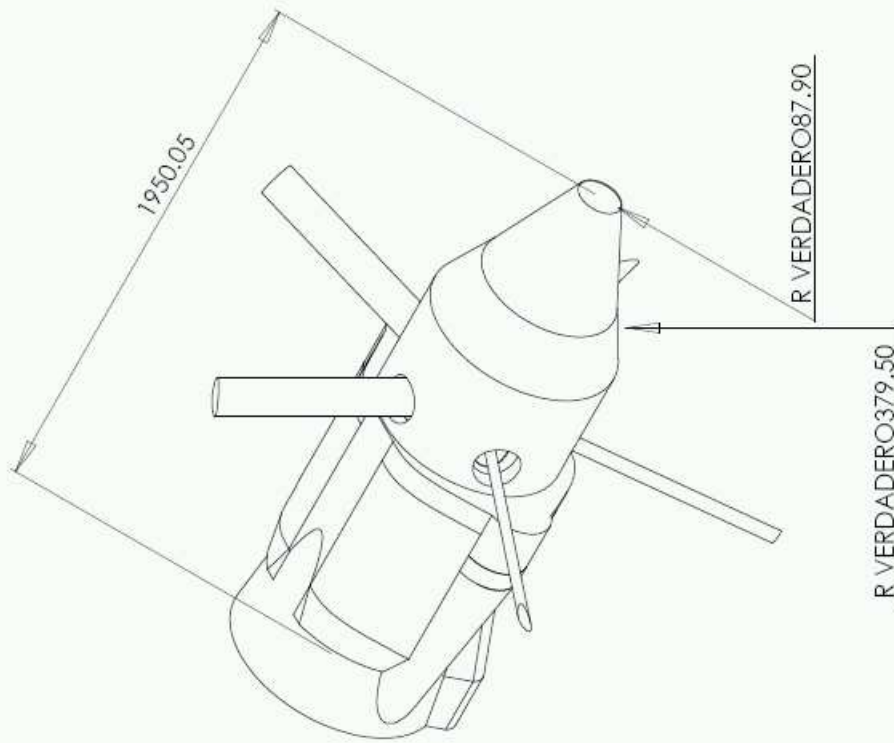
REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE DE UNA
TURBINA PT6A-86 PRATT AND WHITNEY PARA APROVECHAR
SU EMPUJE EN EL AVION P-180 PIAGGIO AVANTI.

Hernan Ricardo Llorente Ruiz - 1992840

vista superior turbina y dispositivo

SCHEM.50

SHEET 1 OF 1



REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE DE UNA
TURBINA PT6A-66 PRATT AND WHITNEY PARA APROVECHAR
SU EMPUJE EN EL AVION P-180 PIAGGIO AVANTI.

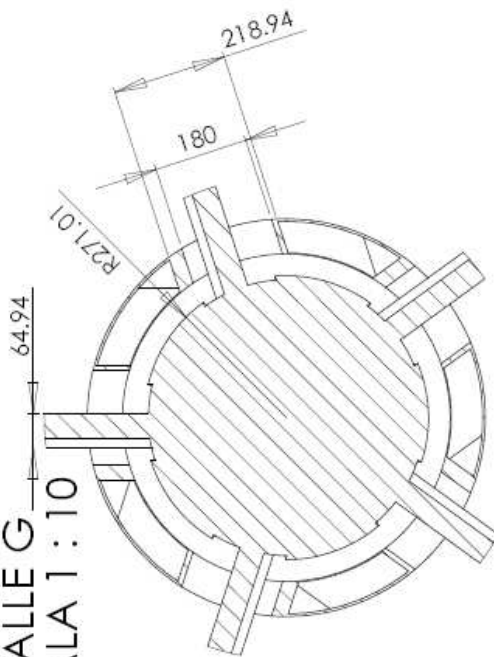
Hernan Ricardo Llorente Ruiz - 1992840

vista isométrica turbina y dispositivo

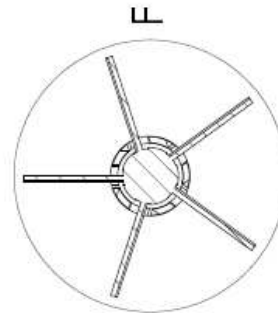
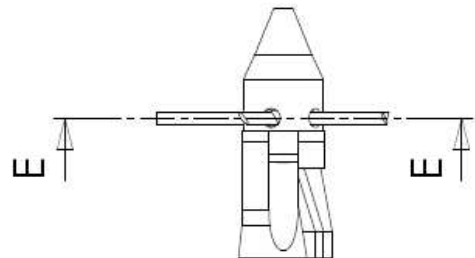
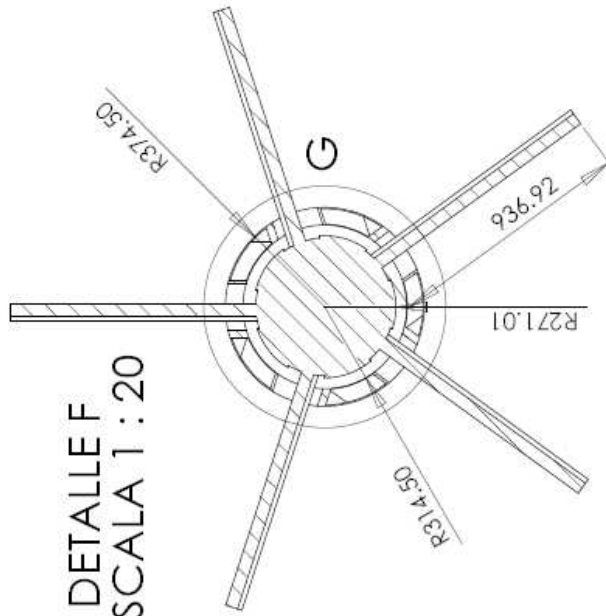
SCALE:1:50

SHEET 1 OF 1

DETALLE G
ESCALA 1 : 10



DETALLE F
ESCALA 1 : 20



SECCIÓN E-E



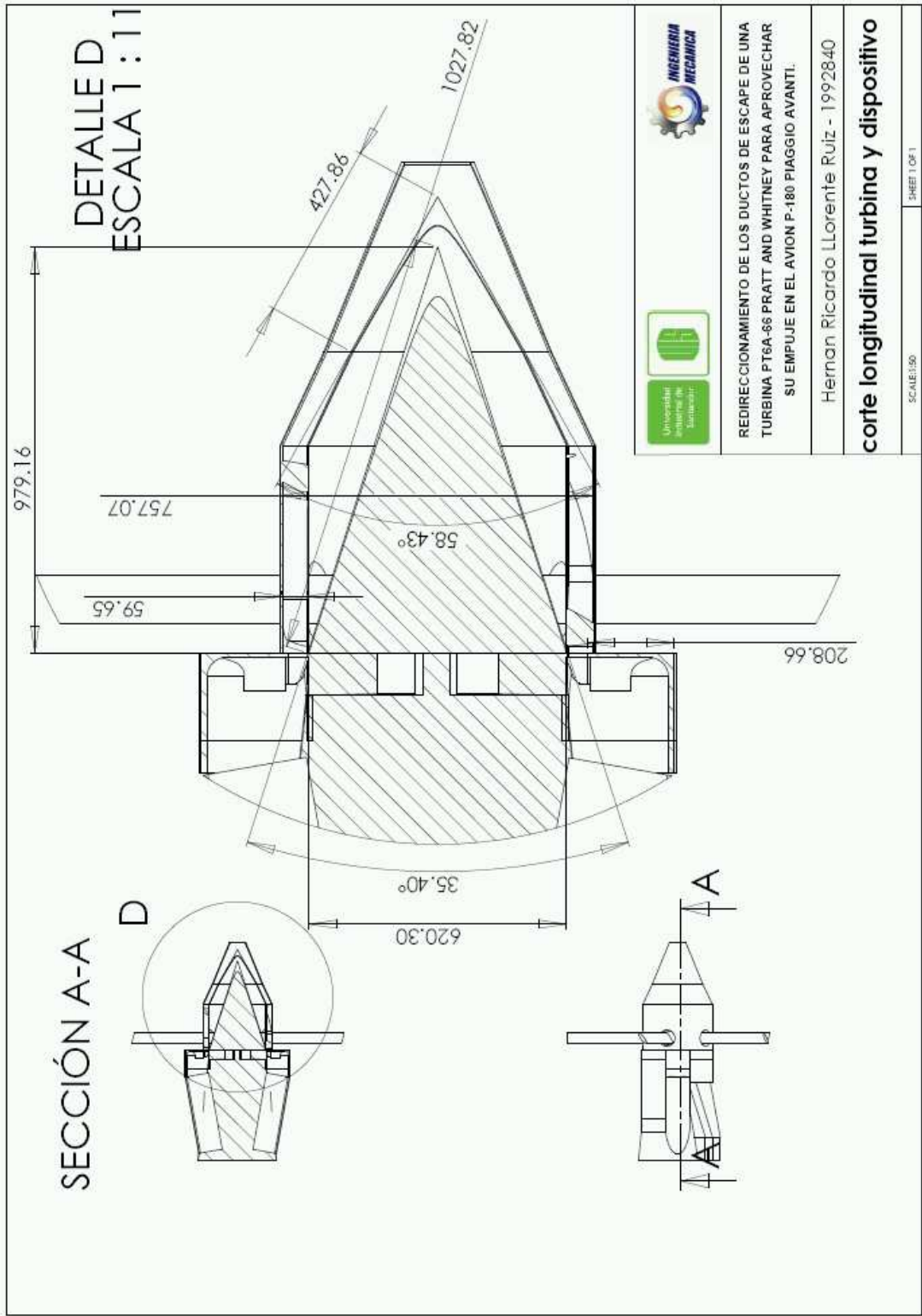
REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE DE UNA
TURBINA PT6A-66 PRATT AND WHITNEY PARA APROVECHAR
SU EMPUJE EN EL AVION P-180 PIAGGIO AVANTI.

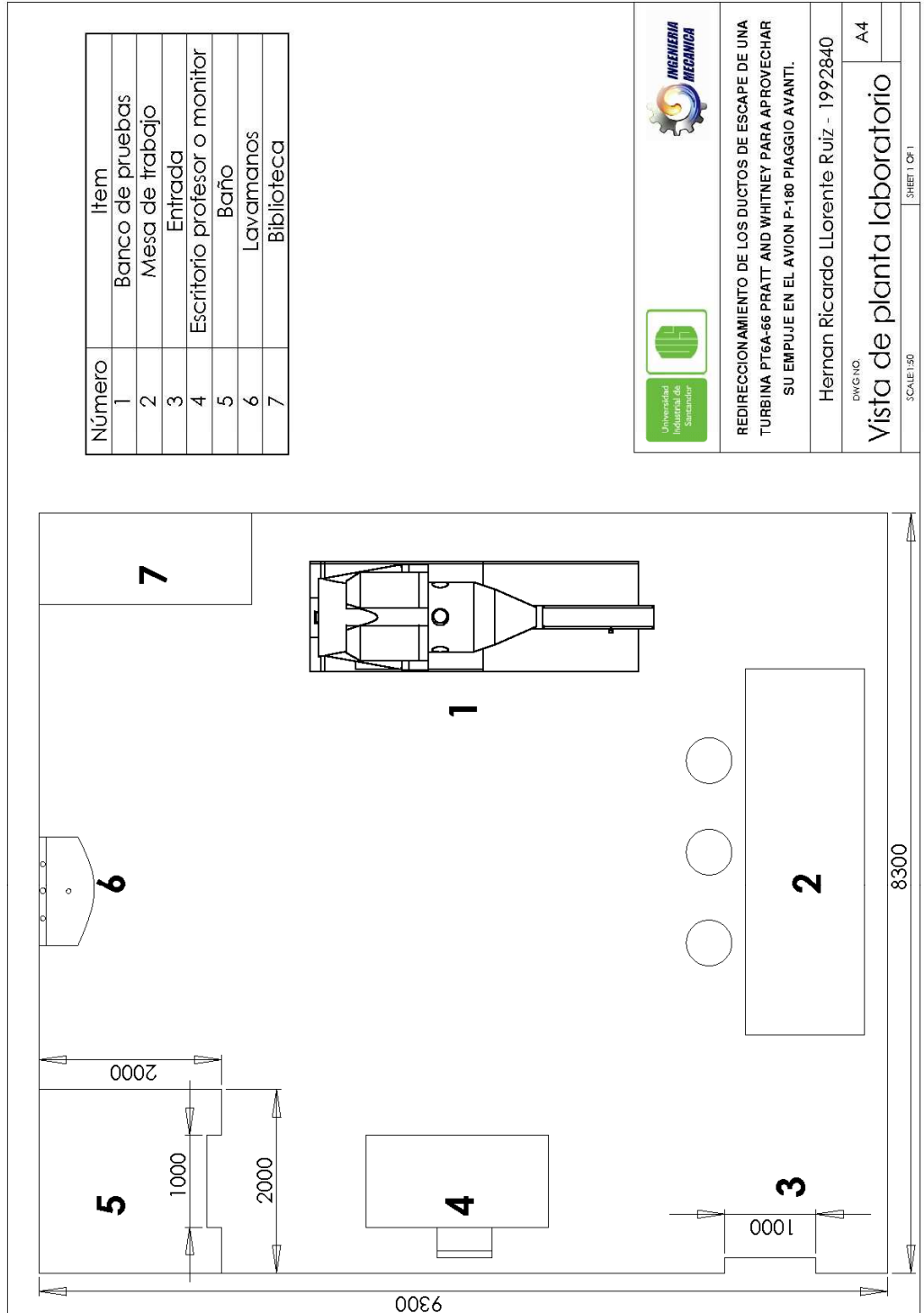
Hernan Ricardo Llorente Ruiz - 1992840

corte transversal turbina y dispositivo

SCALE:1:50

SHEET 1 OF 1





Número	Item
1	Banco de pruebas
2	Mesa de trabajo
3	Entrada
4	Escritorio profesor o monitor
5	Baño
6	Lavamanos
7	Biblioteca



REDIRECCIONAMIENTO DE LOS DUCTOS DE ESCAPE DE UNA TURBINA PT6A-66 PRATT AND WHITNEY PARA APROVECHAR SU EMPUJE EN EL AVION P-180 PIAGGIO AVANTI.

Hernán Ricardo Llorente Ruiz - 1992840

DWG NO: A4

Vista de planta laboratorio

SCALE: 1:50 SHEET 1 OF 1