

METODOLOGÍA DE DISEÑO DE UNA TURBINA RADIAL
PARA UNA MICRO-TURBINA

JUAN SEBASTIÁN HERNÁNDEZ RÍOS
JUAN DAVID GARZÓN BARBOSA

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE AERONÁUTICA
BOGOTÁ, D.C.
2006

METODOLOGÍA DE DISEÑO DE UNA TURBINA RADIAL
PARA UNA MICROTURBINA

JUAN SEBASTIÁN HERNANDEZ RÍOS
JUAN DAVID GARZÓN BARBOSA

Trabajo de Grado para optar al Título de
Ingeniero Aeronáutico

Director
ARNOLD ESCOBAR GARZÓN
Ingeniero. Aeronáutico.

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE AERONÁUTICA
BOGOTÁ, D.C.
2006

Nota de aceptación:

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Firma asesor metodológico

Bogotá, D.C. Mayo 31 de 2006

TABLA DE CONTENIDO.

INTRODUCCIÓN

	Pág.
1. Planteamiento del problema.	3
1.1.1.1 Antecedentes.	3
1.1.2 Reseña histórica.	3
1.1.2.1 Monomotor.	3
1.1.2.2 Primer rotor enfriado internamente.	7
1.1.2.3 Rotor de presiona isostático caliente, consolidado.	12
1.1.2.4 Turbina radial de la nasa.	15
1.1.2.5 Enfriamiento.	17
1.1.2.6 Consideraciones del funcionamiento aerodinámico.	20
1.1.2.7 Contorno del hub.	24
1.2 Transferencia de calor y análisis estructurales.	28
1.2.1.1 Consideraciones del enfriamiento.	28
1.2.1.2 Flujo caliente de la superficie.	31
1.2.1.3 Convection lateral caliente.	33
1.2.2.2 Convection lateral del líquido refrigerador.	36
1.2.1.4 Análisis mecánico del rotor.	41
1.2.2 Descripción y formulación del problema.	42
1.2.2.1 Descripción.	42
1.2.3 Formulación del problema.	42
1.3 Justificación.	43
1.4 Objetivos.	44
1.4.1 Objetivo general.	44
1.4.2 Objetivos específicos.	44

1.5	Alcances y limitaciones	44
1.5.1	Alcances.	44
1.5.2	Limitaciones.	45
2.	Marco teórico.	46
2.1	Estator de turbina.	46
2.2	Rotor de turbina.	47
2.2.1	Discos de turbina axial.	47
2.2.2	Disco de turbina radial.	48
2.3	Turbina de flujo radial VS turbina de flujo axial.	48
2.3.1	Ventajas del flujo de la turbina axial	48
2.3.2	Ventajas del flujo de la turbina radial.	49
3.	Metodología.	51
3.1	Diseño del estator.	51
3.6.1	Trazo de los alabes del estator.	56
3.6.2	Numero de alabes del estator.	57
3.6.3	Dimensiones finales del estator.	58
4.	Cálculos termogasodinamicos.	60
4.1	Cálculos iniciales.	60
4.1.1	Eficiencia poli trópica.	61
4.1.2	Secciones de la turbina.	62
4.1.3	Rangos de operación.	63
4.1.4	Parámetro de flujo de masa.	67
4.1.5	Área anular.	68
4.1.6	Altura del alabe ala entrada del rotor.	71
4.1.7	Calculo termogasodinamicos para la salida del rotor.	73
4.1.8	Parámetros de flujo de masa para la estación 2.	75
4.1.9	Área anular en la estación 2.	76
4.1.10	Calculo del ángulo de salida del rotor.	80
4.1.11	Triangulo de velocidades.	82

4.1.12	Trabajo específico.	82
4.1.13	Diagrama T-s de la turbina radial.	84
4.1.14	Velocidad específica.	85
4.1.15	Características de eficiencia.	87
4.1.16	Relación de diámetros.	91
4.1.17	Conceptos de aerodinámica del perfil.	94
4.1.18	Conceptos trigonométricos.	95
4.2	Mapa de la turbina ideal.	96
5.	Pérdidas.	98
5.1	Geometría para eficiencia máxima.	98
5.1.1	Pérdidas calculadas.	98
5.1.2	Consideraciones de las pérdidas totales de la turbina.	98
5.1.2.1	Factor de deslizamiento.	102
5.1.3	Numero de alabes del rotor.	103
5.1.4	Pérdidas en el estator.	108
5.1.5	Pérdidas debido al clearance.	109
5.1.6	Pérdidas debido al windage.	111
5.1.7	Pérdidas en la salida del rotor.	113
5.1.7.1	Pérdida de energía cinética en el estator.	116
5.1.7.2	Pérdida de energía cinética en el rotor.	117
5.1.8	Variación de pérdida interna.	119
5.2	Efecto de la compresibilidad.	120
5.2.1	Peso del flujo.	122
5.3	Efecto del difusor de salida.	124
5.3.1	Pérdida de salida.	126
5.4	Eficiencia general.	126
5.4.1	Ítems de pérdida de eficiencia.	126
6.	Condiciones de estado de salida y geometría.	128
7.	Fuerzas axiales y radiales en el rodete.	129

7.1	Fuerza axial.	129
7.2	Fuerza radial.	132
7.3	Análisis estructural soportado en el software (ANSYS)	134
8.	Datos geométricos finales de la turbina.	138
8.1	Datos geométricos finales del estator.	138
8.2	Datos geométricos finales del rotor.	138
9.	Aplicación de los resultados.	140
9.1	Construcción del esquema.	140
9.1.1	Procedimiento.	140
9.1.1.1	Construcción del esquema gráfico del rotor.	140
9.1.1.1.1	Vista frontal.	140
9.1.1.1.2	Vista lateral.	148
9.1.1.1.3	Vista superior.	152
10.	Comentarios finales.	153
11.	Recomendaciones.	154
	Conclusiones	155
	Apéndices	158
	Bibliografía	168

TABLA CONTENIDO DE GRAFICAS.

- Grafica 1. Geometría del monorotor.
- Grafica 2. Ensamblaje del monorotor.
- Grafica 3. Distribución de temperatura en el monorotor.
- Grafica 4. Esfuerzos en el disco.
- Grafica 5. Configuración de enfriamiento en el vane.
- Grafica 6. Configuración de la turbina de enfriamiento.
- Grafica 7. Rotor terminado.
- Grafica 8. Configuración de enfriamiento en el rotor.
- Grafica 9. Configuración de enfriamiento de turbina de la nasa.
- Grafica 10. Eficiencia Vs porcentaje de diseño.
- Grafica 11. Medida de variación de la eficiencia respecto al numero de alabes del rotor.
- Grafica 12. Diferentes contornos del hub para mejorar la difusión del gas en el alabe del rotor.
- Grafica 13. Cambios en la velocidad de superficie del hub debido al contorno de hub.
- Grafica 14. Patrones aerodinámicos relativos de dos flujos en el alabe del rotor.
- Grafica 15. Variación de la temperatura del gas a lo largo de la envergadura del alabe.
- Grafica 16. Temperatura del fluido cerca a la superficie.
- Grafica 17. Métodos de enfriamiento.
- Grafica 18. Combinación de los diferentes métodos de enfriamiento.
- Grafica 19. Capa de enfriamiento efectiva para la ranura del alabe.
- Grafica 20. Configuración para un alabe enfriado diseñado por la nasa.
- Grafica 21. Condiciones de la capa del rotor externa e interna.
- Grafica 22. Vectores de velocidad del aire de enfriamiento.
- Grafica 23. Modelo de elementos finitos para cálculos estructurales.

- Grafica 24. Estator de turbina axial y radial.
- Grafica 25. Rueda de turbina axial.
- Grafica 26. Rueda de turbina centrípeta.
- Grafica 27. Variación del ángulo de salida del estator correspondiente a la máxima eficiencia estática respecto a la velocidad específica.
- Grafica 28. Estator de turbina radial de 21 alabes.
- Grafica 29. Distribución de presiones en la turbina.
- Grafica 30. Diámetros del estator.
- Grafica 31. Geometría principal del difusor.
- Grafica 32. Trazado de los albes del difusor.
- Grafica 33. Matriz polar de los alabes.
- Grafica 34. Eficiencia politrópica de la turbina.
- Grafica 35. Secciones de la turbina radial.
- Grafica 36. Triángulo de velocidades a la entrada del rotor.
- Grafica 37. Área anular a la entrada del rotor.
- Grafica 38. Altura del alabe del rotor en la estación 1.
- Grafica 39. Efecto de la velocidad específica en la altura del alabe del estator para una máxima eficiencia estática.
- Grafica 40. Velocidad radial a la salida del estator.
- Grafica 41. Área anular a la salida del rotor.
- Grafica 42. Diagrama de velocidades de la entrada y salida del rotor.
- Grafica 43. Diagrama T-s de la turbina.
- Grafica 44. Rendimiento para un ángulo de salida del estator a 70° .
- Grafica 45. Cálculo del rendimiento respecto al ángulo de salida del estator.
- Grafica 46. Efecto de la velocidad específica correspondiente al máximo de eficiencia estática en el tip del alabe.
- Grafica 47. Diámetros en el diseño de la vista lateral derecha.
- Grafica 48. Conceptos de diseño del alabe de un rotor.
- Grafica 49. Mapa de la turbina ideal.

- Grafica 50. Corte de la turbina radial.
- Grafica 51. Velocidad óptima del tipo del alabe como una función del trabajo en la etapa y del número de alabes en el rotor.
- Grafica 52. Variación en la relación de velocidad del alabe correspondiente a la máxima eficiencia estática con respecto a la velocidad específica.
- Grafica 53. Ángulo de salida del estator a 70° .
- Grafica 54. Distribuciones de pérdida a lo largo de la curva de máxima eficiencia estática.
- Grafica 55. Efecto de la velocidad específica y relación de presión en la turbina en tres velocidades.
- Grafica 56. Efectos de la relación de velocidad del alabe axial y velocidad crítica respecto a la velocidad específica y la relación de diámetro altura del alabe.
- Grafica 57. Efecto que tiene el difusor de salida sobre toda la configuración de la turbina radial.
- Grafica 58. Distribución de las fuerzas a lo largo del alabe.
- Grafica 59. Resultados del análisis estructural del rotor del lado de succión.
- Grafica 60. Resultados del análisis estructural del rotor del lado de presión.
- Grafica 61. Vista frontal de los radios básicos de diseño del rotor de turbina.

LISTA DE TABLAS Y ANEXOS

	PAG
TABLA 1: efecto del ancho del alabe en la reacción a la entrada del rotor.	22
TABLA 2: Ángulos de salida del estator	81
TABLA 3: Parámetros termo-gasodinámicos necesarios para hallar el parámetro de flujo de masa	163
TABLA 4: Operación de la turbina bajo diferentes condiciones de cambios térmicos y dinámica de gases	163
ANEXO A: planos de diseño de la turbina radial (no de construcción)	

RAE
FACULTAD DE INGENIERIA
PROGRAMA INGENIERIA AERONAUTICA

Título: Metodología de diseño de una turbina radial para micro-turbinas

Autores: Juan Sebastián Hernández Ríos
Juan David Garzón Barbosa.

Lugar: Universidad De San Buenaventura. Sede, Bogota

Año: 2006. **Paginas:** 171. **Anexos:** 2. **Graficas:** 72. **Tablas:** 5

Palabras claves: Turbina radial, Estator de turbina, Pérdidas, Disco de turbina, Diseño, Temperatura, alabe.

Formulación y descripción del problema: Durante el diseño y la construcción de la micro turbina desarrollada en la Universidad de San Buenaventura, se arrojaron muy buenos resultados en cuanto a funcionamiento. Esto dejo muchas puertas abiertas a la investigación lo cual es motivo para seguir adelante con este proyecto.

Por esta razón se decidió separar la turbina en etapas y empezar con el estudio de la turbina, en la cual se encontró el mayor problema a resolver, es muy difícil mantener un tip clearance apto para la operación, además el diseño y el proceso de construcción de los alabes deben ser adecuados. Por lo tanto se entra a estudiar otros parámetros tales como temperatura, velocidad, presión y densidad, además de características en: material y forma, lo que en sí, es su configuración para el mejoramiento del rendimiento del motor luego de esto, se debe validar su diseño con un software de análisis de estructuras.

Línea de investigación: Tecnologías actuales y sociedad. En el diseño de plantas motrices según las líneas establecidas por la dirección del programa de ingeniería aeronáutica.

Fuentes: documentación relacionada con el desarrollo y diseño de turbinas a reacción, especialmente en la sección de turbina, y enfocado a las turbinas radiales.

Contenido: este documento contiene lo necesario para diseñar y analizar una sección de turbina radial, para un motor a reacción de bajo flujo masico

Metodología: la metodología usada, fue especialmente enfocada en el paso a paso de diseño, al mismo tiempo que se analizaba el por que, de los parámetros que se debían usar. Todo esto se baso en un análisis de las graficas de eficiencia y diseño geométrico, con las que se documento el proyecto

Instrumentos: se uso análisis de estructuras por elementos finitos, apoyándose en el software de análisis estructural ANSIS.

Logros: al final del documento el diseñador estará capacitado para obtener una turbina radial con una máxima eficiencia de operación, para sus propias necesidades

Conclusiones: Como se verá en el documento se logró obtener las velocidades óptimas de operación así como la geometría para una máxima eficiencia. Esto acompañado de un análisis estructural computarizado y de las tablas que sugieren unos parámetros para la operación de la turbina radial, donde no se comprometan sus resistencias estructurales así como, el asegurar pocas perdidas por los diferentes factores que afectan la turbina radial.

GLOSARIO

- **SIMBOLOS**

- a Aspect ratio del alabe $\frac{h}{c}$
- C Cuerda del alabe, ft; m
- C_p Calor específico, $\frac{Btu}{lb \times R^\circ}$; $\frac{J}{kg \times K^\circ}$
- c Clearance de la cuerda del alabe, ft; m
- D Diámetro, ft; m
- E Factor de energía.
- e three dimensional blade row loss ratio
- g Constante gravitacional $32.17 \frac{ft}{sec}$
- H Presión total basada en el trabajo específico isentrópico, $\frac{ft-lb}{lb}$; $\frac{J}{Kg}$
- h Alturas del pasaje, ft; m
- Δh Trabajo específico de la turbina $\frac{btu}{lb}$; $\frac{J}{kg}$
- Δh_{id} Trabajo ideal de la turbina basado en la presión total de entrada y la salida de presión estática $\frac{Btu}{lb}$; $\frac{J}{kg}$
- Δh_y Trabajo específico de la turbina (no corregida por pérdidas de windage y clearance $\frac{Btu}{lb}$; $\frac{J}{kg}$
- J Relación de trabajo caliente, $\frac{ft-lb}{Btu}$
- KE Energía cinética, $\frac{Btu}{lb}$; $\frac{J}{kg}$

L	Pérdidas, $\frac{Btu}{lb}$; $\frac{J}{kg}$
l	Longitud del camber del alabe, ft; m
N	Velocidad rotativa, rpm
N _s	Velocidad específica
n	Numero de alabes en el rotor
p	Presión $\frac{lb}{ft^2}$ abs; $\frac{N}{cm^2}$ abs
Q	Relación de volumen de flujo $\frac{ft^3}{sec}$; $\frac{m^3}{sec}$
R	Constante del gas $\frac{ft-lb}{lb \times R^\circ}$; $\frac{J}{Kg \times K^\circ}$
Re	Numero Reynolds $\frac{w}{\mu r_t}$
r	Radio, ft; m
s	average rotor blade spacing ft; m
T	Temperatura, R°,K°
t	blade thickness at trailing edge ft; m
u	Velocidad del alabe $\frac{ft}{sec}$; $\frac{m}{sec}$
V	Velocidad del gas absoluto $\frac{ft}{sec}$; $\frac{m}{sec}$
V _{cr}	Velocidad critica local $\frac{ft}{sec}$; $\frac{m}{sec}$
V _j	Velocidad ideal jet correspondiente a la total relación de presión estática $\frac{ft}{sec}$; $\frac{m}{sec}$
W	Velocidad relativa del gas $\frac{ft}{sec}$; $\frac{m}{sec}$
w	Flujo de masa $\frac{lb}{sec}$; $\frac{kg}{sec}$

α	Angulo de flujo absoluto del gas.
β	Angulo de flujo relativo del gas.
γ	relación de calor específico, 1.33
δ_{tot}	total displacement thickness, ft; m
η	Eficiencia
Θ_{tot}	total momentum thickness, ft; m
μ	Viscosidad dinámica $\frac{lb}{ft \times sec}$; $\frac{N}{sec \times m^2}$
v	Relación de velocidad del alabe jet
ρ	Densidad del gas $\frac{lb}{ft^3}$; $\frac{kg}{m^3}$
σ	blade row solidity, $\frac{C}{s}$
ω	Velocidad angular, $\frac{rad}{sec}$
Un	Numero nusslet
HIP	Presión isoestática caliente
°F	Grados Fahrenheit
°C	grados centígrados
°K	Grados kelvin
Kg	Kilogramos
J	Julios
Seg	Segundos
U_{tip}	Velocidad del alabe inducido
V_{jet}	Velocidad de flujo inducido de entrada a la salida
Inch	Pulgadas
Cm	Centímetros
T_{aw}	temperatura adiabática en la pared
R	factor de recuperación

Pr	Número prandlt
V_{fs}	Velocidad del fluido en la superficie del alabe
h_g	Coefficiente de transferencia de calor
T_{wo}	Temperatura en la superficie del alabe
E_f	Efectividad del film
T_f	Temperatura del film
T_c	Temperatura fría en la eyección
Re_d	numero Reynols basado en el diámetro del leading edge del alabe
h_c	Coefficiente de transferencia de calor en el líquido refrigerador
T_{wi}	Temperatura del lado frío de la pared
$D_{2,m}$	Diámetro promedio de salida.

• **ABREVIACIONES**

C	Clearance
cr	Crítico
E	Salida
h	hub
id	Isentrópico ideal
m	Promedio
R	Rotor
S	Estator
st	Etapa
T	Turbina
t	tip
u	Circunferencial
W	windage
0	Entrada al estator de la turbina

1 Salida del estator y entrada del rotor

2 Salida de la turbina

- superscript

' total stagnation

INTRODUCCIÓN

Pequeñas turbinas de flujo radial son adaptables a una gran variedad de aplicaciones en aviones, vehículos espaciales y otros sistemas donde son requeridas fuentes de energía compacta. Las turbinas de este tipo tienen numerosas Características deseables, tales como una alta eficiencia, fácil fabricación y una estructura muy resistente. Como la forma de una turbina radial varía considerablemente para adaptarse a las diferentes aplicaciones, es necesario hacer una correlación entre las diferentes Características de diseño y las pérdidas de la turbina para llegar a seleccionar las Características de diseño óptimas en cada problema de diseño dado.

Gracias a los avances de investigación y tecnología de la Universidad de San Buenaventura por desarrollar nuevos proyectos como lo es la microturbina desarrollado por ingenieros aeronáuticos del Programa de Ingeniería Aeronáutica, con la construcción de la micro-turbina se obtuvieron los resultados esperados, sin embargo, para continuar con los estos avances se hace necesario investigar sobre otras alternativas de configuración de los motores a reacción. Para esto se pensó en investigar y diseñar nuevas formas de la sección de turbina que incumbe al grupo de trabajo y de la cual se puede sacar mucho material de trabajo. Entonces pensando en innovar al mismo tiempo que investigar, se decidió, como proyecto de grado hacer un diseño metodológico de una turbina radial para una micro-turbina. Este tema no se le ha dado la importancia que requiere en el mundo, y las pocas investigaciones que se podrían encontrar, arrojan resultados que demuestran características que en turbinas axiales no encontramos y que a su vez son de extrema importancia al momento de diseñar un motor a reacción. Estas ventajas que se han encontrado tiene que ver con características como son: construcción compacta, volumen reducido, gran seguridad, fácil montaje, débil consumo de corriente, pocas vibraciones, también se puede encontrar ventajas en

resistencia a las altas temperaturas y se ha pensado pueden dar un rendimiento mas elevado que una turbina axial, todo esto se entro a investigar en este proyecto de grado además de otros factores que afectan a una turbina radial.

Lo que se pretende es hacer un diseño detallado de una turbina radial teniendo en cuenta todos lo factores que la afectan y utilizando los parámetros dados por la micro-turbina ya diseñada en la Universidad De San Buenaventura, pero sin restringirse a estos, debido a que en el camino se puede hacer necesario cambiar estos parámetros para encontrar una mejor configuración de este tipo de turbina.

El objetivo es llegar el diseño aerodinámico más bajo mientras se acomodan los compromisos estructurales y geométricos necesarios que se requieren para lograr una compatibilidad entre los materiales que están sometidos a tensión y la temperatura.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

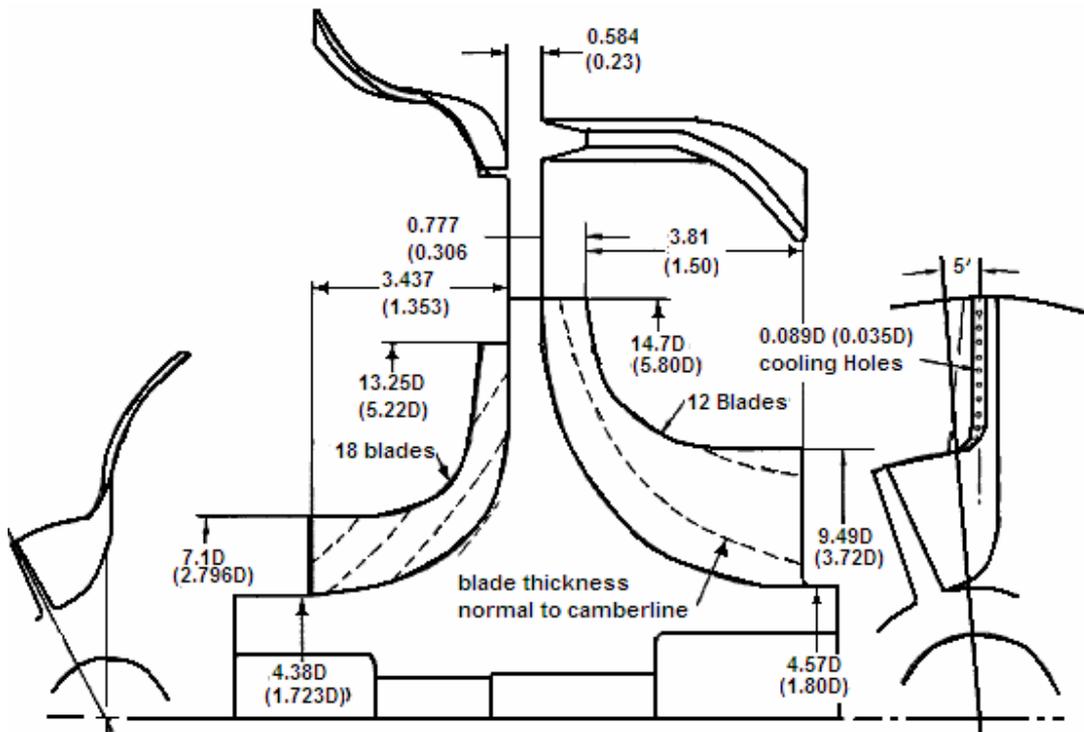
La primera investigación arroja muy buenos resultados en cuantos a parámetros de funcionamiento, con esta investigación por secciones, en la cual se trabajara la sección de turbina, se requiere reducir las perdidas que se dan en esta.

1.1 ANTECEDENTES

1.1.1 Reseña Histórica: A través de la historia de los motores a reacción se han diseñado nuevas formas de aprovechar la energía que se logra obtener a la salida de la cámara de combustión para esto se han hecho varios estudios y desarrollado programas que dan nuevas alternativas de aprovechamiento de la energía bajo unos estándares de confiabilidad y seguridad. El énfasis de estos programas esta en el fabricación del rotor. La mayoría de los esfuerzos culminan en demostraciones del hardware del rotor y se producen una cantidad importante de nueva tecnología de la fabricación. La investigación actual en esta área se dirige a mejorar el análisis y las herramientas de analíticas del traspaso térmico del gas caliente y de la parte fría. Estas herramientas analíticas serán igualmente útiles a todos los tipos de turbinas.

1.1.1.1 Monorotor: El monorotor era concebido como una manera de utilizar los componentes de bajo costo para funcionar en un motor de un ciclo a altas temperaturas. El monorotor radial, fue diseñado para funcionar en una temperatura a la entrada del rotor de 2200° F (1205°C) sin enfriamiento interno del rotor. El enfriamiento de la turbina debía ser logrado por la conducción directa del centrífugo del compresor el cual sirve como filtro de calor. El compresor y la turbina debían estar espalda a espalda, integralmente constituidos como una. véase la Figura 1.

Figura 1. Geometría de los monomotor



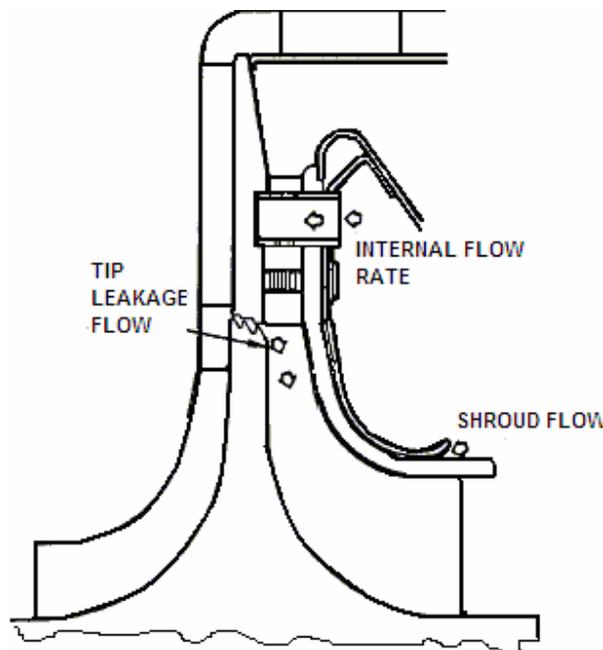
Fuente: radial turbine cooling. www.nasa.com

El enfriamiento suplementario de la turbina fue proporcionado por la salida controlada que fluía de la extremidad del compresor en la turbina y baja el disco del hub en la superficie. Esta película fría se demuestra en la figura 2.

El difusor del inyector y del compresor de turbina también fue integrado para formar un monoestator, el inyector de turbina caliente fue Enfriado por la conducción a los vanes de difusor así como flujo interno del choque. El aire de enfriamiento del estator fue expulsado en el borde de fuga/ posterior del vane.

El efecto de la calefacción del compresor fue estimado evaluando un ciclo simple de la turbina de gas que tenía un cociente de presión de 10:1 y un máximo constante de temperatura.

Figura. 2 Ensamblaje del Monorotor



Fuente: Radial turbine cooling. www.nasa.com

Fue estimado igualmente que el flujo de calor al compresor tendría el efecto de levantar los grados de temperatura a entrada del compresor a 14°F (8°C). Esto, alternadamente, reduciría la eficacia del proceso de la compresión en dos puntos y requeriría un aumento de 2.7 por ciento en la velocidad de la extremidad del compresor del rotor y así alcanzar el mismo cociente de la presión que un compresor sin calentar. También fue estimado que la salida de energía disminuyó por 3.2 por ciento y que el consumo específico de combustible del ciclo aumentó en 2.2 por ciento.

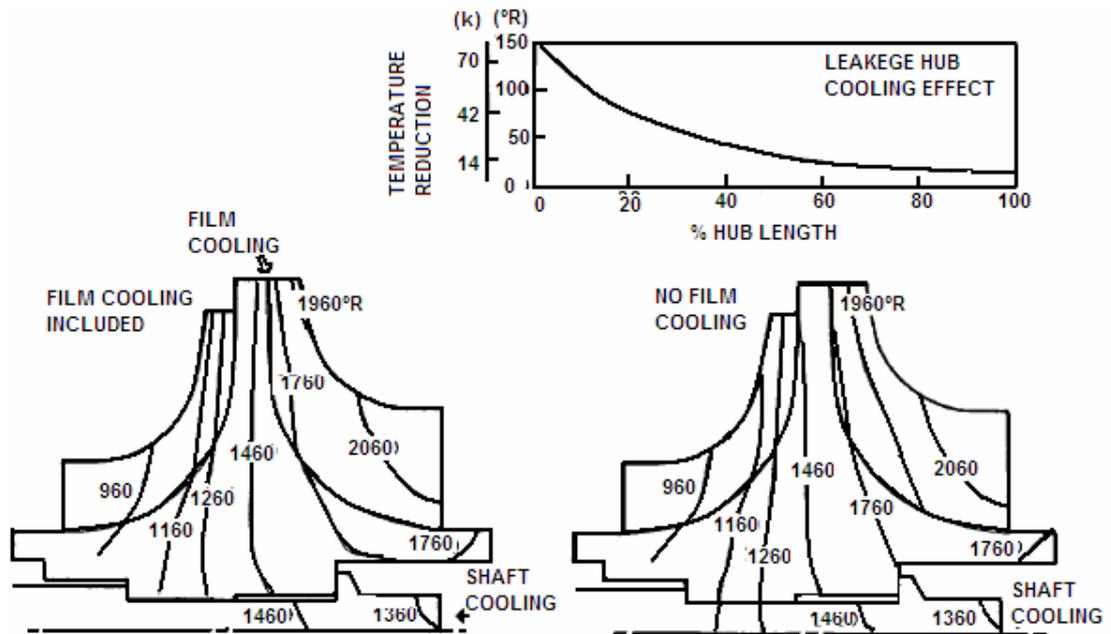
Los análisis térmicos y estructurales detallados del monorotor indicaron gradientes significativos de la temperatura y altas tensiones térmicas. La temperatura de los contornos del rotor, ambos con y sin la corriente fría, se demuestra en la figura 3.

Como era de esperarse, el enfriamiento es eficaz cerca al punto de la inyección, pero después se decae rápidamente. El alabe de la turbina en la región de la cubierta exducer demuestra una temperatura si varia, sin importar si la película fría

está presente o no. El grueso normal del alabe y el spanwise aumentaron para reforzar la conducción del calor al disco. Las tensiones del disco son dadas en la Figura 4.

Alrededor de las dos terceras partes de la tensión total es una tensión térmica causada por los gradientes de alta temperatura. La mayor tensión, la cual ocurre entre el disco y los álabes del compresor, fue causada por el disco caliente aplicado al esquirole que carga el álabe.

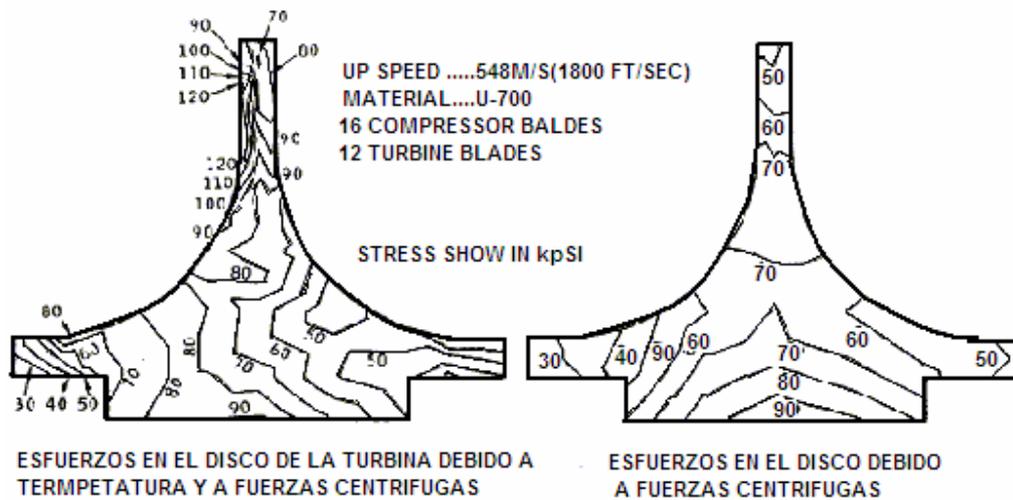
Figura 3. Distribución de la temperatura en el monorotor



Fuente: radial turbina cooling. www.nasa.com

Varias áreas en el rotor estaban teniendo combinaciones críticas de tensión así como en la temperatura de los metales y no presentarían condiciones de 100 horas de vida en su diseño. Una baja de temperatura de 100° F (55° C) en la temperatura a la entrada del rotor fue hecha por el diseño final detallado de rotor.

Figura 4. Esfuerzos en el disco



Fuente: radial turbine cooling. www.nasa.com

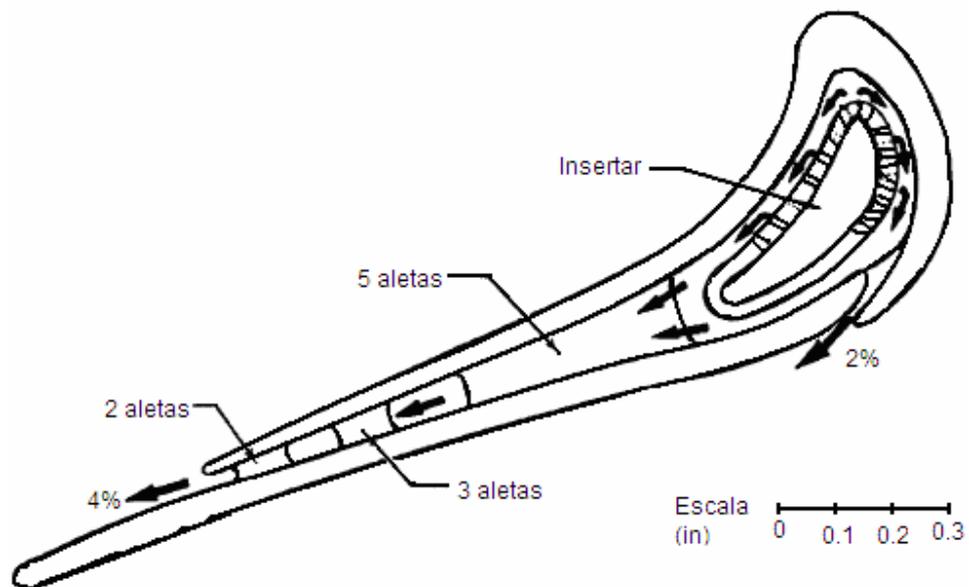
Dos monorotores, fueron trabajados a máquina de Udimet de 700 forjas para una serie de pruebas mecánicas. Las pruebas incluyen vibración y giro del rotor y fueron hechos con la intención de obtener datos que confirmaran y calibraran análisis dinámicos y modelos de tensión de elementos finitos. De esta manera, el programa fue concluido.

1.1.1.2 Primer rotor enfriado internamente: Uno de los primeros intentos en el diseño, construcción, y prueba de una turbina radial de enfriamiento para aire fue realizada por Pratt and Withney Aircraft (ref. 9 y 25) patrocinadas por el ejército. La meta del programa era demostrar un alto funcionamiento aerodinámico y una estructura integral de una turbina radial de enfriamiento a altas temperaturas del motor. La turbina fue diseñada para una temperatura a la entrada del estator de 2300° F (1260°C), con una eficiencia total de 0.875, flujo de gas de 5 lbm / segundos (2.227 kg/seg), y un trabajo específico de 220 Btu /lbm (5.1×10^5 J /kg). Estaba proyectado que la turbina usaría menos frío y que tendría una alta

eficiencia comparado con una turbina axial diseñada para los mismos requerimientos.

El diseño del inyector era un bastidor integral de IN100, teniendo 20 vanes huecos con los rellenos de enfriamiento. Una sección transversal del vane se demuestra en la figura 5. Seis por ciento del flujo primario, basados en la entrada del inyector, fueron utilizados para enfriar primero los flancos inmóviles y luego los vanes. Una mitad del flujo del líquido refrigerador enfrió la placa posterior de la turbina y la otra mitad enfrió la cubierta.

Figura 5. Configuración de la boquillas de enfriamiento del alabe



Fuente: Radial turbine cooling. www.nasa.com

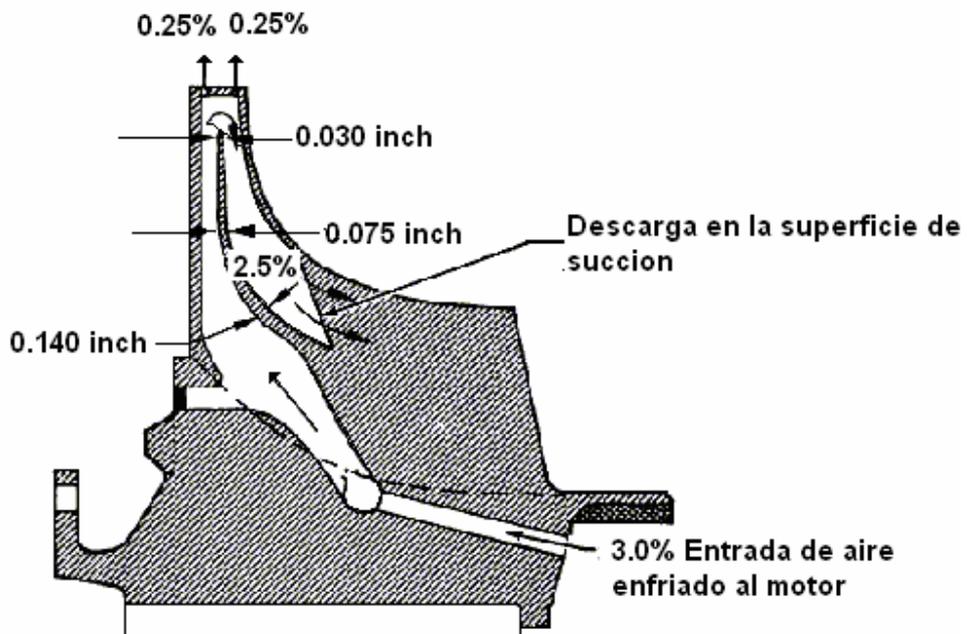
Después del enfriamiento de los vanes, el aire frío fue gastado en el borde de fuga/posterior del vane. Estos fueron diseñados para un punto caliente de 2600 ° F (1425° C) y de una vida de 300 Hrs en la ruptura de tensión.

El rotor, un bastidor de la inversión de IN100, tenía 12 alabes y fue enfriado con el 3 por ciento del aire de enfriamiento. Los detalles de enfriamiento internos del rotor se demuestran en la figura 6.

La entrada del líquido refrigerador del rotor, debajo del hub del exducer, era peculiar al aparejo componente solamente y sería situada en otra parte en un motor. En esta configuración, el aire de enfriamiento fluye hasta el 1/2 por ciento de la corriente principal hasta el final de la cuchilla.

Esta cantidad pequeña proporciona una capa de la película para el borde principal. El aire de enfriamiento restante después cambia 180°, fluye hacia adentro, y se expulsa en la superficie de la succión del álabe.

Figura 6. Configuración de la turbina de enfriamiento



Fuente: www.nasa.com

La geometría interna que se enfría es relativamente simple, sin ningún perno de aletas, turbulencias, o ramificación del flujo. Los coeficientes de la transferencia interna de calor eran calculan con métodos estándar turbulentos del flujo de la pipa.

Concurrente con el diseño de la turbina era un estudio de la fabricación conducido a evaluar métodos factibles de probar el inyector y el rotor de turbina. Los resultados demostraron que el inyector se podría echar como asamblea integral, pero la fabricación del rotor era mucho más complicada. Los rotores de ensayo y las barras de prueba IN100 fueron probados por tres vendedores de prueba. Problemas de dos tipos demostraron las carencias y fallas. Muchos de los rotores del molde no llenaron totalmente ni tenían las cambios y el blade "kiss out". También, los materiales de prueba no tenían las características requeridas para alcanzar las metas del diseño en su vida útil. Un programa de desarrollo de las pruebas fue requerido.

El desarrollo del programa de prueba tenía dos objetivos:

- mejorar la calidad y la producción de pruebas integrales y
- investigar la potencialidad de rotores bicast.

Un "bicasting" consiste en la prueba de los alabes en forma individual y luego probar un hub con el mismo material alrededor de las raíces del alabe.

Este sistema (bicasting) ofrece varias ventajas:

- Mejora la producción,
- simplifica la inspección del alabe y
- Brinda un control de la temperatura durante la prueba de enfriamiento en las bajas.

El control en la baja del enfriamiento da lugar a la formación deseable del grano y a mejorar las características de los materiales. Uno de los problemas encontrados con los rotores de bicast fue la vinculación incompleta de los alabes al hub. El soldar con autógena, los accesorios mecánicos, y las nuevas técnicas de la inspección también fueron utilizados para ayudar a solucionar el problema de enlace. Tanto los rotores de cast como los bicast fueron mejorados durante el

programa pero ninguno de los dos métodos desarrollo rotores que tuvieran características de materiales de diseño, y la prueba final fue realizada con los rotores estructurales limitados. Todas las pruebas calientes fueron hechas con los rotores del bicast. Un rotor acabado y completo se demuestra en la figura 7.

Una serie de problemas de preparación durante la prueba en caliente limitaron brevemente el programa experimental previsto. Las condiciones del diseño de 2300° F (1260° C) en la temperatura a la entrada de la turbina y de 67 000 rpm en 18 atmósferas, no fueron obtenidas. Las condiciones máximas logradas fueron de 2045° F (1120° C) y 53 000 rpm.

Figura 7. Rotor radial terminado



Fuente: Fotografía, Jefferson Zambrano Angel.

Una cantidad limitada de datos aerodinámicos fueron obtenidos en condiciones de funcionamiento reducidas. De estos datos se concluye que la eficiencia de la turbina estaba entre 0.86 y 0.89 en las condiciones del diseño. La extrapolación de los datos de enfriamiento era adecuado para las paredes de la turbina pero que

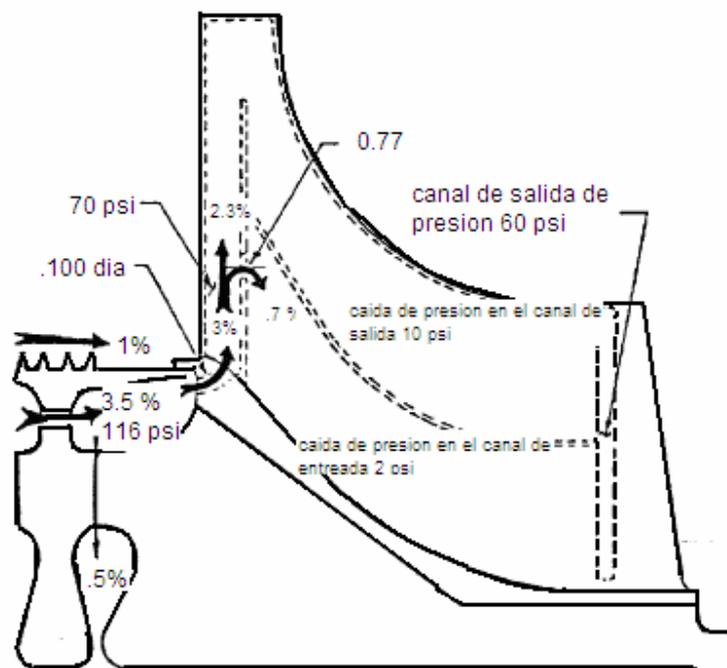
los datos son dispersos y que la evaluación hecha del diseño de enfriamiento del inyector era poco concluyente. No se obtuvo ningún dato de enfriamiento para el rotor debido a la falta de la instrumentación.

A pesar de las dificultades encontradas en la experimentación del programa, se obtuvo información valiosa. El funcionamiento aerodinámico de una turbina radial de enfriamiento fue mostrado, igual que un diseño sin enfriamiento. La estructura de los materiales utilizados para los bastidores integrales, se acercan a los materiales labrados. La velocidad más alta de la explosión del rotor fue obtenida con un bastidor integral. Bicasting ofrece un método potencialmente atractivo para fabricar los rotores de enfriamiento. Otras lecciones aprendidas fueron también importantes. Los índices de la producción de rotores integrales podrían imposibilitar ese método por la obtención de componentes rentables. Y los nuevos procedimientos de la inspección son una necesidad para verificar los rotores consolidados.

1.1.1.3 Rotor de presión isostático caliente, consolidado: En 1976 surgieron varias soluciones potenciales al problema de la fabricación del rotor radial de enfriamiento. Las nuevas tecnologías prometedoras de la fabricación estaban bajo el estudio en los laboratorios del gobierno y dentro de la industria aeroespacial. Dos contratos del ejército fueron concedidos para construir el prototipo de rotor para una turbina radial que fuera estructuralmente sano, rentable, y que tuviera alto rendimiento. Un posible contratista fue la Detroit Diesel / Allison-GM quien propuso un procedimiento isostático caliente a presión (hot isostatic pressure HIP) por el que un cast Mar-M247 enfriaba aire de la superficie de sustentación unida a un PA101, hub de metal del polvo (power metal hub). Este acercamiento provee el material resistente para el arrastre del alabe con un disco dúctil fuerte y además resistente a la fatiga. Los resultados de las fases del diseño y de la fabricación se divulgan en las referencias 11 y 26.

Las condiciones de diseño de la turbina son, una temperatura a la entrada del rotor de 2300° F (1260° C), flujo de gas de 5.35 lbm / seg (2.43 kg/ seg), y un trabajo a la salida de 170 Btu/lbm (3.95×10^5 J/kg). La eficiencia es de 0.86. El diseño de vida requerido por las turbinas es 5000 Hrs, con el 20% de ese máximo poder y una fatiga de ciclo bajo de 6000 ciclos. Desde que el énfasis estuvo dirigido a la fabricación del rotor, el diseño del inyector enfriamiento no fue hecho. El diseño final de un rotor de enfriamiento tuvo dos canales internos suaves.

Figura 8. Presión isostática para la configuración del rotor



Fuente: www.nasa.com.

El aire, igual al tres por ciento de la corriente principal, que fue tomado en el tablero a través de una serie de agujeros de la parte trasera del rotor. Cada agujero se ajusta con los alabes. Dentro del alabe, el flujo fue dividido con el 2.3 por ciento que va al canal de salida y 0.7 por ciento por el canal externo. El aire salió del alabe por una ranura de la superficie de presión apenas contracorriente

desde el borde de fuga posterior. El disco del borde externo fue enfriado por el 1 por ciento de la película de la salida que fluyó para abajo del hub a la salida del rotor. La rueda fue enfriada con el 1/2 por ciento de flujo frío. No se predijo ningún efecto nocivo sobre la eficacia de la turbina en este escenario de enfriamiento. El mínimo del grueso de la pared era 0.025 adentro (0.63 milímetros) en el final de cuchilla. También es visible en la figura 6, la línea de enlace entre la cáscara del alabe y el enchufe del disco.

Los alabes del rotor no fueron probados en forma individual, sino como una pieza integral que contiene todos los agujeros del alabe y un anillo del hub. Este procedimiento elimina la difícil tarea de vincular simultáneamente varios alabes en forma individual pero sigue teniendo la mayoría de ventajas de una prueba por separado de los alabes. El anillo fino de la cáscara de alabe proporcionó las áreas adicionales para la ayuda de la base, la reducción al mínimo de la base y el “kiss out” del alabe. También, la ausencia del disco durante la prueba vierte más frío abajo permitiendo más control y mejora la resistencia del material. La optimización de los parámetros de la prueba dio lugar a producciones crecientes de prueba de la calidad de la cáscara fina compleja del alabe de la pared. La optimización de los parámetros de la prueba dio lugar a incrementos en la producción de las pruebas de calidad de la cáscara fina compleja del alabe de la pared.

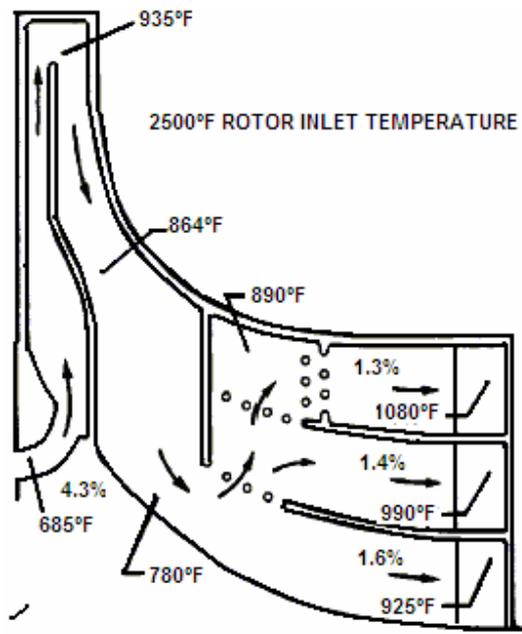
El polvo del metal del cubo fue obtenido como parte neta de la forma consolidado por la compactación de HIP. El procedimiento de fabricación del rotor consistió en los siguientes pasos: Antes de enlazar el rotor, la cáscara del alabe y el objeto semi-trabajado de polvo del metal tenía su línea de enlace en superficies trabajadas exactamente a máquina para formar un ajuste de interferencia que ensamblaran. Un alabe trabajado a máquina y un hub se demuestran en la figura 9.

Después del encogimiento que permite el ajuste de las piezas juntas las interfaces expuestas de la cáscara a enchufe son soldados al vacío para sellar a altas-temperatura y para ejercer presión sobre el gas inerte usado durante el proceso de la HIP. Las piezas entonces se limitan a 2215° F (1210° C), a 15 ksi (1030 barras) por tres horas y el tratamiento de calor. El procedimiento, con la soldadura apropiada quedan los rotores totalmente consolidados.

1.1.1.4 Turbina Radial de la NASA: El programa actual de una turbina radial de enfriamiento de la NASA Lewis no es un programa de fabricación, pero tiene el objetivo de mejorar las tareas analíticas necesarias para diseñar turbinas a altas temperaturas. El programa incluye el mejoramiento de las capacidades de predicción del lado caliente y de los campos con flujo en la parte fría. Muchos de los elementos utilizados del programa de investigación se mencionan en un primer momento de este documento. El desarrollo del análisis térmico y estructural referencia 23, un código de flujo frío unidimensional generalizado, referencia 19, y la asesoría del código viscoso tridimensional de Adapco como código del flujo del líquido de enfriamiento referencia 20 y el paquete de la generación de la rejilla de Mellon Carnegie University referencia 21 son publicaciones recientes de esa investigación. Junto con los esfuerzos analíticos está un esfuerzo experimental para obtener datos aerodinámicos de la transferencia de calor con el fin de modificar los análisis. La evaluación del funcionamiento aerodinámico de la turbina radial de enfriamiento de la NASA está actualmente en desarrollo. Los resultados parciales se demuestran en la referencia 14. Los datos de enfriamiento se adquieren por un túnel estático del traspaso térmico del laboratorio de la NASA Lewis, un modelo rotativo de velocidad baja de un solo alabe de la turbina de enfriamiento, y de los test de alta velocidad en la investigación de la turbina. Muchos de los datos y resultados obtenidos serán aplicables a las turbinas axiales.

La investigación de la turbina radial de enfriamiento fue diseñada por NASA Lewis y por Allison. Referencia 12. Los requerimientos de diseño fueron respectivamente: una temperatura de 2300 ° F (1260° C) a la entrada del rotor con diseño de capacidad de crecimiento de 2500 ° F (1370 ° C), un flujo de gas de 4.56 Lbm/seg (2.07 kg/seg), un trabajo de salida de 186.8 Btu/lbm (4.34×10^5 J / kg), y un diseño de eficiencia de 0.86. El diseño estaba basado en el exitoso rotor *dual-alloy* del ejército. Varios conceptos de enfriamiento fueron evaluados basados en objetivos de fabricación, la efectividad del enfriamiento y de búsqueda. Fue particularmente importante para poder alcanzar un diseño de enfriamiento con características bien definidas del flujo interno, el facilitar la tarea de adquisición y verificación de datos de los métodos analíticos. Un resultado de esta consideración fue un mínimo del flujo de la ramificación. El flujo interno de enfriamiento fue analizado con un modelo de flujo unidimensional que estaba disponible en ese tiempo. La figura 9 muestra detalles de la configuración final de enfriamiento.

Figura 9. Configuración de enfriamiento de la turbina de la Nasa



Fuente: the design of fan air cooled Metallic high temperatura radial turbine

Todos los flujos de aire frío para inducir la alta velocidad, con el fin de incrementar los coeficientes de transferencia de calor. Esto elimina la necesidad de los enlaces del enhacement en la transferencia de calor. Una disminución de la temperatura del enfriamiento se demuestra en el flujo interno de la pieza. Esto ocurre porque el calor ganado por el enfriamiento es mayor, que compensó por la temperatura resultando en un cambio del radio. Los pernos de las aletas en la mitad de la cuerda fueron seleccionadas para crear resistencia del flujo en la dirección radial que forzaba el flujo para llenar la región del exducer más uniformemente. El aire de enfriamiento expulsa el blade en la superficie de la presión.

El rotor es diseñado para una vida de 5000 horas con el 20 por ciento en las condiciones de máximo poder. Las especificaciones fueron ajustadas también para el arrastre, la fatiga en el ciclo bajo y el margen de explosión. La máxima temperatura calculada en el balde fue de 1640 ° F (890° C), y 1260 ° F (680° C) en el material de PA101. Mar M-247 fue seleccionada para la cáscara del alabe y PA 101 metal de poder para el enchufe del disco.

Dos rotores están bajo pruebas de la NASA Lewis: uno sólido y uno hueco. El rotor sólido ha sido usado para pruebas detalladas aerodinámicas, incluyendo alabes de rotación en la superficie de presión estática, y el rotor de enfriamiento serán usados para una prueba extensiva en la transferencia de calor los rotores fueron graduados hacia arriba 1.8 veces del tamaño del motor para cuadrar y facilitar las pruebas. Los tests están siendo conducidos a lograr una temperatura ala entrada del rotor de 400 a 800° F (de 200 a 425 ° C) y una reducción en la presión.

1.1.2 Enfriamiento: Las turbinas radiales han sido usadas ampliamente en muchas aplicaciones, dentro de las cuales se encuentran pequeños generadores de poder eléctrico ligados al piso, también en motores turbo cargados y unidades de poder auxiliar el la aeronave.

En cada una de estas aplicaciones la temperatura interna de la turbina esta limitada con el fin de que sea compatible con las limitaciones propias de los

materiales y de las partes calientes dentro de los rotores. Para sacar la mayor ventaja de los beneficios que ofrece la entrada de altas temperaturas a la turbina, tales como el incremento específico del poder a la salida de la turbina o aumentar la eficiencia del ciclo térmico, Para ello se requiere que los materiales del alabe se encuentren enfriados a altas temperaturas.

Las investigaciones en este sentido se dirigen al avance en la propiedad de los materiales a altas temperaturas y la composición propia de los materiales, incluida la cerámica. El uso de la cerámica con su gran potencial ante altas temperaturas, sumado a su bajo costo es particularmente útil para las turbinas radiales. Las empresas japonesas que realizan el producto han desarrollado la técnica de la utilización de la cerámica en la turbina con el fin de poder operar un automotor de turbina a gas siendo la temperatura interna de la turbina de 2500°F (1370 °C). Sin embargo hasta tanto estos programas investigativos y de prueba produzcan resultados, la única manera real para incrementar las temperaturas de operación con los materiales actuales es enfriar el alabe radial.

El enfriamiento del alabe de la turbina ha sido exitosamente utilizado en maquinas axiales de todos los tamaños. El enfriamiento de las turbinas radiales no ha avanzado en ninguna parte de la industria tanto como la axial. Sin embargo la principal razón es el uso casi total de las turbinas axiales en las aeronaves de alta tecnología.

Inicialmente podría parecer que el enfriamiento de la turbina radial puede tener distintas ventajas sobre el enfriamiento de turbinas axiales. El alto poder de salida en la etapa radial puede remplazar dos etapas de turbina axial reduciendo significativamente el número de partes que deben ser enfriadas. Inclusive en una etapa básica la turbina radial tiene menos alabes que enfriar. La alta velocidad del tip en un rotor radial también tiene en efecto de reducir la temperatura de gas relativa para el cual el rotor esta sujetado. En estos efectos, el mayor trabajo de extracción por etapa, la baja de temperatura relativa y el hecho de que ocupe menor espacio, tienen la potencialidad de reducir la cantidad de enfriamiento que se requiere para una turbina radial en comparación con una turbina axial para

lograr la misma temperatura al interior de la turbina. Así mismo, mientras la turbina radial ofrece atractivas alternativas comparadas con la turbina axial, (tales como el tamaño), la turbina radial ha demostrado que tiene ventajas en su desarrollo. Lo anterior puede proveer elementos importantes para incrementar la operación de la turbina radial, así como su uso. Sin embargo, el enfriamiento de una turbina radial brinda un gran desafío en el campo de los motores.

Los retos que implican el enfriamiento de una turbina radial pueden ser agrupados, en tres áreas:

- Minimiza la degradación del funcionamiento aerodinámico causado por las dificultades propias del enfriamiento,
- Mejora el diseño analítico de los procedimientos utilizados para encontrar un diseño viable y,
- Desarrolla la tecnología de fabricación que resulta en partes con mayor calidad que cumplen los requerimientos y tiene un costo razonable.

El valor agregado que brinda el enfriamiento del alabe en el rotor de una turbina radial puede resultar en una baja de velocidad del tip, incrementa el borde de arrastre, baja la reacción del rotor y se requieren menos alabes que si el rotor no fuera enfriado. Cada uno de estas situaciones de no ser tratadas adecuadamente puede producir una baja en el funcionamiento aerodinámico de la etapa de turbina.

Los métodos de predicción analítica son necesarios para:

- estimar el calor localizado en las áreas calientes;
- la distribución del flujo frío,
- la pérdida de presión y adiciones de calor;
- las tensiones mecánicas y térmicas y;
- la vida de los componentes.

Esto no es nada diferente a lo requerido para diseñar el enfriamiento de los alabes en una turbina axial. Sin embargo la mayoría de los diseños del enfriamiento de turbinas axiales han contribuido para una gran base de datos experimentales. La diferencia en la geometría y diseño del rotor radial debido a que es en gran parte tridimensional y específicamente la diferencia que existe entre los métodos usados para su manufactura, hace que sea más difícil la existencia de una base de datos. La tecnología que se requiere para optimizar el enfriamiento y para la fabricación de vanes internos, sin embargo, es bastante bien establecido para el caso de la turbina axial.

Para lograr una óptima fabricación del enfriamiento turbina radial es necesario que los materiales sean compatibles y los costos sean razonables.

Típicamente, los rotores radiales se trabajan en hierro forjado. Fabricar el rotor enfriado de un bastidor integral requiere el uso de elementos de cerámica múltiples.

El proceso de diseño de un rotor radial enfriado es aceptable siempre y cuando se acomoden los intereses comprometidos en la aerodinámica, el traspaso térmico, la integridad estructural, y de los requisitos vitales de los materiales.

1.1.3 Consideraciones del funcionamiento aerodinámico: Existe una importante cantidad de información en la literatura acerca de los parámetros de diseño para turbinas radiales. La mayor parte de ella busca reducir al mínimo la aerodinámica para obtener una eficacia más alta y también contribuye con los resultados de estudios experimentales para cualquier turbina sin enfriar. En esos estudios se encontró que a pesar del problema generado como consecuencia de la temperatura de funcionamiento de la turbina junto a las tensiones del rotor, no se constituía como un impedimento para el diseñador. Lo anterior, debido a que dentro del diseño son escogidos aquellos parámetros que dan lugar a mejorar la eficacia de la turbina.

El procedimiento del diseño general del enfriamiento de una turbina radial es similar, pero las tensiones que se generan a partir de los materiales y las temperaturas, toman una relevancia importante para llegar al diseño final. La eficiencia de la turbina ya no es el principal mérito dentro del diseño; ahora el enfriamiento radial de la turbina como sistema integral debe ser lo primordial. El objetivo es llegar el diseño aerodinámico más bajo mientras se acomodan los compromisos estructurales y geométricos necesarios que se requieren para lograr una compatibilidad entre los materiales que están sometidos a tensión y la temperatura. En esta sección serán repasadas algunas limitaciones que existen en los parámetros de diseño así como los efectos de esas limitaciones en el funcionamiento aerodinámico.

El método común de seleccionar un valor nominal de la velocidad del tip del rotor requerido debido al trabajo, es utilizar el cociente de la velocidad del alabe-jet, U_{tip} / V_{jet} . En estos parámetros dimensionales, U_{tip} es la velocidad del alabe inducido, y V_{jet} , es el jet o la velocidad de flujo que corresponde a la expansión ideal desde la entrada hacia la salida en condiciones estáticas atravesando la turbina. La variación en la eficiencia de la turbina, obtenida en su totalidad por análisis, alcanza el máximo en la U_{tip} / V_{jet} cercano a 0.7.

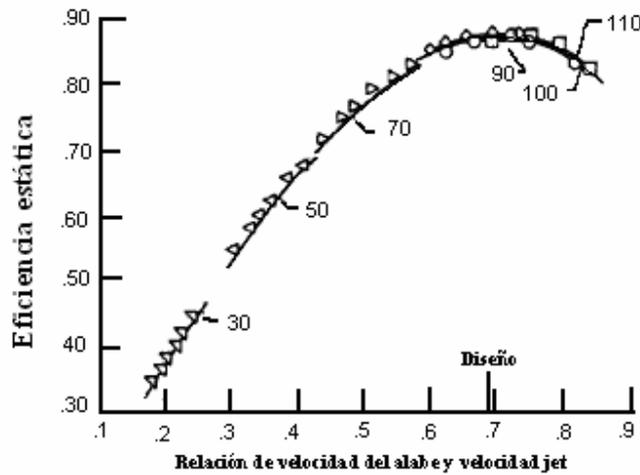
Sin embargo, el nivel puede variar según el diseño. Una curva típica de una turbina dada es tomada de la referencia 9¹ y mostrada en la figura 10.

La mayoría de turbinas de alta temperatura son igualmente turbinas de alta eficiencia. Por lo tanto, mientras el trabajo específico aumenta, la velocidad del alabe debe aumentar para obtener la máxima eficiencia. De cualquier modo, la velocidad del alabe es limitada debido a que las tensiones de los discos aumentan por la velocidad del alabe al cuadrado. Al bajar el coeficiente de la velocidad del alabe jet de 0.7 a 0.65 o aún a 0.6 no causa una gran baja en la eficiencia, pero si

¹ Futral, S.M.; and Wasserbauer, C.A.: Off-Design Performance Prediction with Experimental verification for Radial Inflow Turbine. NASA TN D-6605.

puede reducir perceptiblemente la tensión centrífuga. Esto se constituye como un aspecto importante dentro de las consideraciones aerodinámicas.

Figura 10. Eficiencia total Vs porcentaje de diseño



Fuente: Design performance prediction with experimental verification for a radial inflow turbine

El ancho del alabe del rotor axial a la entrada es otro diseño variable que afecta el alabe y las tensiones de discos del rotor. La reducción en la anchura del alabe reduce las tensiones centrífugas como resultado del bajo peso del alabe. Al mismo tiempo, para un ángulo de flujo relativo a la entrada dado, una reducción en la anchura del alabe incrementa el ángulo de flujo absoluto y reduce las reacciones en el rotor. Esto puede reducir la eficiencia debido al incremento en el extremo de las paredes causa pérdidas debido a que la capa límite es muy delgada. Un ejemplo del cambio en las condiciones del flujo del rotor seleccionado con un cambio en la anchura del alabe esta dado en la tabla 1.

Tabla 1. Efecto del ancho del alabe en la reacción, a la entrada del rotor

Efectos En La Entrada Del Rotor Debido Al Ancho Del Álabe									
BLADE WIDTH	BETA (1)	ALPHA (1)	M1	Mr,1	Mr,2t	Mr,2h	ALPHA (2)	REACTION	CENTRIFUGAL STRESS P/A
0.304	15	70	1.180	0.418	0.786	0.511	0	INCREMENTA	INCREMENTA
0.379	15	75	1.122	0.301	0.786	0.511	0	INCREMENTA	INCREMENTA
0.536	15	80	1.080	0.194	0.786	0.511	0	INCREMENTA	INCREMENTA

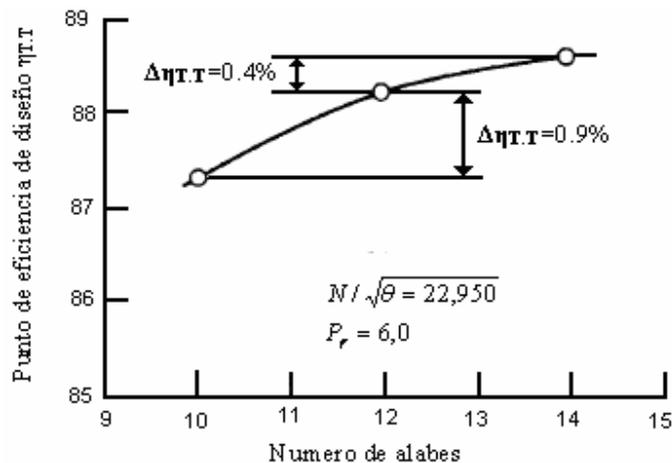
Fuente:www.nasa.com

Una vez más un compromiso debe hacerse negociando las tensiones de la lámina y del disco para lograr una reducción posible en funcionamiento de la turbina; en pro de la construcción del sistema integral de enfriado.

La mayoría de los rotores radiales tienen entre 10 y 20 alabes. Reduciendo el número de alabes en los rotores el efecto obvio es la reducción de la tensión en el disco y en el flujo del líquido refrigerador. Es igualmente claro que así como el número de alabes es reducido, la fricción en la superficie del alabe baja; pero existe la posibilidad de que se incremente la separación del flujo local. Los resultados aparentes de una larga separación del flujo hacen que ante la duda, se agreguen mas alabes al diseño. No se conoce ningún estudio que indique el número ideal de alabes en el rotor radial, sin embargo, el resultado de un estudio experimental referencia 9. Son mostrados en la figura 11.

Estos resultados muestran que la eficiencia no se observó en el pico en un número de alabes probados. Los resultados de Mizumachi muestran una tendencia similar². Referencia 12.

Figura 11: Variación de la eficiencia con el numero de alabes



Fuente: A study of a aerodynamic characteristics of rotating blades in a radial inflow turbina.

En este estudio la máxima eficiencia fue alcanzada con 17 alabes. Evaluando la deseabilidad de un número dado de alabes, el incremento en el funcionamiento aerodinámico debe ser balanceado en contra del incremento del flujo requerido. Aplicado a un motor, esta compensación podría ser parte del análisis del ciclo del motor.

Para este análisis se utilizara este pico de eficiencia de 17 alabes.

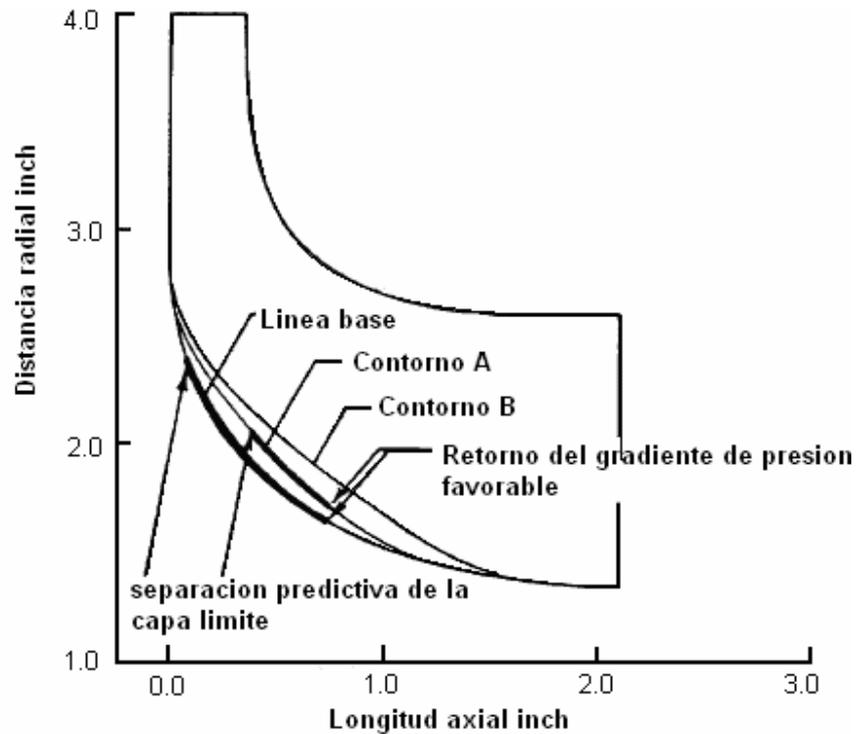
1.1.4 Contorno del Hub: La forma del contorno del hub del rotor afecta tanto la parte aerodinámica del alabe como la tensión de los discos. Cuando el hub tiene un diámetro pequeño se reduce el borde del hub y su velocidad; y por lo tanto el nivel de tensión de disco. El beneficio de la reducción del diámetro del hub es disminuido por el incremento en la fuerza radial del alabe que produce una mayor tensión en el hub del alabe. Aerodinámicamente, el hub con un diámetro más pequeño agrava el flujo que se difunde a lo largo del hub. El resultado del estudio del diseño referencia 12 se muestra en la figura 12.

El análisis de flujo del contorno del hub original indica una larga separación del flujo que se difunde a lo largo de éste, cerca de la superficie de succión del mismo. Los contornos adicionales del hub fueron analizados para reducir o eliminar esta fuente potencial de la pérdida. El contorno A reduce sustancialmente el área de separación, y el contorno B no indicó ningún flujo separado.

Los cambios en otras líneas aerodinámicas en el paso del alabe que resultaron del hub revisado eran insignificantes y no indicaron ninguna separación. Sin embargo, el estudio también mostró incrementos significantes en la tensión de los discos causado por las modificaciones del hub. La compensación fue alcanzada seleccionando el contorno A como el mejor compromiso entre el funcionamiento y las consideraciones estructurales.

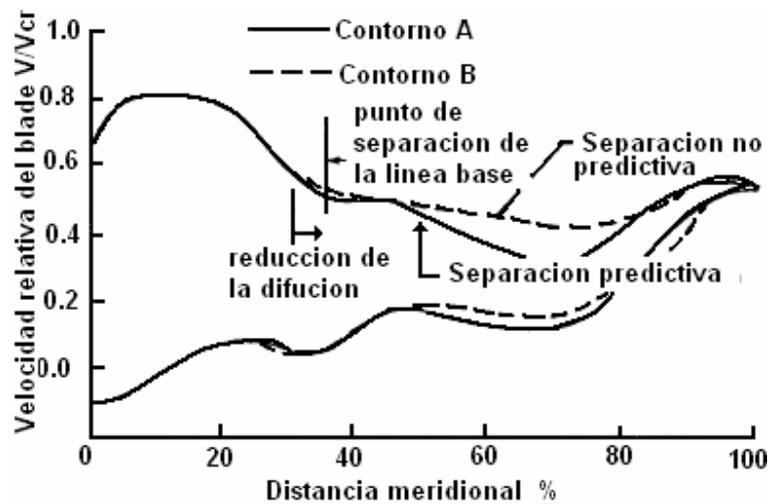
² Mizumachi; Endo; and Kitano: A Study of Aerodynamic Characteristics of Rotating Blades and a Radial Inflow Turbina. JSME-7, 1971.

Figura 12. Diferentes contornos del hub, para mejorar la difusión del gas en el alabe del rotor



Fuente: Radial turbina cooling.

Figura 13. Cambios en la velocidad de superficie del hub, debido al contorno del hub



Fuente: radial turbina cooling.

El grueso del borde de arrastre de un alabe de rotor enfriado puede llegar a ser absolutamente amplio cuando debe contener pasos para el aire refrigerado o para

el líquido de enfriamiento de algunas partes. El grueso que se requiere para el borde de arrastre puede dar lugar a una obstrucción del hub sobre 50 por ciento del total de éste. Un análisis del borde de arrastre del rotor mezcla la pérdida para el enfriamiento de la turbina, teniendo una obstrucción que puede variar del 21% en el tip hasta el 53% en el hub, que resultan en una disminución estimada de la eficacia por encima del 0.9. Afortunadamente, los bordes de arrastre extremadamente densos pueden ser evitados, por ejemplo, expulsando el aire enfriado por una película contracorriente desde el borde de fuga o a lo largo de la cubierta del alabe en la distancia de claridad. Ejemplos como estos van a ser mostrados y discutidos posteriormente.

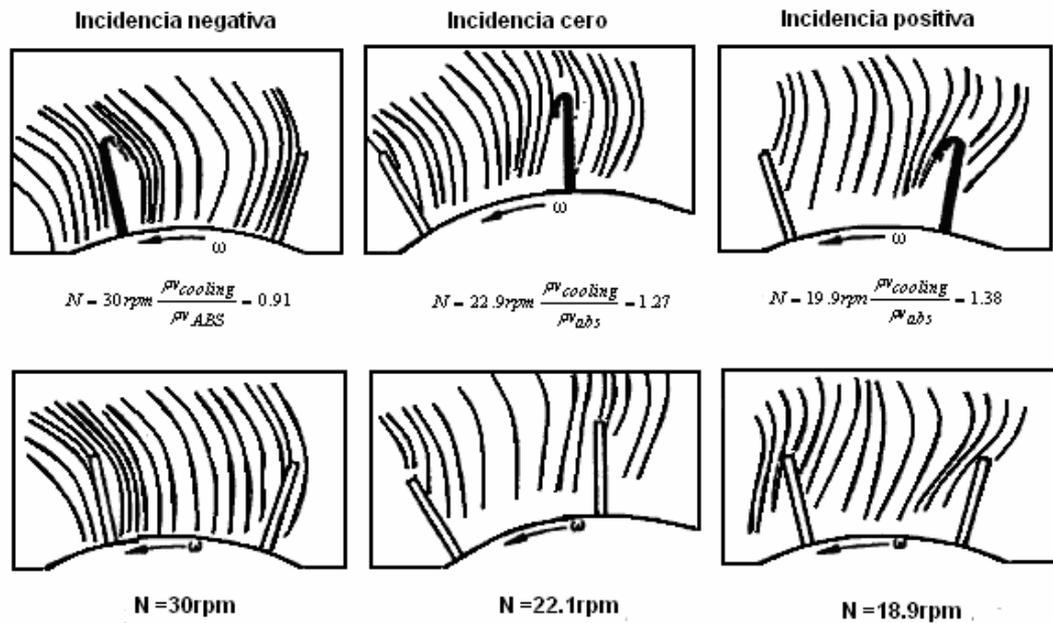
El borde principal del alabe también ha sido considerado para efectos de la expulsión del líquido refrigerador gastado. Un experimento de la tabla del agua fue conducido para estudiar el efecto de agotar el líquido refrigerador en esa localización, como se contempla en la referencia⁹. Una combinación de burbujas de aire y agua teñida fue utilizada para el remonte del líquido refrigerador y los flujos primarios. La figura 14³ muestra los patrones aerodinámicos relativos de los dos flujos con rotores a diferentes velocidades.

El bosquejo mostrado en los patrones de flujo del tip del rotor, por incidencia negativa (en $N= 30$ RPM), por incidencia cercana a cero, (en $N= 22$ RPM) y por una pequeña incidencia positiva (en $N= 19$ RPM) ambos con o sin flujo frío. Cuando el alabe con el flujo se acercan a la incidencia cero, la descarga de frío no cambia el patrón del flujo primario en forma significativa.

De cualquier manera, con incidencia positiva y negativa, las áreas de separación de flujo con cero frío incrementan por la eyección de frío. En una etapa inicial, la velocidad límite del tip en el rotor parece tener una incidencia positiva en el alabe.

³ Calvert, G.S.; and Okapuu, U. : Design and Evaluation of a High Temperature Radial Turbine. USAAVLABS TR 68-&), 1969.

Figura 14. Patrones aerodinámicos relativos de dos flujos en el alabe del rotor



Fuente: www.nasa.com.

El resultado de pruebas cualitativas sugiere que la separación de cualquier flujo se presenta debido a incidencias positivas que se pueden incrementar por la descarga de frío con un posible resultado del incremento en las pérdidas en el rotor.

La tecnología de enfriado desarrollada para turbinas axiales inyectadas es utilizada de manera frecuente en el diseño de los vanes de las turbinas radiales. Como sucede con el rotor, es deseable reducir el número de vanes al mínimo, constante con un funcionamiento aerodinámico aceptable, para reducir la cantidad de flujo frío. Los parámetros de diseño tales como la solidez del alabe pueden ser usadas para definir el número mínimo de vanes, pero, si el número es reducido por debajo de los niveles establecidos por experiencia, el diseño debería ser verificado por medio de un experimento. En algunos casos el grueso del borde de arrastre del vane puede necesitar ser incrementado para permitir la eyección de flujo frío y/o mejorar la conducción de calor desde los vanes hasta las paredes.

1.2 TRANSFERENCIA DE CALOR Y ANÁLISIS ESTRUCTURALES

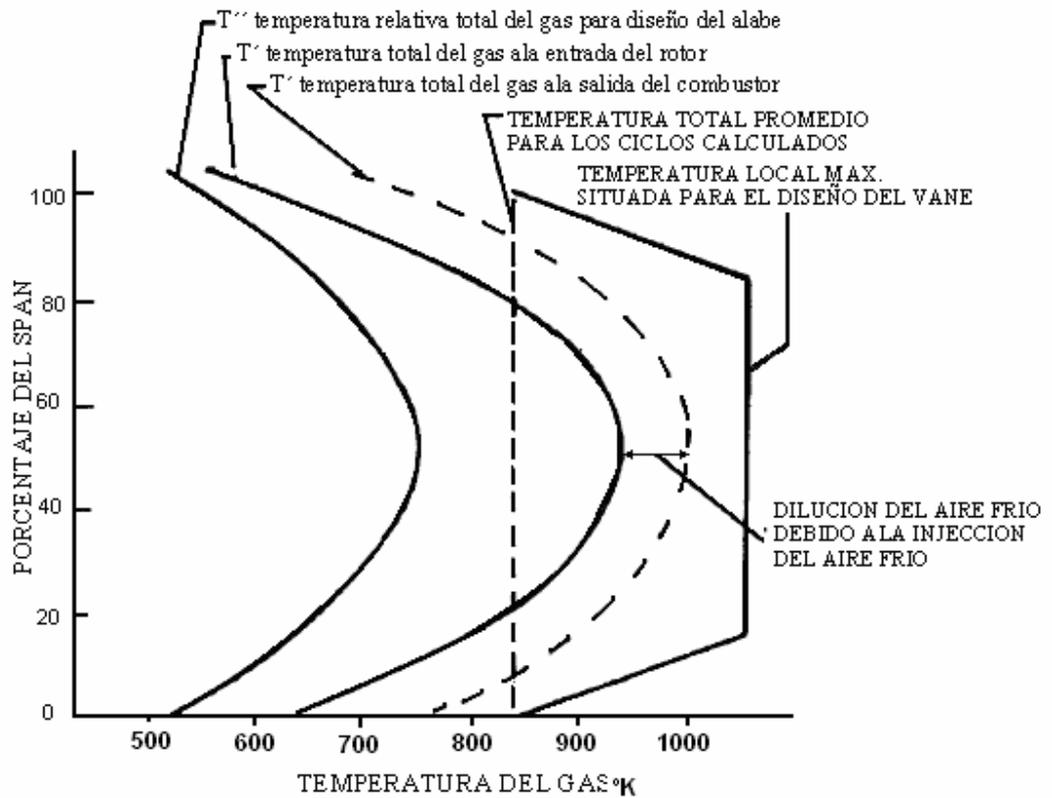
Para el diseño y desarrollo aceptable de una turbina radial, se requiere de un apropiado conocimiento de la distribución de la temperatura y las tensiones a través del rotor. Un modelo analítico es usualmente desarrollado dividiendo el rotor en un número igual de cuñas y de alabes. Las condiciones de límite entonces se aplican como cargas de calor y las temperaturas superficiales y la distribución de la temperatura calculada. Esta temperatura calculada en el rotor, con las cargas de presión interna y externa de los alabes, se realiza un análisis estructural. Desde este análisis, es obtenida la distribución de las tensiones en el rotor. Cualquier falla en la vida útil de la turbina requiere cambios en el diseño, la geometría, la configuración del enfriamiento y / o la distribución de metal en los discos. Debido a la interdependencia de diversos factores que afectan los resultados, se sigue un proceso interactivo. Inicialmente, los procesos analíticos simplificados son utilizados para minimizar el tiempo y los esfuerzos invertidos en los cambios en el diseño.

La exactitud de los resultados obtenidos por el análisis mecánico depende directamente de la fidelidad del modelo que está siendo analizado, y la exactitud en la aplicación de las cargas de calor. Los cálculos en las transferencias de calor que son característicos de la turbina fría con alabes requiere complejos análisis sumados a correlaciones empíricas y experimentos basados en datos. El cálculo exacto de los coeficientes externos e internos de las transferencias de calor es necesario para alcanzar un diseño frío.

1.2.1 Consideraciones del enfriamiento: En esta sección serán revisados métodos para determinar flujos de calor provenientes del gas hacia el alabe y el calor removido por el frío interno. Los gradientes circunferenciales de la temperatura a la entrada de la turbina pueden ser considerados por encima del promedio, hacia fuera debido a la rotación del rotor, lo que no sucede con los gradientes a lo largo de la envergadura. La figura 15, muestra las variaciones en la

temperatura en varias turbinas a lo largo de la envergadura que son utilizadas por el diseñador de la misma.

Figura 15: variación de la temperatura del gas a lo largo de la envergadura del alabe



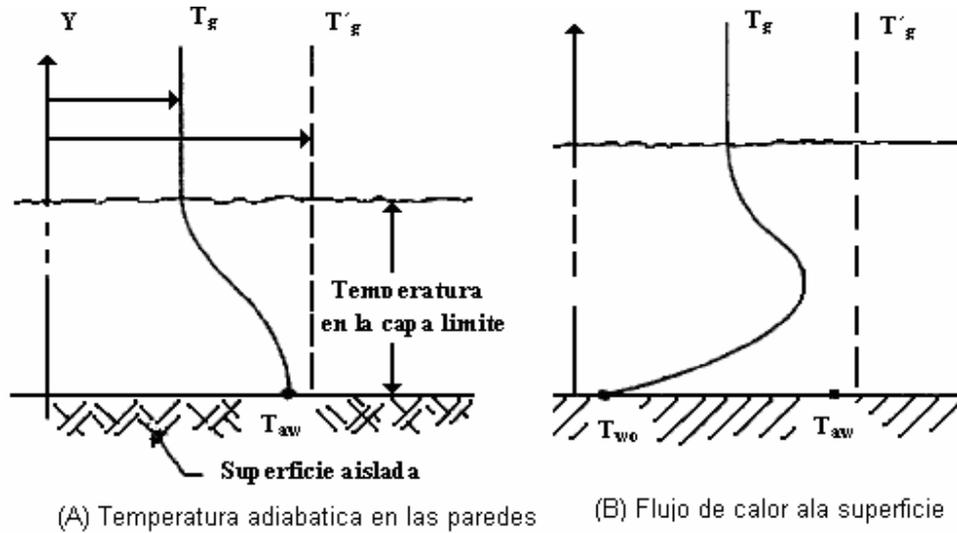
Fuente: www.nasa.com

El álabe puede estar sujeto a un punto caliente local donde la temperatura esta considerablemente por encima del promedio de la temperatura a la entrada de la turbina. Esta es la condición bajo la cual el álabe debe ser diseñado para el withstand. El rotor, sin embargo, “ve” la temperatura relativa, la cual puede ser menor que la temperatura promedio a la entrada de la turbina. Estas diferencias de temperatura en el diseño de la temperatura son una función de ambos caracteres del combustor y los diagramas de velocidad de la turbina varían para cada una de las aplicaciones.

Un concepto importante de la temperatura es utilizada para determinar el calor local del flujo adiabático de la temperatura de la pared. Esta temperatura se ilustra

en la figura 16A, la cual representa el flujo de un fluido sobre una superficie aislada.

Figura 16: Temperatura del fluido cerca de la superficie



Fuente: Radial turbine cooling

Por ejemplo, cero calor en el flujo entre el fluido y la superficie. El fluido estático y las temperaturas estancadas son T_g y T'_g , respectivamente. Como uno se acerca a la superficie aislada en la dirección Y , existe una subida en la temperatura estática hasta que alcance el valor de la superficie, T_{aw} . Este valor de la superficie se llama la temperatura adiabática de la pared. La temperatura adiabática de la pared es mayor que temperatura de la atmósfera de la libre-corriente pero no igual que las temperaturas estancadas. La temperatura adiabática de la pared puede ser calculada bajo la ecuación numero 1:

$$T_{aw} = T_g + R \left(\frac{V_{fs}^2}{2gJc_p} \right) \quad [1]$$

En donde R es el factor de recuperación, el cual puede ser aproximado por $R = Pr^{1/2}$ para el flujo laminar, y $R = Pr^{1/3}$ para los flujos turbulentos. (Pr es el número Prandtl). Para el flujo en una turbina, el factor de recuperación es usualmente de 0.9. Se usara para este diseño este factor de recuperación.

$$R = Pr^{1/3} \quad [2]$$

$$Pr^{1/3} = 0.9$$

$$Pr = 0.729$$

V_{fs} = Velocidad del fluido en la superficie del alabe

La alta velocidad que experimenta el flujo ha demostrado que el calor del flujo entre el fluido y la superficie, como el que se muestra en la figura 9 (b), depende de la diferencia entre la temperatura adiabática de la pared y la temperatura de la superficie de acuerdo con la ecuación:

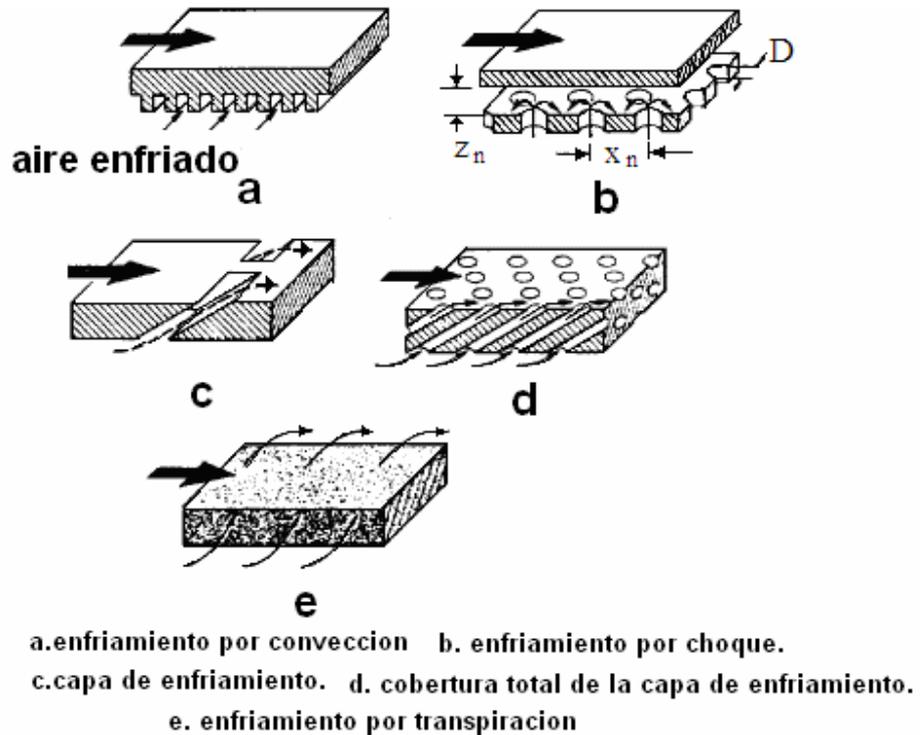
$$Q_{fc} = h_g (T_{aw} - T_{w0}) \quad [3]$$

1.2.2 FLUJO CALIENTE DE LA SUPERFICIE: El problema para determinar el flujo caliente de la superficie es encontrar una expresión conveniente para el coeficiente de transferencia de calor, h_g .

La Figura 17 muestra el método básico usado para los componentes de una turbina de aire frío.

De estos métodos, *convection*, *impingement*, y *film cooling* han sido utilizados para el diseño de enfriamiento de rotores de turbinas radiales. Ejemplos de estos serán discutidos mas adelante. La combinación de estos métodos de enfriamiento resulta a menudo más efectivos para lograr la técnica de enfriamiento.

Figura 17. Métodos de enfriamiento

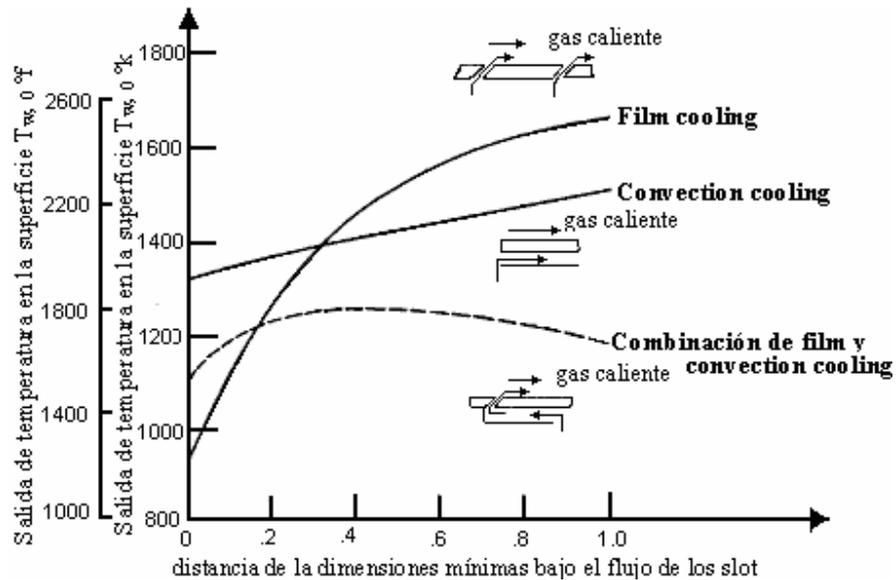


Fuente: Radial turbine cooling

El aumento neto que resulta de combinar las técnicas de *convection* y de *film cooling* en un diseño dado, es mostrado en la figura 18.

Aquí, la temperatura en la superficie del alabe T_{w0} es dada únicamente para la técnica de enfriamiento *convection* y para *film cooling*, y para la combinación de ambas en la misma temperatura a la entrada de la turbina y para la totalidad del rango del flujo frío. Excepto cerca del hueco de la eyección de la película, el efecto que se produce de la combinación de las técnicas anteriormente mencionadas es bajar la temperatura debajo de la pared que se usa para cualquiera de los métodos de enfriamiento en forma separada.

Figura 18. Efecto de la combinación de los diferentes métodos de enfriamiento de la turbina para un flujo constante del gas.



Fuente: radial turbine cooling

1.2.2.1 Convection lateral caliente: Para evaluar el calor del flujo del gas caliente hacia el alabe, el coeficiente de la transferencia de calor convectiva debe ser determinada sobre la superficie del alabe. El método usado frecuentemente para un diseño de primer orden consiste en obtener valores para h_g de correlaciones desarrolladas por un flujo sobre una placa plana. Para flujos turbulentos sobre una placa plana sin el *film cooling*, la siguiente expresión es dada por el número local Nusslet:

$$Nu_x = \frac{h_g x}{k_g} = 0.0296 Re_x^{0.8} Pr^{1/3} \quad [4]$$

En donde Re_x es el número de Reynolds basado en la distancia x . La temperatura local y las propiedades del fluido temperatura-dependientes, son evaluadas desde condiciones locales relativas del flujo. Desde que la temperatura local varíe en el límite termal de la capa, una corrección de temperatura es aplicada a las propiedades del fluido. Dos esquemas usados comúnmente son, el método de la

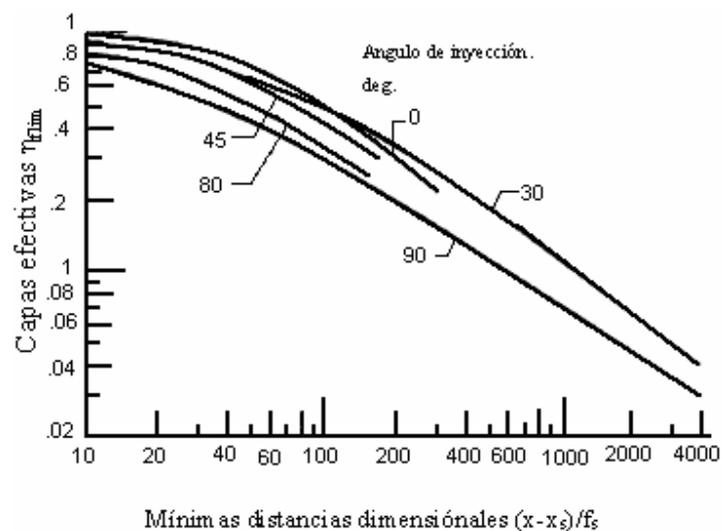
temperatura del radio y el método de la referencia de la temperatura. Estos métodos son fácilmente usados y explicados en diferentes referencias⁴.

Si la película fría esta presente, la ecuación de flujo caliente es alterada reemplazando la temperatura adiabática de la pared por la temperatura local de la película:

$$q = h_g (T_f - T_{w0}) \quad [5]$$

La variación en la temperatura de la película con una distancia desde el hueco de inyección ha sido determinada en forma experimental por una variación en la geometría y orientaciones del agujero. Véase figura 19.

Figura 19. Capa de enfriamiento efectiva para la ranura del alabe



Fuente: elements of gas turbine propulsión.

Estos datos han sido correlativos en formas dimensionales por la efectividad del Film, E_f , así:

$$E_f = \left(\frac{T_{aw} - T_f}{T_{aw} - T_c} \right) \quad [6]$$

En donde T_f es la temperatura del film y T_c es la temperatura fría en la eyección. Aunque el coeficiente de la transferencia de calor cerca de la inyección en el film

⁴ Glassman, A.J.; ed.: Turbina Design an Applications. NASA SP290, Vol. 3, 1975

localizada es alterada por el film, el efecto es humedecido afuera rápidamente y por eso no cambia el coeficiente de la transferencia de calor.

El leading edge de el alabe es usualmente tratado como un cilindro en cruce de corrientes. Es en esta región del alabe en donde se encuentra el mayor coeficiente de la transferencia de calor. Una expresión por el número Nusslet⁵ por el leading edge del alabe es,:

$$Un_{ie} = \frac{h_g d}{k_g} = C Re_d^{0.5} Pr^{0.4} \quad [7]$$

En donde el coeficiente C varía alrededor de 1.0 hasta 1.6, dependiendo de la intensidad de la turbulencia y donde Re_d es el número Reynolds basado en el diámetro de el leading edge de el alabe.

A lo largo de la superficie trasera del rotor, el coeficiente de la transferencia de calor es obtenido en forma separada por:

- la región de scalloped y,
- la superficie del rotor debajo del scalloped.

Por ejemplo, la cara del disco. En la región scalloped el coeficiente de la transferencia de calor puede ser asumido dentro del promedio de la succión del alabe y los valores de presión en la superficie a través de la línea extrema del hub. La cara del disco se puede modelar como un disco incluido que rota al lado de una pared estacionaria. Una ecuación⁶ que puede ser usada para esta área es:

$$Un_{df} = h_g r / Kg = 0.00195(\omega r^2 / \mu) \quad [8]$$

Donde ω es la velocidad de rotación y r es el radio. Las ecuaciones simplificadas arriba que usan aproximaciones de plato plano se pueden sustituir por acercamientos refinados y más exactos. Uno de estos métodos es solucionar las ecuaciones de la capa límite por técnicas integrales o de diferencia finita. También, el trabajo en marcha consiste en desarrollar más ampliamente sistemas

⁵ Zukauskas, A.; and Ziugzda, J.: Heat Transfer of a Cylinder In Cross Flow. Hemisphere publishing Corp., 1985.

⁶ Kreith. F.: Principles Of Heat Transfer. 2nd edition, international Textbook Co., 1965.

bidimensionales y tridimensionales de lleno-canal viscoso por los cuales fluyen los códigos que tienen resolución espacial adecuada en los límites de la lámina para calcular el flujo local del calor. Como es lógico, si se quiere mayor exactitud la complejidad del cálculo es muchísimo más alta. A menudo, los métodos más sofisticados no son autorizados en los primeros momentos de un diseño.

1.2.2.2 Convección lateral del líquido refrigerador: Pueden existir diversas configuraciones de enfriamiento internas usadas para promover el traspaso térmico y el enfriamiento para la lámina de rotor, y por esa razón, es imposible repasar cada esquema de enfriamiento de la convección. En principio el acercamiento es similar al utilizado para la convección lateral caliente. El coeficiente de transferencia de calor en el líquido refrigerador, h_c , y su temperatura local, T_c deben ser evaluadas para su uso en la ecuación del flujo de calor:

$$q = h_c (T_{wi} - T_c) \quad [9]$$

En donde T_{wi} es la temperatura del lado frío de la pared. El problema es complicado porque el flujo frío y las distribuciones de la presión deben ser conocidos antes de que h_c sea determinado. Es necesario un ciclo interactivo. Los cálculos son hechos adaptando una red del flujo para una configuración de enfriamiento dada y solucionando ecuaciones de conservación del ímpetu, la masa, y la energía. Una vez la cantidad de frío para una región dada del alabe es determinada, las correlaciones empíricas para un esquema de enfriamiento determinadas pueden ser utilizadas para obtener h_c . El procedimiento se repite hasta que los cambios de cálculos sucesivos estén dentro de una tolerancia específica.

Para efectos del diseño, el flujo del líquido frío usualmente se modela en un plano dimensional. Uno de estos códigos de flujo frío está descrito en la referencia 29⁷. A pesar de lo dicho para analizar configuraciones del líquido enfriador en rotores de turbina radial, el método es general, y se puede aplicar a otros tipos de componentes. En el código el ímpetu y las ecuaciones de la energía se integran a lo largo de una trayectoria definida del flujo para calcular el caudal del líquido enfriador, la temperatura, la presión, y los coeficientes internos del traspaso térmico. Las cuentas del análisis para los cambios del área y los efectos centrífugos. La adición de la fricción fluida y de calor se calcula con las correlaciones basadas en condiciones locales del flujo. Una limitación del análisis es que solamente esas geometrías, que consisten en un solo flujo, pasan con una sola entrada y la salida puede ser analizada.

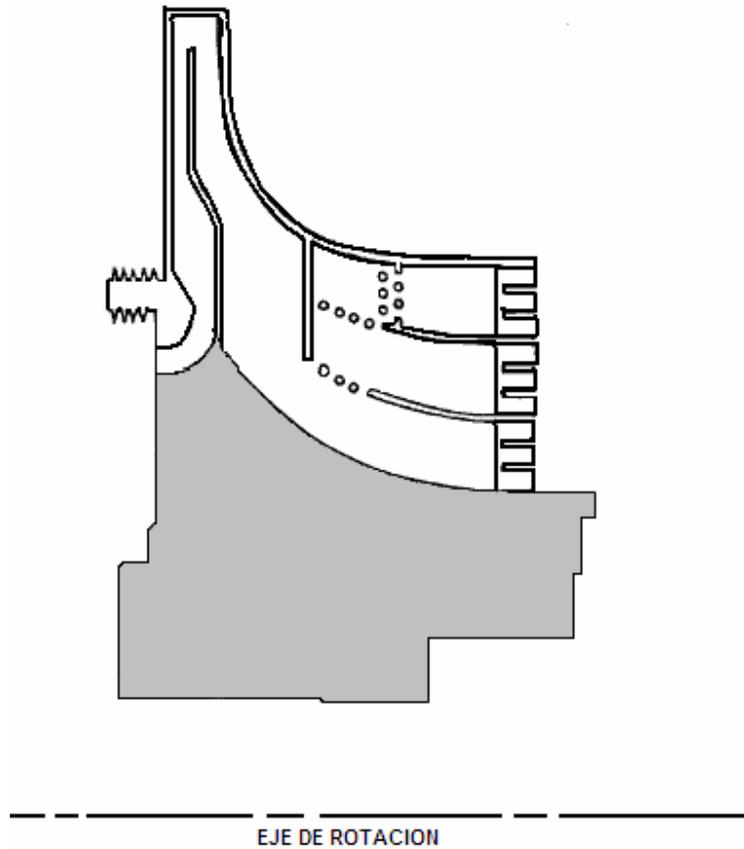
Los análisis dimensionales de un líquido enfriador se utilizan ampliamente en el diseño de las láminas de turbina de enfriamiento debido a su facilidad de empleo relativa y los tiempos de pasada cortos de la computadora. Sin embargo, estos códigos no calculan el flujo interno y tampoco las condiciones termales con la misma precisión que la alcanzada por los análisis de flujo del paso de la corriente del gas caliente. Para superar esta deficiencia, los códigos viscosos tridimensionales también se están desarrollando para analizar el flujo del líquido refrigerador. Dos esfuerzos de la investigación se discuten brevemente.

Un estudio fue recientemente complementado por Adapco⁸ del flujo frío, en la NASA, para las turbinas radiales de enfriamiento. La configuración de enfriamiento interna es mostrada en la figura 20.

⁷ Meitner, P.L.: Computer Code For Prediction Coolant Flow And Heat Transfer In Turbomachinery. NASA TP-2985, also AVSCOM TR 89-C-008, 1990.

⁸ Three Dimensional Flow Analysis Of The Internal Passage Of A Cooled Radial Rotor. Adapco, Melville, NY, final report 1991

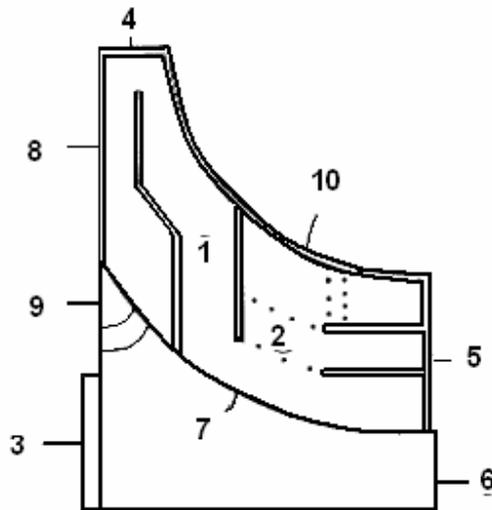
Figura 20. Configuración para un alabe enfriado, diseñado por la nasa.



Fuente: www.nasa.com

Y la rejilla usada para el modelo numérico es mostrada en la figura 23. El solvente del flujo usado fue el código STARCD. Los resultados del cálculo para modelar un experimento reducido de la temperatura son mostrados en las figura 21.

Figura 21. Condiciones de la capa del rotor externa e interna



Fuente: www.nasa.com

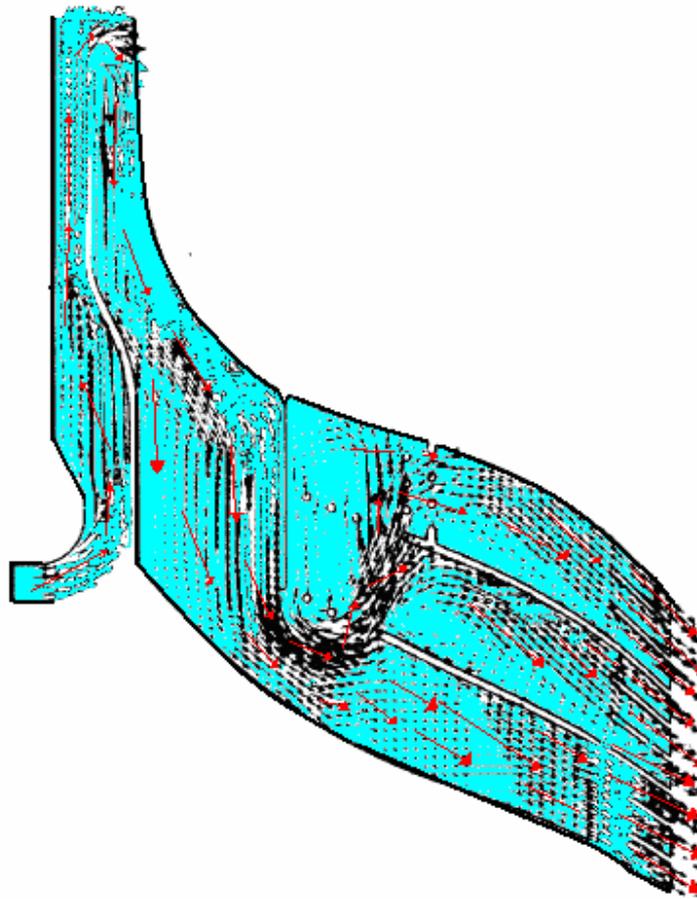
Donde:

1. Superficie de succión y presión externa.
2. Conducto de enfriamiento interno.
3. Cara trasera del disco.
4. Leading edge del álabe.
5. Trailing edge del álabe.
6. Cara externa de la salida del disco.
7. Contorno del hub.
8. Scallop del alabe.
9. Anillo del disco.
10. Punta del alabé

Un examen de la velocidad campo del vector, Fig. 22, demuestra regiones significativas de la separación y de la recirculación del flujo. Esta clase de información no está disponible con un análisis unidimensional. También, la distribución del flujo del líquido refrigerador del cálculo viscoso es muy diferente del obtenido con análisis unidimensionales tempranos, aunque un análisis

unidimensional más temprano, hecho con el código de la referencia 19⁹ convino mejor. La verificación de los resultados de STARCD se hará a través de datos experimentales.

Figura 22. Vectores de la velocidad del aire de enfriamiento



Fuente: www.nasa.com

La solución del flujo del líquido refrigerador no es todavía completa, pero el acercamiento tomado se ilustra en el referencia 22¹⁰. Siempre y cuando se desarrollen y se verifiquen como este y otros los códigos tridimensionales del

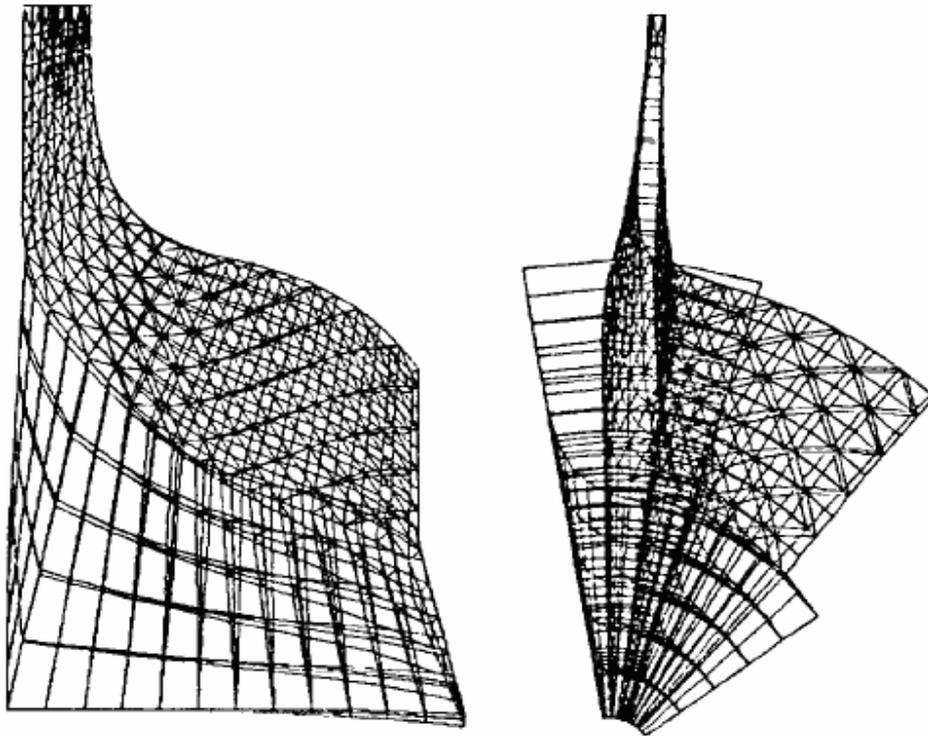
⁹ Kumar, G.; Roelke, R.J.; and Maitner, P.L.: A Generalized one-dimensional Computer Code for turbomachinery cooling passage flow computations. AIAA 89-2574, 1989.

¹⁰ Steinthorsson, E.; Shih, T-I-P.; And Roelke, R.J.: Computations Of The Three Dimensional Flow And Heat Transfer Withing Coolant Passage Of A Radial Turbine Blade. AIAA 91-2238, 1991.

líquido refrigerador, los cálculos del flujo de esquemas a enfriar serán más exactos.

1.2.3 Análisis mecánico del rotor: El procedimiento detallado seguido para analizar estructuralmente la turbina radial para el experimento de la temperatura reducida y los resultados obtenidos, se muestra en la referencia 23¹¹. El modelo del elemento finito del segmento de la cuña del rotor se demuestra en el figura 18.

Figura 23. Modelo de elementos finitos para caculos estructurales.



Fuente: Development of a thermal and structural analysis procedure for cooled radial turbines.

Con las cargas de calor especificadas para este modelo, el programa de conducción calor SINDA, fue utilizado para calcular la distribución de la

¹¹ Kumar, G.N.; and De Anna, R.G.: development of a thermal and structural analysis procedure for cooled radial turbines. ASME Paper 88-GT-18, 1988

temperatura del rotor, y el código de NASTRAN es utilizado para obtener la distribución de la tensión.

1.3 DESCRIPCION Y FORMULACION DEL PROBLEMA

1.3.1 Descripción: Durante el diseño y la construcción de la micro turbina se arrojaron muy buenos resultados en cuanto a funcionamiento. Ahora, esto deja muchas puertas abiertas a la investigación, lo que motivo a seguir adelante con este proyecto para mejorar algunas de las falencias de este.

Por esta razón se decidió separar la turbina en etapas y empezar con el estudio de la turbina, en la cual se encontró el mayor problema a resolver, es muy difícil mantener un tip clearance apto para la operación, además que el diseño y el proceso de construcción de los alabes deben ser adecuados. Por lo tanto se entra a estudiar otros parámetros tales como temperatura, velocidad, presión y densidad, además de características en: material, forma, lo que en sí es su configuración para el mejoramiento del rendimiento del motor y luego validar su diseño con un software de análisis de estructuras.

1.3.2 FORMULACION DEL PROBLEMA: ¿como obtener una óptima geometría, al mismo tiempo que una máxima eficiencia de una turbina radial para micro-turbina?

1.4 JUSTIFICACION.

Las etapas de diseño y construcción de la micro turbina, pasando por todas las ramas de estudio dieron muy buenos resultados, dando un gran paso en el entorno aeronáutico, abriendo las puertas a nuevas investigaciones, buscando el mejor resultado de funcionamiento para la micro turbina.

Con el desarrollo del proyecto de la turbina radial para micro turbinas se espera encontrar la solución a los problemas que se han venido presentando en el primer proyecto así como continuar con la investigación en el área de motores a reacción que se esta volviendo un área muy fuerte para los estudiantes de la Universidad de San Buenaventura, además, pensar en sacar mas adelante, cuando se hagan los siguientes estudios en otras secciones de la micro-turbina, un producto capaz de competir en un mercado de este tipo de aparatos y°, encontrarle nuevas aplicaciones.

Para lograr un alto nivel como institución en el tema de los motores a reacción se debe hacer una investigación continuada en este, con esto se pretende ser reconocidos a nivel nacional por las empresas que están comprometidas en el desarrollo y mantenimiento de motores, las cuales, al final de todo el trabajo y las investigaciones que se realicen, serán el primordial interés en el desarrollo la carrera de los autores de esta obra.

1.5 Objetivos de la investigación

1.5.1 Objetivo general

Diseño de una turbina radial para optimizar los parámetros y eficiencia de la micro-turbina.

1.5.2 Objetivos específicos

- Documentación acerca de todas las teorías de turbinas para diseñar la apropiada y validarla.
- Analizar la sección de turbina de la actual micro-turbina para identificar los problemas actuales y determinar su causa.
- Diseño detallado de una turbina radial para la sección de turbina de una micro-turbina
- Estudio de materiales para la sección de turbina que tenga características de mas resistencia tanto a esfuerzos, como a temperaturas mas elevadas. Usando como referencia las especificaciones de la primera investigación de la micro-turbina.
- Crear tablas que muestren el funcionamiento de la turbina debido a diferentes parámetros, revoluciones, y gastos masicos.

1.6 ALCANCES Y LIMITACIONES

1.6.1 Alcances: Con este proyecto se analizan los cálculos térmicos y de dinámica de gases de la etapa de turbina para una turbina radial que más que empuje genera en realidad una potencia al eje que permite nuevas aplicaciones a nivel aeronáutico como es, en el movimiento de generadores y de hélices. Con esto se crean nuevas formas de generación de energía que sean más económicas a la vez que introducir un producto que hasta el momento no ha sido

explotado y que puede generar muchos beneficios para la aeronáutica en el mundo si se trabaja con mas estudios científicos sobre este tema

1.6.2 Limitaciones: En el desarrollo del proyecto se presentan debilidades por el echo de que hay muy poca investigación a nivel mundial sobre turbinas radiales y aunque esto es un incentivo para trabajar mas fuerte, es un obstáculo que implica costos elevados en la adquisición de la bibliografía especializada en este tipo de dispositivos.

2 MARCO TEORICO

2.1 Estator de turbina:

Este componente tiene como función aumentar la velocidad de la corriente de gas caliente que sale de la cámara de combustión y dirigirla con el ángulo apropiado al disco de turbina. Esta pieza está expuesta a las más altas temperaturas, en algunos casos superan los 700 °C, por lo tanto se construyen en aleaciones inoxidables para alta temperatura, básicamente consta de una serie de álabes "estatores" que se cierran hacia la parte trasera (conducto convergente), también difieren si son para turbina radial o axial.

Figura 24. Estator de turbina radial y axial



Fuente: Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo masico.

Para el diseño que se trabaja en este proyecto, la turbina radial o centrípeta es mas eficiente para operación de motores pequeños, y por tener compresor de tipo centrífugo no se afectaría el área frontal del motor, ya que ésta no superaría el área anular del la etapa de compresor, aunque su construcción es mas complicada y costosa que para una turbina axial.

2.2 Rotor de Turbina:

Es la parte encargada de extraer parte de la energía de la corriente de gas para convertirla en movimiento, su única función es hacer rotar el compresor al cual se encuentra unido por medio de un eje, la turbina se halla sujeta a elevadas temperaturas y lo que es peor a elevadas cargas centrifugas que unido a la disminución de resistencia del material por causa de la temperatura hacen que este sea el elemento que mas importancia tiene en cuanto a la elección de materiales, sin excepción se utilizan aleaciones con elevado contenido de níquel y cromo (comercialmente tienen diferentes nombres como ser INCONEL, NIMONIC. Aunque en los primeros modelos de turborreactores "caseros" se utiliza acero inoxidable con buenos resultados. Existen dos tipos de discos de turbina:

2.2.1 Discos De Turbina Axiales: Son los mas utilizados pues poseen excelentes características de aceleración y un peso bastante reducido, su única contra es que deben respetarse a estrictamente las temperaturas y velocidades máximas sino se corre el riesgo de que el disco se "desintegre" literalmente, este tipo puede ser fabricado con mucha paciencia y Herramientas comunes o con sofisticados sistemas (control numérico, electro erosión, etc.) o bien comprados a diferentes fabricantes para su uso específico en turbinas de aeromodelismo, aunque su precio no es nada económico.

Figura 25. Rueda de turbina axial



Fuente: Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo masico.

2.2.2 Discos de turbina radiales: Si bien se utilizan menos por ser bastante mas pesadas y por lo tanto tardan mas en acelerar tienen la particularidad de ser muy robustas, soportan mas revoluciones a mayor temperatura y tal vez como "ventaja" adicional para el constructor principiante es que estas turbinas son las utilizadas por los turbo compresores de auto, lo que las hace mas fáciles de obtener.

Figura 26. Rueda de turbina centrípeta



Fuente: Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo masico.

2.3 TURBINAS DE FLUJO RADIAL VS TURBINAS DE FLUJO AXIAL:

2.3.1 Las turbinas de flujo axial tienen las siguientes ventajas:

- Puede ser diseñado para un gran rango de cargas, alrededor de 1-2.2, con una gran variación en el tamaño, la velocidad y la eficiencia dependiendo de los requerimientos.
- Para un diseño con una alta carga, el peso es menor
- Para capacidades mayores a alrededor de 0.05 kg. (raíz) K/s k Pa la turbina de flujo axial va a tener una mejor eficiencia isentrópica, esta ventaja aumenta con la capacidad.
- Si la proporción de expansión requerida es tal que más de una turbina radial es requerida, entonces, el ducto Inter-turbina es complejo. Esto nos lleva a las

turbinas radiales multi-estado raramente consideradas. No hay esa clase de problemas con las turbinas de flujo axial.

- Dificultades en manufactura pueden limitar el diámetro de la rueda de la turbina radiales a alrededor de 0.6m, y por lo tanto limita también la capacidad de impacto y la capacidad de la proporción de expansión.

2.3.2 La turbina radial tiene las siguientes ventajas:

- Las turbinas radiales son capaces de alcanzar hasta 8:1 en la proporción de expansión en un solo estado. Para una turbina de flujo axial esto requeriría al menos dos estados
- Las turbinas radiales son significativamente mas bajas en costos unitarios para la misma capacidad y la misma proporción de expansión.
- A un tamaño pequeño, por ejemplo para capacidades menores que 0.05 kg (raíz) K/sPa, la eficiencia isentrópica es mejor. Como en los compresores, esto es porque in este rango de capacidad, la eficiencia de la turbina de flujo axial cae rápidamente a medida que el tamaño es reducido genera niveles relativos de aumento en la tip clearance, blade leading and training edge thicknesses and surface roughness with fixed manufacturing tolerances. En cualquier caso, este rango de capacidad corresponde a extremadamente pequeños motores de turbina a gas que son comparativamente raros.
- Tiene una duración menor que dos estados axiales pero similar a uno.

Para entrar en los cálculos geométricos de la etapa de turbina, es necesario analizar el triangulo de velocidades que se genera a través de ella.

Para se toman los cálculos termo-gasodinamicos que arrojó el software¹². Se tomaran como datos iniciales y después se iterara con los datos que requiere el diseño de la turbina radial para su óptimo funcionamiento. Esto llevara a sugerir cambios de cálculos termo-gasodinamicos y por ende de las dimensiones de la turbina original, a no ser que, los resultados arrojen un funcionamiento en conjunto que sea aceptable para la operación de la turbina.

El diseño de la etapa de turbina varia en el diseño de la etapa de compresor por diferentes razones, como son:

- La densidad del fluido de trabajo cambia drásticamente, así que los efectos de compresibilidad deben ser tomados en cuenta.
- La turbina genera en vez de absorber potencia.
- Por la alta temperatura de entrada se debe analizar la transferencia de calor.
- No existen reglas para escoger la geometría del perfil ni el flujo, como si existe el factor de difusión del compresor.

Las ondas de choque y otros efectos causados por el número de Mach, deben estar bajo control

Los símbolos y abreviaturas que se usaran en este proyecto se encuentran referenciados en el apéndice A, de este documento.

¹² ESCOBAR. ARNOL. **Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo masico.**

3 METODOLOGÍA

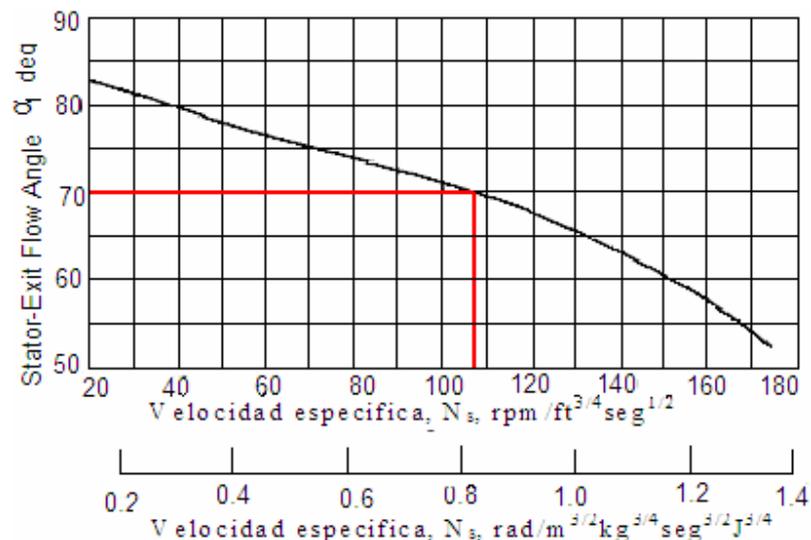
(Diagrama de Flujo) VER ANEXO C

3.1 DISEÑO DEL ESTATOR

Se analiza primero el diseño del estator para este tipo de turbina, la salida del combustor se debe empezar a diseñar todo el conjunto de la turbina.

Varios parámetros de diseño son trazados como funciones de la velocidad específica para ilustrar los cambios en la forma óptima de la turbina con aplicaciones representadas por la velocidad específica. La figura 27 muestra la variación de eficiencia con respecto al ángulo de salida del estator y la velocidad específica. Se vuelve una buena aproximación inicial para el diseño del estator.

Figura 27. Variación del ángulo de salida del estator correspondiente a la máxima eficiencia estática debido a la velocidad específica.



Fuente: analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency.

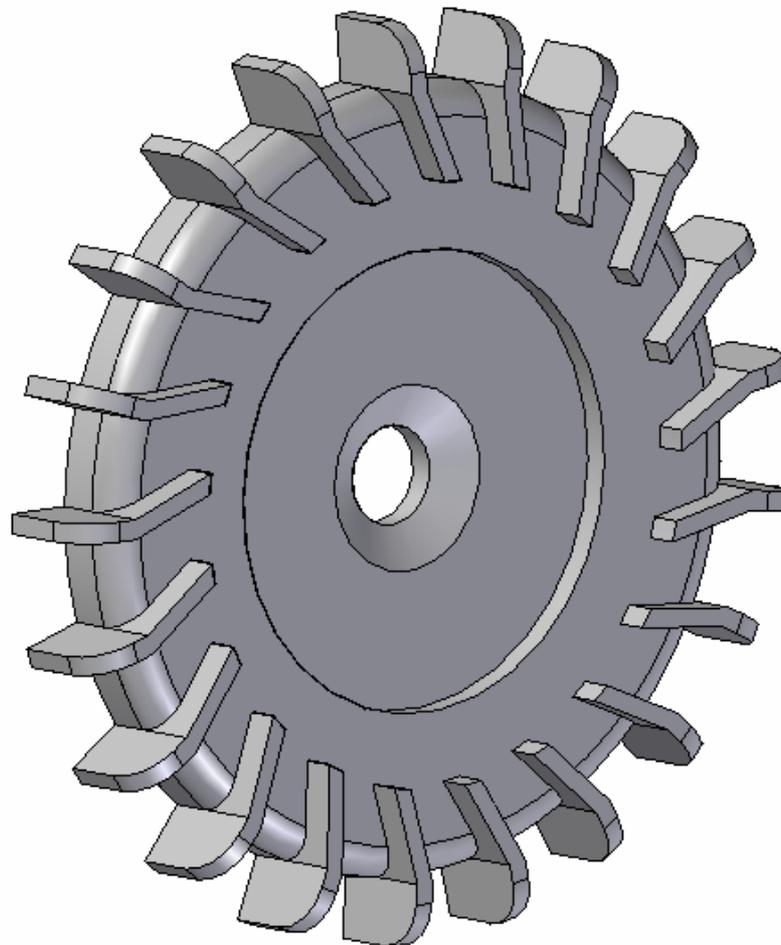
La figura 27 muestra la variación en el ángulo de flujo óptimo para la salida del estator. Un continuo decrecimiento desde 83° hasta 52° ocurre mientras la velocidad específica incrementa de $20 rpm / ft^{3/4} seg^{1/2}$ a $173 rpm / ft^{3/4} seg^{1/2}$ o $0.16 rad / m^{3/4} Kg^{3/4} seg^{3/2} J^{3/4}$ a $1.34 rad / m^{3/4} Kg^{3/4} seg^{3/2} J^{3/4}$ el ángulo de salida del

estator de 70 grados da una muy buena aproximación de la velocidad específica que necesita la turbina para aumentar su eficiencia.

A lo largo del desarrollo del diseño de la turbina se encontrara que los parámetros van a cambiar de acuerdo a ciertas consideraciones de diseño donde se requiere que cambie la velocidad específica. Por ahora se dejara como ángulo de salida del estator 70° . Gracias a esto se puede empezar a diseñar el estator basándose en lo anterior.

La figura 28 demuestra una aproximación de la forma del estator de turbina para una turbina radial.

Figura 28. Estator de turbina radial de 21 alabes



Fuente: diseño de los autores.

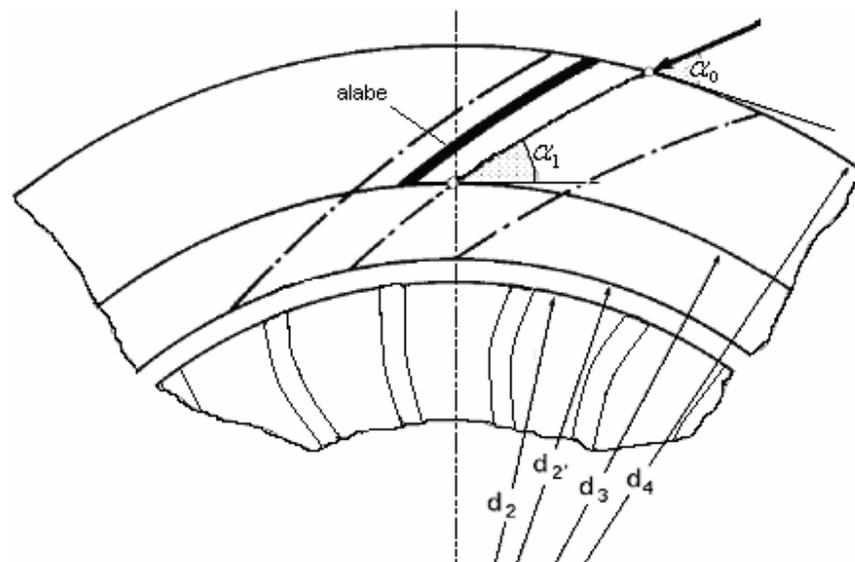
Como se puede apreciar en la figura 28, se observa que la entrada del aire en el estator es axial proveniente de el combustor pero, y aquí es donde difiere de las turbinas axiales, el gas caliente sale de este en forma radial.

Para que el diseño del estator sea de acuerdo a la teoría de diseño del ingeniero Arnold Escobar se debe seguir los parámetros de diseño de este, la cual dice que: El fluido incrementa la energía mecánica del rotor absorbiendo la energía cinética del gas.

Para lograr lo anterior, se diseña un difusor con canales convergentes con los cuales se acelera el flujo y se disminuye la presión garantizando la alta velocidad, del flujo, a la entrada del rotor de turbina, cumpliendo con el proceso de difusión con pocas pérdidas y buen rendimiento.

Con estas condiciones se diseña un difusor con alabes, del cual puede verse un esquema en la grafica 30, es más costoso, pero tiene mejor rendimiento que el difusor sin alabes.

Figura 29. Difusor con Alabes, y diámetros del estator



Fuente: Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo masico.

Siempre que, $17^\circ < \alpha_0 < 23^\circ$, conviene instalar alabes en el difusor. Para los anchos y diámetros del difusor, se utiliza los siguientes valores experimentales¹³:

$$\begin{aligned}
 d_2' &= d_2^{+0.5mm} \\
 d_3 &= 1.12 \times d_2 \\
 d_4 &= 1.65 \times d_2 \quad [10] \\
 b_4 &= (1 \dots 2) \times b_2 \\
 b_3 &= (1 \dots 2) \times b_2
 \end{aligned}$$

La grafica 30, muestra la geometría principal del difusor donde se puede apreciar el numero de alabes, el ángulo de salida del estator, los diámetros de cada sección y la profundidad y forma de este consolidado, como se puede apreciar, en una sola pieza que encaja en el motor, así, como las ranuras están echas para recibir y acoger al rotor, mas adelante se vera, como se enganchan todos las piezas para formar el conjunto de la turbina.

El ángulo α_1 materializado en los alabes directrices a la entrada es igual a α_2 mas la deflexión del aire causada por la velocidad absoluta a la entrada de el rodete, esta deflexión suele ser $3^\circ \dots 5^\circ$, la experiencia a demostrado que los valores mas óptimos de α_2 esta entre $(52^\circ \dots 83^\circ)$ para motores con empujes moderados,

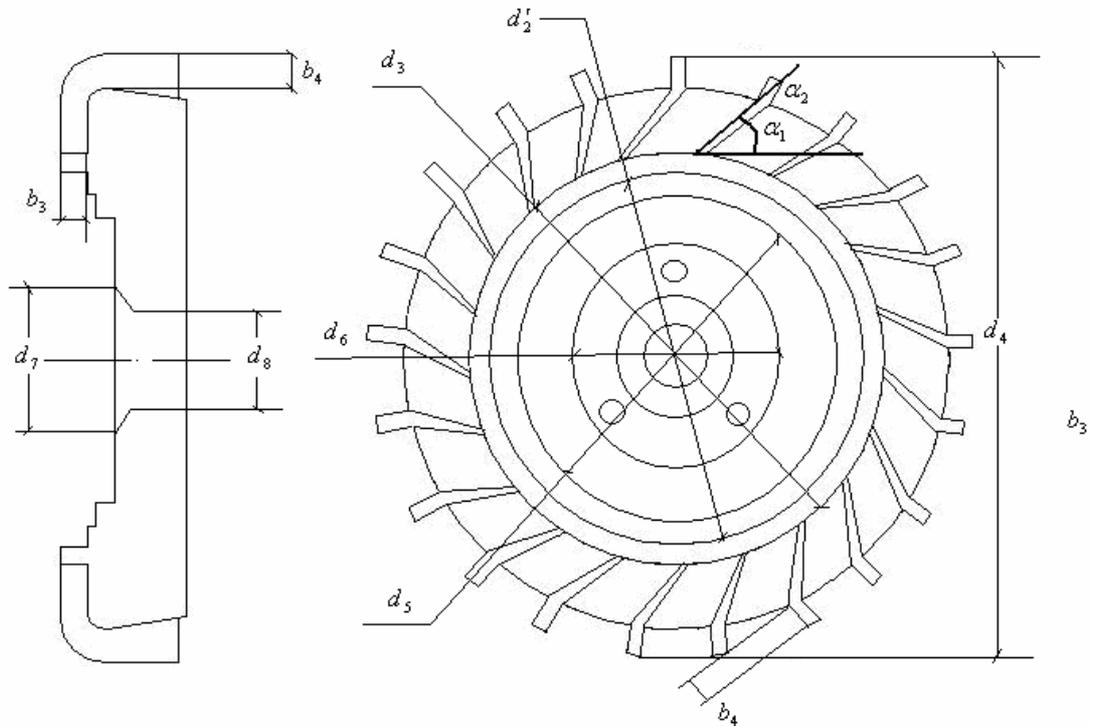
El ángulo de entrada de los alabes directrices α_0 , esta entre $30^\circ \dots 40^\circ$.

Aplicando las formulas de la ecuación 10, se puede sacar los siguientes valores, que resultaran en el tamaño real del estator para las condiciones de diseño:

La ecuación 11, muestra las mediadas de los radios del estator:

¹³ Model Jet Engines, Thomas kamps, Pág. 87

Figura 30. Geometría principal del estator.



Fuente: diseño propio

$$d_2' = 45\text{mm} + 0.5\text{mm} = 45.5\text{mm}$$

$$d_3 = 1.12 \times 45\text{mm} = 50.2\text{mm}$$

$$d_4 = 1.65 \times 45\text{mm} = 74.25\text{mm} \quad [11]$$

$$b_4 = 1.66 \times 8.779\text{mm} = 14.5733\text{mm}$$

$$b_3 = 1 \times 8.779\text{mm} = 8.779\text{mm}$$

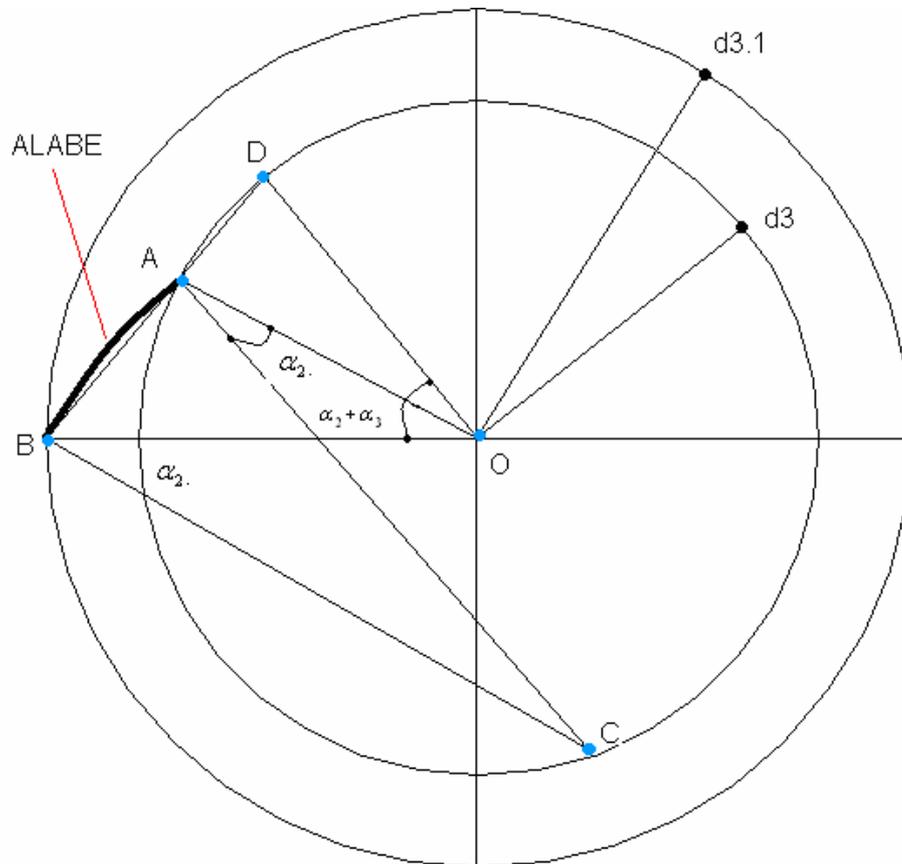
$$\alpha_1 = 70^\circ = 70^\circ$$

$$\alpha_4 = 30^\circ$$

$$\alpha_4 + \alpha_1 = 100^\circ$$

Teniendo estos valores el difusor se desarrolla por gomería descriptiva que se ve en la grafica 31.

Figura 31. Trazado de los alabes del difusor



Fuente: Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo masico.

3.1.1 Trazado de los álabes del Estator: Para el trazado de los álabes se han determinado hasta el presente solamente los ángulos α_2 y α_1 . En un fluido ideal, la forma del álabe sería indiferente; en el fluido real es preciso buscar la curvatura del álabe más favorable que reduzca las pérdidas a un mínimo. Por su sencillez de cálculo y construcción se utiliza el álabe de un solo arco de circunferencia.

Para hacer este trazado basta con determinar el centro C de una circunferencia que corte a las circunferencias de diámetros d_3 y d_4 respectivamente bajo los ángulos α_2 y α_1 ; en un punto cualquiera B de la circunferencia d_4 se construye el ángulo α_2 ; el centro del arco buscado se encuentra en la recta (BC).

A continuación se traza el radio (BO). A partir de él se construye un ángulo igual a $(\alpha_2 + \alpha_1)$ y se traza la recta (BD) que se prolonga hasta A. En el punto A se construye el ángulo α_2 , con referencia (AO)

El punto C en que se cortan las rectas (BC) y (AC) es el centro del arco de circunferencia, que constituye el álabe, y $(BC) = (CA)$ su radio. Para demostrarlo basta ver que los ángulos en B y en A del triángulo (CBA) son iguales, por lo que, $(CB) = (CA) = \text{radio}$.

Con este álabe construido se reproduce la cantidad de álabes. En las construcciones convencionales el número de álabes es de 18@28 con la condición que el número de álabes no puede ser igual al número de álabes del rodete ni múltiplo.

3.1.2 Numero de álabes del estator: El número de álabes del estator se soporta con la ecuación experimental¹⁴,

$$e = \frac{d_{3.1}}{d_3}, e = \frac{67.91}{50.2} = 1.35 \quad [12]$$

$$A = 6.3 \times \frac{e+1}{e-1} \text{sen} \alpha_2 = A = 6.3 \times \frac{1.35+1}{1.35-1} \text{sen}(30^\circ) = 21$$

$$A = 21$$

¹⁴ ESCOBAR GARZON, Arnold. Ecuación experimental para hallar los álabes del estator.

El calculado da $A= 21$ y es un valor que esta dentro de los limites¹⁵, con estos datos se diseña la geometría principal del difusor, la cual se muestra en la figura 33. Aquí se puede encontrar el recorrido de cada uno de los alabes.

3.1.3 Dimensiones finales del estator

$$A = 21$$

$$d_2' = 45.5mm$$

$$d_3 = 50.2mm$$

$$d_4 = 74.25mm$$

$$b_4 = 14.5733mm$$

$$b_3 = 8.779mm$$

$$\alpha_1 = 70^\circ$$

$$\alpha_4 = 30^\circ$$

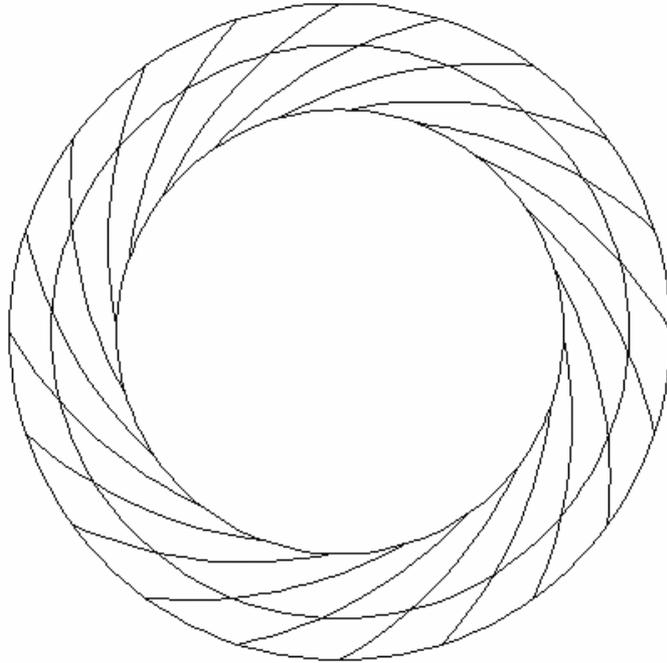
$$\alpha_4 + \alpha_1 = 100^\circ$$

Se debe tener en cuenta para el desarrollo de esta figura el ángulo de salida del gas, por esta razón los pasos anteriores son necesarios para obtener la matriz principal de los alabes de el Estator.

La matriz polar de los alabes del estator, muestra mas claramente la forma geométrica como estarán distribuidos los alabes a través del perímetro del estator. Por esta razón debe quedar exactamente distribuido en el plano, dado que cualquier error de diseño, arrojara errores en los parámetros de entrada al rotor.

¹⁵ Libro de bombas compresores, V,M.CHERKASSKI, Pág.297

Figura 32. Matriz polar de los alabes del Estator.



Fuente: diseño autores.

Figura 32b. Matriz de un estator de turbina radial.



Fuente: fotografía jefferson Zambrano Angel

3.2 LINEA DE LA INVESTIGACIÓN:

El proyecto de investigación a desarrollar corresponde a la línea de tecnologías actuales y sociedad en el diseño de plantas motrices según las líneas establecidas por la dirección del programa de Ingeniería Aeronáutica.

4 CALCULOS TERMICOS Y DINAMICA DE GASES

Para el diseño de la sección de turbina, en este caso una turbina radial, se debe empezar con saber que se quiere de esta, es decir cuales son las revoluciones a las que desea opere la turbina así, como la potencia que se requiere se transfiera al eje, esto dentro de muchos factores importantes que serán los que definan la resistencia estructural, ya sea por cargas o por temperatura de la turbina radial para este tipo de motor.

Se comienza entonces, con los cálculos básicos que llevaran a dar los parámetros de entrada a la turbina, para esto utilizaremos los cálculos de la referencia 1⁶.

4.1 CÁLCULOS INICIALES

Gasto Masico m 0.16 Kg. / seg.

Temperatura de entrada T_{t1} 1000 °K

Salto de Temperatura $T_{ts}=T_{t0}-T_{t2}$ 122 °K

Rendimiento Isentrópico η_t 0.90

Eficiencia poli trópica $e_t = 0.85$

Las constantes utilizadas para estos cálculos son:

Potencian necesaria⁶ = $\dot{m}c_p(T_{02} - T_{01}) = 0.16 \times 1,005 \times 116.67k = 18.76KW$

Constante Especifica del Gas (R) 287.2J/Kg/°K

Capacidad Térmica Especifica del Gas (Cp) 1158 J/Kg/°K

Razón de Calores Específicos (γ) 1.333

Por ultimo se asume un coeficiente de perdida del estator λ_n de 0.070, lo que constituye una aproximación inicial razonable.

4.1.1 La eficiencia politrópica

En un proceso de expansión o compresión es la eficiencia isentrópica de una etapa infinitamente pequeña y puede definirse como:

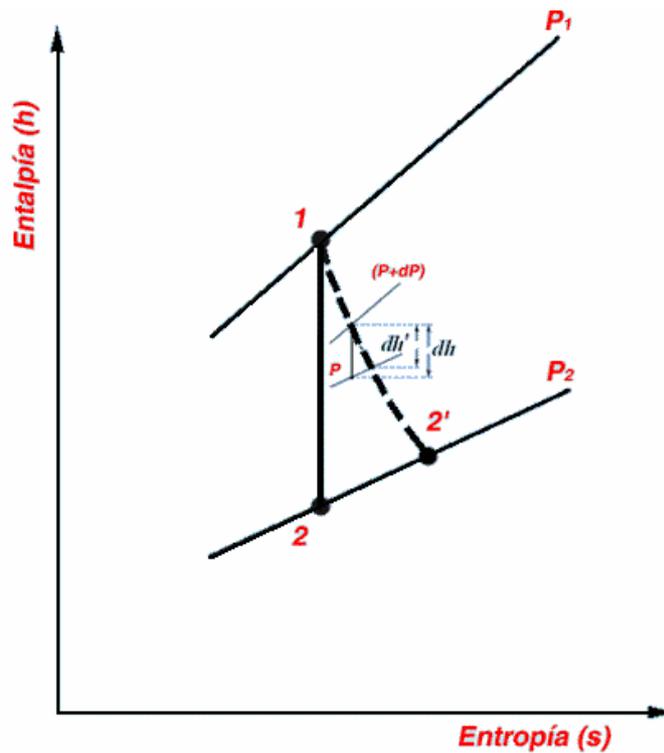
[13]

$$e_t = \frac{\text{trabajo real para una caída de presión infinitamente pequeña}}{\text{trabajo ideal para una caída de presión infinitamente pequeña}}$$

La eficiencia politrópica también puede escribirse como:

$$e_t = \frac{dh'}{dh} \quad [14]$$

Figura 33. Eficiencia politrópica de la turbina.



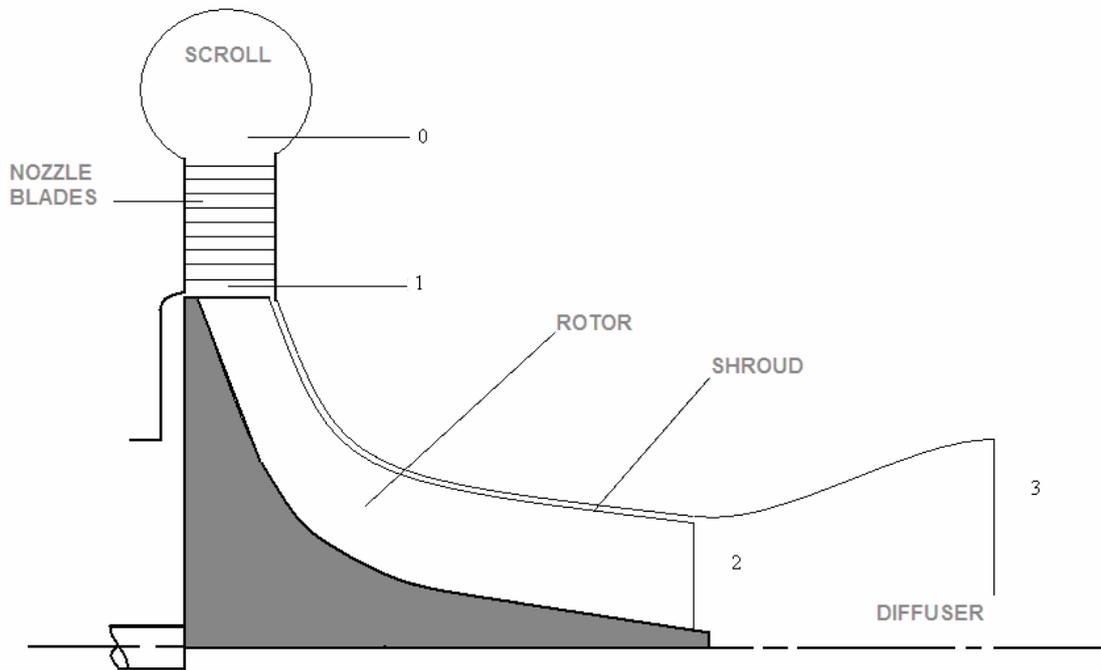
Fuente: diseño propio de los autores

Sustituyendo (dh') por $(C_p dT)$ y (dh) por (vdp) en la eficiencia poli trópica de un proceso de expansión se puede demostrar que la relación de temperaturas a la entrada y a la salida del rotor es de:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{(\gamma-1)\eta_p}{\gamma}} \quad [15]$$

4.1.2 Secciones de la turbina: El esquema general del diseño de la turbina planteado para este caso se muestra en la figura 34. Aquí se puede observar, en que partes esta dividida una turbina y como se van a numerar las diferentes secciones de esta. Mas adelante se vera el triangulo de velocidades que se genera de las diferentes configuraciones y ángulos que se le den al conjunto completo

Figura 34. Secciones de la turbina radial



Fuente: diseño propio de los autores

Los siguientes cálculos geométricos de la etapa de turbina se realizan de acuerdo al procedimiento planteado en el libro Teoría de las Turbinas de Gas¹⁷. Todo a partir de los cálculos del ciclo, obtenidos de los cálculos termo-gasodinámicos realizados en el capítulo 8 de la referencia 1¹⁸, anteriormente citada.

4.1.3 Rangos de operación

Con el fin de obtener tablas que den las diferencias entre configuraciones de la turbina se debe comenzar por escoger los rangos entre los cuales por experimentación se ha encontrado la máxima eficiencia de una turbina radial para esto, entonces, las variables independientes, α_1 , $h_1 / D_{2,m}$, y $D_{2,m} / D_1$, fueron variadas sobre los siguientes rangos, con el fin de encontrar la configuración mas exacta, para una optima eficiencia de la turbina radial:

$$\begin{aligned} 52^\circ < \alpha_1 < 83^\circ \\ 0.04 < \frac{h_1}{D_{2,m}} < 0.68 \\ 0.2 < \frac{D_{2,m}}{D_1} < 0.6 \end{aligned} \quad [16]$$

h_1 : Altura de alabe a la entrada de el rotor

$D_{2,m}$: Diámetro de la línea media a la salida de la turbina

D_1 : Diámetro del tip del alabe a la entrada del rotor.

Se toma la velocidad de giro N , calculada para el compresor en el capítulo 8¹⁹, y se toma una velocidad media del álabe U_t calculada para este proyecto, máxima, por encima de la cual habrá problemas de resistencia del material.

¹⁷ Teoría de las Turbinas de Gas, H. COHEN. Pág. 229

¹⁸ ARNOLD ESCOBAR. **Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo masico**

El diámetro que se escogió para el tip del álabe del rotor es de 0.045 m debido a que este es el espacio que se dejó en la micro turbina de la referencia 1. Se debe tener en cuenta que este diámetro del tip debe ser menor que el diámetro de salida del estator.

El diámetro del rotor en la punta del tip esta dada por:

$$r_t = 0.045 \text{ metros}$$

$$D_1 = 0.09 \text{ metros}$$

El salto de la temperatura desde la entrada al estator hasta la salida del rotor esta dada por la siguiente diferencia de temperaturas totales:

$$(T_{t_0} - T_{t_2}) = (1000K - 878K)$$

$$(T_{t_0} - T_{t_2}) = 122K$$

Al encontrar este salto de temperatura se puede calcular la velocidad axial del gas en la entrada del rotor (U_t). Las constantes $g_c c_p$ fueron definidas anteriormente en el inicio de este capítulo. La ecuación 17 calcula la velocidad axial del gas a la entrada del rotor:

$$U_t = \sqrt{g_c c_p (T_0 - T_{t_2})} \quad [17]$$

$$U_t = \sqrt{1158 * 122}$$

$$U_t = 375.86 \text{ m/seg}$$

Siguiendo con el proceso y los cálculos básicos del diseño de la turbina radial se debe hallar la velocidad angular del rotor para con esto hallar las revoluciones por minuto que se espera operar. La ecuación 18, presenta la velocidad angular del rotor de turbina en *radianes / segundo*.

Mientras que la ecuación 19 presenta la velocidad en revoluciones por minuto:

$$\omega = \frac{U_t \text{ rad}}{r_t \text{ seg}} \quad [18]$$

$$\omega = \frac{375.86}{0.045} \text{ rad/seg}$$

$$\omega = 8352.44 \text{ rad / seg}$$

Ya Con esto se puede calcular las revoluciones por minuto (RPM) del rotor¹⁹

$$RPM = \frac{30}{\pi} \omega \quad [19]$$

$$RPM = \frac{30}{\pi} 8352.44$$

$$RPM = 79759.78 \text{ rpm}$$

Se puede observar, que para este caso esta dentro de los límites estructurales del material, pues por encima de este rango de revoluciones por minuto, pueden ocurrir fallas estructurales debido a las grandes cargas centrífugas que debe soportar.

Lo siguiente es hallar el numero Mach²⁰ a la entrada de el rotor. Este es importante, debido a que ayuda a calcular el parámetro del flujo de masa y seguidamente el área necesaria para que no halla una obstrucción de gas en la entrada del rotor por poco espacio en los ductos. La ecuación 20, indica como se debe calcular el número Mach en la estación 1 del rotor:

$$M_1 = \sqrt{\frac{\frac{2}{(\gamma-1)}}{(2g_c c_p T_{t0} \text{sen}^2 \alpha_2 / U_t^2) - 1}} \quad [20]$$

¹⁹ Elements of Gas Turbine Propulsion. Jack D Mattingly. P. 746.

²⁰ Ibid. P. 746

$$M_1 = \sqrt{\frac{\frac{2}{(1.33-1)}}{(2 * 1158 * 1000 * \text{sen}^2 70 / 375.86^2) - 1}}$$

$$M_1 = 0.67$$

El ángulo de salida del estator y la velocidad de alabe del rotor son especificadas como entrada. La velocidad de salida del estator del gas V_1 es calculada por la ecuación 21.

$$V_1 = \frac{U_t \left(1 - \frac{2}{n}\right)}{\sin \alpha_1} \quad [21]$$

$$V_1 = 399.98m / \text{seg}$$

Lo que indica que esta velocidad V_1 relaciona la velocidad tangencial de salida del estator con velocidad de el alabe a través de un slip factor asociado con el numero de alabes²¹. El número de alabes fue computada por la ecuación 22:

$$n = 0.3(\alpha_1 - 57)^2 + 12 \quad [22]$$

$$\alpha_1 = 70^\circ$$

$$n = 17$$

Que describe la curva de la referencia 5²² que relaciona el ángulo de flujo de salida del estator con el numero de alabes requerido para evitar que de cero la velocidad de superficie del alabe. La velocidad relativa de la entrada del rotor fue desarrollada por la ecuación 23, que relaciona la velocidad tangencial a la salida del estator (U_t) el Angulo de salida del estator α_1 y el numero de alabes del rotor.

²¹ STANITZ, J. D.: Some Theoretical Aerodynamic Investigations of Impellers in Radial and Mixed Flow Centrifugal Compressors. Vol 74, Cap. 4

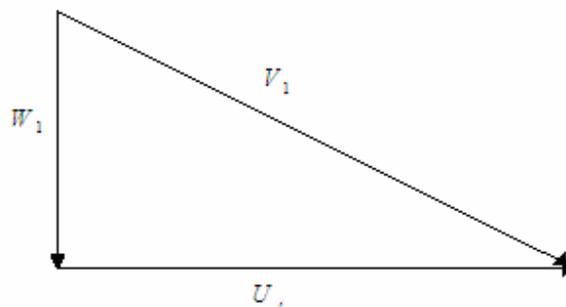
Si se observa con detenimiento, se puede ver, que la velocidad relativa no es más, que un teorema de Pitágoras entre las resultantes de las otras dos velocidades que completan el triángulo de velocidades de la entrada del rotor. Entonces la velocidad relativa a la entrada del rotor esta dada por:

$$W_1 = \sqrt{\left(\frac{2u_1}{n}\right)^2 + (V_1 \cos \alpha_1)^2} \quad [23]$$

$$W_1 = 198.77 \text{ m/seg}$$

La figura 35, da una idea de cómo se distribuyen las velocidades a la entrada del rotor. Aunque todavía falta por hallar los triángulos de salida del rotor que se empezaran a analizar a partir de este momento. Tenga en cuenta que el ángulo de entrada al rotor es de 70° como se calculo en el capítulo anterior cuando se encontró en ángulo de salida del estator.

Figura 35. Triángulo de velocidades provisional a la entrada del rotor



4.1.4 Parámetro del flujo de masa: Se puede definir la combinación de las propiedades termodinámicas, como una sola nueva propiedad que relaciona el número Mach en un gas perfecto. Esto ayuda a encontrar los valores de las áreas mínimas por las que puede circular este gas sin ser obstaculizado por el mismo la

²² JAMIESON, A. W. H.: The Radial Turbina. Gas Principles And Practice. Cap. 9

ecuación 24 ayuda a calcular este parámetro de flujo de masa. Este valor debe ser calculado para más comodidad con la tabla 1.

$$MFP(M_1) = \frac{\left(MFP(M_1) \sqrt{\left(\frac{R}{g_c} \right)} \right)}{\sqrt{\frac{R}{g_c}}} \quad [24]$$

Referirse a tabla 1, donde encontrara los valores de MFP necesarios para este cálculo y bajo las condiciones que el diseñador ha planteado inicialmente. En este caso el valor del parámetro del flujo de masa va a ser de:

$$MFP(M_1) = 0.035428$$

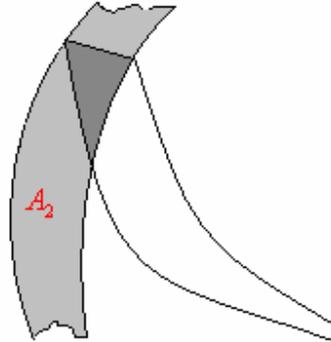
Dado que ya se encontró el parámetro del flujo de masa para esta turbina se debe hallar ahora el área necesaria para que el gas caliente pueda circular por el rotor de turbina sin que se tenga problemas de taponamiento por el mismo gas.

4.1.5 Área Anular: El área anular de cualquier estación se basa en las propiedades de el flujo (T_t , P_t , numero Mach, y ángulo de entrada de el flujo) en el radio medio y la relación total de el flujo de masa. La ecuación 25, calcula el área del flujo masico máximo en cualquier estación. Se va a calcular primero para la primera estación, es decir a la salida del estator entrada del rotor:

$$A_1 = \frac{\dot{m} T_{t1}}{P_{t1} \cos \alpha_1 MFP(M_1)} \quad [25]$$

El radio medio del flujo anular es definido como el promedio del radio del tip y el radio del hub de la turbina. La figura 36, muestra el área correspondiente al área anular en la sección 1 de la turbina, es decir a la entrada del rotor.

Figura 36. Área anular a la entrada del rotor



Fuente: diseño propio.

La presión total de entrada del estator (p_{t0}) es calculada iterando en la ecuación 26²³:

$$p_{t0} = p_0 \left(1 + \frac{\left(\frac{p_{t1}}{RT_{t1}} \right) C_1^2}{2p_0} \times \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad [26]$$

Que se obtiene de las ecuaciones 27/28/29/30.

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2c_p} \quad [27]$$

²³ ARNOLD ESCOBAR. Metodología de Diseño para Turborreactores de Bajo Flujo Masico Cap. 8

$$\frac{P_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [28]$$

$$c_p = \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1} \quad [29]$$

$$p = \rho \cdot RT \quad [30]$$

Reemplazando en la ecuación 26 se calcula una presión total de entrada del estator de turbina de:

$$P_{t0} = 1.699 \text{ Bar}$$

$$P_{t0} = 169900 \text{ Pa}$$

La presión a la salida del estator entrada del rotor esta dada por la ecuación 30. Nótese que el salto de presión se calcula como muy pequeño para esta sección.

La ecuación 31 calcula la presión a la entrada del rotor:

$$P_{t1} = 0.99 P_{t0} \quad [31]$$

$$P_{t1} = 0.99 * 169000 \text{ Pa}$$

$$P_{t1} = 168201 \text{ Pa}$$

Con estos valores, se puede reemplazar en la ecuación de Área Anular A_1 y obtenemos:

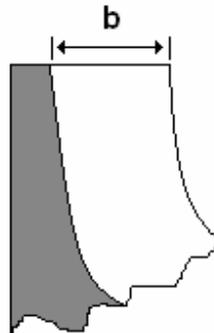
$$A_1 = \frac{0,16\sqrt{1000}}{168201 \times 0,035428 \times \text{Cos}(70^\circ)}$$

$$A_1 = 0,002482521 \text{ m}^2$$

4.1.6 Alto del alabe a la entrada del rotor

Con el área anular ya es mas fácil hallar el área **b** de la turbina la cual corresponde a la mostrada en la figura 37. Esta área se hace importante porque va a indicar cual va a ser el alto de el alabe del estator, esto, hace parte importante en la configuración de diseño como se mostrara mas adelante cuando esta altura comprometa la eficiencia de la turbina.

Figura 37. Altura del alabe del rotor en la estación 1



Fuente: diseño propio.

$$b = \frac{A_1}{2 \times \pi \times r_t} \quad [40]$$

Donde:

r_t : Es el radio de el rotor en la punta de el alabe en la estación 1.

Para encontrar este radio se empezara por remitirse a la referencia 1²⁴ para encontrar cual es el espacio asignado para la turbina. Esto quiere decir a que se debe ajustar primeramente, al diseño original, para después encontrar las medidas necesarias para el óptimo funcionamiento de la turbina radial.

Inicialmente se hará con el mismo diámetro de 0,086 m, el cual es el mismo utilizado en la sección del compresor diseñado por el ingeniero Arnold Escobar y proyecto de grado “diseño de una micro turbina”, esto se hace, para adecuarse a el espacio dejado por este proyecto para la sección de turbina.

$$r_t = 0.045m$$

Inicialmente se tomara este diámetro. Tomando la ecuación 40 se obtiene:

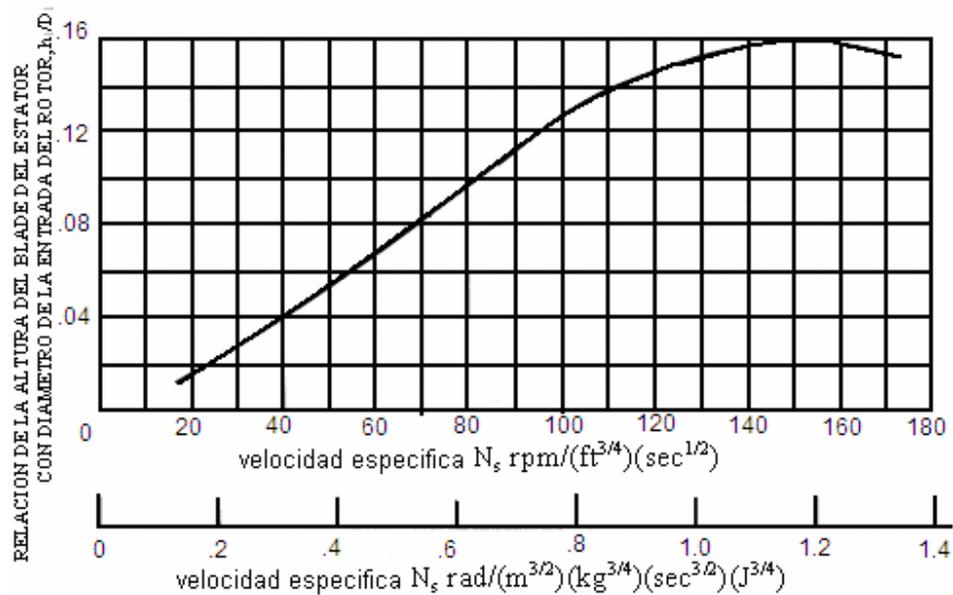
$$b = \frac{0,002482521}{2 \times \pi \times 0,045}$$

²⁴ Ibid. Cap.8

$$b = 0.008780101m$$

En la figura 38, la relación altura del álabe del estator al diámetro de entrada del rotor (h_1/D_1) aumenta de 0.012 hasta un pico de 0.159 al tiempo que también aumenta la velocidad específica. Esta tendencia esta en concordancia con la del ángulo de flujo de salida del estator y refleja el aumento en el área de flujo del estator que acompaña al aumento en el flujo del volumen y la velocidad específica.

Figura 38. Efecto de la velocidad específica en la altura del alabe del estator para una máxima eficiencia estática



Fuente: analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency.

Siguiendo con el proceso de diseño de la turbina radial se debe encontrar la temperatura de entrada al rotor, esto se obtiene de la ecuación 41:

$$T_{t1R} = T_{t1} - \frac{U_t^2}{2g_c C_p} \quad [41]$$

$$T_{t1R} = 1000 - \frac{375.86^2}{2 \times 1158}$$

$$T_{t1R} = 939.0022K$$

Se puede expresar entonces, la relación de presión de la turbina, de la siguiente manera. Nótese que la ecuación 42, da la posibilidad de calcular la relación de presión con respecto a la presión y con respecto a la temperatura:

$$\pi_t = \frac{P_{t2}}{P_{t0}} = \left(\frac{T_{t2}}{T_{t0}} \right)^{\gamma / \{(\gamma-1)e_t\}} \quad [42]$$

$$\pi_t = \left(\frac{878}{1000} \right)^{1.33 / \{(1.33-1)0.85\}}$$

La relación de presión es:

$$\pi_t = 0.539606$$

4.1.7 Cálculos termogasodinamicos para la salida del rotor: De la relación de presión se puede obtener P_{t2} gracias a la ecuación 43, aquí, se calcula el producto entre la presión en la estación 1, es decir a la entrada del rotor, y la relación de presión del rotor:

$$P_{t2} = \pi_t \times P_{t1} \quad [43]$$

$$P_{t2} = 0.539606 \times 169900$$

$$P_{t2} = 91679.0594Pa$$

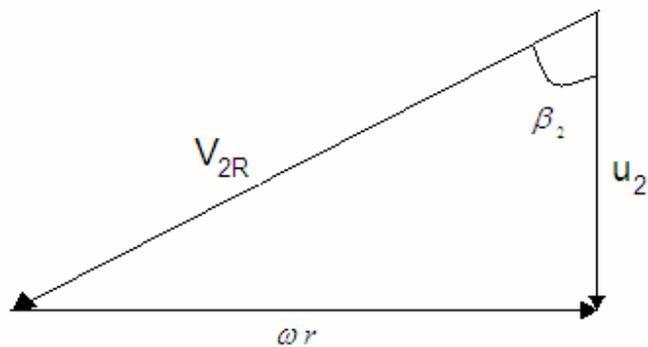
Nótese que la relación de presión se presume como constante en su paso por el rotor de turbina. Esto tiene que ver, con que la turbina en conjunto es de una sola etapa.

La siguiente velocidad que se debe hallar es la velocidad en la salida del rotor que se dirige en forma radial, esta velocidad se relaciona de la ecuación 44²⁵:

$$V_2 = u_2 = w_1 \quad [44]$$

$$V_2 = 136.801 \text{ m/seg}$$

Figura 39. Velocidad radial a la salida del estator



Fuente: diseño propio

El siguiente paso es hallar el número Mach en la estación 2, es decir, a la salida del rotor de turbina. Con esto, se hace el mismo procedimiento que en la estación 1, para calcular el área anular en la entrada del rotor. En este caso, se debe hallar el área a la salida del rotor, dado que aquí, también se puede tener una obstrucción de gas por poco espacio de salida en el conducto. La ecuación 45 permite una aproximación al número Mach que se debe encontrar:

$$M_2 = \sqrt{\left(\frac{2/(\gamma-1)}{(2g_c c_p T_{t2}/V_2^2) - 1} \right)} \quad [45]$$

²⁵ Elements of Gas Turbine Propulsion. Jack D. Mattingly. Pag. 744

$$M_2 = \sqrt{\left(\frac{2/(0.33)}{(2 \times 1158 \times 878 / 136.801^2) - 1} \right)}$$

Y obtenemos un número Mach en la estación dos de:

$$M_2 = 0.237267$$

4.1.8 Parámetro de flujo de masa para la estación 2: Se halla el parámetro de flujo de masa para el número Mach en la estación 2 (M_2). Se halla de la misma manera que se hizo para el M_1 en la estación 1. Para más comodidad se puede remitir a la tabla 1.

$$MPF(M_2) = MPF(M_1) \frac{\sqrt{(R/g_c)}}{\sqrt{(R/g_c)}} \quad [46]$$

$$MFP(M_2) = \frac{(0.26484234)}{(16.9469)}$$

$$MFP(M_2) = 0.015$$

4.1.9 Área anular en la estación 2:

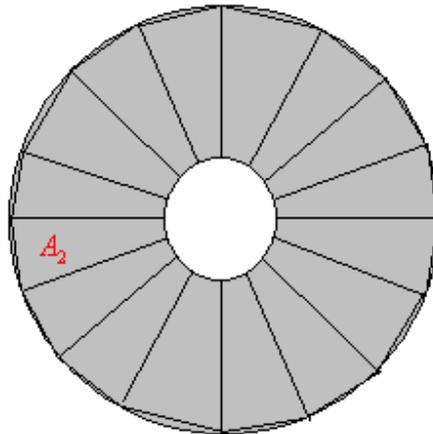
Ya con esto, se halla el área de la sección 2, utilizando la ecuación 47:

$$A_2 = \frac{\dot{m} T_{t2}}{P_{t2} MFP(M_2)} \quad [47]$$

$$A_2 = 0.003309 m^2$$

La figura 40 muestra el área anular en la estación 2, recuerde que debe ser suficiente para que no se vea obturación en esta sección.

Figura 40. Área anular a la salida del rotor.



Fuente: Diseño propio.

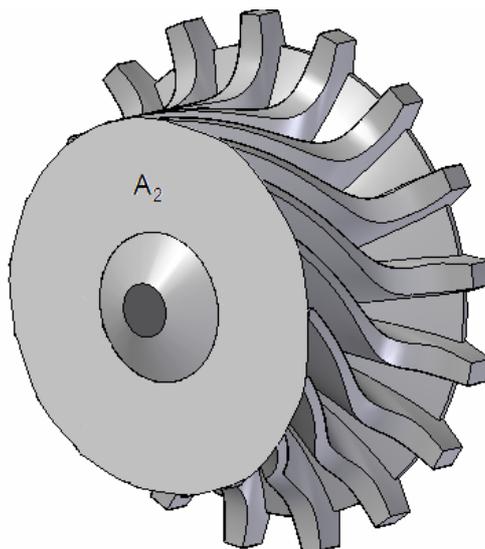
Donde:

A_2 Es el área anular en la estación dos (2) de la turbina radial.

Estas áreas son las áreas mínimas para que no haya una obturación de la turbina debido a un área demasiado pequeña en la salida del rotor.

Con esta área y los datos hallados anteriormente se puede hallar el radio de el tip del alabe en la sección 2 es decir a la salida del rotor.

Figura 40B. Área anular a la salida del rotor.



Fuente: Diseño propio de los autores

La ecuación 48, representa el cálculo de la punta del alabe en la estación 2, de la siguiente manera:

$$r_{2t} = \sqrt{\frac{A_2}{\pi(1 - (r_h / r_t)^2)}} \quad [48]$$

La relación del diámetro del hub. Tip de salida fue limitada al mínimo de 0.4 para evitar el bloque y la pérdida excesiva del hub blade.

La ecuación 49 aclara el anterior concepto de diseño. Este dato fue hallado por vía experimental²⁶.

$$\frac{\text{Diametro del hub}}{\text{Diametro exit tip}} = 0.4 \quad [49]$$

Es decir:

$$\frac{r_h}{r_{2t}} = 0.4 \quad [50]$$

Dado que en la referencia bibliografica Elements Gas Turbine Propulsion, se recomienda usar una relación de radios entre el hub y el tip de 0,4. Se utilizara esta recomendación, debido a que se muestra una eficiencia máxima para esta relación de diámetros

$$r_{2t} = \sqrt{\frac{0.003309}{\pi(1 - (0.4)^2)}} \quad [51]$$

Esto arroja un resultado para el radio de la sección 2 en la punta de el alabe de:

$$r_{2t} = 0.0354106m$$

Ya con esto se puede calcular el radio del hub con la relación de radios:

Despejando de la ecuación 49. r_{2h} Se obtiene un radio del hub.

$$r_{2h} = 0.014164m$$

Es necesario ahora, hallar el radio medio en la estación 2, para con esto, hallar la velocidad axial en este punto del gas, esto se hace con la ecuación 52, con el fin de obtener un ángulo medio a la salida del rotor:

²⁶ ROHLIK, Harold E. Analytical Determination of Radial Inflow Turbine Design Geometry for Maximum Efficiency. P. 44.

$$r_{2m} = \frac{r_{2t} + r_{2h}}{2} \quad [52]$$

Obtenemos que el radio medio de la salida del rotor, para el caso de turbina es:

$$r_{2m} = \frac{0.0354106 + 0.014164}{2}$$

$$r_{2m} = 0.02478742m$$

La velocidad axial media de la turbina a la salida del rotor de turbina radial esta dada por la ecuación 53, la cual relaciona la velocidad angular de la turbina con el radio medio de este, así:

$$u_{2Rm} = \omega r_{2m} \quad [53]$$

$$u_{2Rm} = 8352.44 \times 0.0247874$$

Se obtiene una velocidad axial de la turbina de:

$$u_{2Rm} = 207.03527 \text{ m/seg.}$$

La velocidad relativa de la turbina a la salida del rotor, es decir en la estación 2 esta dada por la ecuación 54, la cual relaciona la velocidad axial y la velocidad radial de el gas a la salida y si se observa mas de cerca se vera que la ecuación es simplemente un teorema de Pitágoras para triángulos, así se tiene que:

$$W_2 = \sqrt{u_2^2 + u_{2Rm}^2} \quad [54]$$

$$W_2 = \sqrt{136.801^2 + 207.03527^2}$$

La velocidad relativa a la salida del rotor para este caso, esta dado por:

$$W_2 = 248.1493 \text{ m/seg}$$

Con esto se halla la temperatura total en el radio medio del rotor a la salida a la salida de este, de acuerdo con la formula 55:

$$T_{t2Rm} = T_2 + \frac{V_{2Rm}^2}{2g_c c_p} \quad [55]$$

O lo que es igual a:

$$T_{t2Rm} = T_{t2} + \frac{u_{2Rm}^2}{2g_c c_p} \quad [56]$$

$$T_{t2Rm} = 878 + \frac{136.801^2}{2 \times 1158}$$

$$T_{t2Rm} = 886K$$

De la misma forma se debe hallar el Mach medio en el rotor en la etapa 2 de la etapa de turbina. Estos datos ayudaran a desarrollar una tabla de resultados que muestre como se esta comportando el gas a través de el radio del rotor en las distintas estaciones de este. La ecuación 57 permite calcular el Mach en el radio medio de la estación 2, es decir, a la salida del rotor de la siguiente manera:

$$M_{2Rm} = M_2 \times \frac{V_{2Rm}}{V_2} \quad [57]$$

$$M_{2Rm} = 0.237267 \times \frac{174.5017}{136.801}$$

$$M_{2Rm} = 0.302654$$

4.1.10 Calculo del ángulo de salida del rotor: Ahora si con estos datos se puede hallar el Angulo de salida β_3 en el radio medio del rotor en la zona 2 de la turbina, mediante la siguiente relación:

$$\beta_{2m} = \tan^{-1} \frac{u_{2Rm}}{u_2} = \tan^{-1} \left(\frac{wr_2}{u_2} \right) \quad [58]$$

$$\beta_{2m} = \tan^{-1} \frac{136.801}{207.0352}$$

$$\beta_{2m} = 33.45^\circ$$

Para tener un control completo de los parámetros de la turbina se debe ahora hacer una demostración de la variación radial de β_2 y M_{2R} de acuerdo a las siguientes relaciones.

Con lo anterior se puede encontrar, para cada punto en la estación 2, los ángulos de salida del gas.

$$M_{2R} = M_2 \sqrt{(1 + \tan^2 \beta_2)} \quad [59]$$

Con los cálculos anteriores se puede hacer una idea de de la curvatura del álabe en la salida del rotor es decir en la estación 2.

Tabla 1

Ángulos de salida del rotor.

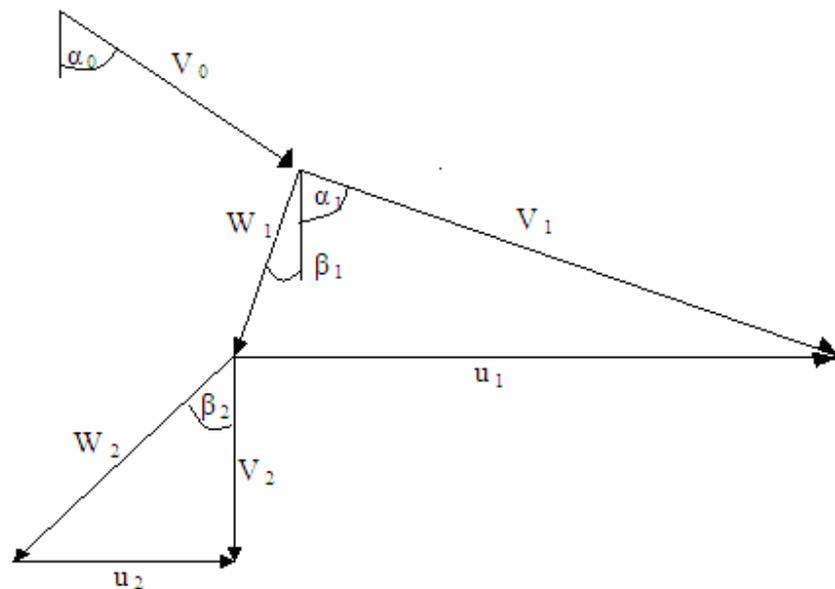
$r_{alabe} (m)$	$\omega (rad/seg)$	$(r_{alabe} * \omega) / 159.1$	β_3°	M_2	M_{2R}
0,014164	7517,2	0,778310252	37,8938993	0,237267	0,30066203
0,015164	7517,2	0,833260143	39,8030031	0,237267	0,3088413
0,016164	7517,2	0,888210034	41,6117068	0,237267	0,31734557
0,017164	7517,2	0,943159924	43,3243968	0,237267	0,32614942
0,018164	7517,2	0,998109815	44,9456939	0,237267	0,33522924
0,019164	7517,2	1,053059706	46,4803259	0,237267	0,34456321
0,020164	7517,2	1,108009596	47,9330278	0,237267	0,35413125
0,021164	7517,2	1,162959487	49,308465	0,237267	0,36391489
0,022164	7517,2	1,217909378	50,6111772	0,237267	0,3738972
0,023164	7517,2	1,272859269	51,8455387	0,237267	0,3840627
0,024164	7517,2	1,327809159	53,0157313	0,237267	0,39439722
0,025164	7517,2	1,38275905	54,1257282	0,237267	0,40488782
0,026164	7517,2	1,437708941	55,1792855	0,237267	0,41552267
0,027164	7517,2	1,492658831	56,1799404	0,237267	0,42629098
0,028164	7517,2	1,547608722	57,1310132	0,237267	0,43718289
0,029164	7517,2	1,602558613	58,0356129	0,237267	0,44818939
0,030164	7517,2	1,657508504	58,896645	0,237267	0,45930224
0,031164	7517,2	1,712458394	59,7168208	0,237267	0,47051391
0,032164	7517,2	1,767408285	60,4986674	0,237267	0,48181749
0,033164	7517,2	1,822358176	61,2445387	0,237267	0,49320666
0,034164	7517,2	1,877308066	61,9566257	0,237267	0,50467564
0,035164	7517,2	1,932257957	62,6369671	0,237267	0,5162191

0,0354106	7517,2	1,9458086	62,8000811	0,237267	0,5190766
-----------	--------	-----------	------------	----------	-----------

Fuente: Diseño propio de los autores.

4.1.11 Triangulo De Velocidades: Lo siguiente que se debe hacer es una tabla de resultados que muestre todos los análisis que se hicieron anteriormente en resumen. Esto facilitara la visualización de los datos para su respectivo análisis. La tabla 3. Muestra los resultados que se arrojaron para la turbina que se esta desarrollando en paralelo con este proyecto de grado.

Figura 41. Diagrama de velocidades.



Fuente: diseño propio de los autores

4.1.12 Trabajo Específico: El trabajo específico de la potencia de salida se vuelve simple:

$$W = c_p (T_{t1} - T_{t3}) = C_{W2} = U_t^2 \quad [60]$$

$$W = (375.86)^2$$

$$W = 141270.7396 \text{ J / Kg}$$

En una turbina ideal con un difusor perfecto el trabajo específico de la potencia de salida puede ser:

$$W' = c_p(T_{t1} - T_4) = \frac{C_0^2}{2} \quad [61]$$

Donde C_0 , es la caída de la velocidad equivalente de la entalpía isentrópica y esta dada por:

$$\frac{C_0^2}{2} = C_p T_{t1} \left\{ 1 - \frac{P_{t0}}{P_a} \right\}^{(\gamma-1)/\gamma} \quad [62]$$

Reemplazando la ecuación 62 en la ecuación 61, se halla el trabajo específico ideal. Así:

$$W' = 139382.0697 J / Kg$$

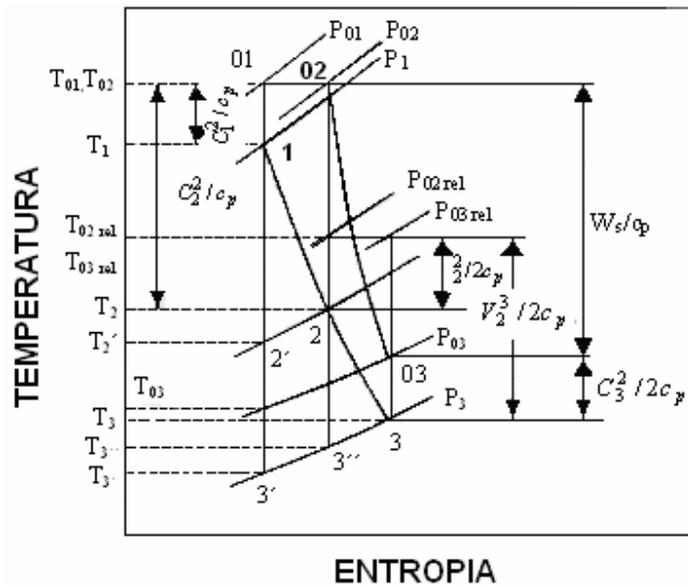
Para obtener la máxima eficiencia el ratio de velocidades U_t / C_0 , debe estar entre el rango de 0.68 hasta 0.71, para este caso haciendo la relación obtenemos que:

$$\frac{U_t}{C_0} = 0.71 \quad [62]$$

Con lo cual se concluye, que se obtiene la eficiencia deseada para el trabajo específico de la turbina.

4.1.13 Diagrama T-s de la turbina radial: La figura 42, representa el proceso en la turbina y el difusor del exosto en un diagrama T-s. Con este se puede analizar los comportamientos del gas por las diferentes estaciones que componen la turbina. Es importante por que se observan los cambios de presión y de velocidades en este.

Figura 42. Diagrama T-s de la turbina radial.



Fuente: gas turbine theory

Si se considera solo la turbina sin embargo, la eficiencia es más conveniente expresada por la siguiente relación:

$$\eta_t = \frac{(T_{t0} - T_2)}{(T_{t0} - T_2')} \quad [63]$$

En donde la relación $(T_{t0} - T_2')$ se puede obtener de la ecuación 64 así:

$$\begin{aligned} T_{t0} - T_2' &= (T_{t0} - T_{02}) + (T_{t2} - T_2) + (T_2 - T_2') + (T_2' - T_2) \\ &= (T_{t0} - T_{t2}) + \left(\frac{w_2^2}{2C_p}\right) + \lambda_R \left(\frac{V_2^2}{2C_p}\right) + \lambda_N \left(\frac{V_1^2}{2C_p}\right) \left(\frac{T_2'}{T_1}\right) \end{aligned} \quad [64]$$

O de una forma más sencilla:

$$T_{t0} - T_2 = T_{t0} \left\{ 1 - \left(\frac{1}{\frac{P_{t0}}{P_{t2}}} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right\} \quad [65]$$

Reemplazando los valores anteriormente hallados, en la ecuación 65, se obtiene un resultado de:

$$T_{t0} - T_2 = 1000 \left\{ 1 - \left(\frac{1}{\frac{169900}{91679.0594}} \right)^{\frac{(1.33-1)}{1.33}} \right\}$$

$$T_{t0} - T_2 = 141.9298K$$

$$T_2 = 1000 - 141.9298K$$

$$T_2 = 858.070K$$

Con estas temperaturas se puede hallar mas adelante las dilataciones térmicas de la turbina desde el estator hasta el rotor, además, también se debe tener en cuenta las dilataciones térmicas de las carcasas, tanto del estator, como del rotor, sin omitir la dilatación térmica del difusor de salida de la turbina, el cual, juega un factor importante en la eficiencia de la turbina.

4.1.14 Velocidad específica: La velocidad específica es una expresión que se utiliza usualmente para describir los requerimientos de operación turbo-maquinarios en términos de la velocidad del eje, el flujo de volumen de salida y el trabajo ideal.

$$N_s = \frac{60(2g)^{\frac{3}{4}}}{\sqrt{\pi}} \left(\frac{\Delta h}{\Delta h'} \right)_{id}^{\frac{3}{4}} \left(\frac{u_1}{V_j} \right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{V_2}{u_2} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{D_{2,m}}{D_1} \right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{h_2}{D_{2,m}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad [66]$$

En esta ecuación es claro que una velocidad específica dada puede ser alcanzada con un gran número de combinaciones de estas proporciones. El problema,

entonces, es encontrar la combinación para cada velocidad específica que resulte en un máximo de eficiencia.

Una forma más reducida de esta ecuación²⁷ se puede representar de la siguiente manera:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q_2}}{H^{3/4}} \quad [67]$$

Y es computado usando las ecuaciones 68, 69, 70 como sigue:

$$N = \frac{60u_1}{\pi D_1} \quad [68]$$

$$N = 8352.44 \text{ rad} / \text{seg.}$$

$$H = J\Delta h_{id} \quad [69]$$

$$H = 0.85 * 141270.7396 \text{ J} / \text{kg}$$

$$H = 120080.12866 \text{ J} / \text{kg}$$

El caudal ya fue calculado en la referencia bibliografica 1 para este motor, cuando no se dispone del caudal, entonces debe aplicarse la ecuación 70. Esta ecuación relaciona la relación de presión, la altura del alabe del rotor, el diámetro medio en la estación 2 y la velocidad axial en la estación 2. Todos estos datos ya fueron calculados anteriormente.

$$Q_2 = \pi D_{2,m} h_2 V_2 \quad [70]$$

$$Q_2 = 0.16 \text{ kg} / \text{seg.}$$

Ya con estos datos, se puede acceder a calcular la velocidad específica reemplazando las ecuaciones 68, 69 y 70, en la ecuación 67.

$$N_s = \frac{8352.44 \text{ rad} / \text{seg} \sqrt{0.16 \text{ kg} / \text{seg}}}{120080.12866 \text{ J} / \text{Kg}^{3/4}}$$

²⁷ Analytical Determination of Radial Inflow Turbine Design Geometry for Maximum Efficiency. Harold E. Rohlik. Pag. 29

$$N_s = 0.51 \text{ rad/m}^{3/2} \text{ kg}^{3/4} \text{ seg}^{3/2} \text{ J}^{3/4}$$

Con esto se puede comprobar que la velocidad específica esta dentro de los límites para esta turbina. Con lo cual se puede entrar a dar las medidas finales de la turbina.

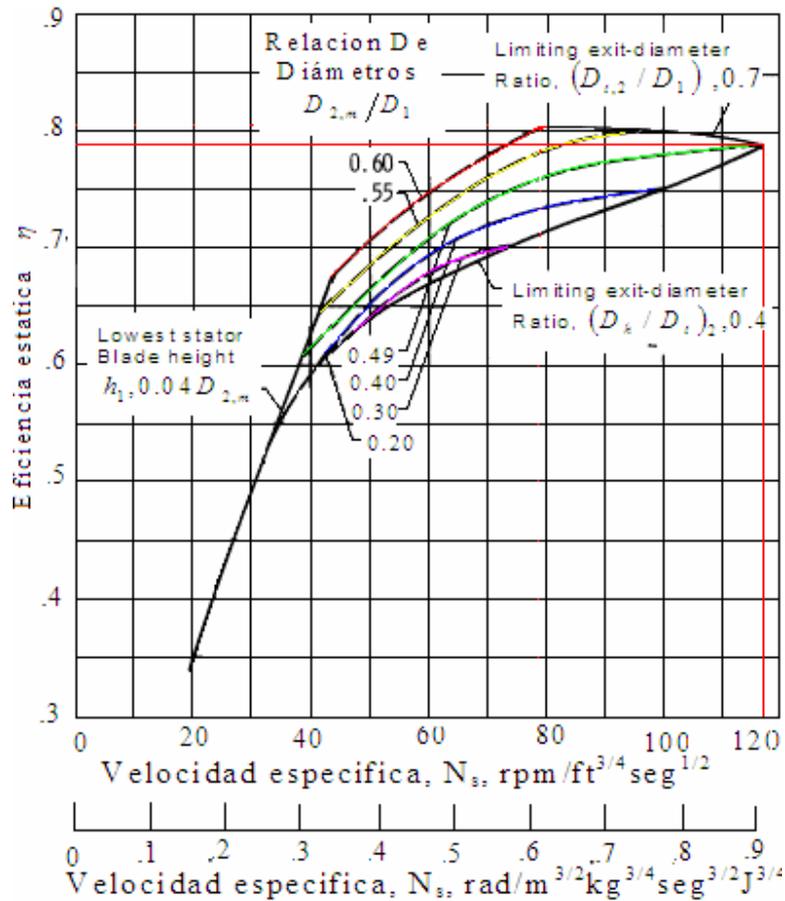
Dado que la eficiencia y la velocidad específica tienen prioridad sobre el rendimiento de las variables, los cálculos preliminares son evaluados en estos términos. El amplio rango en las variables de entrada tiende a un gran despliegue en la eficiencia para cada valor de la velocidad específica. La cubierta exterior superior de las diferentes curvas de la eficiencia estática contra la velocidad específica representa la curva de geometría óptima para el rango de velocidad específica cubierta.

Después de determinar esta curva, los puntos calculados sobre y en la cercanía de la curva son examinados para la definición de geometría óptima.

4.1.15 Características De Eficiencia: La relación de la velocidad crítica de el alabe en la entrada del rotor es tomada como constante en 0.49 para el primer set de cálculos de desempeño con entrada de aire a la turbina según las condiciones estándar para el nivel del mar. Las combinaciones de las variables de entrada dadas en la sección de procedimiento dieron como resultado velocidades específicas desde $15 \text{ rpm/ft}^{3/4} \text{ seg}^{1/2}$ hasta $173 \text{ rpm/ft}^{3/4} \text{ seg}^{1/2}$ o de $0.12 \text{ rad/m}^{3/2} \text{ kg}^{3/4} \text{ seg}^{3/2} \text{ J}^{3/4}$ hasta $1.34 \text{ rad/m}^{3/2} \text{ kg}^{3/4} \text{ seg}^{3/2} \text{ J}^{3/4}$ y las eficiencias estáticas en un rango desde 0.23 hasta 0.87. Esto se muestra en la figura 44 donde se observa una variación en la eficiencia estática con velocidad específica y la relación del diámetro para un ángulo de flujo constante de salida del estator. El rango de eficiencia de la velocidad específica esta limitado por cinco curvas. Dos de estos límites de la proporción del diámetro especificado como se muestra en la figura 43. La intersección de estas dos curvas determina el límite superior en velocidad específica para un ángulo dado de 70° . Los otros límites fueron

determinados por los valores de entrada de las variables independientes, las cuales fueron analizadas al comienzo de los cálculos termogasdinamicos.

Figura 43. Rendimiento calculado para un ángulo de salida del estator de α_1



Fuente: analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency.

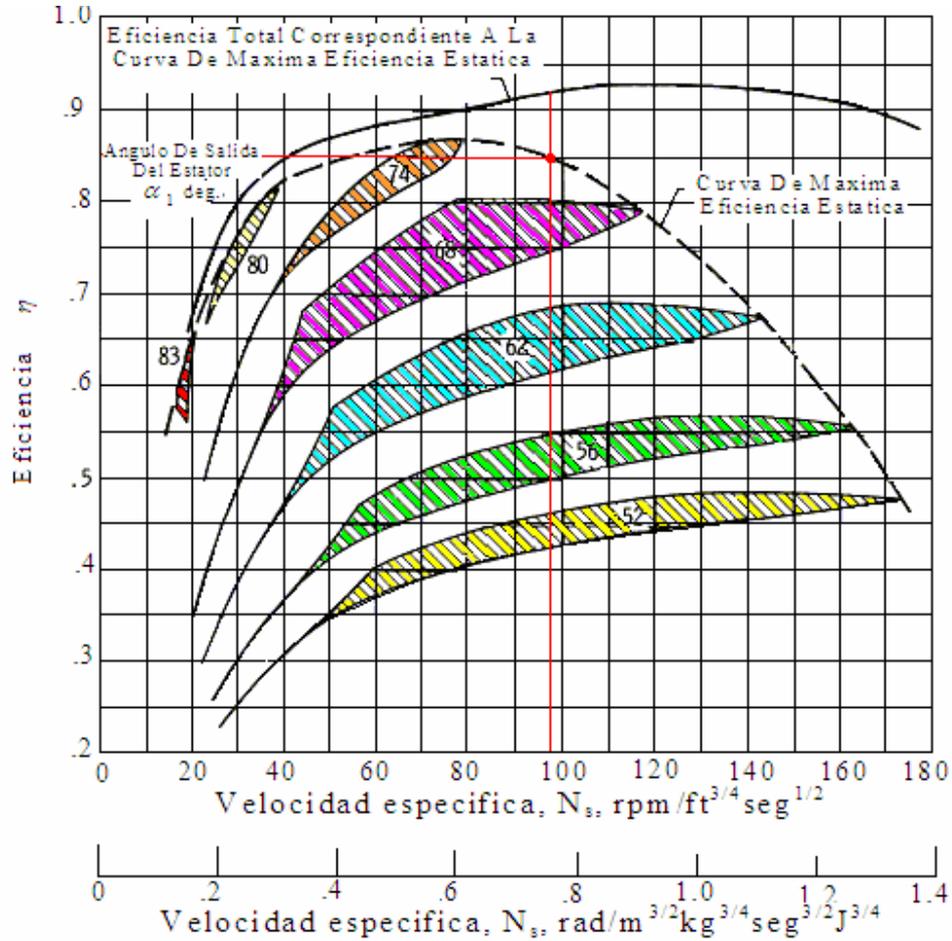
La figura 44 muestra áreas similares para muchos otros valores del ángulo de flujo de salida del estator. La cubierta exterior de los picos del rango del desempeño computados a una velocidad específica de $75 \text{ rpm} / \text{ft}^{3/4} \text{ seg}^{1/2}$ o $0.58 \text{ rad} / \text{m}^{3/2} \text{ kg}^{3/4} \text{ seg}^{3/2} \text{ J}^{3/4}$ con un valor de eficiencia estática de 0.87. Esta cubierta exterior puede hacer referencia o bien a la curva de eficiencia estática máxima o bien a la curva de geometría óptima. Si se examinan los puntos

calculados se muestra que la relación del diámetro de salida de hub-tip fue 0.4 a lo largo de toda la curva. El pico de la curva de eficiencia estática máxima provee una comparación interesante con los resultados experimentales obtenidos en la investigación de velocidad específica de la referencia 8²⁸. En esa investigación, el rotor de una turbina radial sencilla fue operado con un número de hileras de alabes del estator, de un número variado de alabes y de Angulo de alabes. Este procedimiento suministró un amplio rango de velocidades específicas a través de un flujo variable y un trabajo específico. La cubierta exterior de las curvas de eficiencia estática de las referencias 8²⁹ muestra un pico de 0.87 en una velocidad específica de $82 \text{ rpm} / \text{ft}^{3/4} \text{ seg}^{1/2}$, a pesar de que el diseño de velocidad específica era $86 \text{ rpm} / \text{ft}^{3/4} \text{ seg}^{1/2}$. Este pico es muy parecido al punto correspondiente en la curva de eficiencia estática máxima de la figura 45.

La eficiencia total también es mostrada en la figura 45 para combinaciones de variables correspondientes a la curva de eficiencia estática máxima. La eficiencia máxima total es 0.93 a una velocidad específica de $120 \text{ rpm} / \text{pies}^{3/4} \text{ seg}^{1/2}$ o $0.93 \text{ rad} / \text{m}^{3/2} \text{ kg}^{3/4} \text{ seg}^{3/2} \text{ J}^{3/4}$ con valores sobre 0.90 para un amplio rango de velocidad específica.

²⁸ KOFKEY, Milton G.; and WASSERBAUER, Charles A.: Experimental Performance Evaluation of Radial-Inflow Turbine over a Range of Specific Speeds. Nasa TN D-3742, 1966.

Figura 44. Calculo de rendimiento respecto al ángulo de salida del estator



Fuente: analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency.

Los resultados que muestran las graficas fácilmente se pueden corroborar con las ecuaciones que se han mostrado por experimentación. Por tanto, de la ecuación 55 se calcula el valor de la eficiencia isentrópica de la turbina:

$$\eta_t = \frac{122}{141.9298}$$

$$\eta_t = 0.8595$$

Lo que reconfirma el resultado que se tomo como primera medida al inicio de los cálculos y la cercanía de este valor en las graficas de eficiencia.

Esta anterior, es la eficiencia total a estática ($\eta_t = (T_{t0} - T_{t2}) / (T_{t0} - T'_2)$). donde T'_2 la temperatura estática alcanzada después de una expansión isentrópica desde $P_{t0} - p_2$.

Todo lo que tiene que ver con la turbina tiene que ver con un gasto de energía cinética, y este valor es algo menor a la eficiencia total a total se ha usado hasta acá.

Se toma como referencia para una turbina radial un coeficiente de pérdida²⁹ en la boquilla de la entrada al rotor de 0,070.

Con este coeficiente de pérdida se puede hallar la temperatura estática en la sección 2 con la siguiente ecuación:

$$T_{t2R} - T'_2 = \lambda_N \left(\frac{V_2^2}{2C_p} \right) \quad [71]$$

Reemplazando en la ecuación 71 se obtiene:

$$T_{t2R} - T'_2 = 0.070 \left(\frac{399.98^2}{2 \times 1158} \right)$$

$$T_{t2R} - T'_2 = 4.83K$$

Debido a que T_{t1R} , se halló anteriormente, se puede decir que T'_1 es igual a:

$$T'_1 = 939.0022 - 4.83 \quad [72]$$

$$T'_1 = 934.1667K$$

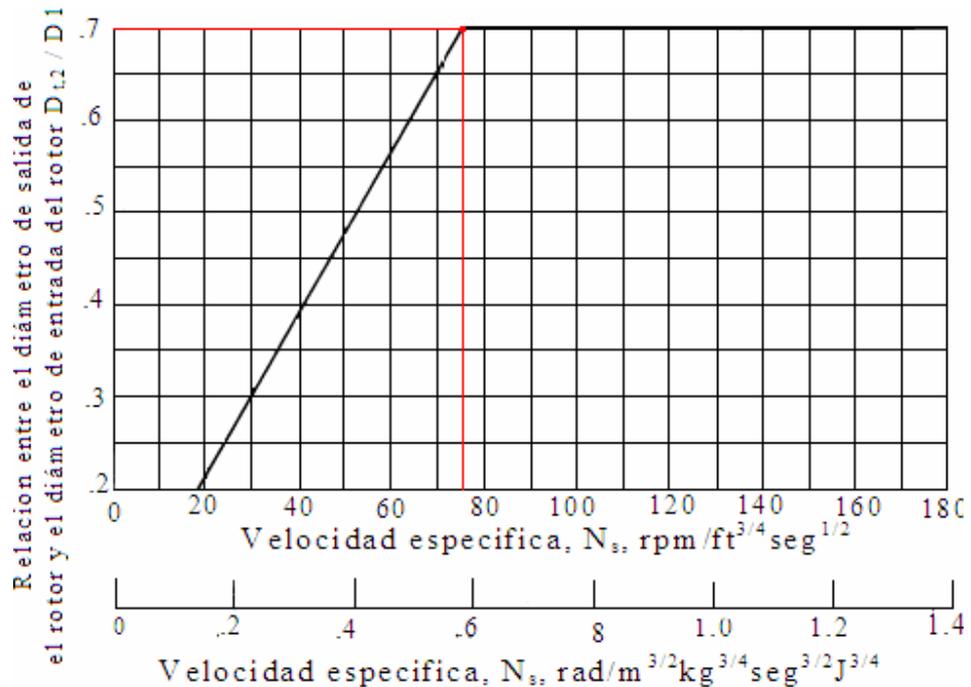
4.1.16 Relación de diámetros: Seguidamente se debe hallar la relación de radios ideal para esta turbina radial, desde el tip de la estación uno (1) hasta el tip de la estación dos (2). Así:

La relación del diámetro de la punta de salida del alabé con el diámetro de entrada del rotor es mostrada en la figura 45. La baja en la proporción a una baja velocidad específica resulta del alto trabajo específico relativo al flujo del volumen que produce los bajos valores de velocidad específica. La proporción aumenta

²⁹ SARAVANAMUTTO, HIH. Gas turbine theory. Pag 368

rápidamente hacia el límite especificado en una velocidad específica de $75 \text{ rpm}/\text{pies}^{3/4} \text{ seg}^{1/2}$ o $0.58 \text{ rad}/\text{m}^{3/2} \text{ kg}^{3/4} \text{ seg}^{3/2} \text{ J}^{3/4}$

Figura 45. Efecto de la velocidad específica correspondiente al máximo de eficiencia estática en el tip del alabe



Fuente: analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency.

$$\frac{\text{Diametro Exit Tip}}{\text{Diametro Inlet Tip}} = 0.7 \quad [73]$$

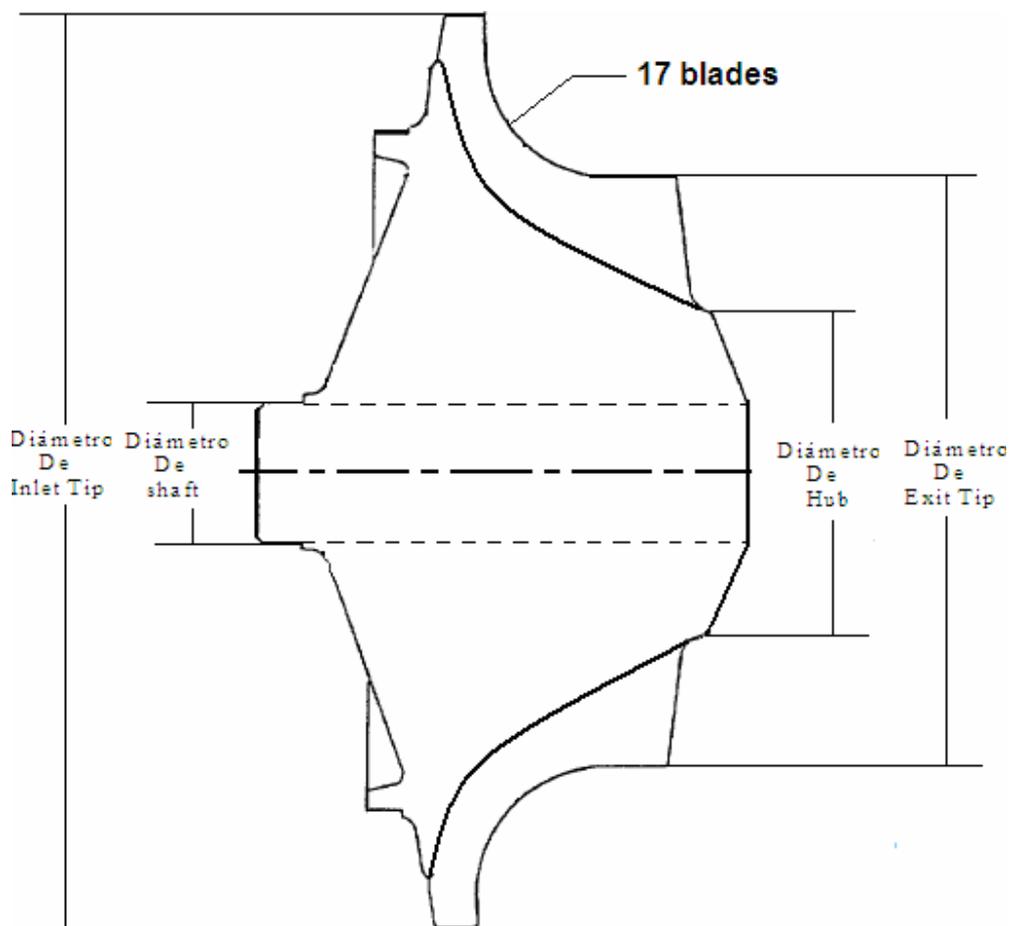
Esta variación de diámetros se puede deducir, como se hizo anteriormente, en la salida de la turbina, para hallar el diámetro del hub, gracias a la grafica 41.

La geometría de salida de turbina se calcula como una función de la condiciones del flujo de entrada del rotor, la pérdida del rotor y las conjeturas usadas en el calculo de velocidades relativas. Dos límites fueron impuestos en los diámetros de salida, La relación del diámetro de la punta de salida del alabe (exit tip diameter) con el diámetro de la entrada del rotor (rotor-inlet diameter) fue limitado al valor máximo de este, para evitar la curvatura excesiva del shroud,

La siguiente grafica muestra los diámetros que se deben tener en cuenta para calcular la geometría final de la turbina, nótese que se especifica para 17 álabes del rotor, dado que en el caso de este proyecto, se diseña para una microturbina ya fabricada:

Figura 46. Diámetros a tener en cuenta en el diseño

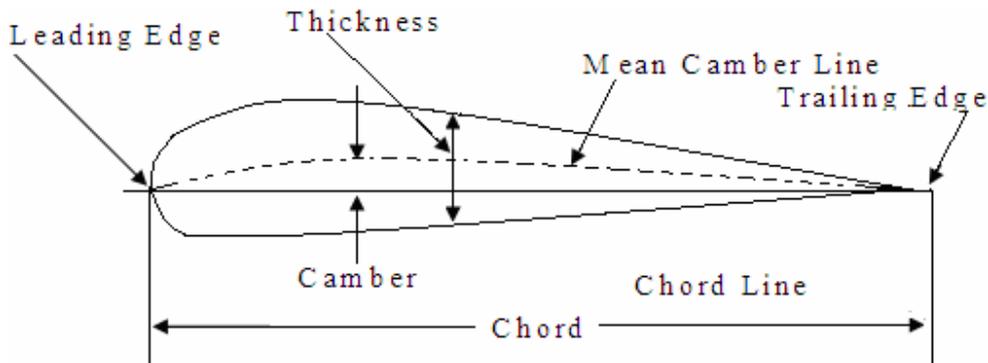
- **Vista lateral derecha**



Fuente: diseño propio de los autores

4.1.17 Conceptos De Aerodinámica Del Perfil: La figura 47, explica conceptos aerodinámicos básicos del perfil del alabe, ya sea para el alabe de estator como para el alabe del rotor.

Figura 47. Concepto de diseño del alabe de un rotor de turbina



Fuente: diseño propio de los autores.

De la siguiente ecuación y despejando se puede hallar el coeficiente de pérdida del rotor (λ_R):

$$\eta_t = \left[1 + \left(\frac{1}{2} \right) \left\{ \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 (\cot^2 \beta_3 + \lambda_R \operatorname{cosec}^2 \beta_3) + \lambda_N \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \operatorname{cosec}^2 \alpha_2 \right\} \right]^{-1} \quad [73]$$

Despejando λ_R :

$$\lambda_R = \frac{2((\eta_t)^{-1} - 1) - \lambda_N \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \operatorname{cosec}^2 \alpha_2}{\left(\frac{r_3}{r_2} \right)^2 \times (\operatorname{cosec}^2 \beta_3)} - \frac{(\cot^2 \beta_3)}{(\operatorname{cosec}^2 \beta_3)} \quad [74]$$

$$\left(\frac{T_3}{T_2} \right) = \frac{858.070}{934.1667}$$

Entonces la relación de de temperaturas estáticas esta por:

$$\left(\frac{T_3}{T_2} \right) = 0.9185$$

4.1.18 Conceptos Trigonométricos: Para el desarrollo de la ecuación 74, se deben tener en cuenta las identidades trigonométricas, que se encuentran en esta relación y que puede arrojar resultados erróneos si no se les tiene en cuenta: Se empezara con la identidad trigonométrica básica dada en la ecuación 75.

$$\text{Cosc}^2 \theta = 1 + \cot^2 \theta \quad [75]$$

Es decir que:

$$\text{Cosc}^2 \theta = \frac{1 + \cos^2 \theta}{\text{sen}^2 \theta} \quad [76]$$

Dado que:

$$\cos^2 \theta = \frac{(1 + \cos(2\theta))}{2} \quad [77]$$

Y

$$\text{sen}^2 \theta = \frac{(1 - \cos(2\theta))}{2} \quad [78]$$

Entonces:

$$\text{Cosc}^2 \theta = \frac{1 + ((1 + \cos)2\theta)}{(1 - \cos(2\theta))} \quad [79]$$

De igual forma:

$$\text{Co tan}^2 \theta = \frac{\cos^2 \theta}{\text{sen}^2 \theta} \quad [80]$$

Es decir que:

$$\text{Co tan}^2 \theta = \frac{(1 + \cos(2\theta))}{(1 - \cos(2\theta))} \quad [81]$$

Con esto, se puede proceder a reemplazar en la ecuación 74 para hallar λ_R lo que arroja un resultado de:

$$\lambda_R = \frac{2((0,85)^{-1} - 1) - 0,070(0,9185)(1,13247) - 1,5952}{(0,02882)(2,5952)} - \frac{1,5952}{2,5952}$$

$$\lambda_R = 0,6848$$

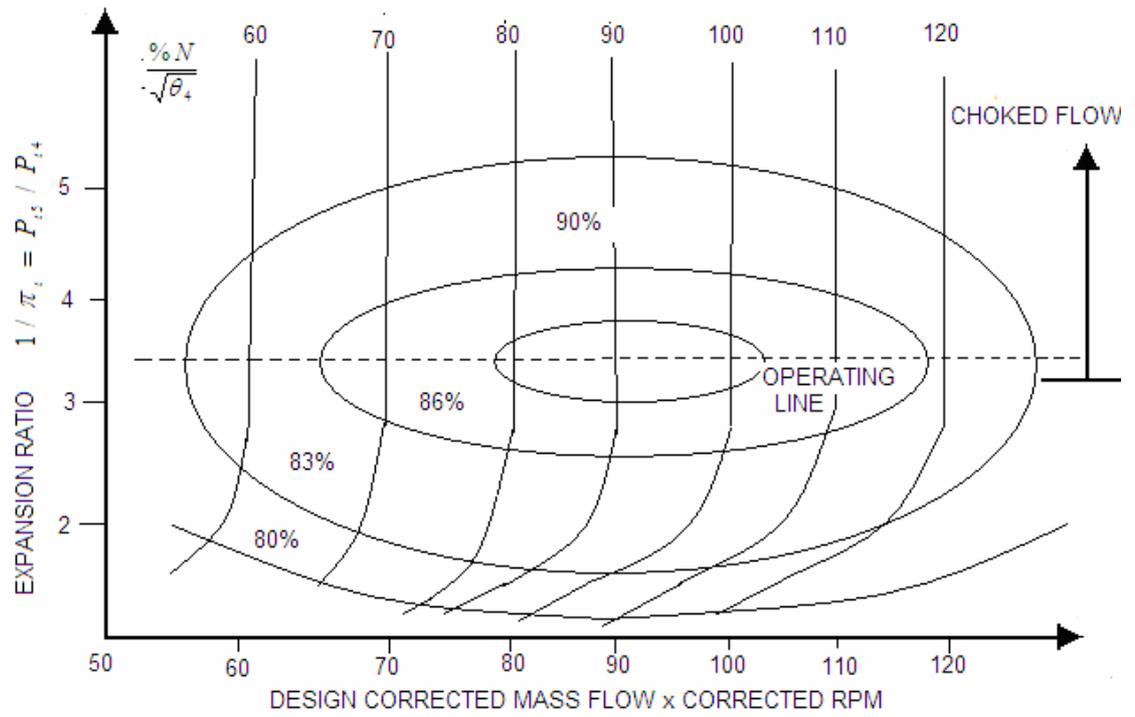
Esto indica, que el coeficiente de pérdida del rotor se acerca bastante al coeficiente de pérdida ideal, para este tipo de turbina.

4.2 MAPA DE LA TURBINA IDEAL

El diseño se realiza teniendo en cuenta los parámetros ideales y respetando los límites del elemento, para esto todos los datos calculados se comparan con el mapa de la turbina ideal³⁰, manteniéndose los parámetros dentro del límite permitido, con esto se consigue una buena aproximación al diseño de la turbina, una vez diseñado el elemento se toman mediciones propias y se genera su propio mapa.

La figura 48 muestra el mapa de turbina de una turbina ideal. Este tiene en cuenta la relación de expansión el flujo masico y la eficiencia. Todo esto se compara y la línea de operación le indicara al diseñador si la turbina esta dentro de los límites máximos de operación.

Figura 48. Mapa de la turbina ideal.



Fuente: elements of gas turbine propulsión

5. PERDIDAS

Ahora se analizara el desempeño de la turbina radial, examinando analíticamente, para determinar una geometría de diseño óptimo con diferentes aplicaciones. Los cálculos iniciales son hechos para una velocidad constante de los alabes de entrada del rotor en términos de una relación de velocidad critica. Los cálculos subsecuentes fueron hechos para otras velocidades de los alabes para determinar el efecto del nivel del numero Mach interno en geometría óptima, se debe recordar que estos números Mach a la entrada y a la salida del rotor ya fueron calculados para la turbina en la cual se basa este proyecto.

5.1 Geometría para eficiencia máxima

5.1.1 **Perdidas Calculadas:** Fueron calculadas cinco pérdidas específicas para varias combinaciones de:

- Angulo de flujo de salida,
- Diámetro de Salida con relación del diámetro de entrada y,
- La relación de la altura del alabe del estator al diámetro de salida del rotor.

5.1.2 **Consideraciones De Las Perdidas Totales De La Turbina:** Las pérdidas consideradas fueron:

- La pérdida del estator,
- La pérdida del rotor,
- Perdida debido al clearance del rotor y el estator,
- Perdida por windage en la cara trasera y
- La salida de la energía cinética.

Las eficiencias estáticas resultantes recorridas desde 0.23 a 0.87 para un recorrido de velocidad específica de $15 \text{ rpm} / \text{ft}^{3/4} \text{seg}^{1/2}$ a $173 \text{ rpm} / \text{ft}^{3/4} \text{seg}^{1/2}$ (0.12 a 1.34) como lo muestran las graficas que se entraran a analizar para encontrar estas perdidas.

La relación de presión de la turbina no tuvo un efecto considerable en geometría optima, excepto en el caso de la altura de el alabe del estator. Esta variación ocurrió por la relación cambiante del rotor entre el área de salida al estator (exit area to stator). Area de salida, que resulta de los efectos de compresibilidad.

Un parámetro, que es usado extensamente en este tipo de estudios, es la velocidad específica, la cual incluye las variables de operación:

- la velocidad rotativa de una turbina,
- el flujo del volumen de salida y
- el trabajo ideal específico.

Estas cantidades son, en muchas aplicaciones, especificadas por las condiciones del sistema y por la bomba, el compresor, el generador, o cualquier otro equipo que es manejado por la turbina. El valor de la velocidad específica provee un índice general de capacidad de flujo relativa al trabajo con bajos valores asociados con relativamente pequeños pasajes de flujo y altos valores asociados con relativamente grandes pasajes de flujo. La velocidad específica también ha sido ampliamente utilizada como indicación general para una eficiencia alcanzable. La forma usual de la ecuación de velocidad específica puede ser expandida para incluir diagramas de velocidad específica y parámetros geométricos. El examen de estos parámetros muestra que cualquier combinación ocurre en cualquier valor de velocidad específica. Estas combinaciones abarcan una considerable variación en la forma de la turbina, la Velocidad y la proporción de la presión. El significado de

velocidad específica³¹ es discutido ampliamente en las referencias 2 y 3. La referencia 4 describe una investigación experimental extensiva sobre muchas configuraciones de turbinas radiales y el efecto del cambio de configuración en el desempeño. Estas discusiones abordan en mucho la información requerida, sin embargo, ninguna provee un examen sistemático de todas las particularidades en la selección de un diseño de turbina específico.

Ahora se deben considerar las siguientes pérdidas:

- curvatura de los alabes de el estator y del rotor,
- clearance del álabe del rotor,
- windage en la parte trasera de el rotor y,
- velocidad de salida.

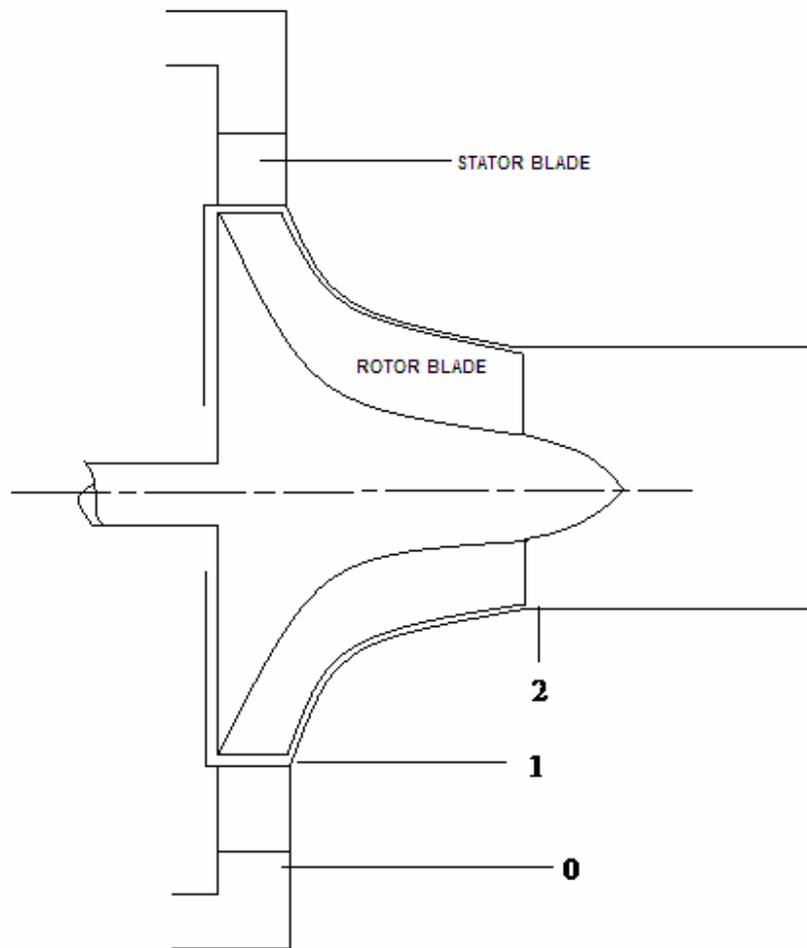
Estas perdidas son examinadas en un análisis en la línea media para un amplio rango de geometría de turbina con valores fijos de la velocidad del tip del álabe. El giro rápido de salida del estator varía con la velocidad de el alabe, el ángulo de flujo y el numero de alabes del rotor con el fin de suministrar la mínima perdida de entrada de rotor. La reacción del rotor se mantiene constante y el giro rápido de salida de la turbina es cero para todos los cálculos. Las variable independientes son el ángulo de salida del estator, la relación de la altura de el alabe del estator al diámetro de salida del rotor y la relación del diámetro de salida y el diámetro de la entrada.

Los nombres del numero de estaciones de turbina, se muestra en las figura 49, y todos los símbolos están definidos en la parte superior de este documento. la sustitución en esta relación expande la expresión para incluir varios diagramas de velocidad y proporciones geométricas, como se muestra en la ecuación 75.

³¹ Baljé, O.E.: A Study on Design Criteria and Matching of Turbo-machines: Part a Similarity Relations and Design Criteria of Turbines. J. Eng. Power, vol. 84, No 1, Jan. 1962, pp. 83-102

- **Método de análisis**

Figura 49. Corte lateral de la turbina radial



Fuente: diseño propio

Cinco pérdidas específicas fueron calculadas para cada una de las múltiples combinaciones de altura de el alabe del estator con relación al diámetro de salida $h_1 / D_{2,m}$, ángulo de flujo de salida del estator α_1 y el diámetro de salida con relación del diámetro de entrada $D_{2,m} / D_1$. Estos cálculos resultan en una variedad

de combinaciones de las relaciones que se muestran en la ecuación 2. Las pérdidas consideradas fueron aquellas asociadas con:

- Capa limite en los alabes de el estator,
- Capa limite en el paso por el rotor,
- clearance en la punta de el alabe,
- windage en el disco y
- la energía cinética de salida.

1.1.2.1 Factor De Deslizamiento

Las turbinas con los alabes radiales son usualmente diseñadas con alguna incidencia que genera condiciones óptimas de flujo a la entrada del rotor. Esta condición de incidencia óptima es análoga al *factor de deslizamiento* desarrollada por Stanitz³², para compresores centrífugos. El canal del flujo analizado muestra que el estancamiento del mismo en la línea extrema es propiamente alineada con el borde principal del alabe cuando el flujo interno esta en el ángulo óptimo. La optimización del ángulo es una función del alabe principal y puede ser determinado por la siguiente relación:

$$\left(\frac{V_u}{u}\right)_1 = 1 - \frac{2}{n} \quad [82]$$

Tomando el número de alabes del rotor como 17, entonces se tiene que el factor de deslizamiento va a ser de:

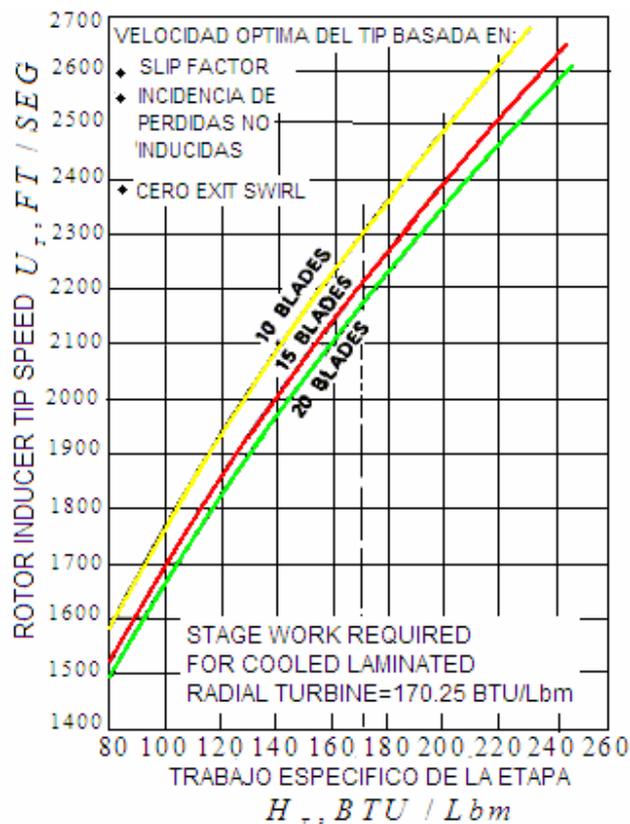
$$\varepsilon = 1 - \left(\frac{2}{17}\right) = 0.882$$

³² Stanitz, J.D.: Some Theoretical Aerodynamic Investigation of Impellers in Radial and Mixed Flow Centrifugal Compressors. Trans. ASME, Vol. 74, No. 4, 1952

En donde V_{u1} es la velocidad tangencial la parte interna del rotor y n es el número de alabes. Un ejemplo del uso de esta relación para una turbina radial de alto rendimiento se muestra en la figura 50.

1.1.3 Numero de alabes del rotor

Figura 50. Velocidad óptima del tip del alabe como una función del trabajo en la etapa y el numero de alabes del rotor.



Fuente: analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency.

La figura muestra que la velocidad del alabe va desde 2175 *pie/seg.* hasta 2300 *pie/seg.* o 660 *metros/seg.* hasta 700 *metros/seg.* donde es requerido para obtener un óptimo ángulo del flujo interior. Basado en estudios de previos diseños de turbinas radiales la permisividad de la velocidad del tip esperada para este

diseño está entre 1800 pie/seg. y 1200 pie/seg. o 550 metros/seg. y 610 metros/seg. En estas velocidades reducidas pueden existir las incidencias positivas sustanciales. Estas incidencias se presentan a menudo en el caso de las turbinas de alto rendimiento con el tipo de velocidad limitado. Para reducir la gran incidencia al entrar en la turbina y lograr su salida, el trabajo de desplazamiento es ajustado para reducir la pérdida total entre las incidencias en la entrada al rotor y hacerlas salir a manera de remolino. Se asume que la energía cinética tangencial de la salida del rotor se perdió. El estudio de la optimización del conducto incluye no solo cambios en el diagrama de vectores sino también una estimación preliminar en la tensión del rotor y los niveles de temperatura. Los resultados de estudios indican que una pérdida total mínima ocurre a una velocidad del tipo de 1880 pie/seg. o 575 metros/seg. para un rotor con 17 alabes. La eficiencia del diseño final de 0.86 fue menor que el pico de eficiencia calculado sin ninguna dificultad estructural pero mayor que la calculada con la alta incidencia a la entrada. Véase análisis estructural en el anexo 1

Donde n es el número de alabes en la entrada del rotor. Los valores para n fueron obtenidos de la referencia 5³³, en la cual, el número de alabes requerido para evitar cero en la velocidad de superficie del alabe es presentada como una función del ángulo de flujo de salida del estator. Aquí fue asumido que esta condición de entrada del rotor es óptima desde el punto de vista de la eficiencia.

Para este caso en la figura 51 se puede observar en la gráfica, que para 17 alabes, se tiene una tolerancia permisiva de la turbina radial, que en este proyecto se está desarrollando.

La velocidad relativa de salida del rotor es entonces especificada, para ser el doble de la velocidad relativa de entrada para una reacción consistente del rotor en todos los cálculos y suficientemente alta, para asegurar una baja pérdida. Finalmente, la conjetura de cero giro rápido saliente de la turbina, así como la

³³ Jamieson, A. W. H.: The Radial Turbina. Gas Turbine principles and practice. Sir Harold Roxbee Cox, ed., D. van nostrand Co., Inc., 1955, Ch. 9.

conocida velocidad de salida del alabe, resulta en una dirección de flujo de salida relativo.

Los cálculos iniciales se hacen con una velocidad fija del alabe a la entrada del rotor en términos de una relación de velocidad crítica:

$$\left(\frac{u}{V_{cr}} \right)_1 = 0.49 \quad [83]$$

Que corresponde a una velocidad del alabe de 500 *pie/seg.* es decir 152.4 *metros/seg.* Esta conjetura resulta en un limitado alcance de la proporción de presión total de la turbina y también de la proporción área del conducto del estator al área del conducto del rotor. Fueron hechos también, cálculos adicionales para evaluar el efecto de la proporción de la presión de la turbina en geometría óptima sobre el mismo rango de velocidades específicas. Esta evaluación fue hecha con cálculos a relaciones de 0.2 y 0.8 de velocidad crítica de el alabe a la entrada del rotor.

El trabajo específico para la línea principal fue calculado con la velocidad del giro rápido (whirl) y del alabe en la entrada del rotor. El trabajo neto es obtenido sustrayendo las perdidas del windage y el clearance del trabajo de la línea principal. El trabajo total específico ideal $\Delta h'_{id}$ basado la relación de la presión total fue tomada como la suma del trabajo de la línea principal, la perdida la capa limite del estator y la perdida de la capa limite del rotor. El trabajo estático específico ideal Δh_{id} basado en las presiones de entrada total (inlet-total) y de estática de salida es entonces la suma del trabajo total específico ideal y la energía cinética de salida. Las eficiencias de la turbina son determinadas con el trabajo neto específico y los trabajos ideales específicos.

Las eficiencias estáticas y totales fueron calculadas como sigue:

$$\eta' = \frac{\Delta h}{\Delta h'_{id}} \quad [84]$$

$$\eta' = 0.94$$

$$\eta = \frac{\Delta h}{\Delta h_{id}} \quad [85]$$

$$\eta = 0.89$$

Donde los términos de trabajo fueron obtenidos de las ecuaciones 84, 85, 86:

$$\Delta h = \Delta h_y - L_W - L_C \quad [84]$$

$$\Delta h = 102.1916 \text{ j/Kg}$$

$$\Delta h'_{id} = \Delta h_y + L_S + L_R \quad [85]$$

$$\Delta h'_{id} = 101.9368 + 24.9011 + 1.5346$$

$$\Delta h'_{id} = 128.3725 \text{ j/Kg}$$

$$\Delta h_{id} = \Delta h'_{id} + L_E \quad [86]$$

$$\Delta h_{id} = 135.134 \text{ j/Kg}$$

- **Las capas limites del rotor y el estator:** Ecuaciones que relacionan el momento de el espesor de la capa limite, la geometría de el alabe el nivel de energía y la perdida en la fricción fueron presentadas en la referencia numero 10³⁴ para hileras de alabes para turbomaquinas. Estas ecuaciones fueron combinadas en una ecuación simple para todo tipo de perdida de hileras de alabes. La ecuación 87 calcula lo anteriormente propuesto:

$$e = E \left[\frac{\frac{\theta_{tot}}{l} \frac{l}{c} \sigma}{\cos \alpha_1 - \frac{t}{s} - \frac{\delta_{tot}}{s}} \right] \left(1 + \frac{\cos \alpha_{st}}{\sigma \alpha} \right) \quad [87]$$

Donde:

³⁴ Stewart, Warner L.; Whitney, Warren J.; and Wong, Robert Y.: A Study of Boundary-Layer Characteristics of turbomachine blade rows and Their Relation to Over-All Blade Loss. J. Basic Eng., vol. 82, no. 3, sept. 1960, p. 588-592.

- e: es la fracción de energía cinética ideal que se pierde.
- E: factor de energía
- l: blade mean camber length
- c: clearance
- σ : blade-row solidity
- $\bar{\delta}_{tot}$: total displacement thickness
- s: average rotor blade spacing
- a: blade aspect ratio
- t: blade thickness at training edge
- α_{st} : absolute gas flow angle at stagger
- θ_{tot} : total momentum thickness

Algunos de los términos en la ecuación son tomados como constantes en las soluciones para las pérdidas del estator y el rotor. Los siguientes valores se usaran como constantes, véase tabla 2:

TABLA 2.
Valores para los cálculos de perdida por fricción del estator y del rotor

TERM	STATOR	ROTOR
E	1.8	1.8
θ_{tot} / l	0.003	0.009
l / c	1.00	1.05
σ	1.4	(a)
t / s	0.017	(a)
$\bar{\delta}_{tot} / s$	0.008	(a)
α_{st}	70	18°
a	0.5	(a)

a. Se calcula para cada caso

1.1.4 **Perdida del estator:** El coeficiente de perdida del estator esta relacionado con la geometría de la vane y con el momentum de el espesor de la capa limite por la ecuación 87. Con las constantes asumidas como valores razonables para esta aplicación, como fue anotado en la sección anterior, esta ecuación se convierte en la ecuación 88 así:

$$e_s = \frac{0.0076}{\cos \alpha_1 - 0.025} \left(1 + \frac{\cos \alpha_{st}}{0.7} \right) \quad [88]$$

$$e_s = \frac{0.0076}{\cos 56.75 - 0.025} \left(1 + \frac{\cos 56.75^\circ}{0.7} \right)$$

$$e_s = 0.02589924$$

El ángulo de fluctuación del estator fue asumido para ser el promedio entre el ángulo de flujo de entrada y de salida las ecuaciones 86 y 87 aclaran el cálculo de los ángulos de fluctuación:

$$\alpha_{st} = \frac{\alpha_0 + \alpha_1}{2} \quad [89]$$

$$\alpha_{st} = \frac{41.4979^\circ + 70^\circ}{2}$$

$$\alpha_{st} = 55.74^\circ$$

Con estos valores se puede entrar a reemplazar en la ecuación 90 que muestra un valor aproximado del ángulo de entrada al estator.

$$\alpha_0 = \tan^{-1} \left[\frac{\sin \alpha_1}{4 \left(\frac{h_1}{D_1} \right) + \cos \alpha_1} \right] \quad [90]$$

$$\alpha_0 = \tan^{-1} \left[\frac{\sin 70^\circ}{4 \left(\frac{0.00810209}{0.045} \right) + \cos 70^\circ} \right]$$

$$\alpha_0 = 41.4979^\circ$$

Que es la ecuación para un alabe sin camber con un aspect ratio de 0.5.

Los valores parámetro para el momentum de el thickness θ_{tot}/l son representativos de las turbinas subsónicas axiales en números Reynolds altos y fueron asumidos como validos para maquinas radiales.

Los valores seleccionados establecen el nivel de perdida del estator y del rotor y, además, el nivel de eficiencia obtenible. Variaciones en los valores del estator y el rotor θ_{tot}/l pueden ser el resultado de cambios en la carga del alabe y en el numero Reynolds y podrían cambiar el nivel general de la eficiencia de la turbina. Otras cantidades se calculan con ecuaciones de aproximación relacionando la geometría del álabe con las variables independientes α_1 , $h_1/D_{2,m}$ y $D_{2,m}/D_1$.

1.1.5 Perdida debido al clearance: El examen de la literatura mostró una variedad de cálculos para la perdida del blade-shroud clearance. La relación de perdida a trabajo real de la línea principal, variaba en relación al clearance y altura de pasaje de c/h a $1.3 c/h$. El clearance del alabe del rotor fue asumido para reducir el trabajo de la línea principal por la relación promedio del clearance a altura del pasaje c/h . Las proporciones clearance a diámetro del clearance son tomadas como constantes, así, 0.0020 y 0.0025 en la entrada y la salida del rotor, respectivamente, como lo muestran en las ecuaciones 91 y 92.

La pérdida tiene que ver con el clearence de la carcaza del rotor, y fue computada asumiendo que esta perdida varia directamente con el clearence promedio a relación de la altura de el alabe como sigue:

$$L_c = \Delta h_y \left(\frac{c}{h} \right) \quad [91]$$

$$L_c = 101.9368 * 0.002555$$

$$L_c = 0.2548$$

Donde el aspect ratio calculado con la ecuación 88:

$$\frac{c}{h} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{c}{h} \right)_1 + \left(\frac{c}{h} \right)_2 \right] \quad [92]$$

$$\frac{c}{h} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{0.000202346285714}{0.00790209} \right) + \left(\frac{0.000177053}{0.05683425} \right) \right]$$

$$\frac{c}{h} = 0.0025556$$

Usando las constantes de entrada especificadas resulta en:

$$c_1 = 0.002D_1 \quad [93]$$

$$c_1 = 0.002 * 0.101173142857$$

$$c_1 = 0.000202346285714m$$

Clearance en la estación 1

$$h_1 = 0.00810209m$$

$$c_2 = 0.0025D_{2,t} \quad [94]$$

$$c_2 = 0.0025 * 0.0708212$$

$$c_2 = 0.000177053m$$

Clearance en la estación 2

$$h_2 = D + c - D_{hub} \quad [95]$$

$$h_2 = 0.05683425m$$

Con esto se halló la altura del alabe del rotor a la salida de la turbina. ahora se puede hacer una idea el diseñador de la geometría de la turbina en su salida y recuerde que ya se han encontrado las geometrías de la entrada en el capítulo 4.

1.1.6 Perdida debido al windage: Se debe recordar que el windage es el gas que entra por la cara trasera del rotor y que provoca una presión en esta. Esto

produce pérdidas debido a las fuerzas que provoca este fenómeno sobre el disco del rotor.

El cálculo de la pérdida del windage en la cara trasera del rotor fue hecho con la ecuación 96:

$$L_w = \frac{0.56 \rho_1 \mu_1 D_1^2}{\text{Re}^{0.2} w} \times 10^{-6} \quad [96]$$

$$L_w = \frac{0.56 * 0.5298 * 6.63 \times 10^{-5} * 0.09^2}{270000^{0.2} * 0.0147} \times 10^{-6}$$

$$L_w = 8.8604 \times 10^{-12}$$

La ecuación 96 fue tomada de la referencia 11³⁵. Las relaciones requeridas para esta solución son como sigue. Se deben utilizar las ecuaciones 97, 98 y 99 y luego reemplazar en la ecuación 96:

$$\mu = 6.663 \times 10^{-5}$$

$$\text{Re} = \left(\frac{\rho u D}{\mu} \right)_1 \quad [97]$$

$$\text{Re} = 270000$$

Se asume un número de Reynold de 270000

La densidad para este cálculo se asume como un valor estático a la salida del estator por la ecuación 94:

$$\rho_1 = \frac{p'_1}{RT'_0} \left[1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)_1^2 \right]^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad [98]$$

$$\rho_1 = \frac{169000}{287.2 * 1000} \left[1 - \frac{1.333 - 1}{1.333 + 1} (0.49)_1^2 \right]^{\frac{1}{1.333 - 1}}$$

$$\rho_1 = 0.5298 \text{ kg} / \text{m}^3$$

Donde:

³⁵ SHEPHERD, D.G.: Principles of turbomachinery. Mac Millan Co. 1956 P. 245

$$V_{cr,1} = \sqrt{\frac{2\gamma RT'_0}{\gamma + 1}} \quad [99]$$

$$V_{cr,1} = \sqrt{\frac{2 * 1.333 * 9.81 * 287.2 * 1000}{1.333 + 1}}$$

$$V_{cr,1} = 475m / seg$$

Donde:

ρ : densidad

Re: Numero de Reynolds

w: velocidad radial en la estación 1

D_1 : diámetro del tip en la estación 1

U_t : velocidad axial en la estación 1

La ecuación 95 es una forma de la ecuación de pérdida de fuerza de la referencia 11³⁶.

1.1.7 Perdidas en la salida del rotor: La energía cinética saliente es simplemente el total de energía asociada con la velocidad saliente, esto se muestra con mas claridad en la ecuación 100:

$$L_e = \frac{V_2^2}{2gJ} \quad [100]$$

$$L_e = \frac{399.98^2}{2 * 9.81 * 0.85}$$

$$L_e = 9593.092J / kg$$

³⁶ Ibid., p. 270.

Donde:

L_E : pérdida de la energía cinética

g : gravedad

J : relación de trabajo por temperatura

V_2 : velocidad relativa a la salida de la turbina

La variación en la relación blade-jet speed con una velocidad específica a lo largo de la curva de eficiencia estática máxima es mostrada en la figura 47. La naturaleza de estos cálculos fue tal que la proporción velocidad de la punta del alabe a la entrada (blade inlet tip speed) a trabajo real fue caso constante para todos los puntos calculados. Dado que la proporción de la blade-jet speed incluye trabajo ideal en lugar de trabajo real, la variación mostrada en la figura 52, refleja solamente la variación correspondiente en eficiencia estática.

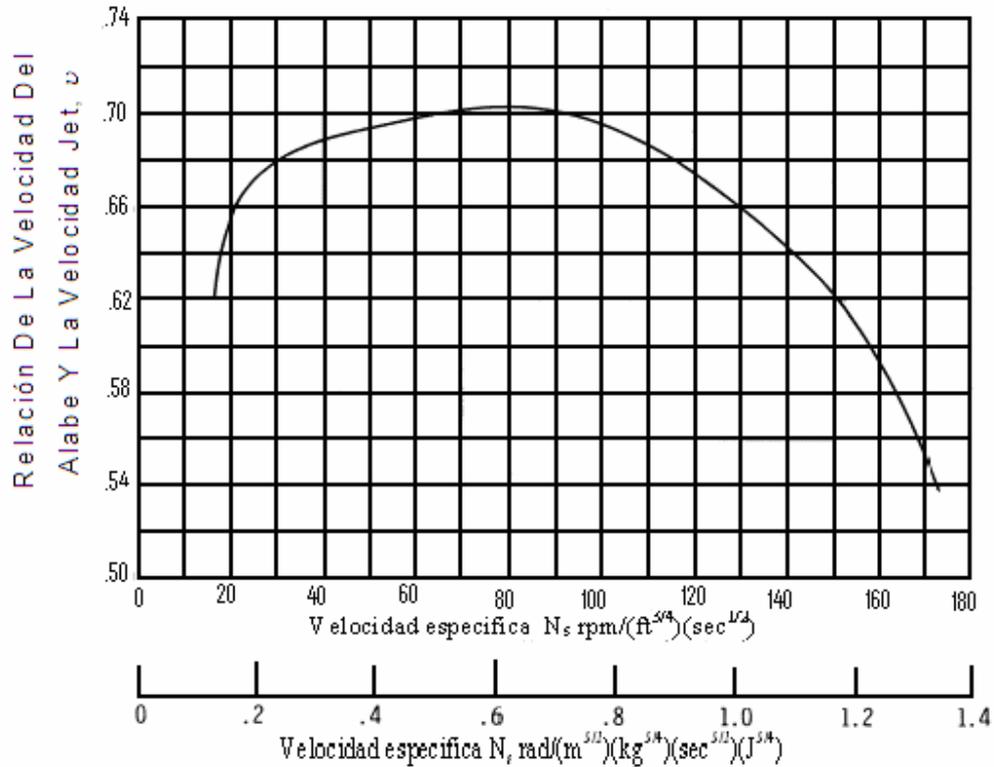
La figura 51 mantiene una relación de velocidades del alabe con la velocidad jet, con la cual se puede mantener una máxima eficiencia estática a través de la operación de la turbina. Esto quiere decir que relaciona otra vez, la velocidad específica Vs la relación de velocidades críticas con las que normalmente trabaja la turbina desde una operación de apagado hasta sus máximas revoluciones por minuto.

Las proporciones de geometría óptima obtenidas de la información presentada hasta este punto, son usadas para preparar las secciones de la turbina mostradas en la figura 52. Estas secciones corresponden a la curva de eficiencia estática máxima en tres valores de velocidad específica. Las magnitudes axiales mostradas en la figura 38 son seleccionadas por ser proporcionales a la relación del diámetro mostrado.

Determinar la magnitud axial así como el número de alabes y la longitud de separación de el alabe es un problema de diseño específico de turbina, puede ser preferiblemente hecho con un cálculo del alabe y de la velocidad del end-wall gas por un método tal y como es descrito en la referencia 8³⁷.

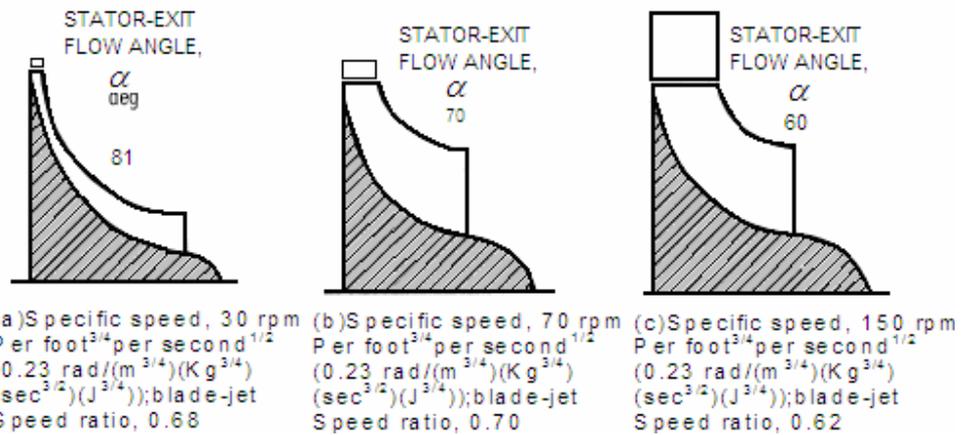
³⁷ Kofkey, Milton G.: and Waserbauer, Charles A. Experimental Performance Evaluation of a Radial-Inflow Turbine over a Range of Specific Speeds. Nasa TN D-3742, 1966. p.120.

Figura 51. Variación en la relación de velocidad del alabe correspondiente a la máxima eficiencia estática con respecto a la velocidad específica.



Fuente: analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency.

Figura 52. Secciones de turbina radial para una máxima eficiencia estática



Fuente: diseño propio de los autores.

Para el diseño de esta turbina se decidió usar un ángulo de 70° debido a que proporciona una velocidad específica óptima para evitar grandes pérdidas en el

rotor de turbina, y además alcanzar una máxima eficiencia estática para los parámetros con los que se está diseñando en este proyecto.

5.1.7.1 PERDIDA DE ENERGIA CINETICA DEL ESTATOR

Esta pérdida fue obtenida por la ecuación, para el desarrollo de la ecuación 97, la cual relaciona el coeficiente de pérdida del estator y la energía cinética en la estación 1 de la turbina, se debe primero solucionar la ecuación 101:

$$L_s = e_s (KE)_{id,1} \quad [101]$$

$$L_s = 1.5346J / Kg$$

Donde e_s es el coeficiente de pérdida del estator. La energía cinética fue computada por:

$$(KE)_{id,1} = \frac{(KE)_s}{1 - e_s} \quad [102]$$

$$(KE)_{id,1} = \frac{57.7201J / Kg}{1 - 0.0258992}$$

$$(KE)_{id,1} = 59.2548J / Kg$$

Donde, la ecuación 99 representa, la energía cinética en el estator:

$$(KE)_s = \frac{V_1^2}{2gJ} \quad [103]$$

$$(KE)_s = 57.7201J / Kg$$

La relación del trabajo realizado con la temperatura de la entrada de la turbina esta dada por la ecuación 104.

$$J = \frac{W}{T_{i0}} \quad [104]$$

$$J = \frac{141270.7396J / Kg}{1000K}$$

$$J = 141.270J / KgK$$

5.1.7.2 PERDIDA DE ENERGIA CINETICA DEL ROTOR

La pérdida de energía cinética del rotor fue calculada de manera similar a la del estator. Esta pérdida esta representada por la ecuación 105, pero antes se debe resolver la ecuación 106 y luego reemplazar:

$$L_R = e_R (KE)_{id,2} \quad [105]$$

$$L_R = 0.4797 * 51.9115J / Kg$$

$$L_R = 24.90119J / Kg$$

$$(KE)_{id,2} = \frac{(KE)_R}{1 - e_R} \quad [106]$$

$$(KE)_{id,2} = \frac{27.007}{1 - 0.4797}$$

$$(KE)_{id,2} = 51.9115J / Kg$$

Donde:

$$(KE)_R = \frac{W_2^2}{2gJ} \quad [107]$$

$$(KE)_R = \frac{273.602^2}{2 * 9.81 * 141.2707}$$

$$(KE)_R = 27.007J / Kg$$

El coeficiente de pérdida del rotor tomo la forma de la ecuación 108, para un cálculo mas simplificado:

$$e_R = \left(\frac{0.017\sigma_R}{\cos \beta_2 - 0.003n - 0.017\sigma_R} \right) \left(1 + \frac{1.9s}{h_1 + h_2} \right) \quad [108]$$

$$e_R = \left(\frac{0.017 * 11.14}{\cos 38.37^\circ - 0.003 * 17 - 0.017 * 11.14} \right) \left(1 + \frac{1.9 * 0.01289}{0.00810209 + 0.05683425} \right)$$

$$e_R = 0.4797$$

Donde, σ_R , es la constante de perdida del rotor. Calculado para cada rotor.

$$\sigma_R = \frac{0.8D_{2,m} \left[\frac{D_{2,m}}{D_1} - 1 \right]}{s} \quad [109]$$

$$\sigma_R = \frac{0.8 * 0.02478 \left[\frac{0.02478}{0.09} - 1 \right]}{0.001289}$$

$$\sigma_R = 11.14$$

La constante 0.8 es usada para obtener la cuerda aproximada de el alabe del rotor como una función de los diámetros del rotor. Esto incluye una rebaja para alabes parciales o de separación entre lo alabes completas, la ecuación 110, muestra una separación entre los alabes del rotor mínima, así:

$$s = \frac{\pi D_{2,m}}{n} \left(\frac{1}{2} \frac{D_1}{D_{2,m}} + 1 \right) \quad [110]$$

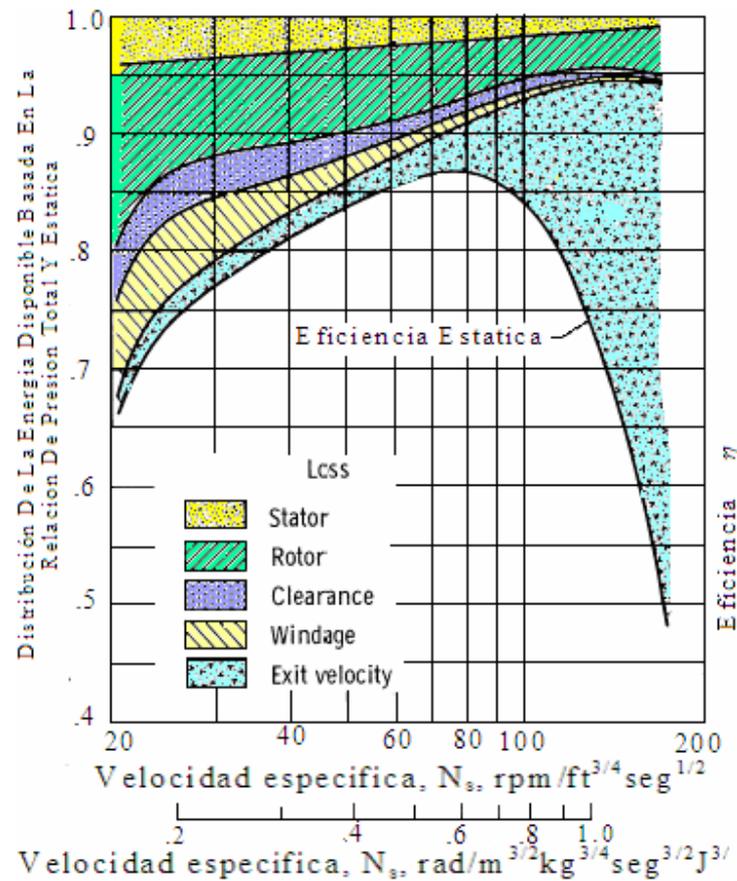
$$s = \frac{3.1416 * 0.02478}{17} \left(\frac{1}{2} \frac{0.09}{0.02478} + 1 \right)$$

$$s = 0.01289m$$

Donde s , es el promedio del espaciamiento de los alabes de entrada y de la salida del rotor.

5.8 Variación de pérdida interna: La distribución de la pérdida en los cinco tipos calculados es mostrada en la figura 53 para geometría óptima sobre un rango de velocidad específica. El patrón de distribución de pérdida resulta de la proporción cambiante de flujo a trabajo específico. En valores bajos de velocidad específica, las perdidas de fricción son relativamente grandes por las altas proporciones de áreas de generación de pérdida a áreas de flujo. A altas velocidades específicas, las altas velocidades a la salida de la turbina hacen predominante la pérdida saliente.

Figura 53. Distribuciones de pérdida a lo largo de la curva de máxima eficiencia estática.



Fuente: analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency.

5.2 EFECTO DE COMPRESIBILIDAD

Los resultados de los cálculos iniciales incluían una pequeña variación en la proporción de la presión de la turbina y una limitación en la utilidad de los resultados. El rango de la proporción de la presión fue extendido cambiando el nivel de todas las velocidades internas. Las relaciones de velocidad crítica de el alabe de la entrada del rotor de 0.2 y 0.8 son especificadas, y todos los cálculos fueron repetidos para el mismo valor de todas las variables de entrada. Todas las velocidades internas varían de manera consistente, y las eficiencias calculadas y los parámetros de geometría óptima son casi idénticos para los tres tip speeds con

tres excepciones notables. Estas excepciones fueron las relaciones de presión de la turbina, total a total y total a estática y la altura de el alabe del estator. La figura 54, muestra esta variación para cada relación de la velocidad crítica del alabe.

Figura 54. Efecto de la velocidad específica y la relación de presión en la turbina en tres relaciones de velocidad crítica.

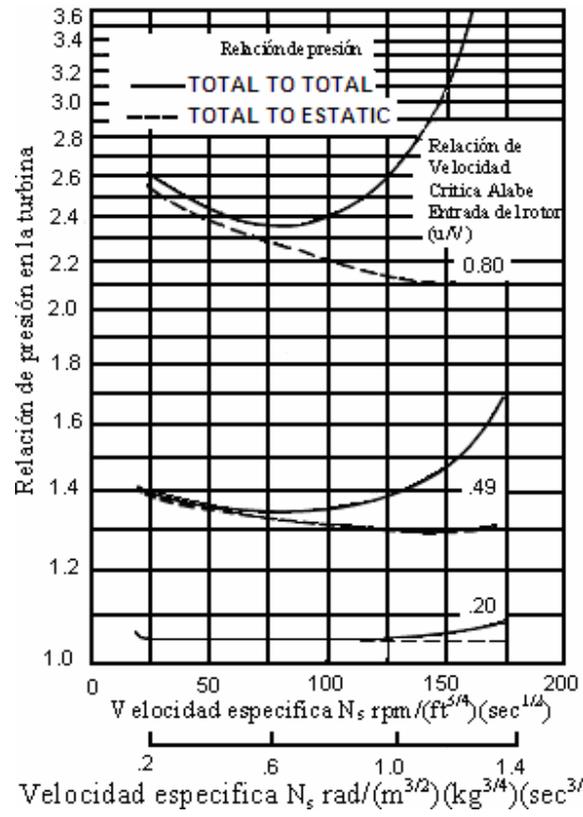
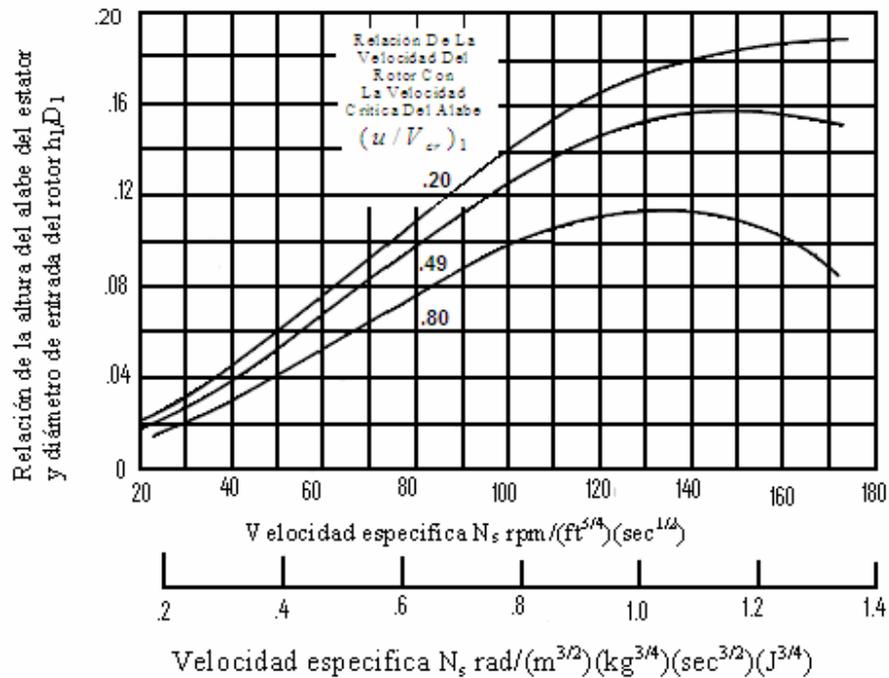


Figura 55. Efecto de la relación de la velocidad axial del álabe con la velocidad crítica respecto a la velocidad específica y la relación de diámetro de la altura del alabe



Fuente: analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency.

La figura 55 muestra la variación en la proporción de la presión de la turbina con velocidad específica y la velocidad del alabe. Las dos clases de relación de presión para cada una de las velocidades del alabe, divergen porque el nivel de velocidad saliente aumenta con el aumento de velocidad específica. Las velocidades relativas a la salida de la turbina se vuelven sónicas en velocidades específicas por encima de $160 \text{ rpm}/\text{ft}^{3/4} \text{ seg}^{1/2}$ en el más alto caso de velocidad de la rueda.

Este resultado indica que las relaciones de presión total a estática, mayores que 3.5 resultaran en pérdidas salientes mayores que aquellas calculadas por el método de este análisis.

El efecto de la relación de presión en la altura de el alabe del estator es mostrada en la figura 55 para las tres velocidades de el alabe calculadas. La variación a todos los niveles de velocidad específica resulta de una relación cambiante entre densidad de gas de salida a densidad de gas de entrada. La densidad decrece

cuando el gas pasa a través del rotor en tanto que es una reacción programada. Además, la relación del área de salida al área de entrada aumenta con la relación de la presión por efectos de compresibilidad.

5.2.1 Peso del flujo: El peso del flujo de la turbina fue calculado desde la siguiente ecuación de continuidad con cálculos previos o variables de entrada. Este peso del fluido es importante hallarlo debido a que influye en la densidad del gas, además, de esta ligado con los esfuerzos que el gas va a ejercer sobre el rotor de turbina. La ecuación 110, muestra la relación del peso del gas con la densidad a la entrada del estator y con las relaciones de presiones total a total y la relación de presión total a estática. Obsérvese que también se tiene en cuenta la velocidad de entrada al rotor, el diámetro de el rotor y la altura del alabe en la estación 1 del rotor. Primero se debe desarrollar las ecuaciones 112, 113 y 114 y así, poder calcular la ecuación 111 para el peso del fluido.

$$w = \rho_0 \left(\frac{p'_1}{p'_0} \right) \left(\frac{p}{p'} \right)_1^{\frac{1}{\gamma}} V_1 \cos \alpha_1 (\pi D_1 h_1) \quad [111]$$

Donde:

La relación de presiones total a estática esta dada por la ecuación 101. Donde se relaciona la energía cinética perdida en el estator y la temperatura estática en la estación 0.

$$\left(\frac{p}{p'} \right)_1 = \left[1 - \frac{(KE)_s}{C_p T'_0} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [112]$$

$$\left(\frac{p}{p'} \right)_1 = \left[1 - \frac{57.02}{1158 * 1000} \right]^{\frac{1.333}{1.333-1}}$$

$$\left(\frac{p}{p'} \right)_1 = 0.9998$$

La relación de presión total a estática entre las estaciones 1 y 0 esta dada por la ecuación 102.

$$\frac{p_1}{p'_0} = \left[1 - \frac{KE_{id,1}}{C_p T'_0} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [113]$$

$$\frac{p_1}{p'_0} = \left[1 - \frac{59.2548}{1158 * 1000} \right]^{\frac{1.33}{1.33-1}}$$

$$\left(\frac{p}{p'} \right)_1 = 0.9997$$

Y la relación de presión estática entre la estación 0 y la estación 1 esta dada por la ecuación 114 que relaciona las ecuaciones 112 y 113 de la siguiente manera:

$$\frac{p'_1}{p'_0} = \frac{\frac{p_1}{p'_0}}{\frac{p_1}{p'_1}} \quad [114]$$

$$\frac{p'_1}{p'_0} = 0.9998$$

Con estos valores se puede, ahora si, entrar a calcular el peso del fluido que pasa por el rotor:

$$w = 0.5298 * 0.9997 * 0.9998^{\frac{1}{1.33}} * 399.98 * \cos 70^\circ \quad (0.539306 * 0.045 * 0.008102)$$

$$w = 0.0147 \text{ Kg}$$

5.3 EL EFECTO DEL DIFUSOR DE SALIDA

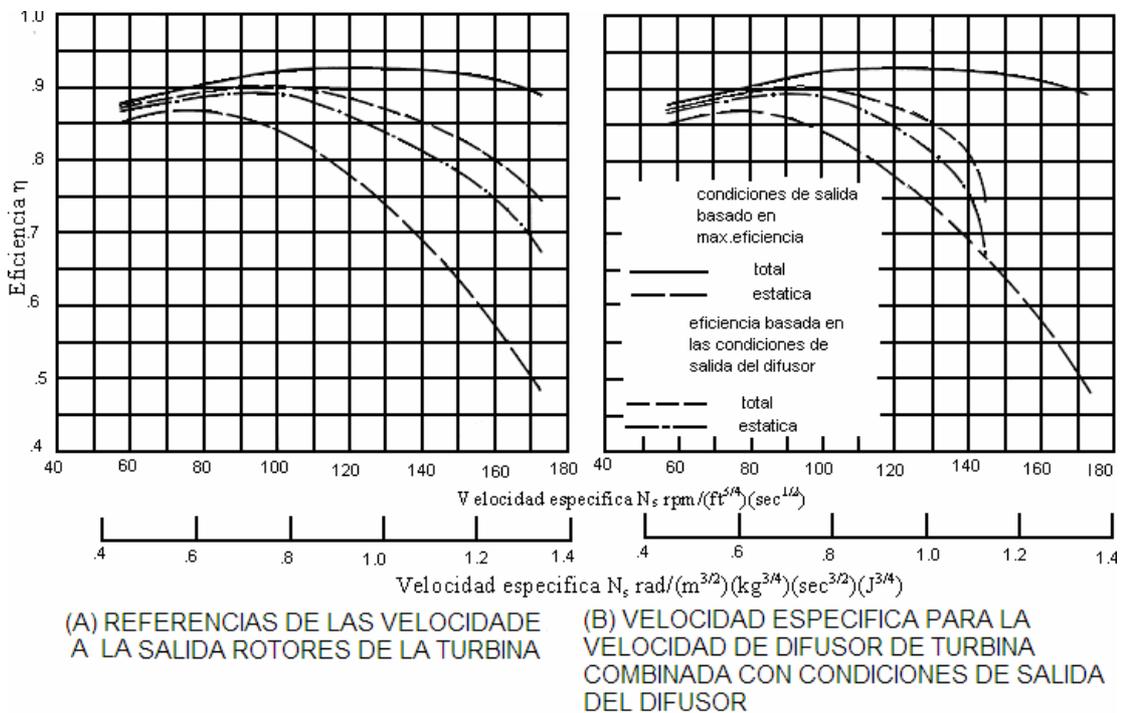
La referencia 9³⁸ incluye las medidas de desempeño hechas con una turbina radial equipada con un difusor por encima del rango de condiciones operabilidad. Este difusor suministra una efectividad de presión estática promedio de 60% de la presión de la velocidad de entrada del difusor y una pérdida total de presión de 25 % de la presión de la velocidad de entrada. Estas fracciones en el cambio de presión fueron tomadas como constantes y fueron usadas para examinar los puntos de eficiencia estática máxima para los ángulos de flujo de salida del estator (stator exit-flow) de: 52°, 56°, 62°, 68°, 70°, 74° y 77°.

Los resultados son mostrados en la figura 56a, donde las eficiencias estáticas y totales son mostradas como funciones de velocidad específica. Las porciones de las curvas de geometría óptima de la figura 56b son también mostradas para comparación. Los valores de velocidad específica son los mismos que aquellos de la figura 44, con H y Q referenciando las condiciones de la salida del rotor. La velocidad específica mayor muestra una pérdida de eficiencia total de 0.15 y un aumento de eficiencia estática de 0.19. El pico de eficiencia estática y el pico de eficiencia total ocurren a velocidades específicas de $93 \text{ rpm} / \text{ft}^{3/4} \text{ seg.}^{1/2}$ y $98 \text{ rpm} / \text{ft}^{3/4} \text{ seg.}^{1/2}$ o $0.72 \text{ rad} / \text{m}^{3/2} \text{ Kg}^{3/4} \text{ seg.}^{3/2} \text{ J}^{3/2}$ y $0.76 \text{ rad} / \text{m}^{3/2} \text{ Kg}^{3/4} \text{ seg.}^{3/2} \text{ J}^{3/2}$, respectivamente.

Los valores de H y de Q en la ecuación de velocidad específica cambian considerablemente cuando la combinación turbina-difusor es considerada como una unidad.

³⁸ FUTRAL, Samuel M., Jr.; and Holeski, Donald E.: Experimental Performance Evaluation of a 6.02- inch (15.29 cm) Radial-Inflow Turbine with and Exit Diffuser. Nasa TM X-1480,1967.

Figura 56. Efecto que tiene el difusor de salida sobre toda la configuración de la turbina radial



Fuente: analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency.

El difusor causa un aumento en el término de trabajo general H (overall work term H) y un descenso en el término de flujo Q (flow term Q) a la salida del difusor. Así, la relación eficiencia-velocidad específica cambia de la manera como se muestra en la figura 14. Aquí, de nuevo, la curva superior y la curva inferior están basadas en las condiciones de salida del rotor y son porciones de las curvas de eficiencia máxima mostradas en la figura 3. Las dos curvas intermedias representan el desempeño general con las condiciones de salida del difusor usadas para calcular las dos eficiencias así como nuevos valores para velocidad específica. Los cambios en la razón Q de flujo de volumen y en el trabajo ideal total H combinados para cambiar estas curvas del patrón mostrado en la figura 57a, a valores mas bajos de velocidad específica. A velocidades específicas altas, el valor la salida del difusor de hecho disminuye con el aumento del valor la salida del rotor. Así, dos parejas de valores de eficiencia turbina-difusor ocurren a velocidades específicas cercanas a $140 \text{ rpm} / \text{ft}^{3/4} \text{ seg.}^{1/2}$ o

$1.08 \text{ rad} / \text{m}^{3/2} \text{ Kg}^{3/4} \text{ seg.}^{3/2} \text{ J}^{3/2}$ para la efectividad del difusor de 0.6. La operación con un difusor a velocidades específicas más altas podría implicar una efectividad menor. En conclusión, Este efecto ocurre solo a altos niveles de velocidad específica, donde las eficiencias son considerablemente menores que el máximo posible. Un flujo mixto o un diseño de turbina axial podría probablemente ser seleccionado para una aplicación, especificando tal nivel de velocidad específica.

5.3.1 PERDIDA DE SALIDA: La pérdida de salida es la energía cinética correspondiente con la velocidad saliente expresada como:

$$L_E = \frac{V_2^2}{2gJ} \quad [115]$$

$$L_E = \frac{136.801^2}{2 * 9.81 * 141.07}$$

$$L_E = 6.7615 \text{ J} / \text{Kg}$$

5.4 EFICIENCIA GENERAL

5.4.1 Items de pérdida de eficiencia: La ruptura en la eficiencia causada por las diferentes contribuciones de pérdida se obtiene como sigue:

El cambio que genera las pérdidas en el estator están dadas por la siguiente relación de pérdidas con el cambio en el trabajo ideal de la estación. La ecuación 116, da esta aproximación simple, así

$$\Delta \eta_s = \frac{L_s}{\Delta h_{id}} \quad [116]$$

$$\Delta \eta_s = 0.01135$$

La ecuación 117, obedece al cambio en la eficiencia debido a las pérdidas en el rotor, así:

$$\Delta\eta_R = \frac{L_R}{\Delta h_{id}} \quad [117]$$

$$\Delta\eta_R = 0.1842$$

La ecuación 118, genera el cambio en la eficiencia que genera el clearance:

$$\Delta\eta_C = \frac{L_C}{\Delta h_{id}} \quad [118]$$

$$\Delta\eta_C = 0.00188$$

Con la ecuación 119 se puede calcular el cambio en la eficiencia producido por el windage:

$$\Delta\eta_W = \frac{L_W}{\Delta h_{id}} \quad [119]$$

$$\Delta\eta_W = 8.69 \times 10^{-14}$$

La pérdida total de eficiencia se asume como una suma en la totalidad de los cambios de las eficiencias respecto de los diferentes factores y se le restan a la eficiencia total ideal de la turbina radial. La ecuación 120 relaciona la pérdida total de la eficiencia como sigue:

$$\Delta\eta_t = \Delta\eta_s + \Delta\eta_R + \Delta\eta_C + \Delta\eta_W \quad [120]$$

$$\Delta\eta_t = 0.1872$$

Esta cantidad del cambio en la eficiencia es una cantidad aceptable dado que no es significativo en la eficiencia total de la turbina en conjunto, es decir, en el estator, rotor y difusor de salida.

6. CONDICIONES ESTATICAS DE SALIDA Y GEOMETRIA

Las condiciones estáticas de fluido estático y total de salida requeridas para la continuidad evaluada en este momento son como sigue:

$$p'_2 = p'_0 \left(1 - \frac{\Delta h_y + L_s + L_R}{C_p T'_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [121]$$

$$p'_2 = 143066.08 Pa$$

Donde Δh_y es la salida del trabajo específico hecho por el gas:

$$\Delta h_y = \frac{u_1 V_1 \sin \alpha_1}{gJ} \quad [122]$$

$$\Delta h_y = \frac{375.86 * 399.98 * \sin 70^\circ}{9.81 * 141.270}$$

$$\Delta h_y = 101.9368 j/kg$$

La temperatura estática a la salida del rotor se evalúa gracias a la ecuación 123:

$$T'_2 = T'_1 - \frac{\Delta h_y}{C_p} \quad [123]$$

$$T'_2 = 934.1667 K$$

La densidad de la salida del rotor esta dada por la ecuación 124, así:

$$\rho'_2 = \frac{p'_2}{RT'_2} \quad [124]$$

$$\rho'_2 = 0.637$$

7. FUERZAS AXIALES Y RADIALES EN EL ROTOR

7.1 FUERZA AXIAL:

Debido a la similitud con los compresores centrífugos. Las fuerzas en las turbinas radiales se reparten de forma parecida pero en diferentes direcciones, es decir, cambia que la admisión de la turbina ahora es radial y no axial a diferencia de los compresores centrífugos. La salida cambia de radial a axial

Estas fuerzas³⁹ surgen en las turbinas radiales como resultado de las presiones, de igual valor y dirección, que actúan en el rodete por los lados delantero (dirigido hacia la salida) y trasero. Además la fuerza axial surge como resultado de la acción dinámica del flujo.

Durante el calculo de las fuerzas centrifugas que actúan sobre las superficies curvilíneas de la rueda de trabajo se debe examinar las proyecciones de estas superficies sobre un plano perpendicular al eje geométrico del rodete. Se supone que en la cavidad de entrada del rodete la presión es igual a p_1 , figura 57, esta presión se propaga a través de las holguras b y c, hasta la presión final p_2 . La presión axial real p .

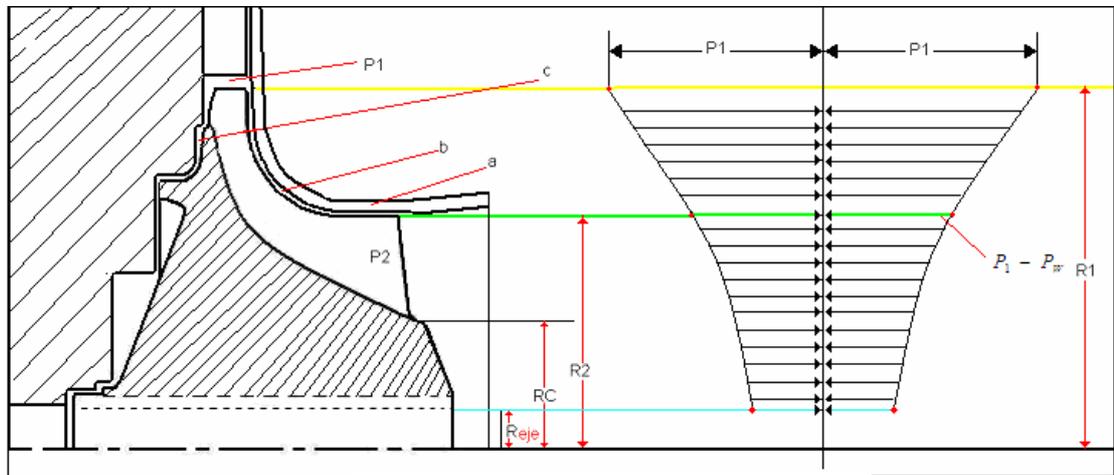
En cualquier punto de la superficie exterior del rodete, que se encuentra a una distancia arbitraria del centro, es el resultado de la acción de dos presiones:

p_1, p_w , creada por la acción de la fuerza centrifuga del aire que gira en la cavidad entre la superficie exterior del rodete y del difusor, es decir,

$$p = p_1 + p_w \quad [125]$$

³⁹ ESCOBAR GARZON, Arnold. Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo masico. Cap. 8. P.105.

Figura 57. Distribución de las fuerzas a lo largo del alabe del rotor



Fuente: diseño propio de los autores

Por vía experimental se ha demostrado que en ausencia del gasto a través de las holguras la velocidad angular media de rotación del aire en las cavidades entre las superficies de la rueda giratoria y el cuerpo inmóvil es igual a la mitad de la velocidad angular del rodete. A base de este razonamiento se puede calcular p_w .

Se separará en la cavidad c un volumen anular del aire con una anchura igual a la unidad, y los radios r y $r + dr$. Al girar este volumen angular con una velocidad angular $\omega/2$ en su superficie cilíndrica interior actúa la fuerza centrífuga del aire.

$$dp_c = \rho 2\pi r d_r \frac{\omega^2}{4} r. \quad [126]$$

La presión, condicionada por esta fuerza centrífuga, es la mostrada en la ecuación 127.

$$d_{p_w} = -\frac{dp_c}{2\pi r l} = -\rho \frac{\omega^2}{4} r dr \quad [127]$$

El signo negativo de dp_w indica que bajo la influencia de la fuerza centrífuga del aire en las secciones cilíndricas de la cavidad c surge disminución de la presión:

$$p_w = -\int_r^{R_2} \rho \frac{\omega^2}{4} r dr = -\rho \frac{\omega^2}{8} (R_1^2 - r^2) \quad [128]$$

De la ecuación 127 y 128, se desprende que:

$$p = p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (R_1^2 - r^2) \quad [129]$$

La tapa inmóvil a la entrada del rodete condiciona el equilibrio de las presiones exteriores sobre la rueda de trabajo por los lados delantero y trasero. Entre los límites de R_{aje} a R_1 las presiones sobre el rodete no están equilibradas, puesto que por el lado delantero del rodete actúa la presión de aspiración p_1 , y por el lado posterior, la presión p , distribuida según la ley expresada por la ecuación 129. Evidentemente, la fuerza condicionada por estas presiones, que actúa sobre el rodete, es igual a:

$$p_p = \int_{R_{aje}}^{R_1} 2\pi r dr \left[p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (R_2^2 - r^2) - \pi (R_1^2 - R_{aje}^2) p_1 \right] \quad [130]$$

La integración y la transformación algebraica llevan a esta última ecuación a la forma:

$$p_p = \pi (R_1^2 - R_{aje}^2) (p_2 - p_1) - \frac{\pi \rho \omega^2}{8} (R_1^2 - R_{aje}^2) [R_2^2 - 0.5(R_1^2 + R_{aje}^2)] \quad [131]$$

El flujo en la rueda de un compresor centrífugo cambia la dirección de movimiento. Al entrar en la dirección axial el abandona el rodete, moviéndose en los planos, perpendiculares al eje del rodete, por lo cual surgen presiones dinámicas sobre el rodete. La fuerza condicionada por esta presión se determinará aplicando la ecuación de la cantidad de movimiento,

$$p_{din} \Delta t = \left(m_s U_t - m_s c_2 \cos \frac{\pi}{2} \right) \Delta t \quad [132]$$

Donde $\Delta t = 1s$. entonces

$$p_{din} = \rho Q U_t \quad [133]$$

La dirección de la acción de la fuerza p_{din} , corresponde a la dirección de la velocidad c_{al} a la entrada del rodete.

La fuerza axial que actúa sobre el rodete se obtiene por adición algebraica de las fuerzas p_p y p_{din} :

$$p_{ax} = \pi(R_2^2 - R_{eje}^2)(p_2 - p_1) - \frac{\pi\rho w^2}{8}(R_2^2 - R_{eje}^2)[R_1^2 - 0.5(R_2^2 + R_{eje}^2)] - \rho Q U_t \quad [134]$$

Como se ve en la ecuación 132, la fuerza axial depende de distintos factores. Los principales son: las dimensiones radiales del rodete R_2 y R_1 , la frecuencia de rotación y la presión ala salida del rodete π_c

Con la ecuación 134 y los datos ya calculados se obtiene la fuerza axial:

$$p_{ax} = \pi(0.0295^2 - 0.004^2)(160 - 1.01) - \frac{\pi \times 1.22 \times 8377^2}{8} \times \\ \times (0.0295^2 - 0.004^2)[0.043^2 - 0.5(0.0295^2 + 0.004^2)] - 1.22 \times 0.098 \times 55 \\ p_{ax} = 111N$$

7.2 FUERZA RADIAL:

Esta fuerza se calcula por la ecuación 135. En función de la masa y el coeficiente de excentricidad k (2...5) para motores pequeños este coeficiente es 3^{40}

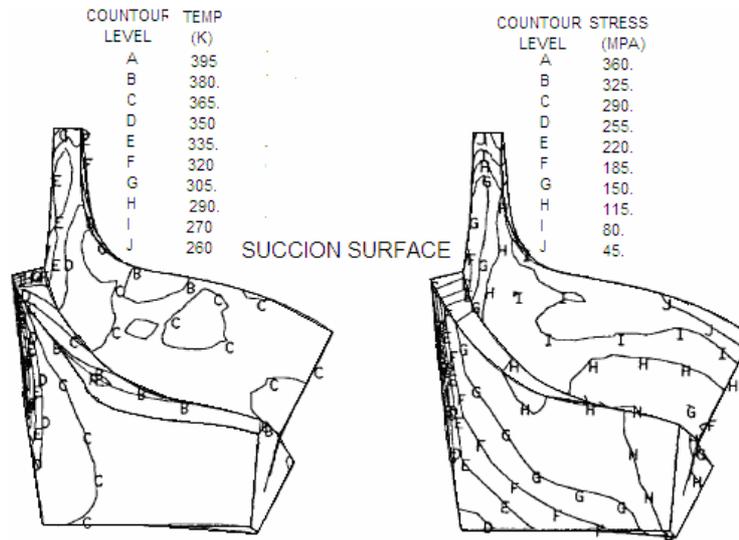
$$p_{rad} = mgk \quad [135]$$

$$p_{rad} = 0.14 \times 9.8 \times 3 \quad p_{rad} = 4.11N$$

Los resultados experimentales de la han llevado a calcular la distribución de presiones en el alabe. Estos resultados en la superficie de la succión y de presión se demuestran en el cuadro 58, y se comparan con los hechos en ansys, mostrados debajo de está sección.

⁴⁰ Motores I, Dr. Sergey Doroshko.

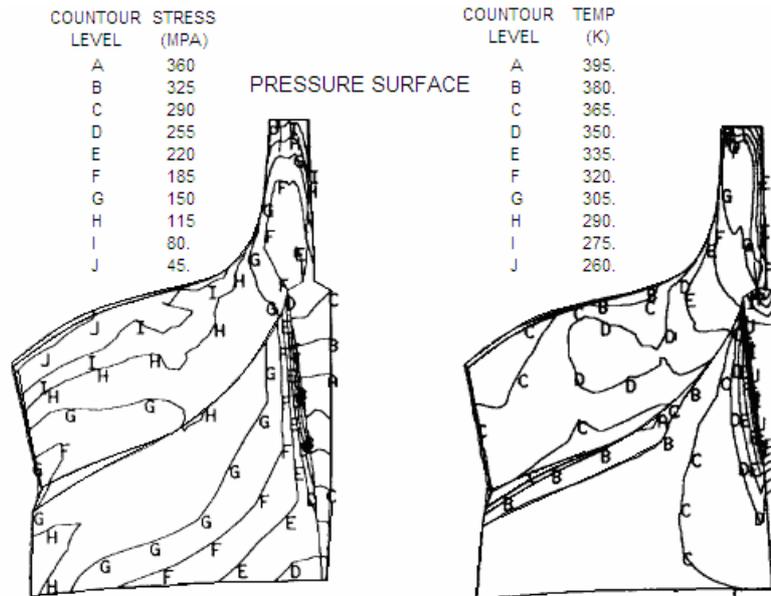
Figura 58. Resultados del análisis estructural del rotor. Superficie de succión



Fuente: www.nasa.com.

Para el lado de presión, las distribuciones son las siguientes:

Figura 59. Resultados del análisis estructural del lado de presión del rotor



Fuente: WWW.NASA.COM

7.3 Análisis estructural soportado en el software (ANSYS)

Se desarrollo el análisis por temperaturas y esfuerzos, del rotor de turbina radial para este proyecto. Con valores de temperatura y dinámica de gases, calculados en el documentó principal.

Los resultados de este análisis se presentaran a continuación con una breve explicación de cada grafica arrojada por el software (ANSIS).

La tabla 3.1.1 anexo A, indica el material base de estator y rotor, además de sus medidas de volumen y masa. Muestra también los nodos en los que se dividió cada una de los elementos que componen la turbina.

La figura A1.1 del anexo A, contiene las condiciones de carga definidas para el modelo, además de los parámetros de entrada, como son, temperatura y presión, estas condiciones de entrada son expuestas en la tabla 3.2.1.1 del anexo A y 3.2.2.1 las cuales hablan la primera de la temperatura de entrada tanto del estator como del rotor y la segunda muestra la presión en la superficie de cada uno de los componentes de la turbina. Esta magnitud de presión fue analizada en la máxima presión total soportada por la turbina en la cual se calculo para la entrada del estator. Esto se hace como una medida de seguridad para someter a condiciones extremas al rotor de turbina y así tener un factor de seguridad mas alto del calcula por el software.

Los resultados de este primer análisis estructural se muestra en la tabla 3.1.1 del anexo A, la cual se remite a las figuras A1.2, A1.3, A1.4, estas, muestran el esfuerzo cortante y la deformación total, respectivamente. Como se puede apreciar lo limites mínimos y máximos no arrojan ningún nivel de alerta. Eso da una seguridad bastante alta para la operación de la turbina.

La figura A1.2 entrega el máximo esfuerzo equivalente que soporta el rotor de turbina y el estor. Se encuentra que el máximo esfuerzo esta ubicado hacia el centro del rotor es decir en el anidamiento del eje y disminuye a medida que aumenta el radio de donde se encuentra este máximo esfuerzo. Esto se corrobora

al observar la figura y encontrar que el valor mínimo del esfuerzo equivalente se encuentra en el diámetro externo máximo del estator, es decir en la altura total del vane de este.

La figura A 1.3 del anexo A, muestra el máximo esfuerzo cortante soportado por el rotor de turbina y el estator. Como se puede apreciar en esta figura el esfuerzo cortante se comporta de igual manera que en la figura A1.2 para el esfuerzo equivalente. Como se puede apreciar no arroja resultados que pueda comprometer la estabilidad estructural de las dos piezas.

La figura A1.4 del anexo A, da una idea de la deformación que sufre tanto el rotor de turbina como el estator debido a la temperatura a la que están expuestos estos componentes. Como es de imaginar la máxima deformación se encuentra entre la altura media y máxima del alabe del estator. Aquí se aprecia una deformación máxima de 0.0451×10^{-4} metros, lo cual es una deformación muy aceptable de esta sección dado que cumple con los clearance dejados para deformación térmica en esta sección del estator, la deformación se reduce hacia el centro radial mente del conjunto encontrando una deformación mínima de 0.050×10^{-4} metros en el anidamiento del eje de la turbina. En los alabes del rotor, encontramos una deformación de 0.2×10^{-4} metros y una deformación máxima de 0.3×10^{-4} metros lo cual esta acorde con las hipótesis expuestas acerca de la deformación de una turbina radial encontrando que en la punta del alabe a la salida del rotor había una deformación mayor como es de esperarse. Como se ve la deformación la entrada del rotor, la deformación es de 0.251×10^{-4} metros. Y a la salida del estator, es de 0.301×10^{-4} metros. Al sumar estas dos deformaciones se encuentra que el clearance dejado para esta zona soporta la deformación de estas dos piezas.

La figura A 1.5, A1.6, A1.7, A1.8, A1.9 del anexo A, muestra la zona donde el material puede fallar en primera instancia. Como se observa, hay una gran concentración de esfuerzos en el anidamiento del eje, como es de esperarse, y aunque el margen de seguridad es alto se debe tener sumo cuidado con estas

zonas debido a que una falla en este sitio seria catastrófico para la turbina, aunque como se dijo anterior mente, el factor de seguridad es alto.

La figura A1.9 del anexo A, muestra en que sitio esta ubicada la falla por fatiga en primera instancia, denotada con un color amarillo oscuro, pero como se puede observar, soporta una larga vida útil.

La figura A 1.10 del anexo A, comprueba una vez mas, que en el centro del rotor el anidamiento del eje es una zona critica que merece de mucho cuidado, aunque esta figura muestra, que el contorno del hub, es también vulnerable a falla por fatiga, esto debido a los grandes esfuerzos que este soporta, pues se debe tener en cuenta que las fuerzas radiales y centrifugas actúan directamente sobre esta.

La tabla A 2.1 del anexo A, hace una aclaración acerca del las propiedades del material utilizado. Aquí se puede encontrar características como el modulo de elasticidad el coeficiente expansión térmico entre otros.

La tabla A 2.2 del anexo A muestra los limites estructurales que soporta el material.

A continuación se muestran los resultados del análisis estructural que arrojo ansys gráficamente.



1 Project

Project Created

Wednesday, May 17, 2006 at 11:18:16 PM

1. Summary

This report documents design and analysis information created and maintained using the ANSYS® engineering software program. Each scenario listed below represents one complete engineering simulation.

Scenario 1

- Based on the Solid Edge® assembly "*C:\Documents and Settings\Carlos Alberto\Mis documentos\trabajos externos\Turbina radial\Turbina1.asm*".
- Considered the effect of [body-to-body contact](#), [thermal loads](#), [structural loads](#) and [structural supports](#).
- Calculated safety factors and margins based on [maximum equivalent stress](#) and [maximum shear stress](#) along with [structural](#) and fatigue results.
- No [convergence criteria](#) defined.
- **One or more results failed to meet defined [alert criteria](#).**
- See [Scenario 1](#) below for supporting details and [Appendix A1](#) for corresponding figures.

2. Introduction

The ANSYS CAE (Computer-Aided Engineering) software program was used in conjunction with 3D CAD (Computer-Aided Design) solid geometry to simulate the behavior of mechanical bodies under thermal/structural loading conditions. ANSYS automated FEA (Finite Element Analysis) technologies from [ANSYS, Inc.](#) to generate the results listed in this report.

Each scenario presented below represents one complete engineering simulation. The definition of a simulation includes known factors about a design such as material properties per body, contact behavior between bodies (in an assembly), and types and magnitudes of loading conditions. The results of a simulation provide insight into how the bodies may perform and how the design might be improved. Multiple scenarios allow comparison of results given different loading conditions, materials or geometric configurations.

Convergence and alert criteria may be defined for any of the results and can serve as guides for evaluating the quality of calculated results and the acceptability of values in the context of known design requirements.

- *Solution history* provides a means of assessing the quality of results by examining how values change during successive iterations of solution refinement. *Convergence criteria* sets a specific limit on the allowable change in a result between iterations. A result meeting this criteria is said to be "converged".
- *Alert criteria* define "allowable" ranges for result values. Alert ranges typically represent known aspects of the design specification.

The discussions below follow the organization of information in the ANSYS "Explorer" user interface. Each scenario corresponds to a unique branch in the Explorer "Outline". Names emphasized in "double quotes" match preferences set in the user interface.

All values are presented in the "SI Metric (m, kg, N, °C, s, V, A)" unit system.

Notice

Do not accept or reject a design based solely on the data presented in this report. Evaluate designs by considering this information in conjunction with experimental test data and the practical experience of design engineers and analysts. A quality approach to engineering design usually mandates physical testing as the final means of validating structural integrity to a measured precision.

3. Scenario 1

1.1 3.1. "Model"

"Model" obtains geometry from the Solid Edge® assembly "C:\Documents and Settings\Carlos Alberto\Mis documentos\trabajos externos\Turbina radial\Turbina1.asm".

- The [bounding box](#) for all positioned bodies in the model measures 0.05 by 0.14 by 0.14 m along the global x, y and z axes, respectively.
- The model has a total mass of 1.72 kg.
- The model has a total volume of $2.19 \times 10^{-4} \text{ m}^3$.

Name	Material	Bounding Box (m)	Mass (kg)	Volume (m ³)	Nodes	Elements
"Estator.par: 1"	"Structural Steel"	1.62×10 ⁻² , 0.14, 0.14	0.95	1.21×10 ⁻⁴	956	2711
"Rotor.par: 1"	"Structural Steel"	0.05, 9.28×10 ⁻² , 9.25×10 ⁻²	0.77	9.8×10 ⁻⁵	1748	6224

Name	Body Names	Bounding Box (m)	Mass (kg)	Volume (m ³)	Nodes	Elements
------	------------	----------------------------------	-----------	--------------------------	-------	----------

1.1.1 3.1.1. Named Selections

- "Named Selections"

Name	Figures	Comments
"Problematic Geometry"	None	None
"Problematic Geometry 2"	None	None
"Problematic Geometry 3"	None	None
"Problematic Geometry 4"	None	None

1.1.2 3.1.2. Contact

- "Contact" uses a tolerance of 0.0 for automatic detection.

Name	Type	Associated Bodies	Scope	Normal Stiffness	Scope Mode	Behavior	Formulation	Thermal Conductance	Pinball Region
"Contact Region"	Bonded	"Rotor.par: 1" and "Estator.par: 1"	Face, Face	Program Controlled	Automatic	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled

1.1.3 3.1.3. Mesh

- "Mesh", associated with "Model" has a curvature/proximity value of 0.
- "Mesh", is using the default element size.
- "Mesh" uses standard shape checking.
- "Mesh" uses low order elements for solids.

- "Mesh" uses active assembly for initial size seed.
- "Mesh" contains 2704 nodes and 8935 elements.

No mesh controls specified.

1.2 3.2. "Environment"

"Environment"(Figure [A1.1](#)) contains all loading conditions defined for "Model" in this scenario.

The following tables list local loads and supports applied to specific geometry.

1.2.1 3.2.1. Thermal Loading

Name	Type	Ambient Temperature	Film Coefficient	Reaction	Associated Bodies
"Convection"	Constant	665.0 °C	1.0 W/m ² .°C	-2.51×10 ⁻¹² W	"Estator.par: 1"
"Convection 2"	Constant	612.0 °C	1.0 W/m ² .°C	1.47×10 ⁻¹² W	"Rotor.par: 1"

1.2.2 3.2.2. Structural Loading

Name	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Pressure"	Surface Pressure	169,000.0 Pa	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	"Rotor.par: 1" and "Estator.par: 1"

1.2.3 3.2.3. Structural Supports

Name	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Fixed Support"	Fixed Surface	61,282.61 N	[-61,279.66 N x, 342.41 N y, -494.37 N z]	5.22 N·m	[0.54 N·m x, 5.19 N·m y, -4.76×10 ⁻³ N·m z]	"Rotor.par: 1"
"Fixed Support 2"	Fixed Surface	50,172.68 N	[49,612.84 N x, -187.88 N y, 7,471.86 N z]	13.45 N·m	[-2.51 N·m x, -5.88 N·m y, -11.83 N·m z]	"Rotor.par: 1"

NOTE: If a body contains two or more supports that share an edge or vertex, use caution in evaluating the listed reaction forces at those supports. Calculation of reaction forces includes the forces acting along bounding edges and vertices. When supports share edges or vertices the global summation of forces may not appear to balance.

1.3 3.3. "Solution"

"Solution" contains the calculated response for "Model" given loading conditions defined in "Environment".

It was selected that the program would choose the solver used in this solution.

- Thermal expansion calculations use a constant reference temperature of 22.0 °C for all bodies in "Model". Theoretically, at a uniform temperature of 22.0 °C no strain results from thermal expansion or contraction.

1.3.1 3.3.1. Structural Results

Name	Figure	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	A1.2	All Bodies In "Model"	19,203.25 Pa	2.44×10^8 Pa	None
"Maximum Shear Stress"	A1.3	All Bodies In "Model"	10,349.02 Pa	1.35×10^8 Pa	None
"Total Deformation"	A1.4	All Bodies In "Model"	0.0 m	4.51×10^{-5} m	None

- Convergence tracking not enabled.

1.3.2 3.3.2. Equivalent Stress Safety

Name	Stress Limit
"Stress Tool"	Yield strength per material.

Name	Figure	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria
"Stress Tool"	A1.5	All Bodies In "Model"	Safety Factor	1.53	Passed: Minimum Above 1.0
"Stress Tool"	A1.6	All Bodies In "Model"	Safety Margin	0.53	Passed: Minimum Above 0.0

- Convergence tracking not enabled.

1.3.3 3.3.3. Shear Stress Safety

Table 3.3.3.1. Definition		
Name	Shear Limit	Shear Factor
"Stress Tool 2"	Yield strength per material.	0.5

Table 3.3.3.2. Results					
Name	Figure	Scope	Type	Minimum	Alert Criteria
"Stress Tool 2"	A1.7	All Bodies In "Model"	Safety Factor	1.38	Passed: Minimum Above 1.0
"Stress Tool 2"	A1.8	All Bodies In "Model"	Safety Margin	0.38	Passed: Minimum Above 0.0

- Convergence tracking not enabled.

1.3.4 3.3.4. Fatigue Results

Table 3.3.4.1. Definition						
Name	Fatigue Strength Factor	Type	Scale Factor	Analysis Type	Stress Component	Infinite Life
"Fatigue Tool"	1.0	Fully Reversed	1.0	SN-None	Equivalent (Von-Mises)	1.0×10 ⁹

Table 3.3.4.2. Fatigue Tool

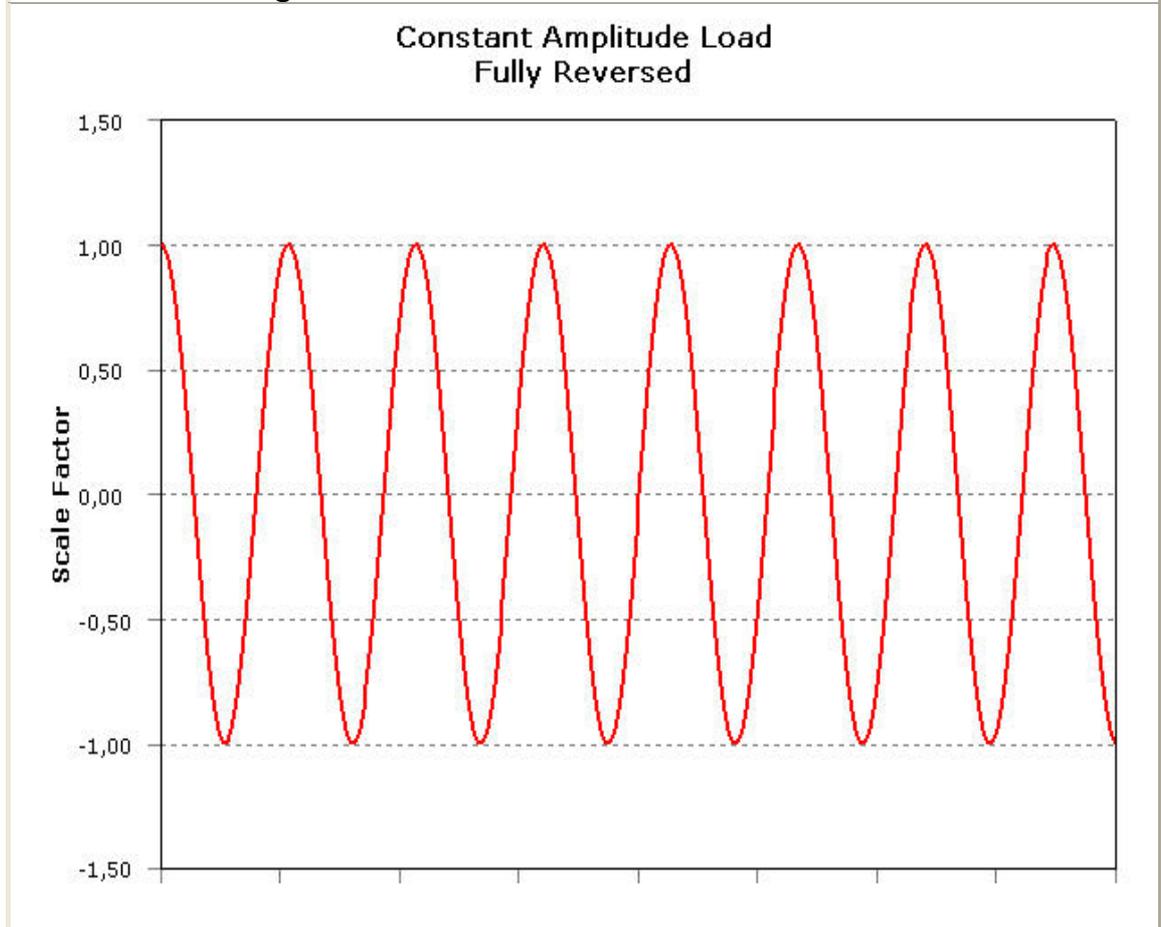


Table 3.3.4.3. Fatigue Tool

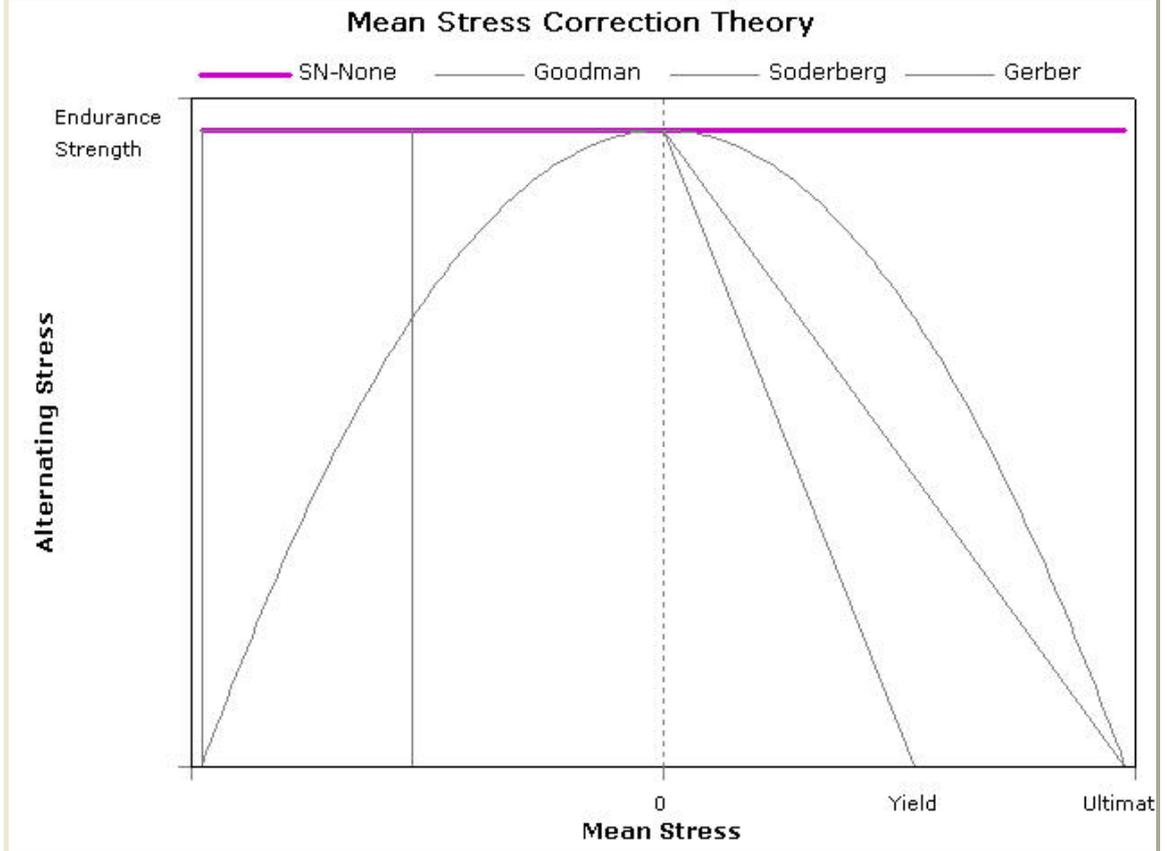


Table 3.3.4.4. Results

Name	Figure	Scope	Type	Design Life	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Life"	A1.9	All Bodies In "Model"	Life		12,780.48	1,000,000.0	Failed: Minimum Below 1,000,000.0
"Safety Factor"	A1.10	All Bodies In "Model"	Safety Factor	1.0×10^9	0.35	15.0	Failed: Minimum Below 1.0

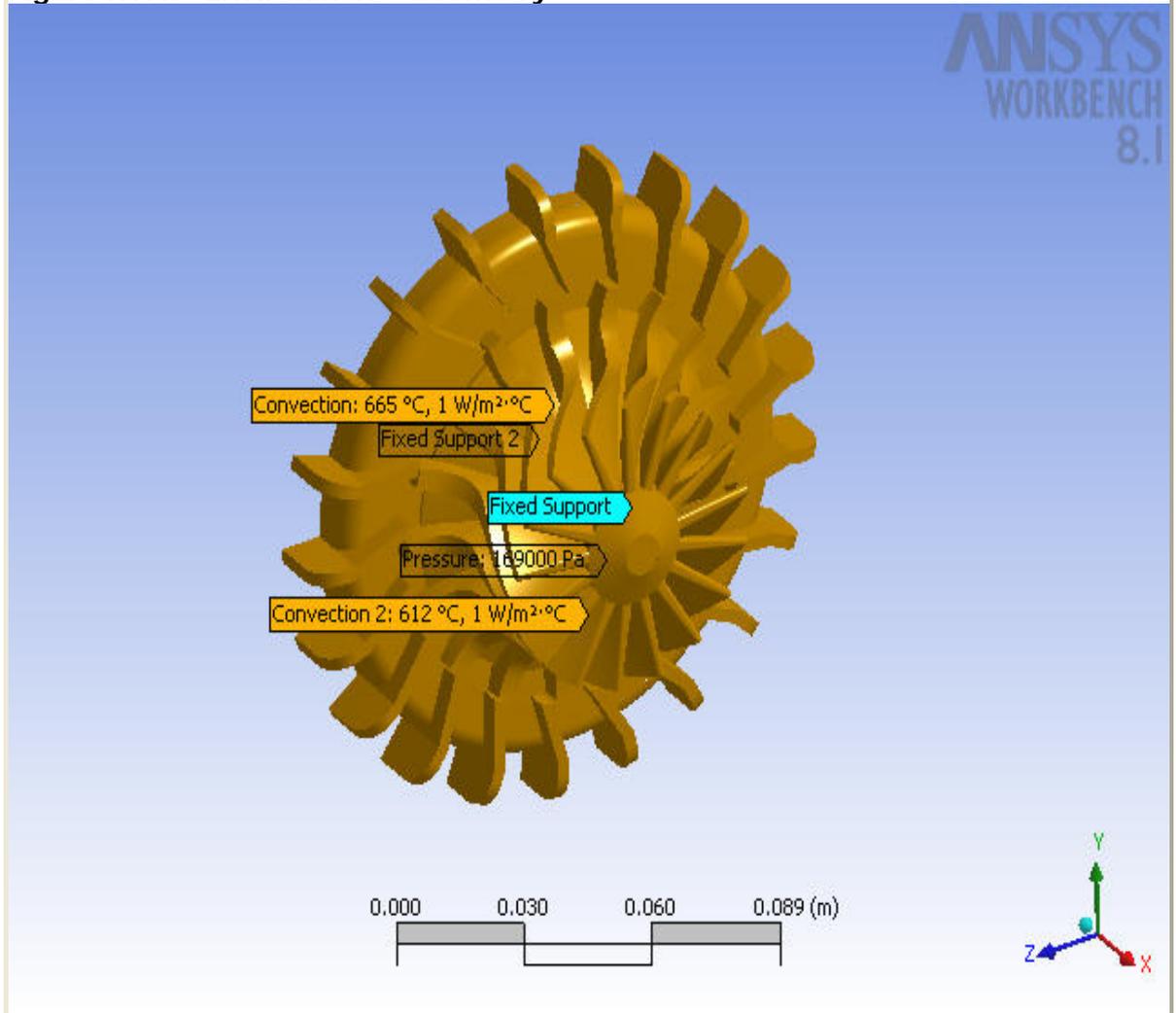
- Convergence tracking not enabled.

2 Appendices

2.1 A1. Scenario 1 Figures

Entorno

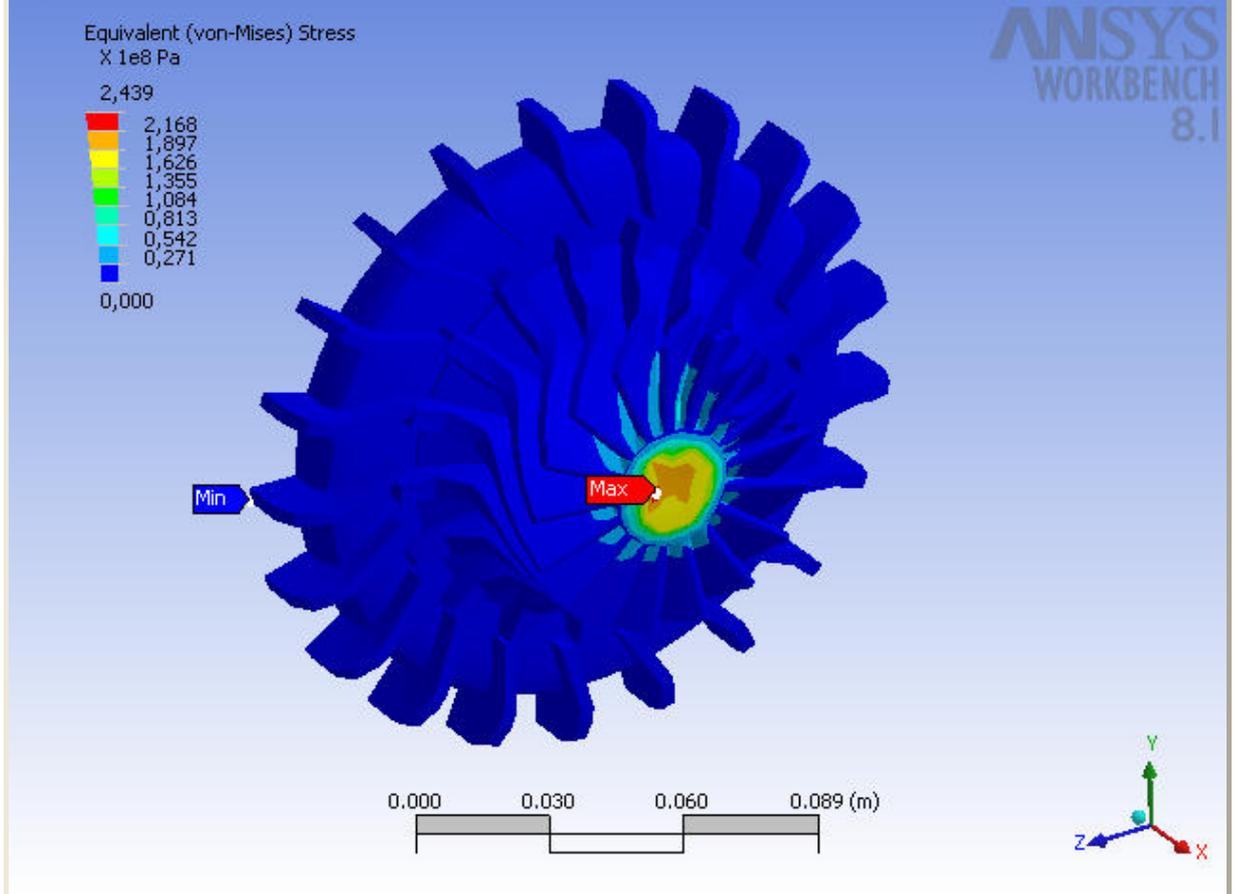
Figure A1.1. "Environment" Geometry



Se puede apreciar las temperaturas de entrada y de salida de el conjunto estator turbina, así como la presión de salida del rotor y los soportes de los dos componentes

Esfuerzo Equivalente

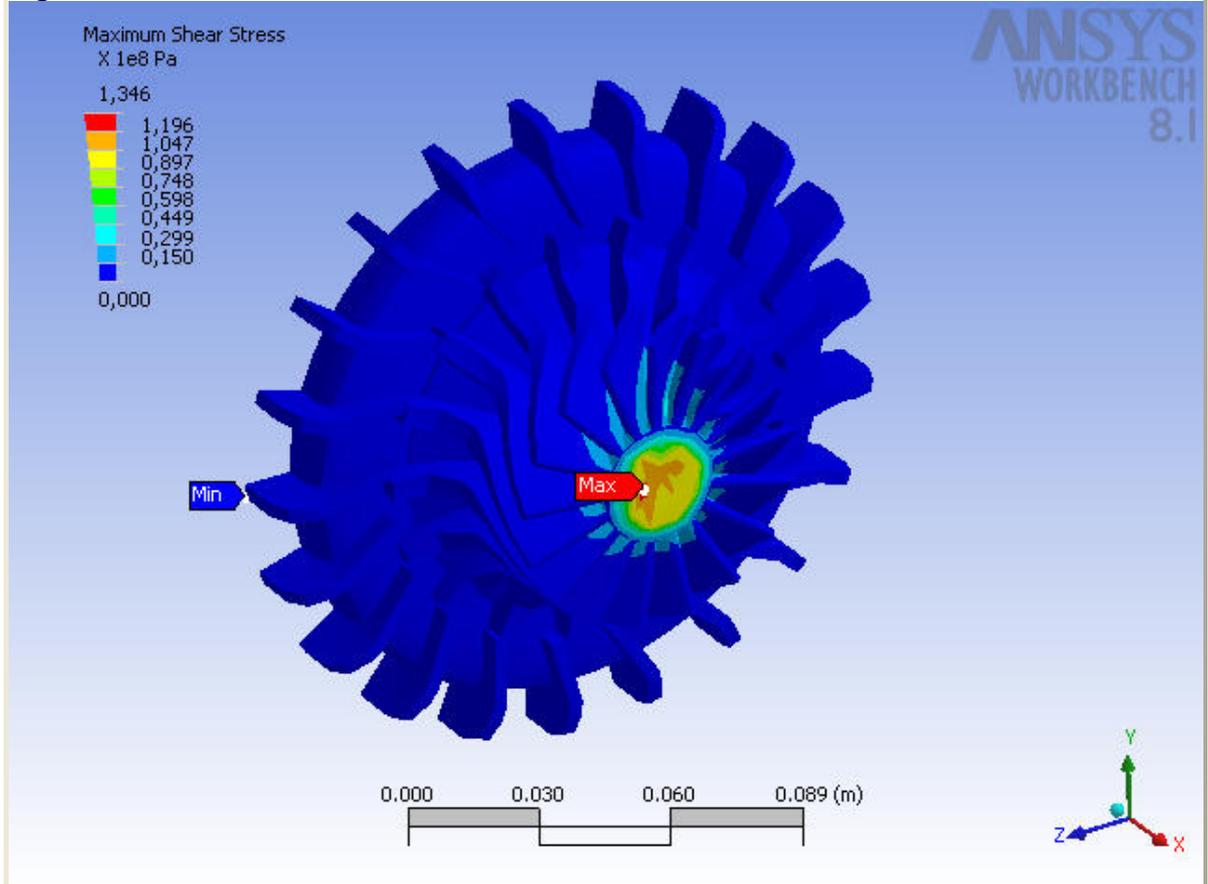
Figure A1.2. "Equivalent Stress" Contours



En esta figura encontramos los esfuerzos equivalentes por von-mises. Se encuentra que el valor máximo está en el anidamiento del eje y disminuyen los esfuerzos hacia el mayor diámetro tanto del rotor como del estator. El máximo valor es de $1.897e^8$ y el menor valor está en $0.271e^8$.

Esfuerzo Cortante

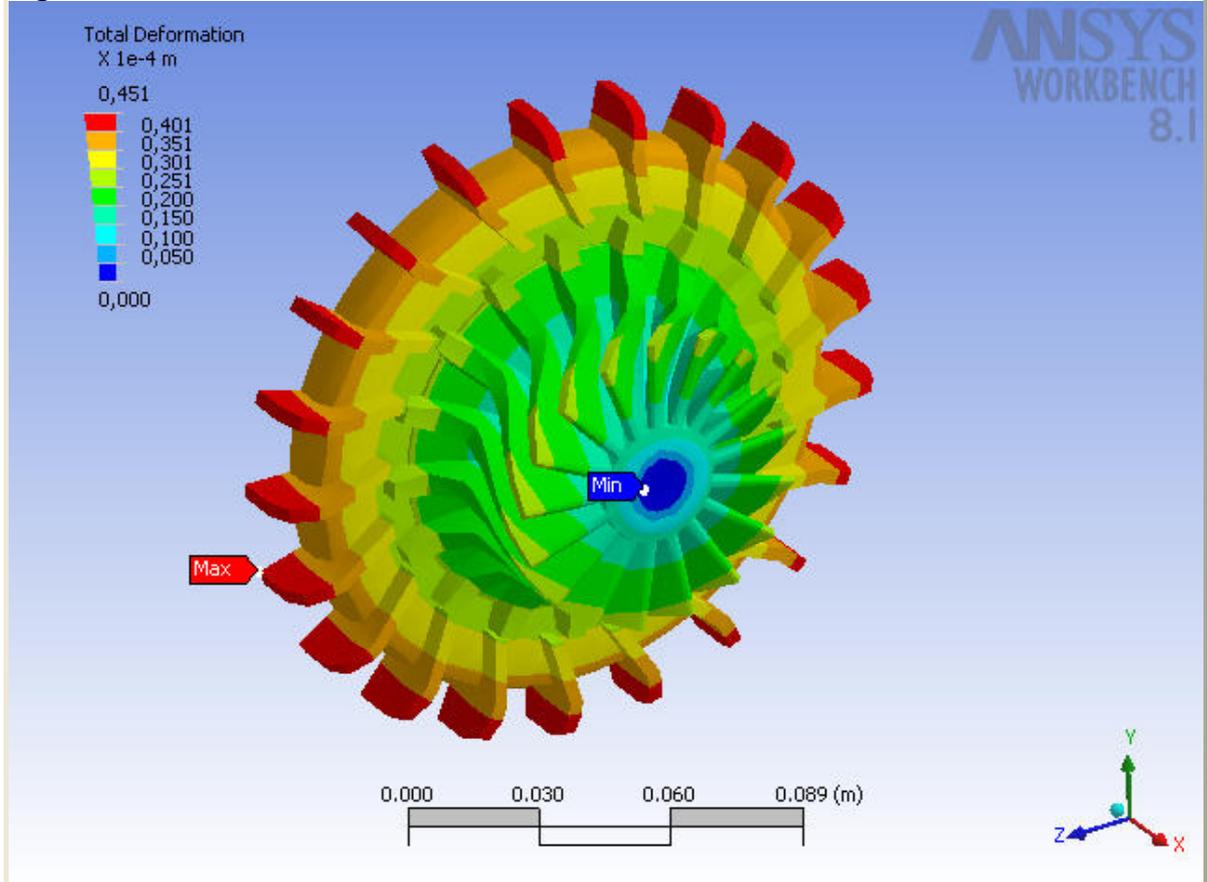
Figure A1.3. "Maximum Shear Stress" Contours



Como se aprecia en esta figura el esfuerzo cortante máximo se encuentra en el anidamiento del eje. De igual forma disminuye a medida que se avanza en el diámetro y a través del contorno del hub del rotor. El valor máximo de este esfuerzo cortante esta en el rango de $1,119e^8$ a $1,047e^8$ Pa. y el valor mínimo esta en el rango de $0,150e^8$ a $0,000$ Pa. Se encuentra que estos valores son operacionalmente aceptables para el material que se eligió.

Deformacion

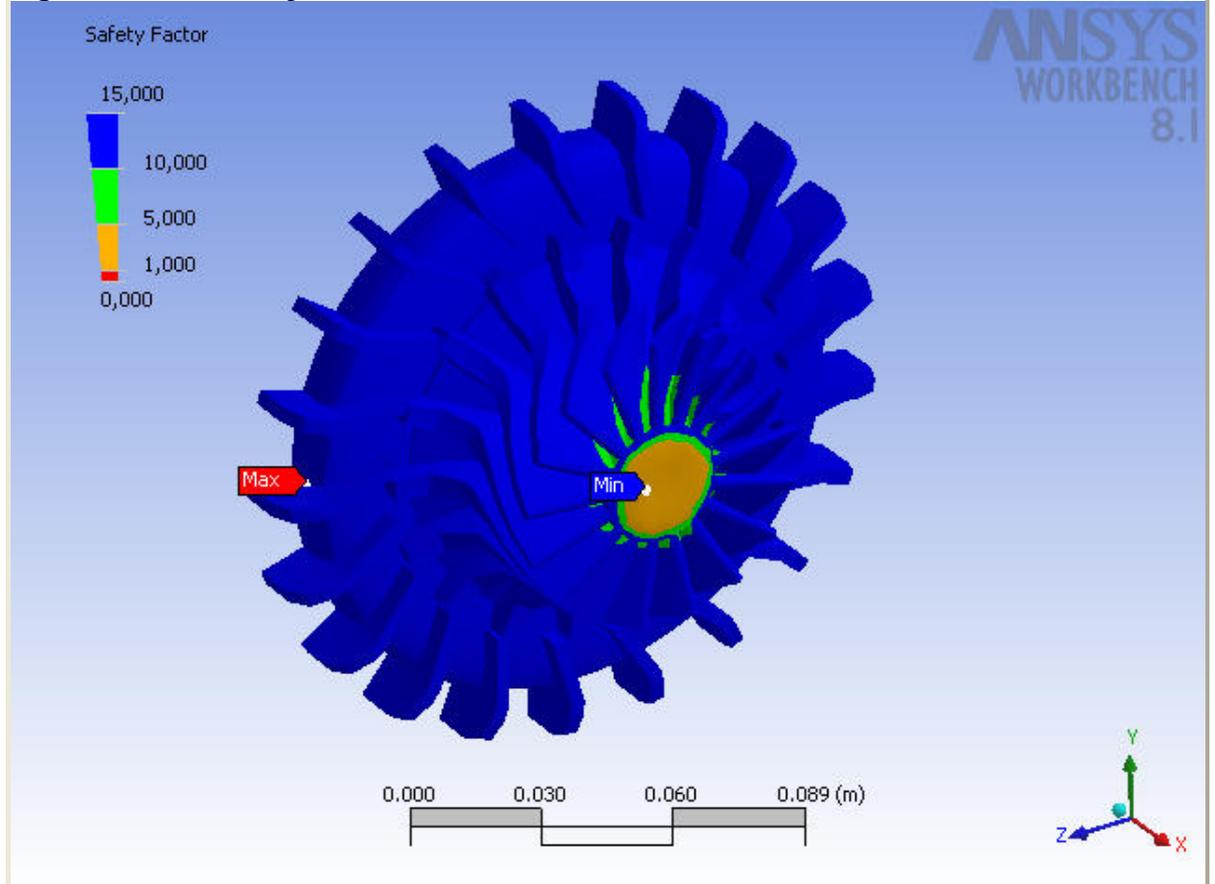
Figure A1.4. "Total Deformation" Contours



Como es de esperarse la máxima deformación se encuentra en la entrada del conjunto, es decir en el estator de turbina. En este punto encontramos que la deformación máxima es de $0.451e^{-4}$ m. lo que es aceptable para el clearance que se calculo para esta sección. De este punto hacia el diámetro mínimo de la turbina se encontró una deformación térmica del material que cumple con los espacios dejados entre la carcasa y el rotor de turbina para este tipo de fenómeno.

Factor de Seguridad

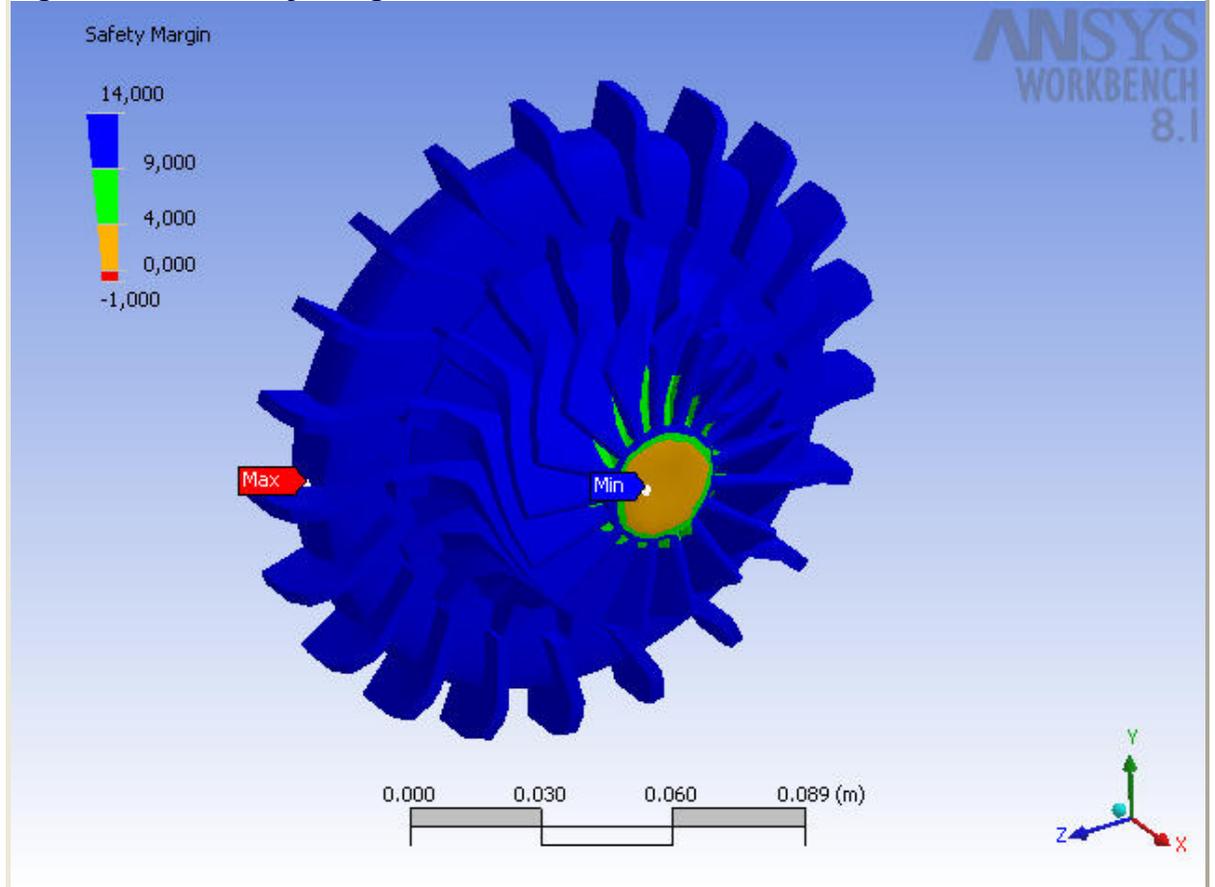
Figure A1.5. "Safety Factor" Contours



En esta y en las siguientes figuras se puede observar como las cargas en el anidamiento del eje afectan la vida util del rotor de turbina. Esto reconfirma que la parte critica del rotor de turbina esta en esta seccion y que es de mucha importancia poner toda la atención a esta zona de el motor.

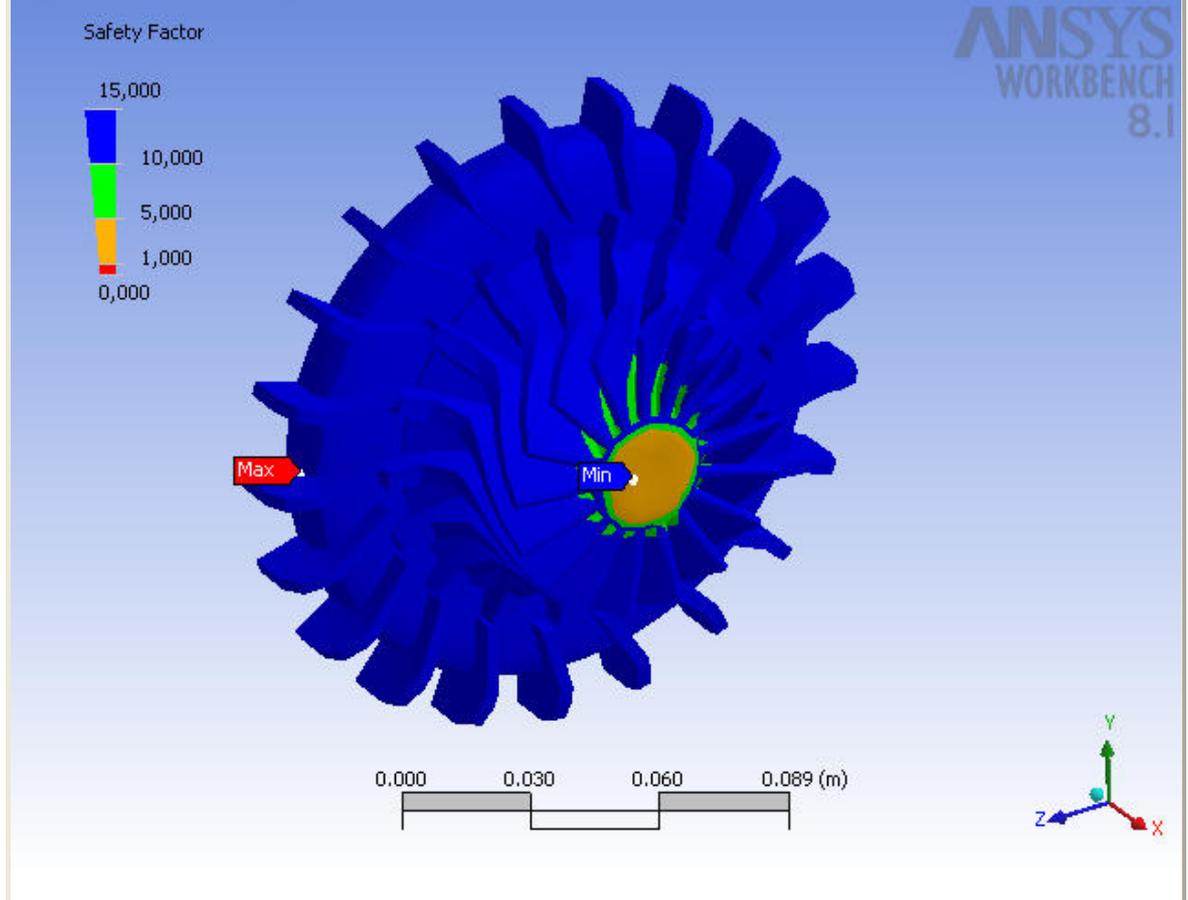
Margen de Seguridad

Figure A1.6. "Safety Margin" Contours



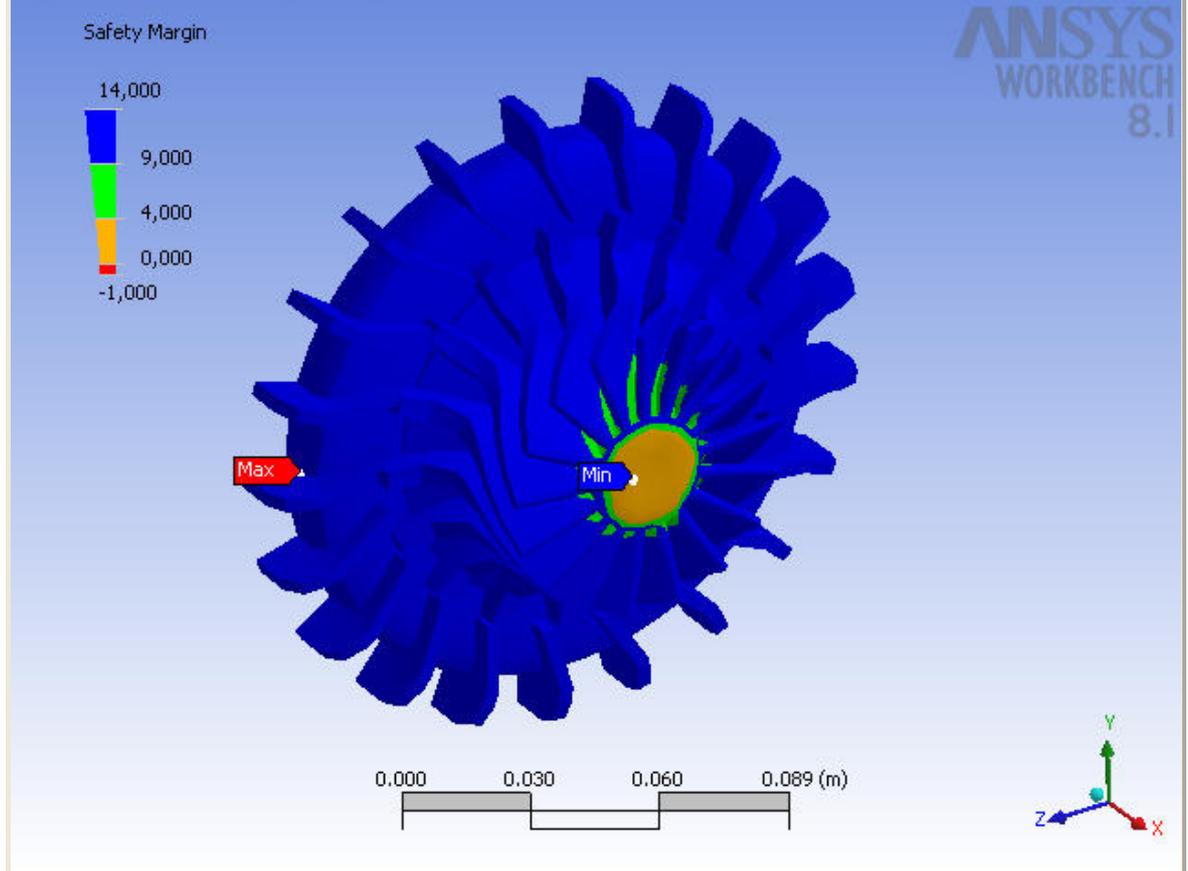
Factor de Seguridad

Figure A1.7. "Safety Factor" Contours



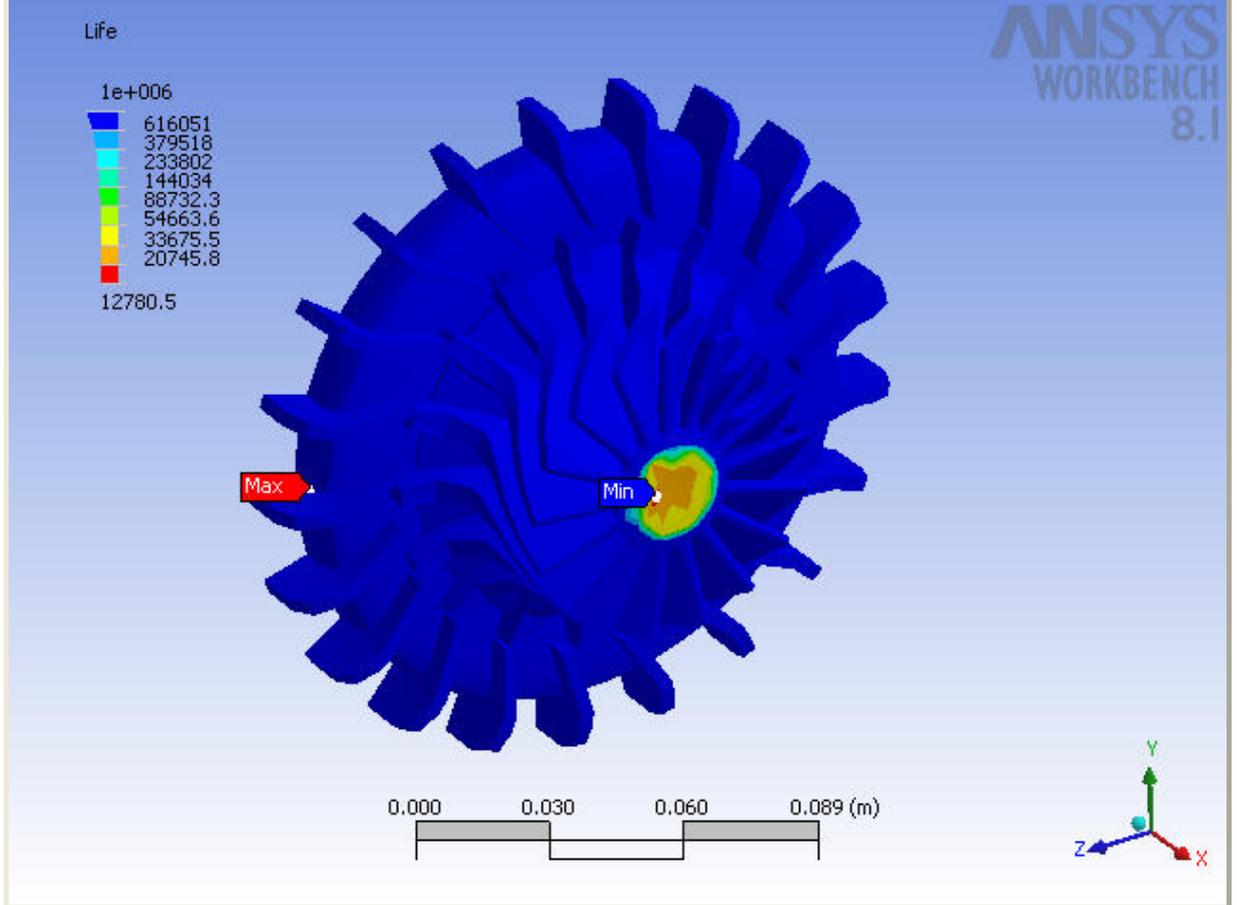
Margen de Seguridad

Figure A1.8. "Safety Margin" Contours



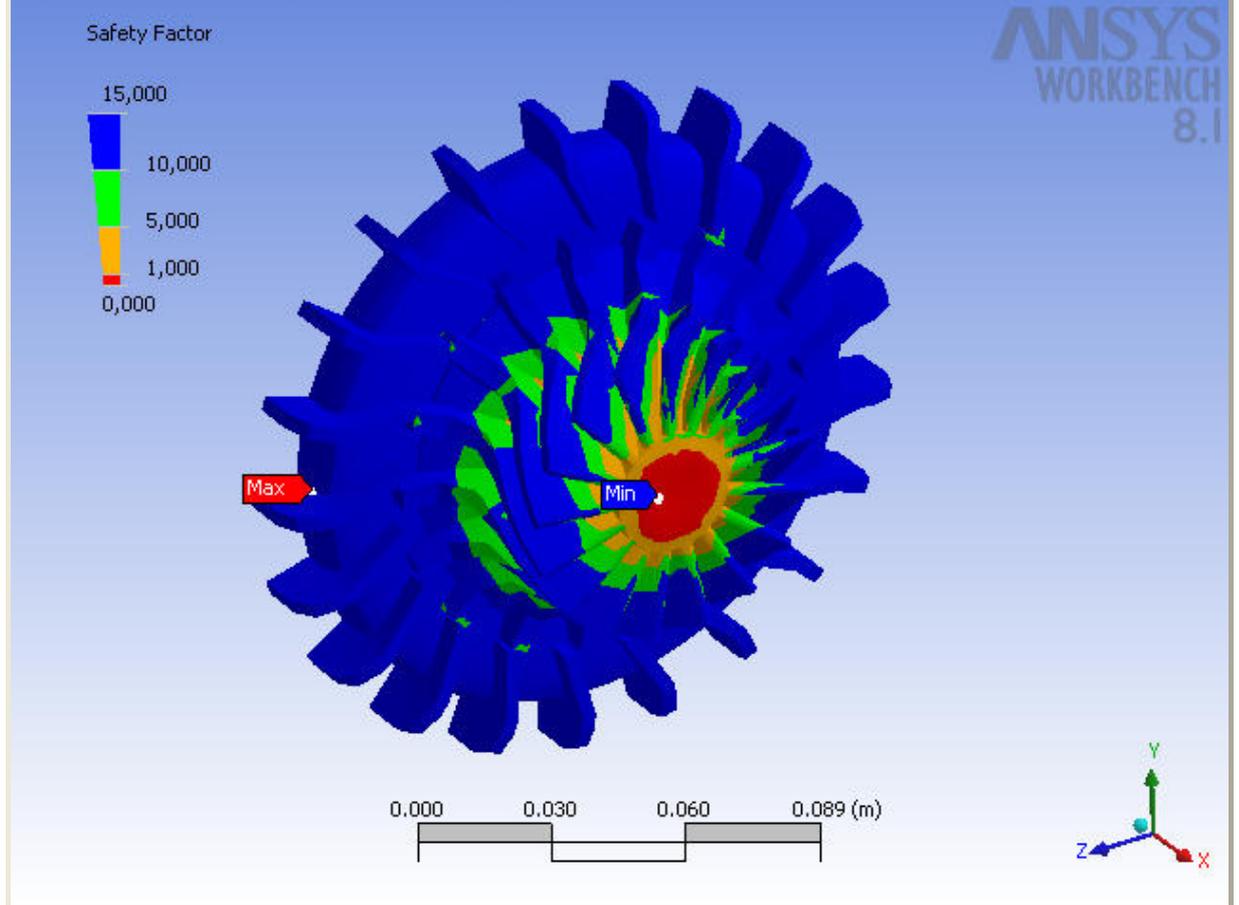
Vida

Figure A1.9. "Fatigue Tool, Life" Contours



Factor de Seguridad

Figure A1.10. "Fatigue Tool, Safety Factor" Contours



2.2 A2. Definition of "Structural Steel"

Table A2.1. "Structural Steel" Properties		
Name	Type	Value
Modulus of Elasticity	Temperature-Independent	2.07×10^{11} Pa
Poisson's Ratio	Temperature-Independent	0.3
Mass Density	Temperature-Independent	7,850.0 kg/m ³
Coefficient of Thermal Expansion	Temperature-Independent	1.0×10^{-6} 1/°C
Thermal Conductivity	Temperature-Independent	60.5 W/m·°C
Specific Heat	Temperature-Independent	434.0 J/kg·°C

Table A2.2. "Structural Steel" Stress Limits		
Name	Type	Value
Tensile Yield Strength	Temperature-Independent	3.72×10^8 Pa
Tensile Ultimate Strength	Temperature-Independent	6.69×10^8 Pa
Compressive Yield Strength	Temperature-Independent	3.72×10^8 Pa
Compressive Ultimate Strength	Temperature-Independent	0.0 Pa

- Description: *"Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1"*
- Material data file: *"C:\Archivos de programa\ANSYS Inc\v81\AISOL\CommonFiles\Language\english\EngineeringData\Materials\Structural_Steel.xml"*

Table A2.1. Thermal Conductivity vs. Temperature

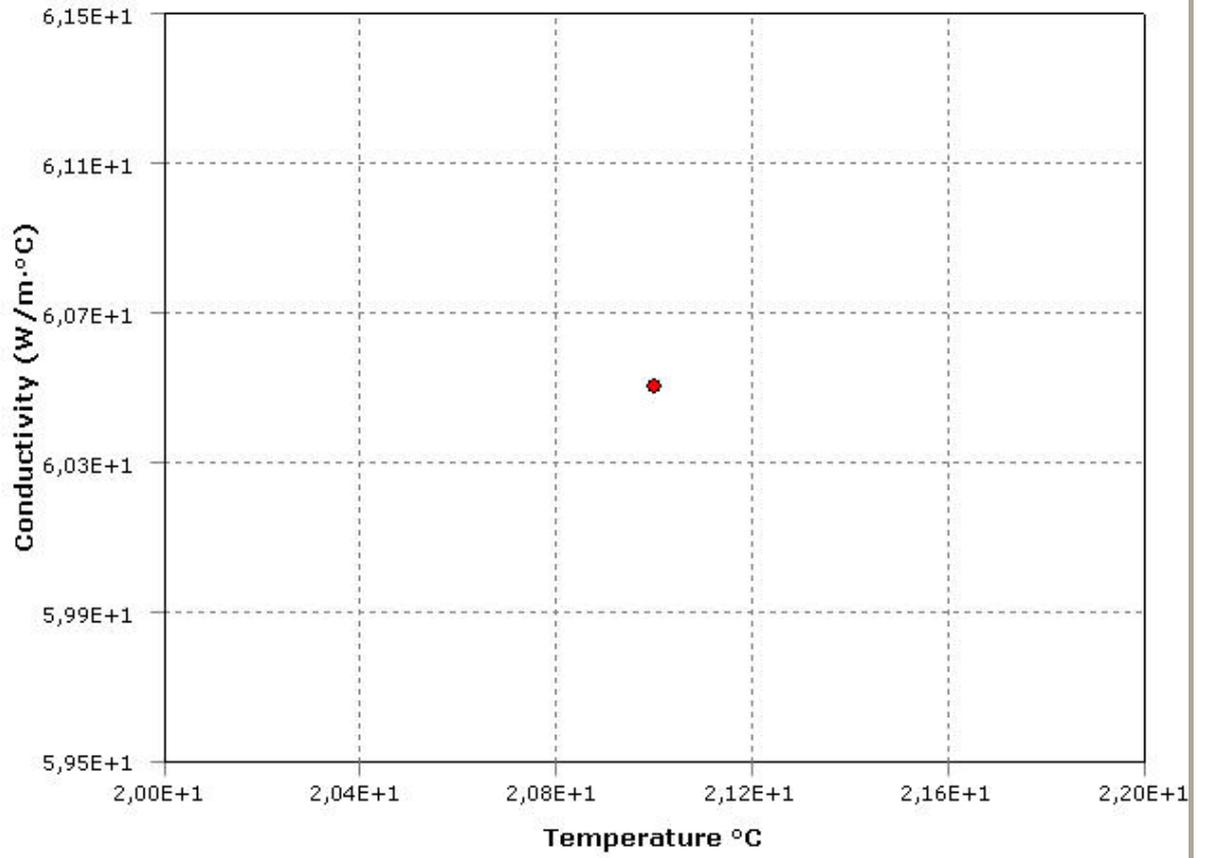
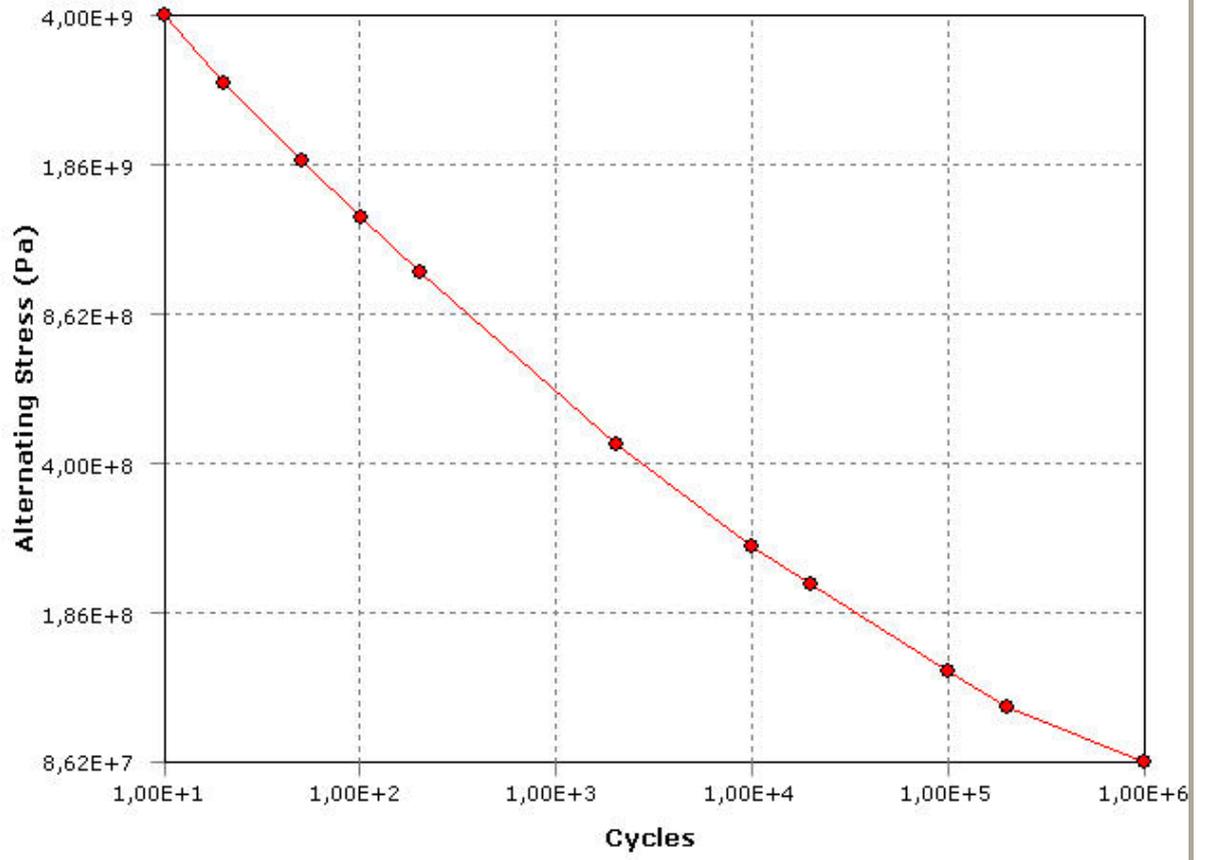


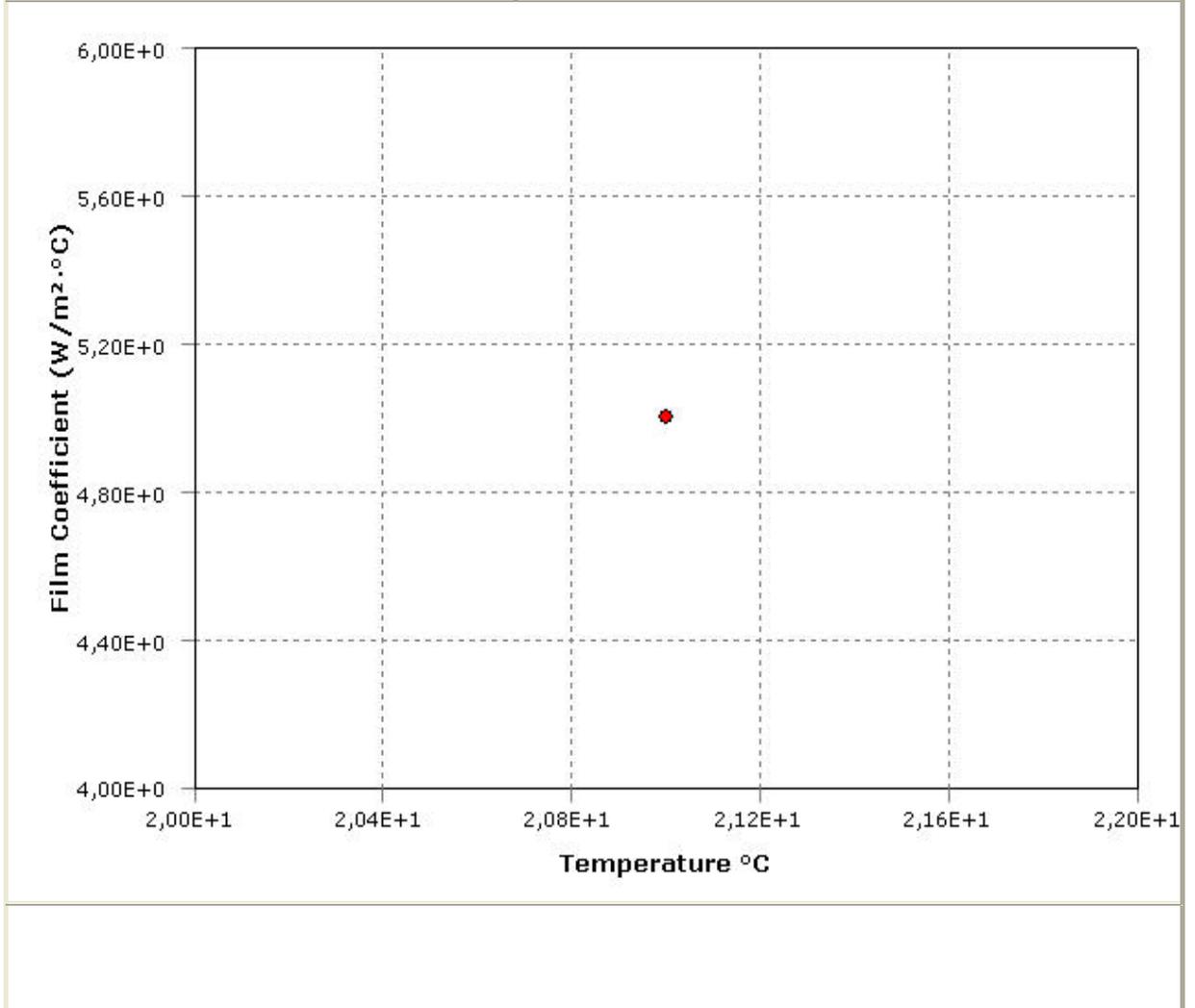
Table A2.2. Alternating Stress vs. Cycles



2.3 A3. Definition of "Stagnant Air - Simplified Case"

- Temperature-independent film coefficient: $5.0 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
- Description: *"Stagnant Air Approximations, Any Geometric Configuration, Laminar or Turbulent. Using $h = 5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$."*
- Convection data file: *"C:\Archivos de programa\ANSYS Inc\v81\AISOL\CommonFiles\Language\en-us\EngineeringData\Convections\Stagnant_Air_Simplified_Case.xml"*

Table A3.1. Film Coefficient vs. Temperature



2.4 A4. Distributing This Report

The following table lists the files that you need to include for posting this report to an Internet or Intranet web server or for moving this report to a different location. Store all files in the same folder as the HTML page.

This report was originally generated in the folder "*C:\Documents and Settings\Carlos Alberto\Mis documentos\trabajos externos\Turbina radial*".

Table A4.1. Files Included In This Report	
File Name	Description
"Reporte.htm"	This HTML page.
"Reporte\StyleSheet.css"	The Cascading Style Sheet used to format the HTML page.
"Reporte\AnsCompanyLogo.gif"	The ANSYS image displayed at the top of the title page.
"Reporte\Fatigue0001.jpg"	Fatigue 3.3.4.2. "Solution" Fatigue Tool
"Reporte\Fatigue0002.jpg"	Fatigue 3.3.4.3. "Solution" Fatigue Tool
"Reporte\DS0001.jpg"	Figure A1.1. "Environment" Geometry
"Reporte\DS0002.jpg"	Figure A1.2. "Equivalent Stress" Contours
"Reporte\DS0003.jpg"	Figure A1.3. "Maximum Shear Stress" Contours
"Reporte\DS0004.jpg"	Figure A1.4. "Total Deformation" Contours
"Reporte\DS0005.jpg"	Figure A1.5. "Safety Factor" Contours
"Reporte\DS0006.jpg"	Figure A1.6. "Safety Margin" Contours
"Reporte\DS0007.jpg"	Figure A1.7. "Safety Factor" Contours
"Reporte\DS0008.jpg"	Figure A1.8. "Safety Margin" Contours
"Reporte\DS0009.jpg"	Figure A1.9. "Fatigue Tool, Life" Contours
"Reporte\DS0010.jpg"	Figure A1.10. "Fatigue Tool, Safety Factor" Contours
"Reporte\Table0001.jpg"	Table A2.1. "Thermal Conductivity vs. Temperature" Thermal Conductivity vs. Temperature
"Reporte\Table0002.jpg"	Table A2.2. "Alternating Stress vs. Cycles" Alternating Stress vs. Cycles
"Reporte\Table0003.jpg"	Table A3.1. "Film Coefficient vs. Temperature" Film Coefficient vs. Temperature

8 DATOS GEOMETRICOS FINALES DE LA TURBINA

Los siguientes son los datos geométricos finales de la sección de turbina radial para microturbina. Se empezara con los datos geométricos del estator:

8.1 DATOS GEOMETRICOS FINALES DEL ESTATOR:

$$d_2' = 45mm + 0.5mm = 45.5mm$$

$$d_3 = 1.12 \times 45mm = 50.2mm$$

$$d_4 = 1.65 \times 45mm = 74.25mm$$

$$b_4 = 1.66 \times 8.779mm = 14.5733mm$$

$$b_3 = 1 \times 8.779mm = 8.779mm$$

$$\alpha_1 = 70^\circ = 70^\circ$$

$$\alpha_0 = 30^\circ$$

$$\#alabes\ del\ estator^{41} \ A = 21$$

La forma del trazado del diseño y la fabricación de este fue expuesto anteriormente.

8.2 DATOS GEOMETRICOS FINALES DEL ROTOR:

$$D_1 = 0.09m$$

$$A_1 = 0.00248252m^2$$

$$b = 0.0087801m$$

$$A_2 = 0.003309m^2$$

$$D_{2f} = 0.0708212m$$

$$D_h = 0.028328m$$

$$\beta_{2m} = 33.45^\circ$$

⁴¹ Arnold Escobar. Diseño de una Microturbina. Cap 8. Pag. 114

DATOS GEOMETRICOS FINALES DEL ROTOR (Continuación):

$$D_{as} = 0.009m$$

$$c_1 = 0.000202346m$$

$$c_2 = 0.001770$$

$$h_1 = 0.008102m$$

$$h_2 = 0.056834m$$

$$s = 0.01289m$$

$$n = 17$$

9 APLICACIÓN DE LOS RESULTADOS

9.1 Construcción Del Esquema

Para la construcción del esquema se debe recurrir a los conocimientos en geometría descriptiva obtenidos durante la carrera y que ahora serán útiles al dibujar la figura. Para esto es necesario armarse de papel, lápiz transportador regla escuadra de 45° y escuadra de 60°, juego de curvigrafos, compás de precisión y calculadora.

Para una mayor precisión en la grafica, es mejor utilizar un formato A4 milimetrado lo que dará más facilidad a la hora de trazar.

Es claro que para efectuar este procedimiento se debe haber realizado previamente todos los cálculos termo-gasodinamicos para la turbina además de una claridad en las dimensiones de la turbina en su totalidad.

9.1.1 Procedimiento:

9.1.1.1 Construcción Del Esquema Grafico Del Rotor

9.1.1.1.1 Vista Frontal

- Trace un circulo con el compás con el diámetro del tip de el alabe en la sección 1.

En nuestro caso el diámetro será de:

$$r_t = 0.045m$$

- el siguiente círculo que se debe trazar es el diámetro del tip en la sección 2 de la turbina es decir a la salida de la turbina, claro esta tomando siempre el mismo centro.

Para este caso es de: $D_{2t} = 0.07082m$

$$r_{2t} = 0.03541m$$

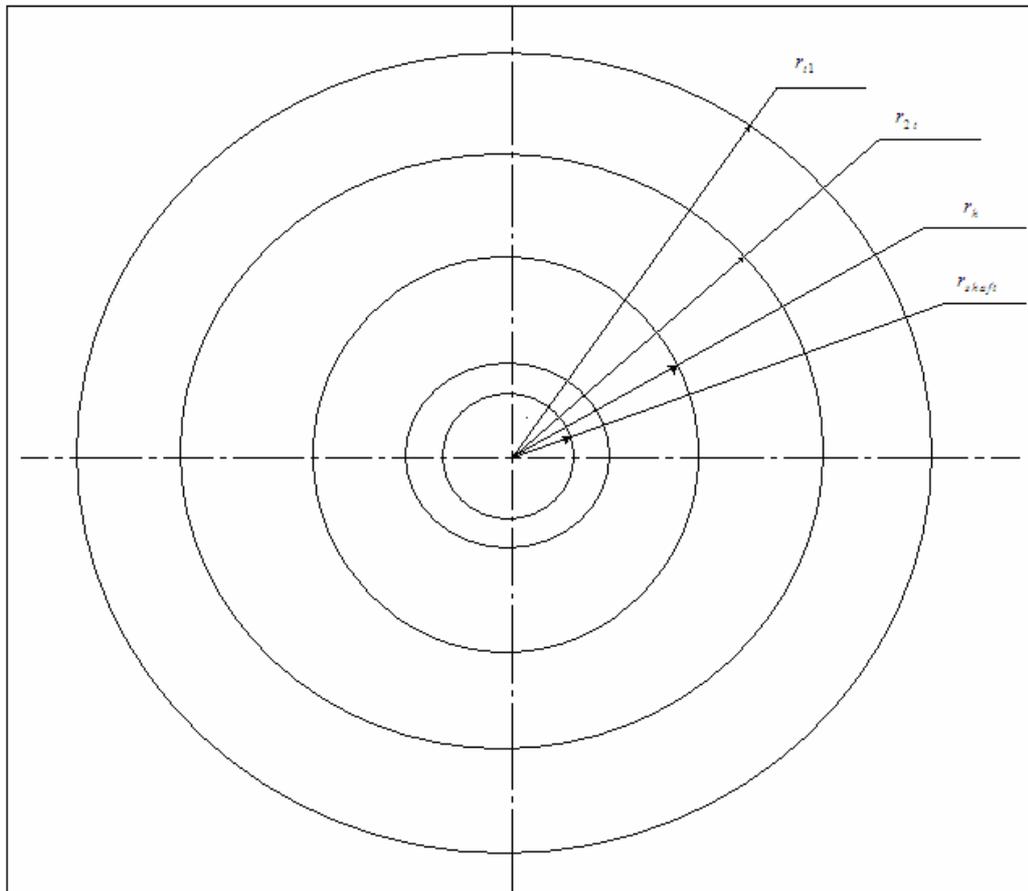
- con el mismo centro se trazar el hub con el diámetro que previamente se había calculado para su turbina.

Diámetro del hub:

$$r_{hub} = 0.01416m$$

- trazar los círculos correspondientes a la entrada de el eje (shaft)

Figura 60. Vista frontal de los radios básicos de diseño del rotor de turbina radial



Fuente: Diseño propio

Dado que la teoría dice que la mayor eficiencia para una turbina radial se encuentra en 17 alabes se va a tomar eso como punto de partida para el diseño de esta turbina.

- después de elegir el numero de alabes que va a utilizar (previa verificación en los cálculos) aplicar la siguiente formula:

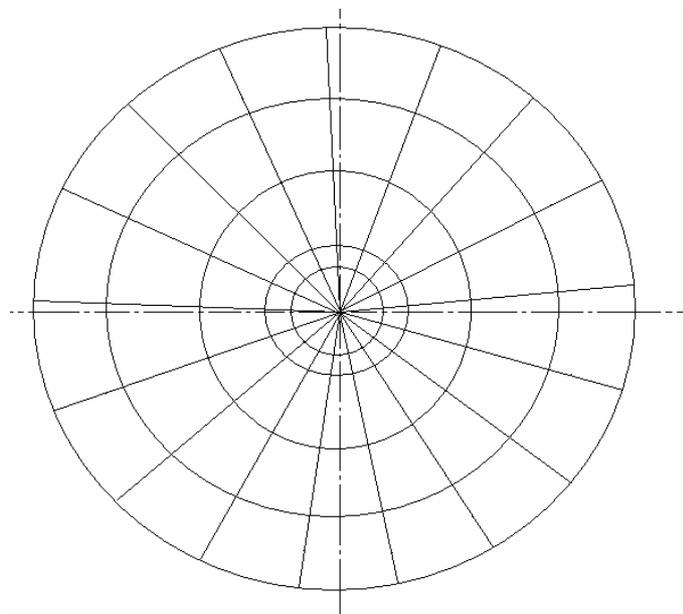
$$\alpha = \frac{360}{n} \quad [136]$$

Donde n es el numero de alabes.

Esta formula indica los grados que se debe avanzar para que el circulo quede dividido en el numero de alabes escogidos.

- tome el transportador y haciendo centro desde los 90°, vaya hacia la derecha los grados α que calculo en el paso anterior, debe ser muy preciso para hacerlo en papel. Algunos Software como son: solid edge y auto-cad, le darán la óptima precisión que necesita, aunque el procedimiento es el mismo.
- Trace una línea desde el centro de la grafica.

Figura 61. Ubicación de los alabes en el rotor

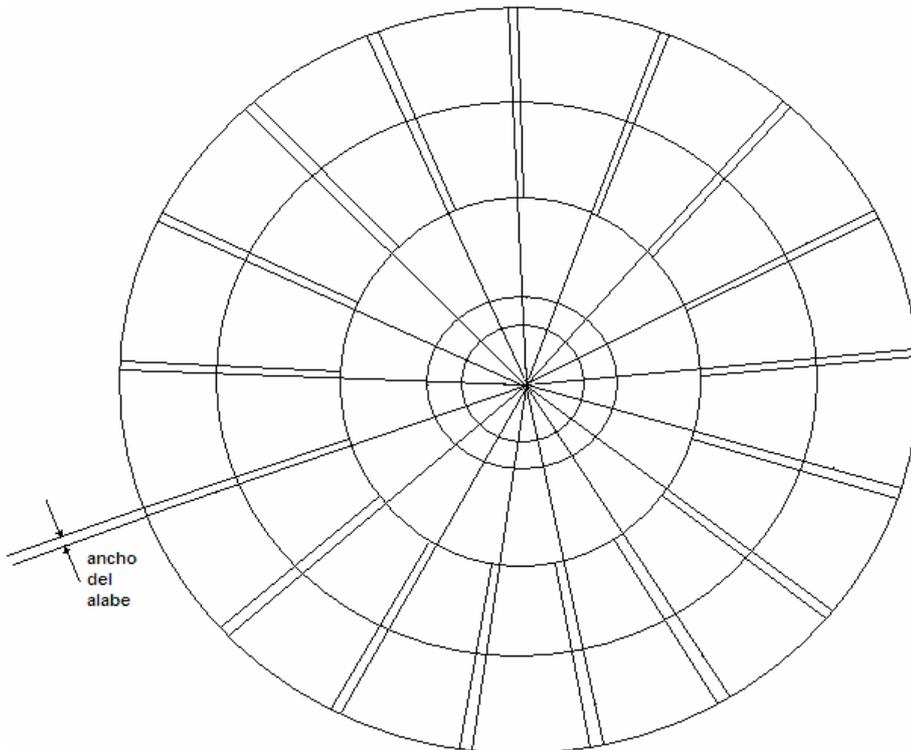


Fuente: Diseño propio.

Cada línea desde el centro de la figura representa el tip del alabe. Como se puede apreciar, se tienen 17 alabes en todo el Rotor.

- Lo siguiente que debe hacer es, y después de haber trazado la totalidad de las líneas desde el centro y verificando que le hubieran quedado el numero de líneas calculadas, en este caso 17, debe calcular el ancho de los alabes, es decir debe remitirse al análisis de el material que hubiera elegido para su turbina. Para este caso es acero estructural H13.
- utilizando el transportador trace las líneas dividiendo ese valor de espesor en 2 y el resultado se le suma, a lado y lado de cada línea que representa un alabe.

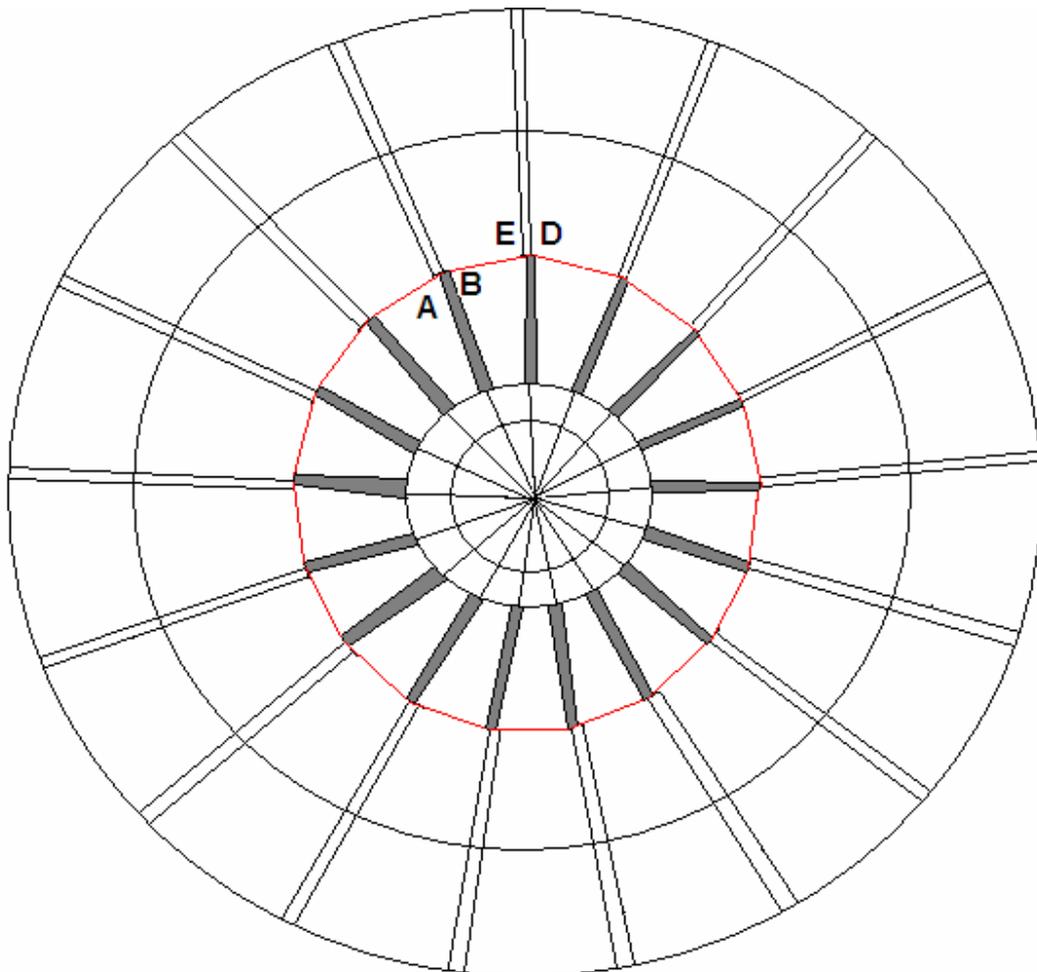
Figura 62. Ancho de el alabe.



Fuente: diseño propio.

- Debe ir al siguiente alabe a la izquierda. Ubíquese en la línea de ese alabe en la sección que corresponde a el tip de salida de el alabe (sección 2) y usando el transportador devuélvase hacia la derecha el numero de grados que equivalen a el ancho de el alabe. Trace una línea desde el centro de la grafica a este punto y seguidamente una los puntos de ese triangulo. A, B, C.

Figura 63. Contorno del alabe



Fuente: Diseño propio.

- una los puntos D-B y seguidamente los puntos E-A esta ultima hasta que los puntos E-A tope con la línea D-B.
- divida el ángulo que hay entre los alabes en dos. Es decir:

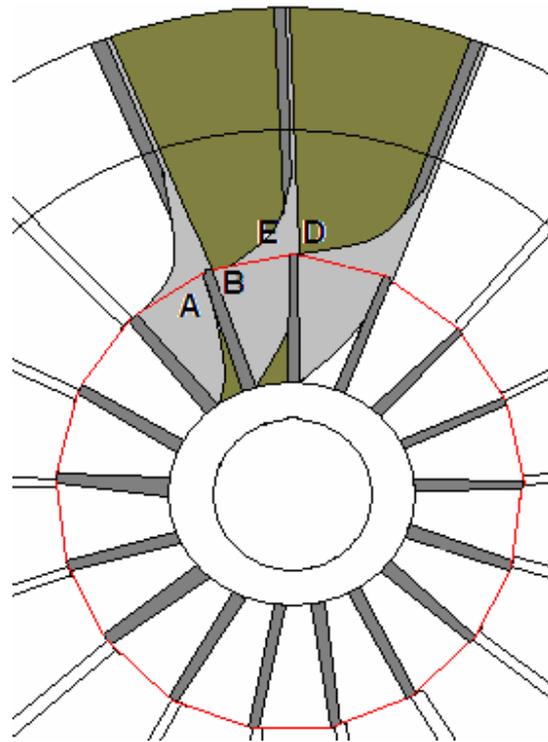
$$\frac{\acute{\alpha}}{2} = \frac{360}{2n} \quad [136]$$

- Trace las líneas en donde corresponde a este ángulo partiendo del centro de la grafica. Como experiencia y para evitar la confusión por la cantidad de líneas que se han venido acumulando, solo trace estas líneas desde la sección 2 a la sección 1, claro, partiendo del centro de la grafica siempre.
- por esa línea que trazo en el numeral anterior y desde la sección 2 hacia la sección 1 tome el mismo valor de $\acute{\alpha} / 2$, haga centro con el compás en este punto y una mediante una tangente las líneas FD-DB, ahora traslade el Angulo.
- haga el mismo procedimiento para unir las líneas GE-EA pero debe asumir otro centro pero el mismo diámetro. Este centro va estar dado por la siguiente formula:

$$\acute{\alpha} = \frac{360}{2n} - \text{ancho de el alabe} \quad [137]$$

Sobre esta línea tomar el mismo diámetro del numeral anterior y unir las líneas anteriormente nombradas.

Figura 64. Modelamiento de los alabes.



Fuente: Diseño propio.

- dado que la raíz de el alabe debe ser mas ancha que el tip por las razones anteriormente nombradas se debe aumentar en un 10 % la raíz con respecto a el tip esto en la sección 2 en la raíz es decir en el diámetro externo de el hub.
- el contorno de el hub se da con respecto a lo que se escogió en la sección contornos del hub (figura 12) para este caso escogimos el contorno A analizado en esta sección y que es la mas favorable para este caso.
- se sigue con completar cada uno de los alabes hasta llegar a la siguiente figura:

Figura 65. Rotor de turbina terminado

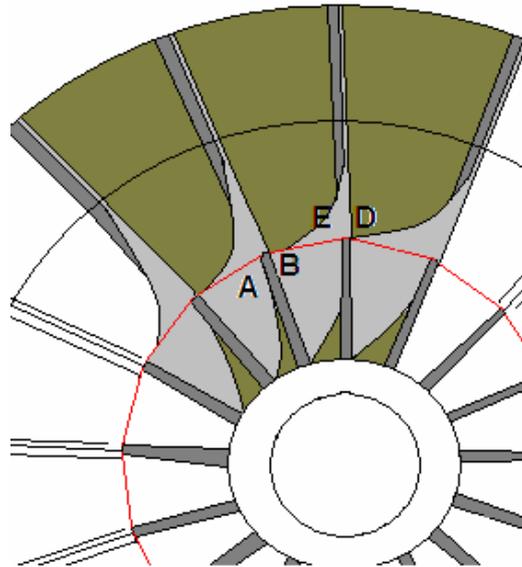
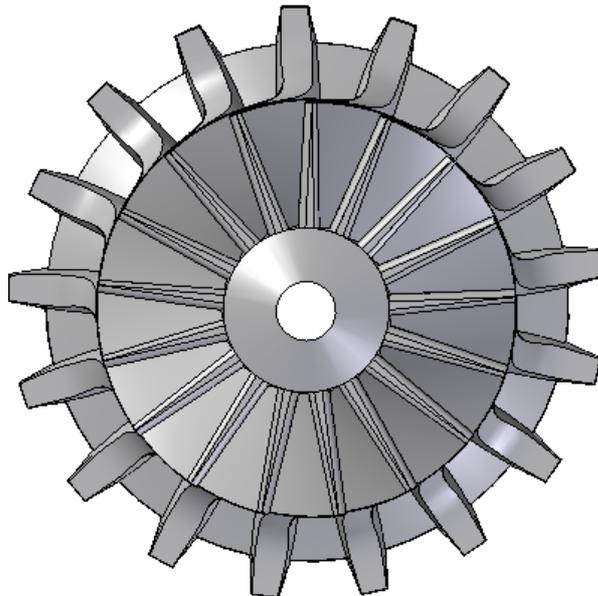


Figura final terminada.

Figura 66. Rotor de turbina terminado, desarrollado en solid edge



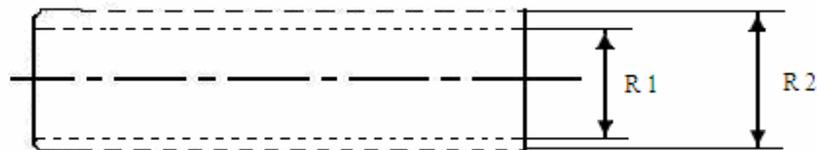
Fuente: diseño propio de los autores

9.1.1.1.2 Vista lateral derecha:

La construcción de la vista lateral derecha es mucho más sencilla que la vista frontal. Los pasos a seguir para esta construcción son los siguientes.

- Escoja el tipo de contorno que mas le beneficie a su modelo de turbina.
- haga el centro de la grafica atravesando una línea del eje de lado a lado.
- trace las líneas del anidamiento del eje.

Figura 67. Radios del anidamiento del hub.



Fuente: diseño propio

Dibuje el contorno del hub como lo analizo en la figura 12.

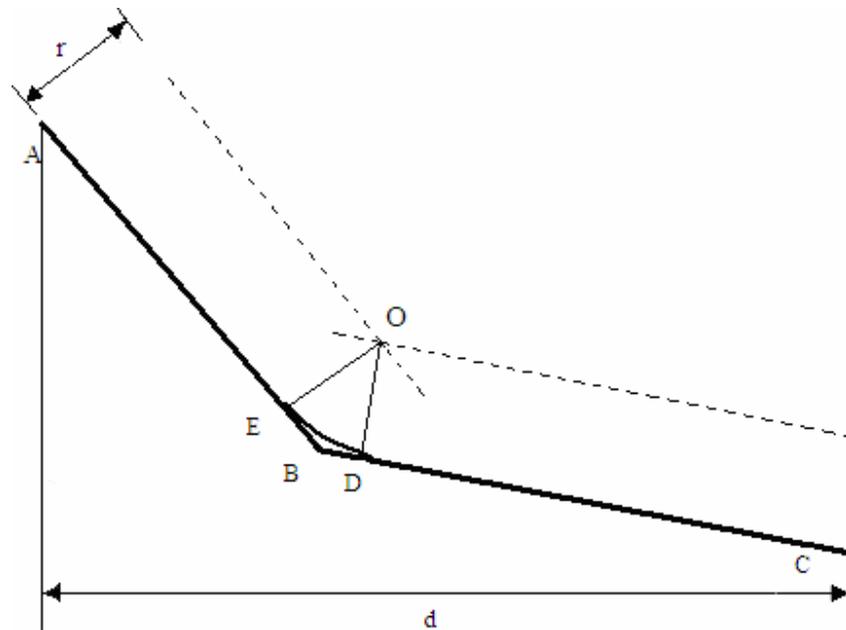
Para este caso se hará con un contorno A. el cual trae ciertos beneficios. Los cuales ya fueron explicados en la sección contornos del hub de este informe.

Para hacer este contorno debe trazar dos líneas con las inclinaciones principales del hub para después a partir de estas encontrar un punto que una las dos líneas.

Claro esta que este radio debe ser acorde al contorno que va a trabajar. Así:

- Se trazan dos rectas paralelas a las dos a una distancia r . del punto de intersección O se bajan las perpendiculares a las rectas dadas en D y E y haciendo centro en O y con radio r se describe el arco DE . Como lo indica en la

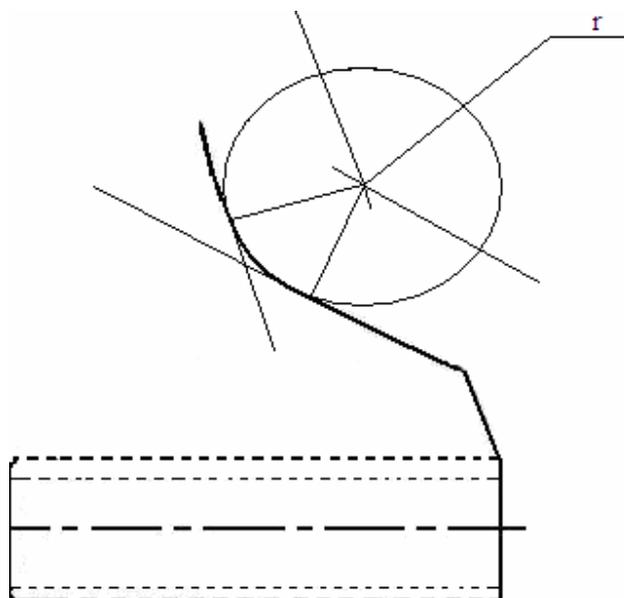
Figura 68. Contorno del hub



Fuente: diseño propio.

Al final obtendrá una figura así:

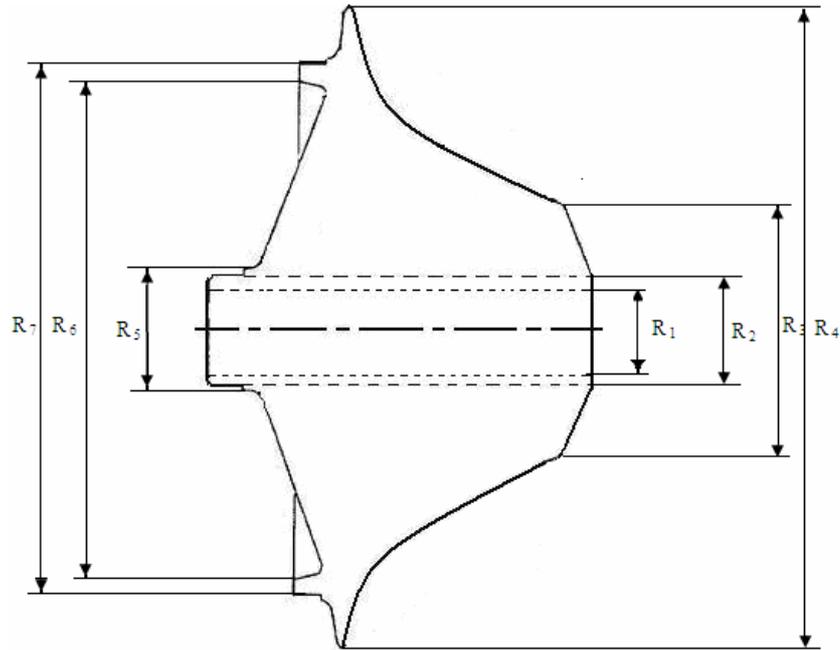
Figura 69. Radios del contorno del hub



Fuente: diseño propio.

- al finalizar el esquema debe quedar una figura que se parezca a la siguiente:

Figura 70. Disco terminado

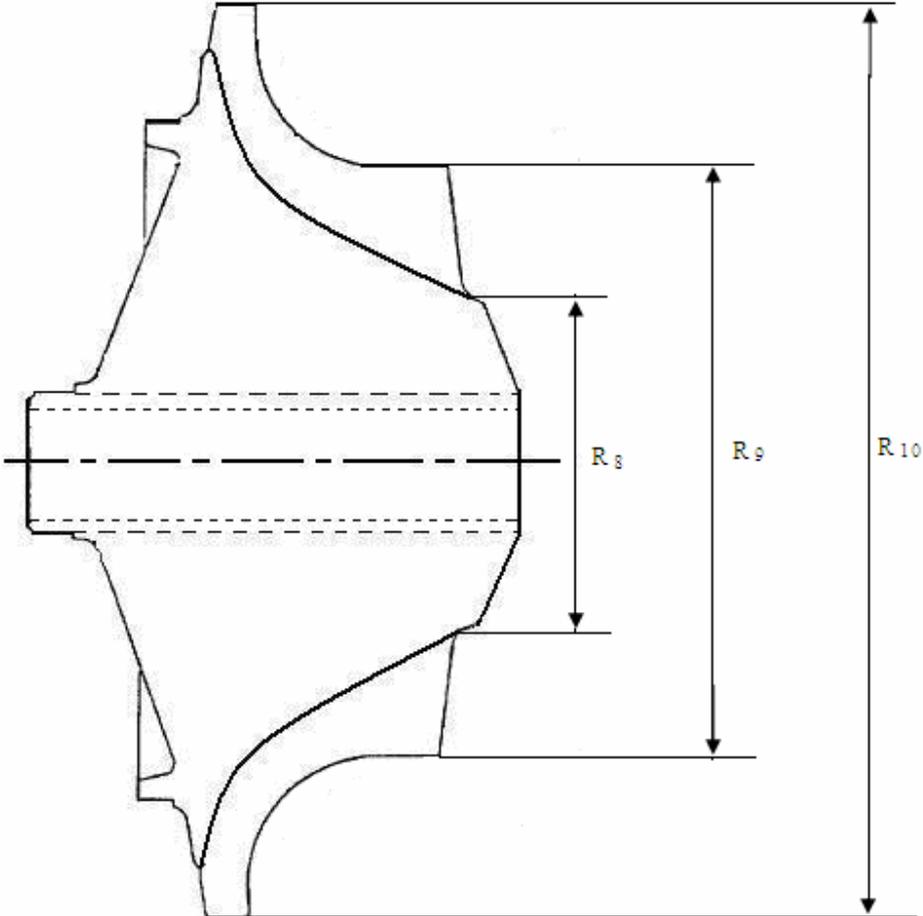


Fuente: diseño propio.

El cambio esta representado en las dimensiones. La forma de posterior de la figura es para las entradas de cooling y para la acomodación en el motor, además la forma disipa en gran medida las cargas sobre la turbina.

- lo siguiente es incorporar el alabe a el hub. Se hace de la misma forma en que se hizo el hub así:

Figura 71. Conjunto disco-alabe en una sola pieza.

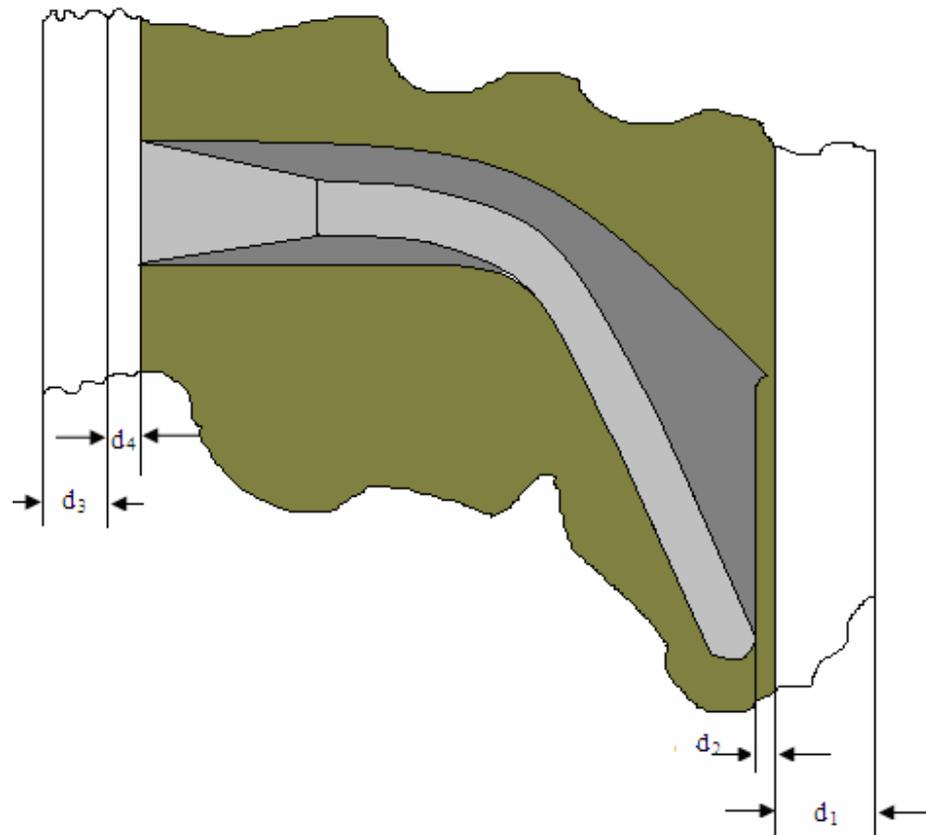


Fuente: diseño propio

9.1.1.1.3 Vista superior

Gracias a las anteriores graficas trazar esta ultima es sencilla.

Figura 72. Vista superior seccionada del rotor de turbina radial.



Fuente: diseño propio

10 COMENTARIOS FINALES

El extensivo avance de la tecnología en las turbinas radiales de enfriamiento a altas temperaturas ha sido logrado en los últimos 20 años. Es seguro decir que las turbinas radiales de enfriamiento pueden ser diseñadas para producir un alto trabajo específico a la salida, en niveles de tensión del rotor seguros y para acomodar consideraciones de enfriamiento tales como reducir el número de vanes y alabes, sin sufrir mayores obstáculos en el funcionamiento aerodinámico los métodos usados para el análisis del flujo de enfriamiento y transferencia de calor en los circuitos internos de enfriamiento son confiables en con datos de acercamientos unidimensionales. Estos métodos son fáciles de usar pero se necesitan mejores tareas analíticas para mejorar los diseños de enfriamiento y para incrementar la efectividad del enfriamiento. Las investigaciones en curso se dirigen al desarrollo de códigos viscosos de enfriamiento bi y tridimensionales, lo que resultara en un avance en esta parte del proceso de diseño pero se necesitan datos detallados experimentales del diseño actual para verificar los códigos de cómputo.

Avances significativos se han hecho en la manufacturación de rotores. La fabricación del rotor radial de enfriamiento a pesar de ser la tarea más difícil no es una barrera como lo era antes. Quizás la real barrera que existe para el uso de turbinas radiales de enfriamiento a altas temperaturas es encontrar una aplicación adecuada. Para estas aplicaciones donde se requiere una turbina pequeña de alta temperatura la opción de maquinas esta usualmente entre una turbina axial de enfriamiento o una turbina de cerámica sin enfriamiento, cualquiera axial o de flujo mezclado. Las turbinas radiales de enfriamiento no están siendo seriamente consideradas.

11. RECOMENDACIONES

Esta primera investigación arroja resultados importantes para el diseño de la turbina radial, sin embargo, se debe seguir investigando en áreas donde se encontraron las limitaciones para este proyecto, como son, análisis de dinámica de fluidos (CFD). Claramente se puede hacer un proyecto que solo analice los resultados de este tipo de software, que a nivel de diseño de turbinas esta teniendo una gran acogida e importancia a nivel mundial. También es importante, pensar en construir un prototipo de la turbina radial anteriormente diseñada en este documento y así poder corroborar los resultados teóricos obtenidos con, la incorporación y análisis de funcionamiento en la practica, para lo cual se puede utilizar la turbina ya construida en la Universidad de San Buenaventura. Con esto se puede dar otros usos a este tipo de motores, los cuales van a tener en el futuro una importancia significativa para la industria de la aviación y para la industria en general.

CONCLUSIONES

Se encontró la geometría óptima para una máxima eficiencia de la turbina dando paso a la construcción de esta. Los resultados de este estudio muestran la combinación de Características de un diagrama de geometría y de velocidad que resulta en una eficiencia máxima en cualquier velocidad específica en el rango investigado. Las variaciones en el estator, el rotor, el clearance, el windage y las pérdidas de salida también son expuestas para puntos de máxima eficiencia con el fin de describir cambios en las condiciones de flujo interno con velocidad específica. Además, fue examinado un difusor de salida con una efectividad fija junto con su efecto en la eficiencia en general.

La velocidad específica óptima para el diseño de la turbina es de 0.51 Rad./seg. Esto indica una velocidad promedio respecto de los antecedentes de turbinas anteriormente diseñadas. Las variables geométricas pertinentes consideradas incluían el ángulo de flujo de salida del estator, la proporción salida del rotor a diámetro de punta de entrada, la proporción altura de la aleta del estator a diámetro de punta del rotor y la proporción rotor-exit hub-tip diameter. Fue determinada la variación con velocidad específica en los valores óptimos de estos parámetros de geometría así como la correspondiente proporción blade-jet speed. Fue suministrada una base para la selección rápida de forma y tamaño para pérdida mínima en cualquier velocidad específica en el rango usado.

[Las ecuaciones](#) (VER ANEXO C) usadas en el cálculo de desempeño de la turbina están listadas aquí en el orden general de solución. Estas ecuaciones llevan a diseñar la geometría de la turbina respecto a los parámetros que interfieren en la

eficiencia óptima de la turbina radial. Ciertas cantidades son tomadas como constantes para cada grupo de cálculos. Estas cantidades fueron condiciones de entrada P'_0 y T'_0 ; Propiedades del gas, γ , R y C_p ; Velocidad del alabe u ; y diámetro promedio de salida $D_{2,m}$. Fueron calculados los resultados específicos así como los resultados que no tienen en cuenta la dimensión presentados en este proyecto.

Las variables independientes α_1 , $h_1/D_{2,m}$, y $D_{2,m}/D_1$ fueron son para llegar a un amplio rango de velocidades específicas. Algunas de las combinaciones de las variables suministraron soluciones no reales porque excedían los límites geométricos de 0.7 en la relación maximum tip-diameter o 0.4 en la relación minimum exit-hub a tip-diameter. Además, algunas de las combinaciones geométricas extremas, particularmente a bajas velocidades específicas, resultaron en valores negativos de pérdida del rotor cuando los valores e_R excedían 1.0, porque el espesor del boundary layer excedía la anchura del pasaje de el flujo y, entonces, la ecuación para la pérdida no es ya válida. Las ecuaciones están escritas para unidades convencionales. Lo que concluye que la relación de diámetros debe ser de 0.4 y 0.7 para la proporción del hub con el máximo diámetro de salida y con la relación del diámetro máximo de salida y el diámetro máximo de entrada del rotor respectivamente.

Las curvas de la relación de la velocidad jet del álabe, ángulo de salida del estator, diámetro del tip del alabe del rotor y la relación de la altura del alabe del estator al diámetro de salida del rotor. Son presentadas para una eficiencia estática máxima sobre un amplio recorrido de velocidad específica. Estas curvas permiten la selección sistemática del tamaño y la forma de las turbinas optimas para una gran variedad de aplicaciones de la turbina. El resultado de esto es un angulo de salida del estator optimo de 70 grados para este caso de diseño. Y de 0.49 rad/seg para la relación de velocidades del alabe y la velocidad jet de este.

Esto provee una base para la selección sistemática del tamaño y la forma de la turbina radial para una amplia variedad de aplicaciones donde la eficiencia máxima es una consideración importante. Las curvas de la proporción blade-jet speed, el ángulo de flujo de salida del estator, y la proporción del diámetro del tip, usadas en ese orden, permiten determinar rápidamente el tamaño y la forma de la turbina correspondiente a un giro rápido de salida de cero (zero exit whirl) y una buena reacción del rotor. La altura de el alabe del estator es determinada por un calculo que utiliza las propiedades apropiadas del trabajo del fluido, un slip factor apropiado, la velocidad de el alabe a la entrada del rotor, y el peso de el flujo dictado por la aplicación. El número de alabes y los contornos de la pared interna y la pared externa consistentes con una superficie razonable de difusión en todas las superficies de flujo pueden ser establecidas de manera iterativa con el cálculo quasi-ortogonal de la referencia 14⁴². Las ecuaciones listadas a lo largo de el documento brindan una geometría óptima, ya que estas fueron propuestas con el análisis de las graficas mostradas. Siguiendo el [paso a paso](#) (VER ANEXO C) propuesto en el diagrama de flujo podrá el lector diseñar una turbina radial con la máxima eficiencia que podrá alcanzar para sus dimensiones.

La magnitud de las pérdidas de la salida de la turbina, particularmente en el rango de alta velocidad específica, sugiere el uso de un difusor para recubrir parte de esta energía y para aumentar la eficiencia estática en general. Varios puntos en la curva de eficiencia estática máxima fueron analizados para determinar el cambio en el desempeño en un rango de velocidad específica por encima de $60 \text{ rpm} / \text{ft}^{3/4} \text{seg.}^{1/2}$ $0.46 \text{ rad} / \text{m}^{3/2} \text{Kg}^{3/4} \text{seg.}^{3/2} \text{J}^{3/2}$ que es la esperada cuando se usa un difusor proporcional.

Las tablas de operación de la sección de turbina, son muy útiles en el momento de comparar los parámetros de temperatura y dinámica de gases. Con esto se puede hacer una visualización de que se quiere de la turbina, es decir, cuales son las condiciones ideales de diseño de una turbina radial. Estas tablas se pueden encontrar en el apéndice B de este documento. Se logro establecer una relación de, las velocidades del rotor, las temperaturas de entrada y de salida de la turbina en conjunto, el ángulo de salida del estator y los parámetros del flujo que circula por la turbina.

⁴² Katsanis, Theodore: Use of Arbitrary Quasi-Orthogonals for Calculating Flow Distribution on a Blade- to –

APÉNDICE A

TABLAS

Tabla 3: Parámetros térmicos y de dinámica de fluidos necesarios para hallar el parámetro de flujo de masa.

M	T/Tt	P/Pt	ρ/ρ_t	A/A*	MFP $\sqrt{(R/gc)}$	M
0,01	0,9999835	0,9999335	0,99995	58,3276773	0,01153189	0,01
0,02	0,999934004	0,99973404	0,99980003	29,1689352	0,02305975	0,02
0,03	0,999851522	0,99940172	0,99955013	19,4516207	0,03457956	0,03
0,04	0,99973607	0,99893671	0,99920043	14,594664	0,04608728	0,04
0,05	0,99958767	0,99833922	0,99875104	11,6818518	0,05757892	0,05
0,06	0,999406353	0,99760957	0,99820215	9,74111296	0,06905047	0,06
0,07	0,999192153	0,99674812	0,99755399	8,35584603	0,08049794	0,07
0,08	0,998945114	0,99575528	0,9968068	7,31775042	0,09191737	0,08
0,09	0,998665284	0,99463156	0,99596088	6,51110377	0,10330482	0,09
0,1	0,998352718	0,99337751	0,99501658	5,86647285	0,11465636	0,1
0,11	0,998007478	0,99199374	0,99397426	5,33967303	0,12596809	0,11
0,12	0,997629632	0,99048095	0,99283434	4,90124802	0,13723615	0,12
0,13	0,997219254	0,98883988	0,99159726	4,53080516	0,14845671	0,13
0,14	0,996776425	0,98707133	0,99026352	4,21377836	0,15962596	0,14
0,15	0,996301232	0,98517618	0,98883364	3,93948597	0,17074015	0,15
0,16	0,995793767	0,98315534	0,98730819	3,69991683	0,18179555	0,16
0,17	0,995254131	0,98100981	0,98568775	3,48894489	0,19278849	0,17
0,18	0,994682428	0,97874062	0,98397297	3,30180551	0,20371533	0,18
0,19	0,99407877	0,97634889	0,98216451	3,13473726	0,2145725	0,19
0,2	0,993443274	0,97383577	0,98026309	2,98473105	0,22535645	0,2
0,21	0,992776065	0,97120247	0,97826942	2,84935107	0,23606372	0,21
0,22	0,992077271	0,96845025	0,9761843	2,72660443	0,24669087	0,22
0,23	0,991347027	0,96558045	0,97400852	2,61484494	0,25723453	0,23
0,24	0,990585476	0,96259441	0,97174291	2,51270083	0,2676914	0,24
0,25	0,989792762	0,95949358	0,96938836	2,41901989	0,27805824	0,25
0,26	0,988969039	0,95627941	0,96694575	2,33282725	0,28833185	0,26
0,27	0,988114465	0,95295342	0,96441602	2,25329253	0,29850914	0,27
0,28	0,987229203	0,94951717	0,96180013	2,17970403	0,30858704	0,28
0,29	0,986313422	0,94597227	0,95909906	2,1114483	0,31856258	0,29

M	T/Tt	P/Pt	p/pt	A/A*	MFP√(R/gc)	M
0,31	0,984391004	0,93856316	0,95344549	1,98887737	0,33819501	0,31
0,32	0,983384732	0,93470237	0,9504951	1,9336942	0,34784632	0,32
0,33	0,982348668	0,93073976	0,94746376	1,88208835	0,35738408	0,33
0,34	0,981283008	0,92667715	0,94435259	1,83374588	0,36680568	0,34
0,35	0,980187951	0,92251638	0,94116274	1,78838877	0,37610861	0,35
0,36	0,979063702	0,91825931	0,93789537	1,74576996	0,3852904	0,36
0,37	0,977910469	0,91390787	0,93455167	1,70566914	0,3943487	0,37
0,38	0,976728468	0,90946397	0,93113286	1,66788926	0,40328122	0,38
0,39	0,975517915	0,9049296	0,92764016	1,6322535	0,41208575	0,39
0,4	0,974279034	0,90030673	0,92407483	1,59860282	0,42076018	0,4
0,41	0,973012051	0,8955974	0,92043814	1,56679369	0,42930247	0,41
0,42	0,971717199	0,89080363	0,91673136	1,53669635	0,43771068	0,42
0,43	0,970394713	0,8859275	0,91295582	1,50819312	0,44598294	0,43
0,44	0,969044832	0,88097109	0,90911283	1,48117709	0,45411748	0,44
0,45	0,9676678	0,8759365	0,90520372	1,45555089	0,4621126	0,45
0,46	0,966263863	0,87082584	0,90122985	1,43122566	0,4699667	0,46
0,47	0,964833274	0,86564126	0,89719258	1,40812016	0,47767827	0,47
0,48	0,963376287	0,86038489	0,89309329	1,38615995	0,48524588	0,48
0,49	0,96189316	0,85505891	0,88893335	1,36527672	0,49266819	0,49
0,50	0,960384154	0,84966548	0,88471418	1,34540768	0,49994394	0,50
0,51	0,958849534	0,84420677	0,88043717	1,32649498	0,50707196	0,51
0,52	0,957289569	0,83868497	0,87610374	1,30848528	0,51405118	0,52
0,53	0,955704529	0,83310228	0,87171532	1,29132933	0,52088061	0,53
0,54	0,954094688	0,82746088	0,86727333	1,27498153	0,52755934	0,54
0,55	0,952460324	0,82176298	0,86277922	1,25939966	0,53408654	0,55
0,56	0,950801716	0,81601076	0,85823442	1,24454456	0,54046149	0,56
0,57	0,949119146	0,81020643	0,85364038	1,23037985	0,54668354	0,57
0,58	0,9474129	0,80435218	0,84899855	1,21687171	0,55275211	0,58
0,59	0,945683263	0,7984502	0,84431038	1,20398865	0,55866674	0,59
0,60	0,943930527	0,79250267	0,83957733	1,19170131	0,56442701	0,60
0,61	0,942154982	0,78651177	0,83480084	1,17998232	0,57003262	0,61
0,62	0,940356922	0,78047966	0,82998237	1,16880609	0,57548332	0,62
0,63	0,938536643	0,77440852	0,82512337	1,15814872	0,58077896	0,63
0,64	0,936694443	0,76830048	0,8202253	1,14798781	0,58591947	0,64
0,65	0,93483062	0,76215769	0,81528961	1,13830241	0,59090484	0,65

M	T/Tt	P/Pt	ρ/ρ_t	A/A*	MFP $\sqrt{(R/gc)}$	M
0,66	0,932945477	0,75598226	0,81031773	1,12907287	0,59573516	0,66
0,67	0,931039315	0,74977632	0,80531112	1,12028075	0,60041057	0,67
0,69	0,927165151	0,7372812	0,79519943	1,10394055	0,60929767	0,69
0,70	0,925197761	0,73099616	0,7900972	1,09636089	0,61351004	0,70
0,71	0,923210576	0,72468887	0,78496595	1,08915535	0,61756884	0,71
0,72	0,921203903	0,71836134	0,77980709	1,08231038	0,6214746	0,72
0,73	0,919178053	0,71201556	0,77462202	1,07581319	0,62522789	0,73
0,74	0,917133335	0,70565351	0,76941213	1,06965173	0,62882935	0,74
0,75	0,91507006	0,69927714	0,7641788	1,06381463	0,63227971	0,75
0,76	0,91298854	0,69288839	0,75892343	1,05829117	0,63557972	0,76
0,77	0,910889087	0,68648915	0,75364735	1,05307119	0,63873023	0,77
0,78	0,908772013	0,6800813	0,74835194	1,04814513	0,64173213	0,78
0,79	0,90663763	0,67366669	0,74303853	1,04350393	0,64458637	0,79
0,80	0,904486252	0,66724715	0,73770845	1,03913903	0,64729395	0,80
0,81	0,902318191	0,66082447	0,73236301	1,03504232	0,64985595	0,81
0,82	0,90013376	0,65440042	0,72700352	1,03120614	0,65227347	0,82
0,83	0,897933272	0,64797673	0,72163127	1,02762323	0,65454768	0,83
0,84	0,895717039	0,64155512	0,71624753	1,02428672	0,65667981	0,84
0,85	0,893485375	0,63513726	0,71085356	1,02119008	0,65867111	0,85
0,86	0,89123859	0,62872481	0,70545061	1,01832716	0,6605229	0,86
0,87	0,888976996	0,62231937	0,70003991	1,0156921	0,66223653	0,87
0,88	0,886700905	0,61592254	0,69462266	1,01327935	0,6638134	0,88
0,89	0,884410627	0,60953586	0,68920006	1,01108366	0,66525495	0,89
0,90	0,88210647	0,60316086	0,68377331	1,00910005	0,66656265	0,90
0,91	0,879788745	0,59679902	0,67834355	1,00732379	0,66773804	0,91
0,92	0,877457759	0,59045181	0,67291195	1,00575039	0,66878265	0,92
0,93	0,875113819	0,58412063	0,66747961	1,00437561	0,66969807	0,93
0,94	0,872757232	0,57780689	0,66204767	1,00319542	0,67048592	0,94
0,95	0,870388302	0,57151194	0,65661721	1,002206	0,67114786	0,95
0,96	0,868007333	0,56523709	0,6511893	1,00140372	0,67168555	0,96
0,97	0,865614628	0,55898363	0,645765	1,00078515	0,67210071	0,97
0,98	0,863210487	0,55275283	0,64034536	1,00034703	0,67239506	0,98
0,99	0,860795211	0,5465459	0,63493138	1,00008629	0,67257037	0,99
1,00	0,858369099	0,54036402	0,62952408	1	0,67262841	1,00

Fuente: diseño propio de los autores.

Tabla 4:

Operación de la turbina bajo diferentes condiciones de cambios térmicos y de dinámica de gases.

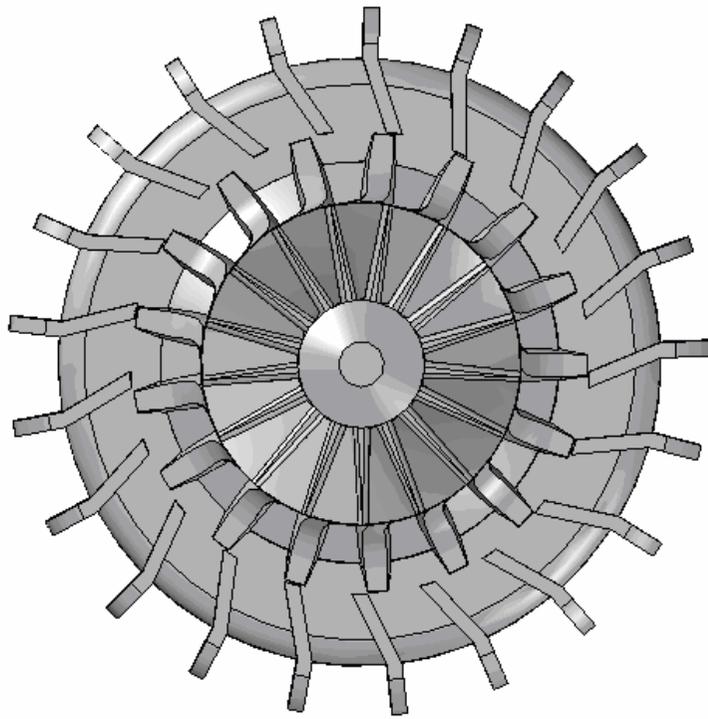
Para ver esta tabla remítase al disco compacto con el nombre “Cálculos Termogasodinamicos” en la cara trasera interna de este documento

También se puede encontrar en este mismo disco compacto con el nombre de cálculos termo-gaso-dinámicos en un documento de Excel. Para ver estas tablas valla a el cd “metodología de diseño y construcción de una turbina radial para una microturbina-tablas de cálculos termogasodinamicos”

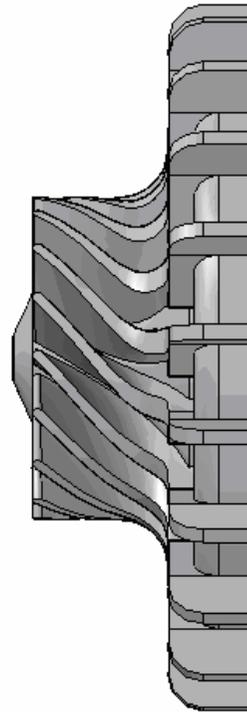
Fuente: diseño propio de los autores.

ANEXOS

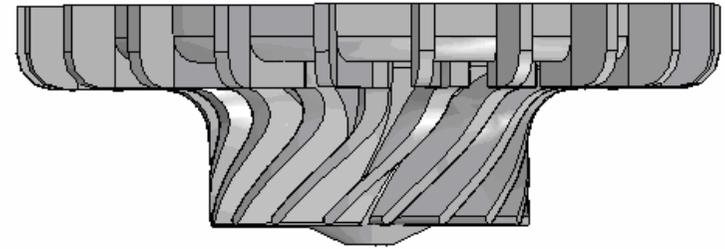
ANEXO A: El anexo A lo puede encontrar con el nombre de planos de construcción de la turbina en conjunto. Aquí, encontrara tanto los planos en 2d de la turbina como un documento en Word el cual muestra las [vistas y el isométrico](#) de cada pieza. Se aclara al lector que los planos mostrados en solid edge, no tienen tolerancias por tanto no son planos aptos para la construcción. Para ver los planos en solid edge ver CD de “metodología de diseño y construcción de una turbina radial para una microturbina-planos solid edge.”



VISTA FRONTAL

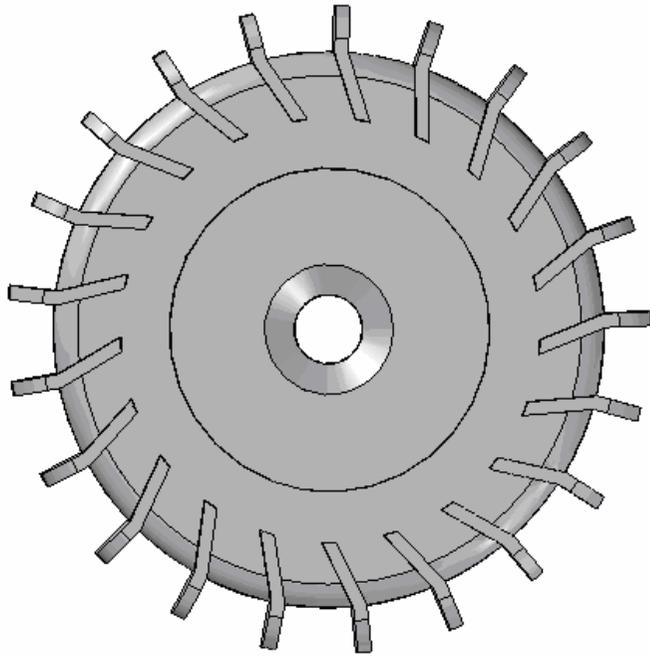


VISTA LATERAL



VISTA SUPERIOR

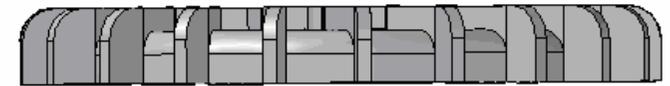
	NAME	DATE	SOLID EDGE	
DRAWN	SEBASTIAN HERNANDEZ	31 DE MAYO 2009	TITLE CONJUNTO DE TURBINA, ESTATOR Y ROTOR	
CHEKED			SIZE A3	DWG N° REV 1
ENG. APPR			NOMBRE DE ARCHIVO: TURBINA RADIAL	
LAS FIGURAS SE MUESTRAN EN SOLIDO CON SUS RESPECTIVAS VISTAS PRINCIPALES			SCALE:	WEIGHT
			PLANO 6 DE 6	



VISTA FRONTAL

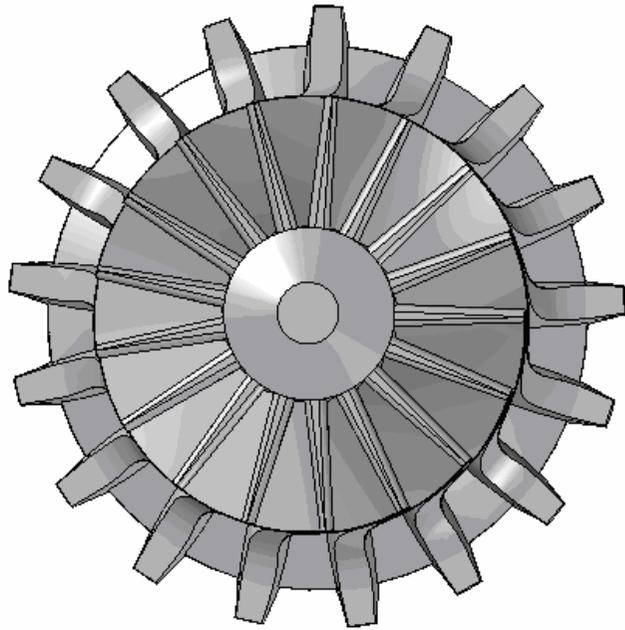


VISTA LATERAL

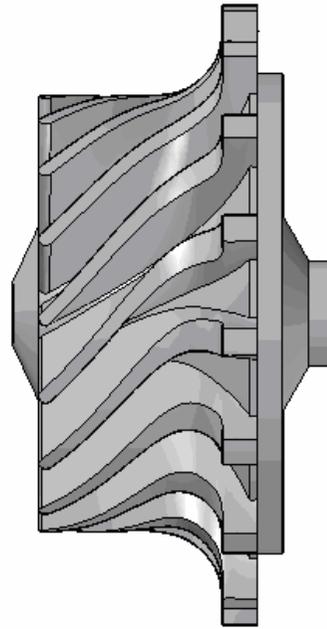


VISTA SUPERIOR

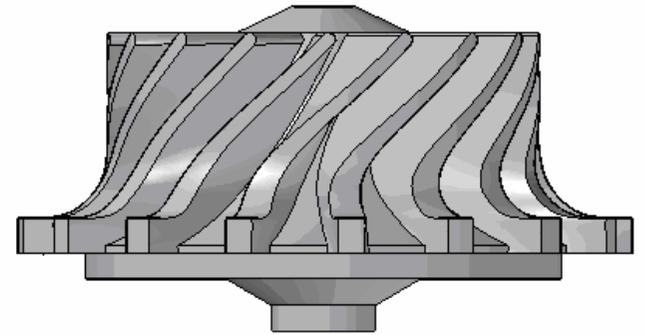
	NAME	DATE	SOLID EDGE		
DRAWN	SEBASTIAN HERNANDEZ	31 DE MAYO 2008	TITLE		
CHEKED			ESTATOR DE TURBINA RADIAL		
ENG. APPR.			SIZE	DWG N°	REV
LAS FIGURAS SE MUESTRAN EN SOLIDO CON SUS RESPECTIVAS VISTAS PRINCIPALES			A3		1
			NOMBRE DE ARCHIVO: TURBINA RADIAL		
			SCALE:	WEIGHT	PLANO 5 DE 6



VISTA FRONTAL

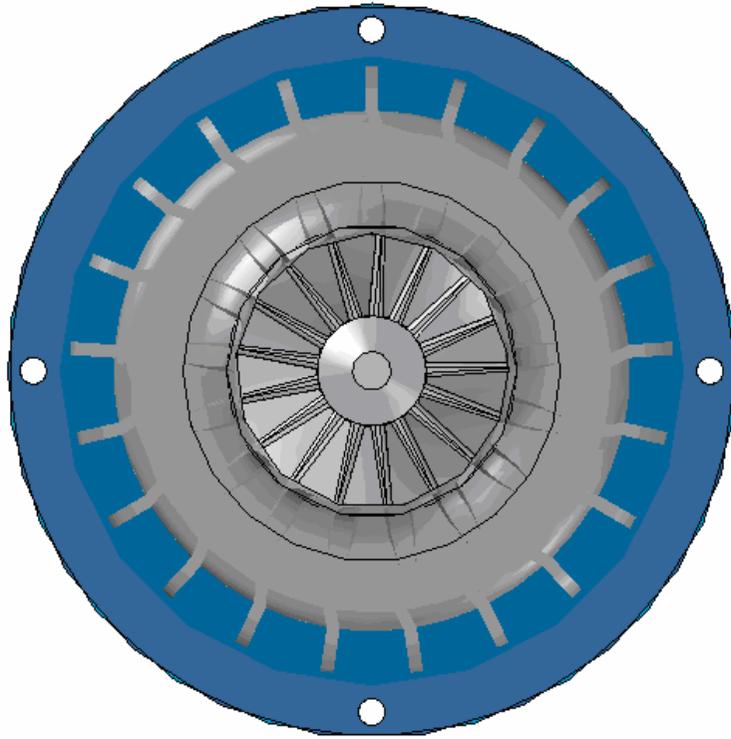


VISTA LATERAL

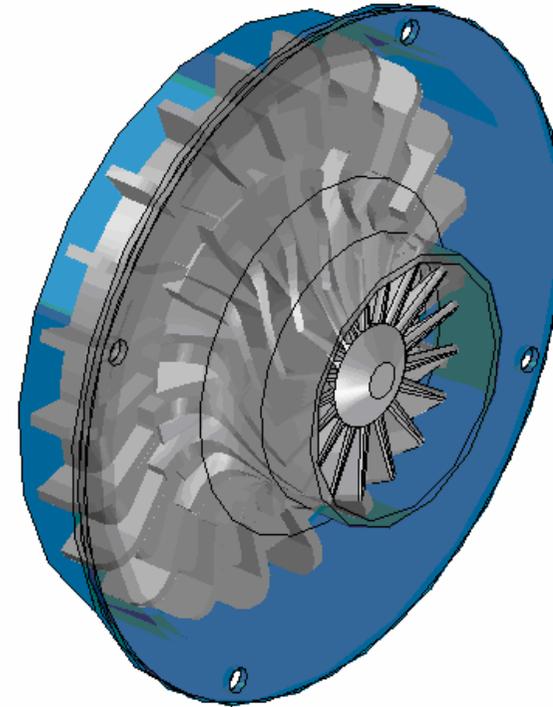


VISTA SUPERIOR

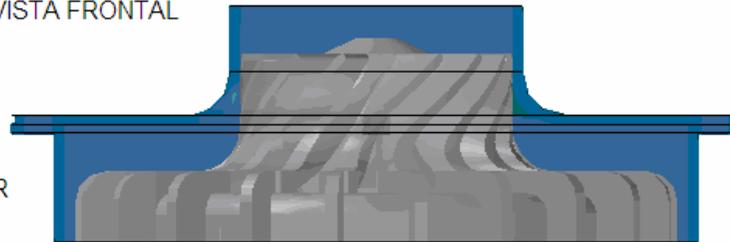
	NAME	DATE	SOLID EDGE		
DRAWN	SEBASTIAN HERNANDEZ	31 DE MAYO 2008	TITLE		
CHEKED			ROTOR DE TURBINA		
ENG. APPR			SIZE	REV	
LAS FIGURAS SE MUESTRAN EN SOLIDO CON SUS RESPECTIVAS VISTAS PRINCIPALES			A3	1	
			DWG N°		
			NOMBRE DE ARCHIVO: TURBINA RADIAL		
SCALE:		WEIGHT	PLANO 4 DE 6		



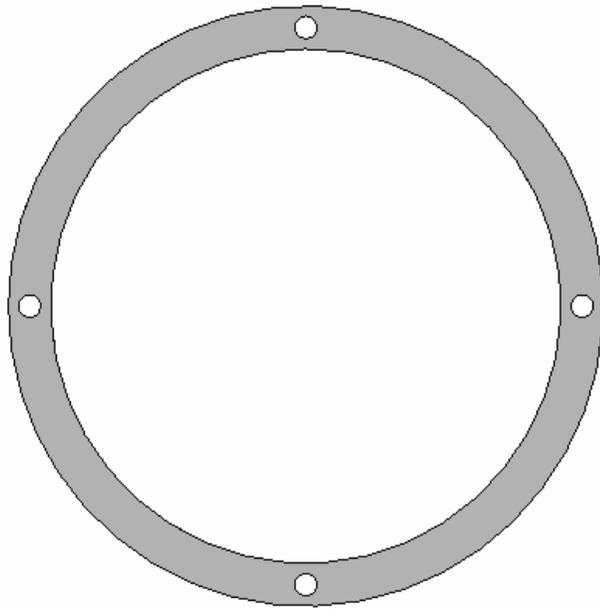
VISTA FRONTAL



VISTA SUPERIOR



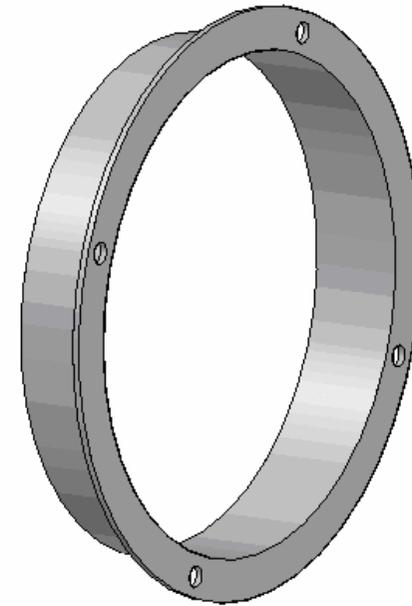
	NAME	DATE	SOLID EDGE	
DRAWN	SEBASTIAN HERNANDEZ	31 DE MAYO 2008	TITLE	
CHEKED			TURBINA EN CONJUNTO	
ENG. APPR			SIZE	REV
LAS FIGURAS SE MUESTRAN EN SOLIDO CON SUS RESPECTIVAS VISTAS PRINCIPALES			A3	1
			NOMBRE DE ARCHIVO: TURBINA RADIAL	
SCALE:		WEIGHT	PLANO 3 DE 6	



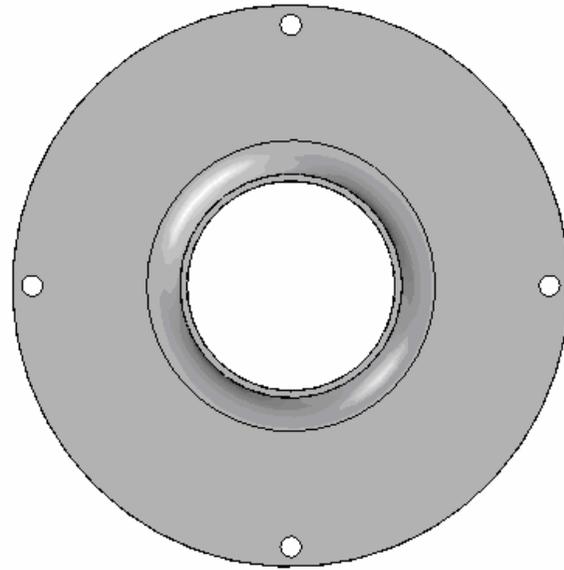
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL



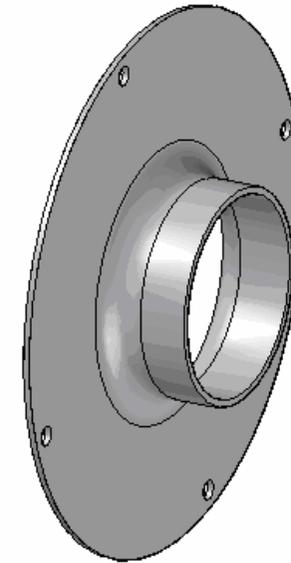
	NAME	DATE	SOLID EDGE		
DRAWN	SEBASTIAN HERNANDEZ	31 DE MAYO 2008			
CHEKED			TITLE		
ENG. APPR			CARCAZA DEL ESTATOR DE TURBINA.		
LAS FIGURAS SE MUESTRAN EN SOLIDO CON SUS RESPECTIVAS VISTAS PRINCIPALES			SIZE	DWG N°	REV
			A3		1
			NOMBRE DE ARCHIVO: TURBINA RADIAL		
			SCALE:	WEIGHT	PLANO 2 DE 6



VISTA FRONTAL



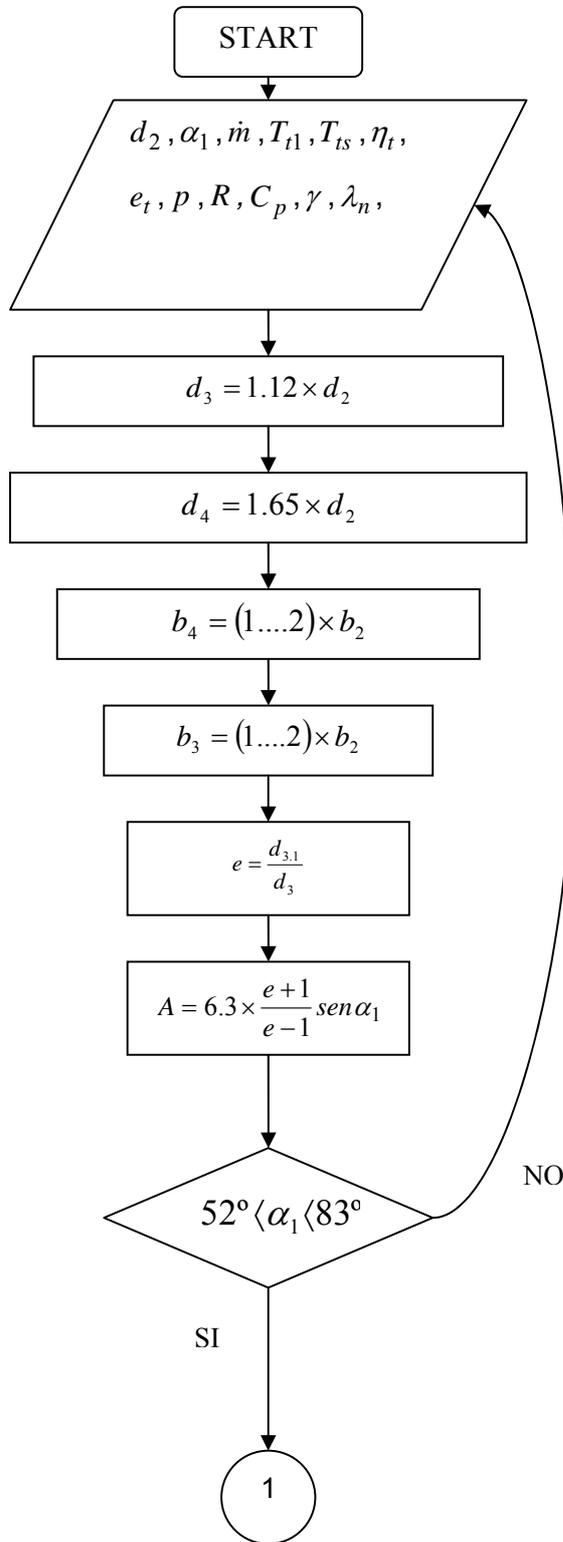
VISTA LATERAL

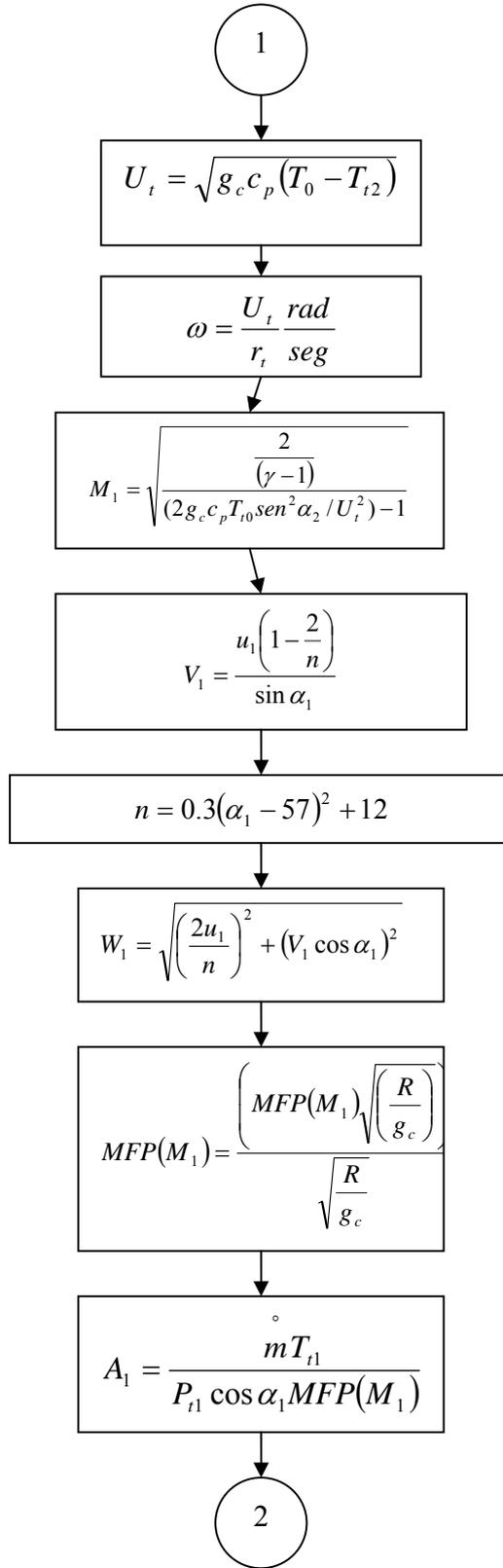


	NAME	DATE	SOLID EDGE	
DRAWN	SEBASTIAN HERNANDEZ	31 DE MAYO 2008	TITLE	
CHEKED			CARCAZA DE EL ROTOR DE TURBINA	
ENG. APPR			SIZE	DWG N°
LAS FIGURAS SE MUESTRAN EN SOLIDO CON SUS RESPECTIVAS VISTAS PRINCIPALES			A3	REV 1
			NOMBRE DE ARCHIVO: TURBINA RADIAL	
			SCALE:	WEIGHT
			PLANO 1 DE 6	

ANEXO C

Diagrama de Flujo para los Cálculos Termogasodinámicos y de Geometría





2

$$P_{t1} = 0.99P_{t0}$$

$$p_{t0} = p_0 \left(1 + \frac{\left(\frac{P_{t1}}{RT_{t1}} \right) C_1^2}{2p_0} \times \frac{\gamma-1}{\gamma} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2c_p}$$

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$p = \rho \cdot RT$$

3

3

$$P_{t1} = 0.99P_{t0}$$

$$b = \frac{A_1}{2 \times \pi \times r_t}$$

$$T_{t1R} = T_{t1} - \frac{U_t^2}{2g_c C_p}$$

$$\pi_t = \frac{P_{t2}}{P_{t0}} = \left(\frac{T_{t2}}{T_{t0}} \right)^{\gamma / \{(\gamma-1)e_t\}}$$

$$P_{t2} = \pi_t \times P_{t1}$$

$$V_2 = u_2 = w_1$$

$$M_2 = \sqrt{\left(\frac{2/(\gamma-1)}{(2g_c c_p T_{t2} / V_2^2) - 1} \right)}$$

4

4

$$MPF(M_2) = MPF(M_2) \frac{\sqrt{(R/g_c)}}{\sqrt{(R/g_c)}}$$

$$A_2 = \frac{m \overset{\circ}{T}_{t2}}{P_{t2} MFP(M_2)}$$

$$r_{2t} = \sqrt{\frac{A_2}{\pi(1 - (r_h/r_t)^2)}}$$

$$\frac{r_h}{r_{2t}} = 0.4$$

$$r_{2m} = \frac{r_{2t} + r_{2h}}{2}$$

$$u_{2Rm} = \omega r_{2m}$$

$$W_2 = \sqrt{u_2^2 + u_{2Rm}^2}$$

$$T_{t2Rm} = T_2 + \frac{V_{2Rm}^2}{2g_c c_p}$$

$$M_{2Rm} = M_2 \times \frac{V_{2Rm}}{V_2}$$

$$\beta_{2m} = \tan^{-1} \frac{u_{2Rm}}{u_2} = \tan^{-1} \left(\frac{\omega r_{2m}}{u_2} \right)$$

5

5

$$M_{2R} = M_2 \sqrt{(1 + \tan^2 \beta_2)}$$

Print: $d_2', d_3, d_4, b_4, b_3, e, A, U_t, \omega,$
 $RPM, M_1, V_1, n, W_1, MFP(M_1), A_1, P_{t1}, p_{t0}, T_0, \frac{p_0}{p}$
 $p, P_{t1}, b, T_{t1R}, \pi_t, P_{t2}, V_2, M_2, MPF(M_2)$
 $A_2, r_{2t}, r_{2m}, u_{2Rm}, W_2, T_{t2Rm}, M_{2Rm}, \beta_{2m}$
 M_{2R}

STOP

BIBLIOGRAFIA

1. ESCOBAR GARZON, Arnold. Metodología de diseño para turborreactores de bajo flujo masico. Ed. Bonaventuriano. Colombia. 2005. Cap. 8. p.104
2. DOROSHKO, Sergey. Automatics of aircraft engines, part 1. Universidad de San Buenaventura, bogota, Colombia.2004
3. BALJÉ, O.E. a study on design criteria and matching of turbo machines: Part A similarity relations and design criteria of turbines. J. Eng. power, vol.84, No. 1,jan. 1962, pp. 83-102.
4. WOOD, Homer J. Current Technology of radial –inflow turbines for compressible fluids. J. Eng power, vol,85, no. 1, Jan. 1963, pp. 72-83.
5. JAMIESON, A. W.H. The radial turbine. Gas turbine principles and practice. Sir Harold Roxbee Cox, ed. D. Van Nostrand Co., Inc, 1955, Ch. 9.
6. HIETT, G.F. and JOHNSON, I. H.: Experiments Concerning the aerodynamic performance of inward flow radial turbines. Paper No.13 presented at the thermodynamics and fluid mechanics convection, Inst. Mech. Eng., London, April 1964.
7. STANITZ, J. D. some theoretical aerodynamic Investigations of impellers in radial –and-mixed-flow centrifugal compressors. Trans. ASME, vol. 74,No.4, May 1952, pp. 473-497.
8. KOFKEY, Milton G. and WASSERBAUER, Charles A.: experimental performance evaluation of a radial inflow turbine over a range of specific speeds. NASA TN D-3742, 1966.

9. FUTRAL, S.M. and WASSERBAUER, C.A.: off design performance prediction with experimental verification for in radial inflow turbine. NASA TN D-2621, 1965.

10. STEWART, WARNER L. Whitney, Warren J.; and WONG, Robert Y. A study of Boundary-layer Characteristics of turbo machine blade rows and their relation to over-all blades loss. J. Basic eng. Vol 82, No 3, sept 1960, pp 588-592.

11. SHEPHERD, D.G.: principles of turbo machinery. Mac millan Co. 1956.

12. MIZUMACHI, Endo. And KITANO. A study of aerodynamics characteristics of rotating blades in radial inflow turbines JSME-7, 1971.

13. FUTRAL, Samuel M., Jr.; and HOLESKI, Donald E.: experimental performance evaluation of a 6.02 inch (15.29 cm) radial inflow turbine with an exit diffuser. NASA TM X-1480, 1967.

14. KATSANIS, Theodore. Used of arbitrary quasi-orthogonal for calculating flow distribution on a blade to blade surface in a turbo machine. NASA TN D 2809, 1965.

15. ROHLIK, II. analytical determination of radial inflow turbine designs geometry for maximum efficiency. NASA TN D-4384, 1968.

16. KOFESKEY, M.G. and NUSBAUM, W.J.: effects of specific speed on experimental performance of a radial inflow turbine. NASA TN D-6605, 1972.

17. STANITZ, J.D. some theoretical aerodynamic investigation of impellers in radial and mixed flow centrifugal compressors. Trans. ASME, vol 74 , No.4,1952
18. CALVERT, G.S. and OKAPUU, U.: desing and evaluation of a high temperature radial turbine. USAAVLABS TR 68-69,1969.
- 19.KUMAR, G. Roelke, RJ; Meitner, PL. A generalized one dimensional computer code for turbo machine cooling passage flow computations. AIAA 89-2574, 1989.
20. EWING, B.A. Monson, D.S. and LANE, JM.: U.S army/Detroit diesel Allison high temperature radial turbine demonstration. AIAA paper 80-0301, 1980.
21. SNYDER, P.H.; and roelke, R.J.: The desing of an air cooled metallic high temperature radial turbine. AIAA paper 88-2872, 1988.
22. STEINTHORSSON, E. Shih,T.I -P. and Roelke , R.J.:GRID3D-v2:an updated version of the GRID2D/3D computer program for generated grid systems in complex shaped three dimensional spatial domains. NASA TM 103766,1991.
- 23.KUMAR, GN. and DeAna, RG. development of a thermal and structural analysis procedure for cooled radial turbines. ASME paper 88-GT18, 1988.
- 24.VERSHURE, R.W. large, GD, MEYER, LJ; and LANE, JM: a cooled laminated radial turbine technology demonstration. AIAA paper 80.0300, 1980.
25. TIRRES, L. A comparison of the analytical and experimental performance of the solid version of a cooled radial rotor. AIAA paper 91-2133, 1991.
26. GLASSMAN, A.J. ed.: Turbine design and applications. NASA SP 290, vol 3, 1975.

27. ZUKAUSKAS, A. and ZIUGZDA, J. Heat transfer of a cylinder in cross flow. Hemisphere publishing corp., 1985.
28. KREITH. F. Principles of heat transfer. 2nd edition textbook Co., 1965.
29. MEITNER, PL. computer code for predicting coolant flow and heat transfer in turbo machinery. NASA TP 2985, also AVSCOM TR 89 C 008, 1990.
30. THREE DIMENSIONAL flow analysis of the internal passage of a cooled radial rotor. Adapco, Nelville , NY, final report,1991.
31. STEINTHORSSON, E. Shih T.I-P. and Roelke , R.J.: computations of the three-dimensional flow and the heat transfer within a coolant passage of a radial turbine blade. AIAA 91-2238,1991.
32. KUMAR, GN. and DeAna, RG. development of a thermal and structural analysis procedure for cooled radial turbines. ASME paper 88-GT18, 1988.
33. RODGERS, C. advances radial inflow turbine rotor program desing and dynamic testing NASA CR-135080, 1976.
34. Calvert, G.S. Beck, S.C; and okapuu, U. desing and experimental evaluation of a high temperature radial turbine. USAAMRDL TR 71-20, 1971.
35. Monson, DS. and Ewing, BA. high temperature radial turbine demonstration. USAAVRADCOM TR-80-D6, 1980.
36. Vershure, R.W. Large, GD. Meyer, LJ. and Egan MY.: cooled laminated radial turbine demonstration program. USAAVRADCOM TR -81-D7, 1981.
37. Large, GD. and Meyer, LJ. final report cooled variable area radial turbine technology program. NASA CR-165408, 1982.

38. Compendio tesis y otros trabajos de grado. ICONTEC