



**FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y
URBANISMO**
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA Y
ELÉCTRICA**
TESIS

**Método para el Dimensionamiento Óptimo de
los Álabes Móviles de un Compresor Axial de
Turbina a Gas hasta 100 MW**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

Autor

Bach. Miñope Montes Carlos Alfredo

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9206-5471>

Asesor

Mtro. Vives Garnique Juan Carlos

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0988-9881>

Línea de investigación

Infraestructura, Tecnología y Medio Ambiente

Pimentel – Perú

2023

**MÉTODO PARA EL DIMENSIONAMIENTO ÓPTIMO DE LOS ÁLABES
MÓVILES DE UN COMPRESOR AXIAL DE TURBINA A GAS HASTA 100 MW**

Aprobación del jurado

Dra. GASTIABURÚ MORALES SILVIA YVONE
Presidenta del Jurado de Tesis

MSc. ROJAS CORONEL ANGEL MARCELO
Secretario del Jurado de Tesis

Mtro. VIVES GARNIQUE JUAN CARLOS
Vocal del Jurado de Tesis


DECLARACIÓN JURADA DE ORIGINALIDAD

Quien (es) suscribe (n) la **DECLARACIÓN JURADA**, soy (somos) egresado (s) del Programa de Estudios de **INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA** de la Universidad Señor de Sipán S.A.C, declaro (amos) bajo juramento que soy (somos) autor (es) del trabajo titulado:

MÉTODO PARA EL DIMENSIONAMIENTO ÓPTIMO DE LOS ÁLABES MÓVILES DE UN COMPRESOR AXIAL DE TURBINA A GAS HASTA 100 MW

El texto de mi trabajo de investigación responde y respeta lo indicado en el Código de Ética del Comité Institucional de Ética en Investigación de la Universidad Señor de Sipán (CIEI USS) conforme a los principios y lineamientos detallados en dicho documento, en relación a las citas y referencias bibliográficas, respetando al derecho de propiedad intelectual, por lo cual informo que la investigación cumple con ser inédito, original y autentico.

En virtud de lo antes mencionado, firman:

MIÑOPE MONTES CARLOS ALFREDO	DNI: 77505922	
---	------------------	---

Pimentel, 22 de marzo de 2023.

Dedicatoria

Dedico este proyecto a Dios Todopoderoso, quien fue mi pilar fuerte, mi fuente de inspiración, sabiduría, conocimiento y comprensión. Dedico también mi trabajo de tesis a mi familia y a muchos amigos. Un sentimiento especial de gratitud hacia mis amados padres, Francisco Miñope y Lidia Montes, por sus cuyas palabras de aliento y presión me han ido esforzando cada día más, y sobre todo es que nunca se han ido de mi lado y son muy especiales para mí.

También me gustaría dedicar este proyecto a los docentes porque me ayudaron y guiaron para completar con éxito mi tesis.

Agradecimientos

A lo largo de la redacción de esta tesis, he recibido una gran cantidad de apoyo y asistencia.

En primer lugar, quisiera agradecer a mi asesor, el Ingeniero Juan Carlos Vives Garnique, por sus valiosos consejos, apoyo continuo y paciencia durante mi carrera profesional. Su inmenso conocimiento y su abundante experiencia me han animado en todo el tiempo de mi investigación y de mi vida diaria.

Lo más importante es que nada de esto podría haber sucedido sin mi familia. Les agradezco a mis padres porque sin su enorme comprensión y aliento en los últimos años, sería imposible para mí completar mi estudio. Este logro no hubiera sido posible sin ellos. Gracias.

Índice

Dedicatoria	iv
Agradecimientos.....	v
Índice.....	vi
Índice de Figuras.....	vii
Índice de tablas	ix
Resumen.....	x
Abstract.....	xi
I INTRODUCCIÓN.....	12
1.1 Realidad problemática.....	12
1.2 Formulación del problema.....	16
1.3 Hipótesis.....	16
1.4 Objetivos.....	16
1.5 Teorías relacionadas al tema.....	18
II MÉTODO.....	41
2.1 Tipo y diseño de investigación.....	41
2.2 Variables y Operacionalización.....	41
2.3 Población de estudio, muestra, muestreo y criterios de selección.....	44
2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.....	44
2.5 Procedimiento de análisis de datos.....	45
2.6 Criterios éticos.....	45
III RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	48
3.1 Resultados.....	48
3.2 Discusión.....	96
IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	98

4.1 Conclusiones.....	98
4.2 Recomendaciones.....	99
REFERENCIAS.....	100
ANEXOS.....	105

Índice de Figuras

FIGURA 1: UNA TURBINA A GAS INDUSTRIAL DE TAMAÑO MEDIANO.	19
FIGURA 2: FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA A GAS.....	20
FIGURA 3: TURBINA DE GAS INDUSTRIAL SGT-200 FUENTE: [19].	21
FIGURA 4: DIAGRAMA DE FLUJO DE TRABAJO DEL COMPRESOR AXIAL.....	21
FIGURA 5: VISTA ESQUEMÁTICA EN CORTE DE UNA TURBINA DE GAS INDUSTRIAL.....	23
FIGURA 6 : COMPRESOR DE FLUJO AXIAL Y COMPRESOR DE FLUJO CENTRÍFUGO.....	25
FIGURA 7: LA ENERGÍA DE LA CAPA LÍMITE.	27
FIGURA 8: PROCESO DE DIFUSIÓN.	28
FIGURA 9: <i>DISPOSICIÓN DE UN COMPRESOR DE FLUJO AXIAL.</i>	29
FIGURA 10: FORMAS DE PISTA DE FLUJO DE COMPRESOR AXIAL.	30
FIGURA 11: SISTEMA DE COORDENADAS PARA COMPRESOR DE FLUJO AXIAL.	32
FIGURA 12: <i>NOMENCLATURA DE CASCADA DE ÁLABES.</i>	33
FIGURA 13: <i>TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD PARA UNA FASE DEL COMPRESOR DE FLUJO AXIAL.</i>	35
FIGURA 14: ETAPA DEL COMPRESOR Y DIAGRAMA T-S.	36
FIGURA 15: NÚMERO DE MACH EN CADA UNA DE LAS ETAPAS DEL ROTOR (M1) Y EL ESTATOR (M2).....	62
FIGURA 16: TURBINA ALSTOM GT11N2.	64
FIGURA 17: CORTE MERIDIONAL DE UN ÁLABE MÓVIL O ROTOR DE UN COMPRESOR AXIAL Y LOS ÁNGULOS DE VELOCIDAD.	67

FIGURA 18: FACTOR DE DIFUSIÓN DE CADA UNA DE LAS ETAPAS DEL COMPRESOR AXIAL DE LOS 2 TIPOS DE RANGOS DE LAS TURBINAS AXIAL.....	68
FIGURA 19: TEMPERATURA Y PRESIÓN TOTAL PARA CADA ETAPA DEL COMPRESOR AXIAL.....	69
FIGURA 20: NOTACIÓN DE PERFILES ROTORES EN CASCADA.....	72
FIGURA 21: NOTACIÓN GEOMÉTRICA DEL ÁLABE: (A) VISTA SUPERIOR, (B) VISTA LATERAL Y (C) VISTA TRASERA.....	73
FIGURA 22: CURVA DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE CON RESPECTO AL ÁNGULO DE INCIDENCIA.....	74
FIGURA 23: NOMENCLATURA DEL PERFIL NACA 65-012.....	77
FIGURA 24: GRÁFICA DE EFICIENCIA SEGÚN LOS RESULTADOS OBTENIDOS.....	83
FIGURA 25: DATOS DE ANÁLISIS INGRESADOS PARA LOS POLARES.	84
FIGURA 26: DATOS GEOMÉTRICOS DEL ÁLABE.....	85
FIGURA 27: DATOS CONSTANTES EN LA SIMULACIÓN Y PARÁMETROS DE ANÁLISIS EN LA SIMULACIÓN.....	86
FIGURA 28 : PERFIL NACA 6512.	87
FIGURA 29: PERFILES Y POSICIONES PARA CADA SECCIÓN DEL ÁLABE.....	87
FIGURA 30: ROTOR MODELADO EN PRIMERA ETAPA.	88
FIGURA 31: VISTA DEL PUNTO DE OPERACIÓN VISUALIZA LA CAPA LÍMITE Y LA PRESIÓN PRODUCIDA.	89
FIGURA 32: ANÁLISIS ESTRUCTURAL PARA ÁLABE DE ALEACIÓN DE ALUMINIO.....	90
FIGURA 33: ANÁLISIS ESTRUCTURAL AERODINÁMICO DEL ÁLABE A 3000 RPM.	90
FIGURA 34: SIMULACIÓN AERODINÁMICA DEL ROTOR A 3000 RPM.	91
FIGURA 35: MODELADO GENERAL DE UNA TURBINA A GAS.	92
FIGURA 36: TIPO DE PERFIL AERODINÁMICO NACA 63.....	93
FIGURA 37: GRÁFICA DE AUMENTO DE PRESIÓN TOTAL CON RESPECTO A LAS ETAPAS CORRESPONDIENTES.....	94
FIGURA 38: GRÁFICAS DE RENDIMIENTOS TERMODINÁMICOS CON RESPECTO A LAS ETAPAS DEL COMPRESOR.....	95

Índice de tablas

TABLA 1: TIPOS DE GRADO DE REACCIÓN (GR).....	39
TABLA 2: VARIABLES INDEPENDIENTES	42
TABLA 3: VARIABLES DEPENDIENTES.....	42
TABLA 4: LEYENDA DE VARIABLES.	51
TABLA 5: PARÁMETROS INICIALES DE LA TURBINA A GAS IND100.	60
TABLA 6: PARÁMETROS INICIALES DE LA TURBINA A GAS ALSTOM.....	63
TABLA 7: RESULTADOS DE LA METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL ÁLABE PARA EL CONCEPTO 1.....	65
TABLA 8: RESULTADOS DE LA METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL ÁLABE PARA EL CONCEPTO 2.....	66
TABLA 9: RESULTADOS AERODINÁMICOS DE LOS 2 CONCEPTOS DE TURBINAS A GAS. .	67
TABLA 10: PERFIL NACA 65 - CF TURBO.....	75
TABLA 11 : ANÁLISIS ESTRUCTURAL Y TÉRMICO.	78
TABLA 12: RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO Y CURVATURAS DEL PERFIL DEL CONCEPTO 1.....	80
TABLA 13: RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO Y CURVATURAS DEL PERFIL DEL CONCEPTO 2.....	81
TABLA 14: RESULTADOS DE CÁLCULO DE EFICIENCIAS SEGÚN EL DIMENSIONAMIENTO DE LOS 2 CONCEPTOS.	82

Resumen

Las turbinas a gas actualmente son de mucha utilidad e importancia porque son usadas para dar potencia a generadores eléctricos, aeronaves, trenes, barcos, hasta en tanques. Uno de los importantes elementos que componen esta tecnología es el compresor axial, que tiene flujo axial, por el cual entra el gas o el aire a lo largo del eje del compresor a través de las filas de álabes fijos (estatores) y giratorios (rotores). De esta manera, la velocidad del aire se eleva gradualmente al mismo tiempo que los álabes fijos convierten la energía cinética en presión. Este elemento mantuvo grandes evoluciones como consecuencia del desarrollo de las industrias. Por eso, se ejecutaron los turborreactores en las industrias energéticas y aeronáuticas de servicio comercial, lo que originó una demanda de diseños de turbinas a gas con elevadas eficiencias que consiguieran reducir el consumo de combustible. En ese sentido, la presente investigación pretende explicar mediante un método para el dimensionamiento óptimo aerodinámico de los álabes rotores de una etapa del compresor axial para una turbina a gas de hasta 100 MW. Se consideró el perfil NACA como principio para el diseño del álabe. En el diseño preliminar se efectuó el cálculo numérico y se simuló utilizando el software QBlade, la cual confirma la eficacia con respecto a las máximas temperaturas y tensiones, del diseño presentado. La presente investigación concluye estableciendo las conclusiones del motivo y proponiendo los trabajos futuros.

Palabras Clave: Turbinas a gas – Álabe rotor – Compresor de flujo axial – Perfil aerodinámico.

Abstract

Gas turbines are currently very useful and important because they are used to power electric generators, aircraft, trains, ships, even in tanks. One of the important elements that make up this technology is the axial compressor, which has axial flow, through which the gas or air enters along the compressor axis through the rows of fixed blades (stators) and rotating blades (rotors). In this way, the air velocity gradually rises as the fixed blades convert the kinetic energy into pressure. This element maintained great evolutions as a consequence of the development of industries. For this reason, turbojets were implemented in the commercial service aeronautical and energy industries, creating a demand for gas turbine designs with high efficiencies that managed to reduce fuel consumption. In this sense, the present investigation tries to explain by means of an algorithm the methodology of the preliminary aerodynamic design of the rotor blades of a single stage of the axial compressor for a gas turbine of up to 100 MW. The NACA profile was considered as a principle for the design of the blade. In the preliminary design, the numerical calculation was carried out and it was simulated using the QBlade software, which confirms the effectiveness with respect to the maximum temperatures and stresses of the presented design. The present investigation concludes by establishing the conclusions of the motive and proposing future works.

Keywords: Gas turbines – Rotor blade – Axial flow compressor – Aerodynamic profile

I INTRODUCCIÓN

1.1 Realidad problemática.

En 2019, Copco [1] explica que las turbinas a gas representan en los terminantes 100 años una de las importantes tecnologías avanzadas, gracias a ello se ha incrementado el potencial energético en todo el mundo. Esta tecnología está conformada por el compresor de flujo axial, el cual se ocupa de aumentar la presión del fluido del trabajo. Pero, existe una gran dificultad representado en la compresión de estas turbinas de gas, son los gradientes de presión adversos los cuales ayudan la desunión de la capa límite de velocidad, es decir, que, por consecuencia de la velocidad, de impactos, de desperfectos en su construcción o de alguna otra dificultad estructural ocasionaría fisuras transversales o longitudinales en los álabes del compresor axial. Y si esta fisura aumenta, el defecto logra convertirse demasiado peligroso si un lado del álabe se desune y afecta a las demás series de álabes, lo cual estos rotan con rapidez. Y como gran consecuencia de este defecto en serie, logra denotar la ruina total de la turbina.

En Inglaterra, existió un problema con los primeros diseños de Frank Whittle (aviador e ingeniero aeronáutico británico, inventor del turboreactor.), estos se nombraban motores de flujo centrífugo, su función era expulsar (acelerando) el aire a partir de la entrada a los alrededores del motor, por lo que se comprimía el aire, transformando la gran rapidez que rota en presión. El diseño nombrado era muy popular, de este modo fue aplicado en supercompresores centrífugos. Por el contrario, según las restricciones tecnológicas que hay en este diseño había un problema, en el que el compresor requería tener un gran diámetro de sus álabes con el fin de generar la energía necesitada. [2]

En los Estados Unidos la casa Westinghouse (fue un empresario, ingeniero e inventor estadounidense.) investigó y fabricó diferentes modelos de compresores desde el año 1906, aunque hasta 1928 nunca se obtuvo una conformidad aprovechable de rendimiento. [3]

A nivel nacional, la Central termoeléctrica Aguaytía (ubicada en la provincia de Padre Abad departamento de Ucayali), es una central de gas natural de ciclo simple, la cual posee una turbina de gas la cual genera una potencia a carga base (es decir es el nivel mínimo de demanda durante un periodo) de 89.205 MW, la cual el COES es el que dispone las restricciones medioambientales, que produce 13.8 KV de tensión, sin embargo es aumentado a 220 KV que está enlazada a una subestación eléctrica para la transmisión solicitada. La turbina a gas modelo ALSTOM GT11NMC_XL/XP, actualmente está operando de forma distinta debido a las imperfecciones de sus componentes que son principalmente sus álabes, el cual se extiende en el mal incremento de potencia produciendo dificultades en el abastecimiento de energía eléctrica. [4]

La Central Termoeléctrica Kallpa, localizada al sur de Lima a 63.5 kilómetros (distrito de Chilca, provincia de Cañete). Tiene una turbina a vapor y tres turbinas a gas natural para la generación de energía, completamente trabajando. Debido al gran exceso de humedad (mayor a 80%) y sal en el entorno, aunque el compresor tiene filtros antes de ingresar, estos se contaminan. Esta contaminación en los álabes del compresor axial, las partículas varían entre menos de una micra a 10 micras, la cual se considerada el motivo importante de contaminación [5]. Debido a ello el rendimiento logra degenerarse por la rugosidad del área de los álabes. Este tipo de depósito o ensuciamiento disminuye mucho el flujo de aire como su eficacia en el compresor, y en conclusión esto decrece su rendimiento térmico y la potencia general de la turbina a gas. [6]

De este modo, es que existen actualmente metodologías de diseño sistematizadas a las turbinas a gas de flujo axial, la cual son las bases teóricas fundamentales, para así asegurar sus dimensionamientos óptimos de los álabes ya sea de una propulsión aérea o de una central térmica.

Por esta causa, la presente investigación se basa en una metodología de cálculo aerodinámico y fluidodinámico del álabe de la turbina del compresor axial para optimizar eficazmente sus dimensionamientos.

En 2018, Khema [7] calculó el diseño de álabes de un compresor de flujo axial para 5 etapas. Estimando parámetros de entrada (eficiencia, flujo másico, velocidad, velocidad rotacional, entre otros) para un compresor de potencia de 1060 hp. Y los resultados se describen mediante las curvas generales de rendimiento, del modelo del compresor con respecto al diseño estimado. Finalmente, se concluye que, si las curvas son similares, se cumplen los resultados de diseño del compresor de flujo axial.

En 2019, Kumar, Mujawar, & Channiwala [8] realizaron una optimización de análisis numérico para el diseño de un compresor axial transónico (aéreo), primeramente, se efectuó el análisis de las especificaciones de rendimiento generales obtenidas de los requisitos del motor aéreo, para luego, parametrizar especificaciones para el nuevo diseño. Los análisis numéricos muestran que la eficiencia de diseño es mayor que la de la eficiencia teórica.

En 2021, Shi [9] desarrolló un método paramétrico de diseño de álabes para compresores axiales de alta velocidad, y luego lo aplicó para el diseño de un componente de ventilador axial transónico de dos trayectorias de flujo para un motor aeronáutico. Finalmente, las simulaciones numéricas mostraron que el sistema de ventiladores axiales diseñado logra una buena eficiencia por encima de 0.90 logrando así contener un buen rendimiento.

En [10] se diseñó un nuevo tipo de álabe mediante el método de circulación igual-variable, con la finalidad de aumentar la eficiencia aerodinámica de las turbomáquinas axiales. La cual, tomaron como objeto de investigación un ventilador de flujo axial para verificar el rendimiento aerodinámico del ventilador mediante la simulación y a la vez compararlo con los datos experimentales. Los resultados numéricos indicaron que este método de diseño mejora +7.5% la eficiencia aerodinámica en las puntas de los álabes, con respecto a los datos experimentales.

En [11] se explica cómo se llevó a cabo una optimización multiobjetivo para mejorar el margen de pérdida y la eficiencia adiabática máxima de un compresor axial con una ranura de carcasa combinada con inyección. Se aplicó un algoritmo genético de clasificación no dominado rápido para la búsqueda local junto con los modelos sustitutos para determinar las soluciones óptimas de Pareto globales. Los

resultados de la optimización multiobjetivo mostraron que el margen de pérdida y la eficiencia adiabática máxima del compresor axial con una ranura de carcasa optimizada combinada con inyección se mejoraron simultáneamente en comparación con el compresor con una carcasa lisa.

En 2019, Cheng, Chen, & Xiang [12] desarrollaron un método de optimización aerodinámica para los álabes de compresor de flujo axial disponible para ingeniería. Adoptaron el algoritmo Improved Artificial Bee Colony (IABC, es una técnica de optimización que proporciona resultados competitivos en comparación con varios algoritmos de última generación en términos de velocidad de convergencia, robustez y exactitud en los resultados), que aumenta significativamente la velocidad de convergencia y la capacidad de optimización global, para encontrar el resultado óptimo. También, construyeron una nueva herramienta de optimización de ingeniería combinando el método de control paramétrico de superficie, el algoritmo IABC, con un método de simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD) verificado, y se ha aplicado con éxito en la optimización aerodinámica de un rotor transónico de una sola fila (Rotor 37) y un compresor de flujo axial transónico de una sola etapa (etapa 35). Se concluye que estos métodos de optimización global que se presentaron tienen las ventajas de ahorrar una gran cantidad de costes de cálculo y una rápida optimización global para la optimización aerodinámica de la pala 3D del compresor axial, lo que conduce a amplias perspectivas de aplicación Optimización de álabes de compresor.

En 2019, Mendoza [13] realizó una metodología de diseño fluidodinámico de 2 filas de álabes (rotor y estator) de una fase de un compresor de flujo axial. Como también llevó a cabo el cálculo aerodinámico del álabes de este tipo de compresor para un turborreactor y desarrolló la simulación fluidodinámica de una primera fase. Para ello utilizó el software CFD comercial ANSYS-CFX. La cual confirmó la eficacia de un diseño preliminar presentado ya que como resultado se comprobó la efectividad del diseño propuesto. Se concluye que la fase o etapa diseñada mostró un 86.20% de eficiencia isoentrópica de compresión. La cual se decidió que esta determinación condujo la conclusión para la elección del tipo de perfil.

Cabe mencionar de la problemática que existe en las turbinas de gas en las centrales térmicas, que es por el efecto de la velocidad y de impactos, producen grietas en los álabes en el caso del compresor de flujo axial.

Por estas razones, en esta investigación se centra en una metodología mediante cálculos aerodinámicos para el diseño de las filas de álabes rotores del compresor de flujo axial, para mejorar las condiciones de aprovechamiento energético en las centrales térmicas de hasta 100 MW, la cual se pretende conseguir un mejor rendimiento del mismo y en especial un diseño óptimo que tolere originar elevadas relaciones de presión para el aprovechamiento del desarrollo de generación de energía.

1.2 Formulación del problema.

¿Cuáles deben ser los parámetros de esta metodología para el dimensionamiento de álabes móviles mediante el análisis aerodinámico en el caso de un compresor axial de una turbina a gas de hasta 100 MW para una central térmica?

1.3 Hipótesis.

No aplica.

1.4 Objetivos.

Objetivo general.

Determinar los parámetros geométricos de los álabes móviles de un compresor de flujo axial para una turbina a gas de hasta 100 MW.

Objetivos específicos.

- Diseño del algoritmo para el cálculo según el método para el dimensionamiento del álabe de compresor de flujo axial para la potencia de 100 MW.
- Realizar un dimensionamiento preliminar del álabe de compresor de flujo axial para la potencia de 100 MW.
- Optar por un perfil aerodinámico del álabe la cual asegure el trabajo con pérdidas mínimas.
- Comprobar la funcionalidad del diseño de álabes mediante la simulación del comportamiento de las máximas tensiones y temperaturas que el flujo de gas desarrolla en el compresor axial.

1.5 Teorías relacionadas al tema.

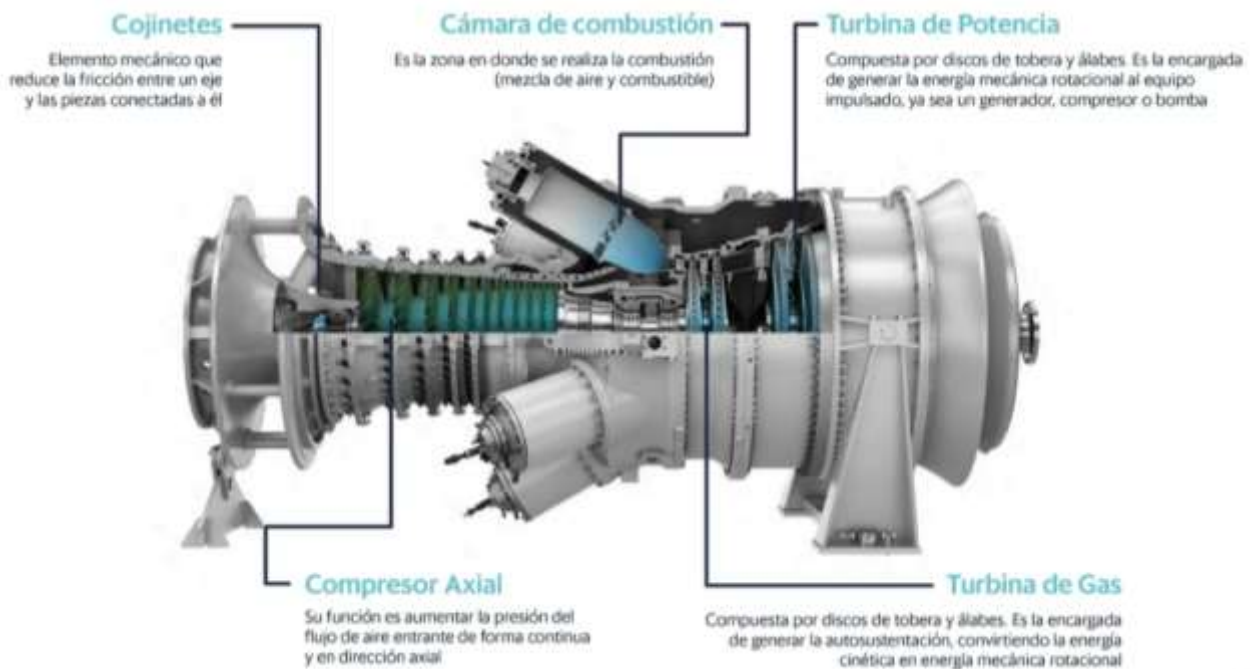
Central térmica

Una central térmica es un establecimiento utilizado para generar energía eléctrica desde la energía liberada en manera de calor, generalmente a través de la quema de combustibles fósiles a manera de carbón, gas natural (*mediante turbinas a gas*) o petróleo. Este calor es usado durante un ciclo termodinámico a fin de impulsar un alternador/motor eléctrico y así originar electricidad. [14]

Turbinas a gas

Las turbinas a gas de tipo industrial son turbinas de gas de rango medio (poco más pequeño) y suelen tener una potencia de entre 5 y 15 MW. Actualmente, las turbinas a gas son de ciclo combinado y sus rangos de potencias son a >50 MW (la cual pueden llegar hasta 500 MW). Estas cifras son semejantes en diseño a las enormes turbinas a gas de servicio pesado; su carcasa es de más grosor que la carcasa aeroderivada (son robustas, compactas, mantienen una elevada relación potencia/peso, y son ligeras de manipular), pero más delgada que las turbinas de gas industriales. Por lo general, son diseños de eje dividido que son eficientes en operaciones de carga parcial. La eficiencia se logra dejando que la parte del gasificador (la sección que origina el gas caliente) opere con la máxima eficiencia pese a que la turbina de potencia opera en un amplio rango de velocidades. El compresor suele ser un compresor axial subsónico de 10-16 etapas, que trabaja una relación de presión de aproximadamente 5:1 - 15:1. La mayoría de los diseños estadounidenses utilizan cámaras de combustión de tipo anular (alrededor de 5 a 10 cámaras de combustión montadas en un anillo circular) o de tipo anular. La mayoría de los diseños europeos utilizan cámaras de combustión laterales y tienen temperaturas de entrada de turbina más bajas en comparación con sus homólogos estadounidenses. La siguiente figura demuestra una turbina a gas de tipo industrial. [15]

Figura 1: Una turbina a gas industrial de tamaño mediano.



Fuente: [16]

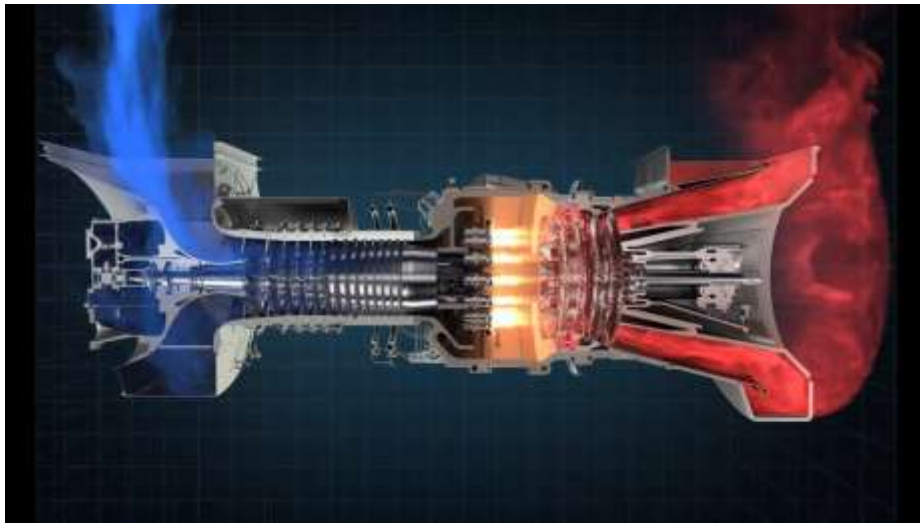
Funcionamiento de una turbina a gas en un central térmica.

Según [17] el funcionamiento de todo este sistema es cuando el aire ambiental ingresa a la turbina de gas en la entrada del compresor. A medida que el aire pasa por las etapas secuenciales de compresión (filas alternas de superficies aerodinámicas estáticas conocidas como paletas o estatores de compresor y superficies aerodinámicas giratorias conocidas como palas de compresor), tanto la presión como la temperatura aumentan a medida que se trabaja para disminuir el volumen del aire. El aire comprimido se traslada ahora a la sección de combustión donde el aire se calienta aún más con la introducción y quema de combustible. En la cámara de combustión hay un incremento de volumen, pero la presión permanece relativamente constante. El gas originado durante la combustión se expande a través de la sección de la turbina (la turbina es similar al compresor en el sentido de que consta de filas alternas de álabes estáticos y álabes giratorios). El gas en expansión realiza un trabajo ya que hace que giren las palas de la turbina.

Esta rotación impulsa el compresor y un generador externo. Finalmente, el gas quemado sale de la turbina a través del conducto de escape.

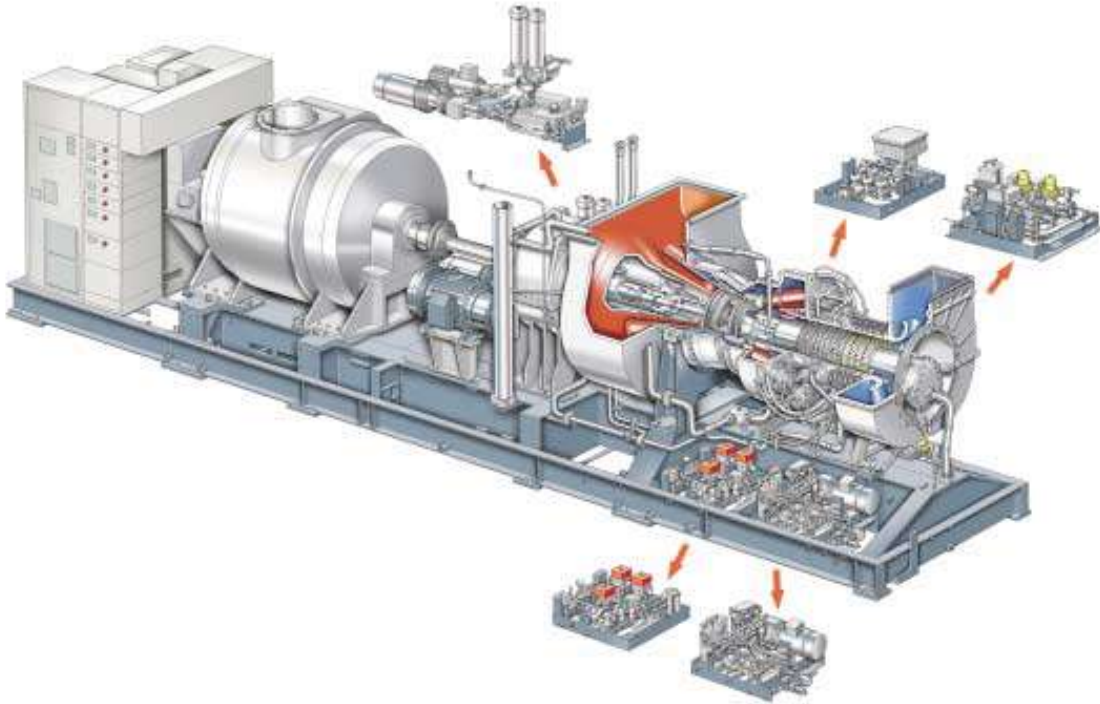
En la siguiente figura 2 se presenta la turbina a gas industrial de un solo eje Siemens SGT-200-1S (anteriormente conocida como Tornado de un solo eje), es una unidad probada para todas las aplicaciones de cogeneración y generación de energía eléctrica. Ofrece alta eficiencia y confiabilidad y funciona con una amplia gama de combustibles gaseosos y líquidos. Está disponible con un sistema de combustión seco de bajas emisiones (DEL, Dry Low Emissions), que proporciona niveles extremadamente bajos de NOx (dióxido de nitrógeno) con combustibles gaseosos y líquidos y una capacidad total de combustible dual. [18]

Figura 2: *Funcionamiento de la turbina a gas.*



Fuente: [15]

Figura 3: *Turbina de gas industrial SGT-200*

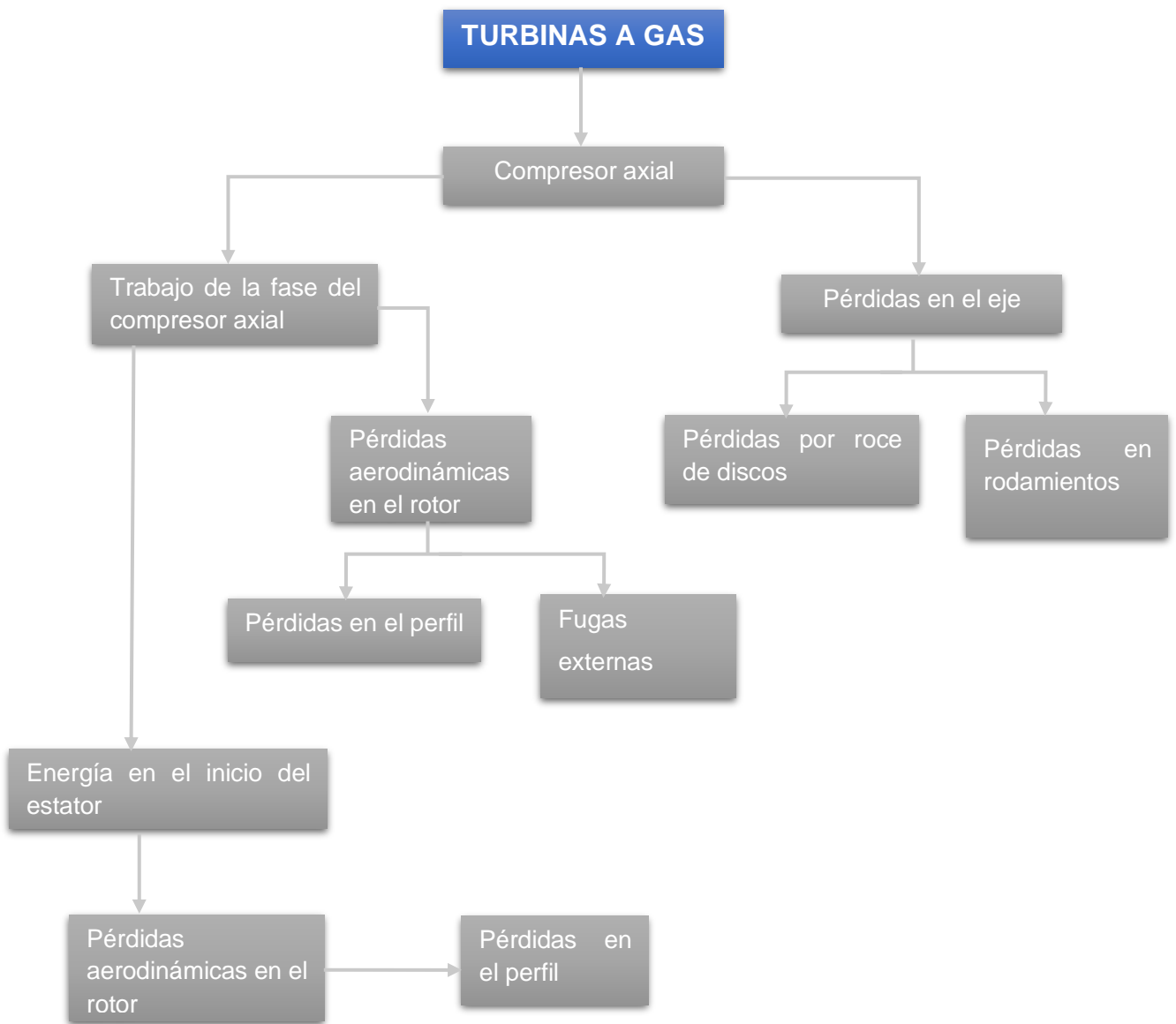


Fuente: [19].

Esta turbina a gas presentada en la figura 3, es la unidad ideal para la generación de energía industrial, particularmente en cogeneración o combinación de calor y energía. Pueden lograr eficiencias térmicas de hasta el 95%. En la actualidad, está disponible como una planta de energía compacta ensamblada en fábrica para aplicaciones de generación de energía industrial y de servicios públicos. [19]

A continuación, se presenta un diagrama del flujo de energía en que se encamina la estructura de pérdida de energía pertinente suministrada al eje de las turbinas a gas [13] :

Figura 4: *Diagrama de flujo de trabajo del compresor axial.*

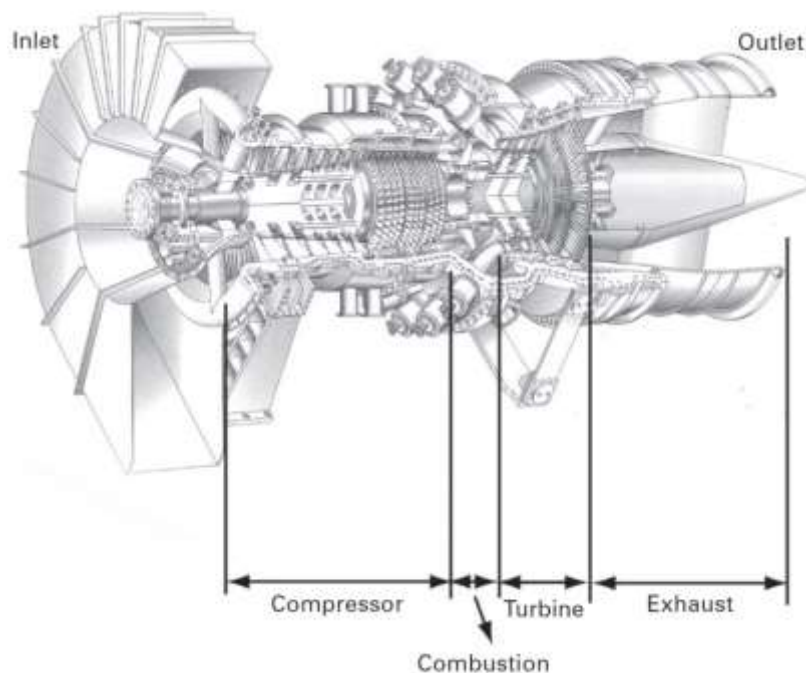


Fuente: [13]

Componentes de la Turbina de Gas en una central térmica

Según [17] la turbina de gas tiene tres secciones principales, a saber, el compresor, la turbina y la cámara de combustión (aunque, desde la perspectiva de los materiales, los otros grupos de componentes principales, rotor, carcasa y auxiliares, también son de interés). Las secciones del compresor, combustor y turbina se destacan en la Fig. 5.

Figura 5: Vista esquemática en corte de una turbina de gas industrial.



Fuente: [17]

Compresor

El compresor otorga un elevado volumen de aire y causa una alta presión, porque en el momento que se calienta y quema por medio del área de la turbina, genera una potencia de salida solicitada por el procedimiento (conducción de generador, accionamiento mecánico, etc.). Sin embargo, este compresor su rendimiento se demuestra en general a manera de relación de presión contra el flujo del fluido. (Dato importante; aunque es preciso emplear en vez de la relación de presión, la compresibilidad, la temperatura, la relación de calor específico del

fluido, el peso molecular y el flujo de aire, completamente a velocidad constante). [6]

Actualmente estos compresores se usan 2 tipos, el compresor centrífugo y el axial. El compresor axial se emplea ante todo en servicios de potencia alta y media, a diferencia del compresor centrífugo se aplica en suministros de potencia baja. [6]

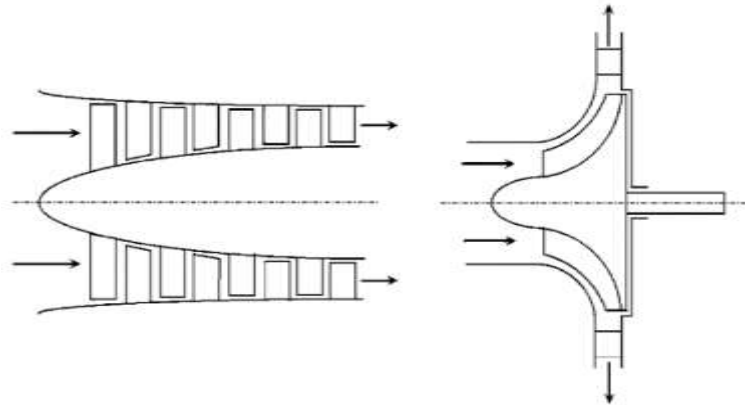
Con respecto al compresor axial sobre el compresor centrífugo tienen las siguientes ventajas: [20]

- Área frontal muy corta con el objetivo de precisar una masa de flujo.
- Caudales máxicos mucho mayores que los observados en los compresores axiales actuales para motores turbofan de alta relación de derivación. En estos casos, los caudales máxicos pueden alcanzar los 1000 kg / s, mientras que los compresores centrífugos tienen caudales máxicos inferiores a 100 kg / s.
- Se permite emplear investigación experimental en cascada en los compresores en desarrollo.
- Eficiencia muy alta en una verdadera cantidad con elevadas relaciones de presión.

Por otro lado, el compresor centrífugo sobre el compresor axial tiene las siguientes ventajas: [20]

- Relaciones de presiones muy altas por etapa.
- Robustez y sencillez en la integridad mecánica.
- Menor descenso en su actividad por la adhesión de polvo en los álabes.
- Longitudes muy disminuidas para una misma relación de presión total de etapas.
- La descarga de aire o dirección del flujo se muestra adecuado para la instauración de un intercambiador de calor o enfriador interno.
- La dirección del flujo del aire de descarga es oportuna para la instalación de un intercooler y / o intercambiador de calor en turbinas de gas.

Figura 6 : *Compresor de flujo axial y compresor de flujo centrífugo.*



Fuente: [20]

Compresor axial

Un compresor de flujo axial, es cuando ingresa el gas o el aire longitudinalmente sobre todo el eje del compresor por intermedio de una cadena de álabes giratorias y fijas. Así, la velocidad del aire se eleva progresivamente a la vez que los álabes fijos transforman la energía cinética en forma de presión. Generalmente, en el compresor se incluye un tambor de compensación para lograr resistir el empuje axial. Habitualmente, los compresores axiales son más ligeros y pequeños que los centrífugos semejantes, y acostumbran a desempeñarse a velocidades más elevadas. Este tipo de compresores se emplean para flujos constantes y de un elevado caudal volumétrico a una presión aproximadamente conservador, por ejemplo, en sistemas de ventilación. Por su alta velocidad de rotación, permanecen exactamente unidas a las turbinas a gas a fin de *generar energía eléctrica* y propulsar aeronaves. [1]

Consideraciones básicas de la termodinámica del compresor axial

- **4 leyes fundamentales de los motores a reacción o turbinas a gas.**
[21]

Primera ley de la termodinámica o llamado ley de conservación de energía, realiza el cambio de energía interna del sistema sea igual a la diferencia del calor añadido al sistema y el trabajo efectuado por el sistema. $\Delta U=Q-W$

Segunda ley de la termodinámica (entropía, ds), es la ley natural que se asemeja que las diferencias de un sistema y a sus alrededores tienden a igualarse. Tiene una gran importancia en relación con las pérdidas por transferencia de calor con el motor.

Segunda ley de Newton o ley de movimiento, cuando el cambio de movimiento de una partícula de gas es proporcional a la fuerza que ejecuta sobre ella, y se origina en la dirección de la línea neta en la que actúa dicha fuerza. $F=m*a$

Conservación de la masa, en una reacción química ordinaria donde el flujo másico del compresor se mantiene constante, es decir, el flujo másico utilizado de los reactivos es igual a la densidad, velocidad y área obtenida de los productos. $m \dot{=} \rho * V * A$

- Ley de gases ideales o Ecuación de estado

Es la que relata las propiedades características del gas como la densidad (ρ), presión (P) y temperatura estática (T).

$$P = \rho * R * T \quad \text{Ec. 1}$$

Donde R es la constante específica del gas.

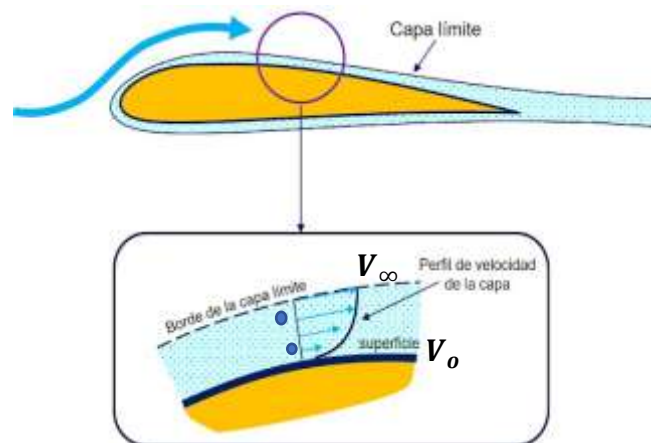
Los gases se rigen por 3 principios, en el caso de sus moléculas tienen una energía: traslacional, rotacional y vibracional.

Según [21], de la figura 7, se sabe que las fuerzas conocidas de los gases son débiles, por ello los gases se rigen por algo que se llama la transferencia de momento, que es simplemente la transmisión de energía de una capa a otra capa límite (campos de velocidades). La molécula más cercana a la superficie, teóricamente su velocidad es cero ($v_0 = 0$). Seguido he infinitamente o es decir la capa superior de la zona no viscosa es infinito ($v_\infty = \infty$). Por lo tanto; los gases, sus moléculas están dadas por el principio de transferencia de momento, la cual es

fundamental en términos de viscosidad cinemática y en términos de comportamiento de fluido.

Considerando, entonces, estos principios se asemejan siempre y cuando exista el aumento de temperatura de las moléculas del gas, después de ello, termodinámicamente el gas va a aumentar, las moléculas serán más expuestas a ese intercambio de energía por el cual se van a mover mucho más rápido.

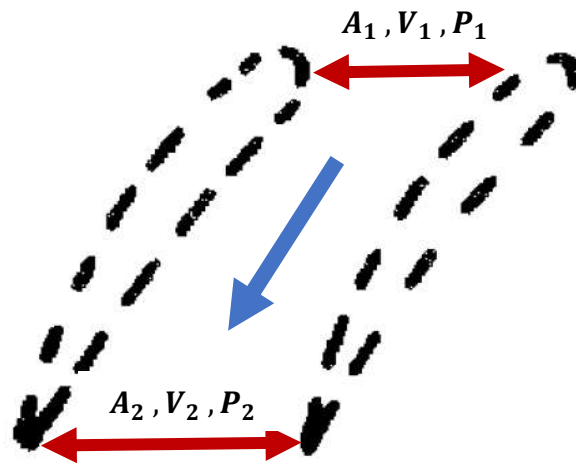
Figura 7: La energía de la capa límite.



Fuente: [22]

Otro aspecto importante, [21] refiere, el proceso de difusión, es el comportamiento del fluido a medida que pasa a través de la garganta de la fila de álabes rotores y estatores. Y a través de este proceso de difusión, se rigen de 2 condiciones, incrementar el área transversal al final y la desaceleración del fluido. Esto quiere decir que, cuando $A_1 < A_2$; $V_1 > V_2$; $P_1 < P_2$; se está transformando energía cinética en energía potencial, en este caso, en forma de aumento de presión estática en c/etapa, esto con el objetivo de minimizar etapas de compresor y por ende la longitud y peso de la turbina.

Figura 8: *Proceso de difusión.*

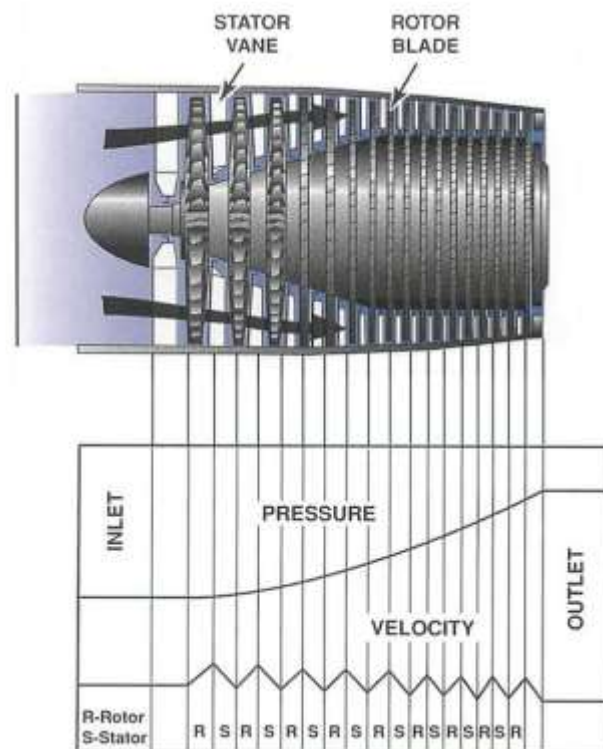


Fuente: [20]

Nomenclatura de conjunto de álabes rotores y estatores de los compresores de flujo axial.

Un compresor axial típico es representado en la figura 9, la cual tiene una serie de palas de rotor giratorias seguidas de un conjunto de palas de "estator" estacionario que son concéntricas con el eje de rotación. Las paletas / álabes del compresor tienen una sección relativamente plana. Cada par de rotores y estatores se denomina etapa. Las palas del estator son necesarias para garantizar una eficiencia razonable; sin ellos, el gas giraría con las palas del rotor dando como resultado una gran caída en la eficiencia. El compresor axial comprime el fluido de trabajo (aquí solo se tratará el aire) acelerando primero el aire y luego difundiéndolo para obtener un aumento de la presión estática. El aire se acelera en el rotor y luego se difunde en el estator. Esto se muestra en la siguiente figura, donde la velocidad absoluta aumenta en el rotor y disminuye en el difusor. Para las etapas sucesivas, se obtiene un patrón de dientes de sierra para la velocidad, mientras que la presión estática se incrementa continuamente en las filas de rotor y estator de todas las etapas. [20]

Figura 9: Disposición de un compresor de flujo axial.



Fuente: [20]

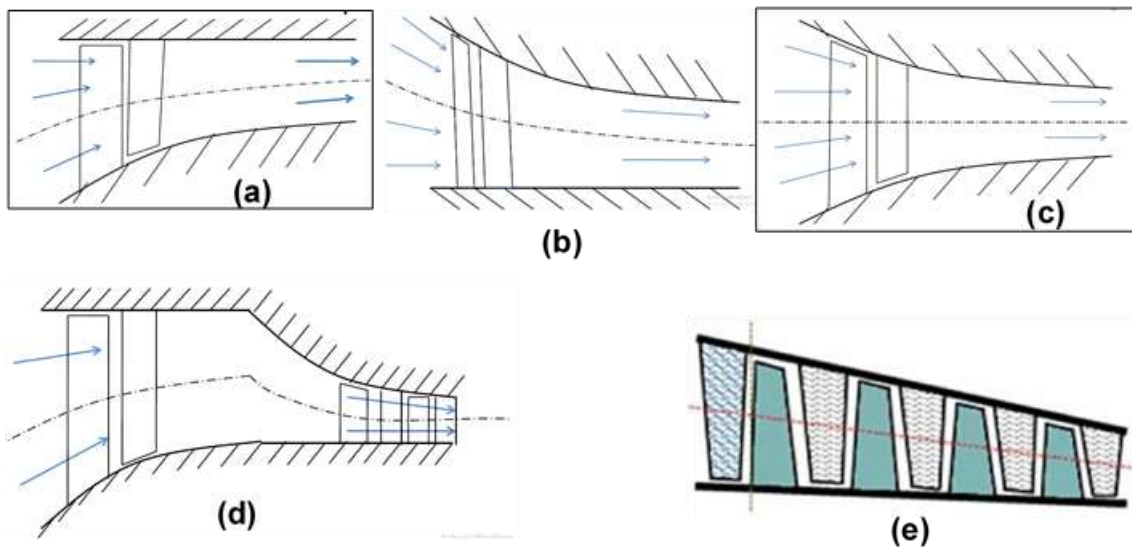
Se sabe que, el compresor se compone de una serie de etapas, para que el flujo sea procesado y enviado hacia atrás, dentro del motor. Ahora este requisito aerodinámico fundamental nace de la ecuación de continuidad. Porque requiere que su seguimiento de flujo sea más y más estrecho a medida que pasa por las siguientes etapas del compresor. Por lo tanto, ingresa el flujo en el compresor y, a medida que se comprime, requiere cada vez menos área y como resultado. Se necesita mucho menos espacio en las últimas etapas que en la entrada.

Es por eso, que el compresor de flujo axial debe descomponerse o dividirse en las etapas que le correspondan a dicho diseño, para que luego de este proceso, se pueda crear la pista de flujo, la cual existen diferentes formas denotadas a continuación.

Formas de pista de flujo en un compresor multietapa.

Entonces estas formas de pista de flujo, deciden el cambio paso a paso en el que aumenta la densidad, la presión, la temperatura y ahora, paso a paso, el cambio en la densidad en realidad proporciona las áreas de flujo requeridas en varias estaciones o etapas. [23]

Figura 10: Formas de pista de flujo de compresor axial.



Fuente: [23]

a. Pista de flujo de diámetro de punta constante.

Normalmente, de esta forma todos los compresores de etapas múltiples tienen etapas iniciales de alta relación de presión y las relaciones de presión son mucho más bajas en las etapas posteriores (es el que con más frecuencia se utiliza en la práctica, resultando más conveniente).

b. Pista de flujo de diámetro de cubo constante.

Normalmente se utiliza una alta relación de presión en las etapas intermedias de un compresor de etapas múltiples, por lo que el diámetro del cubo se mantiene constante y como resultado, la U media, se puede ver que, está disminuyendo continuamente a través de las etapas. Así que las etapas tendrían cada vez menos entrada de trabajo a medida que avanza hacia las etapas traseras.

Así que se tiene una alta entrada de trabajo en la primera etapa y luego la correspondiente entrada de trabajo cada vez menor a través de las etapas del diseño.

c. Pista de flujo de diámetro medio constante.

Esta forma, es la que el diámetro medio de la pista de flujo se mantiene constante, lo que por supuesto significa que la U media (velocidad media) de las palas de los rotores de varias etapas se mantiene constante a lo largo de todas las etapas. Así que el trabajo medio realizado o el trabajo promedio de todas las etapas, el trabajo efectuado por unidad de flujo másico de todas las etapas permanece constante. Este tipo de forma se adapta a motores de tamaño mediano con un solo carrete.

d. Pista de flujo combinada: Diámetro constante de la punta y el cubo.

Esta combinación es, por supuesto, la elección de los diseñadores modernos, donde en las etapas iniciales el diámetro del cubo disminuye muy rápido y en las últimas etapas posteriores, el diámetro de la punta disminuye y como resultado, sus últimas etapas los tamaños de los álabes no son muy pequeños.

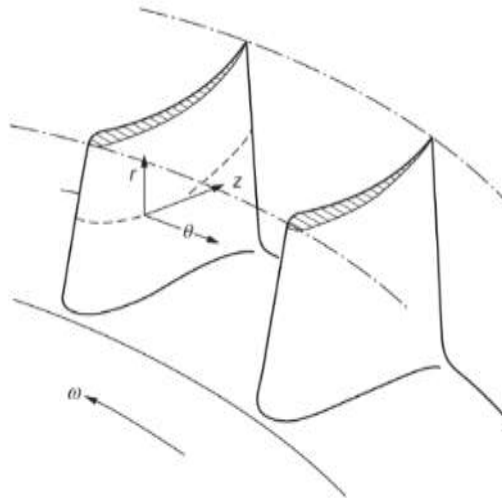
e. Pista de flujo: compresor descendente.

El diámetro de la línea media desciende en el sentido del flujo. Esta forma de pista de flujo admite lograr grandes rendimientos y valores altos de la relación de compresión, a lo largo de compresor.

Sistema de coordenadas del compresor axial

Como ocurre con otros tipos de maquinaria rotativa, el compresor axial se puede describir como un sistema de coordenadas cilíndrico. El eje z está a lo largo del eje de rotación, que se encuentra a lo largo de la longitud de funcionamiento del eje del compresor; el radio (r) mide hacia afuera desde el eje; y el ángulo de rotación θ es el ángulo girado por las cuchillas como se denota en la figura siguiente. [24]

Figura 11: Sistema de coordenadas para compresor de flujo axial.



Fuente: [24]

Nomenclatura de cascada de álabes rotores del compresor axial

Según [24] define que los álabes aerodinámicos son curvas, convexas en un lado y cóncavas en el otro. El lado cóncavo se llama lado de presión de la hoja y el lado convexo se llama lado de succión de la hoja.

El perfil del álabe rotor se comprende como una línea de curvatura sobre la cual se sobrepone simétricamente una distribución de espesores. Los vínculos de perfiles más usados son la serie British C y las series NACA 65. En la ilustración siguiente demuestra la sección transversal de una serie de álabes de compresor de flujo axial, denominada como cascada de álabes, con la nomenclatura en que la especifican:

DONDE:

$\alpha_1 = \angle$ de entrada del flujo

$k_1 = \angle$ de entrada del álabe

$\beta_1 = \angle$ de salida

$k_2 = \angle$ de salida

$\xi = \angle$ calado

$\delta = \angle$ desviación

$i = \angle$ de incidencia

$\theta = \angle$ curvatura

$b =$ distancia axial de cuerda

$s =$ espaciamiento de álabes

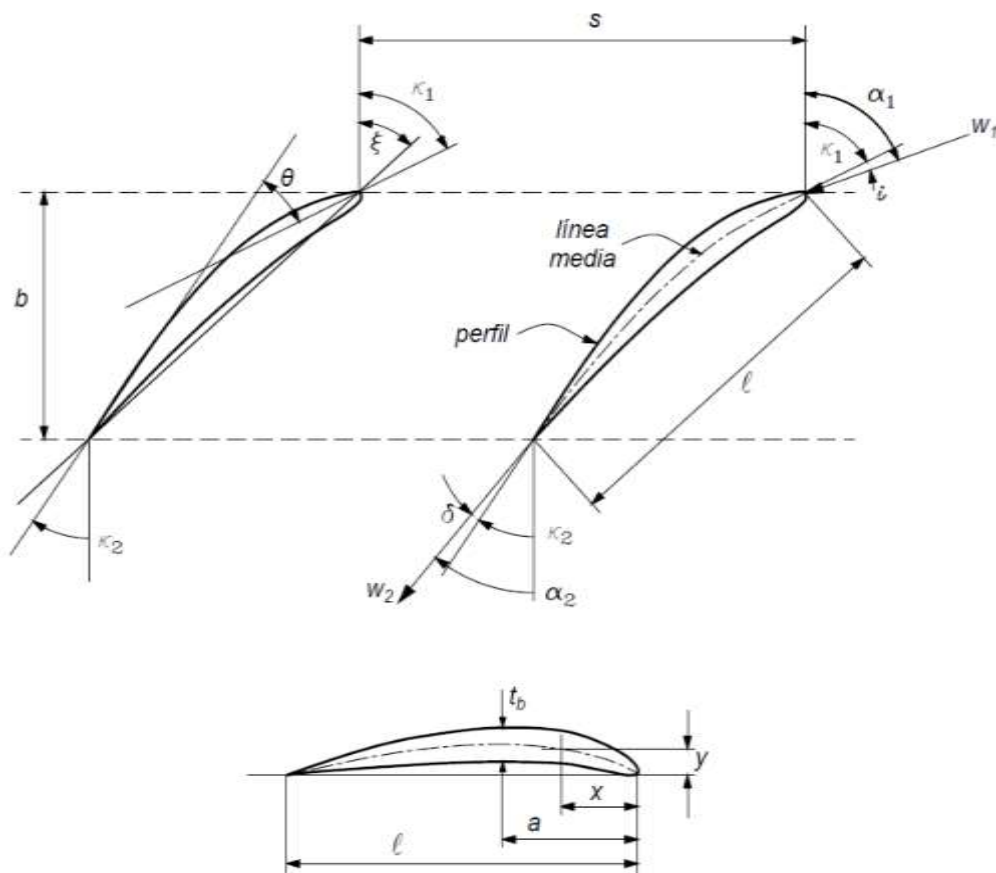
$\ell =$ distancia de cuerda

$w_1 =$ velocidad relativa de entrada de flujo

$w_2 =$ velocidad relativa de salida

$t_b =$ espesor del álabe

Figura 12: Nomenclatura de cascada de álabes.



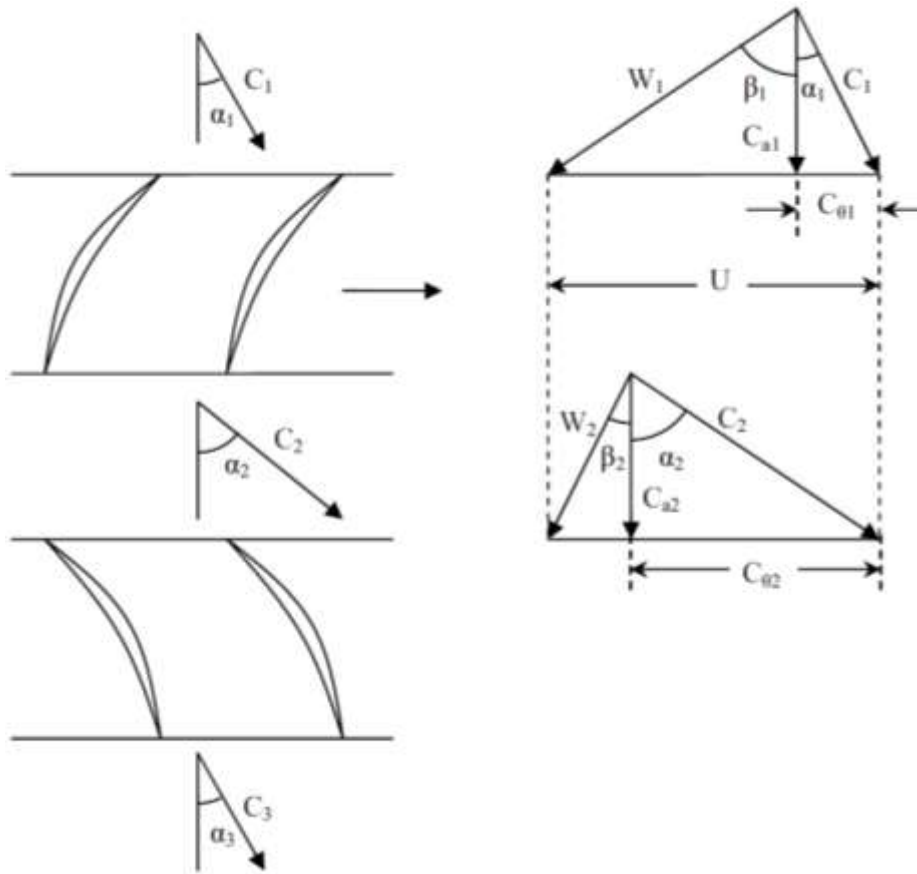
Fuente: [25]

Triángulo de velocidades.

Como se mencionó antes, el compresor axial actúa según el principio de poner trabajo en el aire entrante mediante aceleración y difusión. Ante todo, se va explicar de manera breve el funcionamiento de este sistema mediante el triángulo de velocidades que realizan los álabes del rotor como del estator, en la figura 13.

El aire ingresa al álabe móvil o rotor a una velocidad absoluta c_1 y un ángulo (α) α_1 conforme se presenta en la imagen, que se combina de manera vectorial con la velocidad tangencial del álabe (U) para originar la velocidad relativa resultante en un α α_2 . Al aire que fluye a través de los pasos formados por los álabes del rotor se le da una velocidad relativa c_2 en un α α_2 . Asimismo, que el trabajo es llevado a cabo por el aire en los álabes móviles, siendo que la velocidad c_1 es menor que c_2 . De la misma forma, la velocidad tangencial de los álabes móviles produce una velocidad relativa w_1 con un α β_1 . A la vez, trae consigo la velocidad relativa w_2 con un α β_2 en el flujo de salida del álabe móvil (rotor). Teniendo en cuenta que w_2 es menor que w_1 , como resultado de un incremento en el ancho del paso una vez que las palas se vuelven más delgadas hacia los bordes posteriores. Por esta razón, se producirá cierta difusión en la sección del rotor del escenario. Luego, el aire transita por medio del estator, donde se gira en ángulo para que el aire se dirija al rotor de la próxima etapa con un ángulo de incidencia mínimo. El aire que ingresa al rotor tiene una componente axial a una velocidad de salida absoluta c_3 con un α α_3 . Se concluye que, para las etapas normales en el compresor, las velocidades absolutas en la entrada y salida de la fase son idénticos, del mismo modo los α de entrada y salida de la etapa ($c_2 = c_2$ y $\alpha_3 = \alpha_1$). [24]

Figura 13: Triángulos de velocidad para una fase del compresor de flujo axial.

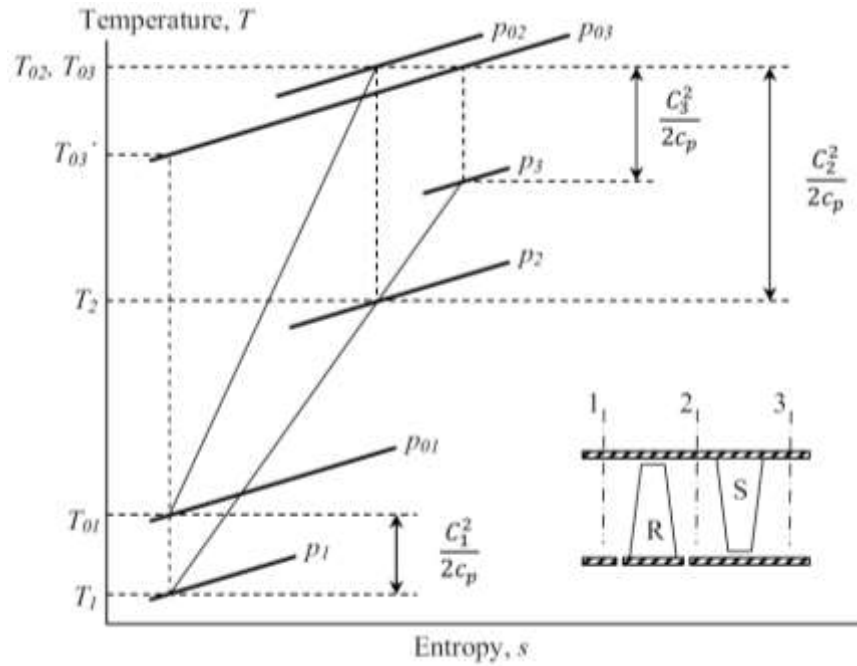


Fuente: [26]

Diagrama Entalpía-Entropía

En la siguiente figura muestra los parámetros de presión estática y total, al igual los valores de temperatura, entalpía y densidad, en diversos posicionamientos.

Figura 14: Etapa del compresor y diagrama T-s.



Fuente: [25]

Por lo que el proceso adiabático de compresión interpretado por la curva 1 – 2 – 3. Las cuales en la serie de álabes de estatores y rotores suceden una pérdida de presión total y un aumento de entropía.

Sin embargo, para la serie de álabes móviles sus fórmulas de pérdida de presión total y entalpía están dadas de la siguiente manera:

$$Y_R = \frac{p_{01rel} - p_{02rel}}{p_{01rel} - p_1} = \frac{(\Delta p_0)_R}{\frac{1}{2}\rho w_1^2} \quad \text{Ec. 1}$$

$$\xi_R = \frac{h_2 - h_{2s}}{\frac{1}{2}w_1^2} = \frac{2 C_p(T_2 - T_{2s})}{w_1^2} \quad \text{Ec. 2}$$

Por consiguiente, para en la serie de los álabes estatores sus fórmulas de pérdida de presión total y entalpía están definidas por:

$$Y_S = \frac{p_{02} - p_{03}}{p_{02} - p_2} = \frac{(\Delta p_0)_S}{\frac{1}{2}\rho c_2^2} \quad \text{Ec. 3}$$

$$\xi_S = \frac{h_3 - h_{3s}}{\frac{1}{2}c_2^2} = \frac{2 C_p(T_3 - T_{3s})}{c_2^2} \quad \text{Ec. 4}$$

Por lo tanto, se puede calcular la eficiencia total de la etapa o ciclo del compresor de flujo axial usando las ecuaciones 1 y 3 de los coeficientes de pérdida, $Y_{R,\text{rotor}}$ e $Y_{S,\text{estator}}$, como también el factor de expansión isentrópica (llamado también los calores específicos del fluido de trabajo). De la cual se puede escribir como:

$$n_{tt} \cong 1 - \frac{(\gamma-1)}{\gamma} \frac{\left[Y_R \left(1 - \frac{p_1}{p_{01rel}} \right) + Y_S \left(1 - \frac{p_2}{p_{02}} \right) \right]}{1 - \frac{T_{01}}{T_{03}}} \quad \text{Ec. 5}$$

Ecuaciones generales para el diseño de compresores axiales

- **Coficiente o factor de carga.**

El factor de carga o de presión ψ de un escalonamiento, señalado al extremo del álabe, se destaca la capacidad de trabajo real por unidad velocidad rotacional del álabe; se define como:

$$\psi = \frac{w_a}{U^2} \quad \text{Ec. 6}$$

Por lo tanto, mediante la ecuación anterior se puede expresar mediante la figura de triangulo de velocidades, y se puede expresar de la siguiente manera:

$$\psi = \frac{h_{03} - h_{01}}{U^2} = \frac{\Delta c_\theta}{U} = \frac{c_{\theta 2} - c_{\theta 1}}{U} = \phi (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) \quad \text{Ec. 7}$$

- **Coficiente de flujo.**

De la ecuación anterior, muestra que, para una carga de etapa fija, a medida que incrementa el coeficiente de flujo, se reduce el giro de flujo requerido. Por tanto, se encuentra que la difusión a través de los álabes se reduce a medida que aumenta el coeficiente de flujo. Igualmente, para un nivel fijo de difusión, la carga de la etapa puede aumentar a medida que aumenta el coeficiente de flujo. Esto sugiere que un coeficiente de flujo alto es beneficioso.

Sin embargo, el coeficiente de flujo se determina entre la relación de la velocidad axial del flujo y la velocidad rotacional:

$$\phi = \frac{c_a}{U} \quad \text{Ec. 8}$$

- **Grado de reacción.**

El grado de reacción de una etapa de compresor tiene varias definiciones. Para un flujo incompresible (dado que su densidad continúa siendo constante a lo largo del flujo, es decir que el agua es incompresible), el grado de reacción se define como la relación entre el aumento de la presión estática en el rotor y el incremento de la presión estática en la etapa:

$$R = \frac{p_2 - p_1}{p_3 - p_1} \quad \text{Ec. 9}$$

Por otro lado, para un flujo compresible (cuya densidad varía, sino de igual forma aquel que consiguen disminuir su volumen al adaptarles una presión, por ejemplo, el aire), el grado de reacción se determina según la relación entre el incremento de entalpía (o temperatura) estática en el rotor y el crecimiento de entalpía (o temperatura) en toda la etapa:

$$R = \frac{H_{rotor}}{H_{etapa}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \quad \text{Ec. 10}$$

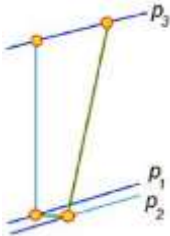
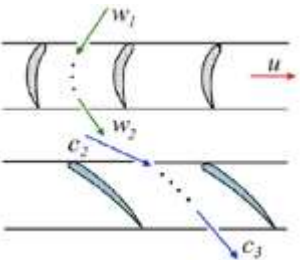
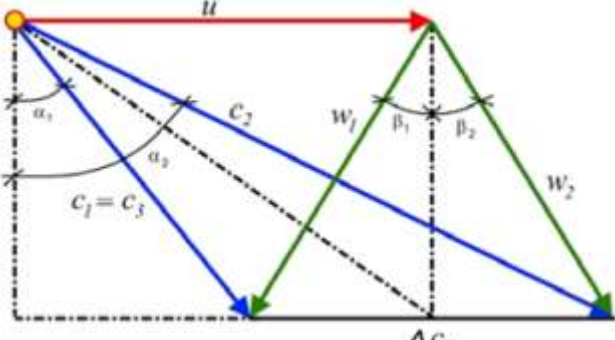
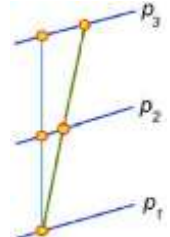
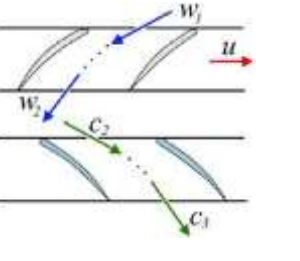
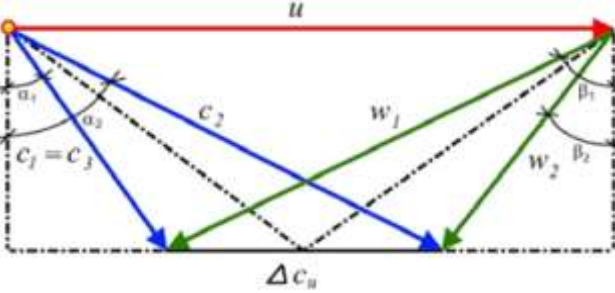
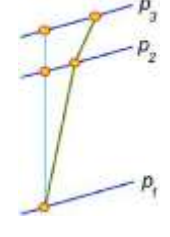
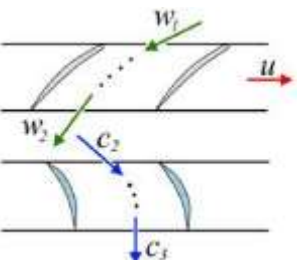
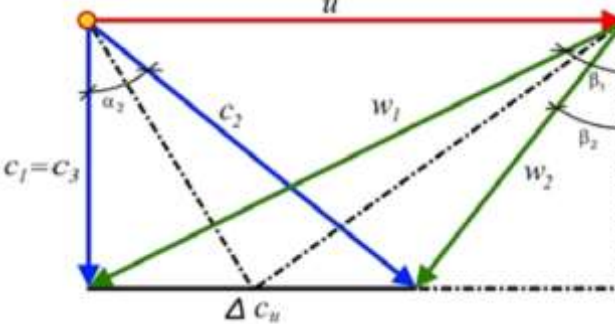
En la siguiente tabla, se presenta los diferentes tipos grados de reacción (GR) para compresores de flujo axial

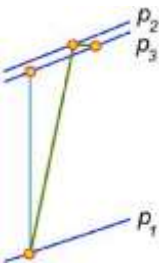
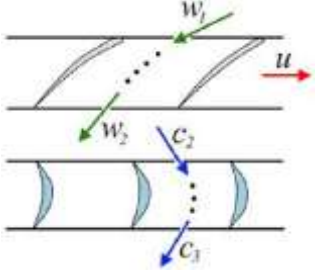
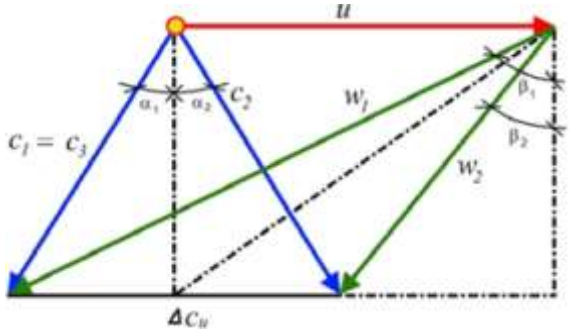
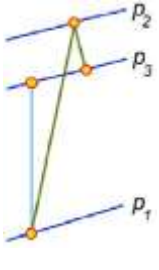
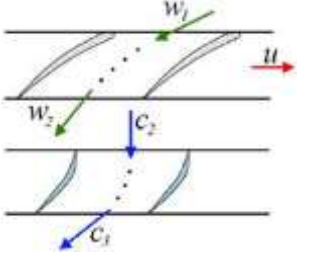
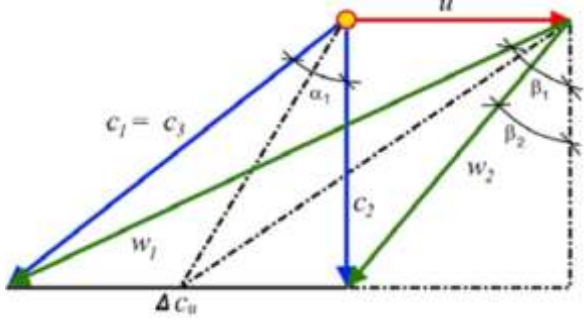
- **Relación de presión.**

Para una fase o ciclo del compresor de flujo axial, la relación de presión esta de la siguiente fórmula:

$$\pi_s = \frac{p_2}{p_1} \quad \text{Ec.}$$

Tabla 1: Tipos de Grado de Reacción (GR).

TIPO GR	DIAGRAMA h - s	DESCRIPCIÓN	FORMA DE ÁLABES	TRIÁNGULO DE VELOCIDADES
0		<p>En este caso el aumento de presión en la fase isoentrópica ocurre en el rotor. Sin embargo, con los álabes del estator actúan solo como paletas guía para desviar el gas. Este GR es usado en la aviación civil y/o comercial.</p>		
0.5		<p>Este tipo de GR va ser la elección para este diseño, porque se utiliza para aumentos de presión (por ejemplo, en turbinas a gas industriales) deseables para compresores que usan álabes NACA 65.</p>		
≈ 0.8		<p>Este GR sostiene un numeroso flujo proporcionado por la consecuencia de la fila rotora, de modo que esta forma de GR se exige poner una serie de aspas estatoras guía al inicio del compresor.</p>		

<p>1</p>		<p>En este tipo de GR es aerodinámicamente el equivalente a $GR=0$, como se muestra en las figuras, puesto que pertenece a un cambio de la fila de álabes rotores y estatores.</p>		
<p>≈ 1.2</p>		<p>En este suceso, como diseño multietapa, tiene la ventaja de la aceleración en la fila estatora, ya que, este rango, tiene como consecuencia de suavizar el flujo y facilitar las mejores condiciones posibles para el rotor. Aunque, tiene la desventaja de poseer una velocidad relativa (V_r) y $N.^{\circ}$ de Mach muy elevados, por lo cual, esto no es apropiado para la primera etapa del compresor.</p>		

Fuente: Propia

II MATERIALES Y MÉTODO.

2.1 Tipo y diseño de investigación.

La investigación es de tipo aplicada porque se toma en cuenta la realidad en que se encuentran los álabes rotores de las turbinas a gas, que debido a ello se va utilizar teorías ya aplicadas de análisis y simulaciones, para así tener conocimientos teóricos y después obtener parámetros para un diseño útil que son los álabes.

La presente investigación es de diseño cuantitativa porque se va adjuntar y analizar datos de distintas fuentes bibliográficas, para de esta manera obtener un procedimiento de análisis matemáticos para un diseño óptimo de álabes de este sistema.

2.2 Variables y Operacionalización.

Variables independientes.

Geometría del álabe rotor:

- Ángulo de entrada de flujo.
- Ángulo de salida de flujo.
- Ángulo de entrada del álabe.
- Ángulo de salida del álabe.

Termodinámica del compresor axial:

- Flujo másico.
- Relación de presión.
- Temperatura.
- Presión.

VARIABLES DEPENDIENTES.

Aerodinámica del compresor axial:

- Rendimiento politrópico.
- Factor de disminución de trabajo.
- Grado de reacción.
- Capacidad calorífica a presión constante.
- Coeficiente de carga.
- Coeficiente de flujo.

Operacionalización de la variable.

Tabla 2: *Variables Independientes*

VARIABLE INDEPENDIENTE	DIMENSIÓN	INDICADORES	SUB INDICADOR	ÍTEM	TÉCNICAS / INSTRUMENTOS
Termodinámica del compresor axial	Especificaciones de funcionamiento	Flujo másico	\dot{m}	kg/s	Análisis bibliográfico / Guía de análisis bibliográfico
		Relación de presión	π_s	Adimensional	Análisis bibliográfico / Guía de análisis bibliográfico
		Temperatura	T	°C , °K	Análisis bibliográfico / Guía de análisis bibliográfico
		Presión	P	Pa.	Análisis bibliográfico / Guía de análisis bibliográfico

Tabla 3: *Variables Dependientes.*

VARIABLE DEPENDIENTE	DIMENSIÓN	INDICADORES	SUB INDICADOR	ÍTEM	TÉCNICAS / INSTRUMENTOS
Aerodinámica del compresor	Rendimiento del compresor	Rendimiento politrópico	η_p	Adimensional	Análisis de datos bibliográficos / Guía de análisis bibliográfico
	Factores adimensionales de desempeño	Factor de disminución de trabajo	Ω	Adimensional	Análisis de datos bibliográficos / Guía de análisis bibliográfico
		Grado de reacción	R	Adimensional	Análisis de datos bibliográficos / Guía de análisis bibliográfico
		Capacidad calorífica a presión constante	C_p	J/kg.K	Análisis de datos bibliográficos / Guía de análisis bibliográfico
		Coefficiente de carga	ψ	Adimensional	Análisis de datos bibliográficos / Guía de análisis bibliográfico
		Coefficiente de flujo	ϕ	Adimensional	Análisis de datos bibliográficos / Guía de análisis bibliográfico
Geometría del álabe rotor	Parámetros geométricos	Ángulo de entrada de flujo	α_1	Grados	Observación / Guía de observación
		Ángulo de salida de flujo	β_1	Grados	Observación / Guía de observación
		Ángulo de entrada del álabe	k_1	Grados	Observación / Guía de observación
		Ángulo de salida del álabe	k_2	Grados	Observación / Guía de observación

Fuente: Propia.

2.3 Población de estudio, muestra, muestreo y criterios de selección.

No aplica.

2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.

Técnica

- Observación.

La observación es un procedimiento de interés, elección y anotación de información; la cual concede averiguar, de forma directa, el propósito de investigación para después especificar y detallar circunstancias acerca de la realidad estudiada. Por lo general esta actividad la utiliza el ser humano para estar con relación con fines científicos. [27]

Esta técnica permitió observar y conocer más de cerca la información necesaria del investigador, ya que para ello tuvo que recopilar datos para lograr entender y tener ideas más claras sobre el tema de investigación.

- Análisis bibliográfico.

El análisis bibliográfico se basa en la revisión de aquel material bibliográfico efectivo y auténtico con respecto al tema de investigación a estudiar. Además, podemos recopilar información ya existente sobre un tema o problema. Esto es uno de los principales pasos para realizar una investigación, como también comprende la recopilación de fuentes bibliográficas de información. [28]

En esta parte, se ha buscado artículos científicos y proyectos de investigación en los que se relacione en el tema de investigación a desarrollar, que es en buscar distintos parámetros y cálculos de entrada del compresor de flujo axial de una turbina a gas.

Instrumentos.

- Guía de observación.

La guía de observación son medios materiales que se utilizan para la recopilación y adquisición de datos e información de un acontecimiento o estudio de investigación señalando los aspectos que son relevantes. [29]

Este instrumento permitió averiguar y observar los hechos de los diferentes procedimientos de cálculos de presión y temperaturas, sobre el tema de investigación en artículos científicos de diseño de compresores axiales.

Validez.

La validez depende del grado de los datos conseguidos se ajustan o no a la realidad, de esta manera una variable actualmente represente lo que se supone que represente sin distorsión de los hechos. [30]

Confiabilidad.

La confiabilidad esta dada por la condición de adquirir resultados iguales, aplicando a que una variable tenga que ser el mismo valor cuando se tenga que medir varias veces. [29]

2.5 Procedimiento de análisis de datos.

Después de aplicar las técnicas e instrumento de recolección de datos, se continuó a analizar, ordenar y escoger la información necesaria de los parámetros para el cálculo y diseño de los álabes rotores del compresor de flujo axial mediante un algoritmo genérico para especificar la interpretación del tema de investigación a desarrollar, para luego proceder a la simulación sobre comportamiento de las máximas temperaturas que el flujo de gas desarrolla en el compresor axial.

2.6 Criterios éticos.

El proyecto de tesis va cumplir con principios que por condición fundamental son la raíz de los valores como la honestidad, responsabilidad, lealtad. Por ende, se tendrá en consideración los aspectos éticos de profesionalismo del Colegio de Ingenieros del Perú (CIP) y el código de ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán.

“CÓDIGO DE ÉTICA DEL COLEGIO DE INGENIEROS DEL PERÚ (CIP): APROBADO EN LA III SECCIÓN ORDINARIA DEL CONGRESO NACIONAL DE CONSEJOS DEPARTAMENTALES DEL PERIODO 1998 – 1999 EN LA CIUDAD DE TACNA 22, 23 Y 24 DE ABRIL 1999”. [31]

Art.2.- En este artículo los ingenieros deben promover y salvaguardar con mucha firmeza la dignidad y honor de su profesión, para que luego la reputación de cada uno se forme y conlleve un íntegro sentido de respeto y calidad, para posteriormente servir y apoyar honestamente al público y/o distintas instituciones académicas.

Art. 12. – Los ingenieros opinarán asuntos de ingeniería siempre y cuando estén basados en un orden secuencial de análisis y entendimiento del suceso.

“CÓDIGO DE ÉTICA DE INVESTIGACIÓN DE LA UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN (USS), RATIFICADO POR ACUERDO DE CONSEJO UNIVERSITARIO CON RESOLUCIÓN DE DIRECTORIO N° 015-2022/PD-USS”. [32]

Art. 1º: Finalidad

El artículo abarca con el salvaguardar los derechos, la salud, la vida, la intimidad, la lealtad y el bienestar de la persona que intervienen en un trabajo de investigación Científica, Tecnológica e innovación, abarcándose a las normas éticas amparadas por las normativas internacionales y nacionales.

Art. 2º: Objetivo

El artículo considera la objetividad de detallar las normas éticas la cual se enfocan al trabajo de investigación y su gestión, por los docentes, las autoridades, estudiantes investigadores y egresados de la USS.

Art. 3º: Alcance

El vigente código de ética de investigación es de carácter fundamental para todas las autoridades académicas, administrativas, estudiantes y egresados de la Universidad Señor de Sipán S.A.C.

Art. 5º: Reglas fundamentales que dirigen la labor investigadora:

- a) Autorización de información de artículos de investigación.
- b) Prudencia en la selección de informes de investigación.
- c) Se consideró las reglas éticas contempladas por la sociedad científica.
- d) Manejo de criterios de rigor científico (en la nota 2.6.1 he considerado los siguientes criterios para el siguiente informe de tesis).

Art. 6º: Reglas específicas para el investigador:

- a) Considerar la legalidad intelectual de los autores.
- b) Tomar en cuenta referencias que se acontezcan en la investigación.
- c) Las averiguaciones conseguidas serán indispensables para la determinación de los objetivos de estudio.

III RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

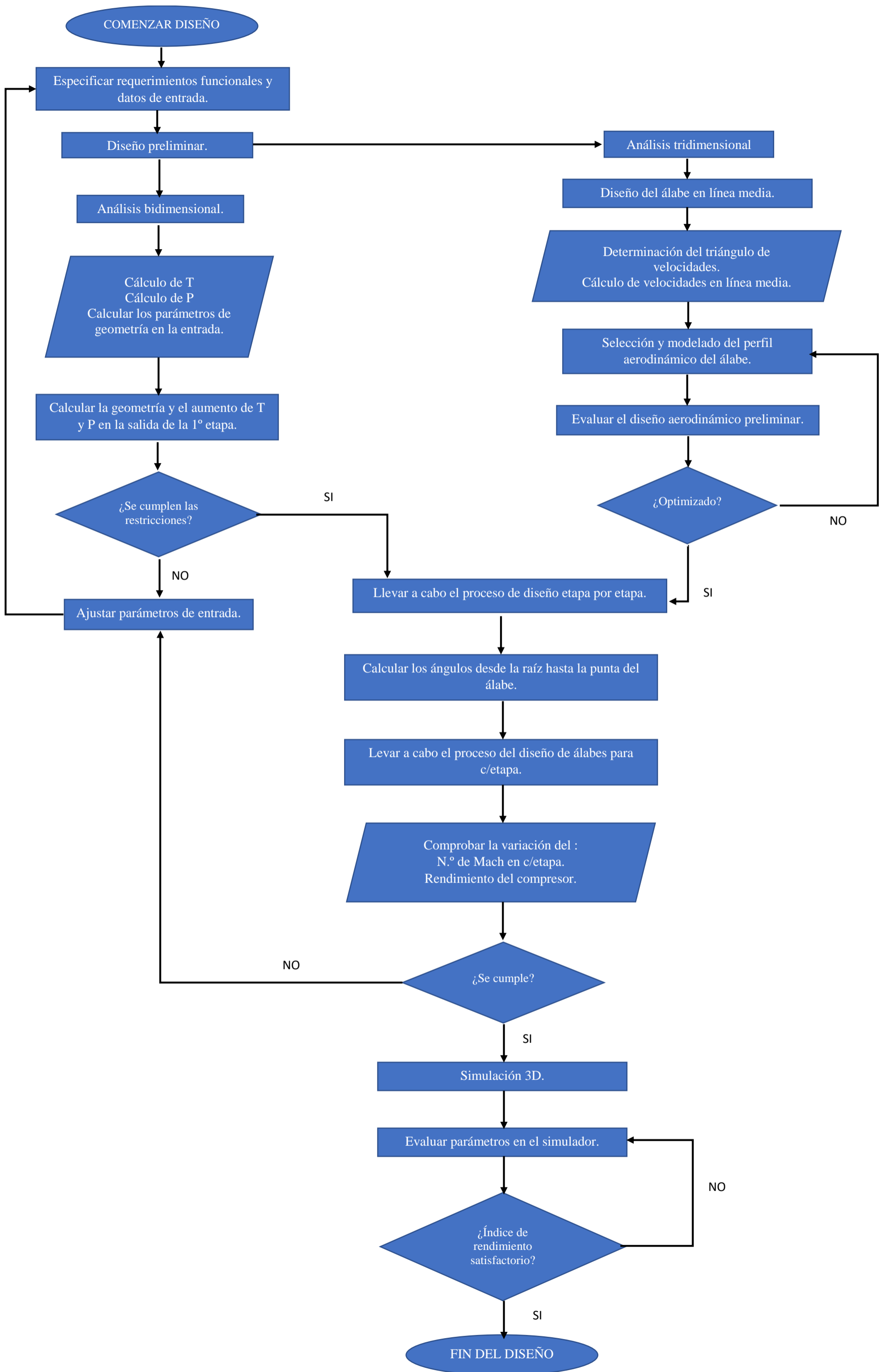
3.1 Resultados.

Algoritmo de cálculo del dimensionamiento de álabes.

Se ha desarrollado un algoritmo para el diseño preliminar aerodinámico de álabes rotores de compresores axiales. En el proceso, se determinan muchas características termodinámicas de los álabes del compresor, como el número de álabes en un rotor, eficiencias, triángulo de velocidades, factor de difusión, ángulos de inclinaciones del álabe, velocidades en cada uno de los rotores para cada etapa del compresor, y luego se simuló el dimensionamiento seleccionado para corroborar sus máximas tensiones y temperaturas.

A continuación, se presentó la secuencia del cálculo mediante un algoritmo:

Fuente: Propia



Dimensionamientos preliminares de álabes rotores de compresor de flujo axial para la potencia de 100 MW.

Para el diseño de los álabes rotores (móviles) de un compresor de flujo axial de alto rendimiento, así como para el diseño de máquinas de flujo en general, es necesario establecer los parámetros iniciales de acuerdo con los requisitos o especificaciones de diseños que debe cumplir una turbina a gas de hasta 100 MW. Los datos iniciales utilizados para el diseño de álabes del compresor axial para un alto rendimiento estudiado en este trabajo son [18]:

- Flujo de másico (\dot{m})
- Relación de compresión (R_c)
- Número de etapas (n)
- Eficiencia del compresor η_c (estimada)

Para iniciar el cálculo se han considerado otros parámetros relevantes para el dimensionamiento (mediante estimación), la cual tienen gran importancia como condiciones iniciales para poder hallar un valor óptimo de los álabes:

- Número de Mach en la entrada (M_a)
- Temperatura total en la entrada (T_n)
- Presión total (P_n)
- Constante particular del aire (R)
- Factor de expansión isentrópica (γ)

Tabla 4: Leyenda de Variables.

PARÁMETRO INICIAL		
INDICADOR	Subindicado	Ítem
	r	
Flujo másico	\dot{m}	kg/s
Relación de presión	RP	Adimensional
Eficiencia del compresor(estimada)	η_c	Adimensional
Velocidad angular	ω_c	rpm
Número de mach (en la entrada del compresor)	M	Adimensional
Número de etapas	n	Adimensional (cantidad)
Temperatura total en la entrada	T_1	$^{\circ}K$
Presión total en la entrada	P_1	Pa.
Constante particular del aire	Raire	J / kg.K
Factor/relación de calor específico para el aire	γ	Adimensional
Grado de reacción	GR	Adimensional
Capacidad calorífica a presión constante	C_p	J / kg.K
Velocidad de la hoja punta del álabe	v	m / s
Diferencia de temperatura en la entrada	ΔT	$^{\circ}K$

PARÁMETRO DE SALIDA		
INDICADOR	Subindicador	Ítem
Relación de presión por etapa	R_s	Adimensional
Eficiencia politrópica	η_{Pc}	Adimensional
Eficiencia isentrópica	η_{Ic}	Adimensional
Velocidad absoluta del compresor	C_{a1}	m/s
Temperatura estática	T_1	°K
Presión estática	P_1	Pa
Densidad de cada etapa	ρ_1	Kg / m ³
Caudal volumétrico	Q	m ³ / s
Salto entálpico isoentrópico	Δh_{ts}	J / kg
Incremento de temperatura por etapa	ΔT_{ts}	°K
Diámetro exterior del álabe	D_e	m
Diámetro interior del álabe	D_i	m

Radio medio	r_m	m
Área del álabe	A	m ²
Velocidad periférica o tangencial	$U_{t,1}$	m / s
Velocidad rotacional en el eje del compresor	$\omega_{c,1}$	rpm
Velocidad relativa del compresor	$w_{1,t}$	m / s
Velocidad tangencial en el radio medio	$U_{m,1}$	m / s
Velocidad relativa en el radio medio	$w_{m,1}$	m / s
Número de mach según en el radio medio	$M_{w,m,1}$	Adimensional
Coficiente de flujo medio	ϕ_m	Adimensional
Coficiente de carga media	ψ_m	Adimensional
Ángulo α_1	α_1	Grados
Ángulo α_2	α_2	Grados
Ángulo β_1	β_1	Grados
Ángulo β_2	β_2	Grados

Proceso para el modelado del dimensionamiento del álabe

La teoría presentada en las secciones anteriores se aplicará ahora al diseño de un compresor de flujo axial y se verá que el proceso requiere una razón constante para luego satisfacer las condiciones del sistema. Se considerará el diseño de un compresor adecuado para una turbina a gas industrial de hasta 100 MW.

- **Determinación de la velocidad rotacional y parámetros dimensionales en el álabe rotor.**

En la entrada:

Cálculo de la temperatura (T_1) y presión (P_1) estática perteneciente al valor de la entalpía total, [33] refiere que, la entalpía de estancamiento no cambiará a través de un conducto si no hay calor o trabajo en el sistema. Los flujos a través de los difusores generalmente satisfacen estas condiciones y cualquier cambio en la velocidad, temperatura y presión del fluido creando también un cambio en la entalpía estática del fluido.

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_a^2}{2C_p} \quad \text{Ec. 1.1}$$

Si: C_a es la velocidad axial de la etapa 1 determinada mediante la ecuación del Número de Mach, Ec. 1.5.

$$P_1 = P_{01} \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Ec. 1.2}$$

Mediante la ecuación de estado (Ec. 1), calculamos la densidad del gas, para luego calcular el área.

$$P_1 = \rho_1 * R_{aire} * T_1 \quad \text{Ec. 1.3}$$

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 * c_1} \quad \text{Ec. 1.4}$$

$$M_a = \frac{C_a}{\sqrt{\gamma R T_1}} \quad \text{Ec. 1.5}$$

Con el dato de la velocidad rotacional (RPM), calculamos la velocidad tangencial U:

$$U_1 = \left(\frac{2\pi r_{m,1} \omega}{60} \right) \quad \text{Ec. 1.6}$$

Cálculo de radio de carcasa r_t , cubo r_r y medio de la primera etapa. Si la relación de radios r_r/r_t , se estima un valor de 0.5 en la entrada del compresor.

$$r_t = \left[\frac{\dot{m}}{\pi \rho_1 C_a \left(1 - \frac{r_r}{r_t} \right)^2} \right]^{1/2} \quad \text{Ec. 1.7}$$

$$r_r = r_t \frac{r_r}{r_t} \quad \text{Ec. 1.8}$$

$$r_{m,1} = \frac{r_t + r_r}{2} \quad \text{Ec. 1.9}$$

Para finalizar este primer proceso, se determinará la altura del dimensionamiento del álabe rotor en la entrada.

$$H_{1,r} = \frac{A_1}{2\pi r_{m,1}} \quad \text{Ec. 1.10}$$

En la salida:

Luego, hallamos la temperatura y presión de estancamiento o total, por medio de la relación de presión por estancamiento.

$$RP_s = \left[1 + \frac{\eta_s \Delta T}{T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Ec. 1.11}$$

$$P_{02} = P_{01} R_s \quad \text{Ec. 1.12}$$

$$T_{02} = T_{01} + \Delta T \quad \text{Ec. 1.13}$$

Cálculo de la temperatura (T_2) y presión (P_2) estática con respecto al valor de la entalpía total.

$$T_2 = T_{02} - \frac{C_a}{2C_p} \quad \text{Ec. 1.14}$$

$$P_2 = P_{02} \left(\frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Ec. 1.15}$$

Del mismo mediante la Ec. de estado (Ec. 1.3), calculamos la densidad del gas ρ_2 , para luego calcular el área A_2 y altura del álabe $H_{2,r}$. Mediante las ecuaciones 1.3 y 1.10.

Este proceso tiene la finalidad de conllevar los siguientes intervalos en las siguientes etapas como: $T_2 > T_1$; $A_2 > A_1$; $V_1 > V_2$; $P_2 > P_1$ Porque así se va conseguir el cambio de la energía dinámica en energía potencial.

- Determinación de los parámetros del triángulo de velocidades.

Primeramente, hallamos el incremento de velocidades ΔC_θ , para luego calcular cada una de los componentes tangenciales.

$$\Delta C_\theta = \frac{C_p \Delta T}{\lambda U} \quad \text{Ec. 1.16}$$

$$C_{\theta 1} = C_a \tan \alpha_1 \quad \text{Ec. 1.17}$$

$$C_{\theta 2} = \Delta C_\theta + C_{\theta 1} \quad \text{Ec. 1.18}$$

Según [33] refiere el siguiente intervalo para estimar α_1 como parámetro de entrada del compresor: $0 \leq \alpha_1 \leq 15$

$$W_1 = \frac{C_a}{\cos \beta_1} \quad \text{Ec. 1.19}$$

$$W_2 = \frac{C_a}{\cos \beta_2} \quad \text{Ec. 1.20}$$

Calculamos las velocidades relativas con la que el aire entra y sale en el rotor.

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{U - c_{\theta 1}}{c_a} \right) \quad \text{Ec. 1.21}$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{U - c_{\theta 2}}{c_a} \right) \quad \text{Ec. 1.22}$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{\theta 2}}{c_a} \right) \quad \text{Ec. 1.23}$$

Determinación de los ángulos de entrada y salida de la etapa, con respecto al triángulo de velocidades de la Figura (13).

Finalmente, para la segunda y demás etapas, para poder determinar los ángulos β de entrada y salida, usamos la ecuación de incremento de temperatura total y el grado de reacción (estos datos se estiman en el parámetro inicial), por lo tanto:

$$\Delta T \approx \frac{\lambda U c_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2)}{c_p} \quad \text{Ec. 1.24}$$

$$\Delta T \approx \frac{c_a (\tan \beta_1 + \tan \beta_2)}{2 U} \quad \text{Ec. 1.25}$$

Para luego determinar desde la geometría del triángulo de velocidades, los ángulos α de entrada y salida, de las siguientes ecuaciones:

$$\frac{U}{c_a} = \tan \alpha_1 + \tan \beta_1 \quad \text{Ec. 1.26}$$

$$\frac{U}{c_a} = \tan \alpha_2 + \tan \beta_2 \quad \text{Ec. 1.27}$$

- **Determinación de la velocidad rotacional y parámetros dimensionales en el álabe estator.**

Considerando, si el α_1 , trigonómicamente es constante a la entrada del estator ($\alpha_2 = \beta_1$). Por lo tanto, calculamos la velocidad de entrada del estator, para luego hallar la temperatura estática $T_{3,in}$ y temperatura total $T_{03,in}$ de las Ecs. 1.1 y 1.13.

$$C_{a,1} = C_a * \cos(\alpha_2) \quad \text{Ec. 1.28}$$

Seguidamente, calculamos la velocidad $C_{a,2}$ (si $\alpha_3 = \alpha_1$), temperatura estática $T_{3,out}$ y presión estática P_3 a la salida del estator (si $P_{02} = P_{03}$). Utilizando las Ecs. 1.1 y 1.2.

$$C_{a,2} = C_a * \cos(\alpha_3) \quad \text{Ec. 1.29}$$

$$T_{3,out} = T_{03} - \frac{C_{a,2}^2}{2C_p} \quad \text{Ec. 1.30}$$

$$P_3 = P_{03} \left(\frac{T_{3,out}}{T_{03}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Ec. 1.31}$$

De las Ecs.1.3; 1.4 y 1.10, determinamos estos mismos parámetros, pero en la entrada y salida de la fila estatora como la densidad, área y altura del álabe ($\rho_1, \rho_2, A_1, A_2, H_{1,e}, H_{2,e}$). [20]

- **Diseño del álabe**

El número de Reynolds es un parámetro importante, que define el rendimiento o performance tanto del compresor como de la turbina. A la vez, si el: $Re \leq 1,5 * 10^5$, este efecto puede castigar significativamente el rendimiento y la integridad mecánica del álabe. [33]

Por lo tanto, para el rotor, se determina la longitud de la cuerda L , estimando el $Re \leq 3,2 * 10^5$ para un performance adecuado,

$$Re = \frac{\rho_1 w_{m1} L}{\mu} \quad \text{Ec. 1.32}$$

Si w_1 es la velocidad relativa en la entrada del radio medio, que se determinara mediante el triángulo de velocidades,

$$w_{m1} = \sqrt{U_m^2 + C_a^2} \quad \text{Ec. 1.33}$$

Luego, se determinará el espaciamiento S_R entre álabes mediante la siguiente fórmula, por lo que se va considerar la solidez $\sigma \geq 1$ para los compresores actuales en línea media:

$$S_R = \frac{L}{\sigma} \quad \text{Ec. 1.34}$$

Finalmente, de estas expresiones anteriores desarrolladas, se calcula en número de álabes que debe tener la fila rotora.

$$N_R = \frac{2\pi r_m}{S_R} \quad \text{Ec. 1.35}$$

Ahora, para el dimensionamiento del estator se va considerar $Re = 2,8 * 10^5$, para obtener una longitud un poco menor que la del rotor, y a la vez hallar el espaciamiento y el número de álabes de la fila estatora. Utilizando las mismas Ecs 1.32 al 1.33.

- Determinación de parámetros adimensionales de eficiencia del álabe.

En la mayoría de las etapas del compresor, tanto los rotores como los estatores están diseñados para difundir el fluido y, por lo tanto, transformar su energía cinética en un aumento de la entalpía estática y la presión estática. Cuanto más se la velocidad del fluido, mayor será el aumento de la presión, pero el crecimiento de la capa límite y el estancamiento de la pared limitan el proceso. Para evitar esto, de Haller propuso que la relación de desaceleración general, es decir,

$W_{2,r}/W_{1,r}$ y $W_{2,e}/W_{1,e}$ en un rotor y un estator respectivamente, no debería ser inferior a 0,72 (límite histórico) en ninguna fila.

$$dH = \frac{W_2}{W_1} \geq 0.72 \quad \text{Ec. 1.37}$$

La carga de la hoja generalmente se evalúa por el factor de difusión. Esto relaciona la velocidad máxima en la superficie de succión de la pala con la velocidad en el borde de salida. Para asegurar un dimensionamiento óptimo en las etapas de álabes, es que el DF demuestre el este intervalo $DF_R = DF_E \leq 0.45$

Pero, si $DF \geq 0.6$ la cascada de álabes está en pérdida. Las siguientes ecuaciones representan para el cálculo para DF rotor y DF estator:

$$DF_R = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{|\Delta W_\theta|}{2\sigma_R W_1} \quad \text{Ec. 1.38}$$

$$DF_E = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{|\Delta W_\theta|}{2\sigma_E W_1} \quad \text{Ec. 1.39}$$

Eficiencia de cada etapa del compresor.

$$\eta_c = \frac{T_2 - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad \text{Ec. 1.40}$$

Parámetros de turbinas a gas de hasta 100 MW.

- Turbina a gas Industrial IND100 – 100 MW.

La IND100 es una turbina de gas industrial de un solo eje con un recuperador que entrega una potencia de salida del eje de 100 MW a una temperatura de salida de la cámara de combustión de 1600 K, una relación de presión total de 12 y un flujo másico de 310 kg/s a 3000 rpm. [34]

Tabla 5: Parámetros Iniciales de la Turbina a Gas IND100.

CONCEPTO 01 - IND100 INDUSTRIAL GAS TURBINE (100 MW)		
Parámetros	Valor	Unidad
Flujo másico	310	kg/s
Relación de compresión	12	Adimensional
Eficiencia del compresor	90	%
Velocidad angula	3000	rpm
Temperatura de salida de la cámara de combustión	1600	°K
Número de mach en la entrada	0.4	Adimensional
Numero de etapas	16	Adimensional
Temperatura total en la entrada	288.15	°K
Presión total	101.3	kPa
Constante particular del aire	287	J/kg.K
Factor de expansión isentrópica	1.4	Adimensional
Coeficiente de carga	0.4	Adimensional
Grado de reacción	0.5	Adimensional
Solidez en cascadas	1.2	Adimensional
Capacidad calorífica a presión constante	1005	kJ/kg.K
Factor de trabajo realizado	0.9	Adimensional
Velocidad de la hoja punta	301	m/s
Diferencia de temperatura de remanso por etapa	35	K

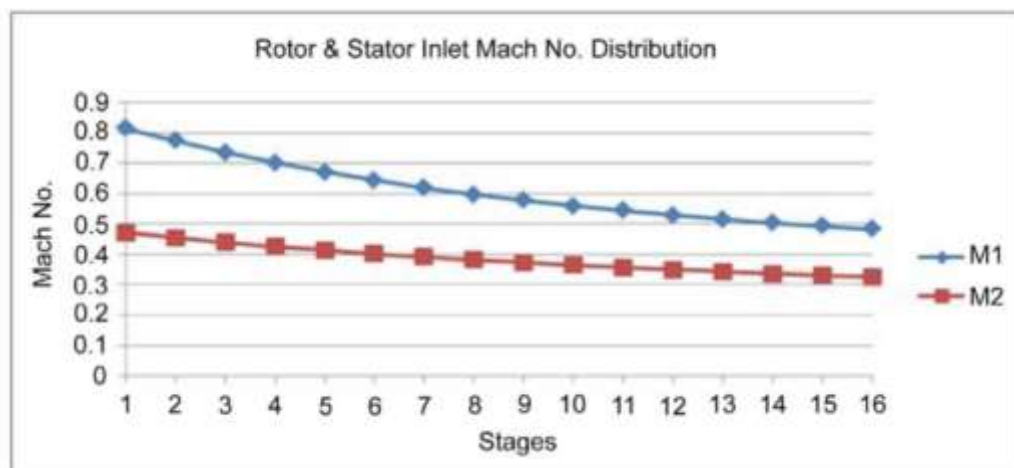
Numero de mach	0.5	Adimensional
Viscosidad absoluta del aire	1.4323E-05	
Densidad del aire	0.16542	

Fuente: Propia.

Según [34], el diseño de los componentes (especialmente de los álabes) de esta máquina no genera una buena eficiencia, la cual necesitan una integración de consideraciones de diseño termodinámico, aerodinámico y mecánico para formar una estructura integral viable.

Es, por ello, que se utilizó la estimación empírica analítica en esta máquina; para determinar si genera más eficiencia y un dimensionamiento que sea confortable para los álabes, para su vez seleccionar si el diseño es óptimo.

Figura 15: Número de Mach en cada una de las etapas del rotor (M1) y el estator (M2).



Fuente: [34]

- **Turbina a gas Industrial GT11N2 ALSTOM (113.6 MW).**

El modelo GT11N2 conlleva una magnitud de 113,6 MW para las demandas de 50 y 60 Hz. Dispone de una velocidad nominal de 3600 rpm que incita directamente un generador acoplado de 60 Hz. Este tipo de turbina a gas se compone de un compresor axial de 14 fases y relación de compresión 16:1, flujo másico de 400 kg/s y una turbina de 14 fases con una temperatura de los gases de escape de 525 °C. La TG está proyectada para su utilización, ya sea como simple ciclo con un performance eléctrico del 33,3% o como el núcleo de una central de ciclo combinado. [35]

Tabla 6: Parámetros Iniciales de la Turbina a Gas ALSTOM.

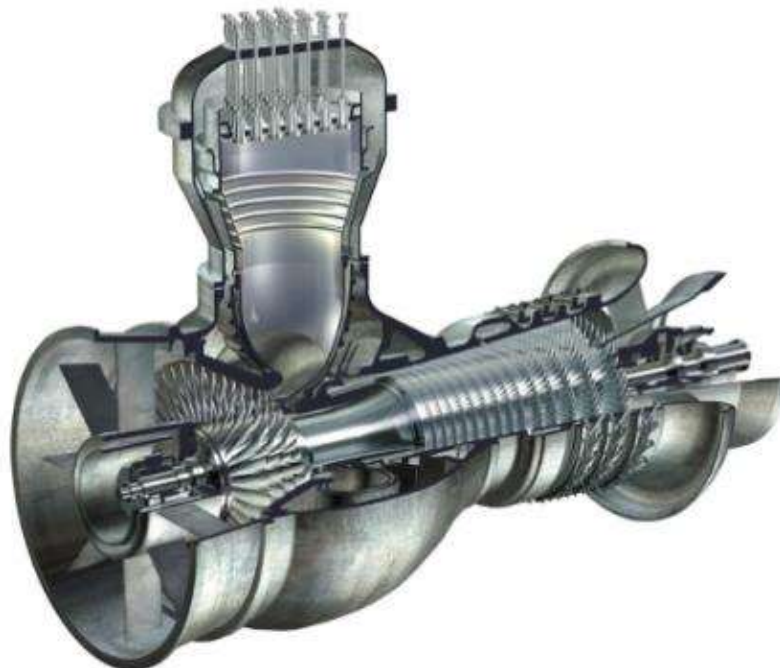
CONCEPTO 02 - GT11N2 ALSTOM (113.6 MW)		
Parámetros	Valor	Unidad
Flujo másico	400	kg/s
Relación de compresión	16	Adimensional
Eficiencia del compresor	89	%
Temperatura de salida de la cámara de combustión	798	K
Número de mach en la entrada	0.4	Adimensional
Numero de etapas	14	Adimensional
Temperatura total en la entrada	288.15	K
Presión total	101.3	kPa
Constante particular del aire (r)	287	J/kg.K
Factor de expansión isentrópica	1.4	Adimensional
Velocidad angular	3600	rpm
Coeficiente de carga	0.4	Adimensional

Grado de reacción	0.6	Adimensional
Solidez en cascadas	1.2	Adimensional
Capacidad calorífica a presión constante	1005	KJ/kg.K
Factor de trabajo realizado	0.9	Adimensional
Velocidad de la hoja punta	301	m/s
Diferencia de temperatura de remanso por etapa	35	K

Fuente: Propia

Según ALSTOM diseña, industrializa y suministra productos y sistemas modernos para la generación de energía mediante carbón, gas, viento, centrales hidroeléctricas para los distintos mercados industriales.

Figura 16: *Turbina Alstom GT11N2.*



Fuente: [35].

- Resultados obtenidos según los parámetros iniciales de las 2 turbinas.

Tabla 7: Resultados de la Metodología de Cálculo para el Dimensionamiento del Ábabe para el Concepto 1.

PARÁMETROS DE SALIDA (CONCEPTO 1)										
Etapa	Temperatura (°K)	Presión (kPa)	D exterior	D interior		Alfa1	Alfa2	Beta1	Beta2	Factor de difusión
1	288.15	101.3	2.008	1.004		31.747	42.968	37.647	31.747	0.123
2	302.18	118.32	1.943	0.972		30.594	42.010	37.023	30.594	0.131
3	316.89	138.20	1.881	0.940		29.432	41.122	36.426	29.432	0.139
4	332.32	161.42	1.820	0.910		28.261	40.306	35.857	28.261	0.148
5	348.50	188.54	1.761	0.881		27.081	39.564	35.316	27.081	0.157
6	365.47	220.22	1.705	0.852		25.892	38.896	34.804	25.892	0.166
7	383.26	257.22	1.650	0.825		24.694	38.303	34.323	24.694	0.175
8	401.92	300.44	1.597	0.798		23.487	37.788	33.872	23.487	0.185
9	421.49	350.91	1.546	0.773		22.271	37.352	33.452	22.271	0.195
10	442.01	409.87	1.496	0.748		21.047	36.996	33.064	21.047	0.206
11	463.53	478.74	1.448	0.724		19.814	36.722	32.708	19.814	0.216
12	486.09	559.17	1.401	0.701		18.574	36.532	32.384	18.574	0.227
13	509.76	653.12	1.356	0.678		17.325	36.427	32.092	17.325	0.238
14	534.58	762.86	1.312	0.656		16.070	36.409	31.831	16.070	0.249
15	560.61	891.03	1.270	0.635		14.807	36.480	31.602	14.807	0.260
16	587.90	1040.74	1.229	0.615		13.539	36.639	31.405	13.539	0.272
17	616.52	1215.6	1.190	0.595		10.487	38.998	32.571	10.487	0.329

Fuente: Propia

Tabla 8: Resultados de la Metodología de Cálculo para el Dimensionamiento del Álabes para el Concepto 2.

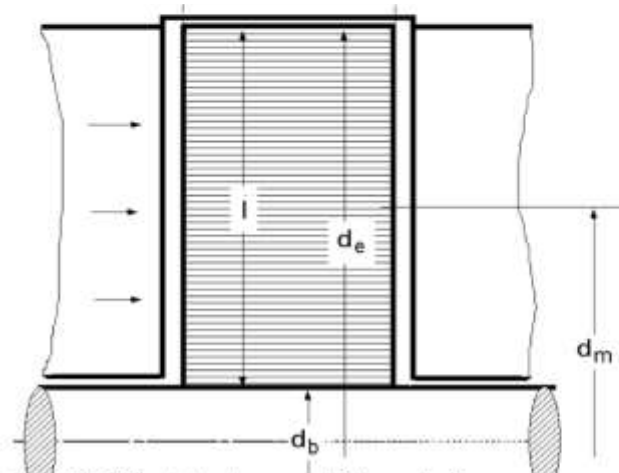
PARÁMETROS DE SALIDA (CONCEPTO 2)									
Etapa	Temperatura (°K)	Presión (kPa)	D exterior	D interior	Alfa1	Alfa2	Beta1	Beta2	Factor de difusión
1	288.2	101.3	2.451	1.225	39.48	50.49	59.85	53.12	0.24
2	306.4	123.5	2.352	1.176	37.29	50.02	59.25	51.34	0.27
3	325.8	150.5	2.256	1.128	34.94	49.63	58.70	49.41	0.30
4	346.4	183.5	2.165	1.082	32.40	49.33	58.21	47.32	0.34
5	368.4	223.7	2.077	1.038	29.66	49.14	57.79	45.03	0.38
6	391.7	272.7	1.992	0.996	26.69	49.06	57.45	42.51	0.42
7	416.5	332.4	1.912	0.956	23.46	49.10	57.20	39.73	0.46
8	442.9	405.2	1.834	0.917	19.93	49.27	57.04	36.64	0.50
9	470.9	493.9	1.760	0.880	16.09	49.57	56.99	33.19	0.55
10	500.7	602.1	1.688	0.844	11.91	50.00	57.05	29.32	0.60
11	532.5	734.0	1.620	0.810	7.37	50.58	57.22	24.98	0.65
12	566.2	894.8	1.554	0.777	2.47	51.30	57.52	20.10	0.70
13	602.0	1090.7	1.491	0.745	-2.77	52.16	57.95	14.65	0.75
14	640.2	1329.6	1.430	0.715	-8.29	53.15	58.50	8.61	0.79
15	680.7	1620.8	1.372	0.686	-5.47	51.03	56.68	10.72	0.75

Fuente: Propia

Tabla 9: Resultados Aerodinámicos de los 2 Conceptos de Turbinas A Gas.

Marca	Modelo	Potencia (MW)	Temperatura de entrada (k)	Temperatura de salida (k)	Presión de entrada (kpa)	Presión de salida (kpa)	Relación de compresión por etapa	Eficiencia politrópica por etapa (%)	Eficiencia isoentrópica por etapa (%)
Industrial gas turbine	IND100	100	288.15	620	101.3	1215.6	1.168	93.49	93.34
Alstom	GT11N2	113.6	288.15	680.7	101.3	1620.8	1.219	92.37	92.15

Figura 17: Corte meridional de un álabe móvil o rotor de un compresor axial y los ángulos de velocidad.



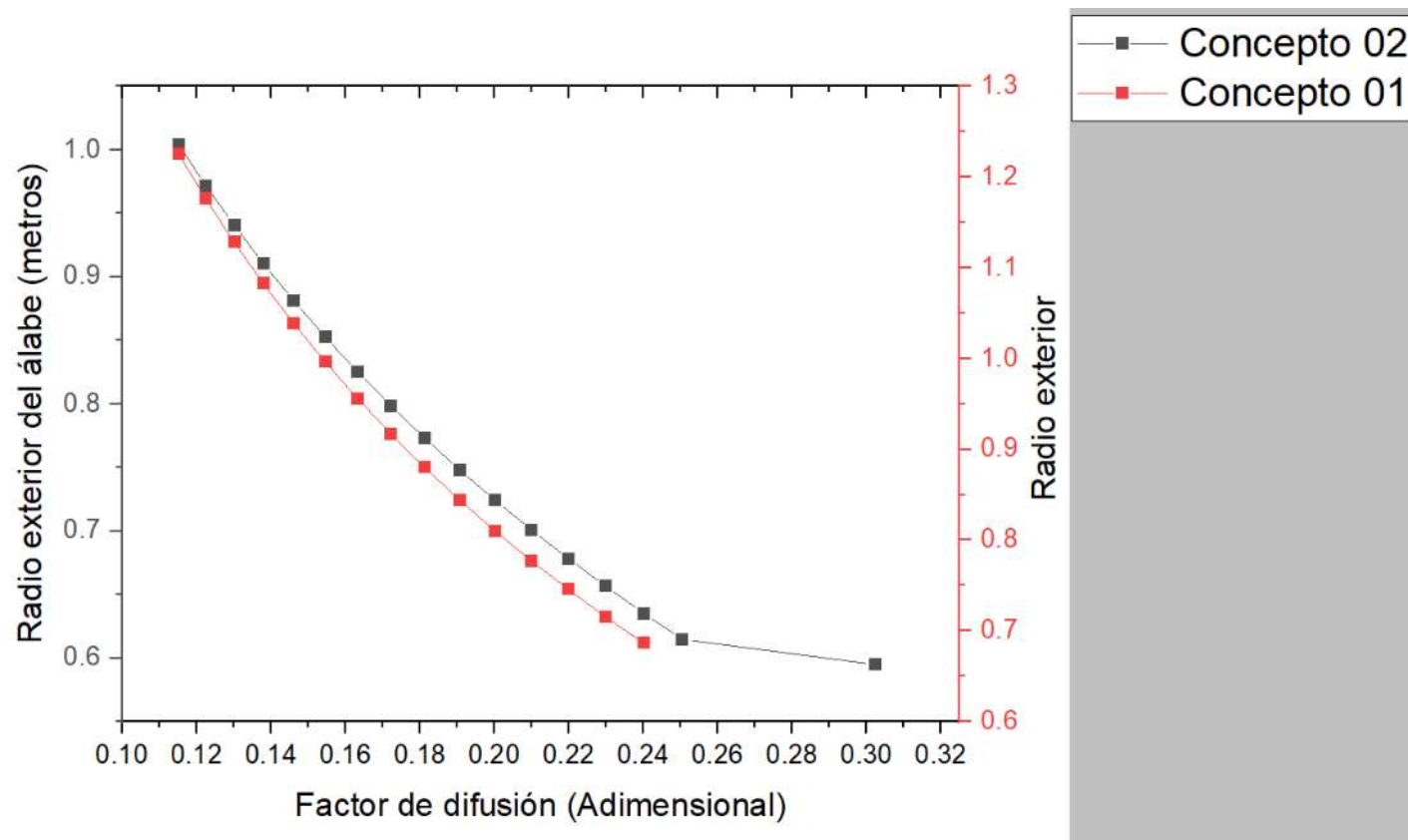
Donde:

$L=h$: altura del álabe

D_e : diámetro exterior

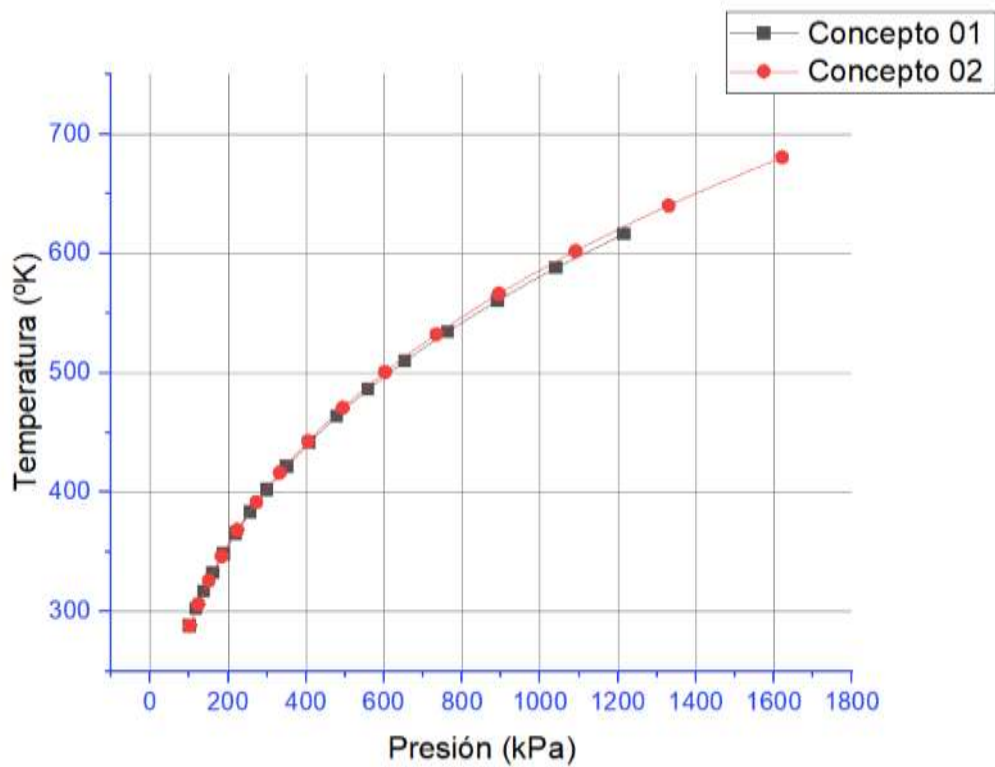
$D_b = D_i$: diámetro interior

Figura 18: Factor de difusión de cada una de las etapas del compresor axial de los 2 tipos de rangos de las turbinas axial.



Fuente: Propia.

Figura 19: *Temperatura y presión total para cada etapa del compresor axial.*



Fuente: Propia.

En conclusión, con respecto a las tablas N.º 8 y 9, los rangos de los parámetros dependiente (finales) de ambos conceptos mencionados se mantienen al rango adecuado para diseño general de compresor.

Selección del perfil aerodinámico del álabe que asegure un trabajo con pérdidas mínimas.

Para poder seleccionar el mejor perfil aerodinámico debemos tener en consideración que “para el caso de flujo subsónico se utilizan perfiles NACA serie 65 (este tipo de perfil se usa en las turbinas a gas de generación), derivados de los perfiles alares, mientras que para el hecho de flujo supersónico (que se encuentran en las turbinas a gas de propulsión aérea), los perfiles usados son los MCA (Múltiples Arcos Circulares), perfiles Joukowski y DCA (Doble Arco Circular)”. De esta manera he considerado la nomenclatura (solo parámetro del espesor) del perfil NACA 65”. [36]

Asimismo, para determinar la forma del perfil del álabe (de un compresor axial para una turbina a gas de 100 MW) es necesaria para satisfacer criterios tanto aerodinámicos como mecánicos, es decir, se ha basado en hacer el procedimiento de cálculo de la geometría del álabe como los ángulos de entrada y salida del fluido para cada etapa del perfil del álabe la cual definirán el diagrama de velocidades y en base a ello se va determinar los ángulos de desviación, inclinación y de ataque que tiene el álabe (Ver figura 20 y 21).

Finalmente, calculado estos parámetros de salida que se ha mencionado, se determina la eficiencia del álabe rotor para cada etapa del compresor, analizados para 2 tipos de turbinas que se ha mencionado en el desarrollo del objetivo 1. Para de esta manera, llegar a la conclusión de seleccionar el porcentaje más alto de eficiencia del álabe para cada tipo de turbinas mencionadas, de la cual se ha modificado sus características específicas para así obtener como respuesta si es más eficiente en altas temperatura y elevadas presiones.

- **Procedimiento para seleccionar el mejor perfil de álabe.**
 - **Modelado del perfil del álabe rotor para cada etapa.**

Una vez obtenido los valores del triángulo de velocidades y el dimensionamiento del álabe, pasaremos a calcular la geometría del perfil del álabe.

Algunos de los datos adicionales para determinar la forma del perfil son: el ángulo de calado (ξ), ángulo de desviación (δ), ángulo de curvatura (θ) y el espesor

del álabe (-Y+) dado simétricamente por la serie NACA 65 que es la más utilizada para las turbinas a gas. [3]

Primeramente, como se ha calculado los parámetros iniciales en línea media, así asumimos que el ángulo de incidencia es cero ($i = 0$). La cual de esta forma podemos obtener los parámetros geométricos principales del álabe mencionados anteriormente: [37]

$$\theta = \frac{\beta_1 - \beta_2}{1 - m \sqrt{\frac{1}{\sigma_{rotor}}}} \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde m es una variable constante, definida:

$$m = 0.23 + 0.1 \left(\frac{\beta_2}{50^\circ} \right)$$

$$\beta_m = \tan^{-1} \left(\frac{\tan(\beta_1) + \tan(\beta_2)}{2} \right)$$

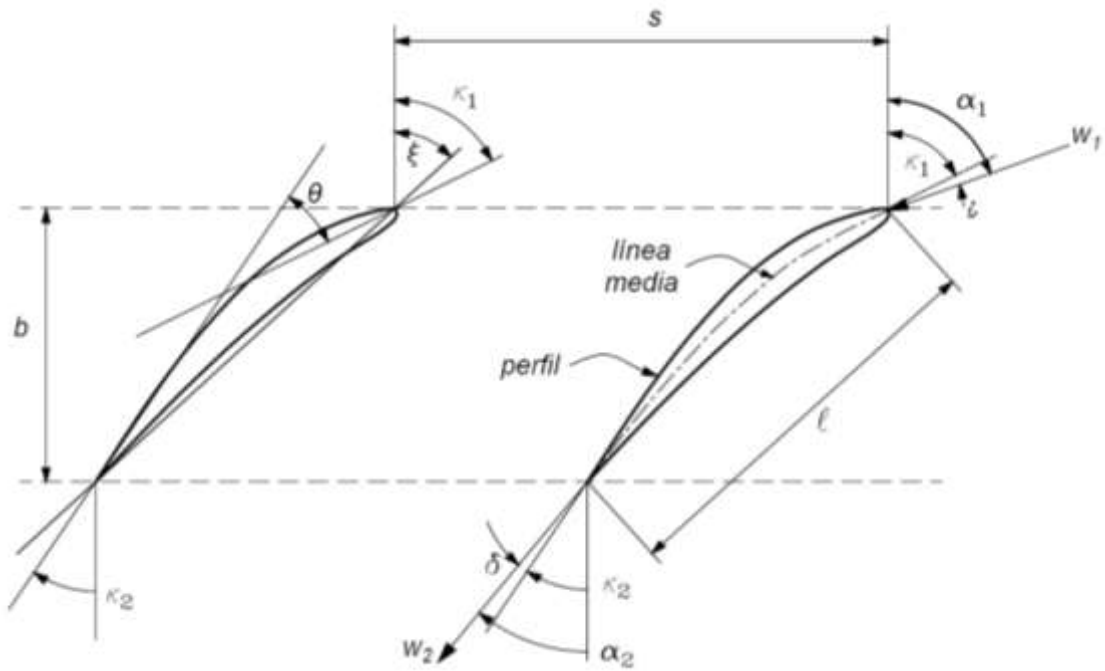
Por lo tanto, de esta manera se puede calcular el ángulo de calado:

$$\xi = \beta_1 - \frac{\theta}{2} \quad \text{Ec. 2.2}$$

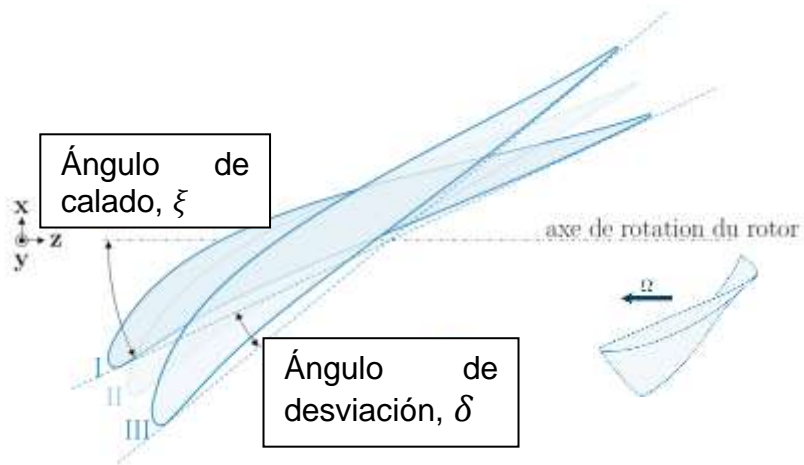
Una vez hallado el ángulo de curvatura (θ), como siguiente paso el ángulo de desviación (δ) del álabe está dado de la siguiente manera:

$$\delta = m * \sqrt{\frac{1}{\sigma_{rotor}}} * \theta \quad \text{Ec. 2.3}$$

Figura 20: Notación de perfiles rotores en cascada.

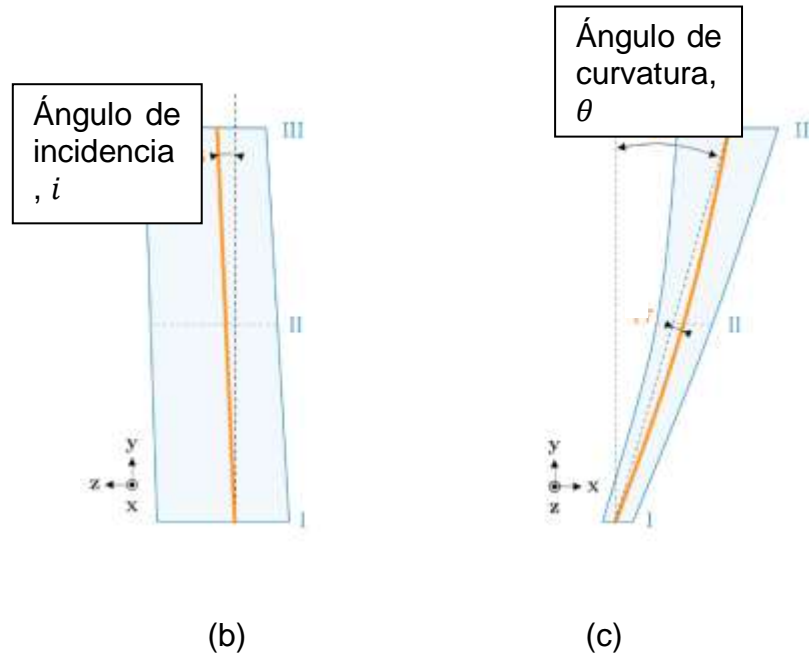


Fuente: [3]



(a)

Figura 21: Notación geométrica del álabe: (a) Vista superior, (b) Vista lateral y (c) Vista trasera.



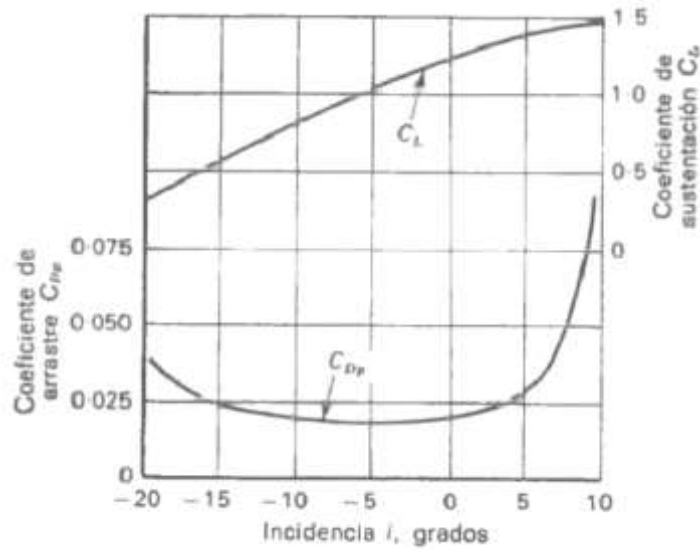
Fuente: [38].

- Cálculo de la eficiencia del álabe para cada etapa del compresor.

El cálculo de eficiencia depende del coeficiente de arrastre total para cada una de las filas de álabes que componen cada etapa (ver figura 9). A partir de los valores medidos en línea media, se pueden obtener dos coeficientes. Estos son los coeficientes de resistencia aerodinámica de sustentación y perfil CL y C_{dp} , cuyas fórmulas se pueden obtener de la siguiente manera. [3]

Anteriormente, se asumió que el ángulo de incidencia es cero ($i = 0$). Por lo tanto, el factor C_{dp} es calculado a partir de datos dados por las curvas de la figura 20.

Figura 22: Curva del coeficiente de arrastre con respecto al ángulo de incidencia.



Fuente: [37]

Obteniendo como resultado mediante la figura 19:

$$C_{Dp} = 0.018$$

Por consiguiente, la fórmula del coeficiente de sustentación es dada lo siguiente:

$$C_L = 2 * \left(\frac{s}{c}\right) (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) * \cos \beta_m \quad \text{Ec. 2.4}$$

Para diseños típicos de compresores axiales, hay que tener en cuenta otros 2 principios. Se trata de los efectos de arrastre suplementarios debidos a las paredes del conducto anular del compresor y a la pérdida secundaria producida por los torbellinos de salida y el juego de cabeza de los álabes. [38]

Así que, se ha deducido la siguiente fórmula del coeficiente de arrastre suplementario:

$$C_{DS} = 0.018 * C_L^2 \quad \text{Ec. 2.5}$$

Según [39] “La pérdida ocasionada por el arrastre del conducto anular depende de las proporciones relativas de la fila de álabes, creciendo su influencia a medida que los álabes se hacen más cortos en proporción a la longitud de su

cuerda. Se demostró conveniente relacionar el coeficiente de arrastre resultante de esta pérdida con las dimensiones de la fila de álabes”, por lo tanto, su fórmula empírica es:

$$C_{DA} = 0.02 * \left(\frac{s}{h}\right) \quad \text{Ec. 2.6}$$

Después de ello, de los siguientes factores se logró determinarse su coeficiente global de arrastre, que está dado de la siguiente manera:

$$C_D = C_{Dp} + C_{DA} + C_{DS} \quad \text{Ec. 2.7}$$

Mediante esta expresión, permitió hallar el coeficiente de pérdidas de la fila de álabes en cada una de las etapas:

$$\xi = \frac{C_D * \sigma - \cos(\beta_1)^2}{(\cos(\beta_m))^3} \quad \text{Ec. 2.8}$$

De la siguiente ecuación se puede determinar el aumento teórico de presión (k) a través de la fila de álabes, siguiendo la notación calculado de las velocidades y ángulos para cada etapa:

$$k = 1 - \frac{\cos(\beta_1)^2}{\cos(\beta_2)^2} \quad \text{Ec. 2.9}$$

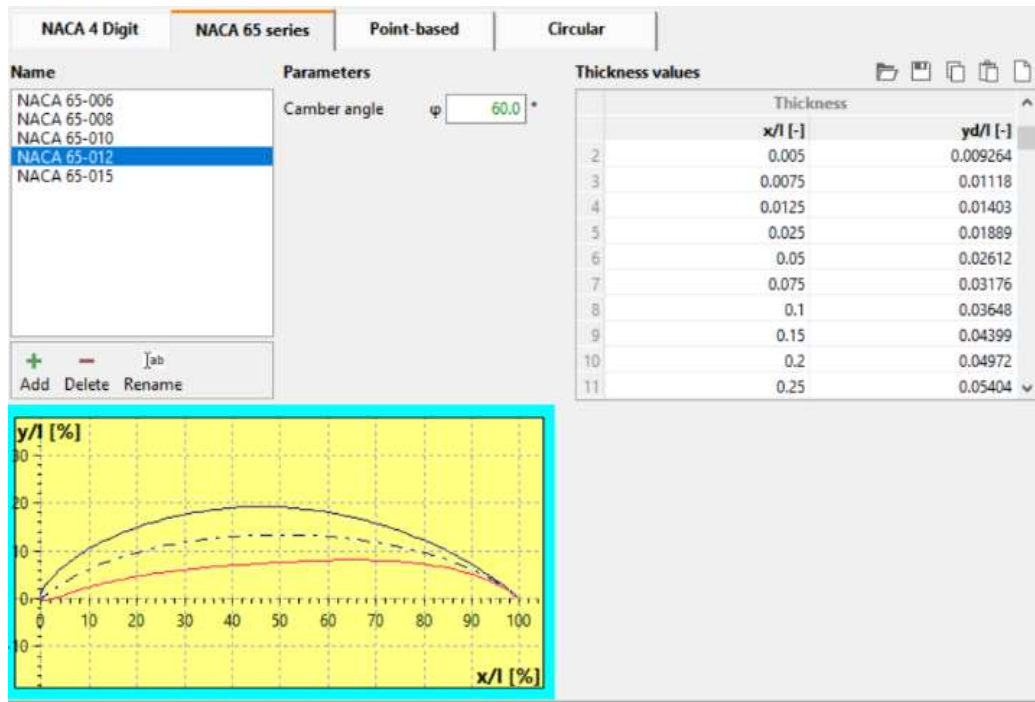
Finalmente, hallado estos parámetros, se logra determinar el rendimiento de la fila de álabes, mediante la siguiente fórmula en forma adimensional:

$$\eta_b = 1 - \frac{\xi}{k} \quad \text{Ec. 2.10}$$

Tabla 10: Perfil NACA 65 - CF Turbo.

Perfil NACA 65-012	
COORDENADA (X+)	Coordenada (-Y+)
0	0
0.005	0.00772
0.0075	0.00932
0.0125	0.01169
0.025	0.01574
0.05	0.02177
0.075	0.02647
0.1	0.0304
0.15	0.03666
0.2	0.04143
0.25	0.04503
0.3	0.0476
0.35	0.04924
0.4	0.04996
0.45	0.04963
0.5	0.04812
0.55	0.0453
0.6	0.04146
0.65	0.03682
0.7	0.03156
0.75	0.02584
0.8	0.01987
0.85	0.01385
0.9	0.0081
0.95	0.00306
1	0

Figura 23: Nomenclatura del perfil NACA 65-012.



Fuente: Programa CFTurbo.

- Material del álabe

Los álabes del rotor de la primera etapa de la turbina a gas y del resto de número de etapas que han sido analizadas en cuanto a su estructura y temperatura y presiones utilizando cálculos numéricos. En el proceso de obtención de los parámetros de salida, se evaluó la distribución de temperatura en el álabe del rotor en cada una de sus etapas. Es por eso que, [38] diseñaron y analizaron a partir de diferentes materiales de aleación de titanio, aleación de acero inoxidable y aleación de Aluminio, la cual se ha considerado para el análisis de propósito, los siguientes resultados para el material del álabe.

Tabla 11 : Análisis Estructural y Térmico.

TIPO DE MATERIAL	TENSIÓN VONMISES (MPA)	DEFORMACIÓN (MM)	TEMPERATURA NODAL (°C)	FLUJO TÉRMICO (W/MM^2)	GRADIENTE TÉRMICO (°C)
ALEACIÓN DE TITANIO	619.909	0.352754	812.78	0.031746	3.175
ALEACIÓN DE ACERO INOXIDABLE	719.075	0.405009	802.626	0.04107	1.226
ALEACIÓN DE ALUMINIO 2024	619.585	0.987052	794.524	0.048253	0.268071

Fuente: [38]

Los resultados analíticos según la tabla 11, sobre la base del análisis de tensión, la aleación de titanio tiene el máximo factor de seguridad en comparación con las otras aleaciones. La simulación que mostraron [38], se concluye que las tensiones se concentran en la unión del álabe con el cubo (eje); y que, se obtendría un mejor factor de seguridad cuando se disminuye la velocidad de rotación. Por ende, es que la aleación de titanio posee una alta relación de resistencia/densidad que, de hecho, es para motores de centrales eléctricas, y se concluye que este tipo de aleación es rentable.

- Resultados del cálculo para el modelado del perfil del álabe.

A continuación, se obtuvieron los resultados de la nomenclatura que debe tener el perfil del álabe móvil representadas en las siguientes tablas, para cada uno de los conceptos. Asu vez, se tuvo en cuenta que estos resultados están en el rango permitido para los compresores axiales de turbinas a gas de hasta 100 MW. Eso quiere decir que en las tablas 12 y 13, se describe que, en cada etapa del

compresor, la geometría del álabe reduce constantemente esto debido a que el número de Mach es a 0.5, la cual este valor se dispuso y se encuentra definido para turbinas a gas tipo industriales.

De la tabla N.º 11, se observaron 3 tipos de materiales para álabes de compresor axial, en este caso se ha seleccionado el material de aleación de titanio, como se explicó anteriormente.

Finalmente, se ha calculado la eficiencia que deben tener el conjunto de álabes para cada una de las etapas del compresor. De esta manera se seleccionó el tipo de nomenclatura más eficiente que debe tener el perfil, para su vez indicar que los parámetros iniciales del tipo de turbina seleccionada, conllevan a resultados óptimos para el dimensionamiento del álabe rotor que debe tener el compresor axial para una turbina a gas de hasta 100 MW.

Tabla 12: Resultados del Dimensionamiento y Curvaturas del Perfil del Concepto 1.

PARÁMETROS DEL PERFIL DEL ÁLABE										
Etapa	b	Beta medio	Altura del álabes, h (en metros)	Longitud de la cuerda, c (en metros)	Espaciamiento entre álabes, S (en metros)	Número de álabes del rotor, N	m	θ	δ	ξ
1	0.23	34.80	0.50	0.28	0.23	21	0.29	6.72	0.82	34.29
2	0.22	33.93	0.49	0.26	0.22	21	0.29	7.32	0.89	33.37
3	0.21	33.07	0.47	0.25	0.21	21	0.29	7.95	0.96	32.45
4	0.20	32.22	0.46	0.24	0.20	21	0.29	8.63	1.03	31.54
5	0.20	31.38	0.44	0.23	0.19	21	0.28	9.34	1.11	30.65
6	0.19	30.55	0.43	0.22	0.19	22	0.28	10.10	1.19	29.76
7	0.19	29.74	0.41	0.21	0.18	22	0.28	10.90	1.27	28.87
8	0.18	28.94	0.40	0.21	0.17	22	0.28	11.74	1.35	28.00
9	0.17	28.15	0.39	0.20	0.16	22	0.27	12.63	1.44	27.14
10	0.17	27.38	0.37	0.19	0.16	22	0.27	13.55	1.54	26.29
11	0.16	26.62	0.36	0.18	0.15	22	0.27	14.53	1.63	25.45
12	0.16	25.88	0.35	0.18	0.15	23	0.27	15.54	1.73	24.61
13	0.15	25.15	0.34	0.17	0.14	23	0.26	16.60	1.83	23.79
14	0.15	24.44	0.33	0.16	0.14	23	0.26	17.69	1.93	22.98
15	0.14	23.74	0.32	0.16	0.13	23	0.26	18.83	2.04	22.19
16	0.14	23.06	0.31	0.15	0.13	23	0.26	20.01	2.14	21.40
17	0.13	22.39	0.30	0.14	0.12	23	0.25	24.66	2.58	20.24

Fuente: Propia

Tabla 13: Resultados del Dimensionamiento y Curvaturas del Perfil del Concepto 2.

PARÁMETROS DEL PERFIL DEL ÁLABE										
Etapa	b	Beta medio	Altura del álabes, h (en metros)	Longitud de la cuerda, c (en metros)	Espaciamiento entre álabes, S (en metros)	Número de álabes del rotor, N	m	θ	δ	ξ
1	0.276	56.788	0.613	0.503	0.420	14	0.336	7.826	2.699	55.941
2	0.265	55.692	0.588	0.469	0.391	14	0.333	9.185	2.642	54.660
3	0.254	54.579	0.564	0.438	0.365	15	0.329	10.765	2.581	53.320
4	0.244	53.451	0.541	0.409	0.341	15	0.325	12.602	2.516	51.913
5	0.234	52.309	0.519	0.382	0.318	15	0.320	14.733	2.445	50.428
6	0.224	51.155	0.498	0.357	0.298	16	0.315	17.202	2.369	48.852
7	0.215	49.991	0.478	0.335	0.279	16	0.309	20.059	2.286	47.170
8	0.206	48.818	0.459	0.313	0.261	17	0.303	23.357	2.196	45.364
9	0.198	47.639	0.440	0.294	0.245	17	0.296	27.157	2.097	43.411
10	0.190	46.455	0.422	0.276	0.230	17	0.289	31.519	1.989	41.288
11	0.182	45.269	0.405	0.259	0.216	18	0.280	36.506	1.871	38.971
12	0.175	44.083	0.389	0.243	0.203	18	0.270	42.169	1.743	36.438
13	0.168	42.898	0.373	0.229	0.191	18	0.259	48.540	1.605	33.676
14	0.161	41.717	0.358	0.216	0.180	19	0.247	55.616	1.459	30.688
15	0.154	40.541	0.343	0.203	0.169	19	0.251	51.341	1.509	31.012

Fuente: Propia.

Resultados para la selección del perfil, según la nomenclatura geométrica en cada uno de los conceptos.

Tabla 14: Resultados de cálculo de eficiencias según el dimensionamiento de los 2 conceptos.

CONCEPTO 01		
Etapas	Coefficiente de pérdidas	Eficiencia - Concepto 01
1	0.026156289	80.34%
2	0.026947476	80.72%
3	0.027759739	81.05%
4	0.028595236	81.35%
5	0.029456538	81.60%
6	0.030346644	81.82%
7	0.031268984	82.00%
8	0.032227424	82.14%
9	0.033226255	82.24%
10	0.034270181	82.30%
11	0.035364294	82.32%
12	0.036514048	82.30%
13	0.03772522	82.24%
14	0.039003866	82.13%
15	0.040356273	81.98%
16	0.041788905	81.77%
17	0.04690355	82.33%

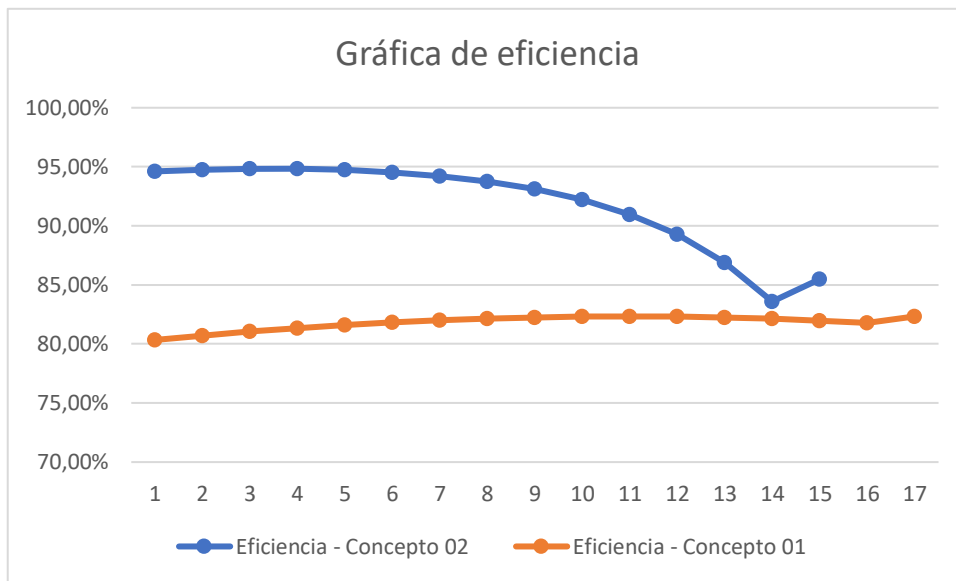
CONCEPTO 02		
Etapas	Coefficiente de pérdidas	Eficiencia - Concepto 02
1	0.016164428	94.60%
2	0.017331576	94.75%
3	0.018766361	94.82%
4	0.020541159	94.82%
5	0.022755825	94.72%
6	0.025547927	94.53%
7	0.029107251	94.22%
8	0.03369649	93.76%
9	0.039681019	93.11%
10	0.047572318	92.21%
11	0.058092247	90.97%
12	0.072269856	89.26%
13	0.09159023	86.90%
14	0.118228663	83.59%
15	0.099858739	85.47%

El concepto 02 es el perfil de álabe seleccionado, ya que su nomenclatura geométrica conlleva a pérdidas tan mínimas como también una alta eficiencia.

Fuente: Propia

Para visualizar y comprender mejor el alcance de la selección del perfil, se ejecutó un análisis de las geometrías en cada uno de los 2 tipos de rangos (MW) de turbinas a gas, esto con la finalidad de observar la eficiencia del álabe viéndose afectado por los efectos de arrastre suplementarios debidos a las paredes del conducto anular del compresor y a la pérdida secundaria producida por los torbellinos de salida y el juego de cabeza de los álabes; además de tener la capacidad de medir la relación de presiones reales sobre las áreas en cada una de las etapas del compresor.

Figura 24: Gráfica de eficiencia según los resultados obtenidos.



Fuente: Propia

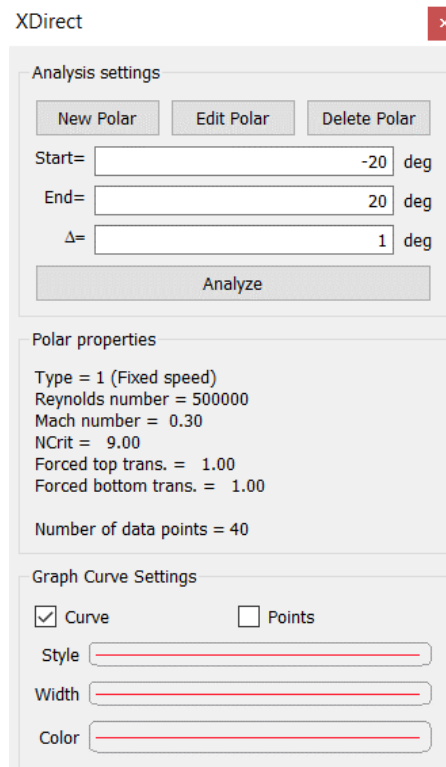
Simulación del álabe en software Qblade.

Este análisis de estudio en el software QBlade, va permitir calcular la aerodinámica del perfil, este software incluye además el programa interactivo XFOIL (es una herramienta que se encarga del análisis y diseño de diferentes tipos de perfiles aerodinámicos de flujo subsónico) que permite al usuario diseñar rápidamente.

- **Simular el comportamiento de las máximas temperaturas que el flujo de gas desarrolla en el compresor axial.**

Se utilizó el software QBlade para la simulación del mismo perfil NACA 65-12 para toda la longitud del álabe, por lo que se pretendió conocer los polares del mismo, es decir el dimensionamiento aerodinámico del perfil; y también la simulación del comportamiento de las máximas tensiones y temperaturas del perfil NACA, los cuales son generados por el software QBlade ingresando parámetros de salida y datos estimados, como se muestra en la siguiente figura.

Figura 25: Datos de análisis ingresados para los polares.

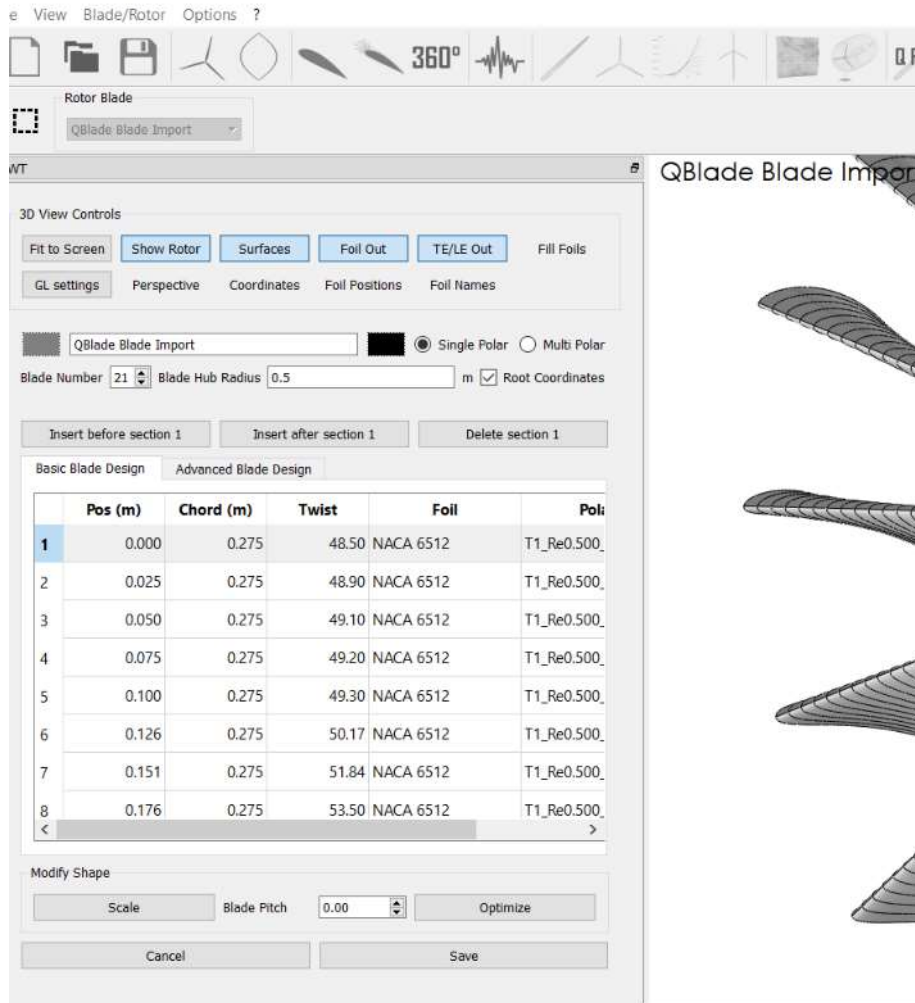


The image shows a screenshot of the XDirect software interface. The window title is "XDirect" with a red close button. The interface is divided into three main sections:

- Analysis settings:** Contains three buttons: "New Polar", "Edit Polar", and "Delete Polar". Below these are three input fields: "Start=" with the value "-20" and unit "deg", "End=" with the value "20" and unit "deg", and "Δ=" with the value "1" and unit "deg". An "Analyze" button is located at the bottom of this section.
- Polar properties:** Displays the following parameters: Type = 1 (Fixed speed), Reynolds number = 500000, Mach number = 0.30, NCrit = 9.00, Forced top trans. = 1.00, Forced bottom trans. = 1.00, and Number of data points = 40.
- Graph Curve Settings:** Includes a checked checkbox for "Curve" and an unchecked checkbox for "Points". Below these are three sliders for "Style", "Width", and "Color", all of which are currently set to a red color.

Luego, se ingresan el número de álabes del rotor, el radio del eje (radio interior), altura del álabes, longitud de la cuerda, ángulo de giro y el perfil seleccionado, ver la siguiente figura:

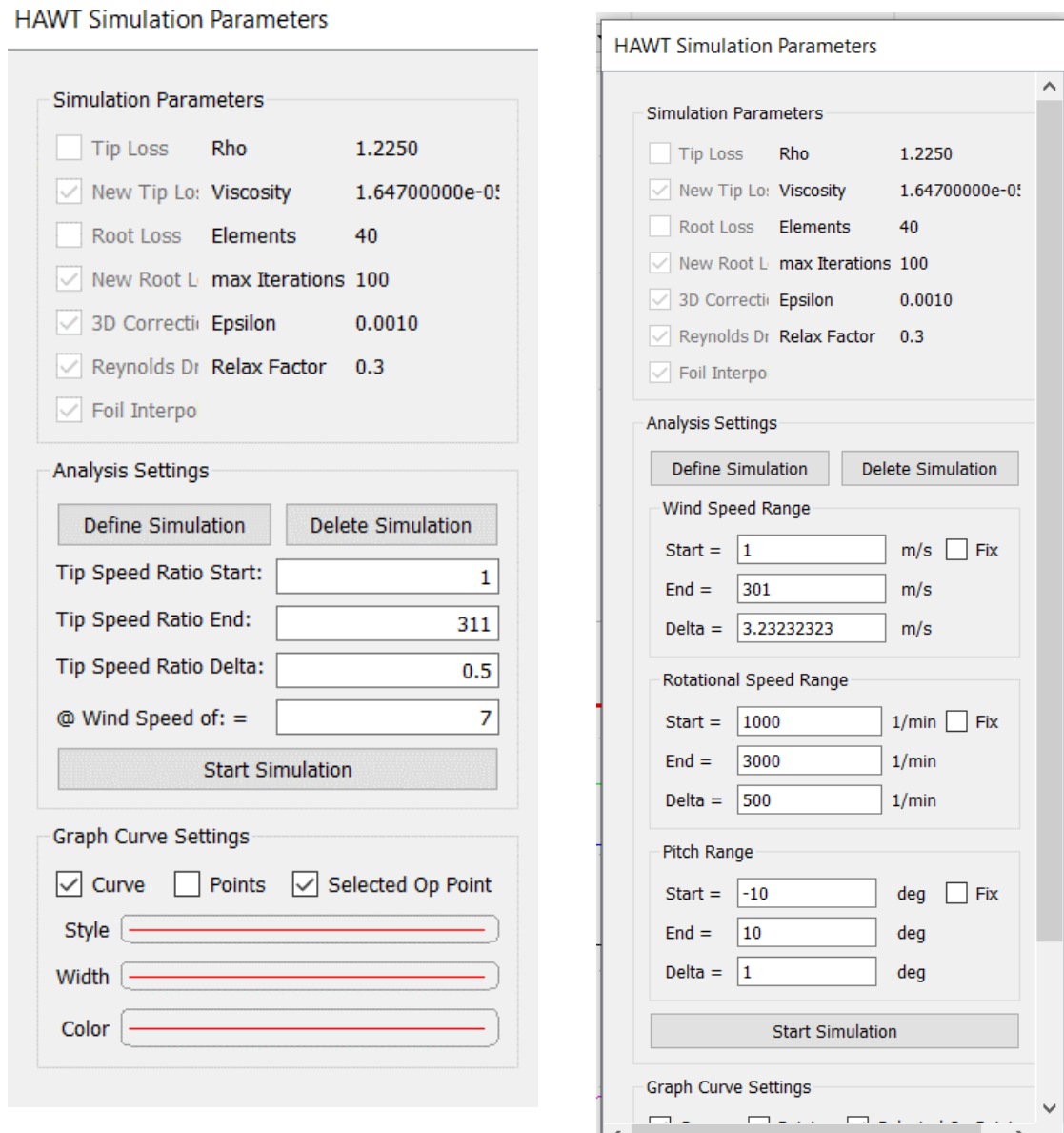
Figura 26: Datos geométricos del álabes.



Fuente: Software QBlade.

Asimismo, para iniciar la simulación se ingresaron los parámetros de entrada, como se muestra en la Figura 26:

Figura 27: Datos constantes en la simulación y parámetros de análisis en la simulación.

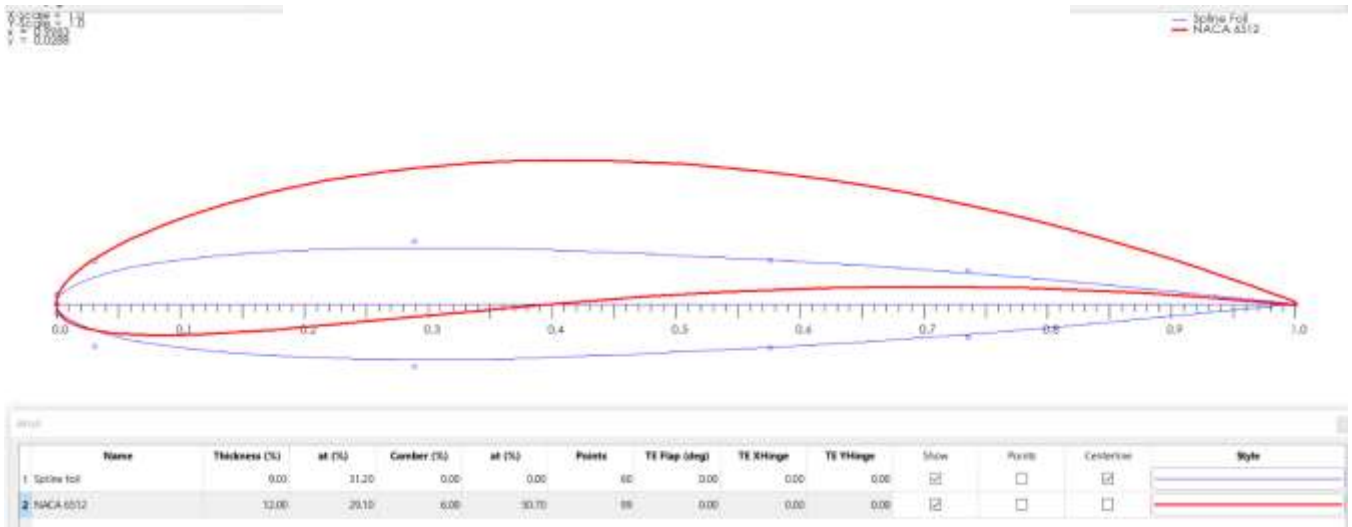


Fuente: Software QBlade.

- Resultados de integridad de forma del álabe.

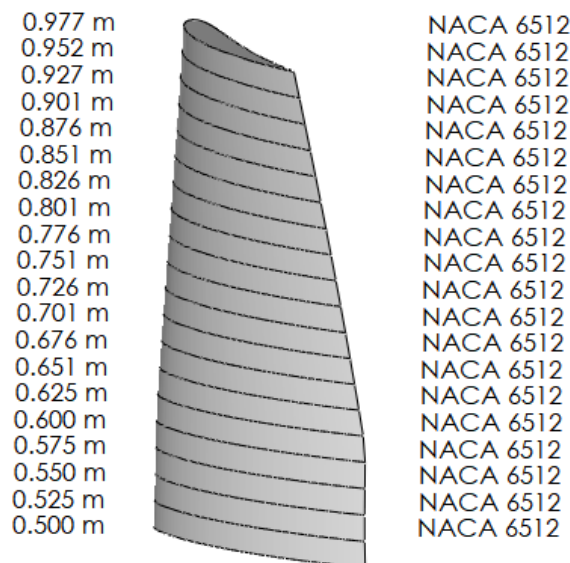
De los datos ingresados en las figuras 26 y 27. Se pudo observar la selección del perfil adecuado para el modelamiento aerodinámico del álabe en el software QBlade, representados en las siguientes figuras:

Figura 28 : Perfil NACA 6512.



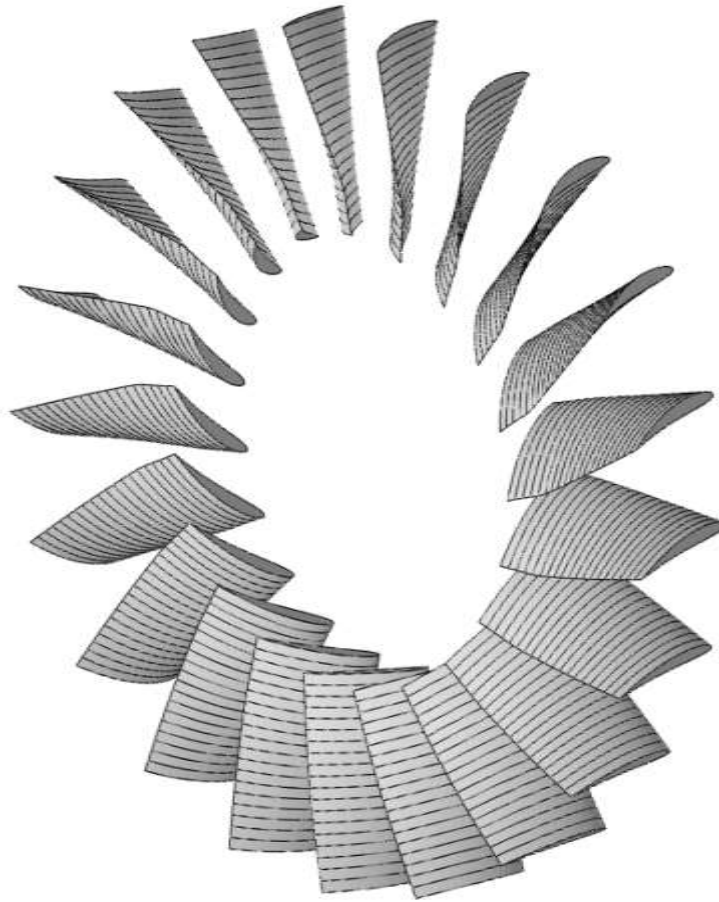
Como objetivo de estudio, se va a diseñar y simular la aerodinámica del álabe tipo NACA de la serie 6512, la cual, en este programa integraremos los datos calculados del dimensionamiento del álabe (del concepto seleccionado, ver tabla 8 y 13). Esto con el fin de calcular la distribución de presión o línea de corriente que conforma el perfil aerodinámico.

Figura 29: Perfiles y posiciones para cada sección del álabe.



Fuente: Software Qblade.

Figura 30: *Rotor modelado en primera etapa.*

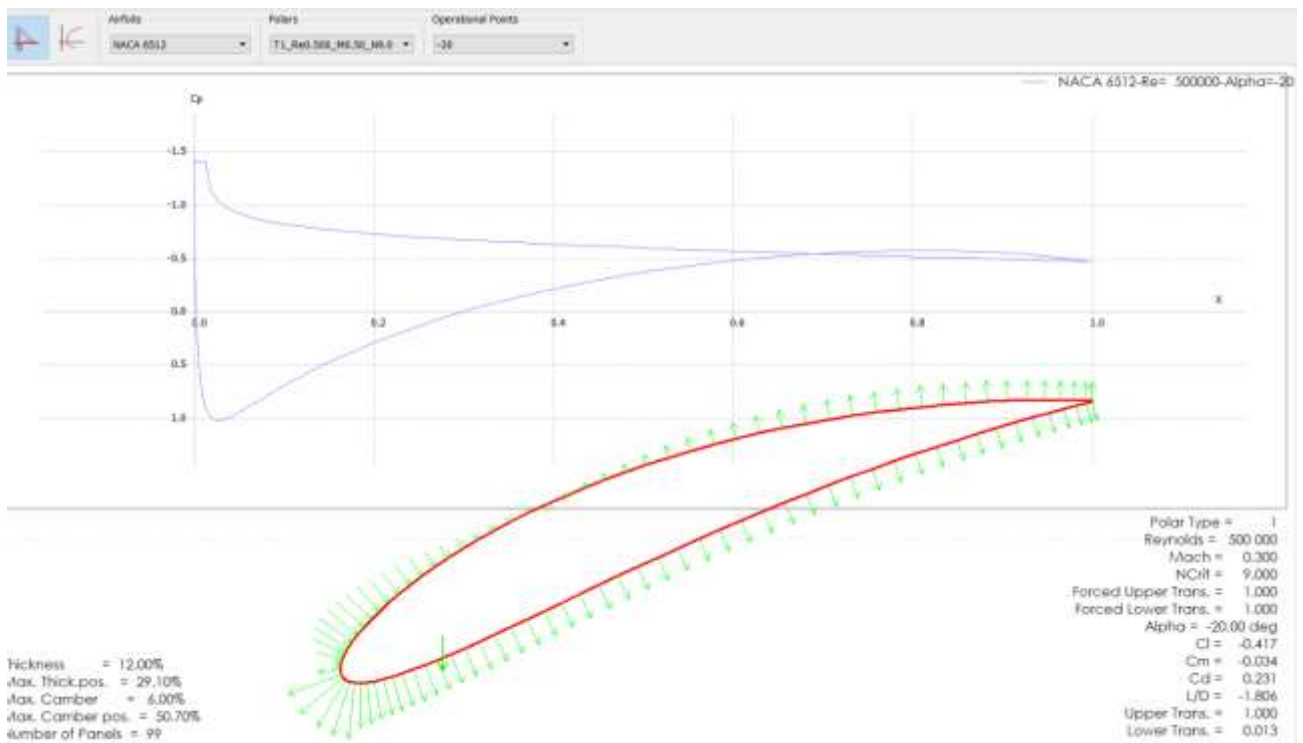


Fuente: Software QBlade.

Este modelo de perfil, se realizaron las simulaciones de los escenarios a los que estaría expuesto el rotor.

La vista del punto de operación del tipo de perfil seleccionado visualiza la capa límite y los gradientes de presión adversos producida como se muestra en la Figura 31.

Figura 31: Vista del punto de operación visualiza la capa límite y la presión producida.



Fuente: Software QBlade.

En la figura 32 se visualiza la línea de corriente que contribuye a un solo álabe del rotor. Sin embargo, en la figura 34, muestra las líneas de corriente o distribución de presiones de los álabes de una sola fila del rotor, esto es en la primera etapa, con un tiempo de 7 segundos a 3000 rev/min.

Figura 32: Análisis estructural para álabes de aleación de aluminio.

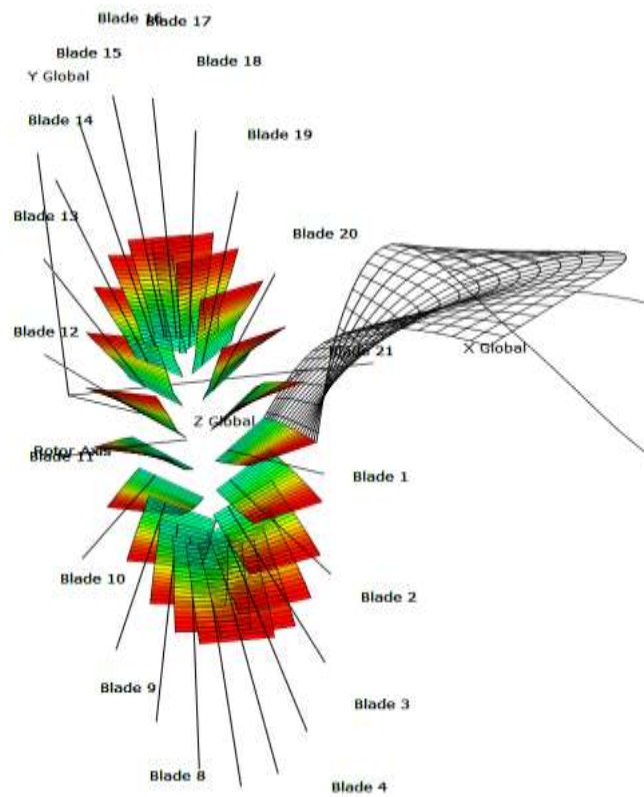


Figura 33: Análisis estructural aerodinámico del álabes a 3000 rpm.

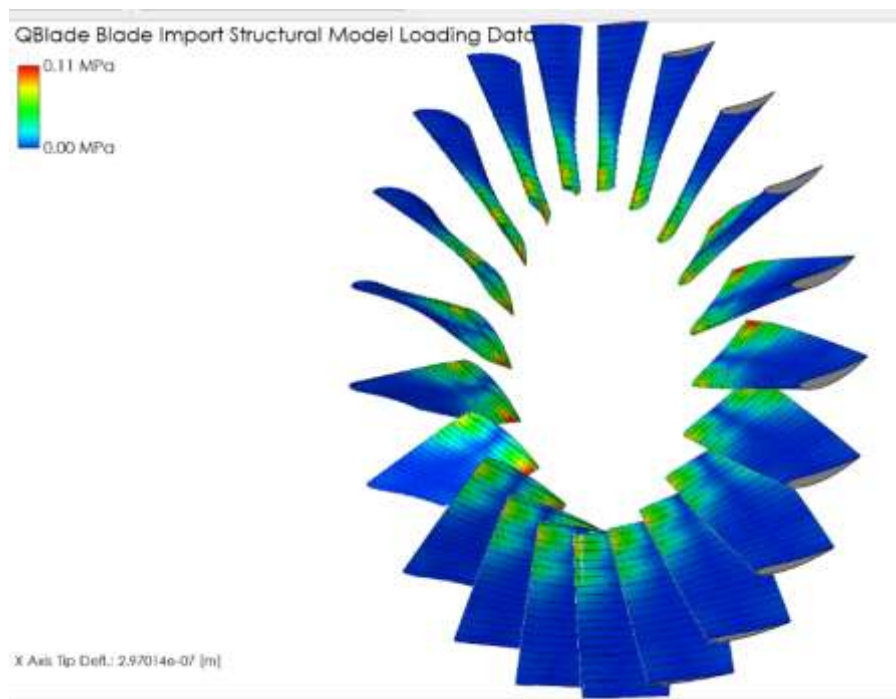
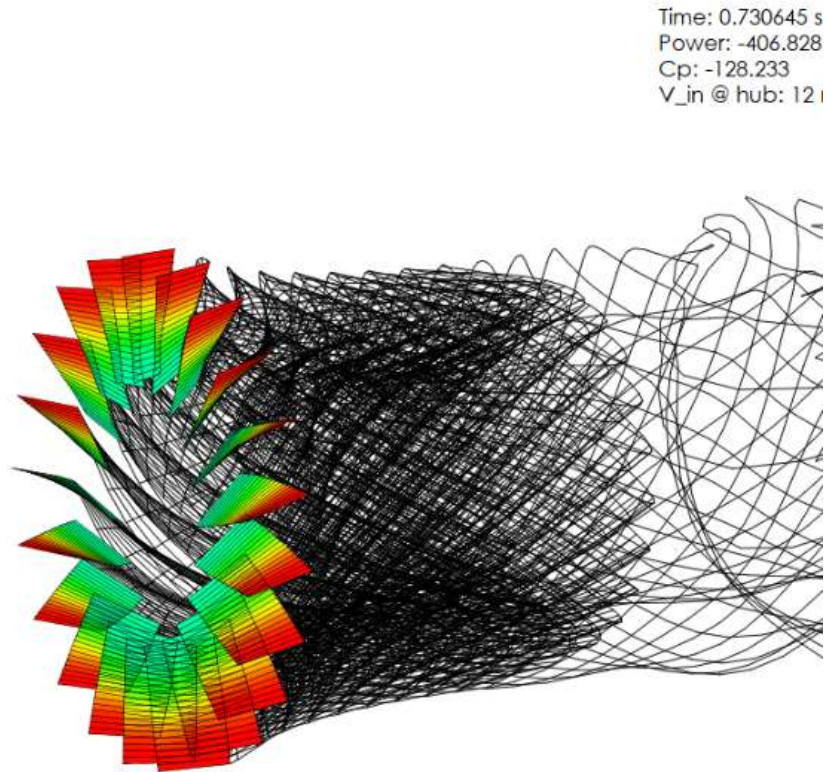


Figura 34: Simulación aerodinámica del rotor a 3000 rpm.



Fuente: Software Qblade

Aquí podemos denotar la distribución de presión que genera en esta primera etapa, si contemplamos con una visualización más profunda la gran cantidad de presiones que puede generar con las demás filas de etapas restantes, este puede generar alta cantidad de presión en la última etapa. Y esto es deseable para la combustión de la turbina a gas.

La alta gama de turbinas a gas de Siemens Energy (Casos de estudios existentes)

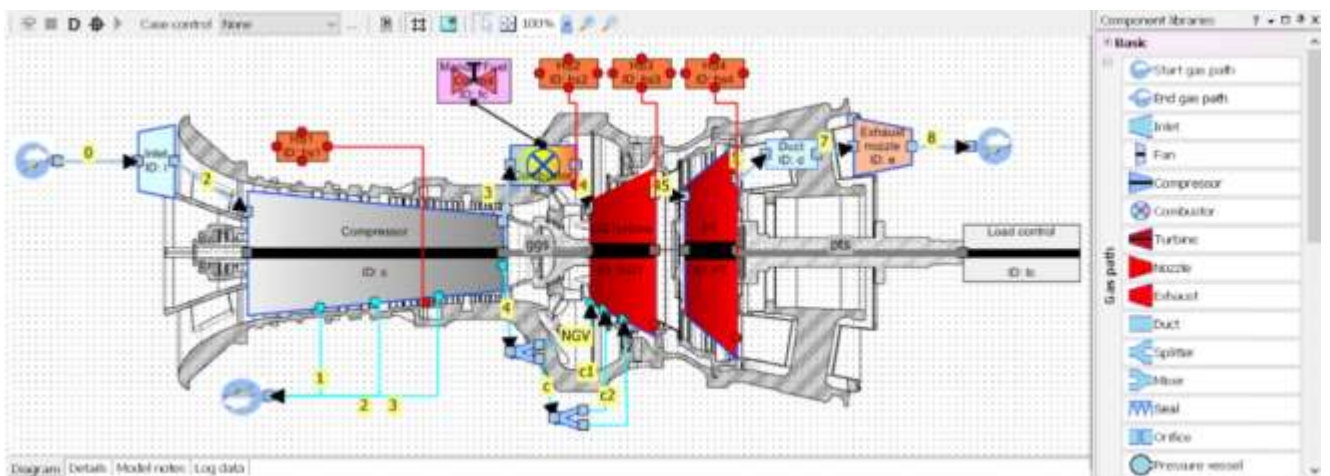
Siemens Energy [40] es una empresa de alto régimen mundial, se rige en el diseño y producción de tipos de turbinas a gas desde 2 hasta 593 MW de potencial energético, satisfaciendo con las condiciones de confiabilidad y eficiencia.

Es por eso, que esta entidad trabaja en colaboración con B&B-AGEMA, estos en conjunto conllevan a un enfoque significativo la cual analizan, simulan y entienden el performance en diferentes condiciones operativas antes de fabricar la turbina a gas.

La compañía B&B-AGEMA [41], es una empresa digital dedicada a los servicios de ingeniería, la cual está muy involucrado en el diseño de los pases de flujo hasta en el diseño general de las turbinas a gas. Especialmente con la finalidad de crear un nuevo diseño con una mayor eficiencia (ya sea del compresor y turbina) y por supuesto es lo más rápido posible que se puede diseñar. También se involucra en el desarrollo de crear un nuevo sistema de combustión para diseños industriales.

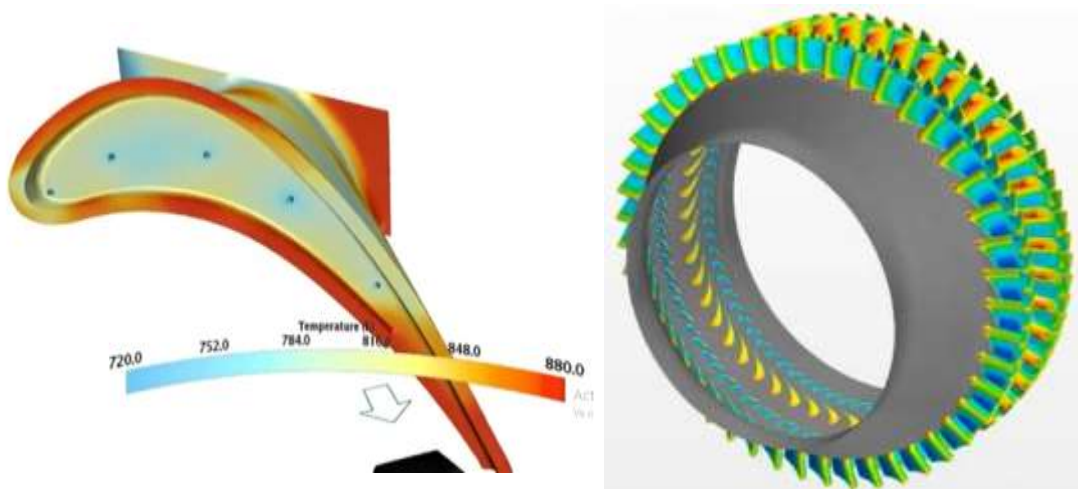
Caso de estudio real

Figura 35: Modelado general de una turbina a gas de 10 MW.



En este programa, combina diferentes herramientas de software. La cual este conlleva a un gran beneficio para que se pueda lograr una turbina a gas de alta calidad en muy poco tiempo al diseñar. Para un enfoque de diseño completamente de compresores de flujo axial se ha establecido en el que se empieza desde cero pasando de 1D, 2D hasta diseños 3D y al final la simulación.

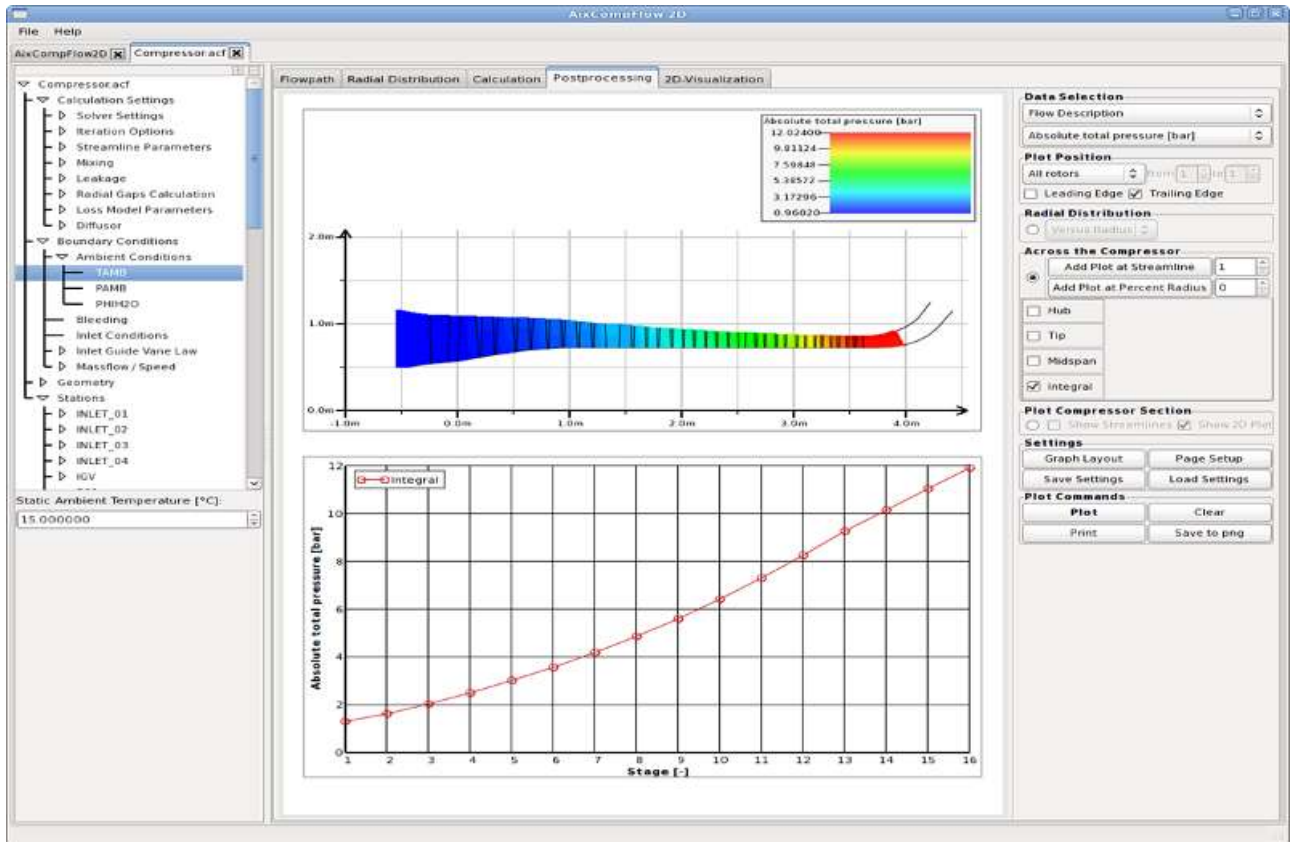
Figura 36: Tipo de perfil aerodinámico NACA 63.



La principal herramienta AixCompFlow (ACF2D) es un software basado en el análisis y diseño de compresores de flujo axial de etapas múltiples. Este conlleva a un punto de vista único dedicado para turbinas a gas para la generación de energía. Sus principales características, es que se puede adaptar parámetros de entradas implementada a nuestras necesidades de diseño, para luego determinar los resultados de cálculo que es la geometría de la fila de álabes, del compresor, el caudal, la eficiencia del compresor y el coeficiente de pérdidas de cada etapa del compresor. Mediante este análisis se puede elegir cualquier tipo de familia de perfiles aerodinámicos (como en este proyecto se eligió el perfil NACA serie 6512).

Caso de estudio real: Ejemplo de cálculo de diseño de un compresor de flujo axial de una turbina a gas de hasta 117 MW, de 16 fases ejecutado mediante ACF2D.

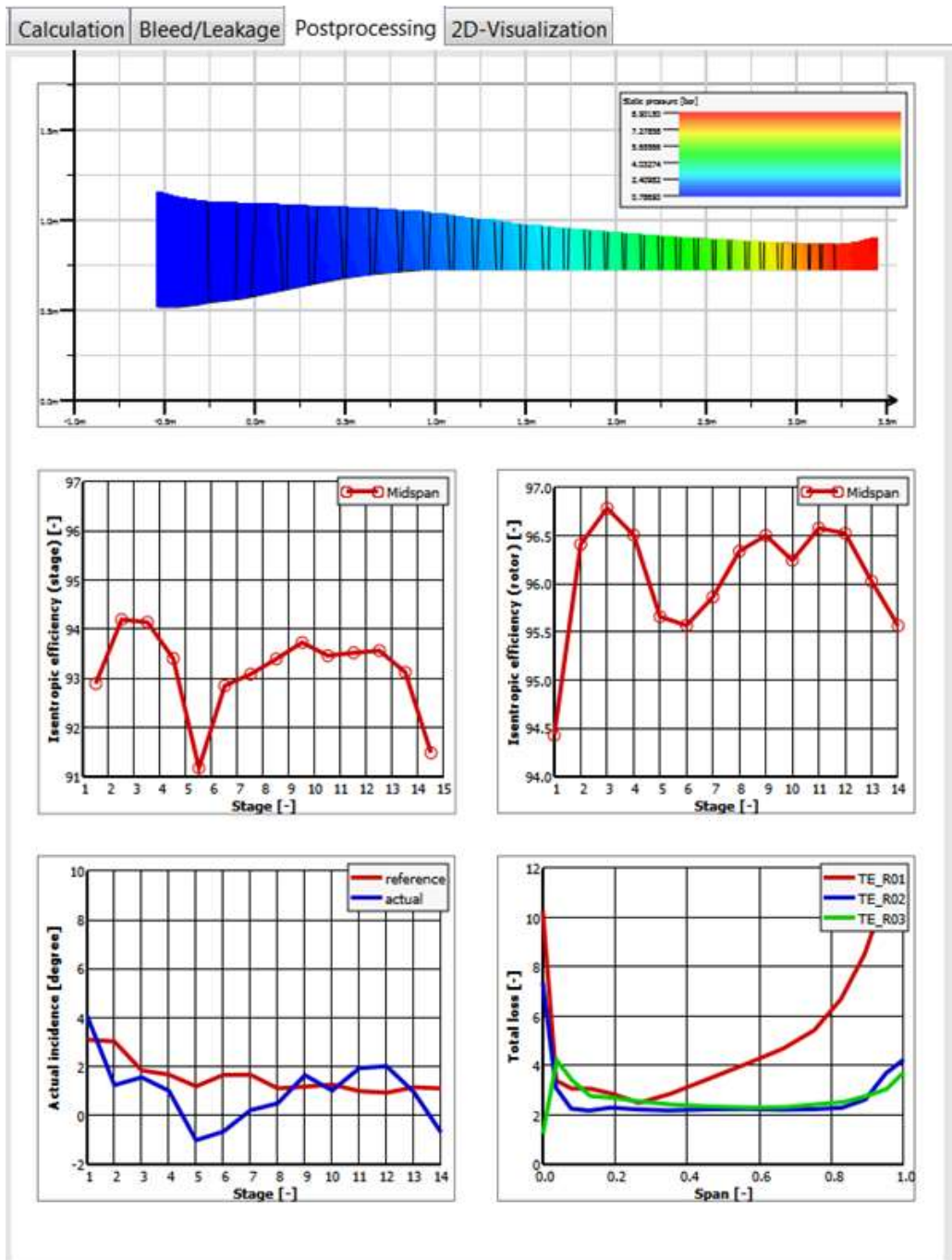
Figura 37: Gráfica de aumento de presión total con respecto a las etapas correspondientes.



Según lo mencionado de la figura 37, podemos comparar y denotar que, según el análisis numérico desarrollado en el proyecto de investigación (ver tabla 7 y 8), como es que siempre va a ver un aumento de temperatura y presiones para cada etapa, esto es de agrado para el compresor, porque hace el fluido se comprime más en la última etapa del compresor, esto con la finalidad de transformar la energía cinética en energía potencial.

Mientras tanto, en la figura 38, este software mencionado es de gran facilidad ingresar los parámetros de entrada y obtener resultados al instante, mediante sus gráficas de eficiencias termodinámicas con respecto a cada etapa del compresor señalado. Podemos comparar este caso con la figura 24, que ambos se mantienen a muy altos rendimientos, y esto es considerable para el compresor de flujo axial.

Figura 38: Gráficas de rendimientos termodinámicos con respecto a las etapas del compresor.



Fuente: [41]

En mi opinión, en el futuro, los trucos de pruebas digitales como este software, serán cada vez más importantes. Entonces, se puede decir que es una combinación entre lo experimental y simulación. Por lo tanto, al optimizar totalmente la turbina a gas se trata de descubrir cómo funciona en el área que va a corresponder, antes de que realmente se ejecute al campo, y a su vez, así reducimos el tiempo de comercialización mediante el uso de estos métodos de prueba de turbinas a gas digitales para que así, después se tengan menos costos de campos de prueba.

3.2 Discusión.

Primeramente, necesitamos entender que los compresores de flujo axial tienen un diseño esencialmente único. No hay posibilidad de que un compresor en particular de un motor se pueda usar de nuevo en otro motor.

Este diseño requiere mucho esfuerzo, en términos de análisis numérico, en términos de análisis de diseño y pruebas antes de poder decir que cierto diseño es definitivo y puede seguir dentro de un motor.

Hay dos aspectos que intervienen en el diseño: uno es crear la forma de la pista de flujo del compresor y otro es la creación de las formas de los álabes.

Entonces para la creación de la pista de flujo, éste se decide por el cambio paso a paso en la densidad. Es decir, la densidad cambia fundamentalmente la presiones, temperaturas y áreas, en cada etapa que recorre el flujo.

Ahora se llega al hecho de que, para crear un compresor axial, se necesita arreglar el punto de diseño, la fijación del punto de diseño a menudo se realiza sobre la base de una serie de parámetros de entrada.

Por lo tanto, estos parámetros iniciales se fijan al decidir o dar respuesta sobre el trabajo realizado, las eficiencias de las etapas individuales, y para asegurarse de que tenga una distribución correcta, la relación de presión de todas las etapas juntas debe, por supuesto, dar la relación de presión general proporcionada por el diseño del compresor. Es por ende que el concepto seleccionado, es el concepto

N.º 2 (GT11N2 ALSTOM 113.6 MW) porque cumple con los requerimientos que se ha mencionado en este hecho.

Ahora, al diseñar las filas de álabes individuales, se ha utilizado las teorías que se ha hecho anteriormente, incluyendo las teorías de flujo bidimensional del concepto seleccionado. Con la comprensión que se tuvo del flujo tridimensional a través de compresores de flujo axial y juntando todo el método de dimensionamiento, se ha tratado de entender cómo se puede proceder con el proceso de diseño para crear formas de álabes para el rotor, así como para el estator, que juntos, como se sabe, crean la etapa real del compresor de flujo axial.

Finalmente, el diseño se considera completo hasta que haya pasado por una buena cantidad de análisis numérico, y solo después de eso se considera que el diseño se ha completado de cierta manera, y así finalmente decidir que este diseño está bien.

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

4.1 Conclusiones

Se llevo a cabo un algoritmo para el proceso de diseño del compresor de flujo axial en conjunto con el dimensionamiento de los álabes móviles que se presenta en una etapa, sin embargo, se toma en cuenta que este proceso también se aplica en las etapas siguientes del compresor.

Se desarrolló una metodología de diseño preliminar para compresores axiales multietapa, donde se introdujeron modelos o conceptos de 2 tipos de rangos de turbinas (100 MW y 113 MW) basados en correlaciones semi-empíricas para dimensionar a la máxima eficiencia del compresor. Se definieron los resultados geométricos del canal meridional (coeficiente de pérdidas) del álabe en cada una de sus etapas que tiene el compresor.

El perfil NACA 6512 seleccionado presenta las mejores condiciones de diseño aerodinámico. Más aún, por el tipo de material optado por la aleación de titanio que tiene un máximo factor de seguridad y es un tipo de aleación rentable. Es por eso, que este diseño óptimo de perfil de álabe del compresor hará que el motor funcione de manera más eficiente.

Se realizó el diseño y la simulación aerodinámica de los álabes en conjunto con el rotor de la primera etapa en el Software Qblade, donde se optó como perfil aerodinámico el perfil NACA 6512 debido a sus antecedentes en estudios científicos de régimen industrial.

4.2 Recomendaciones.

Ampliar la presente metodología para el análisis de compresores de flujo axial: El programa desarrollado permite el cálculo de las dimensiones geométricas del compresor en el punto de diseño, sin embargo, esto se puede extender a un programa de análisis donde las correlaciones de pérdidas, en función del caudal, sería evaluado para la obtención del mapa del compresor, este nuevo programa, también puede ser pre-optimizado para obtener una geometría inicial más cercana a la máxima eficiencia.

Cuando el compresor esta fuera de servicio, el álabe debe limpiarse e inspeccionarse con cuidado. Si se observan daños menores, se debe reparar el álabe o si el daño es significativo, se debe reemplazar. En la mayoría de los casos, las abolladuras o grietas menores de objetos extraños se pueden esmerilar y alisar. Si varias aspas en una fila muestran grietas, se debe tomar nota del tiempo acumulado de trabajo, ya que el álabe debe durar 50000 horas a más; y por lo tanto se debe considerar reemplazar toda la fila de álabes en la etapa del compresor axial.

REFERENCIAS

- [1] Atlas Copco, «Compresores dinámicos: compresores centrífugos y axiales,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.atlascopco.com/es-pe/compressors/wiki/compressed-air-articles/dynamic-compressors>.
- [2] J. García de la Cuesta, «Motor de reacción,» Septiembre 2020. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_reacci%C3%B3n.
- [3] S. Dixon y C. A. Hall, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, Sexta ed., England: ELSEVIER, 2016.
- [4] W. G. Huiza Amancay, «Análisis de fallas funcionales del sistema turbina de gas en la Central Termoeléctrica Aguaytía,» Universidad de Nacional del Centro del Perú, Huancayo, 2018.
- [5] C. Rodríguez Morillo, «Estudio teórico y práctico del fenómeno de fouling en turbocompresores axiales,» Universidad de Sevilla, Sevilla, 2011.
- [6] M. R. Cuadros Pino, «Automatización del sistema de lavado online para el compresor axial de la turbina a gas SGT6-5000F Siemens en la Central Termoeléctrica Kallpa Generación S.A.,» Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa, Arequipa, 2015.
- [7] T. Khema, «Five-Stage Axial Flow Compressor for Gas Turbine,» *International Journal of Scientific*, p. 5, 2018.
- [8] J. Kumar, T. Mujawar y S. Channiwala, «Aerodynamic Design and Numerical Analysis of Transonic Axial Flow Compressor,» *ResearchGate*, p. 13, 2019.
- [9] H. Shi, «A Parametric Blade Design Method for High-Speed Axial Compressor,» *Aerospace*, p. 25, 2021.

- [10] D. Liang, C. Song, S. Liang, S. Wang, Y. Li y Z. Zhou, «Design and performance Analysis of blades based on the Equal-Variable Circulation Method,» *Energy Research*, p. 11, 2021.
- [11] H. K. Jin, W. K. Dae y Y. K. Kwang, «Aerodynamic Optimization of a Transonic Axial Compressor with a Casing Groove Combined with Tip Injection,» *Institution of Mechanical Engineers*, 2013.
- [12] J. Cheng, J. Chen y H. Xiang , «A surface parametric control and global optimization method for axial flow compressor blades,» *Revista China de Aeronáutica*, 2019.
- [13] J. Mendoza Montalvo, «Cálculo aerodinámico y simulación fluidodinámica de un álabe de compresor axial para un turborreactor,» Lima, 2019.
- [14] F. J. Bernabe Aguilar y J. R. Guzmán Luna, «Estudio del diseño paramétrico de los álabes retóricos de la turbina de la central termoeléctrica de Aguaytia en el departamento de Ucayali, para incremento de su eficiencia,» Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote, 2015.
- [15] Solar Turbines, «Funcionamiento de una Turbina de Gas,» 2019. [En línea]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=cOcu7szPKmQ>.
- [16] TFS Turbine Field Solutions, «TFS,» 24 Julio 2020. [En línea]. Available: https://web.facebook.com/tfsturbinefieldsolutions/videos/principales-partes-de-una-turbina-de-gas/957597331335312/?_rdc=1&_rdr.
- [17] A. James y S. Rajagopalan, «Gas turbines: operating conditions, components and material requirements,» *Siemens Energy Inc.*, pp. 4-5, 2014.
- [18] L. R. D. Ramón, «Metodología de Pré-dimensionamiento de Compressor Axial de Múltiplos Estágios,» *Universidade Federal de Itajubá*, 2018.

- [19] Siemens Industrial Turbomachinery Inc, «SGT-200 Industrial Gas Turbine,» *Industrial Applications*, p. 4, 2005.
- [20] E.-S. Ahmed F., *Fundamentals of Aircraft and Rocket Propulsion*, Londres: Springer, 2016.
- [21] H. J. Acosta Leon, «Motores a reacción I (Compresor axial),» 27 Marzo 2020. [En línea]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=n18cfjhJR80&t=8s>.
- [22] Artículos aeronáuticos, «Artículos aeronáuticos,» 30 Abril 2020. [En línea]. Available: <https://greatbustardsflight.blogspot.com/2020/04/la-capalimite.html>.
- [23] B. Roy y A. M. Pradeep, «Design of Compressor Blades, Aerofoil Design (Subsonic, Transonic, Supersonic),» 12 Marzo 2015. [En línea]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=Zam3sV5pPJg>.
- [24] B. Meherwan P., *Gas Turbine Engineering*, Cuarta ed., USA: El Sevier, 2012.
- [25] S. L. Dixon y C. A. Hall, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, Sexta ed., UK: Elsevier, 2010.
- [26] A. I. Obanor, O. J. Unuareokpa y H. O. Egware, «An algorithm for the design of an axial flow compressor of a power generation gas turbine,» *Nigerian Journal of Technology*, p. 11, Abril 2015.
- [27] V. L. Martínez Godínez, «Métodos, técnicas e instrumentos de investigación,» *Manual multimedia para el desarrollo de trabajos de investigación*, 2013, 2013.
- [28] A. Matos Ayala, «lifeder.com,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.lifeder.com/investigacion-bibliografica/#:~:text=La%20investigaci%C3%B3n%20bibliogr%C3%A1fica>

%20o%20documental,selecci%C3%B3n%20de%20fuentes%20de%20informaci%C3%B3n..

- [29] C. Bernal, Metodología de la investigación, México: Pearson, 2006.
- [30] Y. Contreras y M. Roa, «Técnicas e instrumentos de investigación,» 26 Abril 2015. [En línea]. Available: <http://tecnicasdeinvestigacion2015.blogspot.com/>.
- [31] Colegio de Ingenieros del Perú, «Código de ética del CIP,» *Colegio de Ingenieros del Perú*, p. 26, 1998.
- [32] Universidad Señor de Sipán, «Código de ética de investigación de la USS,» *Universidad Señor de Sipán*, p. 37, 2022.
- [33] K. Theint, «Five-Stage Axial Flow Compressor for Gas Turbine,» *International Journal of Scientific and Research Publications*, p. 5, 9 Septiembre 2018.
- [34] D. S. Aziaka, E. O. Osigwe y B. T. Lebele-Alawa, «Structural and Conceptual Design Analysis of an Axial Compressor for a 100 MW Industrial Gas Turbine (IND100),» *Scientific Research*, 2015.
- [35] G. Moreno Labata, «Diseño de un compresor axial de relación de compresión 18.5 para una turbina de gas de 270 MW,» *Dpto. Ingeniería Térmica y de Fluidos*, 2017.
- [36] R. Azizi, R. Ebrahimi y Z. M., «Algorithm development for aerodynamic preliminary design of multi-stage axial compressors,» *Sciencedirect*, p. 13, 2015.
- [37] M. A. León Guerrero, «Optimización de perfiles aerodinámicos para compresores axiales de aplicación transónica basada en inteligencia de enjambre.,» *Instituto Politécnico Nacional*, 2015.

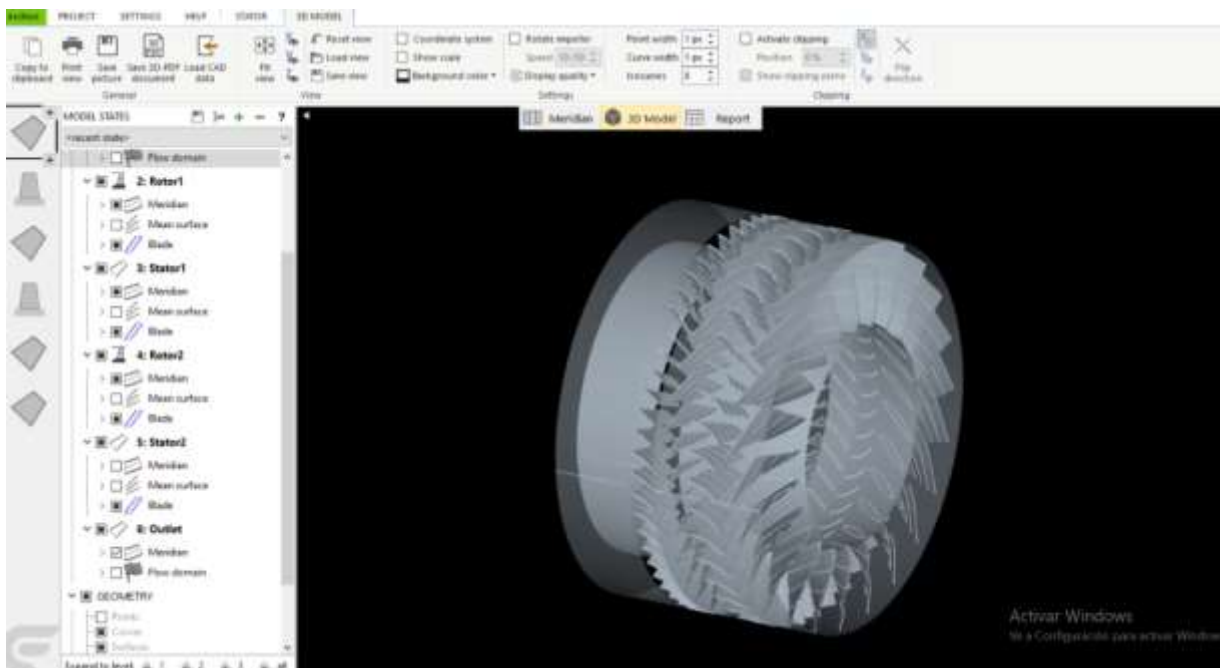
- [38] J. Ahmed Abdulhussein Jabbar, A. K. Rai, R. P. Ravinder y D. Mahmood Hasan, «DESIGN AND ANALYSIS OF GAS TURBINE ROTOR BLADE USING FINITE ELEMENT METHOD,» *TRANS STELLAR*, 2015.
- [39] P. Saeed Farokhi, *Aircraft Propulsion*, Segunda ed., India: WILEY, 2015.
- [40] Siemens, «Software de Industrias Digitales de Siemens,» Siemens Energy, 2023. [En línea]. Available: <https://resources.sw.siemens.com/en-US/case-study-bb-agema-simcenter>. [Último acceso: 3 Abril 2023].
- [41] B&B-AGEMA, «ACF2D + Design Axial Compressor Design Tool,» B&B-AGEMA, Abril 2023. [En línea]. Available: <https://bub-agema.de/index.php?whereami=3.1&lang=en>. [Último acceso: 3 Abril 2023].
- [42] D. R. Greatrix, *Powered Flight*, London: Springer, 2012.
- [43] Endesa, «Central térmica de ciclo combinado,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.fundacionendesa.org/es/centrales-electricas-convencionales/a201908-central-termica-convencional-ciclo-combinado>.

ANEXOS

Anexo 1: Vista lateral de las primeras etapas del compresor axial mediante el software CFTurbo.



Anexo 2: Vista isométrica.



Anexo 3: Resultados de los cálculos termodinámicos del Concepto 1.

Etapa	Temperatura (K)		Presión (kPa) - (Pa)			Densidad	Caudal Volumétrico (Q)	Salto entálpico isoentrópico	Incremento de temperatura total Isentrópica	Velocidad específica del rotor (ns)
	T	T	P	P	P					
1	T1	288.15	P1	101.3	101300	1.224923382	253.0770533	299418.5941	297.9289494	0.390451578
2	T2	302.1789602	P2	118.3200306	118320.0306	1.364307146	227.2215614	313996.1806	312.4340106	0.357010812
3	T3	316.8909388	P3	138.1997003	138199.7003	1.519551359	204.007583	329283.496	327.6452697	0.326434126
4	T4	332.3191893	P4	161.4194744	161419.4744	1.692460777	183.1652493	345315.0944	343.5971089	0.298476224
5	T5	348.4985844	P5	188.5405445	188540.5445	1.885045519	164.4522622	362127.2122	360.3255843	0.272912814
6	T6	365.4656945	P6	220.2183908	220218.3908	2.099544438	147.6510782	379757.8499	377.8685074	0.249538818
7	T7	383.2588707	P7	257.2186252	257218.6252	2.338451141	132.5663789	398246.8584	396.2655307	0.228166721
8	T8	401.9183309	P8	300.4354946	300435.4946	2.604542987	119.0228004	417636.0284	415.5582372	0.208625066
9	T9	421.4862514	P9	350.9134936	350913.4936	2.900913365	106.8628949	437969.1856	435.7902344	0.190757083
10	T10	442.0068617	P10	409.872609	409872.609	3.231007664	95.94530012	459292.2891	457.0072529	0.174419429
11	T11	463.5265448	P11	478.7378049	478737.8049	3.598663321	86.14309601	481653.5359	479.2572497	0.159481035
12	T12	486.0939419	P12	559.1734622	559173.4622	4.008154436	77.34232924	505103.4693	502.5905168	0.145822061
13	T13	509.7600623	P13	653.1236046	653123.6046	4.464241455	69.44068844	529695.0935	527.0597945	0.133332929
14	T14	534.5783987	P14	762.8588832	762858.8832	4.972226516	62.34631487	555483.993	552.7203911	0.121913446
15	T15	560.6050484	P15	891.0314549	891031.4549	5.538015087	55.97673447	582528.459	579.6303074	0.111472
16	T16	587.8988396	P16	1040.739082	1040739.082	6.168184616	50.25789909	610889.6201	607.8503683	0.101924826
17	T17	616.5214648	P17	1215.6	1215600	6.870060998	45.1233257	640631.5816	637.4443598	0.093195333

Anexo 4: Resultados de los parámetros de salida del dimensionamiento y velocidades del Concepto 1.

Etapa	Valor estimado del Diam. Específico	Valor elegido del Diam. Esp. (ds)	D exterior	r ext	D interior	r int	Radio medio	Relacion de radios	Área frontal de paso	Parámetro de flujo	Parámetro de carga	Velocidad rotacional del eje del compresor	Velocidad periférica o tangencial (Ut)	Velocidad relativa	Numero de Mach
1	5.90	2.95	2.01	1.00	1.00	0.50	0.75	0.50	2.37	0.45	8.60	2863.48	315.35	358.32	1.05
2	6.10	3.05	1.94	0.97	0.97	0.49	0.73	0.50	2.22	0.45	9.63	2958.65	305.21	349.42	1.00
3	6.31	3.15	1.88	0.94	0.94	0.47	0.71	0.50	2.08	0.44	10.78	3056.97	295.39	340.88	0.96
4	6.52	3.26	1.82	0.91	0.91	0.46	0.68	0.50	1.95	0.44	12.07	3158.57	285.89	332.68	0.91
5	6.74	3.37	1.76	0.88	0.88	0.44	0.66	0.50	1.83	0.43	13.51	3263.54	276.69	324.81	0.87
6	6.97	3.48	1.70	0.85	0.85	0.43	0.64	0.50	1.71	0.43	15.13	3372.00	267.79	317.27	0.83
7	7.20	3.60	1.65	0.82	0.82	0.41	0.62	0.50	1.60	0.43	16.94	3484.06	259.18	310.03	0.79
8	7.44	3.72	1.60	0.80	0.80	0.40	0.60	0.50	1.50	0.42	18.96	3599.85	250.84	303.10	0.75
9	7.69	3.85	1.55	0.77	0.77	0.39	0.58	0.50	1.41	0.42	21.23	3719.49	242.78	296.45	0.72
10	7.95	3.98	1.50	0.75	0.75	0.37	0.56	0.50	1.32	0.41	23.77	3843.10	234.97	290.09	0.69
11	8.22	4.11	1.45	0.72	0.72	0.36	0.54	0.50	1.23	0.41	26.61	3970.82	227.41	284.01	0.66
12	8.49	4.25	1.40	0.70	0.70	0.35	0.53	0.50	1.16	0.41	29.79	4102.79	220.09	278.18	0.63
13	8.78	4.39	1.36	0.68	0.68	0.34	0.51	0.50	1.08	0.40	33.35	4239.14	213.01	272.62	0.60
14	9.08	4.54	1.31	0.66	0.66	0.33	0.49	0.50	1.01	0.40	37.34	4380.02	206.16	267.30	0.58
15	9.38	4.69	1.27	0.64	0.64	0.32	0.48	0.50	0.95	0.39	41.80	4525.59	199.53	262.22	0.55
16	9.70	4.85	1.23	0.61	0.61	0.31	0.46	0.50	0.89	0.39	46.80	4675.99	193.11	257.37	0.53
17	10.02	5.01	1.19	0.59	0.59	0.30	0.45	0.50	0.83	0.39	52.39	4831.39	186.90	252.74	0.51

Anexo 5: Resultados aerodinámicos de los álabes del Concepto 1.

Etapa	Velocidad tangencial en la línea media	Coficiente de flujo medio	Coficiente de carga media	Velocidad relativa en la entrada media	Número mach , correspondiente a la V rel	Velocidad relativa media a la salida del álabe rotor	alfa1	alfa2	Beta1	Beta2	Factor de difusión
1	236.51	0.72	0.11	291.35	0.86	200.07	31.75	42.97	37.65	31.75	0.12
2	228.91	0.74	0.12	285.21	0.82	197.65	30.59	42.01	37.02	30.59	0.13
3	221.54	0.77	0.13	279.33	0.78	195.34	29.43	41.12	36.43	29.43	0.14
4	214.42	0.79	0.15	273.71	0.75	193.16	28.26	40.31	35.86	28.26	0.15
5	207.52	0.82	0.16	268.35	0.72	191.08	27.08	39.56	35.32	27.08	0.16
6	200.85	0.85	0.18	263.22	0.69	189.12	25.89	38.90	34.80	25.89	0.17
7	194.39	0.88	0.20	258.32	0.66	187.26	24.69	38.30	34.32	24.69	0.18
8	188.13	0.90	0.21	253.65	0.63	185.50	23.49	37.79	33.87	23.49	0.19
9	182.08	0.93	0.23	249.20	0.61	183.85	22.27	37.35	33.45	22.27	0.20
10	176.22	0.97	0.26	244.95	0.58	182.29	21.05	37.00	33.06	21.05	0.21
11	170.56	1.00	0.28	240.90	0.56	180.84	19.81	36.72	32.71	19.81	0.22
12	165.07	1.03	0.31	237.05	0.54	179.48	18.57	36.53	32.38	18.57	0.23
13	159.76	1.06	0.34	233.38	0.52	178.22	17.33	36.43	32.09	17.33	0.24
14	154.62	1.10	0.37	229.90	0.50	177.05	16.07	36.41	31.83	16.07	0.25
15	149.65	1.14	0.40	226.58	0.48	175.98	14.81	36.48	31.60	14.81	0.26
16	144.84	1.17	0.43	223.43	0.46	174.99	13.54	36.64	31.40	13.54	0.27
17	140.18	1.21	0.55	220.44	0.44	173.02	10.49	39.00	32.57	10.49	0.33

Anexo 6: Resultados de los cálculos aerodinámicos del Concepto 2.

Etapa	Temperatura (K)		Presión (kPa) - (Pa)			Densidad	Caudal Volumétrico (Q)	Salto entálpico isoentrópico	Incremento de temperatura total Isentrópica	Velocidad específica del rotor (ns)	Valor estimado del Diam. Específico (dse)	Valor elegido del Diam. Esp. (ds)
	T	P	P	Q	P							
1	T1	288.15	P1	101.30	101300	1.22	326.55	349877.47	348.14	0.47	5.50	3.30
2	T2	306.40	P2	123.49	123486.083	1.40	284.85	372033.96	370.18	0.42	5.74	3.44
3	T3	325.80	P3	150.53	150531.221	1.61	248.47	395593.55	393.63	0.38	5.98	3.59
4	T4	346.43	P4	183.50	183499.614	1.85	216.73	420645.07	418.55	0.34	6.24	3.74
5	T5	368.37	P5	223.69	223688.535	2.12	189.05	447283.03	445.06	0.30	6.51	3.91
6	T6	391.70	P6	272.68	272679.379	2.43	164.91	475607.86	473.24	0.27	6.79	4.07
7	T7	416.50	P7	332.40	332399.886	2.78	143.85	505726.41	503.21	0.24	7.08	4.25
8	T8	442.88	P8	405.20	405200	3.19	125.48	537752.26	535.08	0.21	7.39	4.43
9	T9	470.92	P9	493.94	493944.333	3.65	109.45	571806.19	568.96	0.19	7.71	4.63
10	T10	500.75	P10	602.12	602124.886	4.19	95.47	608016.64	604.99	0.17	8.04	4.82
11	T11	532.46	P11	734.00	733998.458	4.80	83.28	646520.16	643.30	0.15	8.39	5.03
12	T12	566.18	P12	894.75	894754.142	5.51	72.64	687461.98	684.04	0.13	8.75	5.25
13	T13	602.03	P13	1090.72	1090717.52	6.31	63.36	730996.49	727.36	0.12	9.13	5.48
14	T14	640.15	P14	1329.60	1329599.55	7.24	55.27	777287.89	773.42	0.11	9.52	5.71
15	T15	680.69	P15	1620.80	1620800	8.30	48.21	826510.76	822.40	0.10	9.93	5.96

Anexo 7: Resultados del cálculo del dimensionamiento y velocidades del Concepto 2.

Etapa	D exterior	r ext	D interior	r int	Radio medio	Relacion de radios	Área frontal de paso	Parámetro de flujo	Parámetro de carga	Velocidad periférica o tangencial (Ut)	Velocidad relativa	Numero de Mach	Velocidad tangencial en la línea media
1	2.45	1.23	1.23	0.61	0.92	0.50	3.54	0.27	4.74	462.00	481.63	1.42	346.50
2	2.35	1.18	1.18	0.59	0.88	0.50	3.26	0.26	5.48	443.25	463.68	1.32	332.44
3	2.26	1.13	1.13	0.56	0.85	0.50	3.00	0.26	6.33	425.27	446.51	1.23	318.95
4	2.16	1.08	1.08	0.54	0.81	0.50	2.76	0.26	7.31	408.01	430.11	1.15	306.01
5	2.08	1.04	1.04	0.52	0.78	0.50	2.54	0.25	8.45	391.46	414.44	1.08	293.59
6	1.99	1.00	1.00	0.50	0.75	0.50	2.34	0.25	9.76	375.57	399.47	1.01	281.68
7	1.91	0.96	0.96	0.48	0.72	0.50	2.15	0.25	11.27	360.33	385.18	0.94	270.25
8	1.83	0.92	0.92	0.46	0.69	0.50	1.98	0.24	13.02	345.71	371.54	0.88	259.28
9	1.76	0.88	0.88	0.44	0.66	0.50	1.82	0.24	15.04	331.68	358.52	0.82	248.76
10	1.69	0.84	0.84	0.42	0.63	0.50	1.68	0.24	17.37	318.23	346.11	0.77	238.67
11	1.62	0.81	0.81	0.40	0.61	0.50	1.55	0.24	20.07	305.31	334.28	0.72	228.99
12	1.55	0.78	0.78	0.39	0.58	0.50	1.42	0.23	23.18	292.93	323.00	0.68	219.69
13	1.49	0.75	0.75	0.37	0.56	0.50	1.31	0.23	26.78	281.04	312.26	0.63	210.78
14	1.43	0.72	0.72	0.36	0.54	0.50	1.21	0.23	30.94	269.64	302.04	0.60	202.23
15	1.37	0.69	0.69	0.34	0.51	0.50	1.11	0.22	35.74	258.70	292.32	0.56	194.02

Anexo 8: Resultados aerodinámicos de los álabes del Concepto 2.

Etapa	Coficiente de flujo medio	Coficiente de carga media	Velocidad relativa en la entrada media	Número mach , correspondiente a la V rel	Velocidad relativa media a la salida del	alfa1	alfa2	Beta1	Beta2	Factor de difusión
1	0.39	0.15	346.50	1.02	226.81	39.48	50.49	59.85	53.12	0.24
2	0.41	0.18	332.44	0.95	217.88	37.29	50.02	59.25	51.34	0.27
3	0.43	0.20	318.95	0.88	209.19	34.94	49.63	58.70	49.41	0.30
4	0.44	0.24	306.01	0.82	200.76	32.40	49.33	58.21	47.32	0.34
5	0.46	0.27	293.59	0.76	192.57	29.66	49.14	57.79	45.03	0.38
6	0.48	0.31	281.68	0.71	184.63	26.69	49.06	57.45	42.51	0.42
7	0.50	0.36	270.25	0.66	176.97	23.46	49.10	57.20	39.73	0.46
8	0.52	0.42	259.29	0.61	169.62	19.93	49.27	57.04	36.64	0.50
9	0.55	0.48	248.77	0.57	162.63	16.09	49.57	56.99	33.19	0.55
10	0.57	0.56	238.67	0.53	156.10	11.91	50.00	57.05	29.32	0.60
11	0.59	0.65	228.99	0.50	150.15	7.37	50.58	57.22	24.98	0.65
12	0.62	0.75	219.70	0.46	144.93	2.47	51.30	57.52	20.10	0.70
13	0.65	0.86	210.78	0.43	140.68	-2.77	52.16	57.95	14.65	0.75
14	0.67	1.00	202.23	0.40	137.66	-8.29	53.15	58.50	8.61	0.79
15	0.70	0.93	194.02	0.37	138.52	-5.47	51.03	56.68	10.72	0.75

Anexo 9: Resultados termodinámicos de en cada etapa de los compresores de los conceptos 1 y 2.

Cálculo de Relación de Compresión y Eficiencias por etapa	
Relación de compresión (Rc_x)	1.168016097
Eficiencia politrópica (η_p)	0.934878579
Eficiencia Isentrópica (η_i)	0.933423828
Velocidad angular (en rad/s)	314.1592654
Velocidad absoluta	170.1313243

Cálculo de Relación de Compresión y Eficiencias para cada etapa	
Relación de compresión(Rc_x)	1.219013654
Eficiencia politrópica (η_p)	0.923699662
Eficiencia Isentrópica (η_i)	0.921522367
Velocidad angular (en rad/s)	376.9911184
Velocidad rotacional en el eje del compresor (rpm)	23148.87872
Velocidad absoluta	136.1050594

Anexo 10: Matriz de artículos científicos.

MATRIZ DE ARTÍCULO CIENTÍFICOS

N°	Origen	Año	Autores	Institución o Journal /	Tema que aborda	Problema que enfrentó	¿Que se hizo?	¿Qué resultados obtuvo?	Conclusiones
1	Italia	2012	Abate, Giada	Università degli Studi di Padova	Aerodynamic optimization of a transonic axial compressor rotor	Se realizó una optimización del Rotor 67 (es un rotor de ventilador de flujo axial transónico) de la NASA para maximizar la eficiencia isentrópica y la relación de presiones.	El desarrollo de esta optimización, se han utilizado los softwares Turbogrid y ANSYS CFX.	Los valores resultantes de la optimización de todo el álabe son: eficiencia isentrópica de 0,8959 y relación de presión de 1,5572.	Se concluye que tanto la eficiencia isentrópica se puede considerar significativa mientras que el aumento de la relación de presiones no es significativo, según las especificaciones de dicho rotor.
2	Corea del Sur	2013	Jin, Hyuk Kim; Dae, Woong Kim; Kwang, Yong Kim	Institution of Mechanical Engineers	Aerodynamic Optimization of a Transonic Axial Compressor with a Casing Groove Combined with Tip Injection	Llevo a cabo una optimización multiobjetivo para mejorar el margen de pérdida y la eficiencia adiabática máxima de un compresor axial con una ranura de carcasa combinada con inyección.	Se aplicó un algoritmo genético de clasificación no dominado rápido para la búsqueda local junto con los modelos sustitutos para determinar las soluciones óptimas de Pareto globales.	Obtuvo el torque necesario para la validación del álabe optimizado y los desplazamientos y esfuerzos sobre este.	Se contribuyó a la recuperación de la eficiencia en el punto máximo de eficiencia adiabática. A través de la optimización, se descubrió que las ranuras de la carcasa optimizadas combinadas con la inyección mejoraron la eficiencia y ampliaron el rango de operación de los compresores.
3	China	2019	Cheng, Jinxin; Chen, Jiang; Xiang, Hang	Revista China de Aeronáutica	A surface parametric control and global optimization method for axial flow compressor blades	Desarrollaron un método de optimización aerodinámica para los álabes de compresor de flujo axial disponible para ingeniería.	Adoptaron el algoritmo Improved Artificial Bee Colony (IABC, es una técnica de optimización que proporciona resultados competitivos en comparación con varios algoritmos de última generación en términos de velocidad de convergencia, robustez y precisión de la solución), que aumenta significativamente la velocidad de convergencia y la capacidad	Se ha aplicado con éxito en la optimización aerodinámica de un rotor transónico de una sola fila (Rotor 37) y un compresor de flujo axial transónico de una sola etapa (etapa 35).	Se concluye que estos métodos de optimización global que se presentaron tienen las ventajas de ahorrar una gran cantidad de costes de cálculo y una rápida optimización global para la optimización aerodinámica de la pala 3D del compresor axial, lo que conduce a amplias perspectivas de aplicación

							de optimización global, para encontrar el resultado óptimo. También, construyeron una nueva herramienta de optimización de ingeniería combinando el método de control paramétrico de superficie, el algoritmo IABC, con un método de simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD) verificado.		Optimización de álabes de compresor.
4	Piura	2009	Alvarado Vicuña, Yury Mike	Universidad de Piura	Una metodología de diseño para turbinas de gas de flujo axial	Realizó una metodología que permitió implantar los fundamentos basados para el diseño de una turbina a gas de flujo axial.	Desarrolló simulaciones de esfuerzos mecánicos y de flujo empleando las programaciones de COSMOSworks y Cosmosfloworks	El resultado de análisis de flujo por medio de los álabes señala la evolución de expansión mediante la turbina efectuándose un rendimiento promedio de 0.8 la cual logra estimarse ventajoso.	Se concluye que los coeficientes de seguridad adquiridos en el estudio de los esfuerzos térmicos y centrífugos informan que la turbina conseguirá laborando con 3.8% de eficiencia, debido a ello supera los variables iniciales de diseño, rebajando la pérdida en un 4% de torque y disminuyendo los factores de desequilibrio a causa de la inestabilidad del chorro.
5	Lima	2019	Alvarado Vicuña, Yury Mike	Universidad Nacional Mayor de San Marcos	Cálculo aerodinámico y simulación fluidodinámica de un álabe de compresor axial para un turborreactor	Desarrolló una metodología de diseño fluidodinámico de un álabe rotor y estator de una fase de un compresor axial.	Llevó a cabo el cálculo aerodinámico del álabe de este tipo de compresor para un turborreactor y desarrolló la simulación fluidodinámica de una primera fase. Para ello utilizó el software CFD comercial ANSYS-CFX.	Se confirmó la eficacia de un diseño preliminar presentado ya que como resultado se comprobó la efectividad del diseño propuesto.	Se concluye que la fase o etapa diseñada mostró un 86.20% de eficiencia isoentrópica de compresión. La cual se decidió que esta determinación condujo la conclusión para la elección del tipo de perfil.