

Diseño de Programa de Dimensionamiento Preliminar de Compresor Axial de Doble Eje

*Martín J. Carbonell Colón
Ingeniería Mecánica
José R. Pertierra, Ph.D.
Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad Politécnica de Puerto Rico*

Abstracto—*En la actualidad, se están desarrollando en todo el mundo proyectos de gran envergadura relacionados con el desarrollo energético, siendo más comunes los proyectos y creaciones de modelos para la generación de energía, entre los que se encuentran las centrales de ciclo combinado, que constan de uno o varios generadores de turbinas de gas, además de un compresor, y una cámara de combustión, además de otros sistemas. Este interés por este campo en constante desarrollo ha comenzado a desarrollarse gracias al interés que se ha presentado en los centros de investigación lo que convierte al desarrollo e investigación sobre el tema en un atractivo punto de avance no solo en la investigación tecnológica sino también en el área de la mecánica e ingeniería. Teniendo en cuenta su importancia, se ha diseñado un programa para encontrar las dimensiones de un compresor axial de doble eje.*

Palabras Claves — *Compresor de flujo axial, Diseño de aspas, Relación de radio, Turbomaquinaria.*

INTRODUCCIÓN

En la actualidad el mundo exige optimizar la capacidad de adaptación e innovación, con miras a mejorar las tecnologías que se utilizan en los diferentes campos de las industrias y con esto se plantea la necesidad de experimentación en búsqueda de implementar mejores y más eficientes sistemas, como es el caso de los ciclos combinados con el uso de gas natural, lo cual ha constituido una auténtica revolución tecnológica para los ramos que componen el sector eléctrico. En vista del incremento de la demanda eléctrica existente en el mundo en periodos de corto y mediano plazo, es necesaria la implementación de tecnologías y

adaptaciones tecnológicas que permitan la generación eléctrica eficiente es un aspecto de especial importancia. Toda tecnología debe contemplar la eficiencia combinada con el menor impacto posible al medioambiente y baja inversión para su puesta en práctica.

El desarrollo de la investigación que llevó a la obtención del programa se justifica desde un punto de vista teórico debido a que el mismo aborda temas conceptuales como: diseño, innovación tecnológica, mecánica, entre otros; los cuales son pertinentes para los estudiantes del área de ingeniería. A su vez, es relevante ante la información y los estudios necesarios para mantener su sostenibilidad de diseños de este tipo. Permitirá establecer un proceso y procedimiento en el que se estructure y planifique el dimensionamiento de compresores de tipo axial.

Las características del compresor deben ser consideradas dentro de los programas de investigación para la mejora de su eficiencia, tamaño, peso y rango de operación, esto dado porque la eficiencia del compresor tiene un gran efecto sobre el consumo de combustible de la turbomáquina, ya que la longitud del compresor para una relación de compresión dada es determinada por la relación de compresión por paso y la longitud axial del mismo, el diámetro para un determinado flujo de aire está en función de la relación de flujo de aire por unidad de área y por el porcentaje del área frontal total utilizada [1].

Desde los aspectos sociales se justifica por la importancia que tiene la investigación en avance e innovación tecnológica dentro de la cultura de este país como factor de avance y de generar prosperidad. También se justifica desde el contexto de lo urbano porque alienta la práctica de las ciencias, la ingeniería y la mecánica, no solamente para el avance académico, sino también

para el avance en materia de aplicaciones en su utilización práctica y avance en materia energética.

Entre los aspectos importantes a tomar en cuenta para el diseño de un compresor axial es el establecimiento del diagrama de velocidad para el compresor, ya que este se puede describir en función de tres variables de gran relevancia para la investigación como lo son: el coeficiente de flujo, el coeficiente de trabajo y el de reacción. Uno de los aspectos principales para el diseño y dimensionamiento de un compresor es el establecimiento de la relación entre la velocidad relativa de entrada y la de salida.

En el diseño del compresor utilizando un programa en MATLAB, es necesario considerar los aspectos técnicos del compresor como físicos. También es importante tener unos datos preliminares para poder modelar el sistema. Por ende, a la hora de realizar el diseño en un programa como MATLAB, el mismo debe generar datos como la presión, la temperatura y la densidad que debe poseer el flujo de trabajo, el cual se va a encontrar dentro del cilindro durante el periodo que se realice la simulación respectiva. Para lo cual se propone que el desarrollo del simulador en MATLAB utilice herramientas numéricas que permitan consolidar los aspectos relevantes para el diseño del compresor.

METODOLOGÍA

Un compresor de una sola etapa tiene una capacidad limitada en aplicaciones de compresión de alta presión. La razón principal es la diferente necesidad de rotación de las etapas delanteras frente a las traseras. En el desarrollo de nuevos compresores, las propuestas de diseño consideran que el flujo a través de la sección anular es dividida en dos porciones diferentes; una el flujo principal llamado flujo libre, donde los efectos de la viscosidad del fluido sobre el flujo son pequeños; y otra porción pequeña cerca de la pared de la carcasa, conocida también como capa límite, donde los

efectos de la viscosidad del fluido sobre el flujo, llegan a ser apreciables.

La configuración de la turbina de gas turboreactor debe ser seleccionada en términos del número de ejes a ser empleados dentro de la misma. En la Figura 1 se aprecian las diferencias físicas de 3 tipos de turboreactores, la versión más simple es la de un eje y consiste en una turbomáquina que emplea un único eje como conexión entre el compresor y la turbina. El segundo tipo, y el más común, es conocido como turbomáquina de turbina libre, la cual utiliza dos o tres ejes para separar la extracción de potencia, entre la sección que acciona al compresor y la sección de la turbina de potencia.

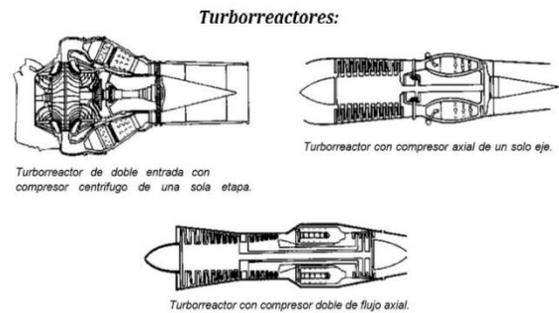


Figura 1
Diagramas de Turboreactores

Cuando son requeridas altas relaciones de compresión, un turboreactor de tres ejes puede ser apropiado. Esta configuración emplea dos ejes concéntricos separados para accionar dos secciones diferentes del compresor, y el tercer eje es empleado para accionar el generador al que sea acoplada la turbomáquina. La ventaja de la aplicación del compresor multi-eje, radica en el incremento de la flexibilidad de operación con relación a un compresor de eje único. Lo anterior es debido a la capacidad de maniobrar las velocidades en cada una de las secciones del compresor y que estas son independientes de la requerida por el generador. [2]

Sin embargo, a cambio de los beneficios que se obtienen al mejorar los compresores, se ve incrementada la complejidad del diseño, por lo que, si el costo de manufactura es mucho más importante que el desempeño, un compresor de un solo eje, es la mejor alternativa. Se abordó un análisis para encontrar las dimensiones de un compresor axial de

doble-eje. Las condiciones de diseño, o comúnmente llamado punto de diseño, representan las características que describen la condición operacional más demandante, o que más prevalece, en el sistema que dará solución a la problemática.

En el análisis paramétrico se observa el desempeño de las variables de funcionamiento de una turbomáquina. Generalmente durante esta etapa del diseño, el tamaño de la turbomáquina es completamente arbitrario, ya que variará con relación a la demanda de potencia. El diseño paramétrico es de suma importancia para definir el ciclo específico de la turbomáquina, durante este proceso se observan las variables que tendrán más influencia dentro del ciclo.

Para comprender el flujo dentro de la turbomáquina, se debe poseer un entendimiento básico de las relaciones de presión, temperatura, y tipo de flujo. Flujo ideal o perfecto, existe dentro de la turbomáquina cuando no existe transferencia de calor entre el gas y sus alrededores, y la entropía del gas permanece constante. Este tipo de flujo se caracteriza por ser flujo adiabático reversible. Deben ser comprendidas las condiciones totales de presión, temperatura, y el concepto de gas ideal.

El movimiento de cada partícula de gas puede ser analizado para determinar su posición, velocidad, aceleración y la variación de sus propiedades con el tiempo; cada partícula puede ser estudiada para determinar su variación en velocidad, aceleración, y la variación de las propiedades de varias partículas para cualquier ubicación, para un espacio y tiempo determinados. El estudio del movimiento de cada partícula del fluido se lleva a cabo dentro del enfoque Lagrangiano; y el estudio de un sistema ubicado en el espacio, se relaciona con el enfoque Euleriano. La ecuación de Euler para turbomaquinaria es:

$$w_c \cong \omega r (\Delta C_\theta) = U(C_{\theta 2} - C_{\theta 1}) \quad (1)$$

El diagrama de flujo que sirve para indicar las tareas a resolver por el programa que se ha diseñado (ver Figura 2), muestra la metodología en forma sistemática que es un aspecto fundamental en el diseño, pues de ello dependerá la exactitud del

modelo final obtenido, sin olvidar también que el diseño es una actividad recursiva sujeta al ensayo y al error. El análisis de cada uno de los componentes de la turbomáquina es entonces, el proceso de diseño y de la identificación de todos los requerimientos dependerá el éxito de dicho proceso. Sin embargo, el mayor reto radica en identificar aquellos aspectos que no están especificados claramente, pero no por ello son menos deseados.

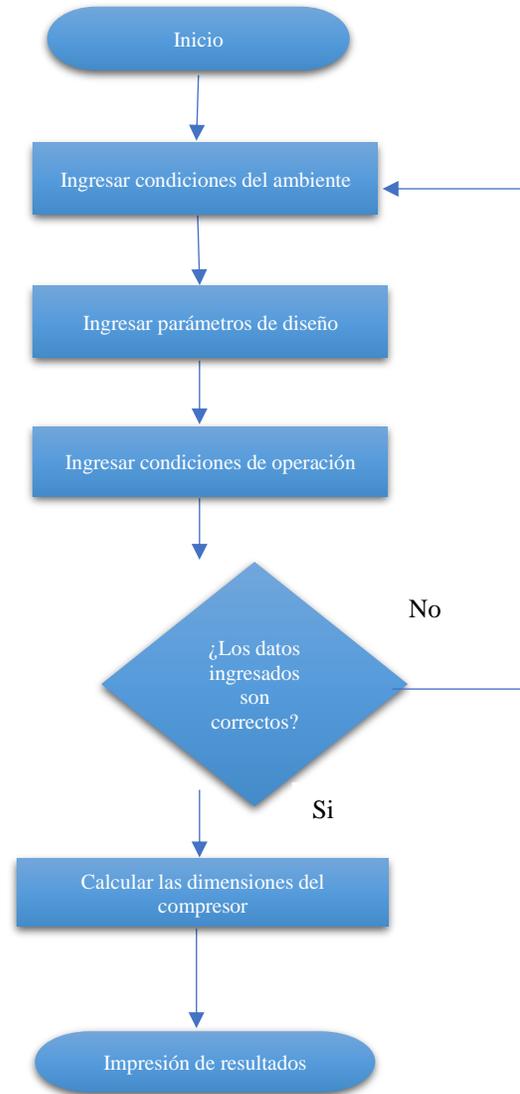


Figura 2

Flujo de Dimensionamiento de un Compresor Doble-eje

El script de programación diseñado en MATLAB para calcular las dimensiones de un compresor de doble-eje se basó para su validación en

el ejemplo 8.8 del libro Aircraft Propulsion, página 629 [3].

Se calculó para el compresor de baja presión: En la parte del compresor

- Geometría del anillo en la entrada y la salida
- Número de etapas y relación de presión de las etapas
- En la primera etapa
- Número de Reynolds basado en la cuerda
- Diseño de la sección de los álabes en la línea de paso

Además del número de álabes, las temperaturas de salidas, las velocidades absolutas y relativas, ángulos de entrada y salida y el número de etapas, que son algunos de los parámetros que influyen en el diseño preliminar de un compresor axial.

Entre las condiciones iniciales tenemos uno de los parámetros importantes que es el número de Mach. El efecto de la compresibilidad es importante conocerlo para turbomáquinas con altos valores de números de Mach. El número de Mach es la razón entre la velocidad del sonido en un gas a una temperatura dada

$$M = V/A \quad (2)$$

La velocidad del sonido es definida como la razón de cambio de la presión de un gas con respecto a su densidad si la entropía se mantiene constante:

$$a^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{s=c} \quad (3)$$

Con fluidos incompresibles, el valor de la velocidad del sonido tiende a infinito. Para flujo isoentrópico, la ecuación de estado para un gas perfecto puede ser escrito como:

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = const \quad (4)$$

Para flujo isoentrópico, la velocidad del sonido puede ser escrita como:

$$a^2 = \frac{dP}{d\rho} \quad (5)$$

La relación entre las propiedades isoentrópicas estáticas y totales es:

$$\frac{T_t}{T_s} = \left(\frac{P_t}{P_s} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (6)$$

La relación entre la presión total y la presión estática puede ser escrita como:

$$\frac{P_t}{P_s} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (7)$$

Mediante la medición de la presión total y estática y el empleo de la ecuación (7), se puede determinar el número de Mach. Finalmente, empleando la definición de número Mach, se calcula la velocidad del flujo de gas.

La eficiencia politrópica es otro concepto de eficiencia generalmente empleado en la evaluación de un compresor. Se utiliza generalmente en el estudio de la eficiencia por paso de compresión o de la eficiencia de un paso infinitesimal de compresión. Esta eficiencia se encuentra entonces en función de la relación de compresión.

$$\eta_{pc} = \frac{\left[1 + \frac{dP_{2t}}{P_{1t}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left[1 + \frac{dP_{2t}}{P_{1t}} \right]^{\frac{\eta-1}{\eta}} - 1} \quad (8)$$

Reduciendo términos se obtiene la siguiente igualdad:

$$\eta_{pc} = \frac{\frac{\gamma-1}{\eta}}{\eta} \quad (9)$$

Partiendo de la ecuación(9) se observa que la eficiencia politrópica es el valor límite de la eficiencia isoentrópica conforme el valor de la presión tiende a cero, por otro lado, el valor de la

eficiencia politrópica es mayor que el correspondiente a la eficiencia adiabática.

La temperatura del compresor y la relación de presión están relacionadas a través de la eficiencia politrópica siguiente

$$\tau_c = \pi_c^{(\gamma-1)/e_c\gamma} \quad (10)$$

En la línea de paso, se eligió un álabe de doble arco circular. El flujo relativo en las secciones supersónicas es tangente a la superficie superior. La τ_c mínima está en la punta, y por razones estructurales se limita al 3%. El buje, que opera en el flujo relativo subsónico flujo relativo, se le puede dar una τ_c del 10%. Si elegimos estos τ_c como nuestras opciones de diseño, y luego imponemos una variación lineal de la τ_c a lo largo de la luz, se llega a la línea de paso τ_c del 6.5%. Se estableció la longitud de cuerda mínima que se requiere para la formación de la capa límite turbulenta en el álabe. El criterio de $Re > 300.000$ es claramente una directriz útil.

RESULTADOS

El corrido del programa en MATLAB se muestra en la descripción de las siguientes imágenes, así como algunos de los conceptos acerca de los parámetros que se encuentran involucrados. El desarrollo del script fue basado tanto por el diagrama del flujo de la Figura 2, así como en el ejemplo 8.8 del libro de “aircraft” propulsión [3]. Dicho ejemplo está desarrollado para un compresor axial de baja presión, por lo que se complementó para dejar el diseño en un compresor axial doble eje (baja y alta presión). La validación de los resultados se hace con diseños reales.

En el apartado de “take off conditions” (ver Figura 3) se colocaron los siguientes parámetros:

- “Ambient Temperature” - La temperatura ambiente del sistema, esto ingresado en grados Kelvin
- “Gamma” - Relación de calor específico
- Cp- Coeficiente de presión ingresado en J/Kg*K
- M0: Número de Mach inicial

- “Ambient Pressure” - La presión del sistema, ingresado en KiloPascales
- “Mass Flow Rate” - El flujo másico del sistema, ingresado en kg/s

TAKE OFF CONDITIONS	
Ambient Temperature (°K)	298
Gamma	1.4
Ambient Pressure (Kpa)	101
Cp (J/Kg K)	1004
Initial Mach #	0
Mass Flow Rate (Kg/s)	100

Figura 3
Condiciones de Despegue

Los parámetros de diseño, son aquellos parámetros que inciden en los resultados que se puedan obtener, si se utilizan valores que no estén dentro de lo establecido, el programa nos arrojará errores que impidan que generen resultados, entre los parámetros que se ingresaron (ver Figura 4) son:

- Relación de presión total del compresor
- Eficiencia politrópica, siendo la suposición que a lo largo del compresor es constante para este caso analizado.
- Número de Reynolds
- Densidad del aire
- Viscosidad cinemática del aire
- Numero de Mach axial de diseño del compresor
- Factor de Carga

LOW PRESSURE COMPRESSOR	
INITIAL DESIGN PARAMETERS	
Overall Compressor Ratio - LP & HP	23
LP Compressor Ratio	1.1
Polytropic Eff. e_c	0.9
Alpha 1	0
Reynolds #	300000
Air Density	0.1225
Air Kinematic Viscosity	0.0000854
Axial Mach # Mz (0.3-0.6)	0.5
Hub to Tip Ratio	0.5
U Tip	400
Stage Solidity Rotor	1
Stage Solidity Stator	1.5
Thickness to Cord Tip (> 3%)	0.03
Thickness to Chord Hub (~10%)	0.1
Loading Factor (0.2-0.5)	0.35

Figura 4
Parámetros de Diseño Inicial – Compresor de Baja Presión

LPC - D-FACTOR - DESIGN CHOICE

Rotor Solidity Factor

Stator Solidity Factor

LPC - THICKNESS TO CORD RATIO (PITCHLINE) - DESIGN CHOICE

Thickness to Cord Ratio At Pitchline

LPC - STAGGER ANGLE - USE NACA CHARTS - DESIGN CHOICE

Stagger Angle γ

Figura 5

Parámetros de Diseño – Compresor de Baja Presión

En la Figura 5 colocamos los parámetros sobre la elección del diseño. El álabe del estator en la línea de paso es una sección subsónica. Por lo tanto podemos elegir los perfiles en cascada de la serie NACA-65 a partir de los datos de Mellor que se ajusten mejor a los ángulos de flujo de entrada y salida y proporcionen a la vez un margen de pérdida razonable

Al haber ingresado esos valores en el programa (diseño en formato de código en vivo .mlx) Obtenemos la gráfica (Figura 6) de la relación de presión de la etapa con respecto al número de etapas. Podemos observar de la gráfica la obtención del resultado de una etapa el cual cuando validamos comparando a las especificaciones del motor AE3007 [4] se constata que el valor casi es el mismo (Figura 7).

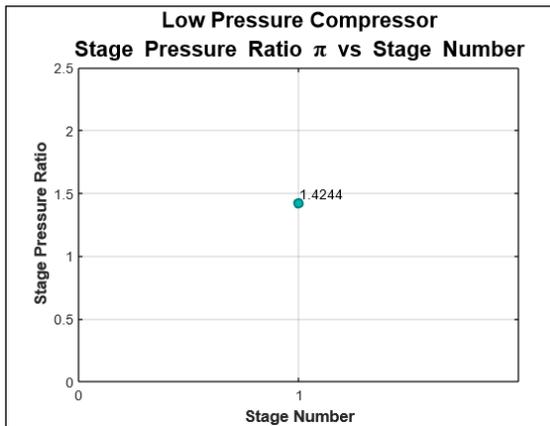


Figura 6

Razones de Presiones V.S Numero de Etapas – Baja Presión

Al obtenerse los resultados que se despliegan del programa se constata en la Figura 8 que el número de álabes que se obtienen en la primera etapa del compresor es de 33, y el número de etapas es de

1, valores que son idénticos a las especificaciones del motor AE3007 [4].

Specs

- **Compressor:** Single-stage fan and 14-stage axial HP
- **Fan:** 24 blades, 38.5 in (98 cm) diameter (45 cm)
- **Turbine:** 2-stage HP, 3-stage LP
- **Takeoff Thrust:** 6,442–7,042 lbf (28.66–31.32 kN)
- **Fan Shaft RPM:** 7344–7518
- **Length:** 115.08 in (292.3 cm)
- **Width:** 46.14 in (117.2 cm)
- **Height:** 55.70 in (141.5 cm)
- **Weight:** 1,614–1,641 lb (732–744 kg)

Figura 7

Especificaciones Motor Rolls Royce AE3007 [5]

LPC Geo Properties	
OPR	23
LPR	1.1
Alpha 1 (°deg)	0
Alpha 2 (°deg)	35.075
Alpha 3 (°deg)	0
Betta 1 (°deg)	60.635
Betta 2 (°deg)	47.072
Hub to Tip Ratio	0.5
Thickness to Cord Tip	0.03
Thickness to Chord Hub	0.1
Tip Radius At Engine Face (m)	0.56644
Hub Radius At Engine Face (m)	0.49031
Flow Area At Exit (m^2)	0.24516
Flow Area At Engine Face (m^2)	0.52879
Tip Radius At Exit (m)	0.47374
Hub Radius At Exit (m)	0.26849
Pitchline Radius (m)	0.36773
Thickness To Cord At Pitchline	0.065
Number of Blades	33
Number of Stages	1

Figura 8

Salida Compresor de Baja: Propiedades Geométricas

Entre los resultados que se despliegan en el primer apartado están los ángulos de los triángulos de velocidades, el área del flujo a la entrada y a la salida del compresor, la relación radio de raíz/radio de cabeza del álabe, así como los radios de la punta y del cubo del motor.

La Figura 9 muestra las propiedades de estabilidad que tendrá el compresor con las dimensiones con las que se diseñe y los parámetros de trabajo. Como la solidez de las etapas en el rotor, en el estator, el factor de carga, el grado de reacción en la línea de paso. El grado de reacción, se refiere a la parte del aumento de la presión estática del rotor

con respecto a la del estator. Por lo tanto, un grado de reacción del 50% divide por igual la carga del aumento de presión en el rotor y en el estator. Aunque el 50% es deseable para una carga equitativa, dado que los álabes del rotor giran, sus capas límite son más estables y, por lo tanto, pueden soportar un aumento de la presión estática mayor que los álabes estacionarios del estator [4].

LPC Stability Properties	
Stage Solidity Rotor	1
Stage Solidity Stator	1.5
Loading Factor	0.35
D-Factor Rotor At Pitchline	0.45216
D-Factor Stator At Pitchline	0.46892
Degree Of Reaction At Pitchline	0.80246
Dominant Stress (kPa)	4680

Figura 9

Salida Compresor de Baja: Propiedades de Estabilidad

En la Figura 10 se encuentra el despliegue de resultados referentes al diseño de las propiedades del álabe esto para su diseño, es importante el cálculo los siguientes ángulos: Angulo de incidencia, Angulo de deflexión, ya que, al basarse en los ángulos de flujo de entrada y salida, se utilizan los datos de correlación de cascada para identificar una geometría de cascada adecuada que proporcione un margen de pérdida adecuado. En las etapas delantera y trasera de un compresor multietapa se enfrentan a diferentes retos de entrada en pérdida. El ángulo de incidencia óptimo se define como el ángulo en el que la relación entre elevación y arrastre es máxima.

LPC Blade Properties	
Blade Height At Compressor Face (m)	0.22886
Minimum Cord Length (m)	0.07
Incidence Angle (deg)	3.5005
Deviation Angle (deg)	5
Leading Edge Angle (deg)	57.1
Trailing Edge Angle (deg)	42.1
Camber Angle (deg)	15
Stagger Angle (deg)	15

Figura 10

Salida Compresor de Baja: Propiedades de Álabe

En este momento con la obtención de los valores de Figura 11 se ha terminado el desarrollo del programa para la parte del compresor de baja

presión. A partir de lo que observamos en la estaremos tomando los datos que servirán para el proceso del programa para así obtener los valores del compresor de alta presión. Los valores sobre los cuales vamos a validar en y que podemos observar en la Figura 7 son los RPMs, OPR y número de etapas [4].

LPC Thermodynamic Properties	
Utip (m/s)	400
OMEGA (RPM)	7790.4
Mach # At Engine Face	0.5
Static Density at Engine Face (kg/m^3)	286.86
Total Temperature at Engine Face (K)	298
Static Temperature at Engine Face (K)	283.81
Total Pressure At Engine Face (kPa)	101
Static Pressure At Engine Face (kPa)	85.145
Speed of Sound At Engine Face (m/s)	337.61
Axial Velocity At Engine Face (m/s)	168.8
Relative Tangential Velocity At Rotor Inlet (m/s)	233.22
Total Temperature At Stator (K)	333.42
Static Temperature At Stator (K)	312.23
Speed of Sound At Stator (m/s)	354.11
Mach # At Stator	0.58248
Exit Total Temperature (K)	307.15
Exit Static Temperature (K)	292.96
Exit Total Pressure (kPa)	111.1
Exit Static Pressure (kPa)	94.149
Speed of Sound At Exit (m/s)	343.01
Axial Velocity At Exit (m/s)	168.8
Mach # At Exit	0.49213
Relative Velocity At Exit (m/s)	247.85
Relative Tangential Velocity At Rotor Exit (m/s)	181.47
Absolute Tangential Velocity (m/s)	118.53
Absolute Velocity at Exit (m/s)	206.26
Rotor Speed at Pitchline (m/s)	300
Relative Velocity at Pitchline (m/s)	344.23
Mach # at Pitchline	1.0196
Total Stagnation Temperature Rise 1st Stage	35.416
Total Stagnation Temperature (K)	9.1544

Figura 11

Salida Compresor de Baja: Propiedades Termodinámicas

Al obtenerse los datos de salida del compresor de baja presión en su totalidad, como son: propiedades de estabilidad, propiedades geométricas, propiedades del álabe & propiedades termodinámicas, haremos el corrido del programa para así generar los valores de las dimensiones del compresor axial de alta presión. En el compresor de alta presión, tomaremos como datos la relación de radios, las temperaturas de salida y las velocidades de salida. (ver Figura 12).

En la Figura 13 obtenemos la gráfica que relaciona al número de etapas con respecto a la presión que se desarrolla en cada una de ellas, ahora en el compresor de alta presión, como se describió con anterioridad estos son los valores que se validan y podemos observar que son aproximadas a los valores reales que se tienen en modelos existentes.

HIGH PRESSURE COMPRESSOR

HPC - INITIAL DESIGN PARAMETERS
 U Tip: 400

HPC - D-FACTOR - DESIGN CHOICE
 Rotor Solidity Factor: 1
 Stator Solidity Factor: 1

HPC - THICKNESS TO CORD RATIO (PITCHLINE) - DESIGN CHOICE
 Thickness to Cord Ratio At Pitchline: 0.065

HPC - STAGGER ANGLE - USE NACA CHARTS - DESIGN CHOICE
 Stagger Angle γ : 15

Figura 12

Parámetros de Diseño Inicial – Compresor de Alta Presión

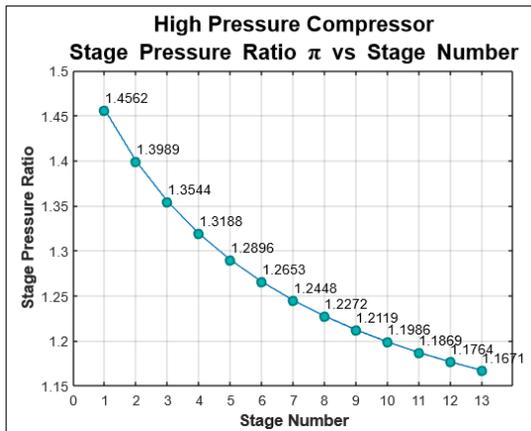


Figure 14

Razones de Presiones V.S Numero de Etapas – Alta Presión

HPC - DOMINANT STRESS - DESIGN CHOICE
 Blade Material Density ρ (ie Titanium 4,680 kg/m³): 4680

Figura 13

Estrés Dominante – Compresor de Alta Presión

En la Figura 13 se despliega una opción para elegir el valor del esfuerzo del material con el que se construirá los álabes del compresor, la densidad del material del álabes en este caso es de la aleación de titanio ya que es adecuada para los álabes de los rotores de los compresores debido a su baja densidad, características de alta resistencia, lo que lo convierte en un material de alta relación resistencia-peso, o de alta resistencia específica de los álabes del rotor de un compresor, ya que en posteriores estudios del diseño es necesario el cálculo de los esfuerzos de los álabes del rotor al estar sometidos a esfuerzos centrífugos, de flexión tensiones vibratorias y

térmicas. Sin embargo, la tensión dominante en un rotor es la tensión centrífuga σ_c .

Observamos el comportamiento que sucede en las etapas del compresor con respecto a la razón de presión. Validando los resultados que como mencionamos anteriormente [4] sobre el Motor Royce AE3007 podemos concluir que los valores son muy cercanos. Exactamente no se ha podido dar con unos resultados idénticos; esto porque existen muchos parámetros y otra data que desconocemos. Se han realizado en los documentos previos a la realización del artículo unas comparativas con la poca data de algunos compresores existentes. Siendo posible acercarse iterando con los valores. Pero es bien difícil la exactitud cuando hay parámetros que no son publicados.

Teniendo en cuenta que el motor tomado como referencia ha seguido un proceso de diseño exhaustivo y que no todos los escalonamientos de este son iguales, se puede concluir en que los resultados obtenidos son bastante fiables y el prediseño realizado es correcto.

HPC Geo Properties	
OPR	23
HPR	20.909
Alpha 1 (°deg)	0
Alpha 2 (°deg)	36.455
Alpha 3 (°deg)	0
Betta 1 (°deg)	61.307
Betta 2 (°deg)	48.177
Hub to Tip Ratio	0.56674
Thickness to Cord Tip	0.03
Thickness to Chord Hub	0.1
Tip Radius At Engine Face (m)	0.52046
Hub Radius At Engine Face (m)	0.49402
Flow Area At Exit (m ²)	0.27998
Flow Area At Engine Face (m ²)	0.06078
Tip Radius At Exit (m)	0.16882
Hub Radius At Exit (m)	0.47404
Pitchline Radius (m)	0.387
Thickness To Cord At Pitchline	0.065
Number of Blades	35
Number of Stages	13

Figura 14

Salida Compresor de Alta: Propiedades Geométricas

Se despliegan al terminar el corrido del programa las tablas con los valores correspondientes para el diseño del compresor de alta presión. En la Figura 14 se encuentran los parámetros geométricos, uno de los principales es “hub to tip ratio” (acepción

con más bibliografía), que traducido es la relación radio de raíz/radio de cabeza del álabe. Porque sirve para la determinación de la sección de entrada del compresor, conociendo el intervalo de valores óptimos (de 0,65 a 0,92) en el que debe situarse esta relación y recordando que se pretende una máquina no muy pesada, se opta por que la relación radio de raíz/radio de cabeza tenga valores dentro de lo recomendado.

Físicamente lo que ocurre y de ahí la importancia de este parámetro es que el fluido recorre axialmente el compresor a una distancia media entre cubo y punta de etapa en etapa donde las capas límites en el cubo y la punta se van haciendo más gruesas rápidamente.

Los ángulos de flujo se miden con respecto a la dirección axial, o eje de la máquina, y se nombran como α y β , que corresponden a la velocidad de flujo absoluta y relativa. Por lo que se utilizan estos ángulos de flujo absolutos y relativos para expresar los componentes de la velocidad en la dirección axial y del flujo.

También de la Figura 14 obtenemos el número de álabes que es de 35 siendo 13 las etapas para el compresor de alta presión. En la Figura 15 se muestran las propiedades de estabilidad para el compresor de alta presión los cuales son prácticamente similares a los del compresor de baja presión que se muestran en la Figura 9.

HPC Stability Properties	
Stage Solidity Rotor	1
Stage Solidity Stator	1.5
Loading Factor	0.35
D-Factor Rotor At Pitchline	0.45455
D-Factor Stator At Pitchline	0.49278
Degree Of Reaction At Pitchline	0.80101
Dominant Stress (kPa)	4680

Figura 15

Salida Compresor de Alta: Propiedades de Estabilidad

De los datos de salida que se observa en la Figura 16 es el de la velocidad periférica en la punta (Utip), que es la velocidad de giro en punta del álabe. El desarrollo de compresores axiales involucra el empleo de varios perfiles para elaborar coronas de álabes, y evaluar así el desempeño de los pasos de

compresión. Los perfiles son curvados, convexos de un lado y cóncavos del otro, y la dirección de giro del rotor será hacia el lado cóncavo. El lado cóncavo es llamado el lado de presión del álabe, y el lado convexo se denomina el lado de succión del álabe. En la Figura 17 obtenemos las propiedades del álabe para el compresor de alta presión.

HPC Thermodynamic Properties	
Utip_HPC (m/s)	400
OMEGA (RPM)	7731.8
Mach # At Engine Face	0.49213
Static Density at Engine Face (kg/m ³)	286.86
Total Temperature at Engine Face (K)	307.15
Static Temperature at Engine Face (K)	292.96
Total Pressure At Engine Face (kPa)	111.1
Static Pressure At Engine Face (kPa)	94.149
Speed of Sound At Engine Face (m/s)	343.01
Axial Velocity At Engine Face (m/s)	171.5
Relative Tangential Velocity At Rotor Inlet (m/s)	-3735.5
Total Temperature At Stator (K)	346.07
Static Temperature At Stator (k)	324.14
Speed of Sound At Stator (m/s)	360.8
Mach # At Stator	0.58169
Exit Total Temperature Velocity at Exit (m/s)	806.33
Exit Total Pressure (kPa)	791.68
Exit Static Pressure (kPa)	2323
Speed of Sound At Exit (m/s)	2178.6
Axial Velocity At Exit (m/s)	563.86
Mach # At Exit	171.5
Relative Velocity At Exit (m/s)	0.30416
Relative Tangential Velocity At Rotor Exit (m/s)	257.19
Absolute Tangential Velocity (m/s)	188.64
Absolute Velocity at Exit (m/s)	209.87
Rotor Speed at Pitchline (m/s)	313.35
Relative Velocity at Pitchline (m/s)	357.21
Mach # at Pitchline	1.0414
Total Stagnation Temperature Rise 1st Stage (K)	38.92
Total Stagnation Temperature (K)	499.17

Figura 16

Salida Compresor de Alta: Propiedades Termodinámicas

HPC Blade Properties	
Blade Height At Compressor Face (m)	0.024996
Minimum Cord Length (m)	0.07
Incidence Angle (deg)	3.5582
Deviation Angle (deg)	5
Leading Edge Angle (deg)	57.7
Trailing Edge Angle (deg)	43.2
Camber Angle (deg)	14.5
Stagger Angle (deg)	15

Figura 17

Salida Compresor de Alta: Propiedades de Álabe

Retomando los valores que se obtienen en la Figura 16 son las revoluciones por minuto (Omega RPM) que se obtuvo el valor de 7731.8 rpm y el de 400 m/s de la velocidad en la punta del álabe, valores que son muy cercanos en la validación de los resultados. Por tanto, las longitudes parecen adecuadas al tipo de turbomáquina que se trata y son similares a las del turborreactor con el que se compara [6]. Se intentó validar con un segundo

compresor, que fue el G90 de General Electric, pero fue difícil llegar a los valores con exactitud, por el desconocimiento de varios datos de diseño que se emplean y que en la bibliografía no se toma en cuenta. Por lo que el continuo desarrollo en el diseño de los compresores axiales influirá en que se siga generando más información que sirva de parteaguas a los futuros diseñadores y profesionales que se encuentren interesados en la turbomaquinaria.

DISCUSIÓN Y CONCLUSIÓN

En el área de la turbomaquinaria es necesaria la actualización constante a medida que la tecnología va avanzando y el estudio de las bases teóricas se va complementando. El presente diseño de investigación es un esfuerzo por mostrar el desarrollo de una metodología actual como es el uso de MATLAB aplicable al desarrollo de compresores axiales para turbinas de gas. El diseño preliminar de compresores axiales comienza con la definición de los requerimientos y aspectos de desempeño de la turbina de gas a la que habrá de ser acoplado dicho compresor.

La solución a la problemática que se tenía sobre el diseñar un programa en MATLAB que obtenga las dimensiones de un compresor axial de doble eje, se ha cumplido permitiendo además tener más data para estudios posteriores sobre el diseño de los compresores axiales. Entre los resultados obtenidos es ideal poder tener unas revoluciones distintas en cada eje, ya que estos giran a diferentes velocidades, y en el programa podemos obtener eso, manteniéndonos dentro del ratio de compresión deseado.

La ingeniería hoy en día no puede ser concebida sino se utiliza la tecnología en el uso de la resolución de problemas de diseño mecánico. Por tanto, al partir de esa necesidad se diseñó un programa que permite la obtención de manera computarizada de las dimensiones que son necesarias para un compresor axial doble-eje según los parámetros de diseño que se tengan.

El programa que se ha descrito en el desarrollo de las imágenes es de fácil interacción con el usuario

ya que permite introducir valores en la pantalla de MATLAB, para que así por medio del software se obtengan los valores de las dimensiones de un compresor, en el presente artículo solo se obtuvo para un compresor de doble-eje. Entre las posibles mejoras a realizar a este programa existen varias, de las cuales las más interesantes son el de diseñar el programa en Python y/o hacer el análisis a la vez de un compresor en ANSYS creando una simulación del funcionamiento con los parámetros que obtengamos, para así completar el diseño del compresor.

Además de crear un programa que permita trabajar con el diseño de diferentes compresores axiales, donde podamos elegir los ejes del compresor como una primera opción. Por el tiempo que se tiene disponible para la realización del proyecto se trabajó con un compresor de doble-eje, en primera instancia hubiese sido para un compresor de 3 ejes. Sin embargo, se logra cumplir con un objetivo importante del diseño del compresor, que es el de tener las dimensiones que debe tener. Como diseño preliminar cumple con su función, por lo que a futuros trabajos sin duda uno de los aspectos que podrán complementarlo como etapa, será este programa. El cual ayudará a estudiar a mayor detalle y de manera individual cada una de las demás etapas para el diseño en su totalidad del compresor axial, El diseño óptimo de un compresor axial pide por tanto que también se deba considerar la interacción del compresor con los otros componentes de la turbomáquina.

El compresor doble-eje gráficamente es, véase Figura 18. En un futuro, se hará el desarrollo del diseño del programa con la opción de triple eje, teniendo en el mismo programa para el fan, el LP y el HP, que son los nuevos estudios en los que se están trabajando (triple Eje) en los compresores axiales.

El script fue diseñado en su totalidad para el sistema internacional, será interesante y viable que el lector y/o el investigador que tome el presente trabajo como guía en un futuro, se pueda proponer el realizarlo para el sistema inglés y/o en una parte del diseño del programa dejar al usuario la elección de

escoger con que sistemas de unidades de medición el trabajar.

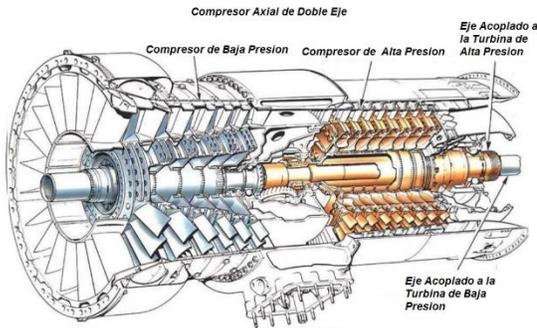


Figura 18
Compresor Axial Doble Eje

Como podemos ver, por medio de software podemos dar respuesta a problemas de diseño en ingeniería lo que permite que nuestro desarrollo sea óptimo y eficaz en la solución de la problemática que existe en la industria. El desarrollo tecnológico va de la mano con la búsqueda de la optimización de los procesos energéticos que sean lo más ameno con el medio ambiente, reduciendo a la vez costos y la huella de contaminación.

Los procedimientos actuales utilizan varios métodos que permiten al diseñador refinar su diseño progresivamente. Dichos métodos generalmente permiten obtener altos niveles de desempeño con una razonable precisión. Sin embargo, esto es cierto, solo si el diseñador aprecia y toma en cuenta las limitaciones de la metodología que emplee.

Este artículo presentó un breve estudio del diseño de compresores axiales, pues muchos temas no son analizados a profundidad debido al alcance y objetivos trazados de la problemática a resolver, como así lo que se ha mencionado sobre los pocos datos que existen para validar los resultados. Incluso algunas áreas quizás no fueron discutidas, dado el tiempo como bien se mencionó antes, del que se dispone. Los compresores axiales son ampliamente utilizados en las turbinas de gas por sus beneficios debido a su tamaño compacto y reducido peso y costo. Sin embargo, el cuidado y precisión en su diseño es esencial, si es que se desean alcanzar

niveles altos de eficiencia en su desempeño, en estas turbomáquinas.

Los compresores multietapas suelen ser accionados por ejes diferentes para hacer girar las etapas de alta presión más rápidamente que el compresor de baja presión. Los estatores variables en las etapas delanteras son siempre ajustables para ayudar con el problema de arranque, así como el funcionamiento fuera de diseño del compresor. Los compresores de flujo axial y los ventiladores proporcionan compresión mecánica a la corriente de aire que entra en un motor de turbina de gas.

Termodinámicamente, su función es aumentar la presión del fluido, de forma eficiente. Por lo tanto, las capas límite de las palas de los compresores y ventiladores, así como su cubo y carcasa, están expuestas a un gradiente de presión adverso o creciente. Las capas límite expuestas a un gradiente de presión adverso, debido a su bajo impulso inherente, no pueden tolerar un aumento de presión significativo. En consecuencia, para lograr un gran aumento de presión, los compresores y ventiladores de flujo axial deben ser escalonados. Con esta estipulación, nace una maquinaria multietapa, o sistema de compresión.

Los avances en la dinámica de fluidos computacional, el procesamiento en paralelo y la memoria de los ordenadores han elevado el diseño de los compresores para que se basen en la física del flujo y con menos dependencia del empirismo y de los datos en cascada. El resultado ha sido la aparición de álabes transónicos no convencionales de alta eficiencia y de etapas con álabes barridos hacia delante y hacia atrás y magras.

En el desarrollo de nuevos compresores, las propuestas de diseño van resolviendo las discrepancias entre flujo real dentro de un compresor axial y el diseño del comportamiento del flujo teórico, y evalúan como se incrementan en magnitud y variedad conforme se tiende al diseño de compresores más compactos. Por lo cual la investigación de los procedimientos de diseño reduce las discrepancias encontradas por los diferentes investigadores. Los nuevos materiales y la tecnología de fabricación ofrecen un ahorro de peso

en los compresores con la consiguiente mejora de la relación empuje-peso del motor, permitiendo por tanto lograr avances en la tecnología de fabricación.

REFERENCIAS

- [1] Ortiz Andrade, A. G., “Diseño preliminar de un compresor axial para una turbina de gas”, Ciudad de México, México: Instituto Politécnico Nacional, 2009.
- [2] Mataix, C., “Turbocompresores,” in Turbomáquinas térmicas, 3rd ed. Madrid, Spain: Dossat, 2000, ch. 1, pp. 1–34.
- [3] Farokhi, S., “Axial Compressor Aerodynamics,” in Aircraft Propulsion, 2nd ed. West Sussex, United Kingdom: Wiley, 2014, ch. 8, pp. 525–635.
- [4] *Brizuela, E. (2003). FIUBA Facultad de ingeniería. Obtenido de Apuntes de clase para turbomáquinas.* [Online]. <http://materias.fi.uba.ar/6720/unidad0.PDF>
- [5] Aereomax. (s.f.). Obtenido de Rolls Royce AE3007C Engine. [Online]. https://aeromax.com/portfolio/rolls-royce-ae-3007-engine/?fbclid=IwAR3z0cF9uBAKHNT3hZLz-9UhiUvRUEzJ7NjQ3KSIAyxH1Mr_5LFYUGc7b8
- [6] Regulatory and Guidance Library. (s.f.). Obtenido de Federal Aviation Administration. [Online]. [https://rgl.faa.gov/Regulatory_and_Guidance_Library/rgMAkeModel.nsf/0/2c339dd53360180c86257b9b004942ca/\\$FILE/E23EA_Rev_21.pdf](https://rgl.faa.gov/Regulatory_and_Guidance_Library/rgMAkeModel.nsf/0/2c339dd53360180c86257b9b004942ca/$FILE/E23EA_Rev_21.pdf)