



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**Evaluación teórica del impacto  
del Sistema de Estatores  
variables (SEV) en la eficiencia  
del compresor axial de un motor  
jet**

**TESINA**

Que para obtener el título de  
**Ingeniero Aeroespacial**

**P R E S E N T A**

Emilio Delgado Ceja

**DIRECTOR DE TESINA**

Dr. David Israel Posadas Navarro



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2026



**PROTESTA UNIVERSITARIA DE INTEGRIDAD Y  
HONESTIDAD ACADÉMICA Y PROFESIONAL  
(Titulación con trabajo escrito)**



De conformidad con lo dispuesto en los artículos 87, fracción V, del Estatuto General, 68, primer párrafo, del Reglamento General de Estudios Universitarios y 26, fracción I, y 35 del Reglamento General de Exámenes, me comprometo en todo tiempo a honrar a la institución y a cumplir con los principios establecidos en el Código de Ética de la Universidad Nacional Autónoma de México, especialmente con los de integridad y honestidad académica.

De acuerdo con lo anterior, manifiesto que el trabajo escrito titulado EVALUACION TEORICA DEL IMPACTO DEL SISTEMA DE ESTADORES VARIABLES (SEV) EN LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR AXIAL DE UN MOTOR JET que presenté para obtener el título de INGENIERO AEROSPACIAL es original, de mi autoría y lo realicé con el rigor metodológico exigido por mi Entidad Académica, citando las fuentes de ideas, textos, imágenes, gráficos u otro tipo de obras empleadas para su desarrollo.

En consecuencia, acepto que la falta de cumplimiento de las disposiciones reglamentarias y normativas de la Universidad, en particular las ya referidas en el Código de Ética, llevará a la nulidad de los actos de carácter académico administrativo del proceso de titulación.

---

EMILIO DELGADO CEJA  
Número de cuenta: 318257242

<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>2</b>
<b>FUNDAMENTOS DE PROPULSIÓN JET .....</b>	<b>4</b>
<b>1.1 ECUACIÓN DE PROPULSIÓN.....</b>	<b>4</b>
<b>1.2 PRINCIPIOS TERMODINÁMICOS .....</b>	<b>10</b>
1.2.1 <i>Propiedades de estancamiento .....</i>	<i>10</i>
1.2.2 <i>Ciclo Brayton.....</i>	<i>13</i>
1.2.3 <i>Eficiencia isentrópica.....</i>	<i>14</i>
<b>COMPONENTES PRINCIPALES DE UN MOTOR JET .....</b>	<b>16</b>
<b>2.1 COMPONENTES ROTATIVOS.....</b>	<b>16</b>
2.1.1 <i>Compresor.....</i>	<i>16</i>
2.1.2 <i>Turbina.....</i>	<i>20</i>
<b>2.2 COMPONENTES NO ROTATIVOS .....</b>	<b>23</b>
2.2.1 <i>Difusor.....</i>	<i>23</i>
2.2.2 <i>Cámara de combustión.....</i>	<i>26</i>
2.2.3 <i>Tobera.....</i>	<i>29</i>
<b>EL COMPRESOR AXIAL .....</b>	<b>32</b>
<b>3.1 AUMENTO DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN DEL COMPRESOR Y SU RELACIÓN CON LA VELOCIDAD DE ESCAPE .....</b>	<b>34</b>
<b>3.2 COMPOSICIÓN DE UN COMPRESOR AXIAL .....</b>	<b>38</b>
<b>3.3 TURBOMAQUINARIA .....</b>	<b>41</b>
3.3.1 <i>Simplificación de ecuaciones de momento, energía y continuidad .....</i>	<i>41</i>
3.3.1.1 <i>Deducción de velocidad axial (ca) .....</i>	<i>41</i>
3.3.1.2 <i>Deducción de velocidad tangencial (cu) .....</i>	<i>42</i>
3.3.2 <i>Triángulos de velocidad .....</i>	<i>47</i>
<b>ANÁLISIS DE UN COMPRESOR SIN SEV (SISTEMA DE ESTADORES VARIABLES). 51</b>	<b>51</b>
<b>4.1 TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD DE UNA ETAPA DEL COMPRESOR SIN SEV.....</b>	<b>54</b>
<b>4.2 CONSECUENCIAS DEL STALL Y SU RELACIÓN CON SURGE.....</b>	<b>56</b>
<b>ANÁLISIS DE COMPRESOR CON SEV (SISTEMA DE ESTADORES VARIABLES) ..... 58</b>	<b>58</b>
<b>5.1 SISTEMA DE ESTADORES VARIABLES.....</b>	<b>59</b>
<b>5.2 TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD CON SEV ACCIONADO.....</b>	<b>61</b>
<b>5.3 MAPAS DE DESEMPEÑO DEL COMPRESOR CON SEV ACCIONADO.....</b>	<b>70</b>
<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>73</b>

## ***Introducción***

La historia del ser humano se ha caracterizado por la búsqueda constante de formas más eficientes de realizar el trabajo: obtener los mismos o mejores resultados con un menor consumo de recursos. Desde el uso de animales de tiro para arar los campos hasta la automatización de procesos industriales mediante robots, la eficiencia ha sido el hilo conductor del desarrollo tecnológico. En este contexto, la ingeniería actúa como el puente que conecta las necesidades de la sociedad con soluciones técnicas innovadoras, siempre orientadas a optimizar el uso de la energía, el tiempo, los materiales y el capital humano.

En la modernidad, la ingeniería no solo persigue la eficiencia productiva, sino también la sostenibilidad de los recursos naturales, energéticos y económicos. La ingeniería aeronáutica no es la excepción: desde el primer vuelo controlado de los hermanos Wright en 1903 hasta la introducción del primer motor turbojet en 1939, el desarrollo de los sistemas de propulsión ha estado guiado por la necesidad de generar mayor empuje con menor consumo de combustible. En la industria aeronáutica actual, mejorar la eficiencia energética suele traducirse en beneficios económicos directos y en una reducción significativa del impacto ambiental.

El motor turbojet es un claro ejemplo de esta relación entre desempeño, consumo y eficiencia. Su funcionamiento depende de un delicado equilibrio entre procesos aerodinámicos y termodinámicos que transforman la energía química del combustible en empuje. Dentro de este sistema, el compresor axial desempeña un papel fundamental, ya que su eficiencia influye directamente en el consumo específico de combustible, la estabilidad del flujo y la seguridad de operación del motor. Un deterioro en el desempeño del compresor no solo incrementa el consumo, sino que puede dar lugar a fenómenos peligrosos como el *stall* y el *surge*, que comprometen seriamente la integridad del motor y de la aeronave.

Este trabajo analiza de manera teórica el comportamiento de un compresor axial de un motor turbojet bajo dos configuraciones: una sin sistema de estatores variables y otra con el sistema propuesto por el ingeniero alemán Gerhard Neumann. En el primer capítulo se estudian las ecuaciones de propulsión jet y los principios termodinámicos que las rigen; después, en el segundo capítulo, se analizan los principales componentes del motor jet, para después, en el tercer capítulo, señalar y justificar al compresor axial como uno, si no es el componente más importante del motor jet. Una vez sentada esta base, en el cuarto y quinto capítulo se analizará a través de triángulos de velocidad y mapas de desempeño del compresor, la eficiencia isentrópica del compresor con y sin el sistema de estatores variables (SEV). La comparación se realiza mediante el uso de triángulos

de velocidad y mapas de desempeño del compresor, con el fin de estudiar el impacto de cada configuración en la eficiencia, la estabilidad del flujo y la prevención de fenómenos indeseados en distintos regímenes de operación.

El objetivo de esta tesina es demostrar que la implementación de un sistema de estatores variables permite ampliar el margen operativo del compresor axial, mejorar su eficiencia y reducir el riesgo de *stall* y *surge*. La comprensión de estos principios sienta las bases para el desarrollo de sistemas de control activo más avanzados, capaces de optimizar aún más el desempeño de los compresores axiales y, en consecuencia, la eficiencia global de los motores de propulsión a chorro.

### **Objetivo general**

Analizar teóricamente el comportamiento de un compresor axial de un motor turbojet bajo dos configuraciones —con y sin sistema de estatores variables (SEV)— mediante el uso de triángulos de velocidad y mapas de operación, con el fin de evaluar su impacto en la eficiencia, la estabilidad del flujo y la prevención de fenómenos como el *stall* y el *surge* en distintos regímenes de operación.

### **Objetivos específicos**

1. Describir los principios físicos y termodinámicos que rigen el funcionamiento de un motor de propulsión jet y su relación con la generación de empuje.
2. Derivar y emplear las ecuaciones fundamentales de la turbomaquinaria que relacionan las componentes de velocidad del flujo con el aumento de presión en el compresor axial.
3. Construir y analizar los triángulos de velocidad para una etapa del compresor axial, identificando la relación entre las velocidades axial, tangencial y relativa del flujo, además de evaluar el efecto del sistema de estatores variables sobre el ángulo de incidencia del flujo en los álabes.
4. Estudiar el comportamiento del compresor axial con, y sin sistema de estatores variables en distintos regímenes de operación, utilizando mapas de desempeño para identificar las mejoras en su eficiencia y las condiciones de *stall* y *surge*.

# Capítulo 1

## *Fundamentos de propulsión Jet*

El sustento teórico de esta tesina comienza con este capítulo, cuyo objetivo es sentar las bases necesarias para comprender de manera intuitiva el fenómeno de propulsión jet. Este capítulo explora la formulación de la Ecuación de empuje, las propiedades de estancamiento del flujo incompresible y el ciclo termodinámico de los motores jet, el ciclo Brayton. Esta forma de presentar los temas, sienta las bases teóricas para todo el trabajo, permite al lector entender el fenómeno de propulsión y las fuerzas que interactúan en el motor, pero también, los cambios que sufren las propiedades de estancamiento del fluido que atraviesa el motor y cuyos cambios están relacionados directamente con el fenómeno de propulsión.

### *1.1 Ecuación de propulsión*

Es necesario comprender que el principal objetivo de un motor de propulsión jet es generar el mayor empuje posible, con la mayor eficiencia posible. Un motor de propulsión jet se puede describir como una máquina de flujo, la cual recibe la corriente de un fluido, la somete a un proceso interno y posteriormente descarga el fluido procesado nuevamente al medio ambiente (Sforza, 2012). A partir de esta base, se describirán los principios físicos fundamentales que desembocan en la formulación de la Ecuación de empuje, utilizando las leyes de conservación de momento y masa. En esta sección sólo se analizarán las condiciones de entrada y salida del motor, más no el rol de los diferentes componentes internos.

La Ecuación 1.1 expresa la fuerza de empuje de un motor de propulsión jet, esta fuerza se puede resumir en la suma de fuerzas internas y externas (Ward, 2010). Esta es una de las formas más intuitivas para comprender el significado de la Ecuación.

$$F_N = F_{ext} + F_{int} \quad (1.1)$$

Para el análisis de las fuerzas externas es necesario analizar las fuerzas actuando sobre las superficies del motor debido a la presión atmosférica, como se muestra en la Figura 1.1.

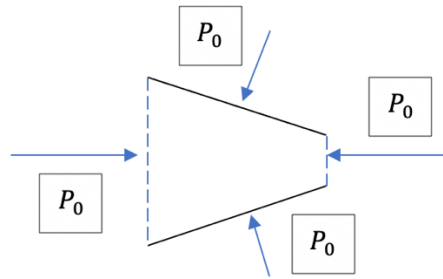


Figura 1.1 Fuerza atmosférica actuando sobre un motor

Las fuerzas que actúan en la superficie del motor  $A_s$  tienen dos componentes, una perpendicular y una tangencial. En este análisis solo es pertinente analizar la componente tangencial, ya que es la dirección en la cual el motor genera el empuje.

Si solamente se analiza la mitad de la superficie, como en la figura 1.2 la fuerza resultante sería la mitad de la Ecuación 1.2, que expresa la fuerza atmosférica total actuando sobre el motor (Ward, 2010):

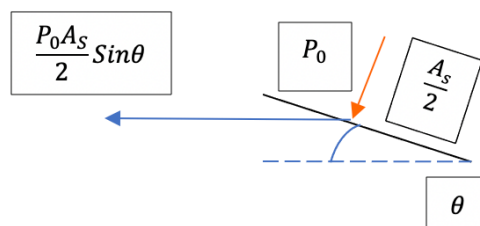


Figura 1.2 Fuerzas en la mitad de la superficie del motor

$$F_{ext} = P_0 A_s \sin \theta \quad (1.2).$$

Por lo tanto, la fuerza externa en la mitad de la superficie se muestra en la Ecuación 1.3

$$F_{ext} = \frac{P_0 A_s}{2} \sin \theta \quad (1.3)$$

Para simplificar aún más la expresión anterior, es necesario revisar las dimensiones del ducto de la Figura 1.3

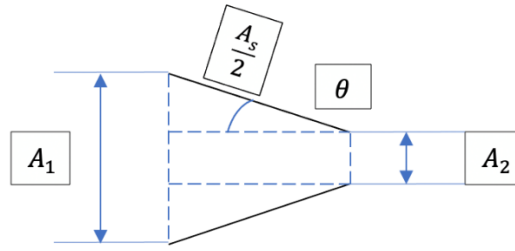


Figura 1.3. Dimensiones del ducto del motor

Se observa que el cateto opuesto del triángulo rectángulo superior es igual a  $\frac{A_1-A_2}{2}$  como se muestra en la Figura 1.3

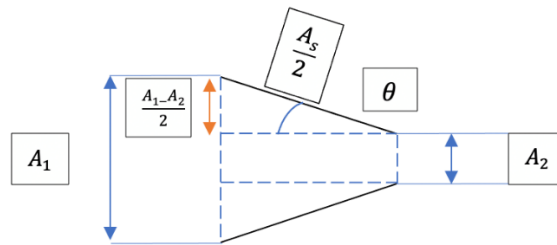


Figura 1.4 Dimensiones de la mitad del ducto del motor

Por lo tanto, de la Figura 1.4 es posible escribir la Ecuación 1.4

$$\frac{A_s}{2} \sin\theta = \frac{A_1-A_2}{2} \quad (1.4)$$

Y simplificando la Ecuación 1.4 se obtiene la Ecuación 1.5

$$A_s \sin\theta = A_1 - A_2 \quad (1.5)$$

Sustituyendo la Ecuación 1.5 en la Ecuación 1.2, se obtiene que las fuerzas externas actuando sobre el motor debido a la presión atmosférica \$P\_0\$ son iguales a la Ecuación 1.6 (Ward, 2010)

$$F_{ext} = P_0(A_1 - A_2) \quad (1.6)$$

Por otro lado, las fuerzas internas tienen dos componentes, uno asociado a las fuerzas provocadas por la presión que actúa en las superficies internas del motor, y otro asociado al cambio en el momento del fluido (Ward, 2010). Las fuerzas asociadas a la presión del fluido que actúan sobre las superficies internas del motor se pueden describir a partir de la Ecuación 1.7 y de la Figura 1.5.

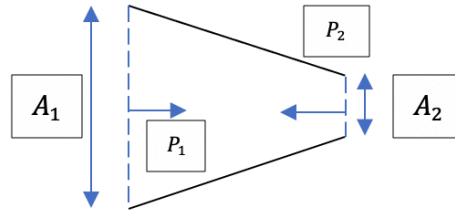


Figura 1.5 Fuerzas de presión internas

$$F_{intP} = P_2A_2 - P_1A_1 \quad (1.7)$$

Para analizar la contribución de las fuerzas internas por el cambio en el momento, es necesario delimitar un volumen de control y aplicar la Ecuación 1.8 en dicho volumen de control, según la Figura 1.6.

$$F_N = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{CV} \vec{v} \rho dV - \iint_{CS} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot dA) \quad (1.8)$$

Donde:

$F_N$  = Fuerza Neta

$CV$  = Volumen de control fijado en el motor

$CS$  = Superficie de control

$dA$  = Diferencial de área

$dV$  = Diferencial de volumen

$\vec{v}$  = vector de velocidad del flujo

$\rho$  = densidad del flujo

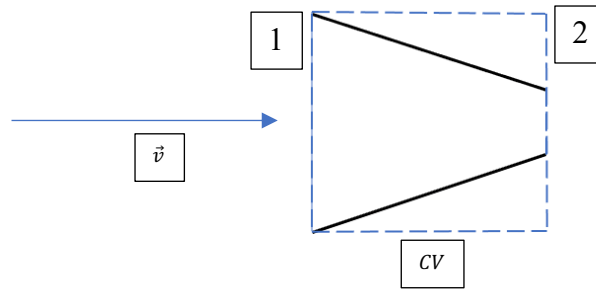


Figura 1.6 Volumen de control

Además, se aplicarán las siguientes consideraciones teóricas en el volumen de control (Sforza, 2012)

- Flujo estacionario
- Flujo cuasi-unidimensional
- Flujo uniforme

Por lo tanto, la Ecuación 1.8, se reduce a la Ecuación 1.9

$$F_N = (\rho_1 A_1 v_1) v_1 + (\rho_2 A_2 v_2) v_2 \quad (1.9)$$

El flujo másico en 1 es igual a la Ecuación 1.10

$$\dot{m}_1 = (\rho_1 A_1 v_1) \quad (1.10)$$

De la misma forma, el flujo másico en 2 es igual a la Ecuación 1.11

$$\dot{m}_2 = (\rho_2 A_2 v_2) \quad (1.11)$$

Y además, por el principio de conservación de masa, se puede realizar la igualación de la Ecuación 1.12

$$\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (1.12)$$

Entonces, la componente de la fuerza interna dependiente del cambio en el momento del fluido es igual a la Ecuación 1.13

$$F_{int} = \dot{m}(v_2 - v_1) \quad (1.13)$$

Finalmente, si sumamos las contribuciones de las fuerzas internas y externas, se obtiene la Ecuación 1.14

$$F_N = P_0(A_1 - A_2) + P_2A_2 - P_1A_1 + \dot{m}(v_2 - v_1) \quad (1.14)$$

Simplificando la Ecuación 1.14, se obtiene la Ecuación 1.15

$$F_N = A_1(P_0 - P_1) + A_2(P_2 - P_0) + \dot{m}(v_2 - v_1) \quad (1.15)$$

Sforza (2012) Propone colocar el volumen de control en la configuración que se muestra en la Figura 1.7, ya que en un contexto real, con el volumen de control de la Figura y, las líneas de flujo del aire en esta sección no son perpendiculares al plano de entrada, lo cual conlleva a que la condición de flujo cuasi-unidimensional no se cumpla y por lo tanto exista un margen de error entre la Ecuación de conservación de momento simplificada y la versión derivada del Teorema de Transporte de Reynolds (Ecuación 1.8). Por esta razón es necesario considerar la entrada aguas arriba, donde este flujo si es normal al plano de entrada como se observa en la Figura 1.7.

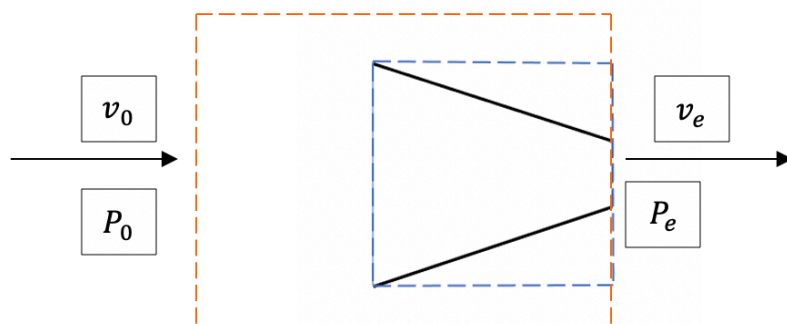


Figura 1.7 Nuevo volumen de control

Como consecuencia, todas las presiones y velocidades de entrada que tenían el subíndice 1, ahora tendrán el 0, ya que esta es la nueva entrada al volumen de control de la Figura 1.7. Por otro lado,

por simple convención, el subíndice 2 ahora será el subíndice e, referente a *exit* (Ward, 2010). Por lo tanto, la Ecuación ya tendrá una versión más simplificada.

$$F_N = A_1(P_0 - P_0) + A_e(P_e - P_0) + \dot{m}(v_e - v_0) \quad (1.16)$$

$$F_N = \dot{m}(v_e - v_0) + A_e(P_e - P_0) \quad (1.17)$$

A la Ecuación 1.17 se le conoce como “*net uninstalled jet thrust equation*” o Ecuación desinstalada de empuje de motor jet (Ward, 2010), se dice desinstalada ya que no toma en cuenta fenómenos inherentes al arrastre asociados con la instalación del motor en la aeronave. La Ecuación 1.18 muestra una versión de la Ecuación de empuje desinstalada escrita en términos del número de Mach, con el fin de normalizar el empuje bruto y que este deje de depender del tamaño del motor y sea completamente dependiente de la eficiencia de la tobera. (Sforza, 2017).

$$\frac{F}{A} = P_e(1 + k_e M_e^2) - P_0 \quad (1.18)$$

## 1.2 Principios termodinámicos

La base del funcionamiento de un motor de propulsión jet sienta sus bases en la termodinámica de flujo compresible, es necesario establecer los principios mediante los cuales se describen las ecuaciones y el ciclo termodinámico que gobierna el funcionamiento de un motor.

### 1.2.1 Propiedades de estancamiento

Cuando se realiza el análisis de un fluido que atraviesa un volumen de control, por ejemplo, el de un motor de propulsión jet, es conveniente tener una serie de ecuaciones que permitan relacionar magnitudes propias del fluido como la presión, temperatura y velocidad. En este contexto, la energía total de un sistema compresible consiste de entalpía, energía potencial y cinética, donde el término de la energía potencial se puede despreciar debido a la inexistencia de cambios de altura entre dos puntos cualesquiera dentro del ducto del motor. Por lo tanto, conviene integrar la entalpía y la energía cinética del fluido en un solo término, representado en la Ecuación 1.20, conocido como **entalpía de estancamiento o total**. A partir de la Ecuación 1.19, se pueden derivar expresiones similares en términos de presión y temperatura de estancamiento (Çengel & Cimbala, 2014).

$$h_T = h + \frac{v^2}{2} \quad (1.20)$$

Si consideramos que el flujo del sistema es estacionario, la energía del volumen de control permanecerá constante para 2 puntos cualesquiera de este, como se muestra en la Ecuación 1.20 (Çengel & Boles, 2014).

$$h_{T1} = h_{T2} \quad (1.20)$$

La entalpía de estancamiento permite representar la entalpía de un fluido cuando se le lleva al reposo isentrópicamente. Esto quiere decir que durante un proceso de estancamiento, la energía cinética de un fluido se convierte en entalpía (Çengel & Cimbala, 2014). En elementos internos como las toberas y difusores, donde no existe un trabajo de flecha y tampoco un intercambio de calor con el ambiente las entalpías totales se conservan, lo que hace sentido con la Ecuación 1.21.

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2} = h_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (1.21)$$

Si representamos la Ecuación 1.21 utilizando el calor específico a presión constante, se obtiene la expresión 1.22.

$$C_p T_T = C_p T + \frac{v_2^2}{2} \quad (1.22)$$

Simplificando la Ecuación 1.22 se obtiene la Ecuación 1.23

$$T_T = T + \frac{v_2^2}{2C_p} \quad (1.23)$$

Donde:

$T$  = *Temperatura estática*

$T_T$  = *Temperatura total o de estancamiento*

De la misma manera, esta Ecuación representa la temperatura a la que el fluido llegaría si llegara al reposo de manera adiabática y mantuviera constante su entropía. Cabe recalcar que existe una estrecha relación entre los procesos isentrópicos y adiabáticos: “Un proceso adiabático reversible

necesariamente es isentrópico”, pero también existe una diferencia importante, ya que “no todos los procesos isentrópicos son adiabáticos” (Çengel & Boles, 2014, p.343).

Otra propiedad de estancamiento que es pertinente describir, además de la entalpía y temperatura de estancamiento, es la presión de estancamiento. La Ecuación 1.24 describe la presión total que alcanza un fluido en un proceso isentrópico, en la ecuación 1.24 el la variable  $k$  representa el coeficiente adiabático del fluido (Çengel & Boles, 2014, p.343).

$$P_T = P \left[ \left( \frac{T_0}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right] \quad (1.24)$$

Se observa, de la Ecuación 1.24 , la íntima relación entre las propiedades estáticas y totales del fluido. La Ecuación 1.24 describe cómo es posible obtener la presión total o de estancamiento de un fluido si se conocen otras propiedades del fluido como sus temperaturas total y estática, y su presión estática. Además, si se toma la temperatura total de la Ecuación 1.23, es posible representar este término en función del número de Mach a través de las siguientes sustituciones y desarrollos algebraicos.

Dividiendo ambos lados la Ecuación 1.23 entre  $T$ , se obtiene la Ecuación 1.25

$$\frac{T_T}{T} = 1 + \frac{v^2}{2c_p T} \quad (1.25)$$

Sabiendo que el calor específico a presión constante ( $C_p$ ), la velocidad del sonido al cuadrado ( $c^2$ ) y el número de Mach ( $Ma$ ) pueden estar representados como las ecuaciones 1.26, 1.27 y 1.28, se puede desarrollar el término  $\frac{v^2}{2c_p T}$  de la Ecuación 1.25, para obtener la ecuación 1.29

$$C_p = \frac{kR}{k-1} \quad (1.26)$$

$$c^2 = kRT \quad (1.27)$$

$$Ma = \frac{u}{c} \quad (1.28)$$

$$\frac{u^2}{2C_p T} = \frac{u^2}{2 \left[ \frac{kR}{k-1} \right] T} = \frac{k-1}{2} \left( \frac{u^2}{c^2} \right) = \frac{k-1}{2} Ma^2$$

$$\frac{u^2}{2C_p T} = \frac{k-1}{2} Ma^2 \quad (1.29)$$

Sustituyendo la Ecuación 1.29 en la Ecuación 1.24, se obtiene la Ecuación 1.30, que relaciona la temperatura total y estática de un proceso de estancamiento o isentrópico, en función de la velocidad del fluido en términos del número de Mach.

$$\frac{T_T}{T} = 1 + \left( \frac{k-1}{2} \right) Ma^2 \quad (1.30)$$

De la misma forma, sustituyendo la Ecuación 1.30 en la Ecuación 1.24 se obtiene la Ecuación 1.31 que representa la presión total en términos del número de Mach.

$$P_T = P \left( 1 + \left( \frac{k-1}{2} \right) Ma^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.31)$$

### 1.2.2 Ciclo Brayton

El ciclo Brayton es un ciclo termodinámico abierto que explica el funcionamiento de los motores de propulsión jet. Bajo el contexto de los anteriores subcapítulos es el puente que une la generación de empuje con la relación entre las distintas propiedades de estancamiento del fluido que atraviesa el motor ( $T_T$ ,  $h_T$  y  $P_T$ ), y otras propiedades del fluido como su volumen y la entropía. Este ciclo fue desarrollado por George Brayton en 1870. El ciclo consta de 4 tiempos. La primera parte del ciclo consta de una compresión isentrópica del gas en el compresor. Anteriormente, el gas se ha desacelerado de manera isentrópica en el difusor. Después, se **añade calor a presión constante** al gas comprimido cuando este se combina con combustible y se quema en la cámara de combustión; finalmente, el gas sufre una expansión isentrópica en la turbina y se eyecta o **rechaza a presión constante** por la tobera, donde se genera el empuje (Çengel & Cimbala, 2014).

1. Compresión isentrópica
2. Adición de calor a presión constante
3. Expansión isentrópica
4. Rechazo de calor a presión constante

Los tiempos anteriores se muestran en los diagramas h-s y P-V, que proporcionan información sobre el comportamiento de estas magnitudes a lo largo del ciclo. La información de los diagramas P-V y h-s es de vital importancia, ya que a partir de estos se pueden deducir parámetros como la eficiencia de la compresión, combustión y expansión del fluido de trabajo, que se relaciona con la eficiencia individual de cada componente interno. (ver Figura 1.8) (Çengel & Cimbala, 2014)

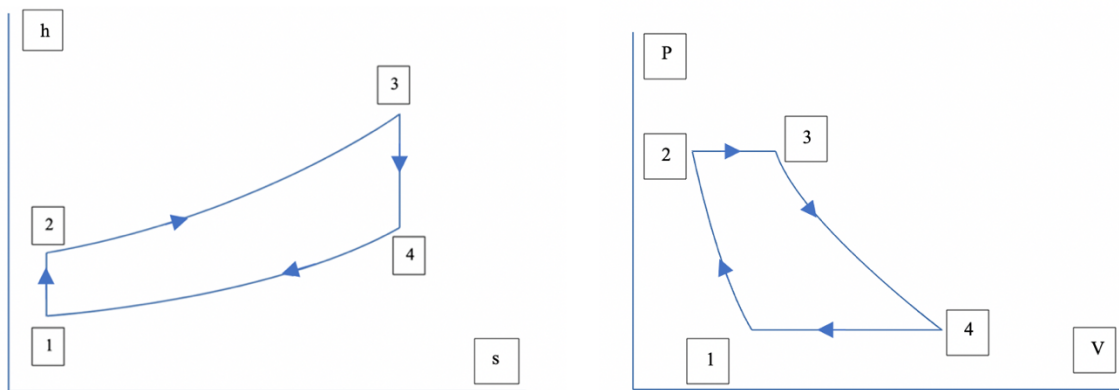


Figura 1.8 Diagramas h-s y P-V del ciclo Brayton

### 1.2.3 Eficiencia isentrópica

En un proceso real, la entropía de un sistema siempre aumenta, un proceso 100% isentrópico es imposible. Esto se debe a la disminución de la presión total durante los procesos de adición y rechazo de calor, pero, más importante aún, a que “la entrada de trabajo real al compresor será mayor y la salida de trabajo real de la turbina será menor” (Çengel & Cimbala, 2014, p.517). Tanto las irreversibilidades dentro de componentes rotativos como el ya de por sí altamente no isentrópico proceso de combustión provoca que la eficiencia total del motor disminuya y sea imposible llegar a un proceso 100% isentrópico en los 4 tiempos del ciclo.

Por este motivo es necesario implementar el concepto de eficiencia isentrópica, que compare el desempeño real e isentrópico de los elementos rotativos como la turbina y el compresor. La eficiencia isentrópica de un compresor y de una turbina se muestra en el par de ecuaciones 1.32.

$$\eta_c = \frac{h_{2a} - h_1}{h_{2s} - h_1} \quad \eta_T = \frac{h_{4a} - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (1.32)$$

La Figura 1.9, representa el diagrama h-s del ciclo de Brayton, donde se compara el caso isentrópico y no isentrópico.

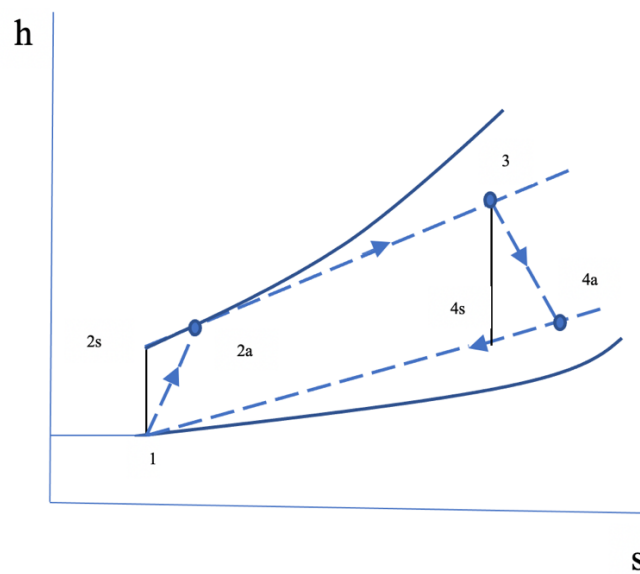


Figura 1.9 Comparativa entre ciclo Brayton real e ideal

Los subíndices *a* y *s* de la figura 1.9 categorizan los 4 tiempos del ciclo Brayton como real o ideal, respectivamente. Se puede observar que las transiciones entre tiempos están guiadas por líneas punteadas, para el caso real, o sólidas para el caso ideal. Las líneas gruesas superior e inferior, son isobaras, y son líneas que muestran el comportamiento de la presión total en el combustor y en el rechazo de calor (tobera) de manera **ideal**.

## Capítulo 2

### *Componentes principales de un motor Jet*

Los principales componentes de un motor jet están diseñados para cumplir alguna de las etapas del ciclo Brayton, las mejoras de estos componentes, así como la suma de otros, como los postquemadores o las toberas de geometría variable, tienen el objetivo de incrementar la eficiencia de algunas de las etapas del ciclo o de manera general, la eficiencia del motor jet. Este capítulo tiene como objetivo sentar las bases teóricas de los componentes principales de un motor jet para tener un panorama lo suficientemente amplio que nos permita entender por qué cualquier mejora en la eficiencia del compresor permite incrementar de manera significativa la eficiencia global del motor.

Además de clasificar a los componentes y subcomponentes de los motores jet por la función que realizan en el ciclo Brayton, este capítulo presentará a los componentes como rotativos y no rotativos. Esta distinción tiene la ventaja de clasificar a los componentes de manera práctica y únicamente recayendo en la base de sus características rotativas y no rotativas, sin dejar a ningún componente fuera. De la misma forma, permite destacar simetrías dentro de la misma familia, por ejemplo; en el grupo de elementos rotativos, un compresor es un elemento que añade energía al fluido, mientras que una turbina extrae energía del mismo. Por otro lado, dentro de la familia de los elementos no rotativos, una tobera acelera el fluido (para flujo subsónico), mientras que un difusor lo desacelera.

#### *2.1 Componentes rotativos*

Los componentes rotativos principales de un motor jet son dos, la turbina y el compresor. En este texto no se incluirá al ventilador o “Fan” ya que el análisis está limitado a motores turbojet, mas no turbofan, sin embargo, es posible entender al Fan como una primera etapa de compresión de baja presión. (Flack, 2024)

##### *2.1.1 Compresor*

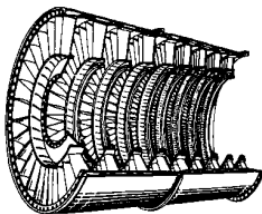
El compresor axial es, desde el punto de vista de varios diseñadores e investigadores de propulsión jet, el corazón del motor (Flack, 2024). Esta visión no puede estar mejor sustentada, ya que para

optimizar el desempeño de un motor jet son necesarios dos parámetros básicos:

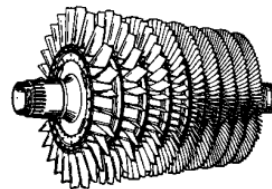
- La maximización de la relación de presión en el compresor (Flack, 2023, p.80)
- Aumentar la temperatura de quemado en la cámara de combustión (Boyce, 2012, p.163)

Ambos parámetros están directamente relacionados con la eficiencia del compresor, siendo la temperatura de combustión limitada por los materiales de la turbina (Flack, 2024). Los compresores utilizados en los motores jet, son axiales, esto quiere decir que el flujo entra al compresor en dirección paralela al eje de rotación del motor, donde su principal función es aumentar la presión total del flujo.

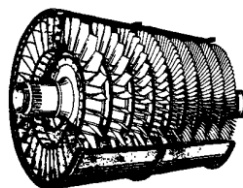
Como se puede observar en la Figura 2.1 c , un compresor está formado por una serie de etapas de álabes rotatorios y estáticos unidos a un rotor y estator respectivamente, la energía del fluido aumenta en los álabes rotatorios , ya que estos lo aceleran, mientras que en los álabes estáticos además de preparar el ángulo del flujo para la siguiente etapa de álabes rotatorios, también funcionan como pequeños difusores donde el gas aumenta su presión estática.



*Figura 2.1.a Estator de un compresor axial*



*Figura 2.1.b Rotor de un compresor axial*



*Figura 2.1.c Compresor axial*

Nota. Imagen reproducida de Elements of propulsion: Gas turbines and rockets (2nd ed.), por Mattingly (2016)

La eficiencia del compresor para realizar su función está dictada por la eficiencia isentrópica  $\eta_c$ . Desafortunadamente, este valor jamás es igual a 100%, por lo que parte de la energía del compresor será desperdiciada debido a irreversibilidades, aumentando la entropía del proceso y disminuyendo la eficiencia isentrópica del compresor. Esto quiere decir que el compresor deberá de sustraer mayor energía de la turbina para aumentar la presión total del flujo, que lo que sustraería en un caso completamente isentrópico

La Figura 2.2 muestra los diagramas P-V y h-s de un compresor axial. Todas las variables apostrofadas hacen referencia a una cantidad ideal, mientras que las variables no ideales están señaladas sin apostrofe. En los diagramas P-V y h-s de la Figura 2.2 se pueden observar líneas color azul sólidas que hacen referencia a líneas isotermas, para el caso del diagrama PV e isobaras, para el caso del diagrama h-s. Las líneas punteadas entre las isotermas e isobaras muestran el proceso de compresión entre el tiempo 2 y el tiempo 3 del ciclo Brayton, el índice T entre estas líneas representa una variable total y si solo se muestra el número, representa una variable estática del eje vertical de cada diagrama.

En ambos diagramas existen dos secciones, una superior y otra inferior, donde las líneas sólidas son cantidades totales, o estáticas, respectivamente. Este formato de diagramas, permite entender que sucede con las variables totales y estáticas del fluido para este proceso, para un caso ideal y real.

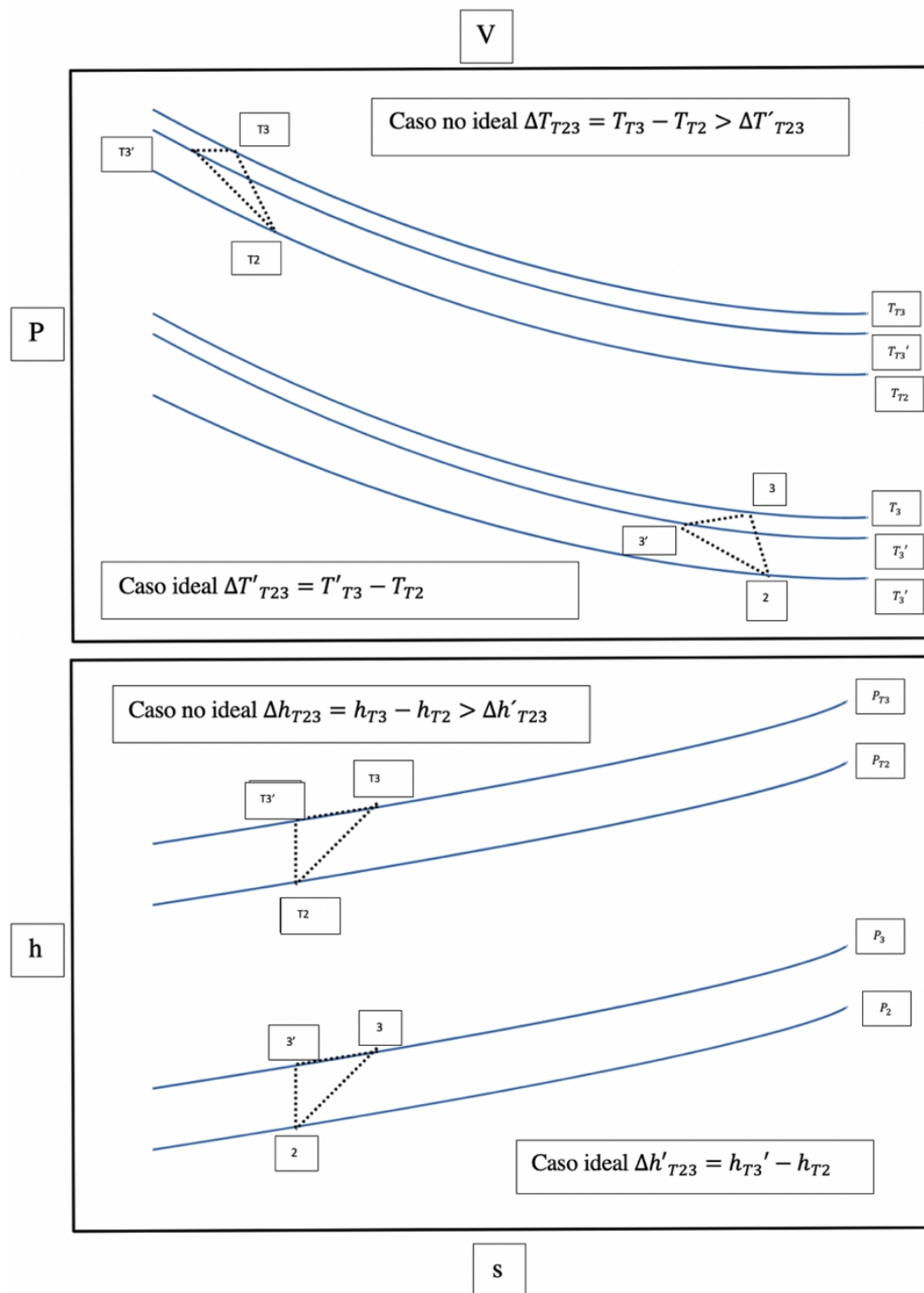


Figura 2.2 Diagramas P-v y h-s del compresor axial.

En los siguientes capítulos se estudiará el comportamiento de la eficiencia del compresor mediante el análisis de las ecuaciones que rigen la teoría de las turbomáquinas.

### 2.1.2 Turbina

Al iniciar este capítulo, se hizo énfasis en la simetría que comparten algunos elementos del motor jet. En el caso de la turbina, se puede observar que el principio de funcionamiento entre una turbina y un compresor es prácticamente inverso, la principal función de un compresor es dotar al fluido de energía aumentando su presión total, mientras que la de una turbina es expandir el fluido, extrayendo energía del mismo, que después suministrada al compresor mediante una flecha, y que por lo tanto disminuye la presión total del fluido.

Además de compartir una estrecha relación con el compresor en cuanto al funcionamiento inverso, la estructura de las turbinas es similar a la del compresor. Un conjunto de etapas de estatores y rotores, como la de la Figura 2.3 que preparan al fluido angularmente y extraen su energía, respectivamente. (Rolls-Royce, 2015). En general, existen dos grupos de configuraciones de turbinas. Cuando la turbina gira debido al impulso que recibe cuando el flujo golpea los álabes rotatorios, se conoce como turbina de impulso.

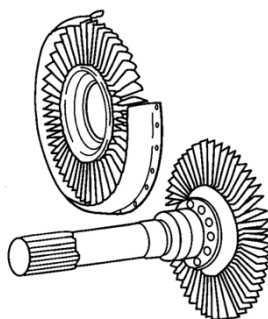


Figura 2.3. Par estator-rotor de una turbina de gas

Nota. Imagen reproducida de Elements of propulsion: Gas turbines and rockets (2nd ed.), por Mattingly (2016)

Por otro lado, cuando los álabes estáticos solamente dirigen el flujo angularmente, y la expansión ocurre en los álabes giratorios, se conoce como turbina de reacción, ya que el movimiento de los álabes rotatorios se produce debido a la reacción de estos a la expansión del gas. “Los motores jet

utilizan ambas configuraciones de turbina, en una proporción de 50/50” (Rolls-Royce, 2015, p. 49)

La eficiencia de la turbina para realizar su función está dictada por la eficiencia isentrópica  $\eta_t$ , mientras más alta sea, la turbina tiene mayor capacidad de aprovechar la energía del flujo altamente energético proveniente de la cámara de combustión. Desafortunadamente, este valor jamás es igual a la unidad debido a irreversibilidades en el proceso de expansión del gas.

La Figura 2.4 muestra los diagramas P-V y h-s de un compresor axial. Todas las variables apostrofadas hacen referencia a una cantidad ideal, mientras que las variables no ideales están señaladas sin apostrofe. En los diagramas P-V y h-s de la Figura 2.4 se pueden observar líneas color azul sólidas que hacen referencia a líneas isotermas, para el caso del diagrama P-V e isobaras, para el caso del diagrama h-s. Las líneas punteadas entre las isotermas e isobaras muestran el proceso de compresión entre el tiempo 4 y el tiempo 5 del ciclo Brayton, el índice T entre estas líneas representa una variable total y si solo se muestra el número, representa una variable estática del eje vertical de cada diagrama.

En ambos diagramas existen dos secciones, una superior y otra inferior, donde las líneas sólidas son cantidades totales, o estáticas, respectivamente.

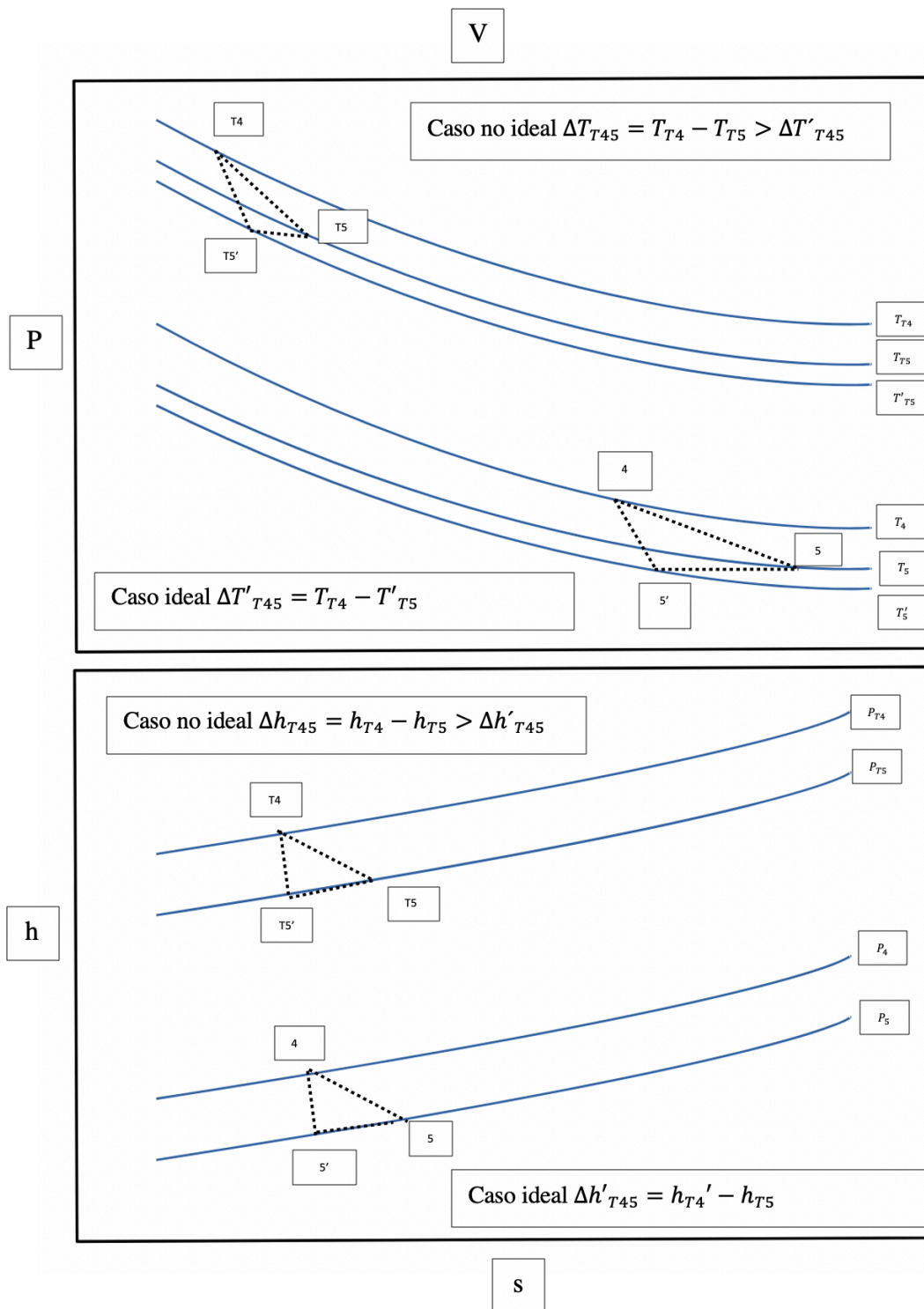


Figura 2.4 Diagrama P-V y h-s de la turbina

## 2.2 Componentes no rotativos

Los componentes no rotativos de un motor jet son aquellos que como su nombre lo indica, no afectan al fluido a través de añadir o sustraer trabajo mediante una flecha, sino modificando propiedades de estancamiento como su presión y temperatura, para el caso del difusor y de la tobera, o añadiendo energía al fluido en forma de calor, para el caso del combustor.

### 2.2.1 Difusor

El difusor es el principal componente del motor, como se puede observar en la Figura 2.5; se ubica justo antes del compresor y, según Bondaryuk y Il'yashenko (1960), tiene la función principal de convertir la velocidad del flujo en presión estática, además de entregar un flujo uniforme al compresor.

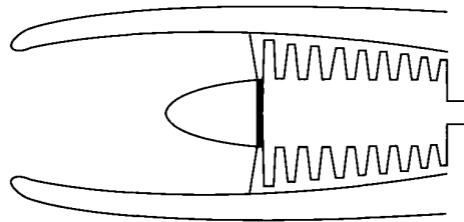


Figura 2.5. Diagrama de un difusor

Nota. Imagen reproducida de Elements of propulsion: Gas turbines and rockets (2nd ed.), por Mattingly (2016)

De manera ideal, un difusor debe garantizar que la presión total del flujo que ingresa se mantenga constante, y que el único cambio en las propiedades del flujo sea un intercambio entre la presión estática y la velocidad del fluido, ya que las pérdidas de presión total en el difusor se multiplican exponencialmente en el compresor, en un factor de  $n$  veces la relación de presiones del compresor. Por ejemplo, “una pérdida de 2 psia en el difusor representaría una pérdida de 50 psia debido a la gran relación de presiones en el compresor de un motor grande” (Flack, 2023, p.415).

Al igual que los componentes no rotativos, el difusor no tiene una relación 1:1 entre la presión total de entrada y la de salida. Esto convierte al proceso en no isentrópico, lo que se traduce en que en un contexto real, el difusor es incapaz de reducir la velocidad del flujo y aumentar la presión estática en la misma magnitud que en una situación meramente isentrópica o ideal. La Figura 2.6 muestra los diagramas  $h_s$  y PV de un difusor.

Todas las variables apostrofadas hacen referencia a una cantidad ideal, mientras que las variables no ideales están señaladas sin apóstrofe. A diferencia de los anteriores diagramas, la figura 2.6 muestra el comportamiento de la presión total en la parte superior del diagrama P-V y la terna de isotermas, al igual que los anteriores diagramas, en la parte inferior del mismo. No obstante, en el diagrama h-s, se muestran líneas isobaras, de presión total y estáticas, en la parte superior e inferior, respectivamente. Las líneas punteadas entre las isotermas e isobaras muestran el proceso de difusión entre el tiempo 1 y el tiempo 2 del ciclo Brayton, el subíndice  $T$  entre estas líneas representa una variable total y el subíndice  $a$  se refiere a una propiedad de la atmósfera.

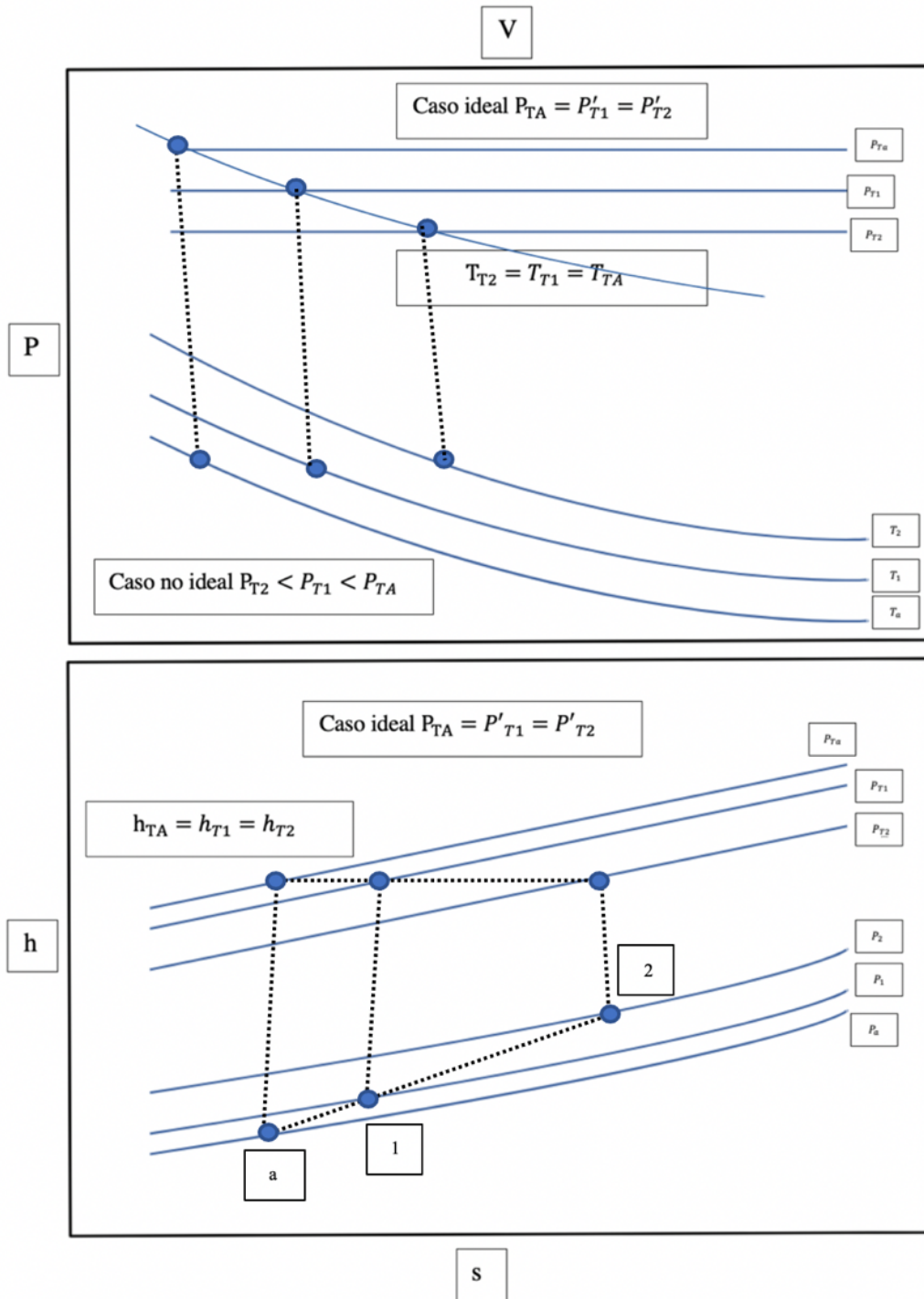


Figura 2.6 Diagrama P-V y h-s de un difusor

### 2.2.2 Cámara de combustión

El siguiente componente no rotativo es la cámara de combustión, cuya principal función es añadir energía en forma de calor. Siendo la única entrada de energía del ciclo, donde aproximadamente 70-80% de esa energía es absorbida por la turbina y derivada al compresor (Flack, 2024, p.381). El resto de la energía será, en un contexto ideal, completamente transformada a velocidad y expulsada del motor por la tobera, provocando empuje. A través de varias conFiguraciones, la cámara de combustión inyecta combustible al flujo de aire, lo mezcla y lo quema con el oxidante (Boyce, 2012).

El proceso de combustión es altamente no isentrópico, por lo tanto, pérdidas de presión total son esperadas a lo largo de este componente. Por otro lado, uno de los requisitos para aprovechar de manera óptima el combustible es la calidad de la mezcla, entonces, para un mejor aprovechamiento del combustible es necesario aumentar la mezcla del combustible con el flujo. Sin embargo, este aumento de la mezcla, aunque aumenta el aprovechamiento del combustible, también aumenta la entropía del proceso y, por lo tanto, aumentan las pérdidas de presión total (Flack, 2024), lo cual termina por afectar la eficiencia del motor en general. Las diferentes conFiguraciones de combustor, que se muestran en la Figura 2.7 (can, annular y can annular), tienen la capacidad de equilibrar estas dos características inversamente dependientes, para asegurar el buen funcionamiento del motor.

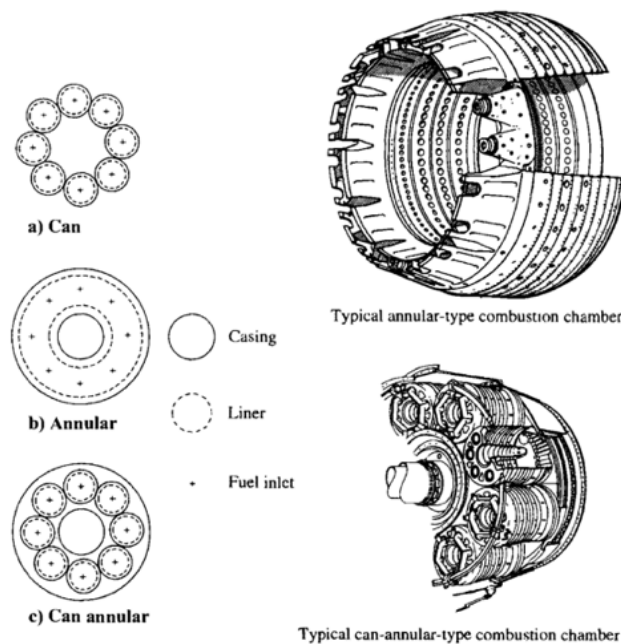


Figura 2.7 Distintos tipos de combustores a) Can b) annular c) Can annular

Nota. Imagen reproducida de Elements of propulsion: Gas turbines and rockets (2nd ed.), por Mattingly (2016)

La Figura 2.8 muestra los diagramas P-V y h-s de una cámara de combustión.

Todas las variables apostrofadas hacen referencia a una cantidad ideal, mientras que las variables no ideales están señaladas sin apóstrofe. La disposición de las isothermas en el diagrama P-V cambian en relación a los anteriores diagramas, ya que se muestran en pares y una sección izquierda y derecha respectivamente. Las cantidades totales vienen señaladas con el subíndice T, mientras que las estáticas solo indican el tiempo del ciclo al que hacen referencia, ambos subíndices pertenecen a la variable del eje vertical de cada diagrama (h-s o P-V). Las isobaras del diagrama h-s mantienen el mismo orden que los diagramas anteriores.

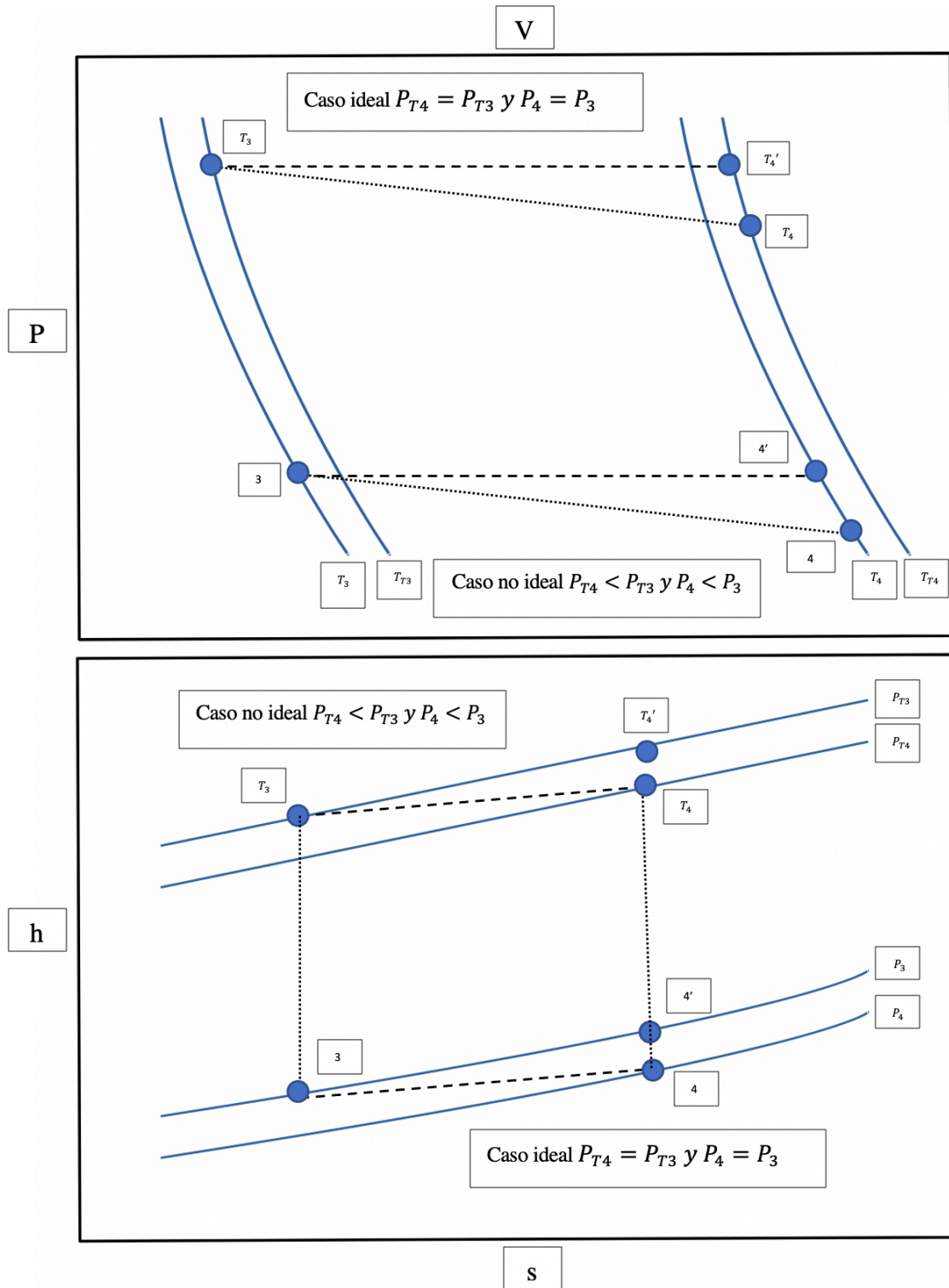
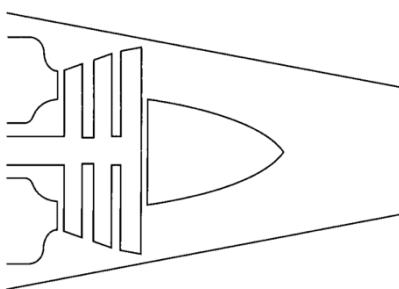


Figura 2.8. Diagrama P-V y h-s de una cámara de combustión

### 2.2.3 Tobera

El último componente no rotativo del motor jet es la tobera, cuya función principal es incrementar la velocidad de escape del fluido proveniente de la turbina (Flack, 2024) y permitir una relación de presiones  $\frac{P_e}{P_0}$  que controle el proceso de expansión y que en condiciones ideales de operación sea igual a la unidad para maximizar el empuje del motor. (Flack, 2024)

Existen 2 tipos de toberas principales utilizadas en propulsión jet, la convergente y la convergente-divergente, la variable de diseño que predispone a un motor a tener un diseño u otro, es la relación de presiones dentro de la tobera. Si la relación de presiones es menor a 4, como es en la mayoría de los casos, se utiliza una tobera convergente como la ilustrada en la Figura 2.9. Por otro lado, si es mayor a 4, se utiliza una tobera convergente-divergente (Mattingly et al., 2002). La diferencia de presiones en la tobera convergente divergente, permite que una vez alcanzada la velocidad del sonido en la garganta el gas se siga expandiendo y acelerando a velocidades supersónicas en la sección divergente (Mancilla Romero et al., 2020).



*Figura 3.9. Diagrama de una tobera convergente*

Nota. Imagen reproducida de Elements of propulsion: Gas turbines and rockets (2nd ed.), por Mattingly (2016)

Cuando el gas es acelerado en la tobera, existe una disminución en la temperatura y presión estáticas del gas (Flack, 2024). Debido a que este proceso es de estancamiento, al igual que en el difusor, cuando se analiza de manera ideal, la presión total y temperatura total se mantienen constantes. En un contexto real, por otro lado, el proceso no es isentrópico y, aunque se mantiene adiabático y la entalpía total se mantiene, la presión total disminuye debido a irreversibilidades similares a las que ocurren en el difusor. Este es un ejemplo claro de cómo un proceso puede ser adiabático, pero no isentrópico.

Por lo tanto, al igual que la turbina y el compresor, la tobera tiene una eficiencia isentrópica  $\eta_n$ , la cual se traduce como la cantidad de temperatura total que la tobera es capaz de convertir a velocidad de escape.

Para un caso ideal, la temperatura de escape del flujo es menor que en la del caso real, ya que una mayor proporción de la entalpía total se convirtió a velocidad, tal como se esperaría en un proceso isentrópico y adiabático. Por otro lado, en el caso real, el aumento de entropía se refleja en que el flujo no disminuye tanto su temperatura y por lo tanto, la velocidad de escape es menor (Flack, 2024). La Figura 2.10 muestra los diagramas  $h-s$  y  $P-V$  de una tobera.

Todas las variables apostrofadas hacen referencia a una cantidad ideal, mientras que las variables no ideales están señaladas sin apostrofe. A diferencia de los anteriores diagramas, pero similar al caso del difusor, la figura 2.10 muestra el comportamiento de la presión total en la parte superior del diagrama  $P-V$  y la terna de isotermas, al igual que los anteriores diagramas, en la parte inferior del mismo. No obstante, en el diagrama  $h-s$ , se muestran líneas isobaras, de presión total y estáticas, en la parte superior e inferior, respectivamente. Las líneas punteadas entre las isotermas e isobaras muestran el proceso de rechazo de calor entre el tiempo 6 y el tiempo 8 del ciclo Brayton, el subíndice  $T$  entre estas líneas representa una variable total del eje vertical de cada diagrama.

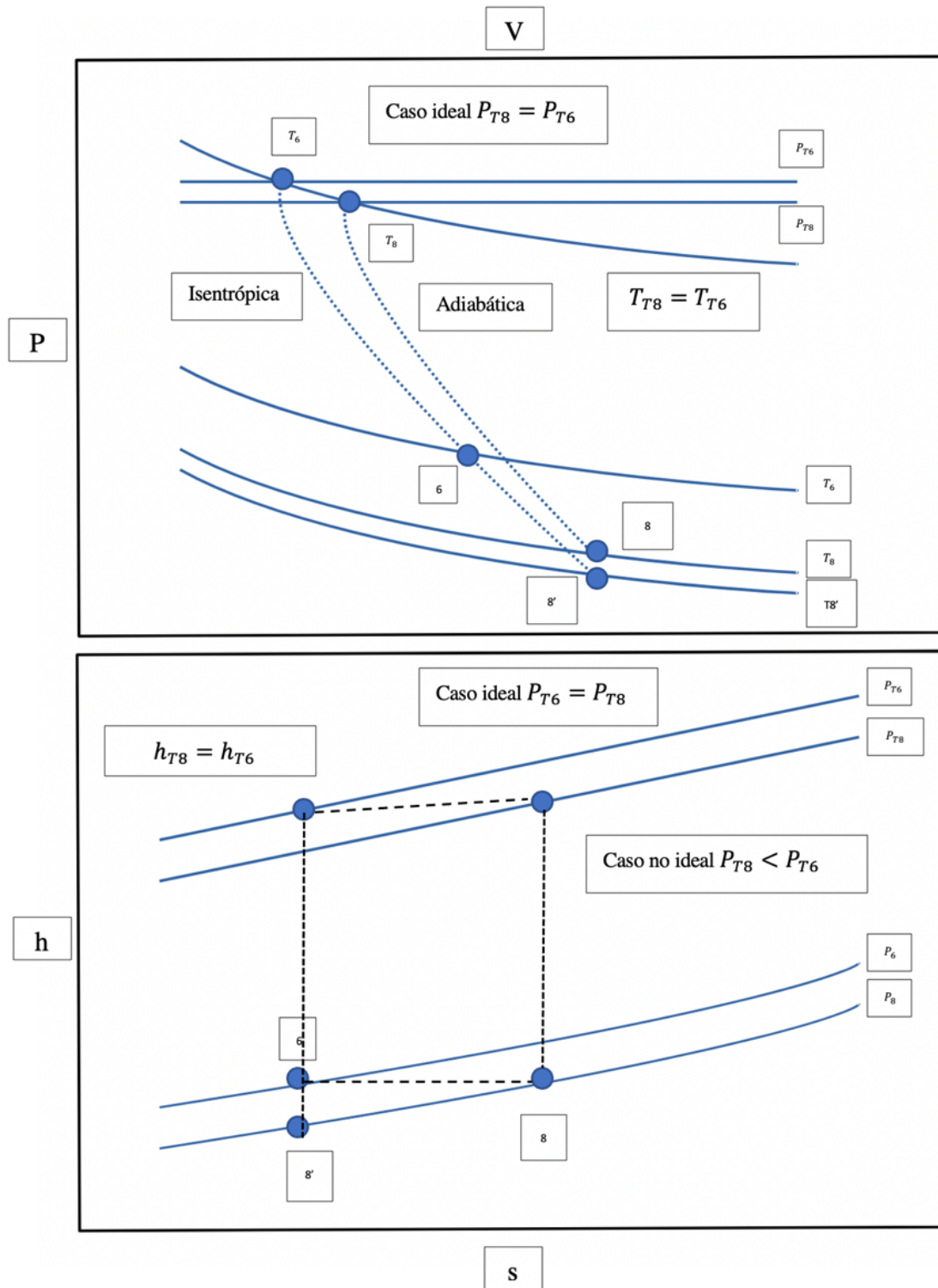


Figura 2.10 Diagrama P-V y h-s de una tobera

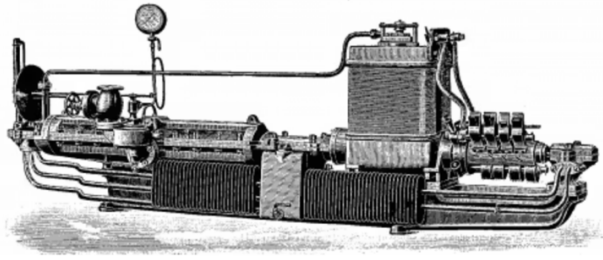
## Capítulo 3

### *El compresor axial*

En los anteriores capítulos se discutieron los principios, ecuaciones, componentes que rigen el funcionamiento y factores que componen la Ecuación de propulsión del motor jet. En este capítulo se discutirá de manera más profunda el funcionamiento del compresor axial, que como ya se ha mencionado en repetidas ocasiones, es uno de los componentes más importantes del motor. Este capítulo tiene el objetivo de justificar la poderosa relación entre la capacidad de compresión del compresor y la velocidad de escape del flujo. De la misma forma, este capítulo asocia la relación de presiones del compresor con los triángulos de velocidad que se forman dentro de este, formando un puente que interconecta el empuje del motor, la relación de presiones y la cinemática del flujo dentro del compresor. Esta interconexión de conceptos permite entender la relevancia del correcto funcionamiento del compresor dentro del motor jet, donde parámetros como la antes mencionada relación de presiones y la eficiencia isentrópica del mismo, pueden dictar el rumbo entero de la eficiencia global del motor y donde muchas veces, el fallo de un motor está ligado directamente a un fallo en el compresor (Howell, 1945).

La idea de la creación de un compresor axial datan de diseños de alrededor de 1884 por Sir Charles Parsons, cuyo diseño era inverso al de una turbina, y que partió de la idea primordial de lograr lo contrario a una turbina, dotar al fluido de energía. Este diseño solo logró alrededor del 40 por ciento de eficiencia, como se muestra en la Figura 3.1. Al inicio del siglo XX existían numerosos diseños elaborados por C. A. Parsons and Company, firma británica de turbinas de vapor, que lograron apenas el 60 por ciento de eficiencia (Howell, 1945).

El principal problema de los compresores de esta época estaba relacionado con el proceso de diseño del compresor, ya que se esperaba que al invertir el diseño de los álabes y etapas de una turbina, el resultado iba a ser el opuesto, dotar de energía al fluido, aumentando su presión total. Pero mientras que una turbina puede expandir el gas en cada etapa de forma indefinida, el compresor sufría de fenómenos aerodinámicos como el stall o el surging que Flack (2024) indicó que disminuyen significativamente la eficiencia del compresor. Esto explica como simplemente invertir el diseño de una turbina da tan pobres eficiencias.



*Figura 3.1. Primer compresor axial, diseñado por Charles Parsons. Nota. Imagen reproducida de Gas turbine engineering handbook (2nd ed.), por Boyce (2012)*

No fue hasta la segunda guerra mundial donde se hizo un avance significativo en el diseño y rendimiento de los compresores axiales, donde muchos de los retrasos en la producción de aviones con alto empuje, fueron debido al lento desarrollo tecnológico de los años anteriores a la segunda guerra mundial. Según Flack (2024), los alemanes fueron los primeros en incorporar con éxito el compresor axial en sus motores de avión en 1939.

Posterior a la década de 1950, los avances en el diseño de compresor axial despegaron debido a la introducción del diseño CFD, lo cual permitió aumentar la eficiencia del compresor considerablemente, alcanzando eficiencias del 80-90 % y de incluso un extra del 2% en las últimas décadas debido a diseños aerodinámicos avanzados. Tal es el caso del compresor del motor Turbofan GE GE9X, que se muestra en la Figura 3.2, que tiene una relación de presión en el compresor de 60, en comparación a modelos iniciales que tenían una relación de solamente 3 (Flack, 2024).



*Figura 3.2. GE GE9X*

Nota. Imagen reproducida de GE9X engine, por GE Aerospace (s. f.)

### ***3.1 Aumento de relación de compresión del compresor y su relación con la velocidad de escape***

En el anterior apartado se hizo un breve recuento histórico del desarrollo tecnológico del compresor axial, es posible notar que el principal objetivo del desarrollo del compresor axial a lo largo de los años fue el de mejorar su eficiencia, no tendría sentido práctico implementar un sistema de propulsión que tiene componentes poco eficientes y que por un mismo consumo de combustible se obtenga muy poco empuje. Es por eso que un compresor con mejor relación de presión está relacionado con un menor consumo de combustible para la misma cantidad de empuje, o también llamado TSFC (*Thrust Specific Fuel Consumption*).

A continuación se presenta un desarrollo que permitirá entender por qué la relación de compresión juega un papel fundamental en el incremento de empuje de un motor.

La velocidad de escape del fluido de trabajo del motor puede escribirse como en la Ecuación 3.1 (NASA, s.f).

$$u_e = \sqrt{2C_p\eta_n(T_{T8} - T_e)} \quad (3.1)$$

Donde:

$u_e$  = velocidad de escape del flujo del motor

$T_{T8}$ : La temperatura total del fluido que ingresa en la tobera

$\eta_n$ : La eficiencia de la tobera

$C_p$ : El calor específico a presión constante del fluido

$T_e$ : La temperatura estática del fluido al salir de la tobera

Como se mencionó en el capítulo anterior, una tobera ideal aceleraría de manera isentrópica el fluido, lo cual disminuiría su temperatura estática. La eficiencia de la tobera supone que la presión total a lo largo del componente no se mantiene constante, debido a irreversibilidades, y por lo tanto no se alcanzaría la misma velocidad de escape que en una tobera ideal, reduciendo el empuje del motor.

Por otro lado, la relación entre la temperatura de escape y la temperatura total del fluido antes de entrar a la tobera se puede representar como en la Ecuación 3.2 gracias a las propiedades de estancamiento descritas en el capítulo anterior (*NASA, s.f.*).

$$\frac{T_e}{T_{T8}} = \left(\frac{P_e}{P_{T8}}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.2)$$

Despejando a  $T_e$  de la Ecuación 3.2 se obtiene la Ecuación 3.3

$$T_e = T_{T8} \left(\frac{P_e}{P_{T8}}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.3)$$

Sustituyendo la Ecuación 3.3 en la Ecuación 3.1, se obtiene la Ecuación 3.4

$$u_e = \sqrt{2C_p\eta_n \left( T_{T8} - \left( T_{T8} \left( \frac{P_e}{P_{T8}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right) \right)} \quad (3.4)$$

Simplificando la Ecuación 3.4, se obtiene la Ecuación 3.5

$$u_e = \sqrt{2C_p\eta_n T_{T8} \left( 1 - \left( \frac{P_e}{P_{T8}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right)} \quad (3.5)$$

Observando la Ecuación 3.5, es posible observar que la velocidad de escape de un motor Jet depende de la temperatura  $T_{T8}$  y de la presión total  $P_{T8}$ . Según Flack (2024), la temperatura total se puede describir como el producto de la temperatura ambiental multiplicada por las diferentes relaciones de temperatura a lo largo del motor, como se muestra en la Ecuación 3.6

$$T_{T8} = T_{Ta}(\tau_c)(\tau_b)(\tau_t) \quad (3.6)$$

Donde

$T_{Ta}$  = Temperatura total del ambiente

$T_{T8}$  = Temperatura total del fluido antes de entrar en la tobera

$\tau_c =$  relación de temperaturas totales en el compresor

$\tau_b =$  relación de temperaturas totales en el combustor

$\tau_t =$  relación de temperaturas totales en la turbina.

Nótese que al considerarse la característica adiabática en todo el motor, no se incluyen las relaciones de temperatura del difusor y de la tobera.

Por lo tanto, en un caso ideal y adiabático, la temperatura total del fluido que llega a la tobera es el producto de la temperatura total ambiental multiplicado por la relación de temperaturas en el compresor, combustor y la turbina. La relación de temperaturas en el compresor es directamente proporcional a la relación de compresión del compresor como se muestra en la Ecuación 3.7.

$$\pi_c^{\frac{k-1}{k}} = \tau_c \quad (3.7)$$

Por lo tanto, la Ecuación 3.6 se puede escribir en términos de la relación de compresión del compresor, como se muestra en la Ecuación 3.8

$$T_{T8} = T_{Ta} \left( \pi_c^{\frac{k-1}{k}} \right) (\tau_b)(\tau_t) \quad (3.8)$$

Y de la misma forma, reescribiendo la Ecuación 3.5 en términos de la Ecuación 3.8, se obtiene la Ecuación 3.9

$$u_e = \sqrt{2C_p\eta_n T_{Ta} \left( \pi_c^{\frac{k-1}{k}} \right) (\tau_b)(\tau_t) \left( 1 - \left( \frac{P_e}{P_{T8}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right)} \quad (3.9)$$

De la misma forma, según Flack (2024), la presión  $P_{T8}$  se puede escribir como en la Ecuación 3.10, si se desprecian las pérdidas de presión total del difusor y de la cámara de combustión en un escenario completamente isentrópico en estos componentes.

$$P_{T8} = P_{Ta}(\pi_c)(\pi_T) \quad (3.10)$$

Donde

$P_{Ta}$  = Presión total del ambiente

$P_{T8}$  = Presión total del fluido antes de entrar en la tobera

$\pi_c$  = cociente de presiones totales antes y después del compresor  $\frac{P_{T3}}{P_{T2}}$

$\pi_T$  = cociente de temperaturas totales antes y después de la turbina  $\frac{P_{T5}}{P_{T4}}$

Sustituyendo la Ecuación 3.10 en la Ecuación 3.9, se obtiene la Ecuación 3.11

$$u_e = \sqrt{2C_p\eta_n T_{Ta} \left( \frac{k-1}{\pi_c^k} \right) (\tau_b)(\tau_t) \left( 1 - \left( \frac{P_e}{P_{Ta}(\pi_c)(\pi_T)} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right)} \quad (3.11)$$

Es posible observar, en la Ecuación 3.11, que la velocidad de escape del fluido  $u_e$  es directamente proporcional a la relación de compresión del compresor  $\pi_c$

Por lo tanto, si bien la eficiencia de combustión y el diseño del combustor son importantes para maximizar la temperatura total del fluido que ingresa a la tobera, la relación de compresión también, aumentando directamente el valor de  $T_{T8}$ , y además jugando un papel fundamental en la eficiencia de combustión del combustor, ya que un fluido de alta presión es necesario para que la estabilidad de la combustión aumente, y por lo tanto también aumente el valor de  $\tau_b$  (Flack, 2024).

Cabe señalar que la temperatura que ingresa a la turbina está limitada por la temperatura que pueden soportar los álabes de la misma, ya que bajo condiciones extremas de temperaturas su estructura puede fallar.

La Figura 3.2 muestra un diagrama donde se resumen los principales conceptos revisados hasta este momento

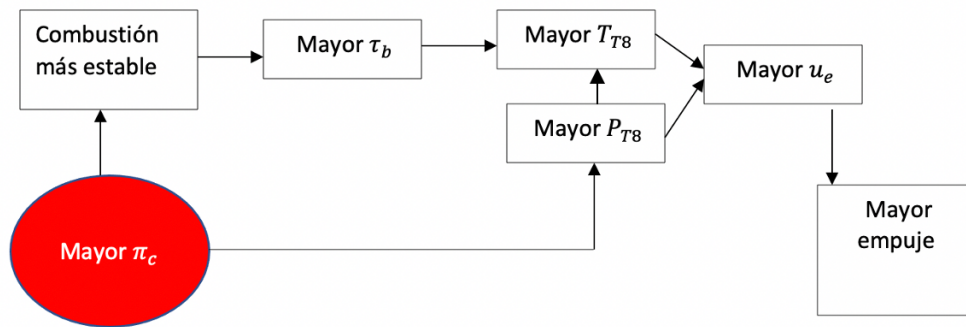


Figura 3.2 Efecto del incremento de la relación de compresión del compresor ( $\pi_c$ ) sobre la combustión y el empuje del motor.

Mediante este análisis se justifica el alto impacto que tiene el compresor axial de los motores jet en el desempeño general de la aeronave y que, si se aumenta la relación de compresión mejorando las características internas del compresor, se puede lograr una mayor velocidad de escape del fluido, además si el aumento de esta relación de presiones se consigue por la misma cantidad de combustible, el TSFC (*Thrust specific fuel consumption*) del motor aumenta.

### 3.2 Composición de un compresor axial

Como se discutió en el anterior capítulo, un compresor axial está conformado por varias etapas de álabes estacionarios y rotativos, que tienen el propósito de aumentar la presión total del fluido que ingresa al motor. A un par de hileras de álabes estacionarios y rotativos se le conoce como etapa, un compresor axial moderno contiene entre 17 y 22 etapas donde la presión total del fluido que entra al compresor aumenta hasta 60 veces su valor. (Boyce, 2012; Flack, 2025)

La Figura 3.4 muestra un rotor de un compresor axial, el rotor, es el componente rotativo del compresor, donde pequeños perfiles alares (álabes rotatorios) están ensamblados al tambor y este a su vez a la flecha del motor (Flack, 2024), su función principal es aumentar la energía del fluido, aumentando tanto su presión total, temperatura total y entalpía total. Entre cada fila de perfiles alares del rotor, se encuentran múltiples perfiles alares (álabes estáticos) ensamblados al “casing” o cáscara del compresor, ilustrados en la Figura 3.3, que conforman al estator, y que a diferencia del rotor no otorga energía al fluido, sino que además de corregir el ángulo de entrada a la siguiente etapa de álabes rotatorios, aumenta la presión estática y disminuye la velocidad del fluido, fungiendo como difusores. (Boyce, 2012; Dixon, 2010)



Figura 3.3. Estator de compresor axial

Nota. Imagen reproducida de *Gas turbine engineering handbook* (2nd ed.), por Boyce (2012)



Figura 3.4. Rotor de un compresor axial [5.p164]

Nota. Imagen reproducida de *Gas turbine engineering handbook* (2nd ed.), por Boyce (2012)

Además de los álabes estáticos, el compresor también dispone de una hilera de perfiles alares estáticos cuya función es optimizar la dirección del fluido que proviene del difusor y está por entrar al compresor, estos perfiles se llaman álabes guías de entrada. Por otro lado, aguas abajo, en la salida del compresor también se encuentra una hilera de perfiles alares cuya función, al igual que los álabes guías de entrada es modificar el ángulo de salida del compresor para su ingreso en el combustor, estos perfiles se llaman álabes guías de salida. [Flack, 2024]

En la anterior sección, se hizo referencia a los distintos álabes del compresor como perfiles alares, es pertinente señalar que esta referencia se realizó con todo el sentido literal de la palabra. Los álabes rotativos y estáticos, así como los álabes de guía de entrada y salida, son perfiles alares, y al igual que los perfiles alares en una aeronave, los perfiles alares del rotor también tienen una zona de baja y alta, comúnmente llamados zona de alta presión y succión. Además, el estudio y nomenclatura de los perfiles utilizados en los componentes rotativos del motor son casi idénticos a los utilizados en las alas de aeronaves. El perfil NACA 65 fue muy popular para compresores axiales de la década de los noventa (Boyce, 2012). (ver Figura 3.5)

El nombre que se le asigna a las dimensiones de los perfiles del ala de una aeronave y los asignados a los perfiles de los alabes estáticos y rotativos, no varían demasiado. El estudio de estos elementos constituye una parte fundamental en el desarrollo de las distintas etapas del compresor axial, por ejemplo, si no se controla el diseño para magnitudes como la solidez (solidity), relación entre la cuerda de los álabes y el espacio entre álabes ( $C/s$ ), el flujo de aire en los álabes rotativos puede desprenderse y no seguir la forma del álabes. Por el contrario, si la solidez es muy grande, el proceso de compresión se vuelve ineficiente debido a pérdidas por fricción.(Flack,2024)

Por otro lado, el número de álabes rotativos y de álabes estacionarios de una misma etapa o de etapas cercanas, debe ser distinto, ya que si son iguales se generan interacciones aerodinámicas entre álabes que provocan vibraciones indeseadas en la flecha. Además, para garantizar que el compresor sea eficiente, o que mantenga  $\pi_c$  a lo largo de varios regímenes de funcionamiento, el compresor debe tener dos propiedades. La primera, que las alturas de los álabes vayan disminuyendo aguas abajo del compresor, y la segunda, que los estatores tengan un sistema de rotación, que le permita a cada etapa estar en un ángulo adecuado, que además de volver más eficiente al compresor para varios regímenes, se evite la condición de desprendimiento o *stall* en los álabes, este sistema se revisará más a fondo en el cuarto y quinto capítulo de este trabajo.

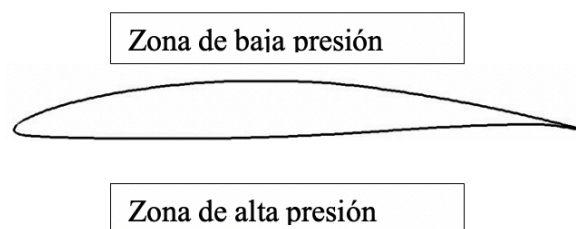


Figura 3.5. Perfil NACA 65

### ***3.3 Turbomaquinaria***

A lo largo de este trabajo se han descrito los principios que describen el funcionamiento del motor jet y del compresor axial en un sentido meramente termodinámico, se ha discutido cómo un compresor axial eficiente es uno de los pilares fundamentales para un motor jet eficiente y en muchos casos, ahorrador. Entre el análisis del comportamiento de variables como presión total y los componentes del compresor como el estator, rotor y álabes existe la teoría de turbomaquinaria. Un compresor axial es una turbomáquina, ya que tiene la capacidad de otorgar energía a un fluido a través de varias etapas de álabes rotativos (Dixon, 2010; Rama, 2015)

#### ***3.3.1 Simplificación de ecuaciones de momento, energía y continuidad***

De la misma forma que en el primer capítulo se designó un volumen de control para identificar las fuerzas sobre el ducto de la tobera de una aeronave y aplicar las ecuaciones de conservación, en el siguiente análisis también es pertinente designar un volumen de control que sirva como base para identificar las interacciones energéticas entre el fluido y el rotor del motor. Por lo tanto, el volumen de control de este análisis, envolverá al rotor de nuestra turbomáquina (compresor).

Para un análisis completo de la interacción entre los intercambios energéticos del rotor y el fluido, es necesario contemplar dos variables que describan la velocidad con la que el fluido atraviesa al compresor. La relevancia de estas velocidades en el análisis aparece cuando se aplican las ecuaciones de conservación en el volumen de control descrito anteriormente.

##### ***3.3.1.1 Deducción de velocidad axial ( $c_a$ )***

Según Flack (2024) la Ecuación de conservación que se aplica en el volumen de control para encontrar a  $c_a$ , es la Ecuación de continuidad. Si en la Ecuación 3.12 aplicamos la condición de flujo estacionario, suponemos que el plano es 2D y además que el flujo es uniforme a la entrada y salida del volumen de control, se obtiene la Ecuación 3.13.

$$0 = \iint_{CS} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (3.12)$$

$$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 \quad (3.13)$$

Como se discutió en el capítulo anterior, el radio de los álabes va disminuyendo aguas abajo en el compresor, ya que si el flujo másico es el mismo en la entrada y salida del compresor (ver Ecuación 3.14) y el fluido se está comprimiendo, el radio de los álabes también tiene que disminuir. Este análisis también implica que las velocidades  $v_1$  y  $v_2$  sean iguales, y que gracias a su dirección axial se pueda introducir el término de velocidad axial ( $c_a$ ), y que será importante para el análisis posterior de este escrito. Por lo tanto, la Ecuación 3.13 se puede escribir de manera similar como en la Ecuación 3.15

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.14)$$

$$\rho_1 c_{a1} A_1 = \rho_2 c_{a2} A_2 \quad (3.15)$$

### 3.3.1.2 Deducción de velocidad tangencial ( $c_u$ )

Otra de las ecuaciones de conservación que se aplica al volumen de control es la de conservación del momento angular (Flack, 2024), esta juega un papel muy importante, no solo para la deducción de la velocidad  $c_u$ , sino también para explicar la aceleración angular que experimenta el fluido que atraviesa el compresor axial debido a la suma vectorial de todos los momentos en el sistema (Dixon, 2010).

La ley de conservación de momento angular se puede simplificar a la Ecuación 3.16 aplicando al volumen de control la condición de flujo estacionario, además de despreciar todas las fuerzas de cuerpo y las superficies de fuerza.

$$\vec{T}_{sh} = \iint_{CS} (\vec{r} \times \vec{v}) \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (3.16)$$

El producto cruz que se encuentra dentro de la integral de la Ecuación 3.16 puede ser simplificado como se muestra en la ecuación 3.17, ya que todo el torque que es entregado por la flecha está en dirección del vector  $\vec{k}$ , por lo tanto:

$$\vec{T}_{sh} = T_z \vec{k} \iint_{CS} R v \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (3.17)$$

Además, el diferencial de flujo másico se puede escribir como en la Ecuación 3.18

$$d\dot{m} = \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (3.18)$$

Entonces, la Ecuación 3.17 se simplifica y se obtiene la Ecuación 3.19

$$\vec{T}_{sh} = T_z \vec{k} \iint_{CS} R v d\dot{m} \quad (3.19)$$

Si consideramos que el flujo que atraviesa el volumen de control es 2D y uniforme, la Ecuación 3.19 se simplifica a la Ecuación 3.20

$$T_z = -R_1 v_1 \dot{m}_1 + R_2 v_2 \dot{m}_2 \quad (3.20)$$

Por último, debido a que la dirección del torque es en sentido del vector  $\vec{k}$ , la única componente de velocidad que puede contribuir al torque es la velocidad tangencial absoluta, que es perpendicular al radio y al vector  $\vec{k}$  (Flack, 2024). Por lo tanto, sustituyendo la velocidad tangencial ( $c_u$ ) en la Ecuación 3.20, se obtiene la Ecuación 3.21.

$$T_z = -R_1 c_{u1} \dot{m}_1 + R_2 c_{u2} \dot{m}_2 \quad (3.21)$$

Y aplicando la Ecuación de continuidad, se obtiene la Ecuación 3.22

$$T_z = \dot{m} [R_2 c_{u2} - R_1 c_{u1}] \quad (3.22)$$

La Ecuación 3.22 representa la relación del torque del rotor y la suma de momentos en el volumen de control que contiene al fluido. El radio R es la distancia desde la flecha hasta la mitad del álabe rotatorio.

La igualdad entre las variables termodinámicas, como la relación de presiones en el compresor, y la acción del rotor aparece cuando se introduce el término de potencia. Del primer capítulo sabemos que la energía que el compresor otorga al fluido se representa con el cambio de entalpía total del fluido, esta relación se establece en la Ecuación 3.23.

$$\dot{W}_{sh} = \dot{m} (h_{T2} - h_{T1}) \quad 3.23$$

Sería necesario representar la Ecuación 3.22 en unidades de potencia para poder relacionarla con el cambio de entalpías de la Ecuación 3.23. Esto se consigue a partir del siguiente procedimiento. Cabe recalcar que el subíndice sh se refiere al trabajo de flecha. Cuando se desprecian las eficiencias mecánicas de la flecha y la eficiencia aerodinámica de los alabes del rotor, el trabajo que hace la flecha se transmite directamente al rotor y este a los alabes rotativos. Por lo tanto

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_c = \dot{W}_{rotor}$$

La potencia de flecha se describe en la Ecuación 3.24

$$\dot{W}_{sh} = T_z \omega \quad (3.24)$$

Donde  $\omega = \text{velocidad angular del rotor}$

Multiplicando ambos términos de la Ecuación 3.22 por  $\omega$ , se obtiene la Ecuación 3.25

$$\dot{W}_{sh} = \dot{m}[R_2 c_{u2} \omega - R_1 c_{u1} \omega] \quad (3.25)$$

Finalmente, sustituyendo la velocidad tangencial del rotor ( $U$ ) en la Ecuación 3.25, se obtiene la Ecuación 3.26

$$\dot{W}_{sh} = \dot{m}[U_2 C_{u2} - U_1 c_{u1}] \quad (3.26)$$

Por lo tanto, igualando la Ecuación 3.23 y la Ecuación 3.26, se obtiene la Ecuación 3.27

$$\dot{W}_{sh} = h_{T2} - h_{T1} = \dot{m}[U_2 C_{u2} - U_1 c_{u1}] \quad (3.27)$$

Por último, para poder igualar la relación de presión del compresor con la anterior Ecuación es necesario manipular algebraicamente la Ecuación 3.23

$$\dot{W}_{sh} = \dot{m}(h_{T2} - h_{T1})$$

$$\dot{W}_{sh} = \dot{m}C_p(T_{T2} - T_{T1})$$

$$\dot{W}_{sh} = \dot{m}C_p T_{T1} \left( \frac{T_{T2}}{T_{T1}} - 1 \right)$$

$$\dot{W}_{sh} = \dot{m}C_p T_{T1} (\tau_c - 1)$$

SI  $\tau_c = \pi_c^{\frac{k}{k-1}}$ , entonces

$$\dot{W}_{sh} = \dot{m}C_p T_{T1} \left( \pi_c^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right)$$

Despejando  $\pi_c$  de la anterior Ecuación se obtiene, la Ecuación 3.28

$$\pi_c = \left[ \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{m}C_p T_{T1}} + 1 \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.28)$$

Finalmente, sustituyendo la Ecuación 3.27 en la Ecuación 3.28, se obtiene la Ecuación 3.29 (Flack, 2024).

$$\pi_c = \left[ \frac{[U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}]}{C_p T_{T1}} + 1 \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.29)$$

Para el caso de un compresor axial, las velocidades tangenciales del rotor para una etapa siempre serán las mismas, ya que el rotor siempre gira a una misma velocidad angular  $\omega$  y el radio para una misma hilera de alabes rotativos siempre es el mismo. Esto se justifica de manera simple, ya que el trabajo que entregará el rotor para cierta etapa es proporcional al aumento de entalpia y de presión total para esa misma etapa. Por lo tanto:

$$U_1 = U_2$$

Entonces

$$\pi_c = \left[ \frac{[Uc_{u2} - Uc_{u1}]}{C_p T_{T1}} + 1 \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.30)$$

La Ecuación 3.30 es fundamental en el análisis de este trabajo, ya que se relacionan los términos directamente afectados por el funcionamiento interno del compresor, con la relación de presiones  $\pi_c$ . En términos simples, el rotor del compresor gira a una velocidad  $U$ , que es constante para una etapa del compresor, esta acción de giro acelera el fluido en dirección tangencial y por lo tanto la velocidad tangencial con la que sale de la etapa es mayor de la de ingreso ( $C_{u2} > C_{u1}$ ), el aumento de esta velocidad tangencial se traduce como una mayor relación de presiones para esa etapa. La Figura 3.6 muestra los elementos de este análisis hasta el momento.

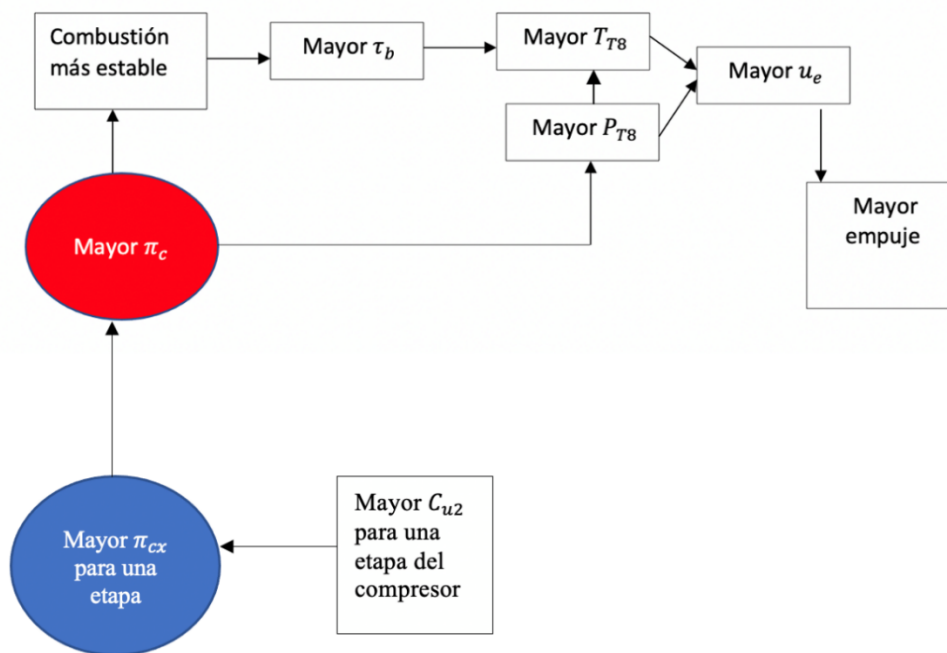


Figura 3.6. Relación entre la relación de presiones de una etapa del compresor con el empuje del motor

Nótese que la relación de presión para una etapa se identificó con el subíndice  $cx$ , ya que esta relación de presiones de etapa es distinta a la del compresor, que es la multiplicación de la relación de presiones de todas las etapas.

### 3.3.2 Triángulos de velocidad

En la sección anterior se formularon 2 velocidades que resultan de aplicar las leyes de conservación de masa y de momento angular en el volumen de control del rotor ( $c_a$  y  $c_u$ ). Además, se discutió la relación entre el aumento de la relación de presiones en el compresor en función del aumento de la velocidad tangencial  $c_u$ . Para comprender el comportamiento entre las velocidades  $c_a$  y  $c_u$  y la velocidad tangencial del rotor  $U$  en una y varias etapas en cascada del compresor, es necesario trazar las velocidades de una forma que permita visualizar la interacción entre ellas. Además, debido a que en cada etapa se cuenta con un elemento rotativo y otro estático, el trazado de estas velocidades debe de contemplar velocidades relativas entre los marcos de referencia estáticos y rotativos. (Flack, 2024)

La herramienta más utilizada para visualizar esta compleja interacción entre el fluido y los alabes rotativo y estáticos, son los diagramas de velocidad, o triángulos de velocidad. El siguiente análisis corresponde al trazado de los distintos triángulos de velocidad que surgen de la interacción entre el fluido y una etapa del compresor axial. La Figura 3.7 muestra una serie de álabes guía de entrada, donde se inicia el análisis por triángulos de velocidad

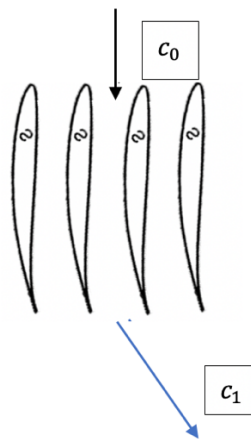


Figura 3.7 Álabes guía de entrada

En los álabes guía de entrada, el flujo proveniente del difusor tiene una velocidad axial igual a  $c_0$ , y una velocidad de salida igual a  $c_1$ , estas velocidades son absolutas, ya que el marco de referencia utilizado es estático. Después de los álabes guía de entrada viene la primera hilera de álabes rotativos, que se muestran en la Figura 3.8. El flujo proveniente de los álabes guía de entrada y su interacción con los álabes rotativos está representada en la siguiente Figura.

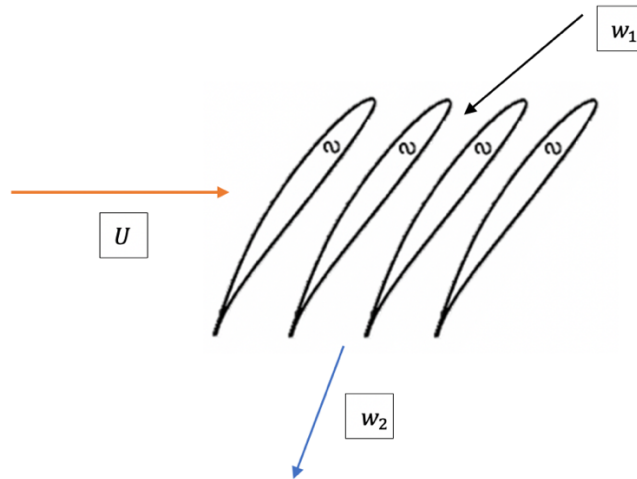


Figura 3.8 Primera etapa de álabes rotativos

La velocidad  $U$  es la velocidad tangencial del rotor de esa etapa. Por otro lado, a diferencia de las guías de entrada donde las velocidades se encuentran dibujadas en un marco de referencia estático, las velocidades  $w_2$  y  $w_1$  son velocidades dibujadas en un marco de referencia relativo. Este detalle es el que tal vez necesite más atención por parte del lector, ya que el mezclar conceptos entre distintos marcos de referencia, puede provocar una gran confusión.

Si en un contexto, meramente imaginario, un observador pudiese estar parado en un álabe rotativo y girando a la misma velocidad tangencial  $U$  de esta etapa, la dirección en la que este observaría que el flujo que entra al álabe rotativo es, en efecto  $w_1$ . Por otro lado, un observador fuera del marco de referencia rotativo notaría que el fluido ingresa a los álabes rotativos con la velocidad  $c_1$ . La diferencia entre todas las velocidades absolutas y relativas de esta sección será simplemente si se dibujan desde un marco de referencia rotativo o estático.

Ahora que tenemos las velocidades  $c_1, w_1$  y conocemos la velocidad tangencial del rotor para esta etapa del compresor, se puede dibujar el primer triángulo de velocidades (ver Figura 3.9) para esta etapa, si se integran los ángulos de cada velocidad respecto al eje axial del motor.

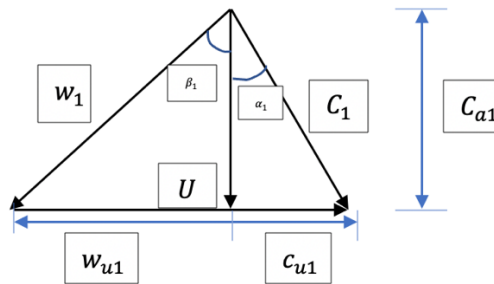


Figura 3.9 Triángulo de velocidades de salida de los álabes guía de entrada y entrada a la primer etapa de álabes rotativos

Donde:

$w_1$  = Velocidad relativa 1

$w_{u1}$  = Componente tangencial de la velocidad relativa 1

$c_1$  = Velocidad Absoluta 1

$c_{a1}$  = Componente axial de la velocidad absoluta 1

$c_{u1}$  = Componente tangencial de la velocidad absoluta 1

$\beta_1$  = ángulo de entrada relativo al rotor

$\alpha_1$  = ángulo de salida de los álabes guías de entrada

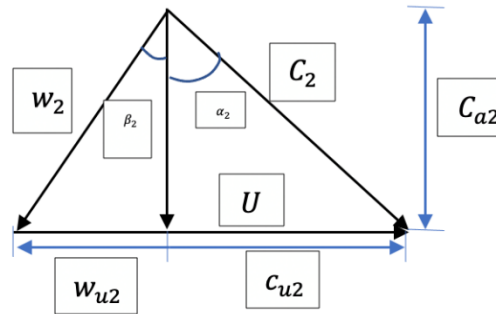
$U$  = Velocidad tangencial del rotor

Más adelante en el texto se emplearán dos ángulos del tipo  $\beta'$  y  $\alpha'$ ; estos apóstrofes hacen referencia al ángulo de entrada o salida de los álabes rotativos y estáticos, respectivamente, que es diferente a los ángulos de tipo  $\alpha$  y  $\beta$  que indican el ángulo de la velocidad del flujo. Estos dos tipos de ángulos no coinciden en la práctica, debido a los gradientes de presión y el momento del fluido, a este fenómeno se le conoce como “*slip*” (Flack, 2024). Por lo tanto, es precisa la distinción entre estos dos tipos de ángulos.

En la Figura 3.9 se observa que el lado derecho del triángulo contiene variables absolutas, mientras que el lado izquierdo se representa con variables relativas. Este patrón continúa para todos los triángulos de cualquier etapa de un compresor axial. La velocidad relativa  $w_1$  se encuentra sustrayendo la velocidad tangencial del rotor  $U$  al vector de velocidad absoluta  $c_1$ , como se muestra en la Ecuación 3.31

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{U} \quad (3.31)$$

Para terminar el análisis de una etapa del compresor, hace falta analizar las velocidades a la salida del rotor . La velocidad del flujo que sale del rotor es  $w_2$  (ver Figura 3.10) , a partir de aquí se pueden dibujar las demás velocidades que conforman el triángulo de velocidades de la Figura 3.10



*Figura 3.10 Triángulo de velocidades de salida de la primera etapa de álabes rotativos y la entrada a la primera etapa de álabes estáticos*

Al comparar la Figura 3.9 y 3.10 se observa que la componente tangencial de la velocidad absoluta  $c_u$  aumento su magnitud, esto es prácticamente lo que hace un álabe rotativo en una etapa de compresor, y como se observo en la sección anterior, la relación de presión en una etapa del compresor esta directamente relacionada con el cambio de velocidades tangenciales  $\Delta c_u = c_{u2} - c_{u1}$ . Según Flack (2024), la deflexión, o magnitud a la que el álabe rotatorio dobló el flujo, es igual a la expresada en la Ecuación 3.32.

$$\delta_{12} = \beta_2 - \beta_1 \quad (3)$$

## Capítulo 4

### *Análisis de un compresor sin SEV (Sistema de estatores variables)*

A través de los capítulos anteriores se relacionó el funcionamiento de un compresor axial con la producción de empuje, a partir de conocer la interacción entre la dinámica de las componentes de velocidad del flujo dentro del compresor y su impacto en las propiedades termodinámicas del mismo. La principal conclusión a la que se llegó, fue que para cada etapa, el compresor axial aumenta la componente de la velocidad tangencial  $c_u$ , lo que para cada etapa y para todo el compresor resulta en un aumento de presión total del fluido.

Este capítulo tiene el objetivo de estudiar una sección del compresor con una condición de flujo separado de la zona de succión de los álabes del compresor. Se relacionará este concepto, llamado stall de una etapa, con otros efectos indeseados de la misma categoría como el *surge* y el *stall* rotativo. A través de los triángulos de velocidad característicos de esta sección del compresor se muestra como un régimen de operación característico puede derivar en la separación de una etapa, una consecuencia directa de no contar con el SEV (Sistema de Estatores Variables)

Un motor eficiente recae en el correcto funcionamiento del compresor axial y que, para cada etapa, el aumento de la velocidad tangencial  $c_u$  sea suficiente, pero no demasiado como para provocar fenómenos indeseados dentro del motor. Fenómenos adversos y posiblemente catastróficos para el compresor ocurren cuando el motor funciona en ciertos regímenes de operación, o *diferentes combinaciones entre el flujo másico que ingresa al compresor y la velocidad rotacional del motor U*. Por ejemplo, un flujo másico muy alto equivaldría a una  $c_a$  más grande, que terminaría por estrangular el flujo dentro del compresor, disminuyendo notablemente la eficiencia del compresor. (Wirkowski,2010)

Por otro lado, cuando la velocidad tangencial  $U$  del motor es alta, y el flujo másico que ingresa al compresor  $\dot{m}$  es bajo, el cambio de la componente tangencial de la velocidad absoluta  $\Delta c_u = c_{u1} - c_{u2}$  es bastante significativa, de acuerdo con el párrafo anterior y del diagrama de la Figura 3.6, es coherente pensar que este aumento es deseado. Sin embargo, llega un punto de operación de todo compresor en donde el aumento de presión es tan grande que el flujo comienza a invertir su dirección, a este fenómeno se le conoce como *surge*, y termina por separar el flujo de todas las etapas del compresor (Flack, 2024). Por lo que ***un aumento de la relación de presiones no***

*siempre es efectivo, en especial cuando la combinación entre la velocidad del motor y el flujo másico que ingresa al motor no es la adecuada.*

Además de provocar que todas las etapas de compresión se separen, el *surge* provoca un alto nivel de ruido y fuerzas de vibración extremas que terminan por dañar los álabes y en casos extremos situaciones de inversión de flujo, la presencia de combustión en el compresor y en la entrada al motor (Boyce, 2012; Flack, 2025). La información de los distintos regímenes de operación de un compresor se hace a través de los mapas de operación del compresor (*performance maps*), y se obtienen a través de tabular los resultados del motor de forma experimental. (Boyce, 2012; Flack, 2024).

Experimentalmente, la eficiencia isentrópica  $\eta_c$  y la relación de presiones del compresor  $\pi_c$  están en función de muchas variables (Flack, 2024) (ver ecuaciones 4.1 y 4.2)

$$\pi_c = f\{\dot{m}, T_{T2}, A, P_{T2}, U, k, R\} \quad (4.1)$$

$$\eta_c = g\{\dot{m}, T_{T2}, A, P_{T2}, U, k, R\} \quad (4.2)$$

Nótese que las ecuaciones 4.1 y 4.2 dependen de muchas variables. A través del teorema Pi Buckingham y de modificar el resultado removiendo variables constantes, las ecuaciones 4.1 y 4.2 se pueden simplificar de la siguiente manera a las ecuaciones 4.3 y 4.4 respectivamente (Flack, 2024).

$$\pi_c = f\left\{\dot{m}\left(\frac{\sqrt{\theta_{ti}}}{\delta_{ti}}\right), \frac{N}{\sqrt{\theta_{ti}}}\right\} \quad (4.3)$$

$$\eta_c = g\left\{\dot{m}\left(\frac{\sqrt{\theta_{ti}}}{\delta_{ti}}\right), \frac{N}{\sqrt{\theta_{ti}}}\right\} \quad (4.4)$$

Donde:

$\dot{m}$  = flujo másico

$$\theta_{ti} = \frac{T_{T2}}{T_{std}}$$

$T_{std}$  = Temperatura en condiciones estandar (e. g a. nivel del mar)

$$\delta_{ti} = \frac{P_{T2}}{P_{std}}$$

$P_{std}$  = Presión en condiciones estandar (e. g a. nivel del mar)

$N$  = Revoluciones por minuto del motor

La relación de presiones y la eficiencia dependen de dos términos conocidos como flujo másico corregido y velocidad corregida, y aunque se partió de utilizar variables adimensionales, cuando se simplificaron variables constantes como el área ( $A$ ), la constante de los gases ideales ( $R$ ) y el índice adiabático ( $k$ ), el flujo másico corregido y la velocidad corregida mantuvieron sus unidades originales. Como se mencionó anteriormente las funciones  $g$  y  $f$  se obtienen de manera experimental y rara vez siguen funciones algebraicas (Boyce, 2012; Flack, 2025). La Figura 4.1 muestra un mapa de desempeño de un compresor axial

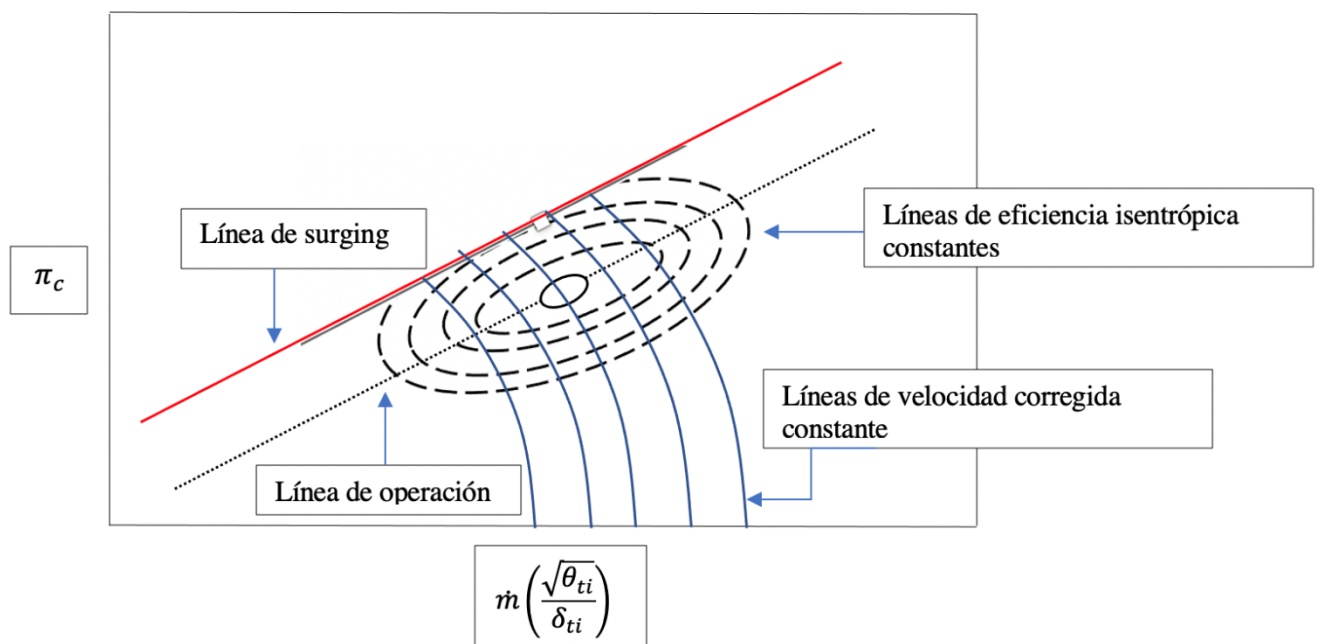


Figura 4.1. Mapa de desempeño de un compresor axial

La Figura 4.1 muestra como para cada velocidad de rotación del motor, cuando se disminuye el flujo másico lo suficiente, el compresor siempre se topa con la línea de *surging* aunque parezca que la relación de presión aumenta. Esto concuerda con lo descrito en el inicio del capítulo, donde para una combinación de velocidad del motor y flujo másico, donde el segundo es bajo la condición de *surge* es inminente.

Una de las razones por las que un motor entra en *stall* es un flujo másico limitado dada una velocidad del motor. El *stall* se refiere al desprendimiento de la capa límite de la zona de succión del álabe. Esto ocurre porque el ángulo de incidencia del flujo sobre el álabe es lo suficientemente distinto al ángulo de ataque del álabe, o el aumento de la presión en la etapa es muy grande (Flack,



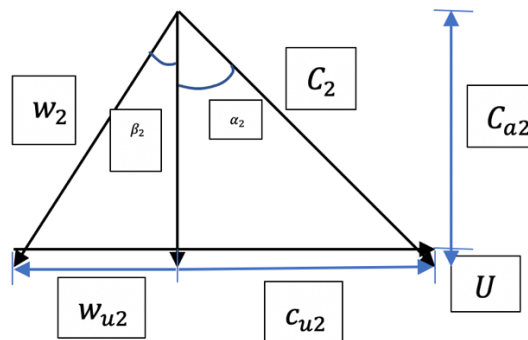


Figura 4.3. Triángulo de velocidades en la salida de los álabes rotativos

El flujo de aire entrando a esta etapa ha aumentado su velocidad tangencial  $c_u$  como habría de esperarse. Para esta condición se supone que el ángulo  $\beta_1$  de la velocidad relativa  $w_1$  es igual al ángulo de entrada del álabe del rotor  $\beta_1'$ , como se muestra en la Figura 4.4.

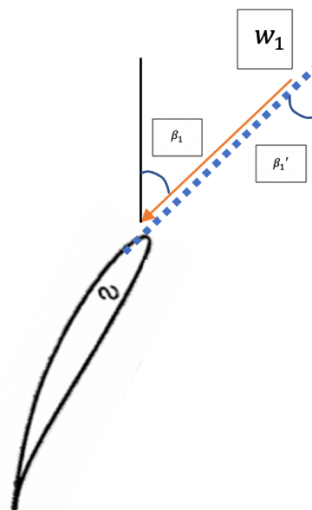


Figura 4.4 Ángulo de incidencia del flujo y ángulo del álabe rotativo

Como se mencionó en la sección anterior, los problemas asociados con el desprendimiento de capa límite en toda una etapa (*stall*) en el perfil, ocurren con mayor probabilidad cuando el motor funciona en otro régimen de operación, con un flujo másico menor. Supongamos que, para el mismo compresor del primer caso, el flujo másico se disminuye a la mitad, mientras la velocidad de rotación del rotor se mantiene constante. Si el flujo másico disminuye a la mitad, la velocidad axial también disminuiría a la mitad (ver ecuaciones 3.14 y 3.15); esto modificaría completamente los triángulos de velocidad de esta etapa, como se muestra en la Figura 4.5.

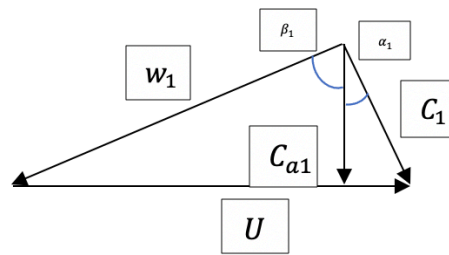


Figura 4.5 Triángulo de velocidad en la entrada a los álabes rotativos con un flujo másico del 50%

Al disminuir el flujo másico, no solamente cambia el valor de la velocidad axial, sino también el de la velocidad absoluta  $c_1$ , la velocidad relativa  $w_1$  y el ángulo  $\beta_1$ . Esta nueva configuración provoca que el ángulo  $\beta_1$  y el ángulo  $\beta_1'$  estén desalineados, lo cual puede desencadenar la condición de stall, como se muestra en la Figura 4.5.

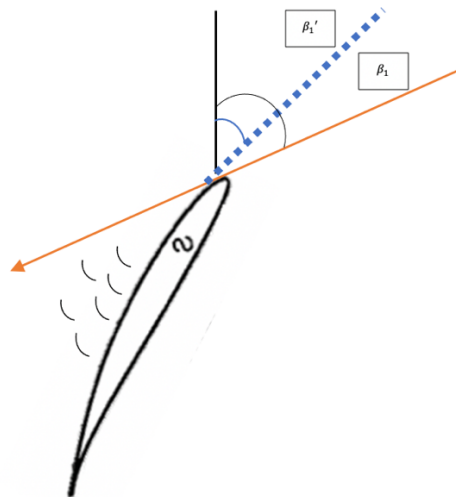


Figura 4.5 Ángulo de incidencia del flujo y ángulo del álabe rotativo con un flujo másico del 50%

#### 4.2 Consecuencias del stall y su relación con surge

Aunque es posible visualizar la causa inmediata del *stall* analizando la anterior Figura, fenómenos parecidos al *stall* de una etapa como el *stall* rotativo suelen suceder por variaciones en la uniformidad del fluido, y conocer el momento exacto en el que van a suceder es sumamente complicado y poco probable en la práctica (Dixon 2010). Además, tanto el *stall* rotativo, como el *stall* en toda una etapa de compresión suelen anticipar el fenómeno de surge, porque suelen propagarse a más etapas (Prajapati & Patel, 2016). Por lo tanto, el *surge*, *stall* en una etapa y

*stall rotativo* son fenómenos no deseados, que se relacionan entre sí. El fenómeno de stall no solamente puede provocar surge, sino que, por la naturaleza caótica del flujo desprendido del álabe, el aumento de la velocidad tangencial  $c_u$  disminuye significativamente, de hecho, muchos autores describen el *stall* como el cese en el aumento continuo de presión en la cascada de etapas del compresor (Prajapati & Patel, 2016), lo que provoca que el compresor se acerque más a la condición de *surge* debido a que es incapaz de sostener la contrapresión generada aguas abajo, incluida la generada por la cámara de combustión.

La Figura 4.6 muestra un resumen de lo analizado hasta el momento

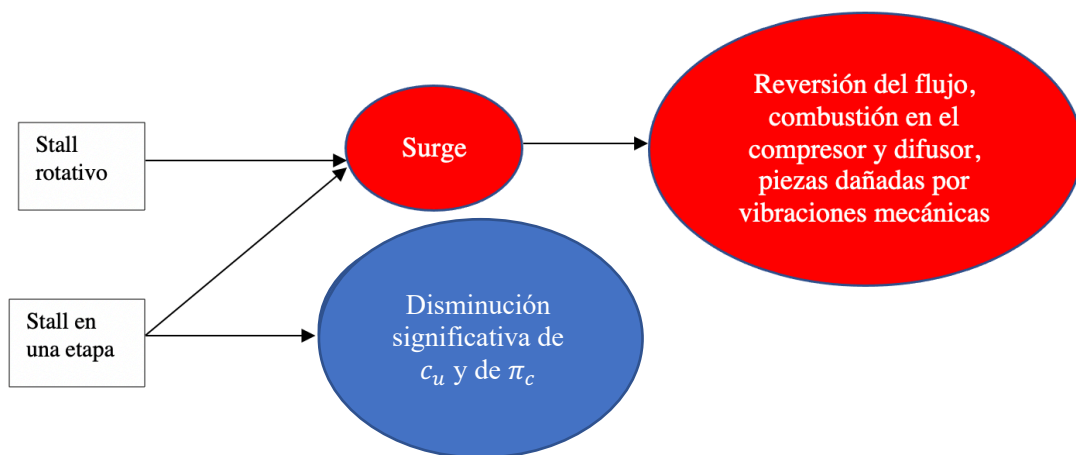


Figura 4.6. Relación entre Stall, Stall en una etapa y surge

## Capítulo 5

### *Análisis de compresor con SEV (Sistema de estatores variables)*

A lo largo de este trabajo se ha estudiado la importancia que tiene el compresor axial en el desempeño óptimo de una aeronave de propulsión Jet. Además, en el capítulo anterior se demostró que un compresor no adaptado a los cambios en el flujo másico propios de operar en distintos regímenes puede desencadenar situaciones en donde el compresor deja de funcionar, y la eficiencia del motor se desploma. Sin embargo, la disminución de la eficiencia del motor puede ser el menor de los problemas cuando no se controla el *stall* de un compresor, ya que como se revisó en la Figura 4.6 el *stall* puede desencadenar surge dentro del compresor y en situaciones extremas el motor puede sufrir daños estructurales graves y dejar de funcionar totalmente.

Este capítulo muestra un breve resumen de los métodos existentes para evitar situaciones de inestabilidad típicas de un régimen de operación fuera de la condición de diseño, donde el SEV (Sistema de Estatores Variables), se presenta como un elemento más en la prevención de efectos no deseados, más específicamente el de *stall* de una etapa. La eficiencia del sistema, se demuestra utilizando mapas de desempeño y triángulos de velocidad del compresor con el SEV accionado.

Existen distintos métodos para evitar los fenómenos de *surge*, *stall rotativo* y *stall* de una etapa. La principal estrategia para evitar que un compresor entre en *surge*, es que el margen entre la línea de operación del compresor y la línea de surge sea lo suficientemente grande. El *surge*, como se mencionó en el capítulo anterior, es un fenómeno altamente impredecible, simples ráfagas de viento, una guiñada repentina de la aeronave o una aceleración del motor pueden provocar que el compresor entre en *surge* si el margen no es suficiente. Es por este motivo que el margen entre la línea de operación del compresor y la línea de *surging* es de entre el 15% y el 20% (Flack, 2024), como se muestra en la Figura 5.1

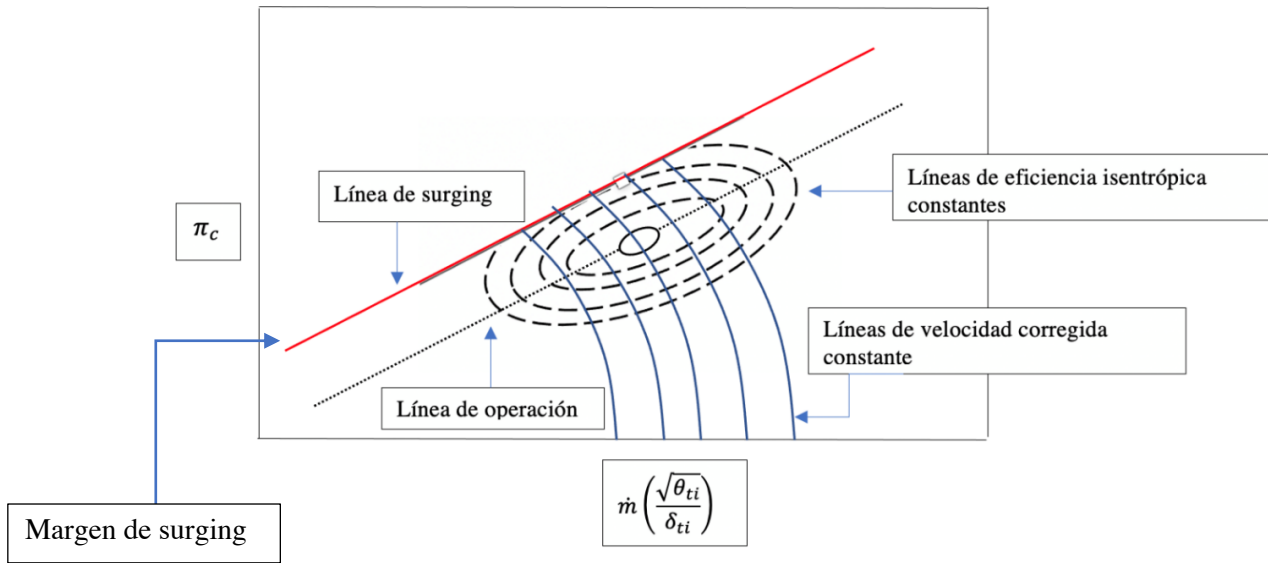


Figura 5.1. Margen de operación entre la línea de operación y la línea de surging

En ocasiones, el fenómeno de *surge* se anticipa a lo previsto por los mapas de desempeño del compresor, de la misma forma, la aparición de celdas de *stall* rotativo debido a corrientes no uniformes es altamente impredecible. Es por este motivo que se utilizan sistemas de control basados en retroalimentación, como el control activo de *surge* y *stall* a partir de las investigaciones de Epstein, Williams y Greitzer en los inicios de la década de los 80 (Gravdahl & Egeland, 2012; Belta et al., 2001). Estos sistemas funcionan a través de sistemas de control que monitorean el perfil de presiones de ciertos álabes para ciertas etapas.

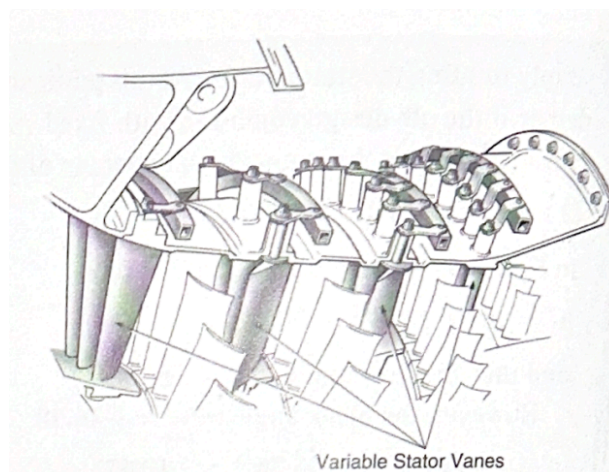
Cuando el sistema detecta que el flujo comienza a separarse de algunos álabes, o que la relación de presiones de una etapa se acerca a lo previsto por los mapas de desempeño del compresor, el sistema se activa y a través de unas válvulas en las últimas etapas del compresor, liberando el aire para reducir la contrapresión y aumentar el flujo másico que ingresa al compresor, lo que termina por desplazar el régimen de operación lejos de la línea de *surge* o que la celda de álabes entrando en *stall* se recupere. (Flack, 2024)

### 5.1 Sistema de Estatores Variables (SEV)

En la anterior sección se revisó como a través de operar en un margen aceptable y de sistemas de control activo, se pueden evitar los fenómenos de *surge* y de *stall* rotativo que desencadenan situaciones poco favorables en términos de eficiencia y seguridad del motor, el aumento de

eficiencia está directamente relacionado con menos emisiones ambientales, lo que es una tarea primordial en el diseño del motor (Wollmann et al., 2001). Para evitar que el compresor entre en stall de una etapa, se deben realizar cambios relacionados con la incidencia del flujo en los álabes para dicha etapa. En la sección anterior se demostró como al disminuir el flujo másico para una misma velocidad del motor, la relación de presiones de esa etapa  $\pi_{cx}$  aumentaba, aunque esto conllevara a que el ángulo de incidencia del flujo fuera muy distinto al del álabe, lo que aumentaba la probabilidad de que el compresor entrara en *stall* para esa etapa del compresor.

Por este motivo, en 1948 Gerhard Neumann, ingeniero de General Electric, patentó el sistema de estatores variables (Gerhard Neumann Museum, s. f.; National Aviation Hall of Fame, s. f.). Este sistema consiste en un sistema mecánico de giro que mantiene un ángulo de incidencia aceptable entre el álabe y el flujo, en función de los cambios en los regímenes de operación del compresor. La Figura 5.2 muestra una imagen del sistema de rotación de álabes (Wollmann et al., 2001; Flack, 2025).



*Figura 5.2. Sistema de estatores variables*

Nota. Figura reproducida de *Fundamentals of jet propulsion with power generation applications* (2nd ed) por Flack, 2024, Cambridge University Press

El sistema de rotación se muestra en la Figura 5.3, donde cada álabe de cada etapa está unido a un varillaje y a un pivote, lo que permite que este rote alrededor de un punto. Estos varillajes están unidos a un anillo. Cuando este anillo rota, todos los álabes de esta etapa giran. Este sistema mecánico se muestra en la siguiente imagen.

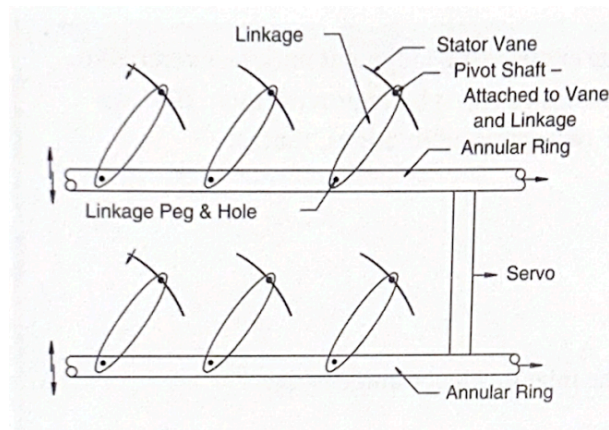


Figura 5.3 Sistema de rotación

Nota. Figura reproducida de *Fundamentals of jet propulsion with power generation applications* (2nd ed) por Flack, 2024, Cambridge University Press

## 5.2 Triángulos de velocidad con SEV accionado.

Para visualizar qué sucede con la velocidad y dirección del flujo cuando se acciona este sistema, es necesario dibujar los triángulos de velocidad correspondientes. Tomando el caso teórico de la sección anterior, sin sistema de estatores variables, se observa en la Figura 5.4 que la incidencia del flujo en los álabes rotativos, proveniente de los estatores aguas arriba, es muy alta.

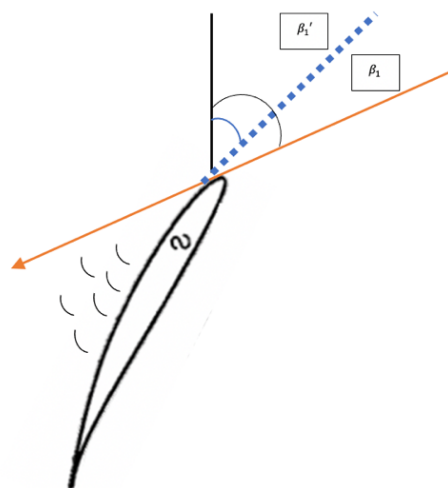


Figura 5.4 Incidencia del flujo en los álabes rotativos

El triángulo de velocidades de la salida del estator aguas arriba y la entrada al rotor se muestra en la Figura 5.5

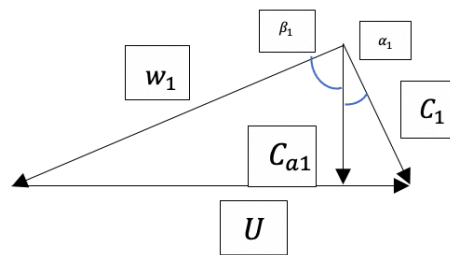


Figura 5.5. Triángulo de velocidades en la entrada de los álabes rotativos de la primera etapa

Para lograr que el ángulo de incidencia del flujo  $\beta_1$  y el ángulo del álabe  $\beta'_1$  coincidan, es necesario que los estatores aguas arriba giren en sentido positivo. Esto permitirá que el flujo que sale de los estatores tenga una mayor componente de velocidad tangencial. La Figura 5.6 muestra un diagrama de los álabes estáticos (álbes guía de entrada si es la primera etapa) y la configuración de velocidades con y sin rotación variable.

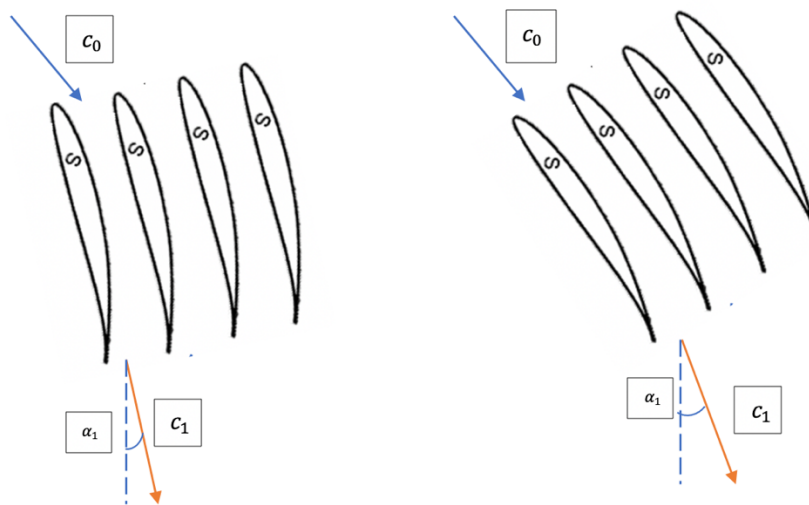


Figura 5.6. Álbes estáticos aguas arriba de la primera etapa sin rotación y con rotación

Este pequeño ajuste en la configuración de los estatores permite que el triángulo de velocidades de la Figura 5.5 se ajuste como se muestra en la Figura 5.7

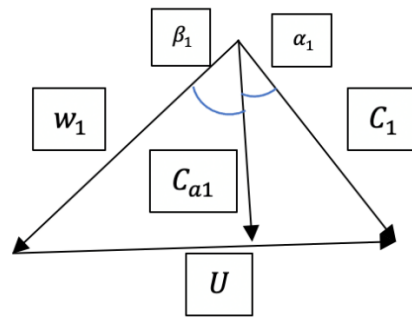


Figura 5.7

Se observa que al desplazar en sentido positivo el ángulo  $\alpha_1$ , variando la configuración de los álabes estáticos aguas arriba, el ángulo de incidencia del flujo en el rotor  $\beta_1$  disminuye y se alinea mejor con los álabes rotativos.

En la práctica, el sistema de estatores variables no solo rota los álabes estáticos de una etapa, para satisfacer las necesidades de esta. El sistema coordina varias etapas de estatores, ya que el ajuste de los álabes aguas arriba desencadena circunstancias totalmente distintas en los álabes aguas abajo. Esta explicación se entiende mejor con valores numéricos, donde se puede ver la interacción de las distintas configuraciones de los estatores, con los ángulos de incidencia de álabes aguas abajo.

Tomando como base la primera etapa de un compresor operando fuera del régimen de diseño, se puede dibujar el triángulo de velocidad de la Figura 5.8 en la entrada de los álabes rotativos

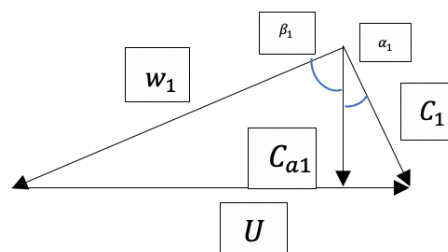


Figura 5.8. Triángulo de velocidades en la entrada de los álabes rotativos

Donde:

$$c_{a1} = 90 \frac{m}{s}$$

$$U = 275 \frac{m}{s}$$

$$w_1 = 266.5 \frac{m}{s}$$

$$c_1 = 93.2 \frac{m}{s}$$

$$\alpha_1 = 15^\circ$$

$$\beta_1 = 70.2^\circ$$

Para este ejemplo, el ángulo de diseño de los álabes rotativos de esta etapa es de  $\beta'_1 = 50^\circ$ . La diferencia entre el ángulo de incidencia  $\beta_1$  y el ángulo de los álabes se muestra en la Ecuación 5.1

$$\beta_1 - \beta'_1 = 20.2^\circ \quad (5.1)$$

Esto es lo suficientemente grande para provocar que el fluido se separe de la zona de succión de los álabes rotativos de esta etapa, provocando *stall*.

Para una correcta alineación entre el ángulo de incidencia del flujo y el álabe es necesario que el sistema de estatores variables entre en acción. Para conocer el ángulo al que deben configurarse los álabes estáticos de la anterior etapa, es necesario realizar el siguiente proceso. Igualando el ángulo  $\beta_1$  al del álabe  $\beta'_1$ , se obtiene el triángulo de velocidades de la Figura 5.9, tomando en cuenta que la velocidad tangencial del rotor,  $U$ , y la velocidad axial absoluta,  $c_{a1}$ , se mantienen constantes.

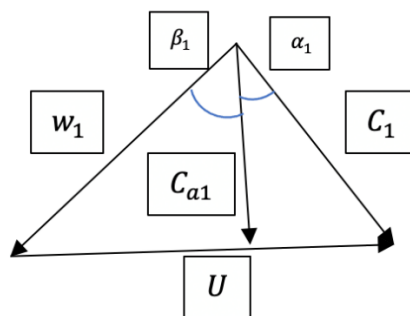


Figura 5.9. Triángulo de velocidades en la entrada de los álabes rotativos, con el sistema de estatores variables activado

Donde:

$$\beta_1 = 50^\circ$$

$$c_{a1} = 90 \frac{m}{s}$$

$$U = 275 \frac{m}{s}$$

La velocidad  $w_1$  se obtiene a partir de la relación de la Ecuación 5.2

$$w_1 = \frac{90}{\cos 50^\circ} \quad (5.2)$$

$$w_1 = 140 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (5.3)$$

Para el ángulo  $\alpha_1$  se necesita hacer un paso intermedio para calcular la componente tangencial de la velocidad absoluta  $c_1$ , a partir de la Ecuación 5.4

$$c_{u1} = U - w_{u1} \quad (5.4)$$

Donde

$$w_{u1} = 140 \sin 50$$

$$w_{u1} = 107.25 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (5.5)$$

Entonces, sustituyendo la velocidad tangencial del motor  $U$  y el resultado de la Ecuación 5.5, se obtiene la Ecuación 5.6

$$c_{u1} = 275 - 107.25$$

$$c_{u1} = 167.7 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (5.6)$$

Finalmente, para el ángulo de la velocidad absoluta

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left( \frac{c_{u1}}{c_{a1}} \right)$$

$$\alpha_1 = 61.8^\circ \quad (5.7)$$

Esto significa que para que el ángulo de incidencia del flujo sea el mismo que el ángulo de los álabes del rotor, el ángulo de salida del estator aguas arriba debe ser de  $\alpha_1 = 61.8^\circ$  y no de  $\alpha_1 = 15^\circ$ . Por lo tanto, los álabes estáticos de esa etapa deben, igual a 46.7 grados, para lograr dicha alineación.

Aunque este ajuste en el ángulo de los álabes estáticos resuelve el problema para la incidencia del flujo en los álabes rotativos para esa etapa, genera otro problema de alineación para los álabes estáticos de la siguiente. La salida del flujo de la primera etapa de álabes rotativos se puede analizar mediante el triángulo de velocidades de la Figura 5.10

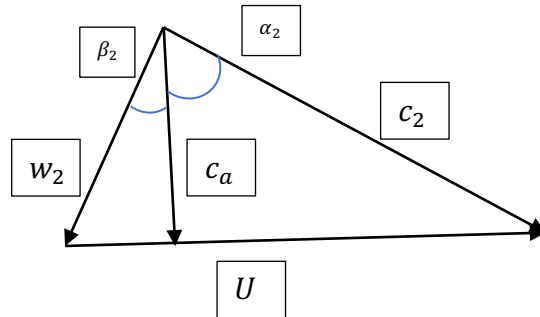


Figura 5.10 Salida de la primera etapa de álabes rotativos, entrada a la segunda etapa de álabes estáticos

Si el ángulo de deflexión, es decir, la magnitud en que los álabes rotativos giraron el flujo, es de 32.9 grados, el ángulo de la velocidad relativa  $w_2$  sería igual a  $\beta_2 = 17.1$ . Si  $U$  y  $c_a$  se mantienen constantes y se conoce el valor de  $\beta_2$ , se pueden obtener las velocidades y ángulos correspondientes al triángulo de velocidades de la salida de la primera etapa de álabes rotativos. Los valores del triángulo, por lo tanto, serían los siguientes:

$$c_2 = 263.1$$

$$w_2 = 94.1$$

$$\alpha_2 = 70^\circ$$

$$\beta_2 = 17.1^\circ$$

Además debido a que la segunda etapa de compresión tiene un ángulo de salida de la etapa de álabes estáticos, similar a la primer etapa (Flack, 2024), se espera que el ángulo de salida de los álabes estáticos sea de  $15^\circ$  o muy cercano a este valor, como se puede observar en el triángulo de la Figura (5.8), y que por lo tanto el ángulo de entrada del álabe sea alrededor de  $52^\circ$  como se muestra en la Figura 5.11, esto quiere decir que el grado de giro fue de  $52^\circ - 15^\circ = 37^\circ$ , lo que es un valor dentro de lo común para una etapa de álabes estáticos, aunque este valor depende del régimen de operación exacto del compresor (Flack, 2024).

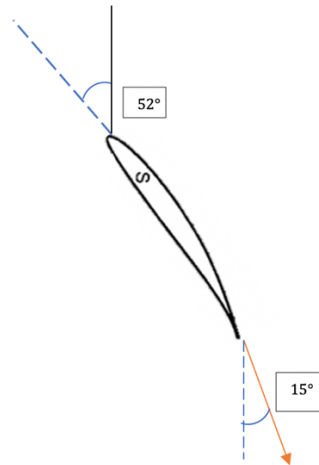


Figura 5.11 Ángulos de entrada y salida de los álabes estáticos de la segunda etapa

Comparando la incidencia de la velocidad  $c_2$  con el ángulo de los álabes estáticos de la siguiente etapa de álabes estáticos, se observa la configuración de la Figura 5.12

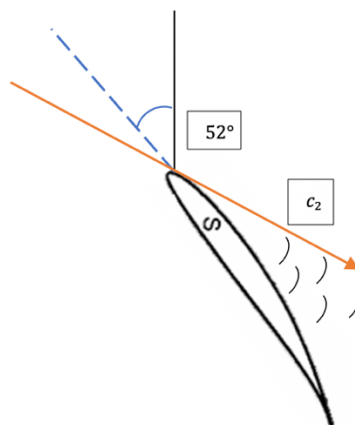


Figura 5.12 Diferencia entre el ángulo de incidencia del flujo proveniente de los álabes rotativos de la primera etapa y el ángulo de los álabes estáticos de la segunda etapa.

La diferencia entre el ángulo de  $c_2$  y el ángulo de los álabes estáticos de esta etapa es la suficiente como para volver a provocar un desprendimiento del flujo de la zona de succión del álabe estático de esta etapa de compresión.

$$70^\circ - 52^\circ = 18^\circ$$

Esto, de nueva cuenta, se resuelve si el sistema de estatores variables se acciona y se mueven los álabes de esta etapa  $18^\circ$ . El anterior ajuste evitaría que el flujo se desprenda de la superficie de

succión, pero una vez resuelto esto, el ángulo de la velocidad de salida  $w_3$  de esta etapa de álabes estáticos sería de aproximadamente  $15^\circ$ , lo que volvería a provocar el problema del principio del capítulo, ya que los álabes rotativos de esta etapa entrarían en *stall* justo como los de la primera etapa aguas arriba que se analizó. Sería necesario mover los álabes estáticos de esta etapa de compresión  $46.7^\circ$  para solucionar este problema, de lo contrario, los álabes rotativos de esta etapa entrarían en pérdida como los de la primera etapa analizada.

Este problema parece de naturaleza recursiva, ya que la fila de álabes rotativos de una etapa aguas arriba requiere que se giren los álabes estáticos que le preceden  $46.7^\circ$  lo que provoca que los estatores aguas abajo se tengan que ajustar  $18^\circ$ , lo que a la vez provoca que los álabes rotativos aguas abajo entren en *stall*.

Afortunadamente, este problema se resuelve obteniendo la media entre los dos ángulos de rotación que se obtuvieron anteriormente.

$$\varepsilon = \frac{46.7^\circ + 18^\circ}{2} = 32.3^\circ$$

Si las dos hileras de álabes estacionarios se giran  $32.3^\circ$ , la incidencia de  $w_1$  para la entrada a los álabes rotativos de la etapa aguas arriba y la velocidad  $c_2$  para la entrada a los álabes estáticos de la etapa aguas abajo, mejoran contundentemente. Para el caso de la entrada a los álabes rotativos de la etapa aguas arriba, la velocidad  $w_1$  incide en el álabe con un ángulo  $\beta_1 = 63.1$ . Como se muestra en la Figura 5.13 la diferencia entre este ángulo y el ángulo del álabe es  $\beta_1 - \beta'_1 = 13.1$ , mucho menor a 20 y suficiente para **recuperar el aumento de  $\Delta c_u$  y de evitar que la etapa entre en *stall*.**

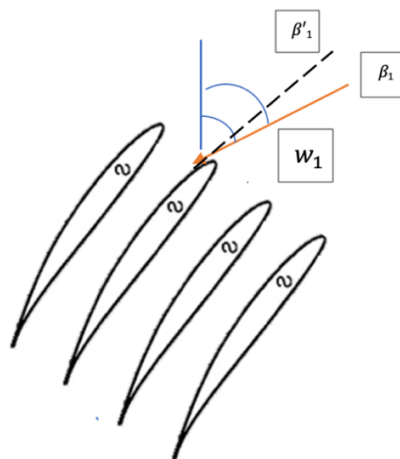


Figura 5.13 Diferencia reducida entre ángulo de incidencia del flujo y ángulo de los álabes estáticos

Por otro lado, para el caso de la entrada a los álabes estáticos de la etapa de compresión aguas abajo, la velocidad absoluta  $c_2$  incide de una mejor forma en los álabes estáticos, ya que el ángulo de los álabes estáticos de esta etapa paso de  $52^\circ$  a  $84.3^\circ$ . Por lo tanto, la diferencia entre el ángulo  $\alpha_2$  y el ángulo del álabe es de 14.3, mejor que el ángulo de  $18^\circ$ , lo que tiene las mismas consecuencias positivas de recuperar el flujo en esta etapa de álabes estáticos.

Figura 5.1 Tabla comparativa entre compresor con SEV accionado y sin SEV accionado

	Ángulo de rotación	Primera etapa de álabes rotativos	Estado	Segunda etapa de álabes estáticos	Estado
		$\beta_1 - \beta'_1$		$\alpha_2 - \alpha'_2$	
Ninguna etapa de álabes estáticos rotada	$0^\circ$	$20.2^\circ$	Etapa en stall	N/A	N/A
Solo la primer etapa de álabes estáticos rotada	$46.7^\circ$	$0^\circ$	Flujo adherido	$18^\circ$	Etapa en stall
Ambas etapas de álabes estáticos rotadas	$32.3^\circ$	13.1	Flujo adherido	14.3	Flujo adherido

Como se mencionó anteriormente, el sistema de estatores variables rota varias etapas del compresor previniendo que tanto etapas de álabes rotativos como álabes estáticos de etapas aguas abajo entren en *stall*, de la tabla 5.1 se observa que la mejor condición de operación se da cuando el SEV rota varias etapas de álabes estáticos un cierto ángulo en promedio, que beneficie varias etapas en cascada, y cuyo valor va a depender del diseño del compresor y también del régimen de operación del compresor. Es necesario remarcar que el SEV forma parte de un sistema que trabaja en conjunto con sistemas de control activo, y la correcta combinación de ambos sistemas permite que el compresor opere lejos de la línea de *surging* y que además opere en una isla de eficiencia más cercana al BEP (*Best Efficiency Point*). El comportamiento del compresor cuando se acciona el SEV se analizará en el siguiente subcapítulo.

### 5.3 Mapas de desempeño del compresor con SEV accionado.

Los triángulos de velocidad permiten analizar y entender las consecuencias de accionar el sistema de rotación de estatores variables de una forma muy visual, pero para entender que es lo que sucede con la eficiencia isentrópica, es necesario analizar los mapas de desempeño del compresor una vez accionado este sistema.

En la sección anterior se mencionó que el surge de un compresor está relacionado con la entrada en stall de una o más etapas de compresión. En el mapa de desempeño de la Figura 5.14, el punto A, está ubicado dentro de la línea de operación de la aeronave, en el llamado BEP (Best Efficiency Point)(Flack, 2024). El punto A también interseca a una línea de velocidad corregida constante (velocidad del motor) y por lo tanto comprime el aire a una relación de presiones  $\pi_{c1}$ .

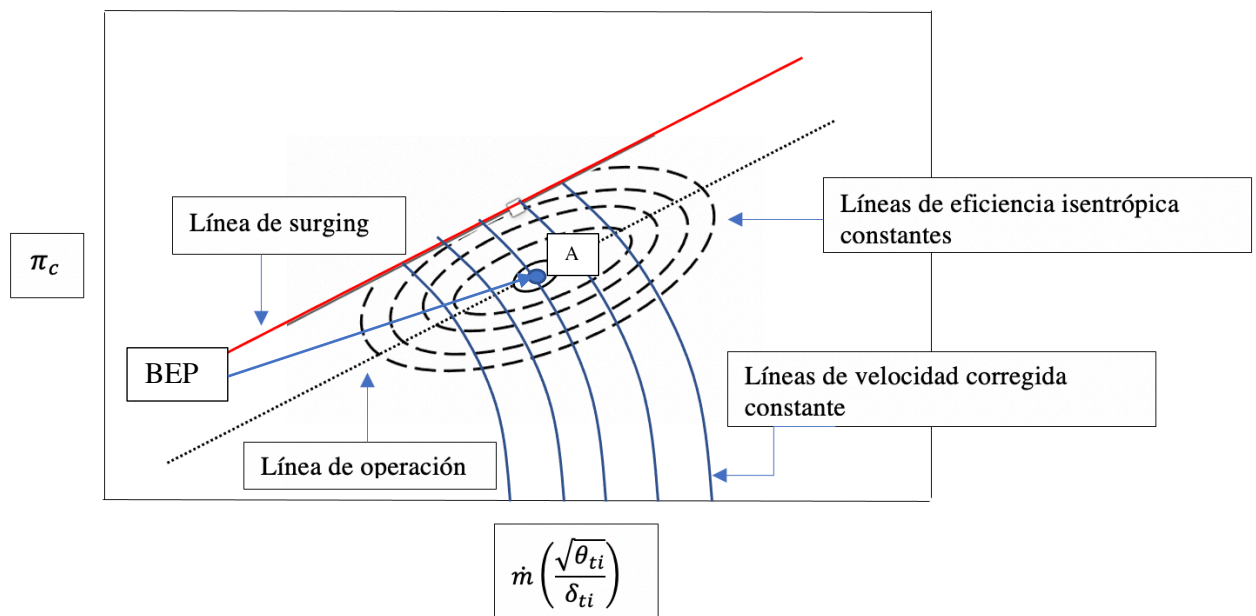


Figura 5.14 Compresor operando en las condiciones de diseño

Si el motor, se desplaza a otro régimen de operación, es decir, su flujo másico disminuye, pero la velocidad corregida del motor se mantiene igual, el motor ahora opera con una mayor relación de presiones (ver capítulo 4), pero en una eficiencia más baja y en un punto más cercano a la línea de surge. Si esta situación no se compone, y la velocidad del motor no aumenta en relación al flujo másico, el compresor podría entrar en una condición altamente inestable, donde el compresor puede entrar en *stall* en varias de sus etapas, lo cual detendría el aumento de presión dentro del compresor, y podría desencadenar el fenómeno de *surge*. Esta situación se muestra en el mapa de desempeño de la Figura 5.15, el punto B es justo antes de entrar en *surge*, con una eficiencia baja, el punto C es el compresor entrando en la condición de *surge*.

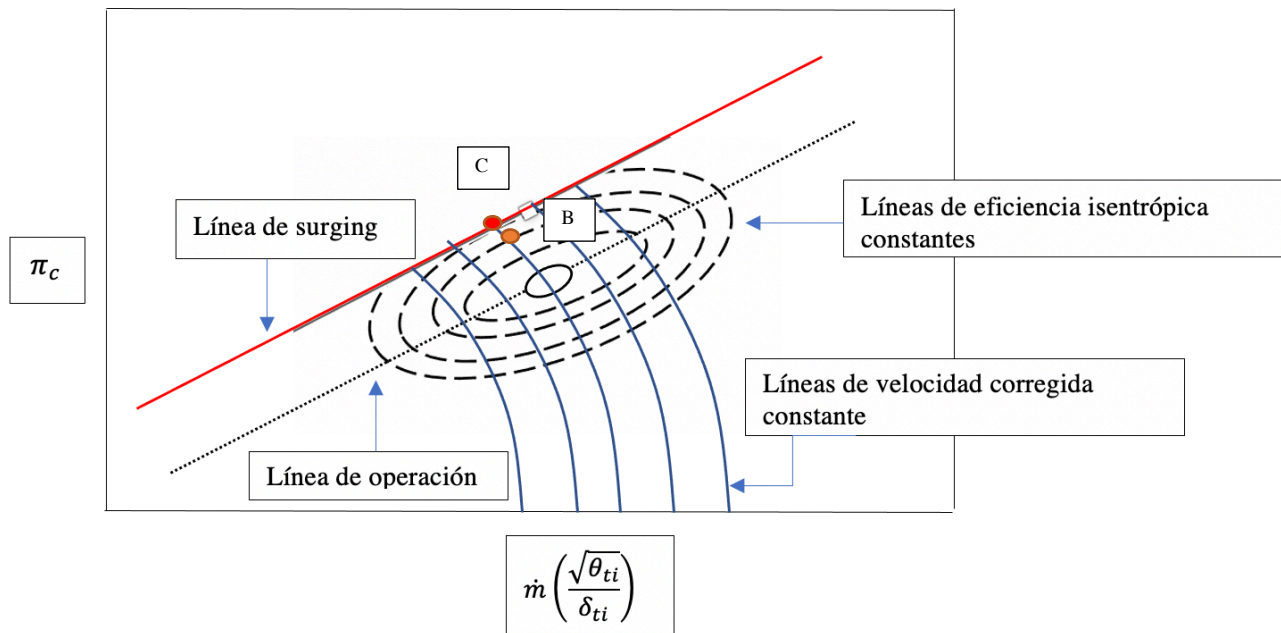


Figura 5.15 Compresor operando cerca de la línea de surging, con baja eficiencia (Punto B) y compresor entrando en surge (Punto C)

Si en el punto crítico B, donde la incidencia en algunas etapas empieza a ser muy grande entra en acción el sistema de estatores variable, se generaría otro mapa de performance. El punto B, en consecuencia, estaría ubicado en un punto que interseca a una línea más cerca del BEP, lo que quiere decir que es más eficiente, y que la línea de *surge* esta más arriba.

Cuando el compresor esta operando en el punto B, y el SEV entra en acción, la configuración de los estatores dentro del compresor cambiarían por completo el mapa de desempeño, ya que la estructura interna del compresor esta cambiando. El SEV ha cambiado los ángulos de varias etapas y esto provoca que la las islas de eficiencia constante, las líneas de velocidad corregida, y el margen de operación entre la línea de *surge* y la línea de operación, cambien de posición. Es como si un compresor nuevo, adaptado para este flujo másico reemplazara al actual, el que está a punto de entrar en *surge*.

Esta nueva configuración del mapa se puede visualizar en la Figura 5.16, donde los efectos del SEV provocan que todas las líneas del mapa de la Figura 5.15 se desplacen hacia arriba, y que el punto B ahora este más lejos de la línea de *surge* y en una isla de eficiencia más cercana al *BEP*.

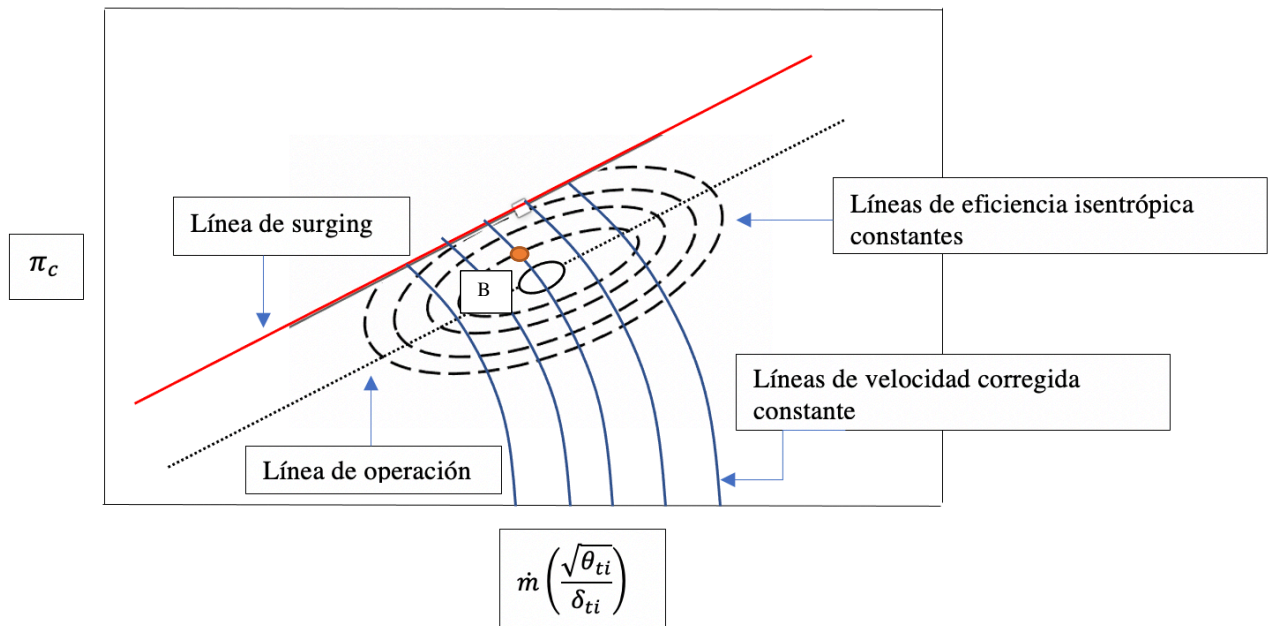


Figura 5.15 Nuevo mapa de desempeño tras la activación del SEV

Debido a que el punto B ahora esta en una isla de eficiencia más cerca del *BEP*, el compresor comprime el mismo valor que en el punto B de la Figura 5.15 pero con una eficiencia más grande. Esto se traduce a un mismo valor de compresión y de velocidad de escape (ver capítulo 3), por una menor cantidad de combustible utilizado y en una situación mucho más lejos de la línea de *surging*.

## Capítulo 6

### *Conclusiones*

En este trabajo, el estudio del comportamiento de la eficiencia de un compresor axial con sistema de estatores variables y sin sistema de estatores variables fue estudiado.

Primero, se estudió la formulación de la Ecuación de empuje de un motor jet, para después comprender como a través de los distintos componentes principales del motor se modifican las propiedades de estancamiento del flujo que lo atraviesa. Descrito lo anterior, se puede entender la necesidad de cada componente y de cómo el correcto funcionamiento de cada uno es clave para completar alguna etapa del ciclo Brayton, y como consecuencia final, la de generar la mayor cantidad de empuje con el menor combustible posible.

Una vez sentadas las bases del funcionamiento de un motor jet, se estudió como, si la presión total del fluido aumenta de manera óptima en el compresor, la velocidad de escape del motor también aumenta de manera proporcional. Esta demostración se realizó para comprobar que, en efecto, el compresor axial de un motor jet es uno de los componentes, sino el componente más importante y crítico de un motor jet. Uno esperaría que entonces, una mayor compresión por etapa es lo deseado, pero cuando se analiza la dinámica entre las velocidades del fluido con triángulos de velocidad, existen ciertas combinaciones entre la velocidad de rotación del motor y el flujo que entra al motor que, si bien resultan en relaciones de presión más grandes, reducen la eficiencia del motor sustancialmente.

Esta reducción en la eficiencia del motor sigue aumentando hasta el punto donde el motor entra en regímenes de operación totalmente devastadores para la integridad física del compresor y del motor, fenómenos como el *stall* y *stall rotativo* aumentan las probabilidades de que el compresor entre en situaciones de inestabilidad extremas como es el caso del *surge*. Si bien este trabajo no se centró en el análisis del control del *surge*, ni del *stall rotativo*, se estudió el *stall* de una etapa, y de como una mala configuración entre la velocidad de rotación y el flujo másico provoca que el flujo se separe de una o más etapas de los álabes rotativos y estáticos del compresor, situación que en caso de no controlarse, aumenta las probabilidades de que el compresor alcance la línea de *surge*, ilustrada en los mapas de desempeño del compresor.

Finalmente, se analizó el comportamiento de las velocidades y sus respectivos ángulos de incidencia dibujando los triángulos de velocidad, cuando el sistema está activado para un régimen de operación de 50% del flujo másico de la condición de diseño. De la tabla 5.1 es posible observar hasta un 35.14% de diferencia en la incidencia del flujo sobre los álabes rotativos de la primer etapa ( $\beta_1 - \beta'_1$ ) y de 20.5% de diferencia en la incidencia del flujo sobre los álabes estáticos de la segunda etapa ( $\alpha_2 - \alpha'_2$ ), suficiente para mantener el flujo adherido a las superficies de succión de los álabes rotativos y estáticos. Por otro lado, el aumento en la eficiencia del compresor se demostró en los mapas de desempeño, cuando para una misma velocidad de rotación y flujo másico, el punto de operación interseca a curvas de eficiencia constante más cercanas al *BEP* (*Best Efficiency Point*).

Este cambio en la eficiencia del compresor se traduce a que el compresor tiene una misma capacidad de compresión para el mismo aumento de entropía, que está relacionado con una menor cantidad de pérdidas relacionadas, entre otras cosas, con el desprendimiento del fluido de los estatores y rotores.

El sistema de estatores variables (SEV) fue un invento maravilloso, que permite aumentar la eficiencia isentrópica de un compresor, pero que además evita que el compresor entre en situaciones altamente inestables y peligrosas como el *surge*. La combinación de sistemas de control activo y del SEV es un campo relativamente nuevo en la industria aeronáutica, y si bien solucionan el problema planteado en este trabajo, aún tiene áreas de oportunidad que van desde el diseño del sistema electromecánico del SEV, hasta la variedad de programas informáticos que sincronicen los sistemas de control activo con el SEV.

## Glosario

$A [m^2]$	Área
$c [m/s]$	Velocidad absoluta
$c [m/s]$	Velocidad del sonido
$c_a [m/s]$	Velocidad axial
$c_u [m/s]$	Velocidad tangencial
$C_p [J/(kg \cdot K)]$	Calor específico a presión constante
$F_{ext} [N]$	Fuerzas Externas
$F_{int} [N]$	Fuerzas internas
$F_N [N]$	Fuerza Neta
$g [m/s^2]$	Aceleración de la gravedad
$h [J/kg]$	Entalpía
$h_T [J/kg]$	Entalpía total o de estancamiento
$k -$	Índice adiabático
$\vec{k} [m]$	Vector unitario en dirección z
$M -$	Número de Mach
$N [rpm]$	Revoluciones del motor por minuto
$P [Pa]$	Presión estática
$P_T [Pa]$	Presión total o de estancamiento
$P_{std} [Pa]$	Presión en condiciones estándar
$R [J/(mol \cdot K)]$	Constante de los gases ideales
$R [m]$	Radio
$T [^\circ C]$	Temperatura
$T_T [^\circ C]$	Temperatura total o de estancamiento
$T_{std} [^\circ C]$	Temperatura en condiciones estándar
$T^\rightarrow [N \cdot m]$	Torque sobre la flecha
$T_z [N \cdot m]$	Componente en z del torque
$TSFC [kg/(N \cdot h)]$	Thrust Specific Fuel Consumption
$U [m/s]$	Velocidad tangencial del motor
$V [m^3]$	Volumen
$v [m/s]$	Velocidad
$v^\rightarrow [m/s]$	Vector de la velocidad
$w [m/s]$	Velocidad relativa
$w_u [m/s]$	Componente tangencial de la velocidad relativa
$W [J]$	Trabajo
$z [m]$	Altura
$\alpha [^\circ]$	Ángulo de la velocidad absoluta
$\alpha' [^\circ]$	Ángulo de entrada o salida del álabe estático
$\beta [^\circ]$	Ángulo de la velocidad relativa
$\beta' [^\circ]$	Ángulo de entrada o salida del álabe rotativo
$\delta [^\circ]$	Ángulo de deflexión
$\delta_{ii} -$	Presión total de entrada adimensional
$\theta_{ii} -$	Temperatura total de entrada adimensional
$\eta_c -$	Eficiencia isentrópica del compresor
$\eta_n -$	Eficiencia isentrópica de la tobera
$\eta_T -$	Eficiencia isentrópica de la turbina
$\pi_c -$	Relación de presiones del compresor
$\pi_{cx} -$	Relación de presiones para una etapa del compresor
$\pi_T -$	Relación de presiones de la turbina

$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Densidad
$\tau_b$ -	Relación de temperaturas del combustor
$\tau_c$ -	Relación de temperaturas del compresor
$\tau_T$ -	Relación de temperaturas de la turbina
$\omega$ [rad/s]	Velocidad angular
$\dot{m}$ [kg/s]	Flujo másico

## Referencias

- Belta, C., Gu, G., Sparks, A., & Banda, S. (2001). Rotating stall control for axial flow compressors. *Automatica*, 37(6), 921–931. [https://doi.org/10.1016/S0005-1098\(01\)00035-8](https://doi.org/10.1016/S0005-1098(01)00035-8)
- Bondaryuk, M. N., & Il'yashenko, S. M. (1960). Ramjet engines (Part 1). National Technical Information Service. <https://archive.org/details/m.-n.-bondrayuk-s.-m.-ilyashenko-ramjet-engines-part-1-of-2-ntt-1960>
- Boyce, M. P. (2012). Gas turbine engineering handbook (2nd ed.). Elsevier. [https://soaneemrana.org/onewebmedia/GAS%20TURBINE%20ENGINEERING%20H AND%20BOOK%20BY%20MEHERWAN%20P.%20BOYCE%20%282nd%20Edition %29.pdf](https://soaneemrana.org/onewebmedia/GAS%20TURBINE%20ENGINEERING%20H%20AND%20BOOK%20BY%20MEHERWAN%20P.%20BOYCE%20%282nd%20Edition%29.pdf)
- Dixon, S. L., & Hall, C. A. (2010). Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery (6th ed.). Butterworth-Heinemann. [https://www.nzdr.ru/data/media/biblio/kolxoz/E/EM/Dixon%20S.L.,%20Hall%20C.A.%20Fluid%20Mechanics%20and%20Thermodynamics%20of%20Turbomachinery%20\(6ed.,%20BH,%202010\)\(ISBN%201856177939\)\(O\)\(481s\)\\_EM\\_.pdf](https://www.nzdr.ru/data/media/biblio/kolxoz/E/EM/Dixon%20S.L.,%20Hall%20C.A.%20Fluid%20Mechanics%20and%20Thermodynamics%20of%20Turbomachinery%20(6ed.,%20BH,%202010)(ISBN%201856177939)(O)(481s)_EM_.pdf)
- Flack, R. D. (2024). Fundamentals of jet propulsion with power generation applications (2nd ed.). Cambridge University Press.
- GE Aerospace. (s. f.). GE9X engine. <https://www.geaerospace.com/commercial/aircraft-engines/ge9x>
- Gerhard Neumann Museum. (s. f.). History: F-104 Starfighter. <https://www.f-104.de/en-us/history>
- Gravdahl, J. T., & Egeland, O. (2012). Compressor surge and rotating stall: Modeling and control. Springer Science & Business Media.
- Howell, A. R. (1945). Fluid dynamics of axial compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 153(1), 441–452. [https://doi.org/10.1243/PIME\\_PROC\\_1945\\_153\\_049\\_02](https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1945_153_049_02)
- Hutchings, J., & Hall, C. A. (2022). In-install compressor performance and the effects of Reynolds number. *ASME Journal of Turbomachinery*, 144(8), 081005. <https://doi.org/10.1115/1.4053536>
- López Moles, O. (2021). Estudio aerodinámico de un perfil NACA [Trabajo de fin de grado, Universitat Politècnica de Catalunya]. UPCommons. <https://upcommons.upc.edu/server/api/core/bitstreams/8971a1d3-bf7e-45c2-84ea-0bf5efbcdd17/content>

- Mancilla Romero, J., Zaragoza García, A., Iturbe Hernández, A., Santiago Jiménez, I. J., & Traslosheros Michel, A. (2020). Diseño de una tobera convergente-divergente para un túnel de viento supersónico de número de Mach de 1.6. En Memorias del XXVI Congreso Internacional Anual de la Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica (SOMIM). [https://somim.org.mx/memorias/memorias2020/articulos/A4\\_54.pdf](https://somim.org.mx/memorias/memorias2020/articulos/A4_54.pdf)
- Mattingly, J. D., & Boyer, K. M. (2016). Elements of propulsion: Gas turbines and rockets (2nd ed.). American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- Mattingly, J. D., Heiser, W. H., & Pratt, D. T. (2002). Aircraft engine design (2nd ed.). American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- National Aeronautics and Space Administration. (2021). Axial compressors. NASA Glenn Research Center. <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/caxial.html>
- National Aeronautics and Space Administration. (2021). Compressibility and thrust (Beginner's Guide to Aeronautics). NASA Glenn Research Center. <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/compth.html>
- National Aviation Hall of Fame. (s. f.). Gerhard Neumann. <https://nationalaviation.org/enshrinee/gerhard-neumann/>
- Prajapati, D. R., & Patel, V. K. (2016). A study of stall condition of a centrifugal compressor. International Journal of Engineering Research and Applications, 6(4), 44–48.
- Rama S. Rao, K. (2015). Principles of turbomachinery (2nd ed.). New Age International Publishers.
- Rolls-Royce. (2015). The jet engine (5th ed.). Wiley.
- Sforza, P. M. (2012). Theory of aerospace propulsion. Butterworth-Heinemann.
- U.S. Department of Energy, National Energy Technology Laboratory. (2006). Gas turbine handbook (Version 2.0). U.S. Department of Energy. <https://www.netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/2-0.pdf>
- Ward, T. A. (2010). Aerospace propulsion systems. John Wiley & Sons (Asia).
- Wirkowski, P. (2010). Modelling the characteristics of axial compressor with variable stator vanes. Journal of KONES Powertrain and Transport, 17(2), 493–504.
- Wollmann, T., Nitschke, S., Klauke, T., Behnisch, T., Ebert, C., Füßel, R., & Modler, N. (2022). Investigating the friction, wear and damage behaviour of plain bearing bushes of the variable stator vane system. Tribology International, 165, 107280. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107280>
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2014). Termodinámica (7.<sup>a</sup> ed.). McGraw-Hill Education.

Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2014). Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones (4.<sup>a</sup> ed.). McGraw-Hill Education.