



---

---

**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL**

---

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA  
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN.**

**UNIDAD PROFESIONAL ADOLFO LÓPEZ MATEOS**

**“DISEÑO TEÓRICO DE UNA TURBINA AXIAL  
DE UNA ETAPA MEDIANTE  
CONFIGURACIÓN CONTRA-ROTATIVA”**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

**MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA

**Ing. ELIHÚ JACOB MARTÍNEZ MORÁN**

DIRECTOR DE TESIS

**Dr. MIGUEL TOLEDO VELÁZQUEZ**



México, D.F.

Agosto 2015

# ÍNDICE

RELACIÓN DE FIGURAS .....	vi
RELACIÓN DE TABLAS.....	ix
NOMENCLATURA .....	x
RESUMEN.....	xv
ABSTRACT .....	xvi
INTRODUCCIÓN.....	xvii

## **CAPÍTULO I “ANTECEDENTES DE TURBINAS CONTRA-ROTATIVAS ”**

1.1. Inicios de la contra-rotación.....	1
1.2. Aplicaciones de la contra-rotación .....	4
1.2.1. Propelas contra-rotativas .....	4
1.2.2. Compresores contra-rotativos .....	5
1.3. Primeros estudios de las turbinas contra-rotativas .....	6
1.4. Uso de las turbinas contra-rotativas en la actualidad.....	15
1.4.1. El Pratt & Whitney F-119.....	15
1.4.2. El Trent 900 de Rolls Royce.....	18
1.4.3. Quinta generación de motores comerciales .....	20

## **CAPÍTULO II “TEORÍA DE TURBINAS CONTRA-ROTATIVAS”**

2.1. Enfoques de diseño de turbinas gas.....	23
2.1.1. Ecuación de Euler de turbomaquinaria .....	26
2.2. Fundamentos aero-termodinámicos de turbinas axiales aplicados a turbinas contra-rotativas .....	31
2.2.1. Coeficiente de carga por etapa (factor de trabajo) .....	31
2.2.2. Grado de Reacción .....	33
2.2.3. Casos específicos del grado de reacción .....	35
2.2.4. Etapas y tipos de turbinas.....	36
2.2.5. Eficiencia .....	44
2.2.6. Pérdidas en turbinas axiales .....	47
2.3. Variables independientes y criterios de evaluación de turbinas contra-rotativas....	52

### **CAPÍTULO III “METODOLOGÍA Y DISEÑO DE LA TURBINA CONTRA-ROTATIVA”**

3.1. Selección del tipo de etapa en función del rendimiento en turbinas contra-rotativas .....	57
3.2. Análisis aerodinámico y evaluación de la eficiencia de la turbina contra-rotativa ...	61
3.2.1. Cálculo de la eficiencia total de una turbina contra-rotativa en función de las variables independientes .....	61
3.2.2. Influencia del ángulo de salida del estator de tobera ( $\alpha_1$ ) sobre la eficiencia ..	68
3.2.3. Influencia del ángulo relativo a la salida del primer rotor ( $\beta_2$ ) sobre la eficiencia .....	71
3.2.4. Influencia del espaciamiento axial entre rotores en turbinas contra-rotativas ..	73
3.3. Flujo tridimensional en álabes de turbinas axiales: ley de equilibrio radial y vórtice libre .....	76
3.4. Modelos tridimensionales de diseño de álabes de turbinas axiales .....	81
3.4.1. Modelo de flujo de vórtice libre.....	83
3.4.2. Modelo de ángulo de salida de estator tobera constante ( $\alpha_2 = cte$ ) .....	84
3.4.3. Condición de vórtice arbitrario, $C_w = rn$ .....	88
3.5. Pasos de la metodología de diseño.....	89
3.6. Selección de los parámetros de diseño de la turbina contra-rotativa .....	93
3.6.1. Parámetros aerodinámicos de diseño .....	93
3.6.2. Parámetros termodinámicos de diseño .....	97
3.7. Cálculos de diseño .....	100

### **CAPÍTULO IV “VALIDACIÓN DE RESULTADOS MEDIANTE SIMULACIÓN”**

4.1. Introducción.....	110
4.1.1. Proceso de diseño .....	111
4.2. Diseño computacional de la turbina contra-rotativa .....	113

<b>CONCLUSIONES</b> .....	122
---------------------------	-----

<b>REFERENCIAS</b> .....	125
--------------------------	-----

<b>ANEXO 1 Modelo de pérdidas de Soderberg</b> .....	128
--	-----

# DEDICATORIA

**A mis padres, José Luis e Irma:**

Este trabajo es el fruto del infinito apoyo e incansable esfuerzo realizado por ustedes en todo momento para haberme permitido continuar mis estudios y alcanzar mis más grandes metas.

## **AGRADECIMIENTOS**

A mis padres por su apoyo constante, sus palabras de afecto y motivación para lograr alcanzar esta meta.

A los Profesores del Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada, por motivarme y permitirme llevar a cabo los estudios de esta Maestría.

A mi asesor, el Dr. Miguel Toledo Velázquez, por compartirme sus conocimientos y herramientas necesarios para realizar este trabajo y el haberme permitido trabajar a su lado.

Al personal que labora en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica, que me dieron su apoyo incondicional y amistad en todo momento.

Al Instituto Politécnico Nacional y al CONACyT por el estímulo al desarrollo tecnológico y científico de México y por el apoyo otorgado para la realización de los estudios de Maestría y de este trabajo de investigación.

A mis colegas, con quienes colaboré en distintos proyectos y me permitieron tener su amistad y su apoyo incondicional.

# RELACIÓN DE FIGURAS

No. De Figura	Título	Página
1.1-1	Diagrama Conceptual de los álabes rotores en la turbina Ljungström	2
1.1-2	Diagrama de flujo de vapor de la turbina Ljungström de doble giro	3
1.2.1-1	Juego de propelas contra-rotativas (1931)	4
1.3-1	Comparación de la eficiencia de turbinas de 1, 1 y media y 2 etapas en el rango $\lambda$ de 0 a 0.5	8
1.3-2	Bosquejo de una turbina contra-rotativa de flujo axial	9
1.3-3	Número de álabes para la turbina de generación y para la primera etapa de la turbina de potencia en relación a las dimensiones del diámetro	11
1.4.1-1	Cronología del desarrollo del motor F119	16
1.4.1-2	<i>Motor turbofan F119 de turbinas contra-rotativas Pratt &amp; Whitney. Usado en el F-22 y posteriormente en el F-35 Lightning.</i>	17
1.4.2-1	Trent 900 con una configuración de tres flechas contra-rotativas	19
2.1-1	Diagramas del ciclo Joule-Brayton ideal	23
2.1-2	Diagrama termodinámico de una turbina en el ciclo Joule	24
2.1.1-1	Volumen de Control para una turbomáquina	26
2.1.1-2	Distribución del número de Mach en un perfil subsónico y transónico	28
2.1.1-3	Diagrama de velocidades de una turbina de giro simple	29
2.1.1-4	Triángulos de velocidades de una turbina contra-rotativa de una etapa	30

2.2.4-1	Diagrama general de la primera etapa de una turbina axial compuesta por un estator de tobera y un disco rotor	36
2.2.4-2	<i>Etapas de una turbina contra-rotativa.</i>	37
2.2.4-3	Caída de presión y variación de velocidad en una turbina de impulso	39
2.2.4-4	Triángulos de velocidades de una turbina de impulso con $R_x = 0$	39
2.2.4-5	Caída de presión y variación de velocidad de una turbina de reacción	41
2.2.4-6	Triángulos de velocidades de una turbina de reacción con $R_x = 0.5$	41
2.2.4-7	Configuraciones típicas de triángulos de velocidades en turbinas contra-rotativas	43
2.2.5-1	Diagrama T-S de la expansión de una etapa de turbina axial	45
2.2.6-1	Pérdidas en turbinas	48
3.1-1	Características de la potencia de salida para las configuraciones de las etapas de turbina contra-rotativas	58
3.1-2	Relación de entalpías de trabajo de las etapas de turbinas contra-rotativas	59
3.2.1-1	Nomenclatura de las componentes de los triángulos de velocidades para el diseño de la turbina contra-rotativa	61
3.2.1-2 A, B y C	Relación de trabajo específico contra coeficiente de flujo para diferentes relaciones de velocidades	64
3.2.1-3 A, B y C	Eficiencia contra coeficiente de flujo para distintas relaciones de velocidades	65
3.2.2-1	Eficiencia contra coeficiente de flujo en función de $\alpha_1$	68
3.2.2-2	Relaciones de velocidad axial para el primer y segundo rotor contra el coeficiente de flujo en función del ángulo de entrada $\alpha_1$	69

3.2.2-3	Variación de los triángulos de velocidad conforme SWR se incrementa	70
3.2.3-1	Características de la eficiencia a diferentes ángulos $\beta_2$	71
3.2.3-2	Variación de los triángulos de velocidad con el incremento de $\beta_2$	72
3.2.4-1	Variación de la eficiencia contra flujo másico en función del espaciamiento axial	76
3.3-1	Elemento diferencial que fluye a través de la garganta de una turbomáquina	76
3.3-2	Componentes del elemento diferencial que pasa a través de una etapa de álabes	77
3.4-1	Líneas de trayectoria en un pasaje divergente de turbina	82
3.5-1	Diagrama de flujo del diseño de la turbina contra-rotativa	90
3.7-1 A, B y C	Diseño de la turbina contra-rotativa en las secciones de punta, media y raíz	106
4.1.1-1	Metodología de diseño de AxStream	112
4.1.1-2	Diagrama de Flujo representando el proceso de diseño en AxStream	113
4.2-1	Diseño preliminar de la turbina contra-rotativa	115
4.2-2	Distribución de presiones de la turbina contra-rotativa	116
4.2-3	Distribución de presiones de una turbina convencional	117
4.2-4	Distribución de velocidades absolutas	118
4.2-5	Distribución de velocidades relativas	118



## RELACIÓN DE TABLAS

<b>No. De Tabla</b>	<b>Título</b>	<b>Página</b>
1.3-1	Trabajos realizados por los precursores del análisis de turbinas contra-rotativas	11-14
1.4.3-1	Comparativo de los motores de aviación comercial de quinta generación que utilizan turbinas contra-rotativas	21
2.3-1	Parámetros de trabajo entregado para diferentes etapas en función de variables independientes	55
3.1-1	Parámetros de rendimiento por tipo de etapa	57
3.6.2-1	Parámetros de diseño de la turbina contra-rotativa	99
3.7-1	Geometría y velocidades de la turbina contra-rotativa	101
4.2-1	Condiciones de frontera requeridas para el diseño preliminar en AxStream	114
4.2-2	Parámetros generales de la turbina completa	119
4.2-3	Parámetros del estator de tobera y primer rotor	119
4.2-4	Parámetros del segundo rotor	120

# NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidad
$C$	velocidad absoluta	m/s
$c$	cuerda	m
$C_w$	componente tangencial de la velocidad absoluta	m/s
$C_\theta$	velocidad tangencial para la ecuación de Euler	m/s
$C_p$	calor específico a presión constante	kJ/kg*K
$D$	diámetro	m
$h$	entalpía estática	kJ/kg
$H, h_0$	entalpía total	kJ/kg
$h_0^*$	trabajo específico por etapa	kJ/kg
$\bar{h}^*$	trabajo específico de los dos rotores en función de la relación de velocidades periféricas $(\Delta h_A^* + \Delta h_B^*)$	-
$\overline{\Delta h_0}$	trabajo específico por corona de álabes	kJ/kg
$K_{12}$	relación de velocidad axial del rotor de presión alta	-
$K_{34}$	relación de velocidad axial del rotor de presión baja	-
$l$	longitud	m
$M$	número de Mach	-
$m$	masa	kg
$\dot{m}$	flujo másico	kg/s
$n$	# de etapas	-
$P_0$	presión	Pa
$q$	calor	J

R	rotor	-
$r$	radio	m
$R_x$	grado de reacción	-
S	estator	-
$s$	entropía	J/K
$SWR$	<i>Specific Work Ratio</i> . Relación de trabajos específicos $(\Psi_A/\Psi_B) * \overline{U_A^2}$	-
$T$	temperatura estática	K
$T_0$	temperatura total o de estancamiento	K
$t$	tiempo	S
$U$	velocidad periférica o tangencial del álabe	m/s
$\overline{U}$	relación de velocidades periféricas	-
$V, W$	velocidad relativa	m/s
$v$	volumen	$m^3$
$V_w$	componente tangencial de la velocidad relativa	m/s
$W_t$	trabajo específico	kJ/kg
$\dot{W}_t$	potencia	W
$Y$	Coficiente de pérdidas de presión	-

### Caracteres griegos

Símbolo	Descripción	Unidad
$\alpha$	ángulo absoluto del flujo, ángulo del estator	$^\circ$

$\beta$	ángulo relativo del flujo, ángulo del rotor	°
$\gamma$	relación de calores específicos	-
$\zeta$	coeficiente de pérdidas de entalpía	-
$\eta$	eficiencia	-
$\overline{\eta}_x$	eficiencia promedio de valuación ( <i>rating</i> )	-
$\eta_{ts}$	eficiencia total-estática	-
$\eta_{tt}$	eficiencia total-total	-
$\theta$	ángulo de combadura del álabe	°
$\lambda$	parámetro de trabajo-velocidad según Wintucky ( $U^2 / gJ\Delta h$ )	-
$\xi$	coeficiente de pérdidas de entalpía respecto a la velocidad isentrópica	-
$\rho$	densidad	$kg/m^3$
$\tau$	par torsional N*m	$N * m = J$
$\pi$	Relación de presiones	-
$\varphi$	coeficiente de flujo ( $C_a/U$ )	-
$\Psi$	coeficiente/factor de carga por etapa	-
$\overline{\Psi}$	coeficiente/factor de carga respecto al primer rotor	-
$\overline{\Psi}_r$	coeficiente/factor de carga promedio por corona	-
$\Omega$	velocidad angular de la flecha	rad/s

## Subíndices

Símbolo	Descripción
0	Punto de estancamiento / punto de salida de la cámara de combustión
1	Punto de salida del estator de tobera
2	Punto de salida del primer rotor
03	Punto de propiedades de estancamiento a la entrada de la turbina de acuerdo al ciclo Joule.
3	Punto de propiedades estáticas a la entrada de la turbina de acuerdo al ciclo Joule / punto de entrada al segundo rotor en contra-rotación
04	Punto de propiedades de estancamiento a la salida de la turbina de acuerdo al ciclo Joule
4	Punto de propiedades estáticas a la salida de la turbina de acuerdo al ciclo Joule / punto de salida del segundo rotor en contra-rotación
$\theta$	componente tangencial
<i>A</i>	primer rotor contra-rotativo
<i>a</i>	Axial
<i>c</i>	Compresión
<i>B</i>	segundo rotor contra-rotativo

<i>e</i>	a la salida de la turbina
<i>i</i>	a la entrada de la turbina
<i>m</i>	parte meridional del álabe
<i>r</i>	rotor
<i>s</i>	estator / condición isentrópica
<i>ts</i>	total-estática
<i>tt</i>	total-total
<i>w</i>	Componente tangencial de la velocidad

## **RESUMEN**

En el presente trabajo se llevó a cabo el diseño teórico de la primera etapa de una turbina axial en la cual se implementó una configuración contra-rotativa y sin corona de álabes estatores.

Para llevar a cabo este diseño se tomaron los fundamentos aerodinámicos de turbinas axiales convencionales y se aplicaron a turbinas contra-rotativas, con los cuales se definió una metodología de diseño teórico para esta configuración y que permitió realizar: la selección del tipo de etapa, la definición de los modelos tridimensionales para generar la geometría y establecer los criterios de selección de los valores de los parámetros de diseño para el cálculo de la turbina.

Con estos valores se llevaron a cabo los cálculos de los triángulos de velocidades para obtener los ángulos del diseño geométrico de la etapa de turbina contra-rotativa, posteriormente se calcularon el número de etapas requeridas para realizar el proceso de expansión, los coeficientes de carga para cada rotor y con estos la eficiencia total de la turbina, obteniéndose como resultado un valor de  $\eta_t = 0.8687$ .

Para validar los resultados obtenidos en el diseño teórico se llevó a cabo un diseño preliminar de la turbina contra-rotativa mediante la herramienta computacional de diseño de turbomáquinas AxStream, utilizando los parámetros anteriormente seleccionados y como condiciones de frontera las presiones totales de entrada y salida, temperatura total de entrada, flujo másico y velocidades radiales de los rotores.

Finalmente, se pudo comprobar que los valores obtenidos de manera analítica tuvieron desviaciones menores al 8% respecto a los simulados, debido a la influencia de factores como el modelo de pérdidas seleccionado, el modelo tridimensional utilizado para generar los álabes y que no se llevó a cabo un proceso de optimización de la turbina generada computacionalmente para utilizar el mismo ángulo de flujo utilizado a la salida del primer rotor. Sin embargo, debido al porcentaje de desviación relativamente bajo se pueden considerar válidos los cálculos del diseño de la turbina contra-rotativa.

## **ABSTRACT**

In the following work, the theoretical design of the first stage of an axial turbine with a vaneless counter-rotating setting was carried out.

In order to perform this design, the aerothermodynamics fundamentals of conventional axial turbines were taken and then applied to counter-rotating turbines, which allowed to select the stage type, to define the tridimensional models for the blades' geometry and to set up the selection criteria of the design parameter's values to calculate the turbine.

With these values, calculations were carried out in order to define the velocities triangles' angles for the geometrical design of the counter-rotating turbine stage, later on, the required stage number for the expansion, the stage loading coefficients for each rotor were calculated, obtaining as a result an efficiency value of  $\eta_t = 0.8687$ .

In order to validate the obtained results in the theoretical design, a preliminary counter-rotating turbine design was performed through the computational turbomachinery design software AxStream, using the previously selected parameters and as boundary conditions the total pressures at inlet and outlet, the total inlet temperature, mass flow and radial speeds of the rotors.

Lastly, the analytically obtained results were verified, obtaining deviations of less than 8% regarding with respect to those in the simulation, due to the influence of a number of factors such as the losses model selected, the tridimensional model used for generation of the blades and that a process of optimization of the computer-generated turbine was not performed in order to use the same flow angle at the first rotor outlet. Nevertheless, due to the low-deviation percentage, the obtained results in the calculations of the counter-rotating turbine can be considered valid.



# **INTRODUCCIÓN**

En las últimas décadas se ha motivado el desarrollo de trabajos de investigación dedicados a mejorar la eficiencia de la transformación de la energía de las turbomáquinas para hacerlas más limpias, eficientes y durables; realizándose estudios en ámbitos como: combustión, regeneración, materiales más livianos, perfiles más aerodinámicos, entre otros.

La tecnología desarrollada con el fin de tener máquinas más eficientes tiene como obstáculos el diseño de componentes de motores de uso aeronáutico más complejos, la disminución de los niveles de consumo de combustible, así como las fuertes restricciones de peso y dimensiones geométricas de los motores. Estos obstáculos plantean serios retos para los ingenieros que trabajan en las nuevas generaciones del desarrollo de estos componentes, por lo que estas tareas requieren nuevos enfoques de diseño.

Uno de estos nuevos enfoques y que cumple satisfactoriamente con los requerimientos mencionados es el uso de turbinas contra-rotativas, que junto con las nuevas metodologías de optimización de diseño aerodinámico por métodos computacionales permiten cumplir con esta tarea en periodos de tiempo más cortos y obteniendo mejoras en el rendimiento de las turbinas.

La configuración de las turbinas contra-rotativas fue implementada por primera vez por Birger Ljungström en Suecia en 1904, cuando comenzó a trazar planos de una turbina de flujo radial de doble rotación usando toberas de una turbina De Laval, sin embargo fue hasta 1910 que logró construirla. Ésta consistía en dos rotores de flujo radial acoplados con coronas de álabes que giraban en sentido opuesto y a la misma velocidad.

Cabe destacar que este tipo turbinas no tuvieron gran auge en la práctica durante la primera mitad del siglo XX debido a la complejidad que implicaba el diseño y la fabricación de turbomáquinas con esta configuración, ya que no existían estudios científicos que analizaran el comportamiento de las turbinas en contra-rotación.

A mitad del siglo XX comenzaron a realizarse los primeros trabajos de investigación que plantearon que se podían obtener mejores rendimientos en una turbina contra-rotativa que en una turbina axial de giro simple por sus características aerodinámicas, además de la capacidad de disminuir el número de etapas necesarias para realizar el mismo trabajo que una turbina convencional.

Sin embargo, las investigaciones realizadas del estudio de turbinas contra-rotativas analizan de manera independiente y sin cohesión entre sí distintos fenómenos presentes en estas ya que es una tecnología relativamente reciente en su aplicación, además de que los trabajos de investigación y diseño se llevan a cabo a niveles restringidos por las empresas líderes desarrolladoras de motores aerorreactores y en centros de investigación de países como China e India por lo que no existe una metodología integral que considere los parámetros necesarios para el diseño de turbinas contra-rotativas.

En este trabajo se planteó una metodología de diseño integral de turbinas contra-rotativas partiendo de la teoría fundamental del estudio de las turbinas convencionales para determinar la influencia de dichos conceptos y definir así ecuaciones que permitan explicar el comportamiento y efectos sobre la eficiencia de la operación de turbinas mediante configuración contra-rotativa.

Una vez planteada la metodología, se llevó a cabo el diseño de una turbina contra-rotativa de manera analítica, obteniéndose los triángulos de velocidades para definir la geometría de los álabes de la etapa con esta configuración y posteriormente los valores de los coeficientes de carga para cada rotor, su eficiencia y la potencia generada por la turbina. Estos resultados fueron validados mediante una simulación en el software AxStream.

En el Capítulo I se llevó a cabo una investigación de los antecedentes y aplicaciones de la contra-rotación así como una recopilación de los trabajos que han servido como bases fundamentales para el estudio y desarrollo de estudios posteriores de los fenómenos presentes en las turbinas contra-rotativas. Con esta recopilación de datos se conformó el Estado del Arte de las turbinas contra-rotativas.

En el Capítulo II se definió la teoría fundamental del diseño y análisis de las turbinas convencionales y se estudió su interacción aplicada a las turbinas contra-rotativas de manera que se pudieran determinar ecuaciones que definieran los parámetros aerodinámicos de la operación de este tipo de turbinas, así como el planteamiento de ecuaciones que relacionaran el factor de trabajo de los rotores de la turbina para poder determinar las distintas configuraciones de etapas posibles para el diseño de la turbina contra-rotativa.

En el Capítulo III se tomaron en cuenta los criterios para seleccionar el tipo de turbina contra-rotativa en función de la actuación de ésta con respecto al factor de trabajo. Se analizó la influencia de los ángulos de flujo sobre la eficiencia de la turbina y se definieron modelos de análisis de flujo tridimensional que permiten obtener el diseño geométrico de la turbina de manera analítica. Posteriormente se

realizó la selección de los parámetros aerodinámicos requeridos para el diseño de la turbina contra-rotativa de acuerdo a valores utilizados en la práctica, con los cuales se llevaron a cabo los cálculos para el diseño y determinación de la eficiencia total de la misma mediante la utilización del modelo de coeficientes de pérdidas de Soderberg.

En el Capítulo IV se llevó a cabo el diseño preliminar de la turbina contra-rotativa mediante el software AxStream, el cual es utilizado para realizar diseños, análisis y optimización de elementos de turbomaquinaria mediante el cálculo de soluciones numéricas. Con el uso de este programa se determinaron las propiedades aerodinámicas de la turbina contra-rotativa, mismas que fueron comparadas con los resultados obtenidos en el diseño teórico para su validación.

# **CAPÍTULO I**

**“Antecedentes de turbinas  
contra-rotativas”**

# **CAPÍTULO I**

## **“ANTECEDENTES DE TURBINAS CONTRA-ROTATIVAS ”**

### **1.1. Inicios de la contra-rotación**

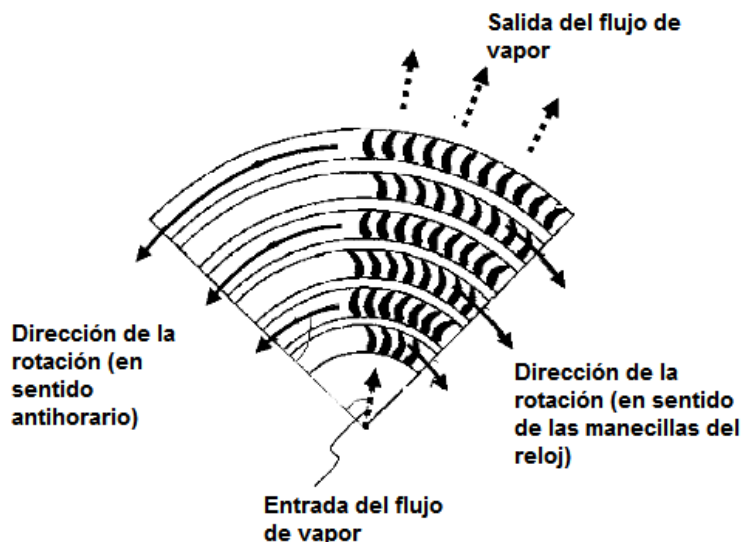
La historia de las turbinas contra giratorias comienza a principios del siglo XX, cuando Birger Ljungstrom en 1905, esquematizó una turbina de flujo radial de doble giro ensambladas con toberas de expansión de Laval, la cual serviría para mover generadores eléctricos. A pesar de que la idea de tener dos rotores girando en dirección opuesta no era nueva, nunca se había estudiado ni puesto en práctica, sino hasta ese momento<sup>1</sup>.

Para llevar a cabo esta idea, Birger dispuso que las coronas de álabes debían estar dispuestas en discos suspendidos encontrados uno con el otro. Ljungstrom posteriormente realizó experimentos preliminares con dichos discos, y descubrió que estos proporcionaban buenos resultados, concluyendo además, que no habría dificultades en poner en funcionamiento los rotores a velocidades críticas de una turbina convencional.

Ljungström experimentó con esta turbina durante algunos años y finalmente determinó las siguientes ventajas del uso de discos contra-rotativos sobre el uso de turbinas axiales de giro simple:

- Se podía tener el equivalente de una turbina convencional girando al doble de velocidad, lo que en otras palabras sería que se podría tener la misma eficiencia con tan solo una fracción del número de etapas de una turbina convencional o de modo similar, una mayor eficiencia si el número de etapas se conservaban y un aumento considerable de volumen específico de vapor para trabajar.
- Los ejes no estaban acoplados de ninguna manera, por lo que los generadores se podían mantener girando a velocidades uniformes, los cuales se ubicaban de forma paralela en los extremos de la carcasa de la turbina, lo cual propiciaba un equilibrio y una mejor distribución de peso.
- Los discos mediante acción giroscópica contrarrestaban sus propios efectos, propiciando que se pudiera trabajar con revoluciones mayores sin problemas de vibración.

En la figura 1.1-1 se muestra un esquema del principio de trabajo de la turbina Ljungstrom, donde se puede apreciar que debido a la trayectoria de entrada del vapor, ésta trabaja de forma radial. La turbina está compuesta por series de anillos concéntricos en la cual el número de anillos pares giran en dirección contraria a los impares, originando así el concepto de una turbina contra-rotativa.



*Figura 1.1-1 Diagrama Conceptual de los álabes rotores en la turbina Ljungström*

En la figura 1.1-2 se muestra el esquema del flujo de vapor de la turbina Ljungström, en la cual los anillos de álabes de los dos rotores se encuentran intercalados, estando uno opuesto al otro, y en el borde de salida de cada anillo de álabes el flujo de vapor se invierte de dirección y se aprovecha la cantidad de movimiento en el siguiente anillo inmediatamente en lugar de pasar por una corona de álabes fijos en la cual se presentan pérdidas.

El vapor pasa a través de la válvula distribuidora y el gobernador y entra por el conducto *P* a los cofres de vapor *CC*. Después, el vapor pasa a través de los orificios *HH* en las raíces de los discos hacia el centro de la turbina, donde el vapor comienza a fluir de manera radial hacia afuera entre los anillos concéntricos *BB*, los cuales se encuentran montados sobre los discos en voladizo *DD*, y hacia las flechas de los generadores *GG*. Finalmente, el vapor es expelido hacia el compartimento de baja presión y después al condensador, el cual está debajo de la máquina por conveniencia.

Los puntos *KK* son los cojinetes interiores de las flechas axiales, los puntos *LM* son sellos de laberinto que limitan el escape del vapor de alta presión y balancean la presión axial que tiende a forzar los discos hacia afuera debido a las altas presiones; en pocas palabras, estos sellos de laberinto contrarrestan la presión entre los pasajes de los álabes que tenderían a separar los rotores.

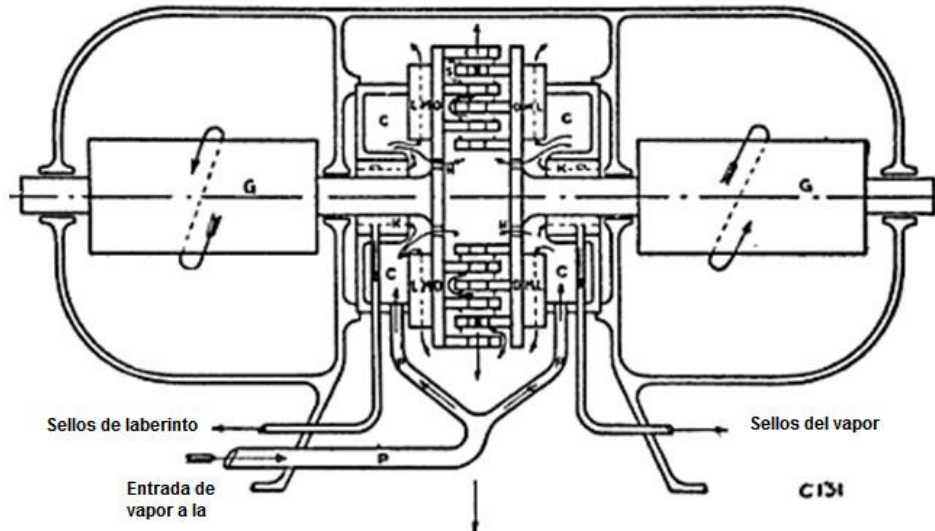


Figura 1.1-2 Diagrama de flujo de vapor de la turbina Ljungström de doble giro.

Para cumplir con la demanda de mayores entregas de trabajo, el número de etapas de las turbinas axiales de giro simple se incrementó, aumentando también sus dimensiones y peso, para lo cual, el concepto de la turbina de doble rotación se prestaba adecuadamente. Esta configuración fue discutida en 1910 por el profesor Aurel Stodola, pero no fue puesta en práctica sino hasta décadas después.

A partir de 1913, Birger Ljunstrom junto con su hermano Frederik (quien se encargó de patentar el sistema), comenzó a manufacturar y vender generadores eléctricos movidos por la turbina de vapor desarrollada por Birger, a través de la compañía *Swedish Turbine Manufacturing Co*. A esta aplicación se sumaron otras más en la siguiente década, como la turbina de vapor para locomotoras.

Hasta mediados del siglo XX este tipo de turbinas no fueron estudiadas ni relevantes debido a que su implementación, operación y mantenimiento suponían un grado de complejidad mayor al de las turbinas axiales convencionales, aunado al hecho de que no existían metodologías científicamente comprobadas para el

diseño y el cálculo del rendimiento de este tipo de máquinas, optando por algunas décadas más el seguir las técnicas instituidas por Stodola para turbinas de vapor, las cuales se usaron posteriormente como referencia principal para el desarrollo de la primera generación de motores a reacción con turbinas axiales.

## 1.2. Aplicaciones de la contra-rotación

### 1.2.1. Propelas contra-rotativas

Durante la década de 1930, a pesar de que el estudio de las turbinas contra-rotativas se mantuvo interrumpido, se comenzaron a estudiar otras aplicaciones de la contra-rotación.

En Estados Unidos, los inventores M. M. Egan y D. W. Evans (figura 1.2.1-1) lograron implementar exitosamente un juego de propelas gemelas girando en dirección opuesta, en un vuelo realizado en Forth Worth, Texas. De acuerdo a sus observaciones, con el uso de propelas en esta configuración sería posible alcanzar velocidades de vuelo no obtenidas hasta esa época, así como ayudar disminuir la vibración, nuevamente debido al equilibrio de los efectos giroscópicos y a eliminar el torque en las aeronaves monomotoras que causaban que estas tendieran a girar de lado debido a la fuerza y sentido de giro del motor.



*Figura 1.2.1-1 Juego de propelas contra-rotativas (1931)<sup>2</sup>*

A pesar de que al inicio de la Segunda Guerra Mundial ya estaban comprobados los beneficios de las propelas contra-rotativas, no fue sino hasta el final de ésta que se pusieron en servicio, teniendo como ventajas:



- Menor torque asimétrico
- Mayor eficiencia propulsiva
- Menor diámetro de palas

Algunos ejemplos de aeronaves que fueron pioneras en el uso de esta configuración son: el Avro Shackleton (motor Rolls-Royce Griffon), Fairey Gannet (Motor Double Mamba Mk 101), el Short Sturgeon (dos motores Merlin 140), variantes posteriores del Super Spitfire (motores Griffon), el Kuznetsov y el Antonov An-22 (con motores NK-12 reconocido por ser uno de los turboprops de mayor potencia), entre otros.

### 1.2.2. Compresores contra-rotativos

El estudio de turbinas contra-rotativas se llevó a cabo tiempo después del estudio más a profundidad de los compresores axiales, a los cuales se les dio mayor importancia durante la primera mitad del siglo XX, ya que para producir mayor trabajo primero era necesario incrementar la relación de presión, y que estas confirmaron en base a experimentos, que eran más eficientes que los compresores centrífugos.

La implementación y bases científicas de los compresores axiales son relativamente nuevas, sin embargo la idea de usar una turbina en reversa para comprimir comenzó desde finales del siglo XIX, cuando Sir Charles Parsons obtuvo una patente de un arreglo de una turbina usada en reversa en 1884. Sin embargo, el simple uso de una turbina en reversa para usarse como compresor proveía eficiencias menores al 40% en máquinas de relaciones de presiones altas.

Parsons construyó algunas máquinas a principios de los 1900, con álabes basados en secciones de propelas mejoradas. Las máquinas fueron usadas para inyectar aire a calderas, entregando solamente presiones de entre 10 y 100 kPa. La eficiencia de estos compresores primerizos era tan baja como apenas del 55%, la razón para esta baja eficiencia era que se presentaba la entrada en pérdida de los álabes, también conocido como *stall*.

El diseño que comprendía dos compresores axiales en serie fue abandonado después de varias pruebas, debido a que el flujo se comportaba de manera inestable, provocando el fenómeno de bloqueo (*surge*). Como resultado de la baja eficiencia, los compresores axiales se abandonaron por algún tiempo, prefiriendo los compresores centrífugos de etapas múltiples, con los que se obtenían eficiencias del 70-80%

Fue hasta 1926 que se realizaron estudios y se desarrollaron investigaciones más a detalle de los compresores axiales, cuando el ingeniero Alan Arnold Griffith, de la universidad de Liverpool trazó los principios básicos de su teoría de diseño de perfiles de compresores y turbinas, donde resolvió varios problemas aerodinámicos del uso de compresores; la historia subsecuente del compresor axial se llevó a cabo intrínsecamente con el de las turbinas de aviación.

Con la investigación subsecuente de métodos que mejoraran la eficiencia de los compresores se planteó el uso de un compresor contra-rotativo en 1952 por el ingeniero Ward. W. Wilcox de la NACA, publicado en el memorándum "*An analysis of the potentialities of a two-stage counterrotating supersonic compressor*".

Este trabajo comprende una evaluación de la potencialidad de usar un compresor contra-rotativo supersónico mediante un análisis unidimensional de las velocidades de los álabes, obteniendo como resultado que se podían alcanzar excelentes relaciones de presiones con valores de números de mach relativos, ángulos de desviación y velocidades radiales críticas menores que en los compresores axiales de esa época.

Wilcox concluyó que era posible diseñar un compresor contra-rotativo que pudiera competir satisfactoriamente en las mismas condiciones contra los tipos de compresores conocidos en aquel entonces, y que si podían resolverse los problemas mecánicos y de peso por tener flechas concéntricas, este tipo de compresores presentaría más ventajas que los convencionales de giro simple.

Esta investigación motivó a que la NACA publicara en 1956 un trabajo sobre el diseño de un compresor supersónico de dos etapas en modo contra-rotativo y la determinación de su eficiencia, obteniéndose un mejoramiento de los resultados obtenidos en el trabajo a priori de este tema. Los trabajos dedicados al estudio de compresores contra-rotativos permitieron comprobar las ventajas de usar esta tecnología de una manera metódica y científicamente documentada, los cuales abrieron la puerta a la posibilidad de realizar estudios para obtener los mismos beneficios en la turbina.

### **1.3. Primeros estudios de las turbinas contra-rotativas**

Los trabajos de investigación realizados en el ámbito de compresores motivaron al ingeniero Warner L. Stewart a desarrollar una serie de estudios analíticos de las características de la eficiencia de las turbinas usando variaciones en su configuración, comenzando por el trabajo "*Analytical investigation of single-stage-*

*turbine efficiency characteristics in terms of work and speed requirements*" (1956), en el cual estableció los fundamentos del análisis de la eficiencia de turbinas que servirían para realizar el primer trabajo de turbinas contra-rotativas.

En esta serie de trabajos se considera el análisis de las características de la eficiencia de las turbinas de gas en términos del parámetro de trabajo-velocidad  $\lambda$ , definido como la razón del cuadrado de la velocidad de la sección media del álabe entre el trabajo específico requerido.

El análisis se realiza considerando los triángulos de velocidades para tres tipos de turbinas: de rotación cero a la salida, de impulso y la correspondiente a los valores máximos de eficiencia. Las eficiencias investigadas en estos trabajos son a) eficiencia total-total o aerodinámica, b) eficiencia de valuación (*rating*) y c) eficiencia total-estática, las cuales se explicarán a detalle posteriormente. Los trabajos desarrollados a partir de este son:

1. *Analysis of efficiency characteristics of a single-stage turbine with downstream stators in terms of work and speed requirements.* (William T. Wintucky y Warner L. Stewart. 1957)
2. *Analysis of two-stage-turbine efficiency characteristics in terms of work and speed requirements.* (Warner L. Stewart y William T. Wintucky. 1957)
3. *Analytical investigation of multistage-turbine efficiency characteristics in terms of work and speed requirements.* (Warner L. Stewart. 1958)

En estos trabajos se investigó la eficiencia de turbinas en distintas configuraciones utilizando los mismos parámetros ya mencionados. El desarrollo de las investigaciones mencionadas permitieron posteriormente realizar el primer trabajo acerca del análisis de una turbina contra-rotativa<sup>3</sup>.

Este trabajo siguió la misma metodología de los trabajos ya mencionados de la NACA, pero implementados en una turbina en contra-rotación, en la cual se analizaron sus eficiencias para distintos valores de  $\lambda$  y de relaciones de velocidad. En la tabla 1.3-1 se explica a detalle el trabajo realizado por Wintucky y Stewart, así como de los demás autores iniciadores del estudio de turbinas contra-rotativas.

En la figura 1.3-1 se muestran las gráficas de los resultados obtenidos, correspondientes a los tipos de eficiencia analizados en el trabajo. La primera gráfica corresponde a la eficiencia total, seguida de la eficiencia de valuación (*rating*) y la eficiencia estática promedio. En base a estas gráficas se puede

apreciar que en la turbina contra-rotativa de una etapa existe una ventaja de algunos puntos porcentuales sobre otras configuraciones de etapas de turbinas de giro simple.

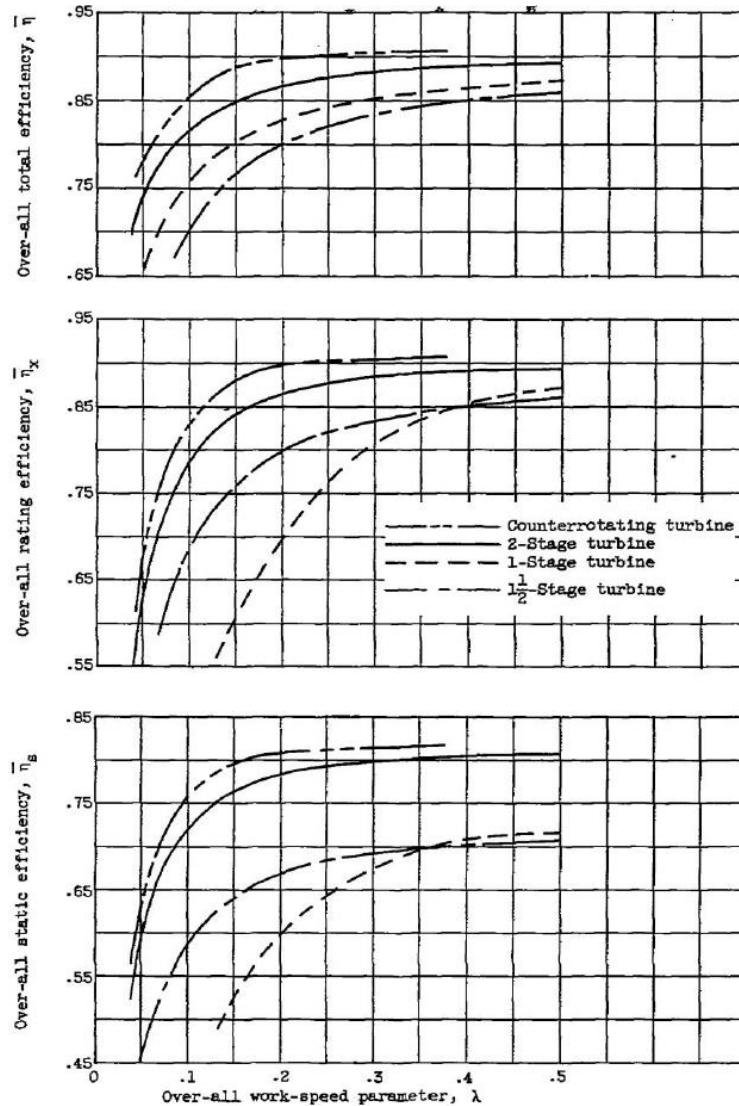
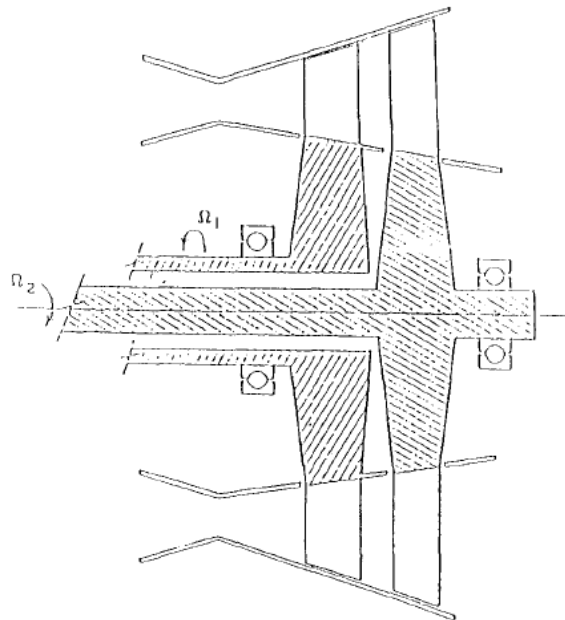


Figura 1.3-1 Comparación de la eficiencia de turbinas de 1, 1 y media y 2 etapas en el rango  $\lambda$  de 0 a 0.5

El resultado más importante obtenido por el trabajo de Wintucky y Stewart por el cual se justifica el uso de turbinas contra-rotativas es que se podía aumentar ligeramente la eficiencia si se prescindía del uso de coronas estatoras, desafortunadamente no se llevaron a cabo más investigaciones al respecto debido a que los valores obtenidos en este trabajo para el mejoramiento de la eficiencia obtenidos no eran muy altos y no fue sino hasta algunas décadas después que se realizaron nuevos estudios acerca de esta tecnología.

En 1985, el ingeniero J. F. Louis del Departamento de Aeronáutica y Astronáutica del MIT retomó el estudio de las turbinas contra-rotativas, presentado en el trabajo “*Axial Flow Contra-Rotating Turbines*”. En éste se analizaron dos tipos de turbinas contra-rotativas, en la primera se usaron álabes guía de tobera con rotores geoméricamente iguales pero en sentido contrario y en la segunda, la turbina carecía de los álabes guía y presentaba álabes rotores desiguales. En la figura 1.3-2 se puede apreciar el bosquejo propuesto por Louis de una turbina contra-rotativa de flujo axial compuesta por dos rotores girando a distinta velocidad pero con igual momento angular dispuestas en sentido contrario por lo que se requiere de una flecha adicional.



*Figura 1.3-2 Bosquejo de una turbina contra-rotativa de flujo axial*

El trabajo de Louis logró establecer las ventajas principales del uso de las turbinas contra-rotativas, y es considerado el primer trabajo moderno del estudio de esta aplicación, por lo cual se ha utilizado como referencia constante en los trabajos referentes al uso de esta tecnología incluso en la actualidad, además de que estableció parte de los fundamentos teóricos del análisis de turbinas en contra-rotación.

El estudio de esta tecnología quedó en receso por 5 años tras los cuales, en la aún Unión Soviética se empezaron a realizar investigaciones de esta materia, siendo en 1990 que se publicó en Moscú el trabajo realizado por el ingeniero Y. V. Sotsenko del Instituto Central de Motores de Aviación (CIAM por sus siglas en

inglés) titulado “*Thermogasdynamics Effects of the Engine Turbines with the Contra-Rotating Rotors*”.

En este trabajo, Sotsenko realizó experimentos de la dinámica de gases para determinar las características termodinámicas de turbinas de gas que pudieran llevar a emplear rotores contra-rotativos, para lo cual diseñó 3 tipos de cascadas de perfiles aerodinámicos de distintas características geométricas y para analizar la influencia de dichas formas y permitir establecer algunos parámetros importantes necesarios para el diseño de turbinas en contra-rotación.

La mayor aportación de Sotsenko fue establecer la influencia de las propiedades geométricas de los álabes en la dinámica de gases de las turbinas contra-rotativas, resaltando que los álabes de la tobera deben de tener ángulos bajos de desviación para obtener una buena eficiencia. Los detalles de este trabajo se muestran en la Tabla 1.3-1.

En años posteriores, Sotsenko realizó investigaciones en conjunto con el ingeniero B. A. Ponomariov. En 1992 publicaron la investigación titulada “*Using Contra-Rotating Rotors for Decreasing Sizes and Component Number in Small GTE*”. En este trabajo llevaron a cabo el análisis de la influencia del diámetro de la turbina generadora sobre la eficiencia de la máquina, las pérdidas presentes en la sección caliente debido al espaciamiento entre la punta y la carcasa, así como sobre el número requerido de álabes para efectuar el mismo trabajo.

En este trabajo se proporcionaron argumentos para la implementación de esta tecnología en motores pequeños, considerando el análisis en dos rangos, el primero para motores de entre 400 y 1000 shp (shaft horsepower) y el segundo para motores de un rango de entre 1000 y 2000 shp bajo dos condiciones de operación, la primera siendo la influencia de la relación de áreas de entrada y salida para la sección de la turbina generadora para disminuir la necesidad de flujo de enfriamiento y la segunda condición tratando de disminuir la longitud axial mediante una configuración de una etapa de turbina generadora seguida de dos etapas de turbinas contra-rotativas.

Los trabajos mencionados permitieron formar las bases del estudio de nuevas tecnologías y de los fenómenos asociados a las turbinas contra-rotativas, y son referidos frecuentemente incluso en la bibliografía más actual, por lo que servirán de referencias para determinar en este trabajo los parámetros más importantes para el análisis y diseño de turbinas contra-rotativas. Los trabajos realizados por los autores mencionados, así como la metodología que siguieron y los resultados obtenidos se muestran en la tabla 1.3-1.

Tabla 1.3-1 Trabajos realizados por los precursores del análisis de turbinas contra-rotativas

PRECURSORES DE TURBINAS CONTRA-ROTATIVAS				
<b>Autores</b>	William T. Wintucky, Warner L. Stewart (1958)	J. F. Louis (1985)	Y. V. Sotsenko (1990)	B. A. Ponomariov, Y. V. Sotsenko (1992)
<b>Trabajo</b>	<i>Analysis of two-stage counterrotating turbine efficiencies in terms of work and speed requirements</i>	<i>Axial-flow Contra-Rotating Turbines</i>	<i>Thermogasdynamics Effects of the Engine Turbines with the Contra-Rotating Rotors</i>	<i>Using Contra-Rotating Rotors for Decreasing Sizes and Component Number in Small GTE</i>
<b>Objetivos</b>	Analizar las eficiencias de una turbina contra-rotativa de dos etapas en la sección media de los álabes en términos del parámetro de trabajo-velocidad ( $\lambda$ -número de Parson) mediante el análisis de triángulos de velocidades.	Analizar dos tipos de etapas de turbinas especialmente diseñadas para contra-rotación.	Llevar a cabo investigaciones experimentales de las características de la dinámica de gases y el análisis de los parámetros termodinámicos de motores de turbinas, diseñados para permitir los efectos de rotores contra-rotativos.	Establecer las características más importantes a considerar para el desarrollo de motores de baja potencia usando turbinas contra-rotativas de una etapa. Además de proveer Argumentos adicionales a favor de esta tecnología
<b>Metodología</b>	1. En este trabajo se analizó la eficiencia de la turbina en términos del parámetro de trabajo-velocidad en la sección media de los rotores usando triángulos de velocidades. 2. Se varió el rango del parámetro $\lambda$ de 0 a 0.375, el cual es un rango usado en motores jet, turbobombas y turbinas de uso industrial.	1. Se analizaron dos tipos de turbinas contra-rotativas, la primera con álabes guía de tobera con rotores geoméricamente iguales pero en sentido contrario y operando con flujo de torbellino a la salida y la entrada (flujo con componente tangencial), los álabes estatores y rotores tenían la forma de una turbina de impulso.	1. Se diseñaron 12 tipos de cascadas con distinto ángulo de entrada del álabe estator de tobera para investigar sus características. 2. Los perfiles tipo C se diseñaron para una turbina de rotación simple en la misma dirección, y las cascadas de álabes A y B para una turbina contra-rotativa. 3. Los perfiles A y C se obtuvieron al diseñar las cascadas con los mismos	1. Se analizaron 2 grupos de motores: clase 400 – 1000 shp (shaft horsepower) y clase 1000 – 2000 shp. 2. Se mencionó la importancia y efecto del diámetro de los rotores de la turbina generadora. 3. Se determinan todos los parámetros clave del motor, como análisis de esfuerzos en álabes, discos, relaciones de áreas, cálculo de

	<p>3. Los límites impuestos eran un grado de reacción positivo y de turbina de impulso a través del primero y segundo rotor.</p> <p>4. Se utilizó la suposición de flujo unidimensional y se estableció que las pérdidas específicas de los álabes son proporcionales a la energía cinética promedio del flujo.</p> <p>5. Se calcularon las eficiencias de turbomáquinas: total, de valuación (rating) y estática.</p> <p>6. La turbina se analizó con las mismas limitantes, características generales y geometría de una turbina axial de giro simple de dos etapas previamente experimentada y documentada.</p>	<p>2. La segunda turbina carecía de los álabes guía y presentaba álabes rotores desiguales donde el primer rotor utilizaba ángulos grandes de <i>stagger</i> y de baja deflexión del flujo, y el segundo con ángulos menores de <i>stagger</i> y alta deflexión del flujo. Ambos trabajaban con flujo axial a la entrada y a la salida.</p> <p>3. En ambos casos se consideró que los rotores giraban a la misma velocidad y tenían el mismo momento angular pero dirigido en sentido contrario.</p> <p>4. Las etapas en contra-rotación se compararon contra etapas convencionales de impulso y de 50% de grado de reacción</p>	<p>parámetros pero diferentes ángulos de desviación de flujo, los cuales están definidos por la dirección del rotor. Los perfiles B se formaron siguiendo la condición de incrementar la relación de áreas del canal de entrada-salida (relación de contracción) cambiando el ángulo de entrada del estator tobera e introduciendo un ángulo de incidencia (<math>i=17^\circ</math>).</p> <p>4. Para las 3 cascadas se diseñaron distintas superficies de pared (en el trayecto de la raíz y la punta de los álabes), para permitir el cambio del ángulo de la trayectoria meridional del flujo de <math>0^\circ</math> a <math>14^\circ</math>.</p> <p>5. 9 cascadas se usaron para investigar el ángulo de desviación y la apertura meridional y las otras tres para el estudio de la influencia de la forma de la apertura meridional.</p> <p>5. Se realizó una visualización de flujo de acuerdo a los métodos sugeridos por V.D. Venediktov.</p> <p>6. Las presiones totales y estáticas se midieron con un tubo de Pitot en condiciones que permitieron tener un número de Reynolds de <math>4.8 \times 10^5</math> (para despreciar los efectos del coeficiente de pérdidas de Reynolds)</p>	<p>presiones y cálculo de pérdidas en distintas secciones de la turbina.</p> <p>4. Se analizó el efecto de la reducción del diámetro de la turbina generadora en los motores de clase 400 – 1000 shp, considerando grado de reacción constante y sus pérdidas.</p> <p>5. Se obtuvo el consumo específico de combustible para la variante con el diámetro reducido en un 17% y en contra-rotación.</p> <p>6. Se consideraron dos condiciones para los motores de clase 1000 a 2000 shp. La primera muestra la posibilidad de compensar el deterioro de la eficiencia de la turbina generadora a expensas del decremento del flujo de aire para enfriamiento y el uso de flujo en torbellino para la primera etapa de la turbina de potencia. La segunda condición consistió en considerar la posibilidad de incrementar la temperatura en el motor con el uso de una etapa en contra-rotación de la turbina generadora.</p>
--	--	--	---	--



<p><b>Resultados</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- La turbina contra-rotativa demostró tener en general las mismas características de rendimiento de una turbina convencional para las mismas velocidades de giro, con excepción de presentar un incremento de la eficiencia general de entre 2-4% dependiendo del valor de <math>\lambda</math>. Principalmente debido a la eliminación del estator entre las etapas y las pérdidas asociadas a este.</li> <li>- A razones de velocidad de 0.5, 0.1 y 2.0 no hubo un efecto significativo en el nivel de eficiencia general.</li> <li>- En la región de <math>\lambda</math> donde las eficiencias empezaron a disminuir hubo una ligera variación de 1-2% en la eficiencia.</li> <li>- Un incremento de la razón de velocidades incrementa también el rango límite de <math>\lambda</math>.</li> <li>- A una razón de 2.0 para un valor de <math>\lambda</math> fijo no hubo un efecto notable en la eficiencia debido a la inversión de la componente tangencial de la velocidad a la salida de la turbina.</li> <li>- Para una razón de velocidad de 0.5 hubo un efecto marcado en la</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ambos tipos de turbinas obtuvieron coeficientes de carga por etapa (<math>\Psi</math>) comparables o mayores a las turbinas convencionales de giro simple con el mismo número de etapas.</li> <li>- Al comparar las etapas de contra-rotación se pudo observar que éstas tenían una ventaja sustancial de eficiencia general sobre las convencionales para relaciones de presión moderadas.</li> <li>-El mejoramiento en la eficiencia se derivó en mayor parte por la eliminación de coronas de estatores entre los rotores y en menor grado por el uso de deflexiones moderadas, con respecto a las de giro simple.</li> <li>- En relaciones de presiones altas, las pérdidas por ondas de choque a velocidades supersónicas deberían de ser menores en la turbina contra-rotativa con álabes guía que en una de impulso convencional con igual rendimiento, pero serían mayores en la turbina sin álabes guía que en las otras dos.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- La información obtenida en la primera etapa de las investigaciones demostró que el ángulo de desviación influenció significativamente el nivel de las pérdidas secundarias y su distribución a lo largo de la altura del canal.</li> <li>- El diagrama de distribución de pérdidas a lo largo de la altura de la cascada C de mayor ángulo de desviación, tuvo una forma típica con un máximo bien definido producto de la interacción del vórtice del canal con el flujo principal.</li> <li>- En las cascadas de contra-rotación el valor máximo de pérdidas se presentó cerca de las paredes.</li> <li>- En las cascadas de tipo A y B las pérdidas secundarias ocupan una menor parte de la altura del canal que en las cascadas de tipo C.</li> <li>-Las características de cascada obtenidas durante la primera etapa, demostró que en áreas subsónicas el nivel de las pérdidas de la cascada B era 0.005 y 0.006 menos que en las cascadas con</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>-La disminución del diámetro de la turbina de generación permite abaratar los costos de producción y mantenimiento de turbinas con álabes de enfriamiento y reducir el peso y dimensiones.</li> <li>-La reducción de los diámetros manteniendo la velocidad radial constante lleva a incrementar la altura de los álabes respectivamente y a disminuir el espacio en la punta, lo que incrementa la carga dinámica de los gases en los rotores, y con esto la velocidad y el torbellino de salida de la turbina, el cual es benéfico para el uso de rotores contra-rotativos.</li> <li>- Un cambio de área en la turbina generadora de una etapa lleva a disminuir la temperatura del rotor, el cual puede ser usado para incrementar el área a la salida en un 30%, por lo cual se puede ahorrar el uso de flujo de enfriamiento en la segunda etapa. Lo cual en la práctica sería cambiar la segunda etapa de una turbina</li> </ul>
--------------------------	--	--	--	---

	<p>eficiencia de valuación (rating) y estática para las componentes de giro a la salida de la turbina.</p> <p>- El cambio de la razón de velocidades generó cambios en el valor en el cual ocurría la división de trabajo en los rotores para los puntos máximos de eficiencia en general</p>	<p>- Para las etapas de turbina que requieren enfriamiento, las etapas contra-rotativas proveen una reducción sustancial de las pérdidas de enfriamiento, debido a la eliminación de los álabes estacionarios, los cuales requieren mayor enfriamiento que las coronas estatoras, además de reducir las pérdidas por fugas.</p> <p>- Las turbinas contra-rotativas presentan una potencia específica y eficiencia mayores y la posibilidad de balancear los momentos angulares y los efectos giroscópicos, teniendo un uso potencial en el uso de motores de aviación de alto rendimiento y en turbinas de gas de baja velocidad.</p> <p>- El diseño preliminar de este tipo de turbina indicó que se requerirían controles para mantener las velocidades de rotación deseadas en los discos.</p>	<p>los tipos A y C, lo que testifica la efectividad de las cascadas con bajos ángulos de desviación.</p> <p>-La cascada tipo A demostró ser más sensible a la apertura meridional y tener un incremento de las pérdidas y de la distribución de estas a lo largo de la altura del canal, a diferencia de la tipo B y C en los que el nivel de pérdida se mantuvo a pesar de los cambios en la altura del canal.</p> <p>-El uso de turbinas contra-rotativas permitiría cumplir con los requerimientos de peso, eficiencia de combustible, dimensiones y costo.</p> <p>-La característica de los motores con rotores contra-rotativos sería el poder tener álabes guía de bajo ángulo de desviación.</p> <p>-Las cascadas en contra-rotación mostraron tener una eficiencia de dinámica de gases alta.</p>	<p>generadora con coronas de álabes subsónicos a una turbina de una etapa con álabes supersónicos.</p> <p>- En un motor, teniendo una etapa individual de turbina generadora y una en contra-rotación para la turbina de potencia, el número de álabes se puede reducir en un 30-35% comparado con la variante original.</p> <p>- Al tener una etapa de turbina generadora y dos etapas en contra-rotación en la turbina de potencia se puede incrementar la temperatura de entrada de la turbina 100 K más que la variante con dos etapas de turbina generadora. Teniendo un 5% menos de relación de compresión pero manteniendo el mismo consumo específico de combustible.</p> <p>- En la configuración propuesta se pudieron reducir la longitud axial en un 13%, el número de álabes de la turbina generadora hasta en un 35-40% y en la primera etapa de la turbina de potencia en un 45-50%.</p>
--	---	---	---	---

## 1.4. Uso de las turbinas contra-rotativas en la actualidad

El estudio de las turbinas contra-rotativas ha sido esporádico desde sus inicios, y a partir de la década de los noventa no existe una línea de investigación continua como la de precursores ya mencionados de la contra-rotación, por lo que no existen metodologías para el análisis y diseño de turbinas con esta configuración, aunado al hecho de que las investigaciones al respecto se están llevando de manera cada vez más independiente por los países que tienen la infraestructura para desarrollar la nueva generación de motores de aviación, principalmente China e India, lo que en conjunto provoca que sea más complejo el estudio de esta tecnología.

Sin embargo, el hecho de no contar con una línea de investigación continua y de que se siguen publicando trabajos de estudio de distintos fenómenos en las turbinas contra-rotativas, no impidió que las empresas de motores de aviación como General Electric, Pratt & Whitney y Rolls Royce desarrollaran sus primeros motores operando con turbinas contra-rotativas (junto con compresores de igual configuración), llevándolos a crear las nuevas generaciones de motores de alta eficiencia.

Lamentablemente, los trabajos de investigación y desarrollo de las tecnologías utilizadas en los motores de aviación y posterior desarrollo y aplicación por las empresas, se encuentran altamente restringidos y se limitan a mencionar de manera general los beneficios y mejoramientos de eficiencia que conlleva la implementación de estas tecnologías, siendo en raras ocasiones descritas las formas por las cuales se obtienen dichos beneficios.

Para entender el futuro de las turbinas contra-rotativas es necesario hablar de los primeros motores de aviación fabricados que aplicaron la configuración de turbina y compresores de flechas múltiples contra-rotativas, lo cual servirá también para formar un contexto tecnológico que permita tener un panorama de la dirección que tomará el desarrollo de los motores de aviación en el futuro y sus aplicaciones.

### 1.4.1. El Pratt & Whitney F-119

Durante la década de los setentas, la Fuerza Aérea de los EU (*USAF* por sus siglas en inglés) promovió la necesidad de desarrollar una nueva aeronave de combate de superioridad aérea que sustituyera a los F-15 Eagle, en gran medida por la carrera armamentista con la URSS y por otra parte que los EUA habían

detectado la puesta en vuelo de los prototipos de la nueva generación de aviones caza de Unión Soviética, el Mig-29 y el Su-27. Algunos años más tarde, la USAF estableció los requerimientos para un nuevo avión de combate que incorporara los últimos avances tecnológicos en construcción, propulsión, mantenimiento, aviónica y capacidades de sigilo (*stealth*).

En 1986, la USAF entregó los contratos para desarrollar una aeronave avanzada de combate táctico de demostración a los dos equipos de la industria aeronáutica compitiendo, uno integrado por Lockheed Martin-Boeing-General Dynamics y el otro por Northrop-McDonnell Douglas y dos equipos para el diseño de la planta motora de la futura aeronave, conformados por Pratt & Whitney y General Electric.

Posteriormente, los equipos de diseño de la aeronave produjeron dos prototipos cada uno, utilizando respectivamente el YF-119 de P&W y el YF-120 de GE. El equipo de Northrop desarrolló la aeronave YF-23A, donde enfatizaban el uso de las capacidades de sigilo, mientras que el equipo de Lockheed se enfocó en el empuje por toberas vectoriales para tener un mayor control aerodinámico en su aeronave denominada YF-22. En 1991, después de rigurosas pruebas y horas de vuelo, la USAF anunció que Lockheed había ganado la competencia de la aeronave y P&W la del desarrollo de la planta motriz<sup>4</sup>. En la figura 1.4.1-1 se muestra una línea de tiempo para apreciar la utilización del F119.

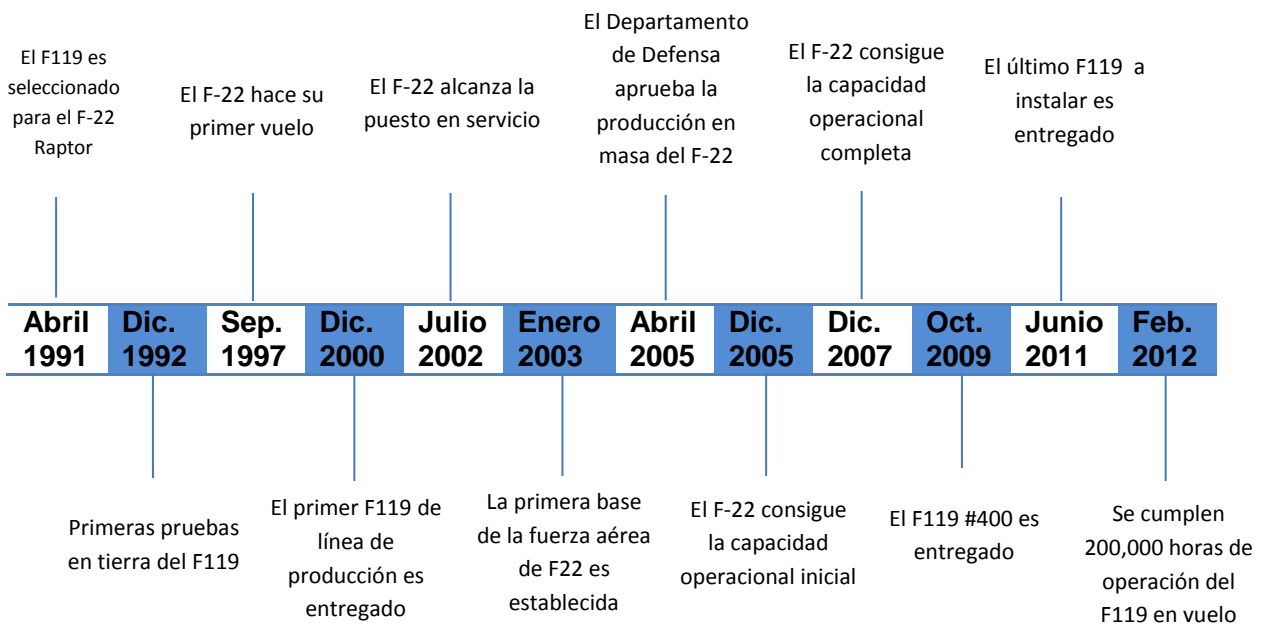


Figura 1.4.1-1 Cronología del diseño y puesta en operación del F119.

## Características

El motor turbofan F119 de Pratt & Whitney fue el primer motor de combate de quinta generación, el cual combina tecnología de sigilo y mayor eficiencia de propulsión vectorial junto con gran maniobrabilidad y una alta relación empuje-peso. Además cuenta con la habilidad de operar en régimen supersónico sin la necesidad de usar postquemadores (llamada *supercruise*), lo cual representa una gran eficiencia sin comprometer el alcance. El F119 es considerado uno de los motores más avanzados construidos hasta la actualidad y único en su clase debido a sus características. En la figura 1.4.1-1 se muestra el diseño del F119:

- ❖ Configuración: turbofan aumentado (con postquemadores) de dos flechas.
- ❖ Potencia: 35 000 libras fuerza (156 kN) con postquemador.
- ❖ Sistema de compresión: Rotores duales contra-rotativos de flujo axial de baja relación de aspecto y niveles altos de carga por etapa, compuesto por 3 etapas de ventiladores y un compresor de 6 etapas de presión alta con álabes más anchos que ofrecen mayor resistencia y eficiencia, los cuales proporcionan una relación de compresión de 26.8 a máxima potencia. Con discos rotores de álabes integrados para mayor durabilidad (*blisk*)
- ❖ Cámaras de combustión: anulares con tecnología *Floatwall* (pared flotante) que consiste en paneles aislados resistentes a la oxidación mediante un recubrimiento de cobalto, haciéndolas más durables y disminuyendo los ciclos de mantenimiento.
- ❖ Turbinas: 2 rotores de turbinas axiales contra-rotativas. Una turbina de alta presión para las etapas de ventiladores y una turbina de baja presión para el compresor con perfiles aerodinámicos optimizados.
- ❖ 40% menos partes que sus contemporáneos, lo que incrementó el periodo de tiempo entre ciclos de mantenimiento, facilitando éste a su vez.

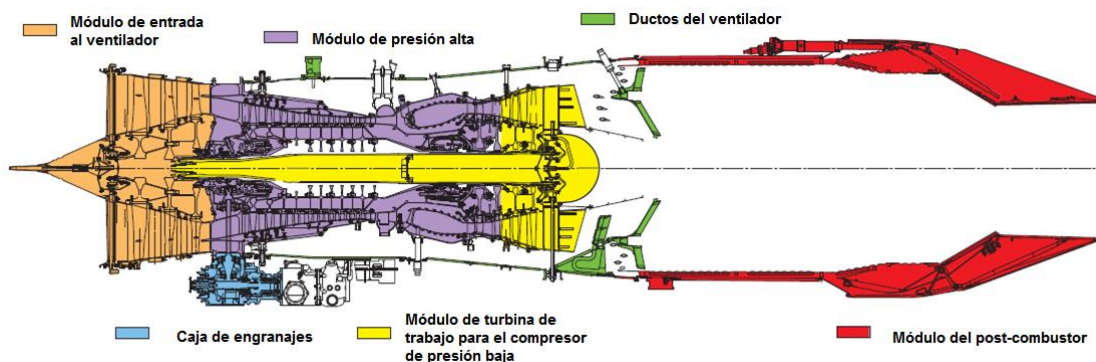


Figura 1.4.1-2 Motor turbofan F119 de turbinas contra-rotativas Pratt & Whitney. Usado en el F-22 y posteriormente en el F-35 Lightning. En éste se muestra la configuración contra-rotativa de las turbinas.

#### 1.4.2. El Trent 900 de Rolls Royce

En 1988 debido a los requerimientos de mayor propulsión y de ventiladores más grandes de las nuevas generaciones de aeronaves de largo alcance como el Boeing 777 y el Airbus A330, Rolls Royce comenzó a realizar diseños detallados de su nueva línea de motores denominados Trent, que conformarían una familia de turbofans de derivación alta desarrollados a partir del RB-211 con un rango de empuje de entre 53 000 – 95 000 lbf (236 – 423 kN), los cuales tenían como objetivo proveer flexibilidad para acoplar dos tamaños distintos de ventiladores mediante una disposición de tres flechas con bases independientemente escaladas, con la finalidad de extender la aplicación en otras aeronaves como el A340-500/600, el A3XX (que posteriormente sería denominado A380), y todas las versiones de los Boeing 747, 767 y 777 entre otros.

En 1996, Rolls Royce firmó un acuerdo con Airbus para desarrollar un motor de 4ta generación para el A3XX (A380) que también estaba en fase de diseño preliminar, denominado posteriormente como Trent 900, el cual incluiría la misma filosofía de diseño de su clase al tener tres flechas concéntricas y como meta de diseño, alcanzar a certificar 355.9 kN (80 000 lbf) de potencia. En este motor se implementó una versión de menor peso del ventilador del Trent 8104 (clase 800) para poder usar accesorios en común, con un núcleo incrementado a partir del Trent 500 para empatar los requerimientos de flujo de una aeronave de tal magnitud.

Para la creación del Trent 900, Rolls Royce compartió los trabajos y gastos con socios de varios países: *Industria de Turbo Propulsores* de España (turbina de baja presión), *Hamilton Sundstrand* de EUA (controles electrónicos), *Avio S.p.A.* de Italia (módulo de engranajes), *Marubeni Corporation* de Japón (componentes del motor), *Volvo Aero* de Suecia (cubierta del compresor de presión intermedia), *Goodrich Corporation* de EUA (cubierta del ventilador y sensores) y *Honeywell* de EUA (sistemas neumáticos). Además de colaborar con *Samsung Techwin*, *Kawasaki Heavy Industries* y la *Ishikawa-Harima Heavy Industries*.<sup>5</sup>

Finalmente el 17 de mayo del 2004, el Trent 900 hizo su primer vuelo a bordo del Airbus A340-300 reemplazando al CFM56-5, logrando obtener su certificado de tipo por la EASA el 29 de octubre del 2004 y por la FAA dos años después y desde el 2007 British Airways anunció la selección del Trent 900 para propulsar 12 aeronaves Airbus A380, siendo los primeros en utilizarlo a nivel comercial.

El Trent 900 se diseñó en dos rangos de empuje, capaces de alcanzar hasta 84 mil lbf (374 kN) gracias a su ventilador de barrido posterior y 15% menos peso en

los álabes. Sin embargo, lo realmente novedoso en el T-900 fue la implementación para motores comerciales de tres flechas contra-rotativas, las cuales logran una mayor eficiencia de trabajo, menor consumo específico de combustible y menor peso, haciéndolo el motor más ligero y adecuado para el A380. Además, el uso de esta tecnología permitió proveer como retroalimentación que es una tecnología de bajo riesgo y con grandes beneficios para el desarrollo de nuevos motores. En la figura 1.4.2-1 se muestra la distribución y el acoplamiento de los componentes de compresión/expansión en cada flecha.

### Características

- ❖ Configuración: Turbofan de derivación alta (7.7 – 8.5) de tres flechas.
- ❖ Potencia: 70 000 – 77 000 lbf (334 – 343 kN), pudiendo alcanzar hasta 84 000 lbf en despegue (374 kN).
- ❖ Sistema de compresión: Ocho etapas de presión intermedia y seis etapas de compresores de presión alta en contra-rotación, con una relación de compresión de 39.
- ❖ Cámara de combustión: una sola cámara de combustión anular de bajo consumo de combustible de bajas emisiones de  $NO_x$ .
- ❖ Turbinas: una etapa de alta presión, una etapa de presión intermedia y 5 etapas de presión baja en contra-rotación.
- ❖ Ventilador con 24 álabes de 116" (2.95 m), una longitud de 215.65" (5 477.5 mm) y un peso seco de 6 246 kg.

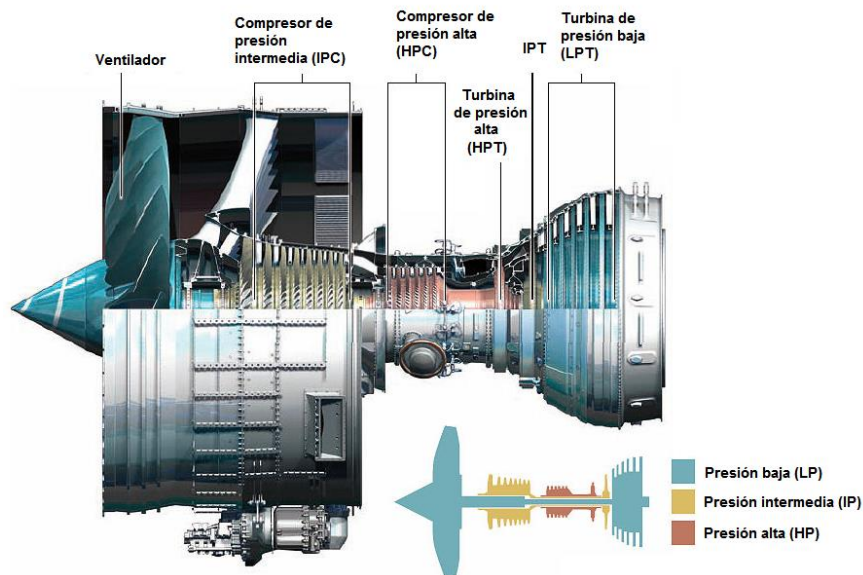


Figura 1.4.2-1 Trent 900 con una configuración de tres flechas contra-rotativas

### 1.4.3. Quinta generación de motores comerciales

Debido al paso acelerado con que se desarrollan nuevas tecnologías y la búsqueda permanente por hacer más eficientes los medios de transporte, las empresas crean series de productos en paralelo y/o de manera consecutiva, no siendo la excepción las empresas dedicadas a la aviación tanto comercial como militar, por lo cual existe una cerrada competencia por desarrollar y poseer las tecnologías más avanzadas generando una constante evolución ingenieril que dando paso a la creación de los motores de quinta generación.

El primer motor de esta nueva generación fue diseñado por Rolls Royce después de que en abril del 2004 Boeing los seleccionó junto a General Electric para desarrollar una planta motriz para su nueva línea de aeronaves B-787 Dreamliner. El motor desarrollado por RR fue denominado como el Trent 1000, el cual usa tecnologías optimizadas del Trent 800 y 900 como el uso de flechas contra-rotativas, realizando su primer vuelo en 2006, recibiendo su certificación un año después y entrando en servicio comercial desde el 2011 a la fecha.

En contraparte a Rolls Royce, para el mismo proyecto, General Electric se dedicó al diseño de una nueva línea de motores denominada GEnx (*General Electric Next Generation*), desarrollado a partir de la arquitectura del motor turbofan GE90 (uno de los motores más potentes y grandes de la historia de la aviación), implementando nuevas tecnologías incluyendo flechas contra-rotativas por primera vez en General Electric. El primer motor de la serie, el GEnx-1B realizó sus primeras pruebas en 2006, realizando su primer vuelo un año después y con entrada en servicio en el 2008 y el segundo motor de la serie en 2010.

Por su propia parte, Pratt & Whitney está llevando a cabo un enfoque novedoso de aplicación de nuevas tecnologías como el uso de turboventiladores con caja de engranajes para reducir la velocidad de giro y la implementación de flechas contra-rotatorias en la familia de motores denominada PW-1000 que servirán como plantas motrices para aviones comerciales de mediana capacidad y de corto alcance, es decir para vuelos regionales. En 2008, la serie PW-1000 realizó su primer vuelo en una aeronave de pruebas y a principios del 2013 su primer vuelo a bordo de un B747, por lo que las versiones finales y su producción comenzará a finales del 2013, teniendo un desarrollo planeado de otras versiones de esta familia hasta el 2018. C

A continuación en la tabla 1.4.3-1 se presenta una tabla comparativa de los motores que implementan flechas contra-rotativas en la actualidad con sus características generales y aeronaves de aplicación:



Tabla 1.4.3-1 Comparativo de los motores de quinta generación que utilizan turbinas contra-rotativas

Fabricante	Nombre	Características	Tecnologías	Reemplazo de:	Potencia	Servicio para:	Puesta en servicio
General Electric	GEEx-1B	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Capacidad media</li> <li>- Gran alcance</li> <li>- 1 ventilador (184.7") / 4 LPC / 10 HPC / 2 HPT / 7 LPT</li> <li>- Bajas emisiones de CO y NOx</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Flechas contra-rotativas</li> <li>- Álabes del ventilador en materiales compuestos</li> <li>- C. de C. TAPS (<i>Twin Annular Premixed Swirler</i>)</li> <li>- Blisks</li> </ul>	CF-6 GE-90	53 200 – 74 100 lbf (237 – 330 kN)	B 787-3/8/9	2008 (Certificación FAA)  2012 (En vuelo comercial)
	GEEx-2B	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 13% mayor eficiencia de combustible</li> <li>- Ventilador más pequeño (169.7")</li> <li>- 1 ventilador / 3 LPC / 10 HPC / 2 HPT / 6 LPT</li> <li>- Booster</li> </ul>	Mismas que el GEEx-1B más: <ul style="list-style-type: none"> <li>- Booster de alta eficiencia</li> <li>- Álabes de turbinas 3D</li> </ul>	CF-6 GE-90	66 500 lbf (296 kN)	B 747-8/8F	2010 (Certificación FAA)  2011 (En vuelo comercial)
Rolls Royce	Trent 1000	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Uso de 3 flechas</li> <li>- Derivación de 10</li> <li>- 1 ventilador (112") / 6 HPC / 8 IPC / 1 HPT / 1 IPT / 6 LPT</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Flechas contra-rotativas</li> <li>- ESS (<i>Heated Engine Section Stators</i>) como sistema anti hielo</li> </ul>	Trent 900	53 000 – 78 000 lbf (236 – 347 kN)	B 787-8/9/10	2007 (Certificación FAA) 2011
Pratt & Whitney (PurePower)	PW-1000G	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Para una capacidad de pasajeros desde 76 hasta 230</li> <li>- 1 Ventilador / 1 caja de engranajes / 2 ó 3 LPC / 8 HPC / 2 HPT / 3 LPC</li> <li>- 75% menos ruido</li> <li>- Bajas emisiones de CO y NOx</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Flechas contra-rotativas</li> <li>- Caja de engranajes para el ventilador (<i>geared fan</i>)</li> <li>- C. de C. TALON X de 50% menos emisiones</li> </ul>	PW - 6000	15 000 – 33 000 lbf (67 – 147 kN)	-Mitsubishi Regional Jet -Bombardier CSeries -Airbus A320neo -Embraer E-Jets E2	2013 (Certificación FAA)  2015 – 2020 (En vuelo comercial)

## **CAPÍTULO II**

### **“Teoría de turbinas contra-rotativas”**

## CAPÍTULO II

### “TEORÍA DE TURBINAS CONTRA-ROTATIVAS”

#### 2.1. Enfoques de diseño de turbinas gas

Desde la primera aplicación del motor a reacción en la década de 1930, los ingenieros han buscado el desarrollo de nuevas tecnologías que permitan mejorar su eficiencia y operación. La introducción del motor Turbofan en 1943 logró un progreso significativo para tener una operación más eficiente de los motores de propulsión.

Los trabajos de investigación y desarrollo que siguieron a la implementación del Turbofan se enfocaron principalmente en mejorar la relación de presiones, la cual al incrementarse también aumenta el trabajo, como se puede observar a partir de la figura 2.1-1, en ésta se muestran los diagramas del ciclo ideal Joule-Brayton que rige las turbinas de gas.

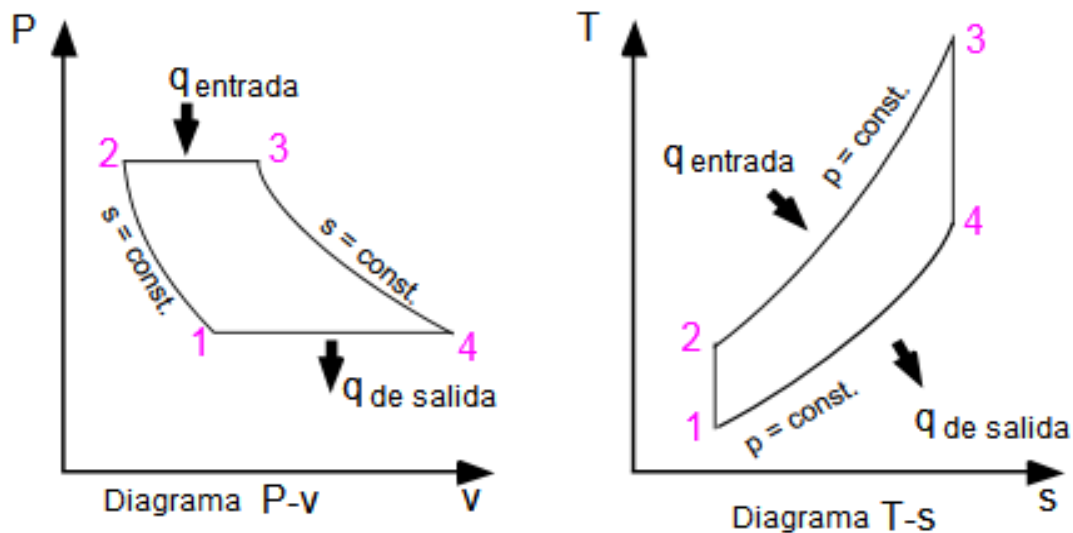


Figura 2.1-1 Diagramas del ciclo Joule-Brayton ideal.

Desde el punto de vista termodinámico, existen dos métodos para incrementar el trabajo producido por un motor a reacción; al observar el diagrama de Presión – Volumen se puede apreciar que incrementando la presión del punto 2 se podrá obtener mayor trabajo de flujo, extendiendo los límites del proceso y con esto el área del diagrama y el trabajo producido.

Sin embargo, debe tomarse en cuenta que el valor de presión del punto 2 deberá calcularse y considerarse como límite de acuerdo a la relación de compresión óptima, ya que de sobrepasarse, se incrementará el número de etapas requerido y el peso, así como la cantidad de trabajo que se necesitará disponer de la turbina para seguir comprimiendo, provocando también mayor entropía lo cual se traduce en pérdidas y con esto, una disminución del trabajo y la eficiencia.

La segunda metodología para incrementar el trabajo parte del diagrama de Temperatura – Entropía, una vez que se ha definido la magnitud de  $P_2$  se puede obtener fácilmente  $T_2$  y tomando este valor como fijo se puede apreciar que la única forma restante de incrementar el área del ciclo, y por tanto el trabajo, es aumentando la  $T_3$  que corresponde a la temperatura de entrada a la turbina, la cual dependerá de características como la temperatura de la combustión y las propiedades de los materiales.

En la figura 2.1-2 se pueden observar los cambios en las propiedades termodinámicas que se llevan a cabo en la parte de la turbina de acuerdo con el ciclo Joule.

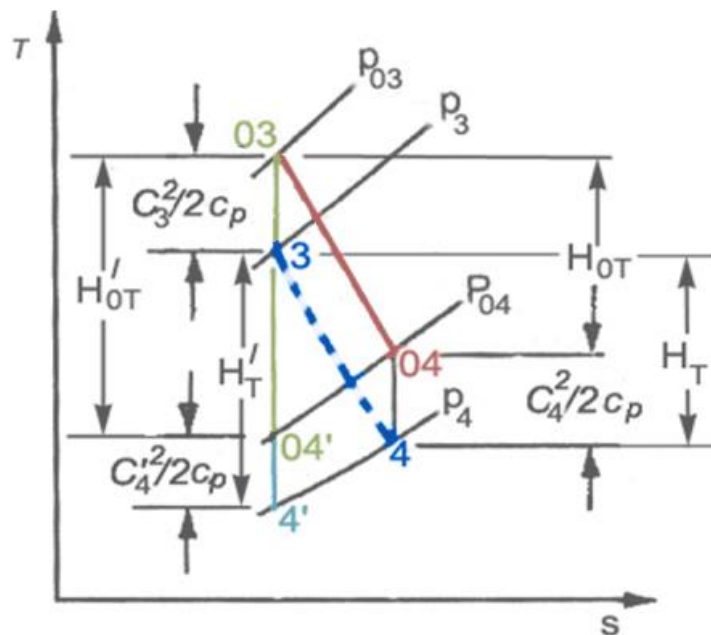


Figura 2.1-2 Diagrama termodinámico de una turbina en el Joule.

De acuerdo a este diagrama, el punto 03 sirve de referencia para determinar los valores de temperatura y entropía estáticos y corresponde a la salida del flujo de la cámara de combustión. La línea verde describe el comportamiento en condiciones ideales de la turbina, la cual se considera isentrópica y se observa que los parámetros totales de temperatura y presión disminuyen hasta el punto 04' debido a la expansión y la entrega de trabajo realizado. La línea roja corresponde al comportamiento real y con pérdidas en las mismas condiciones totales de presión y temperatura, las cuales llegan hasta el punto 04.

A partir de estos dos valores de condiciones totales, se pueden calcular los puntos de la temperatura y entropía estáticos (correspondientes a la línea azul punteada y la línea aguamarina debajo de la temperatura ideal total) restando el valor de la energía cinética que se ha transformado en presión y temperatura, también conocido como la cabecera dinámica, definiendo así los puntos 4' y 4 de temperatura estática ideal y temperatura estática real respectivamente.

Las desviaciones que existen entre el proceso ideal y el real se deben a irreversibilidades en el proceso de expansión debido a pérdidas por fricción principalmente y la divergencia que existe entre la línea de temperatura isentrópica del proceso ideal y el real es un parámetro que se denomina eficiencia isentrópica,

Como se mencionó anteriormente, una de las formas de incrementar el trabajo producido por la turbina es mediante el aumento de la temperatura de la cámara de combustión y para dicho fin se desarrollaron sistemas de enfriamiento los cuales se empezaron a emplear hace algunas pocas décadas, estos últimos proporcionan enfriamiento a los álabes de turbina de las primeras etapas, permitiendo con esto, tener mayores temperaturas a la salida de la cámara de combustión.

La utilización de esta clase de sistemas también supone pérdidas y hacen que los costos de fabricación y mantenimiento se incrementen, por lo que el aumento de la temperatura permisible de entrada a la turbina estará sujeto a la tecnología de materiales disponibles, lo cual ha llevado a los ingenieros a buscar nuevos enfoques de diseño para el mejoramiento de la eficiencia.

Los métodos mencionados para aumentar el trabajo están planteados desde el punto de vista termodinámico, sin embargo, también se pueden poner en práctica técnicas aerodinámicas para tener máquinas más eficientes. Una de las técnicas aerodinámicas para el diseño de turbomáquinas más eficientes se puede deducir al tomar en cuenta la ecuación de Euler de turbomaquinaria.

### 2.1.1. Ecuación de Euler de turbomaquinaria

La ecuación de turbomaquinaria establecida por Leonhard Euler es la herramienta fundamental para el diseño preliminar de componentes de turbomáquinas, como compresores axiales, bombas, turbinas axiales y turbinas de Pelton, debido a que esta ecuación expresa la energía intercambiada en los rotores de las turbomáquinas y con ésta se pueden calcular sus eficiencias. A partir de la aplicación de la Segunda Ley de Newton, se puede obtener información muy útil acerca de la dinámica de un rotor para realizar análisis en los procesos de transferencia de energía en estos elementos.

Para un sistema de masa  $m$ , la suma vectorial de los momentos de todas las fuerzas externas actuando en un sistema sobre un eje de referencia arbitrario fijo en el espacio  $A - A$ , es igual a la razón de cambio en el tiempo del momento angular del sistema de ese eje, es decir:

$$\tau_A = m \frac{d}{dt}(rc_\theta) \quad (2.1)$$

Donde  $r$  es la distancia del centro masa al eje de rotación, medido a lo largo de la normal hacia el eje y  $c_\theta$  es la componente de velocidad perpendicular al eje y al vector del radio  $r$ . Se puede obtener la Ley de Conservación de Momento Angular a partir del volumen de control de la figura 2.1.1-1, que muestra la forma de un rotor de una turbomáquina generalizada.

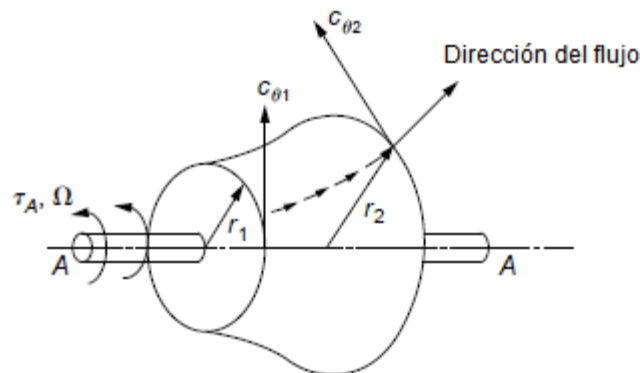


Figura 2.1.1-1. Volumen de Control para una turbomáquina

Se tiene que el fluido entra al volumen de control a un radio  $r_1$  con una velocidad tangencial  $c_{\theta 1}$  y sale a un radio  $r_2$  con una velocidad tangencial  $c_{\theta 2}$ . Para un flujo estacionario y unidimensional se obtiene:

$$\tau_A = \dot{m}(r_2 c_{\theta 2} - r_1 c_{\theta 1}) \quad (2.2)$$

Lo cual indica que la suma de momentos de las fuerzas externas actuando en el fluido que ocupa temporalmente el volumen de control es igual a la razón de cambio del tiempo del flujo que sale del volumen de control con un dado momento angular.

Para una turbina girando a una velocidad angular  $\Omega$ , la razón de cambio a la cual el fluido ejerce trabajo sobre el rodete es:

$$\tau_A \Omega = \dot{m}(U_1 c_{\theta 1} - U_2 c_{\theta 2}), \quad (2.3)$$

Donde la velocidad del álabe  $U = \Omega r$ .

Así pues, el trabajo hecho en los álabes por el fluido por unidad de masa o trabajo específico es:

$$\Delta W_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = U_1 c_{\theta 1} - U_2 c_{\theta 2} > 0 \quad (2.4)$$

La cual es conocida como la ecuación de Euler para turbinas. Se puede notar que para cualquier turbomáquina adiabática ya sea compresor o turbina, aplicando la ecuación de conservación de la energía se tiene:

$$\Delta W_x = (h_{01} - h_{02}) = U_1 c_{\theta 1} - U_2 c_{\theta 2} \quad (2.5)$$

La cual se puede escribir alternativamente como:

$$\Delta h_0 = \Omega(r_1 V_{w1} - r_2 V_{w2}) \quad (2.6)$$

Mediante las suposiciones mencionadas para derivar esta ecuación, se puede afirmar que esta ecuación es válida para flujos adiabáticos para cualquier línea de corriente a través de las coronas de álabes de una turbomáquina, y es aplicable

tanto a flujo viscoso como no viscoso, debido a que el momento (torque) transmitido por el fluido sobre los álabes puede ser ejercido por fuerzas de presión o de fricción. Estrictamente hablando, esta ecuación es sólo válida para un flujo estacionario pero puede ser usado también para un flujo no estacionario promediando el tiempo durante un período suficientemente largo.

Sin embargo, la fricción en la flecha y la carcasa de una turbomáquina pueden provocar cambios locales de momento angular que no se toman en cuenta en la ecuación de Euler. También debe notarse que para una corona de álabes estacionarios (estator) la velocidad radial  $U = 0$  por lo que la entalpía inicial  $h_0 = constante$ . En otras palabras, los estatores no transfieren trabajo al o desde el fluido y su aplicación es únicamente la de direccionar el flujo. La ecuación 2.6 es una aproximación que permite evaluar los factores principales en el incremento (compresor) ó decremento (turbina) de la energía total del fluido a lo largo de una etapa de turbina.

A partir de la ecuación de Euler se puede notar que existen dos maneras de mejorar el trabajo por etapa: una por medio de un incremento en la velocidad del rotor y la otra, mediante un aumento del cambio de la velocidad tangencial a lo largo del rotor.

El enfoque de diseño más utilizado fue el de incrementar las velocidades de los rotores, resultando en la creación de compresores y turbinas supersónicas, los cuales tienen una capacidad mayor de trabajo que sus contrapartes subsónicas, pero acarreado consigo problemas como mayores fuerzas centrífugas, pérdidas viscosas y pérdidas por ondas de choque, como se puede observar en la figura 2.1.1-2.

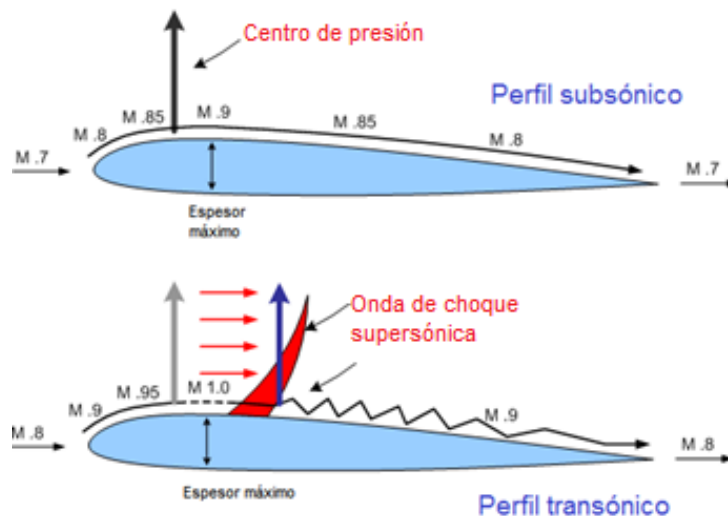


Figura 2.1.1-2 Distribución del número de Mach en un perfil subsónico y transónico.



Consecuentemente, un incremento del cambio de la componente tangencial de la velocidad absoluta en el rotor se considera como la segunda forma de incrementar el trabajo por etapa. La cantidad del cambio de la componente tangencial depende de las condiciones de entrada y salida del flujo y la cantidad de giro que el álabe pueda impartirle a éste. La contra-rotación en los compresores y turbinas es una consecuencia de la aplicación de este segundo enfoque para incrementar el trabajo mediante la ecuación de Euler, a continuación se muestran esquemas de triángulos de velocidad, con los cuales se puede analizar este concepto.

En la figura 2.1.1-3 se muestra el diagrama de una turbina de giro simple compuesta por una corona estatora después de la primera etapa. En ésta se aprecia que la componente tangencial de la velocidad absoluta ( $V_{u,1}$ ) depende del ángulo de salida al que se encuentre la velocidad absoluta de salida del estator ( $V_1$ ), medido desde la dirección axial. Además, la velocidad absoluta es significativamente menor al pasar por el rotor, debido a la energía cinética que el fluido transfiere al álabe, mientras que la componente tangencial de la velocidad relativa aumenta a la salida del rotor, ya que el fluido incrementa su velocidad relativa con respecto al álabe que le sigue el cual se encuentra estático.

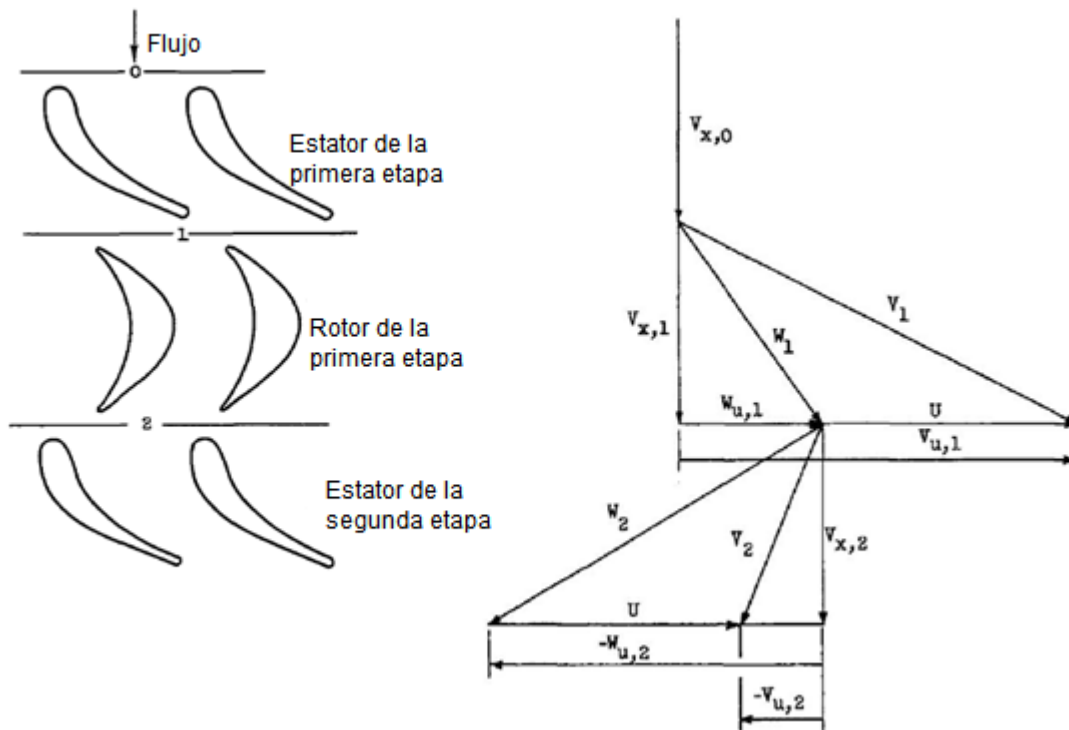


Figura 2.1.1-3. Diagrama de velocidades de una turbina de giro simple

En la figura 2.1.1-4 se aprecia la configuración de los triángulos de velocidad de una etapa de turbina contra-rotativa de acuerdo a Wintucky y Stewart. Al compararla con la turbina de giro simple, la componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida del primer rotor es evidentemente mayor que en la anterior, lo cual se debe a que el triángulo correspondiente a la salida del rotor en la sección 2 se modifica debido a que la velocidad relativa  $w_2$  no es la misma con la que entrará al rotor en la sección 3, como en el caso de la turbina de giro simple, ya que en ésta, la corona posterior al rotor se conformaba de álabes estáticos.

Dado que en este caso se tiene otro rotor enseguida, se considerará la componente de la velocidad radial de este rotor, la cual provoca que la velocidad relativa a la salida de la sección 2 aumente, y a su vez su componente tangencial, incrementando a su vez la componente tangencial absoluta  $V_{u,2}$ , en la cual se considera la nueva velocidad relativa de entrada  $w_3$ .

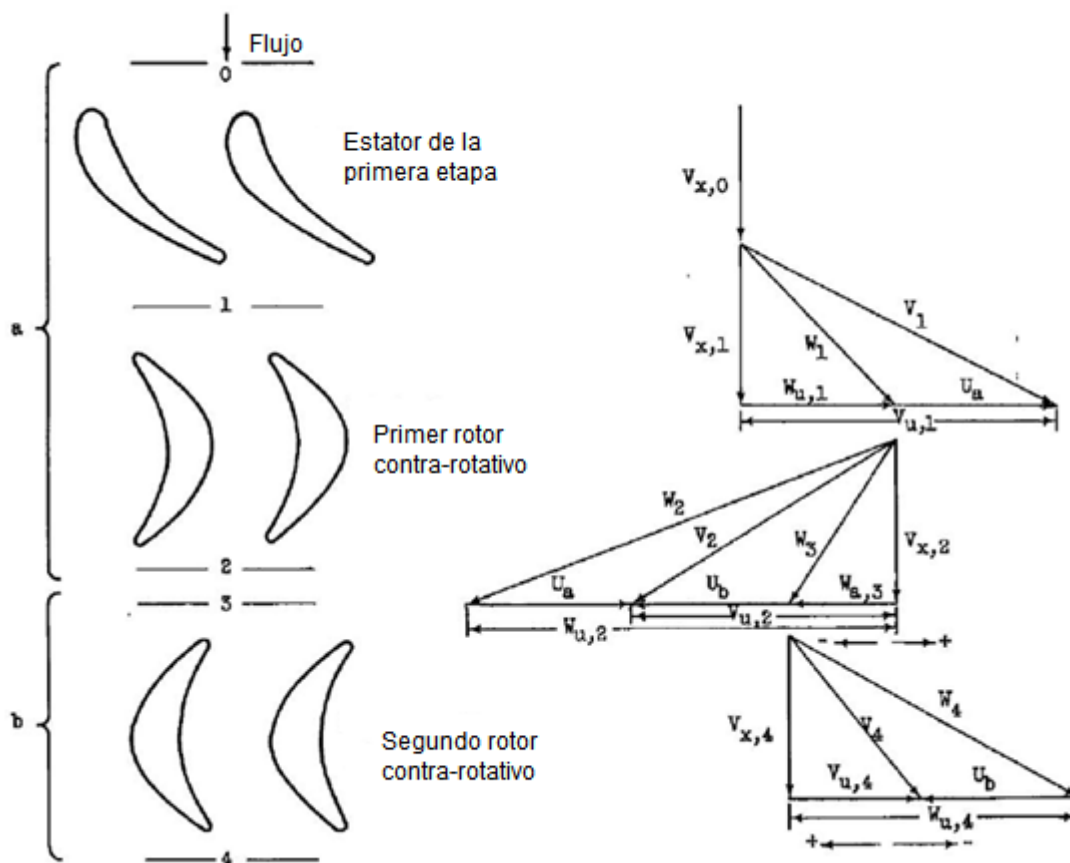


Figura 2.1.1-4. Triángulos de velocidades de una turbina contra-rotativa de una etapa

Debido al aumento en la componente tangencial absoluta a la salida en la sección 2, la diferencia presente en la ecuación de Euler entre estas componentes será mayor en una turbina contra-rotativa que en una de giro simple, teniendo como resultado el aumento del trabajo realizado por cada etapa.

## **2.2. Fundamentos aero-termodinámicos de turbinas axiales aplicados a turbinas contra-rotativas**

Las turbinas axiales, al igual que los compresores axiales, consisten de una o múltiples etapas, donde el flujo es acelerado en un estator tobera y después pasa a través de un rotor. En el rotor, el fluido de trabajo cede su cantidad de movimiento hacia el rotor, el cual convierte la energía cinética en potencia de salida. Dependiendo del requerimiento de potencia, este proceso se puede repetir mediante varias etapas transmitiéndole energía a una flecha para producir trabajo y así poder operar accesorios, un compresor, un fan o ambos, los cuales incrementan la energía interna del fluido antes de que sea usado en la cámara de combustión para así proporcionarle la energía necesaria para moverse a un fan o una propela y que éstas generen la potencia necesaria para producir el empuje para operar una aeronave.

Debido a que las turbinas operan con un gradiente de presión favorable, es posible tener una caída de presión mucha mayor por etapa que en el caso de los compresores, por lo tanto, una sola etapa de turbina puede proporcionarle la energía necesaria a varias etapas de un compresor axial. Además, dado que en la turbina siempre se trata de acelerar al fluido y que se opera con un gradiente de presión favorable, los fenómenos de bloqueo, de entrada en pérdida y de separación del flujo no afectan en gran medida.

### **2.2.1. Coeficiente de carga por etapa (factor de trabajo)**

Es un parámetro de diseño definido como la razón de cambio de la entalpía de estancamiento o energía mecánica ( $\Delta h_0$ ) y la energía cinética circunferencial a la salida ( $U^2$ ) a través de la etapa, o en otras palabras la capacidad de trabajo de ésta última, y se define de la siguiente manera:

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{U^2} \quad (2.7)$$

En una turbina adiabática, el cambio de la entalpía de estancamiento a través de una etapa es igual al trabajo específico  $\Delta W$  y para una turbina puramente axial con radio constante se vuelve a utilizar la ecuación de Euler para definir que  $\Delta h_0 = U\Delta C_w$ , por lo que el coeficiente de carga por etapa también se puede definir como:

$$\psi = \frac{\Delta C_w}{U} = \frac{C_a(\tan \alpha_2 + \tan \alpha_1)}{U} = \varphi(\tan \alpha_2 + \tan \alpha_1) \quad (2.8)$$

Donde  $\Delta C_w$  representa el cambio de la componente tangencial de la velocidad absoluta a través del rotor y  $\varphi$  es el coeficiente de flujo definido como:  $\varphi = \frac{C_a}{U}$ . Una etapa con valores bajos de  $\varphi$  implicarán tener un ángulo de escalonamiento alto y ángulos relativos de flujo casi tangentes, mientras que una etapa con valores de coeficiente de flujo altos implicarán ángulos de escalonamiento menores y ángulos de flujo casi axiales. Para una geometría dada y una velocidad de rotación constante, el flujo másico que pasa a través de la turbina se incrementa al mismo tiempo que el coeficiente de flujo.

Por lo tanto, un coeficiente de carga por etapa alto implica una desviación grande del flujo lo cual lleva a obtener triángulos de velocidades asimétricos para poder obtener este grado de desviación<sup>6</sup>. Dado que la carga por etapa es una medida adimensional de la extracción de trabajo por etapa, se desea obtener coeficientes altos para tener menos etapas y que produzcan a su vez el trabajo requerido, sin embargo valores altos de este coeficiente tienen efectos en la eficiencia.

En el caso de las turbinas contra-rotativas, al tener dos o más discos rotores se tendrán velocidades de rotación distintas y rara vez iguales, por lo que deberá tomarse como parámetro de referencia la velocidad más grande, es decir:

$$\bar{\psi} = \frac{\Delta h_0^*}{U_A^2} \quad (2.9)$$

Debido a que la velocidad periférica de la primera corona de álabes es por lo general mayor a la de la segunda, se toma como referencia la primera. Para poder comparar de manera válida la capacidad de carga de diferentes configuraciones, se necesita definir un criterio adicional, llamado factor de carga promedio por corona:

$$\bar{\psi}_r = \frac{\Delta h_0^*}{m} \quad (2.10)$$

Donde  $m$  es el número de corona de álabes de la etapa, por ejemplo, para una etapa convencional,  $m = 2$ , para una etapa de turbina Curtis  $m = 4$ , y para una etapa de turbina contra-rotativa común  $m = 3$ . Este factor podrá ser usado para evaluar el trabajo de salida por unidad de longitud del motor o por unidad de peso del motor, lo cual será un parámetro clave para la comparación de la conveniencia de usar o no la contra-rotación.

Debido a que el coeficiente de carga por etapa o factor de trabajo es una medida adimensional de la extracción de trabajo por etapa, es deseable tener un factor alto ya que esto significaría que se requieren menos etapas para producir el trabajo requerido.

### 2.2.2. Grado de Reacción

El grado de reacción es un parámetro importante de diseño que indica en qué proporción se lleva a cabo la expansión en el rotor comparado con la etapa, es decir, la medida de cuánto contribuye el rotor en la caída de presión de toda la etapa, y se establece como la siguiente relación de entalpías:

$$R_x = \frac{\text{caída de entalpía estática en el rotor}}{\text{caída de entalpía total en la etapa}} \quad (2.11)$$

En el cual, para flujo incompresible se considera que:

$$h_2 - h_3 = \frac{V_3^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \quad (2.12)$$

Si la velocidad axial es la misma arriba y debajo de la corriente del rotor, la igualdad de la ecuación 2.12 se transforma en:

$$h_2 - h_3 = \frac{1}{2}(V_{w3}^2 - V_{w2}^2) = \frac{1}{2}(V_{w3} - V_{w2})(V_{w3} + V_{w2}) \quad (2.13)$$

Y como:

$$h_{01} - h_{03} = U(C_{w2} - C_{w3}) \quad (2.14)$$

Entonces:

$$R_x = \frac{(V_{w3} - V_{w2})(V_{w3} + V_{w2})}{2U(C_{w2} - C_{w3})} \quad (2.15)$$

Siendo:

$$V_{w3} - V_{w2} = C_{w3} - C_{w2} \quad (2.16)$$

Así pues:

$$R_x = -\frac{V_{w3} + V_{w2}}{2U} \quad (2.17)$$

Y sabiendo a partir de los triángulos de velocidades que:

$$V_{w3} = C_a \tan \beta_3 \quad y \quad V_{w2} = C_a \tan \alpha_2 - U \quad (2.18)$$

Entonces el grado de reacción de una turbina se define como:

$$R_x = \frac{1}{2} \left[ 1 - \frac{C_a}{U} (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3) \right] \quad (2.19)$$

Y mediante la utilización del número de flujo, el grado de reacción puede quedar indicado en términos de los ángulos relativos del flujo como:

$$R_x = \frac{\varphi}{2} (\tan \beta_3 - \tan \beta_2) \quad (2.20)$$

### 2.2.3. Casos específicos del grado de reacción

$$R_x = 0$$

$$V_2 = -V_3 \quad y \quad \beta_2 = -\beta_3$$

En este grado de reacción no hay caída de presión en el rotor, toda la caída de presión se lleva a cabo en el estator tobera al inicio. La función del rotor sólo es desviar el flujo impulsándolo. Para un dado ángulo de salida del estator, este tipo de turbina requiere una velocidad axial mucho mayor que una turbina de reacción, ya que todas las velocidades del flujo son mayores, por lo cual su eficiencia es menor que una turbina de reacción.

$$R_x = 0.5$$

$$C_2 = V_3 \quad y \quad \alpha_2 = -\beta_3$$

Esto significa que los triángulos de velocidades son simétricos, es decir que la expansión se lleva a cabo de manera equitativa tanto en el rotor como en el estator a razón de un 50% en cada uno. En otras palabras, dado que  $C_{w2} = -V_{w3}$  para una etapa de reacción, entonces  $|C_2| = |V_3|$  y con la suposición de repetición de la etapa se tiene  $C_1 = C_3$ , lo que provoca en consecuencia que  $\Delta h_{0r} = \Delta h_{0s}$ .

$$R_x < 0$$

En el caso de un grado de reacción menor a 0 se debe prestar especial atención en la fase de diseño para evitar que se presente en alguna etapa de la turbina, en especial en la raíz, ya que no sólo es un caso impráctico sino peligroso. Cuando se presenta este caso, el ángulo  $\beta_1$  es mayor a  $\beta_2$ , lo que en términos prácticos significa que el fenómeno de difusión no transmite energía hacia los álabes, sino que consume energía haciendo que la turbina tenga un retroceso y comience a operar como compresor, bloqueando la salida de los gases de la cámara de combustión, lo cual puede provocar daños en el motor y en la instalación donde se encuentre el equipo, por lo que es un caso impráctico y que debe evitarse.

#### 2.2.4. Etapas y tipos de turbinas

Las turbinas se agrupan y dividen en secciones llamadas etapas, la definición más usada de una etapa de turbina se puede definir como el número mínimo de coronas de álabes necesarias para tener una condición cinética del flujo a la salida igual o similar a la de entrada (por ejemplo, el valor del ángulo de entrada y salida absoluto del flujo). Una etapa de turbina ordinaria consiste en dos coronas de álabes, una de estatores y la otra de álabes rotores, una etapa de turbina Curtis por ejemplo, consiste en cuatro coronas. Las etapas, a su vez se dividen en planos, para comprender y permitir un mejor análisis de las propiedades del flujo dependiendo de su ubicación.

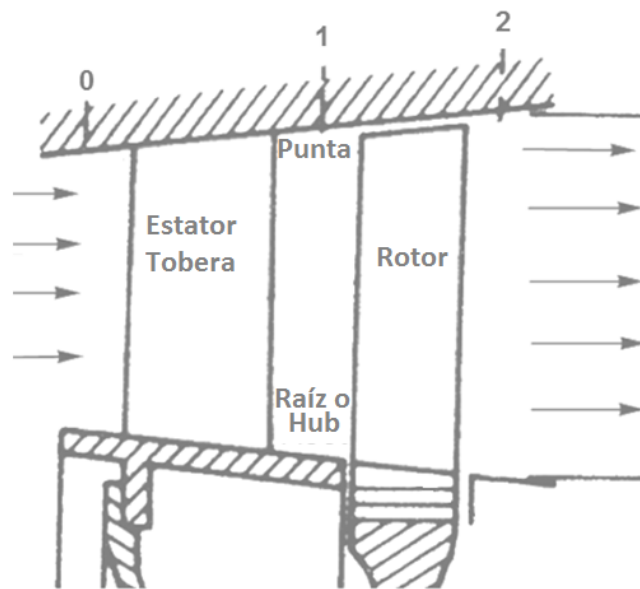


Figura 2.2.4-1. Diagrama general de la primera etapa de una turbina axial compuesta por un estator de tobera y un disco rotor.

En la figura 2.2.4-1 se muestra el diagrama de una etapa de turbina axial, dividida en tres planos. El cálculo se comienza en el plano 0, a la entrada del estator tobera, o simplemente tobera (*stator nozzle*, debido a que la forma de este álabe y sus pasajes tienen la forma de una tobera, con lo cual convierten la energía potencial de la cámara de combustión en energía cinética), posteriormente el flujo sale de la tobera en el plano 1, dando paso al rotor, el cual tendrá las características del flujo a la salida de la tobera, y finalmente la salida estará en el plano 2; en caso de que haya más coronas, dependiendo de su configuración se



podrán enumerar los planos de manera consecutiva o nuevamente del 0 al 2 para cada etapa, según convenga.

El primer problema que se presenta en el análisis de turbinas contra-rotativas es de cuántas coronas consiste una etapa de turbina de este tipo. R. Cai estableció que el concepto de etapa de turbina contra-rotativa es el mismo que el de una turbina axial convencional (número mínimo de coronas de álabes que pueden hacer que la condición de energía cinética de salida sea aproximadamente igual a la condición de entrada).

No obstante los autores Louis, Stewart y Wintucky trabajan con coronas individuales o considerando cada una de éstas como una etapa, por lo que es un concepto relativo. Sin embargo, si se retoma el concepto de turbina contra-rotativa se establece que éstas requieren de dos rotores girando en sentido contrario, pudiendo tener una corona estatora antes y/o después de los rotores, por lo que siguiendo el concepto de Cai, una etapa puede consistir de dos o tres coronas de álabes y aunque el concepto de cuatro coronas no es usado frecuentemente, es válido también.

En este trabajo se utilizará el concepto de etapa de Cai, por el cual una etapa consiste en el número mínimo de coronas de álabes que pueden hacer que la condición de energía cinética de salida, sea aproximadamente igual a la de la condición de entrada. Así pues, una etapa de turbina contra-rotativa estará constituida por al menos dos coronas de álabes; si hay un estator antes o después de los discos rotores, se tomarán como parte de la misma etapa como se puede observar en la figura 2.2.4-2.

Una vez establecidos los planos fundamentales de una etapa de turbina y de cuántas coronas de álabes consiste una etapa, se deben definir los tipos de turbinas, para proceder con su análisis.

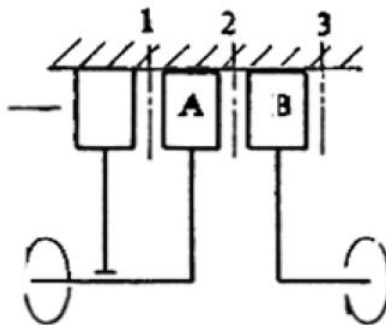


Figura 2.2.4-2. Etapa de una turbina contra-rotativa.

Existen fundamentalmente dos tipos de turbinas, los cuales dependen de la manera en que se lleva a cabo el fenómeno de expansión y difusión del fluido en los álabes:

- Turbinas de impulso.- El flujo con energía alta es acelerado en un estator de tobera convirtiendo la presión en energía cinética, este flujo impacta enseguida con el rotor transfiriéndole energía, después se desvía a través del pasaje entre los álabes. La transferencia de trabajo se realiza mediante un gran cambio de momento angular a través de los álabes.

Una turbina de impulso tendrá la componente tangencial de las velocidades de entrada y salida iguales y opuestas,  $V_{wi} = -V_{we}$  ya que no hay un incremento en las velocidades tangenciales en los álabes, actuando estos sólo como direccionadores de flujo. El pasaje en las cascadas de este tipo de turbinas se mantiene constante, manteniendo así presión constante a lo largo del pasaje, lo cual se puede apreciar en la figura 2.2.4-3.

El grado de reacción es un parámetro importante de diseño, al observar la figura 2.2.4-4 en la cual se muestran los triángulos de velocidades de una turbina de impulso se puede notar la configuración particular para este tipo de turbina, la cual tiene un grado de reacción igual a 1, y a partir de la geometría de los triángulos se pueden deducir ecuaciones que explican el comportamiento de las turbinas.

$$\text{Si: } \beta_3 = -\beta_2 \rightarrow V_{w3} = V_{w2}$$

$$\text{Entonces, } C_{w2} - C_{w3} = 2V_{w2} = 2(C_{w2} - U) = 2U \left( \frac{C_a}{U} \tan \alpha - 1 \right) \quad (2.21)$$

Por lo que la relación de trabajo será:

$$\frac{\Delta h_0}{U^2} = 2U \left( \frac{C_a}{U} \tan \alpha_2 - 1 \right) \quad (2.22)$$

O en términos del coeficiente de carga por etapa:

$$\psi = \frac{V_{w2} - V_{w3}}{U} = \frac{2V_{w2}}{U} = \frac{2}{U} (C_{w2} - U) \quad (2.23)$$

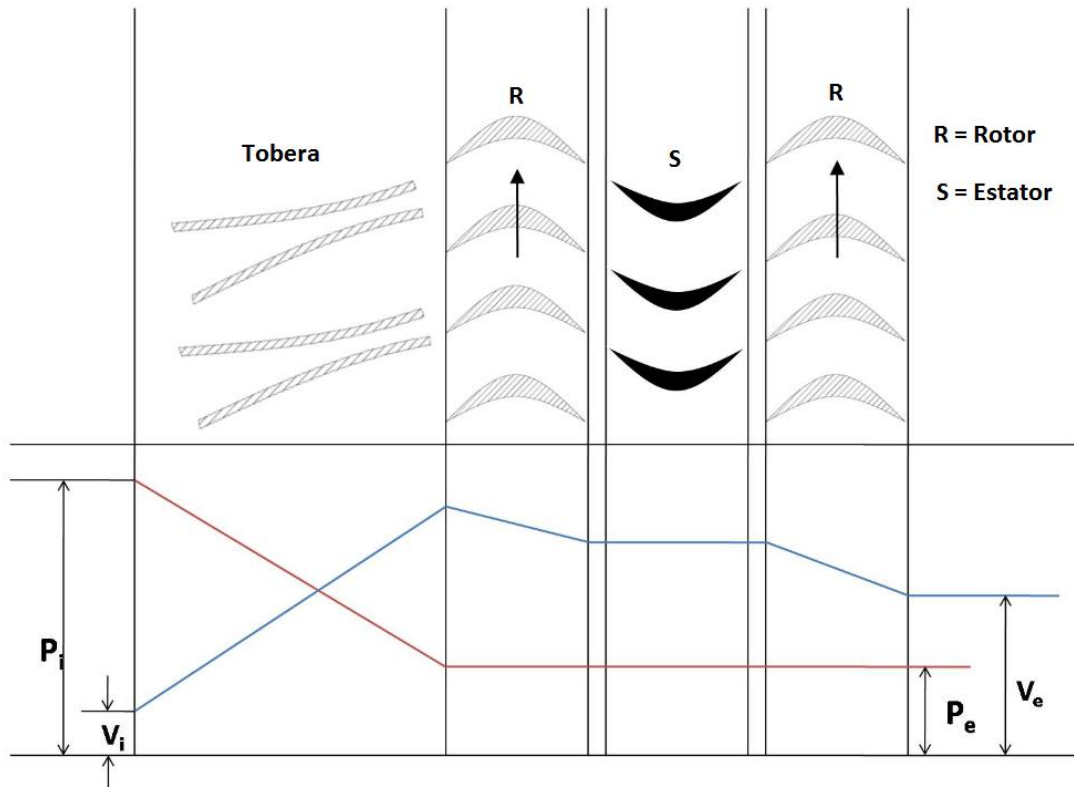


Figura 2.2.4-3. Caída de presión y variación de velocidad en una turbina de impulso.

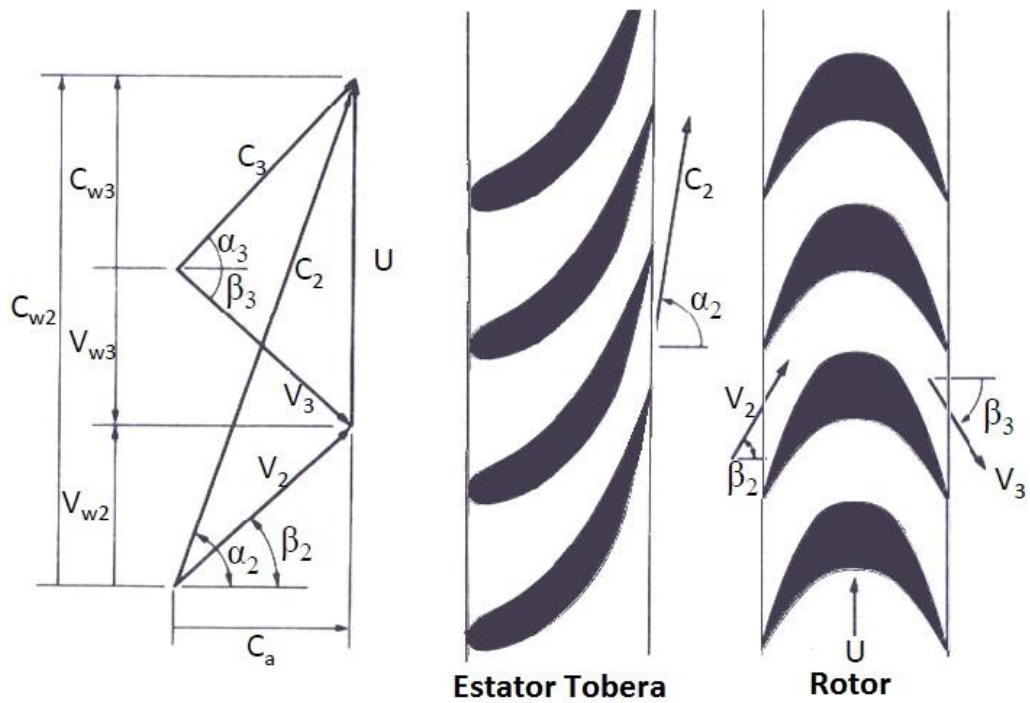


Figura 2.2.4-4 Triángulos de velocidades de una turbina de impulso con  $R_x = 0$

- Turbinas de reacción.- A diferencia de las turbinas de impulso, la caída de presión se comparte en un 50% por el rotor y 50% en el estator, los cuales tienen forma de tobera convergente y curvada con lo cual incrementan la velocidad de salida y el efecto de la corriente crea una fuerza reactiva de acuerdo a la tercera ley de Newton.

- 

Este tipo de turbinas permite que los álabes rotores tengan una geometría de perfiles más aerodinámicos a diferencia de los perfiles de las turbinas de impulso, lo cual se puede apreciar en la figura 2.2.4-5, notándose que la caída de presión se comparte entre álabes rotores y estatores en la misma proporción. En las turbinas de reacción, parte de la caída de presión ocurre a la entrada de la turbina, y la parte restante a lo largo de ésta. En este tipo de turbina la velocidad absoluta de entrada  $C_2$  es igual a la velocidad relativa de salida  $V_3$ , así como sus componentes tangenciales.

Para un grado de reacción del 50%, los triángulos de velocidades son simétricos, por lo tanto, para una velocidad axial constante (figura 2.2.4-6):

$$C_{w3} = -(C_a \tan \alpha_2 - U) \quad (2.24)$$

Teniendo una relación de trabajo de:

$$\frac{\Delta h_0}{U^2} = \left(2 \frac{C_a}{U} \tan \alpha_2 - 1\right) \quad (2.25)$$

Y en términos del coeficiente de trabajo por etapa se tiene:

$$\psi = \frac{V_{w2} - V_{w3}}{U} = \frac{2(V_{w2})}{U} + 1 \quad (2.26)$$

- Turbina de reacción axial.- Cuando una turbina de reacción tiene también velocidad absoluta de entrada axial, esto es,  $c_{w1} = 0$ . Cuando se usa este tipo de turbina, no es necesario utilizar una corona estatora a la entrada, o tobera, sin embargo tendrá como consecuencia que el rotor tendrá que soportar temperaturas mayores. Este tipo de turbinas, denominadas por la letra A se seleccionan como un caso límite de la aceleración del flujo en la práctica.

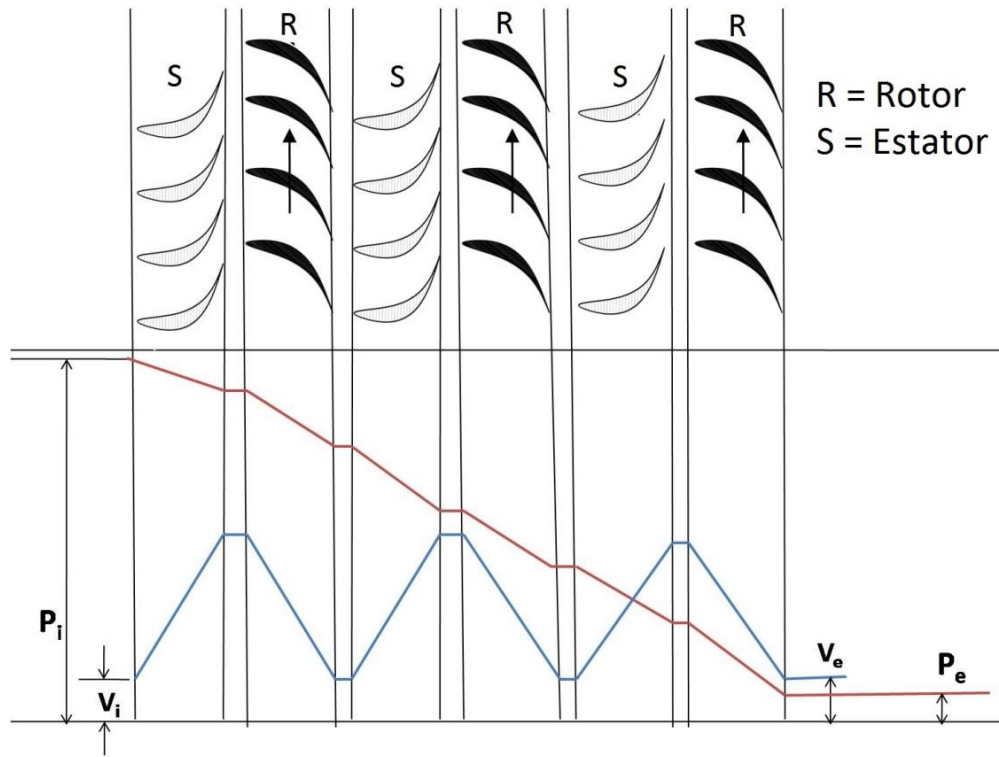


Figura 2.2.4-5. Caída de presión y variación de velocidad de una turbina de reacción

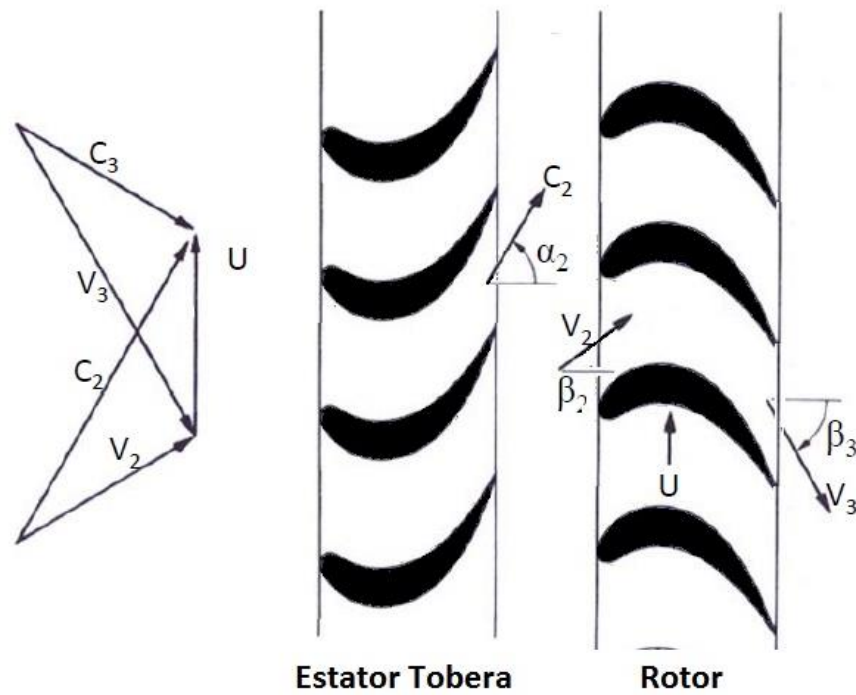


Figura 2.2.4-6. Triángulos de velocidades de una turbina de reacción con  $R_x = 0.5$

Con estas definiciones, para las dos coronas de álabes de una turbina contra-rotativa habrá diferentes tipos de combinaciones de turbinas I, R y A, así como diferentes condiciones de salida. Del análisis general de cada tipo de turbina, se puede deducir fácilmente que el grado de reacción será mayor en el tipo A que en el tipo R, y a su vez, el grado de reacción de R será mayor que el de I. Las condiciones de grado de reacción más alto que A y menor a I no son apropiadas para su análisis además de que son innecesarias ya que no son prácticas.

### *Condiciones de salida*

Para la condición de salida de una sola etapa o la última etapa de una turbina de múltiples etapas, como es sabido, es recomendable tratar de lograr una condición de velocidad axial absoluta de salida ( $C_{we} = 0$ ) para limitar las pérdidas a la salida y mejorar la eficiencia por etapa, ésta se considera una condición de salida muy común.

Otra condición típica de salida es la condición duplicada, esto es  $C_{w3} = C_{w1}$ , la cual es usada por lo general a la salida de etapas múltiples, más que a la salida de la turbina. Estas condiciones de salida se denominarán *A* y *D* respectivamente.

Así pues, se pueden denominar diferentes configuraciones de etapas contra-rotativas, las primeras dos (las condiciones de entrada de la primera y segunda corona de álabes contra-rotativos) pueden ser de tipo I, R o A y la condición de salida de la etapa puede ser A o D.

Con estas condiciones podrían formarse múltiples combinaciones de etapas, sin embargo, como menciona Cai, las etapas AAA, AAD, IAA, RAA e IDD no existen por obviedad y las etapas AIA y ARA son iguales a las etapas AID y ARD, por lo que sólo quedan once configuraciones prácticas de etapas contra-rotativas, sus abreviaturas y sus triángulos de velocidades pueden observarse en la figura 2.2.4-7

Para simplicidad de ésta y de mostrar las diferencias en el comportamiento de los valores absolutos, las componentes axiales de velocidad y las velocidades periféricas son iguales. Sin embargo, en el análisis no se comportan de esta manera.

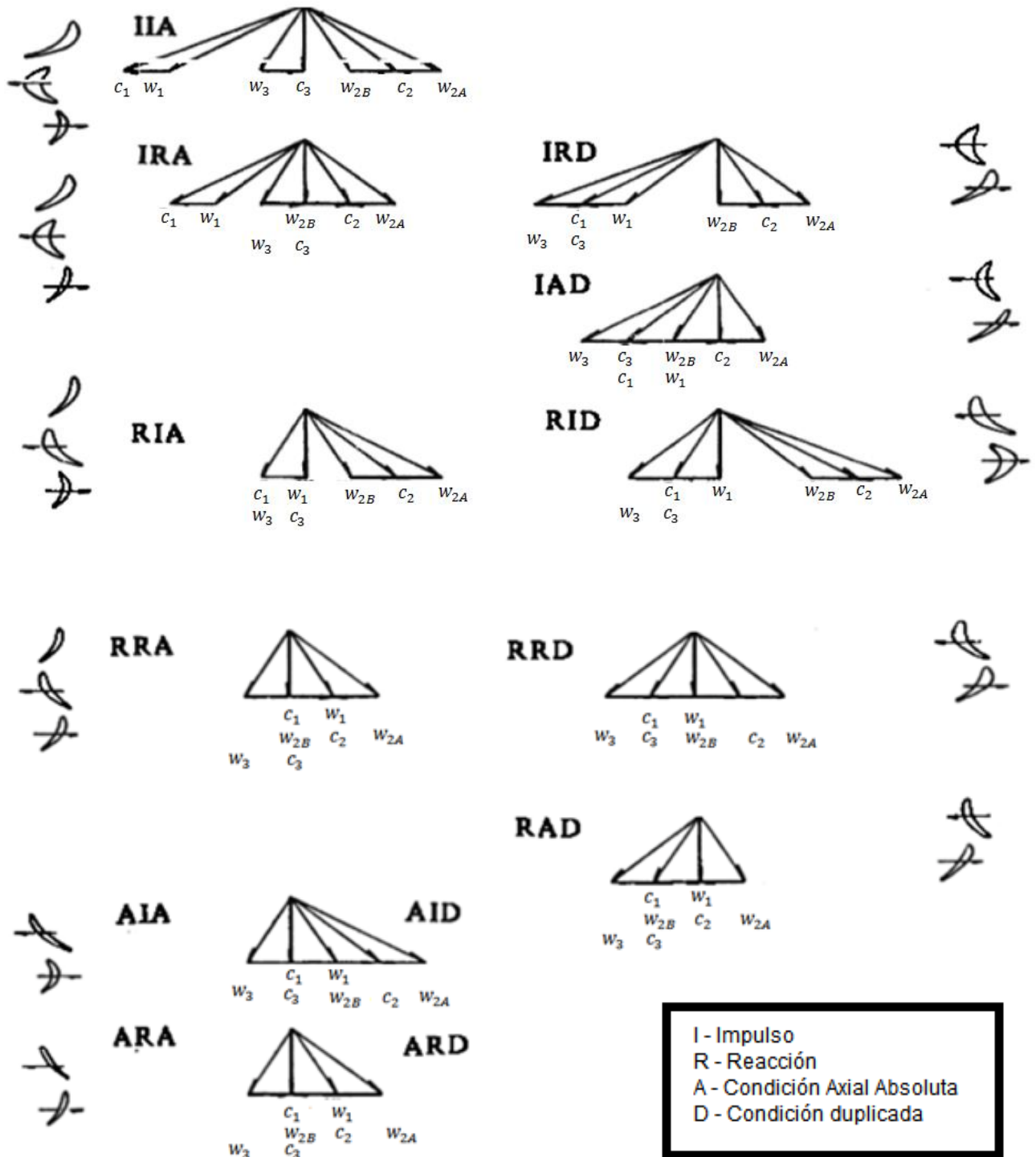


Figura 2.2.4-7. Configuraciones típicas de triángulos de velocidades en turbinas contra-rotativas

### 2.2.5. Eficiencia

La eficiencia aerodinámica de una turbina depende de múltiples factores, por ejemplo: la configuración de la etapa, el grado de reacción, la geometría de los alabes, el factor de difusión y las pérdidas que se presenten en las cascadas de alabes.

Una mayor eficiencia normalmente se asocia con un grado de reacción mayor, lo cual implica menos trabajo por etapa y por lo tanto un número mayor de etapas para una relación de presiones dada, sin embargo, al incrementar el número de etapas, se incrementan las pérdidas, el peso y las dimensiones de los equipos, lo cual es impráctico para motores de aviación. Es por esto, que se debe de elegir un grado de reacción adecuado para la aplicación del equipo y considerar a su vez las pérdidas relacionadas con éste.

La eficiencia es un factor que debe calcularse de acuerdo al régimen de operación de la turbina y para este fin se utilizan comúnmente dos tipos de eficiencias:

- Eficiencia total-estática
- Eficiencia total-total

Para las plantas de energía en tierra por ejemplo es conveniente usar la eficiencia total-estática, ya que la salida de trabajo neto se debe transformar en trabajo de flecha, por lo que la energía cinética de los gases de escape a la salida de la turbina se considera una pérdida, por lo que en este caso, el proceso para esta aplicación debería apegarse al ciclo ideal, es decir a un proceso isentrópico en el que no exista energía cinética a la salida, ya que este tipo de equipos se encuentran estáticos.

Caso contrario en las turbinas de aviación, donde es deseable una entrega de energía cinética a la salida para transformarse en empuje una vez que se haya cumplido con el trabajo requerido de flecha para mover a los demás componentes, en este caso es conveniente utilizar la eficiencia total-total.

Para un cambio en las propiedades de un fluido, la eficiencia se define como una relación entre el cambio real de la energía y el cambio ideal sin considerar pérdidas, lo cual se puede indicar mediante la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{\text{cambio real en la energía}}{\text{cambio ideal en la energía}} \quad (2.27)$$



Dichos cambios de energía pueden expresarse en términos de las temperaturas definidas en un diagrama de temperatura-entropía, en la figura 2.2.5-1 se muestra este diagrama para el proceso de expansión de una etapa de turbina.

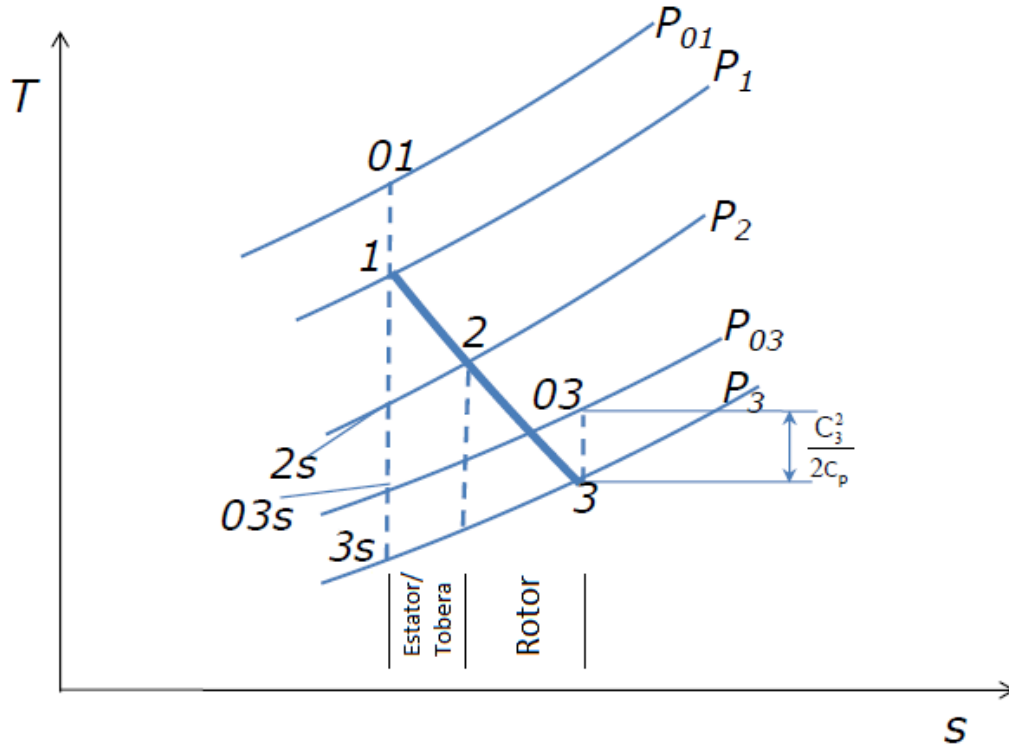


Figura 2.2.5-1. Diagrama T-S de la expansión de una etapa de turbina axial

En la figura 2.2.5-1 se muestra el diagrama de expansión de una etapa, en base a éste, se puede definir que para una turbina con trabajo ideal y sin energía cinética a la salida, es decir, con un proceso isentrópico, el trabajo estará dado por:

$$W_{Tideal} = C_p(T_{01} - T_{03s}) \quad (2.28)$$

Por lo que se puede definir la eficiencia total-estática como:

$$\eta_{ts} = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_{3s}} = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} \left[ 1 - \left( \frac{P_3}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} = \frac{1 - \left( \frac{T_{03}}{T_{01}} \right)}{\left[ 1 - \left( \frac{P_3}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.29)$$

En las turbinas de aviación, la energía cinética a la salida no se considera una pérdida, ya que ésta se convierte en empuje, por lo que el trabajo ideal para estos equipos es:

$$W_{Tideal} = C_p(T_{01} - T_{03s}) \quad (2.30)$$

Y la eficiencia total-total se define como:

$$\eta_{tt} = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T_{03s}} = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} \left[ 1 - \left( \frac{P_{03}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} = \frac{1 - \left( \frac{T_{03}}{T_{01}} \right)}{\left[ 1 - \left( \frac{P_{03}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.31)$$

Haciendo una comparación aproximada entre la eficiencia estática y total se tiene:

$$T_{03s} - T_{3s} \cong T_{03s} - T_3 = C_3^2/2C_p \quad (2.32)$$

Por lo que se puede deducir que:  $\eta_{tt} > \eta_{ts}$

Y relacionando las eficiencias en términos de trabajo se tiene:

$$W_t = \eta_{tt} C_p T_{01} \left[ 1 - \left( \frac{P_{03}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (2.33)$$

$$W_t = \eta_{ts} C_p T_{01} \left[ 1 - \left( \frac{P_3}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (2.34)$$

### 2.2.6. Pérdidas en turbinas axiales

Los procesos termodinámicos se desvían de los ciclos ideales debido a irreversibilidades, pérdidas, entropía, etc. y las turbomáquinas no son la excepción. La influencia de distintos fenómenos físicos afectan la eficiencia aerodinámica de los perfiles de los álabes tales como la compresibilidad del aire, flujos de alta velocidad ya sean subsónicos, transónicos o supersónicos, distribuciones de presiones desiguales y flujos turbulentos.

Varios investigadores<sup>7</sup> en distintas décadas han considerado estos fenómenos y tratado de definir la manera en que influyen en la eficiencia de los álabes de la turbina definiendo parámetros de estudio tales como:

- El grado de turbulencia del flujo
- La rugosidad de las superficies de los álabes
- La interacción entre coronas como el espaciamiento axial
- Las distancias de los claros entre la carcasa y los álabes
- Y la geometría propia de los álabes

Al agrupar estos parámetros con sus correspondientes efectos aerodinámicos de acuerdo a los tipos de pérdidas, se pueden clasificar de acuerdo al diagrama 2.2.6-1.

Las pérdidas viscosas son aquellas que se presentan debido a la fricción entre la superficie de los álabes y el flujo, la cual es proporcional a la velocidad de salida de los gases de la cámara de combustión, por lo que esta situación se da con mayor magnitud en las turbinas de impulso.

Dentro de las pérdidas viscosas existen las pérdidas en el perfil y las pérdidas secundarias como se puede apreciar en la figura 2.2.6-1. Se consideran como pérdidas de perfil primarias las pérdidas por onda de choque las cuales se presentan cuando la presión estática aumenta en la turbina con el número de Mach, provocando efectos de compresibilidad que a su vez generan variaciones de la densidad del flujo, formando así ondas de choque, las cuales aumentan la entropía por lo que el trabajo útil disminuye.

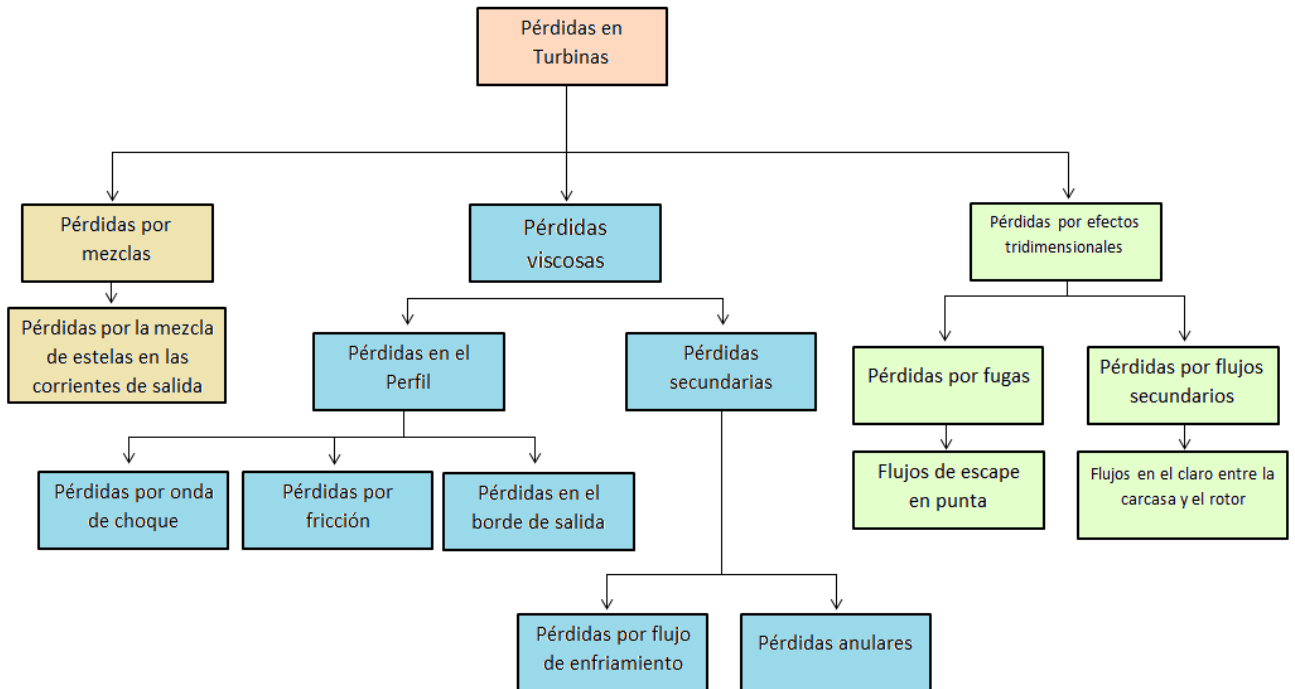


Figura 2.2.6-1 Pérdidas en turbinas

Las pérdidas por fricción dependen del tipo de perfil y el espesor de la capa límite, la cual genera un aumento en la resistencia al avance y con esto una disminución en el trabajo neto. Las pérdidas en el borde de salida se deben a vórtices que se generan debido a la diferencia de presiones entre el intradós y el extradós. Las pérdidas en el perfil dependen del número de Reynolds, el número de Mach, la curvatura longitudinal del perfil, la turbulencia a la entrada, gradientes de presión y de parámetros del perfil como: la combadura, solidez, el barrido, falta de simetría, el ángulo de escalonamiento (*stagger*) y la rugosidad.

Dentro de las pérdidas secundarias existen las pérdidas por flujo de enfriamiento, ya que en los álabes que se tiene este sistema, el fluido utilizado para disminuir la temperatura de éstos, se mezcla con el flujo en expansión, por lo que se tienen diferencias de presión y dirección, las cuales provocan pérdidas. Las pérdidas anulares se dan por efecto del crecimiento de la capa límite en los espacios comprendidos entre la carcasa y la flecha con el rotor.

Las pérdidas por mezclas se dan por una diferencia en la cantidad de movimiento y la energía entre el flujo libre y el de salida de los álabes, lo que provoca vórtices o estelas las cuales serán de mayor magnitud a la salida del perfil.

Esta transferencia de energía resulta en un mayor grado de turbulencia y de la velocidad de la línea media de la estela. Teóricamente, la diferencia entre la presión total del flujo de salida y del borde de salida del perfil representan las pérdidas por mezclas. Las pérdidas que existen por separación del flujo se incluyen dentro de esta categoría.

Las pérdidas antes mencionadas se analizan en dos dimensiones, ya que se considera a los álabes como superficies, pero al introducir el flujo y pasar por el rotor adquieren un efecto tridimensional, es decir, adquieren una componente radial.

Otro factor que provocará un flujo tridimensional es el torcimiento de los álabes rotores y dentro de estas consideraciones se presentan fugas. Dado que los perfiles tienen una longitud finita, existe una zona donde el flujo se mezcla, generando vórtices debido a la diferencia de presiones entre el extradós y el intradós, a las pérdidas provocadas por estos vórtices se les conocen como pérdidas en punta.

Los flujos secundarios surgen al considerar que el fluido se expande a través de toda la sección transversal de un tubo de flujo, por lo que existirán espaciamientos o claros entre los elementos de rotación y la carcasa, en estos se llevan a cabo mezclas con el flujo principal el cual ha pasado por pasajes curvos, haciendo que se generen vórtices que aumentan el arrastre en las superficies de los perfiles.

A partir de los estudios de los fenómenos que provocan las pérdidas en las turbinas se han propuesto distintos métodos<sup>8</sup> para predecir éstas en las turbomáquinas, algunos de estos son:

- Ainley & Mathieson – *A Method of Performance Estimation for Axial-Flow Turbines* (1951). “Método de estimación de rendimiento para turbinas de flujo axial”
- Craig & Cox – *Performance Estimation of Axial Turbines* (1970). “Estimación de rendimiento de turbinas axiales”
- Kacker & Okapuu - *A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency* (1982). “Método de predicción de la eficiencia en la línea media para turbinas de flujo axial”

- Moustapha - *An improved Incidence Losses Prediction Method for Turbine Airfoils* (1990). “Método de predicción de pérdidas por incidencia mejorado para perfiles aerodinámicos de turbina”
- Denton – *Loss Mechanisms in Turbomachinery* (1993). Mecanismos de pérdidas en turbomaquinaria”

En estos trabajos se consideran en general los mismos tipos de pérdidas (del perfil y secundarias) pero con diferentes variables para su evaluación y cálculo. Los autores plantearon métodos de predicción de la influencia de las pérdidas sobre la eficiencia de turbinas axiales, los cuales se han ido mejorando para ofrecer estimaciones más cercanas a las de la realidad y con un error menor.

#### 2.2.6.1. Coeficientes de pérdidas

En la práctica, las máquinas térmicas no actúan de forma ideal debido a la presencia de pérdidas. Una medio para definir la relación entre el trabajo real y la expansión de manera adiabática (ideal) es tomando en cuenta la relación entre el trabajo perdido y el trabajo real obtenido. Esto se hace relacionando la pérdida de entalpía debido a las irreversibilidades con la caída de entalpía total obtenida para cada corona de álabes.

Para el estator de tobera se tiene que:

$$\zeta_S = \frac{h_2 - h_{2s}}{h_{01} - h_2} \quad (2.35)$$

Para el rotor se tiene:

$$\zeta_R = \frac{h_3 - h_{3s}}{h_{03,rel} - h_3} \quad (2.36)$$

$$h_{01} - h_2 = h_2 + \frac{1}{2} C_2^2 - h_2 = \frac{1}{2} C_2^2 \quad (2.37)$$

$$h_{03,rel} - h_3 = h_3 + \frac{1}{2} W^2 - h_3 = \frac{1}{2} W^2 \quad (2.38)$$

Sustituyendo en las ecuaciones 2.35 y 2.36 las ecuaciones 2.37 y 2.38 respectivamente se tiene que:

$$\zeta_S = \frac{h_2 - h_{2s}}{\frac{1}{2}C_2^2} \quad (2.39)$$

$$\zeta_R = \frac{h_2 - h_{2s}}{\frac{1}{2}W^2} \quad (2.40)$$

De acuerdo a la relación termodinámica de la entropía a presión constante:  $T \cdot ds = dh - v \cdot dp$ , la temperatura local será:

$$T = \frac{dh}{ds} \quad (2.41)$$

Si se supone que el cambio de entropía  $\Delta_s$  es muy pequeño y despejando se obtendrá que:

$$h_2 - h_{2s} \cong (s_2 - s_1) \cdot T_2 \quad (2.42)$$

$$h_3 - h_{3s} \cong (s_3 - s_2) \cdot T_3 \quad (2.43)$$

Con las ecuaciones 2.39 a la 2.43 se deduce una nueva forma para expresar los coeficientes de pérdidas con un error poco significativo del orden de  $10^{-3}$  que no influyen de manera sustancial en los cálculos preliminares.<sup>9</sup> Las ecuaciones resultantes serán:

$$\zeta_S \cong \frac{(s_2 - s_1) \cdot T_2}{\frac{1}{2}C_1^2} \quad (2.44)$$

$$\zeta_R \cong \frac{(s_3 - s_2) \cdot T_3}{\frac{1}{2}V_2^2} \quad (2.45)$$

Si los coeficientes de pérdida están en lugar basados en la relación entre el potencial de trabajo obtenido y el trabajo total ideal isentrópico podrán deducirse otros dos coeficientes de pérdidas:

$$\xi_S = \frac{h_2 - h_{2s}}{h_{01} - h_{2s}} = \frac{h_3 - h_{3s}}{\frac{1}{2} \cdot C_{2s}^2} \quad (2.46)$$

$$\xi_R = \frac{h_3 - h_{3s}}{h_{03,rel} - h_{3s}} = \frac{h_3 - h_{3s}}{\frac{1}{2} \cdot W_s^2} \quad (2.47)$$

En los bancos de pruebas y en las turbinas reales se puede medir el cambio de la presión total de manera práctica a diferencia del cambio de entalpía, debido a esto es común definir los coeficientes de pérdidas en función de la presión. Las pérdidas para flujo compresible definidas como la caída de presión total debido a las irreversibilidades sobre la presión de expansión real se escribe como:

$$Y_S = \frac{p_{01} - p_{02}}{p_{02} - p_2} \quad (2.48)$$

$$Y_R = \frac{p_{02,rel} - p_{03,rel}}{p_{03,rel} - p_3} \quad (2.49)$$

### **2.3. Variables independientes y criterios de evaluación de turbinas contra-rotativas**

Uno de los factores clave para un análisis ingenieril es definir variables independientes y criterios de evaluación, ya que es imposible obtener resultados correctos sin un estudio cuidadoso de estos factores. Por ejemplo, un análisis de optimización con un número incorrecto de variables independientes y sin los criterios adecuados para la evaluación no tendría sentido, ya que sería imposible de compararse.



Similarmenle a las etapas de turbinas ordinarias, el principal criterio de evaluación de los rendimientos aero-termodinámicos de las turbinas contra-rotativas son el factor de carga y la eficiencia. Como se mencionó, además del factor de carga común  $\Psi$ , el factor promedio de carga de etapa  $\overline{\Psi}_r$  tuvo que definirse para poder evaluar la capacidad de carga por unidad de longitud del motor.

Así pues, para la eficiencia de la etapa, se recomienda usar la eficiencia total-estática, incluyendo las pérdidas a la salida para una etapa de turbina individual o la última etapa de una turbina de múltiples etapas y usar una eficiencia total-total excluyendo las pérdidas a la salida para las etapas distintas a la de salida, es decir las interiores.<sup>10</sup>

Para un elemento ordinario de la etapa de álabes, si se asume que la cascada de pérdidas internas son una función de los triángulos de velocidad, entonces el número de variables independientes que se podrán analizar y se tendrán que definir para realizar el diseño preliminar serán cinco, es decir, existen dos triángulos de velocidad que describen las condiciones de flujo de la etapa de la turbina, y cada triángulo tiene tres variables independientes, sin embargo, las velocidades periféricas en ambos triángulos son las mismas, así que habrá sólo cinco variables independientes.

Para este tipo de turbinas simples, generalmente existirán cuatro parámetros adimensionales: el coeficiente de carga por etapa  $\Psi$  (o relación de velocidades  $u/c_1$ ), el grado de reacción  $R_x$ , los ángulos de salida del estator y del rotor en la cascada de álabes  $\alpha_1$  y  $\beta_2$ , y una velocidad absoluta periférica  $U$ , las cuales serán las variables independientes.

Del mismo modo, para la etapa de turbina contra-rotativa común, existen cuatro triángulos de velocidades: el primero corresponde a la salida del estator de tobera, el segundo a la salida del primer rotor, el tercero es el triángulo con velocidades relativas a la entrada del segundo rotor y el cuarto corresponde a las condiciones de salida del segundo rotor. Estos triángulos se pueden deducir a partir de la figura 2.1.1-4.

De los cuatro triángulos se utilizarían 10 variables, el doble de una turbina de giro simple. Sin embargo, de acuerdo a la suposición para el elemento de la etapa de álabes, sólo habrá dos velocidades periféricas  $U_A$  y  $U_B$ , en cuatro triángulos y si se considera que el vector  $\vec{c}_2$  (que representa dos variables:  $c_2$  y  $\alpha_2$ ) es el vector en común de dos triángulos entonces sólo existirán ocho variables independientes si también se asume que las pérdidas internas en la cascada de álabes son una función de los triángulos de velocidades, los cuales son seleccionados para ser variables independientes.

Como ya se mencionó anteriormente, existen tres variables independientes por triángulo de velocidades y para una etapa sólo se podrán seleccionar cinco. Generalmente la velocidad periférica es seleccionada como la primera variable independiente de diseño debido a que es un parámetro clave de la capacidad de una turbina y tiene una influencia en la eficiencia aerodinámica y en los esfuerzos permisibles.

En el caso de las turbinas contra-rotativas existen dos velocidades de rotación  $U_A$  y  $U_B$ , para realizar una comparación se elige el valor más grande y se presenta el otro como un parámetro adimensional, por ejemplo,  $U_A$  y la relación de velocidades periféricas  $\overline{U}_B = U_B/U_A = n_B/n_A$ . Las tres variables independientes restantes se pueden seleccionar de distintas maneras, por ejemplo tres ángulos de flujo o tres coeficientes de flujo. Estos últimos están definidos como  $C_{1a}/U_A$ ,  $C_{2a}/U_A$  y  $C_{3a}/U_A$  y son los parámetros clave para determinar la forma meridional de la trayectoria del flujo, y a través de éstas se pueden obtener indicadores de rendimiento.

Los indicadores de rendimiento son analizados de acuerdo a la clasificación ya mencionada de las distintas configuraciones de triángulos de velocidades para turbinas contra-rotativas, éstos indicadores fueron deducidos por Cai como una forma de evaluar la eficiencia en base a variables independientes, de acuerdo a cada configuración y los clasificó de acuerdo a la tabla 2.3-1. De ésta se puede observar que de acuerdo a la selección de las variables independientes que se adoptaron, los rendimientos del trabajo obtenidos  $\overline{h}_0^* = \overline{\Delta h_{0A}} + \overline{\Delta h_{0B}}$  y  $\overline{\Delta h_{0A}}/\overline{\Delta h_{0B}}$  están en función de la relación de velocidades periféricas  $\overline{U}_B = n_B/n_A$ .

La relación de trabajo  $\overline{\Delta h_{0A}}/\overline{\Delta h_{0B}}$  es un parámetro de eficiencia importante, ya que representa la distribución del trabajo entre las flechas contra-rotativas de la turbina. Dicho parámetro está determinado en la mayoría de los casos prácticos por el requerimiento de potencia de la aplicación de la turbina y que en el caso de una turbina de gas con flechas separadas puede llegar a tener un valor de 2 y puede ser mayor para turbinas con dos flechas con un compresores de presión alta, sin embargo normalmente es menor a 3.

La tabla 2.3-1 conformada por Cai permite analizar la manera en que se distribuye el trabajo en las distintas configuraciones de turbinas contra-rotativas, así como el trabajo máximo que puede realizar cada una. Con base en los indicadores de la tabla se puede realizar la selección del tipo de etapa de turbina para el diseño.

Tabla 2.3-1. Parámetros de trabajo entregado para diferentes etapas en función de variables independientes (Cai)

#	Config	$\overline{C}_{1a} \tan \alpha_1$	$\overline{C}_{1a} \tan \beta_1$	$\overline{C}_{2a} \tan \beta_{2A}$	$C_{2a} \tan \alpha_2$	$\overline{C}_{2a} \tan \beta_{2B}$	$\overline{C}_{3a} \tan \beta_3$
1	IIA	$2(1 + \overline{U}_B)$	$1 + 2\overline{U}_B$	$-(1 + 2\overline{U}_B)$	$-2\overline{U}_B$	$-\overline{U}_B$	$\overline{U}_B$
2	IRA	$2 + \overline{U}_B$	$1 + \overline{U}_B$	$-(1 + \overline{U}_B)$	$-\overline{U}_B$	0	$\overline{U}_B$
3	RIA	1	0	$-(1 + 2\overline{U}_B)$	$-2\overline{U}_B$	$-\overline{U}_B$	$\overline{U}_B$
4	RRA	1	0	$-(1 + \overline{U}_B)$	$-\overline{U}_B$	0	$\overline{U}_B$
5	AIA	0	-1	$-(1 + 2\overline{U}_B)$	$-2\overline{U}_B$	$-\overline{U}_B$	$\overline{U}_B$
6	ARA	0	-1	$-(1 + \overline{U}_B)$	$-\overline{U}_B$	0	$\overline{U}_B$
7	IRD	$2 + \overline{U}_B$	$1 + \overline{U}_B$	$-(1 + \overline{U}_B)$	$-\overline{U}_B$	0	$2(1 + \overline{U}_B)$
8	IAD	2	1	-1	0	$\overline{U}_B$	$2 + \overline{U}_B$
9	RID	1	0	$-2(1 + \overline{U}_B)$	$-(1 + 2\overline{U}_B)$	$-(1 + \overline{U}_B)$	$1 + \overline{U}_B$
10	RRD	1	0	$-(1 + \overline{U}_B)$	$-\overline{U}_B$	0	$1 + \overline{U}_B$
11	RAD	1	0	-1	0	$\overline{U}_B$	$1 + \overline{U}_B$

#	Config	$\overline{C}_{3a} \tan \alpha_3$	$\overline{\Delta h_{0A}}$	$\overline{\Delta h_{0B}}$	$\overline{h_0^*}$	$\overline{\Delta h_{0A}}/\overline{\Delta h_{0B}}$	$U_A/C_1$
1	IIA	0	$2(1 + 2\overline{U}_B)$	$2\overline{U}_B^2$	$2(1 + \overline{U}_B)^2$	$(1 + 2\overline{U}_B)/\overline{U}_B^2$	$\frac{\sin \alpha_1}{2(1 + \overline{U}_B)}$
2	IRA	0	$2(1 + \overline{U}_B)$	$\overline{U}_B^2$	$1 + (1 + \overline{U}_B)^2$	$2(1 + \overline{U}_B)/\overline{U}_B^2$	$\frac{\sin \alpha_1}{(2 + \overline{U}_B)}$
3	RIA	0	$1 + 2\overline{U}_B$	$2\overline{U}_B^2$	$\overline{U}_B^2 + (1 + \overline{U}_B)^2$	$(1 + 2\overline{U}_B)/2\overline{U}_B^2$	$\sin \alpha_1$
4	RRA	0	$1 + \overline{U}_B$	$\overline{U}_B^2$	$1 + \overline{U}_B + \overline{U}_B^2$	$(1 + \overline{U}_B)/\overline{U}_B^2$	$\sin \alpha_1$
5	AIA	0	$2\overline{U}_B$	$2\overline{U}_B^2$	$2\overline{U}_B(1 + \overline{U}_B)$	$1/\overline{U}_B$	$-\tan \beta_1$
6	ARA	0	$\overline{U}_B$	$\overline{U}_B^2$	$\overline{U}_B(1 + \overline{U}_B)$	$1/\overline{U}_B$	$-\tan \beta_1$
7	IRD	$2 + \overline{U}_B$	$2(1 + \overline{U}_B)$	$2\overline{U}_B^2(1 + \overline{U}_B)$	$2(1 + \overline{U}_B)^2$	$1/\overline{U}_B$	$\frac{\sin \alpha_1}{(2 + \overline{U}_B)}$
8	IAD	2	2	$2\overline{U}_B^2$	$2(1 + \overline{U}_B)$	$1/\overline{U}_B$	$\sin \alpha_1/2$
9	RID	1	$1 + \overline{U}_B$	$2\overline{U}_B^2(1 + \overline{U}_B)$	$2(1 + \overline{U}_B)^2$	$1/\overline{U}_B$	$\sin \alpha_1$
10	RRD	1	$1 + \overline{U}_B$	$\overline{U}_B^2(1 + \overline{U}_B)$	$(1 + \overline{U}_B)^2$	$1/\overline{U}_B$	$\sin \alpha_1$
11	RAD	1	1	$\overline{U}_B^2$	$1 + \overline{U}_B$	$1/\overline{U}_B$	$\sin \alpha_1$

## **CAPÍTULO III**

### **“Metodología y Diseño de la Turbina Contra-Rotativa”**

# CAPÍTULO III

## “METODOLOGÍA Y DISEÑO DE LA TURBINA CONTRA-ROTATIVA”

En la primera parte de este capítulo se desarrollará una metodología que permita elegir el tipo de etapa, los diferentes modelos de flujo tridimensionales y el estudio del comportamiento de diferentes variables aerodinámicas la cual permitirá definir los valores para diseñar una turbina contra-rotativa.

### 3.1. Selección del tipo de etapa en función del rendimiento en turbinas contra-rotativas

Mediante la tabla 2.3-1 se logró obtener expresiones del trabajo con ayuda de las variables independientes ya definidas. Como se puede observar, la variable más importante es la relación de velocidades de giro, la cual tiene como máximo el valor de 1, lo que significa que tanto la velocidad del rotor A será igual a la del rotor B, lo cual rara vez sucede, ya que siempre la velocidad del disco B es menor, y las condiciones donde la relación de velocidades  $\overline{U}_B > 1$  ó  $\overline{U}_B \ll 1$  no se utilizan.

Al utilizar las expresiones del parámetro del trabajo específico obtenido  $\overline{h}^* = \overline{\Delta h_{0A}^*} + \overline{\Delta h_{0B}^*}$  para cada configuración y graficarlos en función de la relación de velocidades  $\overline{U}_B$  se obtiene la figura 3.1-1 en la que se puede observar el rendimiento para cada configuración. A partir de los datos de esta gráfica, se puede obtener el factor de carga promedio por corona (ecuación 2.10) contenido en la tabla 3.1-1:

Tabla 3.1-1. Parámetros de rendimiento por tipo de etapa.

Etapa	Valor máximo del trabajo específico obtenido	# Coronas	Factor de carga promedio por corona
IIA	8	3	8/3
IRA	5	3	5/3
RIA	5	3	5/3
RRA	3	3	1
AIA	4	2	2
ARA	2	2	1
IRD	8	2	4
IAD	4	2	2
RID	8	2	4
RRD	4	2	2
RAD	2	2	1

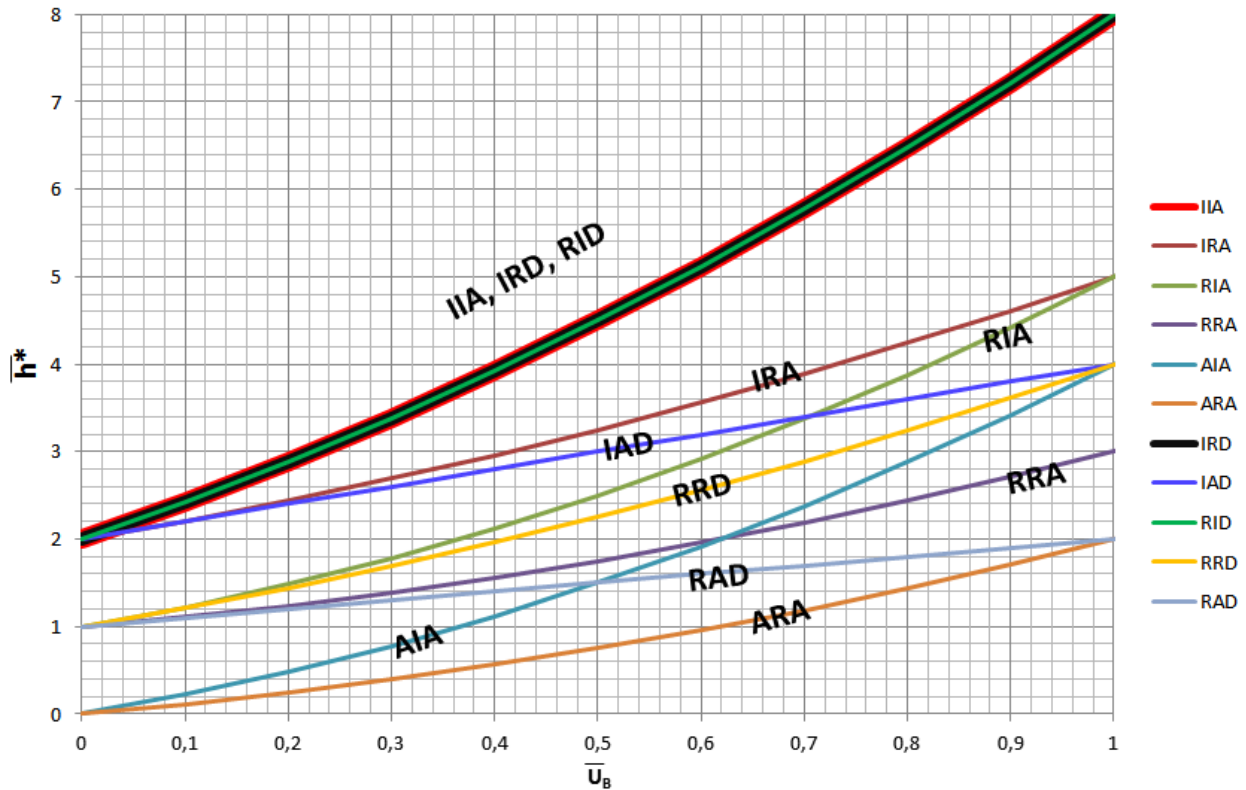


Figura 3.1-1 Características de la potencia de salida para las configuraciones de las etapas de turbina contra-rotativas.

A partir de la tabla 3.1-1 y de la figura 3.1-1 se puede observar que el valor del factor de carga  $\overline{h_0^*}$  depende de la relación de velocidades  $\overline{u_B}$ , y que, por ejemplo el valor de la etapa RRD es la mitad de las etapas IIA, IRD, RID; también existe una relación similar entre la etapa ARA y la etapa AIA y en la etapa RAD con la etapa IAD.

Al hacer referencia a la figura 2.2.4-7 se pueden apreciar estas relaciones mediante los triángulos de velocidades de las etapas, en los cuales, los de mayor grado de reacción son los que a su vez tienen un mayor ángulo de desviación del flujo y por lo tanto serán los que posean un factor de trabajo mayor, caso contrario de los triángulos con bajo grado de reacción. Las etapas IIA, RIA, IRA, RRA se componen de 3 coronas, es decir, tienen una corona estatora a la entrada y las etapas restantes están conformadas sólo por los dos rotores sin un estator de tobera, lo cual es necesario para poder lograr estas configuraciones.

En las etapas de turbinas axiales comunes se obtienen factores de 0.5, 1 y hasta 2 para etapas de reacción, impulso y Curtis respectivamente con condición de salida axial, por lo que para llegar a obtener factores de trabajo altos por corona es necesario colocar más etapas, caso contrario en las turbinas contra-rotativas las

cuales son capaces de producir el mismo trabajo con menos rotores, siendo esta su principal ventaja sobre las turbinas convencionales. Este mismo resultado se puede apreciar cuando se comparan etapas múltiples convencionales con etapas duplicadas contra-rotativas.

La relación de entalpías  $\Delta h_{0A}^*/\Delta h_{0B}^*$  también es un parámetro importante del rendimiento, ya que representa la distribución de trabajo entre las flechas de la turbina contra-rotativa. En la mayoría de los casos, el valor de esta relación está determinado por los requerimientos de operación del equipo, siendo valores normales entre 1 y 2 unidades pero menores a 3 en turbinas convencionales y hasta valores cercanos a 4 en el caso de turbinas contra-giratorias como se muestra a continuación en la figura 3.1-2.

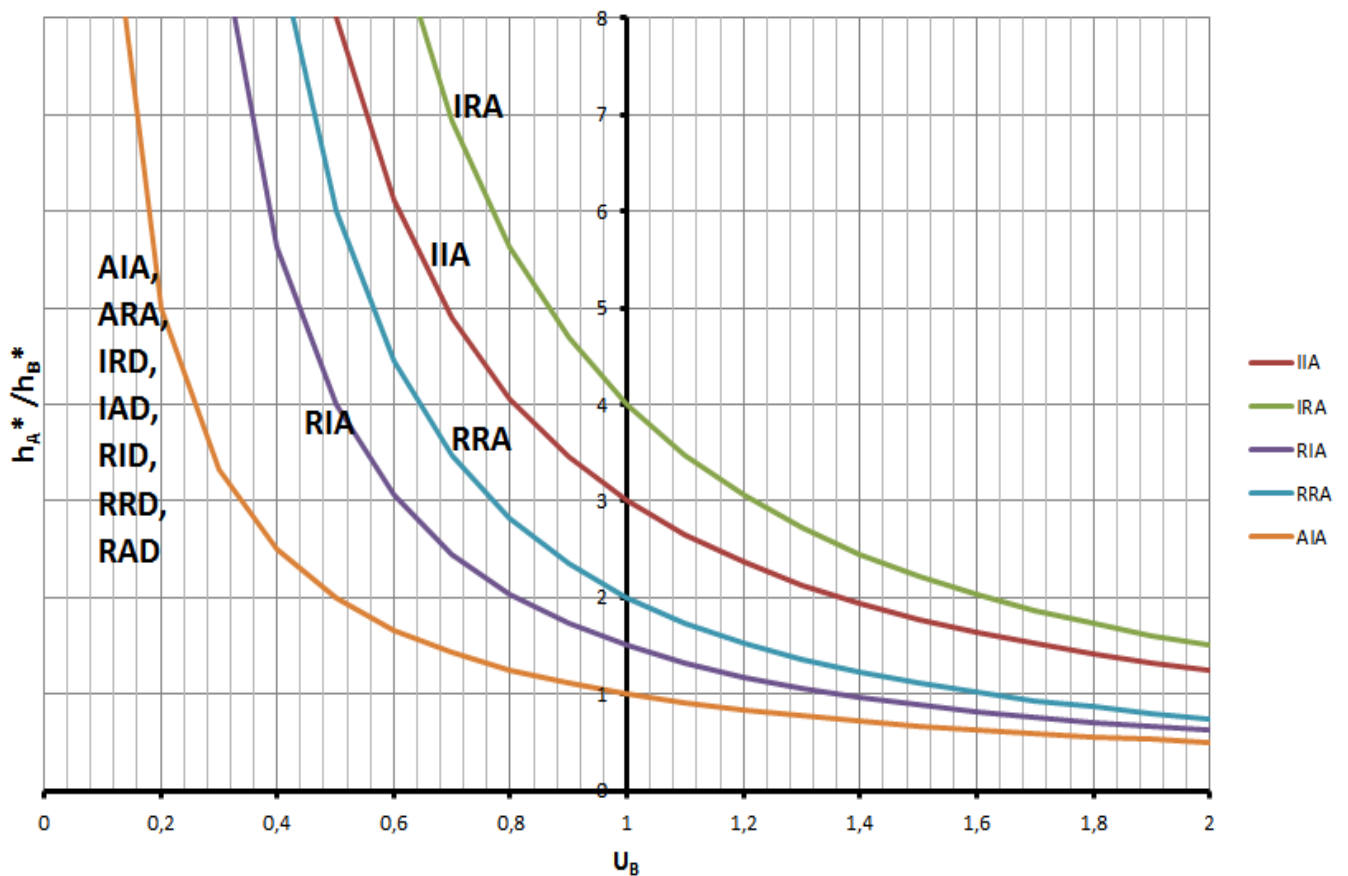


Figura 3.1-2 Relación de entalpías de trabajo de las etapas de turbinas contra-rotativas

De estas curvas se puede observar que la relación de trabajos  $h_A^*/h_B^*$  de las etapas RIA y RRA son la mitad de las etapas IIA e IRA respectivamente y las etapas duplicadas (XXD, incluyendo AIA y ARA) son las de menor relación.

Físicamente, el significado de este comportamiento indica que debido a que las componentes tangenciales de las velocidades absolutas de entrada y de salida de estas etapas son iguales, por lo que el trabajo dependerá enteramente de la velocidad de rotación.

El uso de las curvas de las figuras 3.1-1 y 3.1-2 es sumamente importante para entender y desarrollar un diseño preliminar de turbinas contra-rotativas debido a que los cuatro parámetros utilizados: el trabajo específico entregado, la distribución de trabajo y la velocidad de rotación y la relación de velocidades de rotación entre las flechas son los parámetros clave de diseño.

El proceso de diseño se puede comenzar utilizando la figura 3.1-1 para seleccionar el tipo de etapa de turbina contra-rotativa que tenga un mejor factor de trabajo o el necesario de acuerdo a los requerimientos del diseño y de acuerdo al valor del trabajo específico deseado y la relación de velocidades de rotación, elegir la configuración de etapa más adecuada.

Posteriormente se debe comparar la configuración seleccionada con la figura 3.1-2 para verificar si la relación de trabajos se cumple o no de acuerdo al tipo de etapa seleccionado previamente. Es importante tomar en cuenta que la relación de entalpías nunca podrá ser menor a 1 debido a que al primer rotor será al que se le transfiera la mayor cantidad de energía cinética. Sin embargo, el diseño puede empezar a realizarse también por medio de las curvas de las relaciones de trabajos para posteriormente verificar si se cumple con el trabajo específico requerido, el enfoque dependerá de los datos que se tengan disponibles.

En los casos en que los valores de diseño deseados no se intersecten con las curvas se debe realizar una interpolación entre la etapa superior e inferior, lo cual resultará en que el valor del grado de reacción del primer rotor será mayor o menor dependiendo del caso, y el triángulo de velocidades de éste tendrá una geometría intermedia entre los dos tipos de etapas, por lo que se deberá recalcular el valor del trabajo específico así como el de las relaciones de trabajos.

Anteriormente se mencionó el efecto tridimensional que adquiere el flujo al pasar por el elemento en rotación y por qué se desarrolla al recorrer el pasaje entre los álabes aun cuando el flujo a la entrada sea relativamente uniforme y bidimensional. Para estudiar el comportamiento del flujo tridimensional que pasa a través de la turbina se establece el modelo matemático de la "ley de equilibrio radial" a partir de la cual se pueden deducir modelos que permiten llevar a cabo el diseño geométrico de álabes de turbina.



### 3.2. Análisis aerodinámico y evaluación de la eficiencia de la turbina contra-rotativa

El análisis de los triángulos de velocidades es la parte más importante del diseño preliminar tanto para turbinas convencionales como turbinas contra-rotativas, ya que con estos se puede definir la geometría de los álabes así como permitir el estudio de la interacción de los parámetros aerodinámicos de acuerdo a cada sección del álabe para lograr con éstos la determinación de la eficiencia de la turbina.

#### 3.2.1. Cálculo de la eficiencia total de una turbina contra-rotativa en función de las variables independientes

Anteriormente se mencionó que en una turbina convencional, los triángulos de velocidad de una etapa simple constan de 5 parámetros independientes y 10 en el caso de turbinas contra-rotativas con dos rotores, sin embargo, el vector de velocidad absoluta del primer rotor está compartido por los dos rotores, por lo que sólo serán necesarios 8 parámetros independientes.

En la figura 3.2.1-1 se muestra la nomenclatura del triángulo de velocidades para la turbina de este diseño y a partir de las variables independientes de la figura se pueden elegir los siguientes parámetros de diseño:  $U_a, \alpha_1, \varphi, \beta_2, K_{12}, U_r, K_{34}, \alpha_4$ .

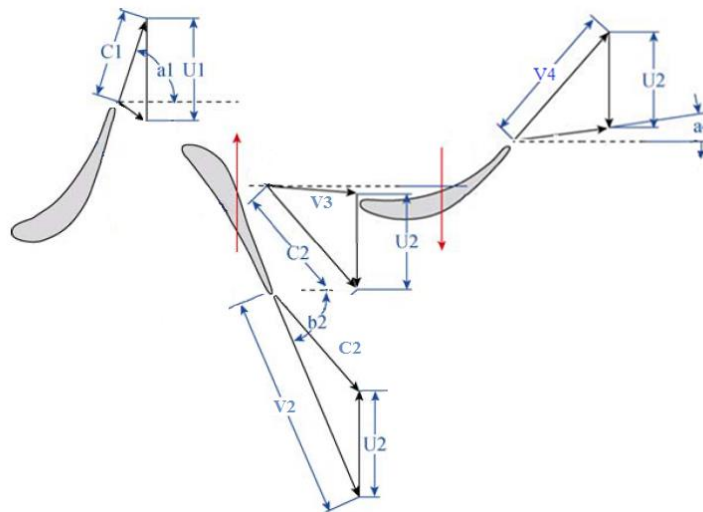


Figura 3.2.1-1 Nomenclatura de las componentes de los triángulos de velocidades para el diseño de la turbina contra-rotativa

Asumiendo que las pérdidas de los álabes son proporcionales al promedio de la energía cinética del flujo, para una etapa de turbina convencional se tendrá la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{\Delta h_0}{\Delta h_0 + \zeta} = \frac{U \cdot \Delta C_w}{U \cdot C_w + \left[ \frac{\zeta_S C_1^2}{2} + \frac{\zeta_R V_w^2}{2} \right]} \quad (3.1)$$

Considerando la correlación de los parámetros de los triángulos de velocidad, las eficiencias de la turbina de alta presión y la de baja presión correspondientemente serán:

$$\eta_A = \frac{\Psi_A}{\Psi_A + \zeta_S \frac{\varphi^2}{2 \cos^2 \alpha_1} + \zeta_{r_1} \frac{K_{12} \varphi^2}{2 \cos^2 \beta_2}} \quad (3.2)$$

$$\eta_B = \frac{\Psi_B}{\Psi_A + \frac{\zeta_{r_2}}{2} \left[ \left( \frac{K_{12} K_{34} \varphi \bar{U}_A}{\cos \alpha_4} \right) + 2 K_{12} K_{34} \varphi \bar{U}_A \tan \alpha_4 \right]} \quad (3.3)$$

Los coeficientes de carga por rotor se definen para este caso como:

$$\Psi_A = \frac{\Delta h_{01}}{U_A^2} = \varphi \cdot \tan \alpha_1 + K_{12} \cdot \varphi (\tan \beta_2 - 1) \quad (3.4)$$

$$\Psi_B = \left[ K_{12} \cdot \varphi (\tan \beta_2 - 1) + K_{12} \cdot K_{34} \cdot \varphi \tan \alpha_4 \right] \bar{U}_A \quad (3.5)$$

La relación de trabajo específico entre las turbinas de presión alta e intermedia y estará dada como:

$$SWR = \frac{\Delta h_{01}}{\Delta h_{02}} = \frac{\Psi_A}{\Psi_B} \bar{U}_A^2 \quad (3.6)$$

Despreciando el efecto del recalentamiento entre las etapas, la eficiencia total para la turbina contra-rotativa puede ser calculada mediante las eficiencias de la turbina de presión alta e intermedia como:

$$\eta_T = \frac{\eta_A \eta_B (\Psi_A + \Psi_B)}{\eta_A \Psi_B + \eta_B \Psi_A} \quad (3.7)$$

Con estas ecuaciones es posible representar de manera gráfica el comportamiento de la eficiencia y de la relación de trabajo específico como función del número de flujo y de las siete variables independientes ya mencionadas, las cuales se podrán modificar de acuerdo a los requerimientos de diseño.<sup>11</sup>

En las gráficas de las figuras 3.2.1-2 A, B y C se analizan tres relaciones de velocidades de la turbina de alta presión con respecto a la de baja ( $\bar{U}_A$ ), en estas se muestran los efectos que tiene la relación de velocidad axial de la turbina de alta presión con respecto a la relación de trabajo específico para varios coeficientes de flujo.

Los parámetros  $K_{12}$  y  $K_{34}$  se refieren a la relación de velocidad axial entre la entrada y la salida del primer y segundo rotor respectivamente y es una medida de la aceleración del flujo a través del pasaje de los álabes en las cascadas, la cual en cálculos preliminares se utiliza un valor cercano a la unidad<sup>12</sup>, sin embargo en la práctica no es así por lo que en las gráficas se consideraron varios valores de  $K_{12}$  para apreciar su influencia sobre la eficiencia y la SWR y su comportamiento.

En las gráficas de las relaciones de trabajo se observa que entre mayor sea  $K_{12}$  se podrá alcanzar el mismo  $\varphi$  a menor relación de trabajo SWR. Además, cuando el coeficiente de flujo aumenta, el SWR disminuye drásticamente y se mantiene en un nivel bajo a un cierto  $K_{12}$  y cuando esta relación aumenta de magnitud, el SWR disminuye de manera menos abrupta.

En la figura 3.2.1-2 B. se puede observar que el SWR cae de 2.95 a 2.38 cuando  $K_{12}$  aumenta de 1.4 a 1.8 en el punto  $\varphi = 0.6$ , sin embargo la relación de trabajo sólo disminuye de 2.38 a 2.12 cuando  $K_{12}$  aumenta de 1.8 a 2.2.

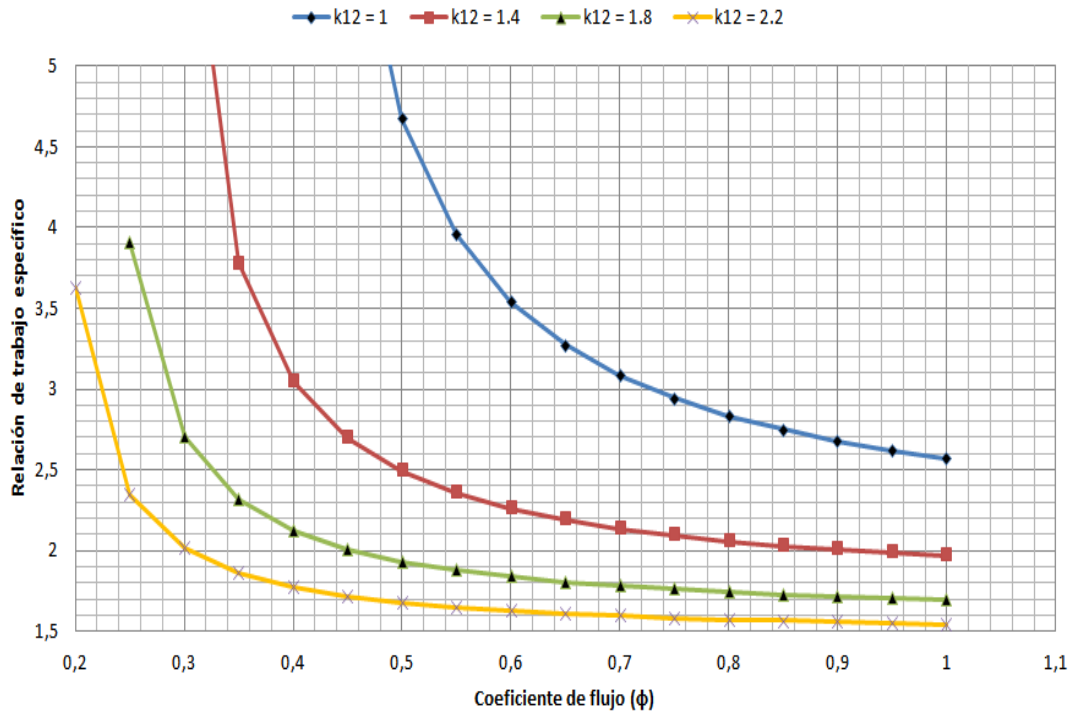


Figura 3.2.1-2 A. Relación de trabajo específico contra coeficiente de flujo para una relación de velocidades de  $\bar{U}_A = 1$

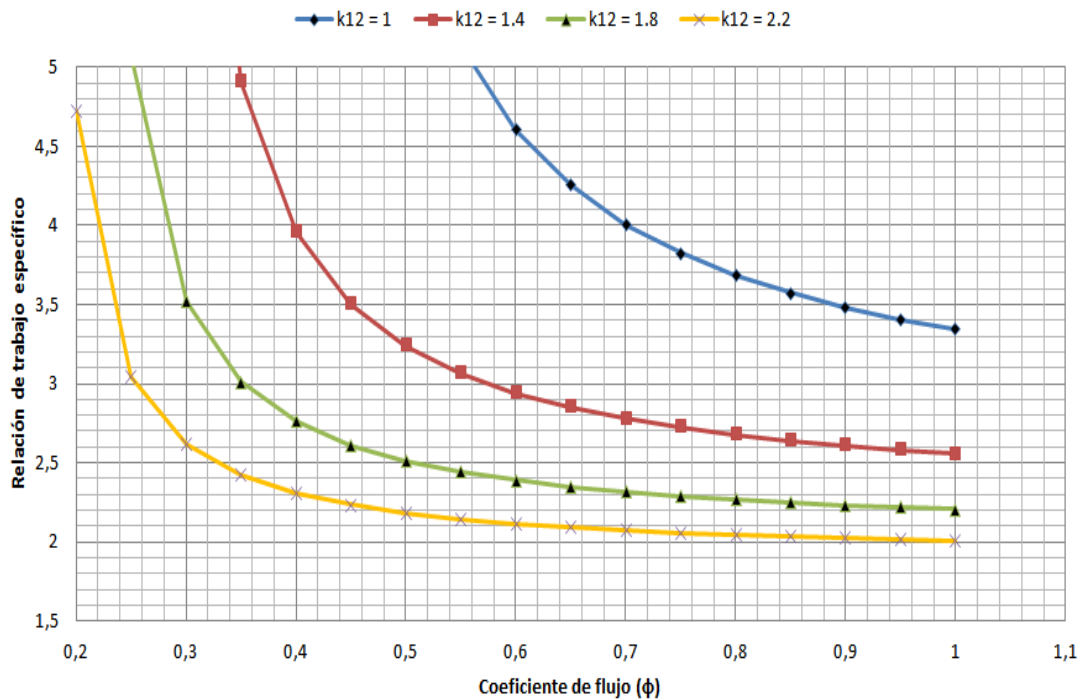


Figura 3.2.1-2 B. Relación de trabajo específico contra coeficiente de flujo para una relación de velocidades de  $\bar{U}_A = 1.3$

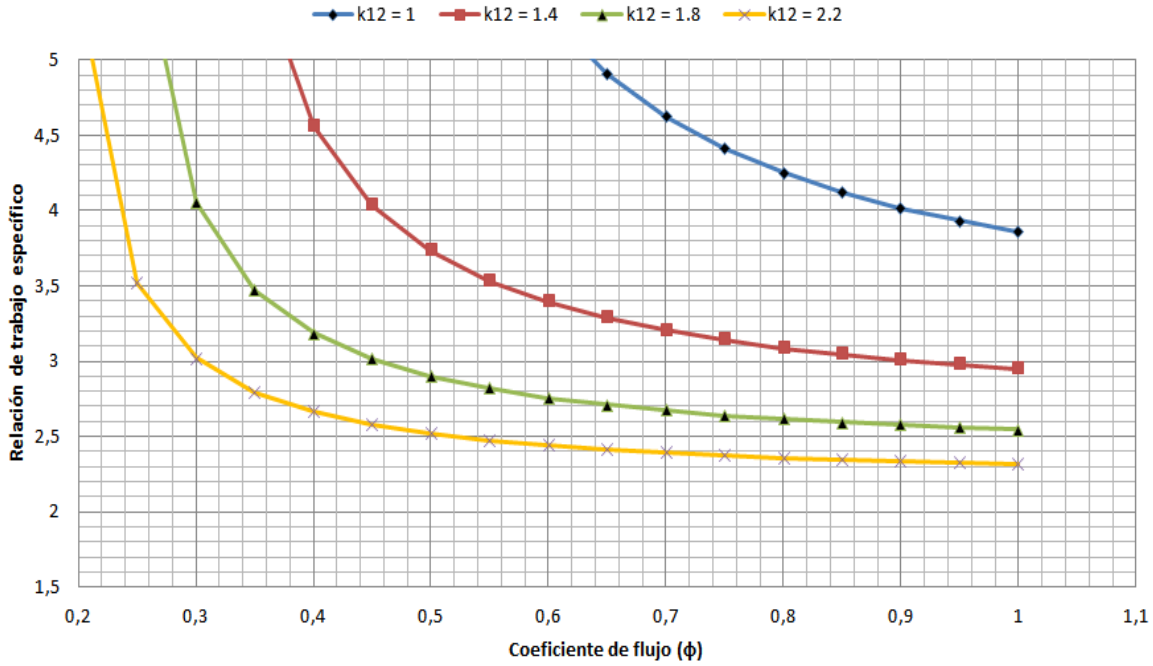


Figura 3.2.1-2 C. Relación de trabajo específico contra coeficiente de flujo para una relación de velocidades de  $\bar{U}_A = 1.5$

En las gráficas de las figuras 3.2.1-3 A, B y C se muestra el comportamiento de la eficiencia bajo los mismos criterios que las figuras 3.2.1-2 A, B y C.

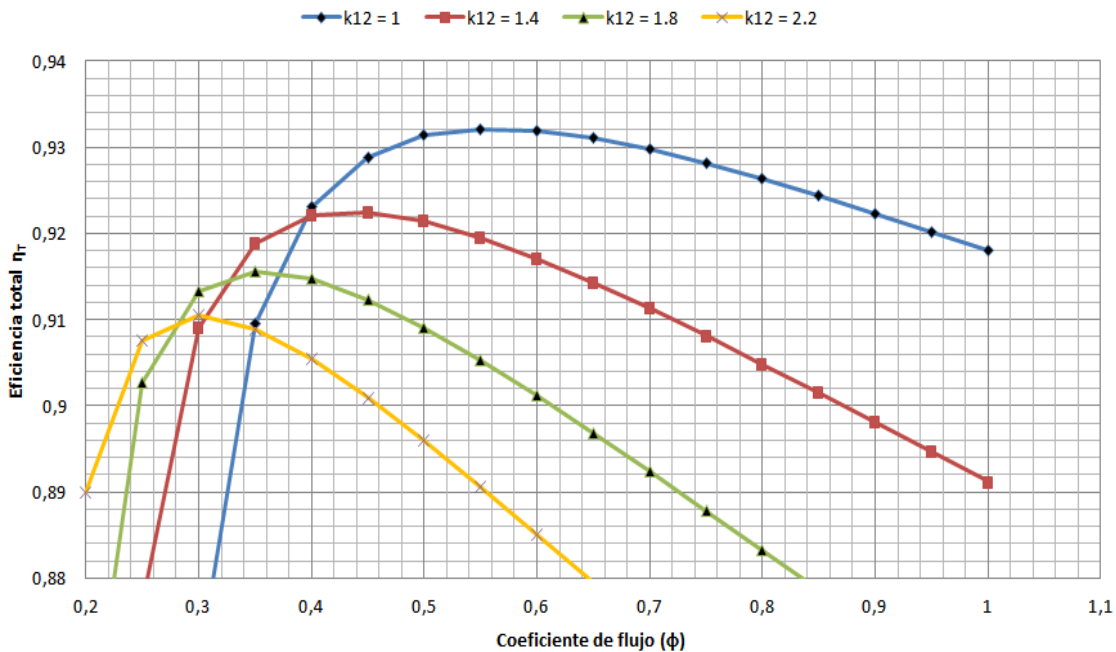


Figura 3.2.1-3 A. Eficiencia contra coeficiente de flujo para una relación de velocidades de  $\bar{U}_A = 1$

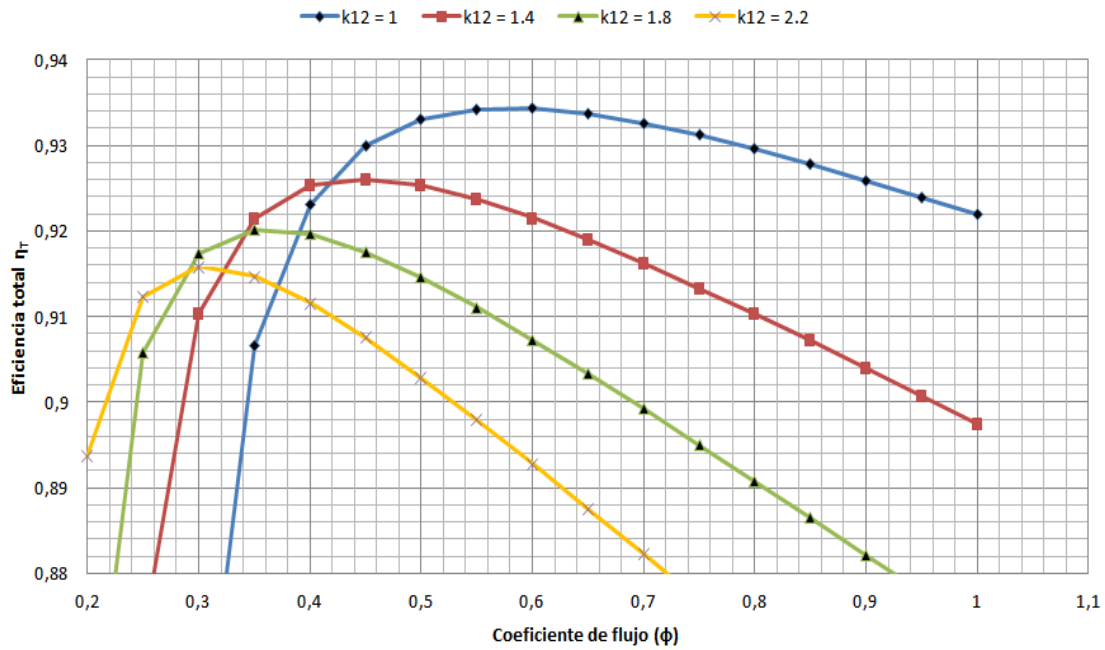


Figura 3.2.1-3 B. Eficiencia contra coeficiente de flujo para una relación de velocidades de  $\bar{U}_A = 1.3$

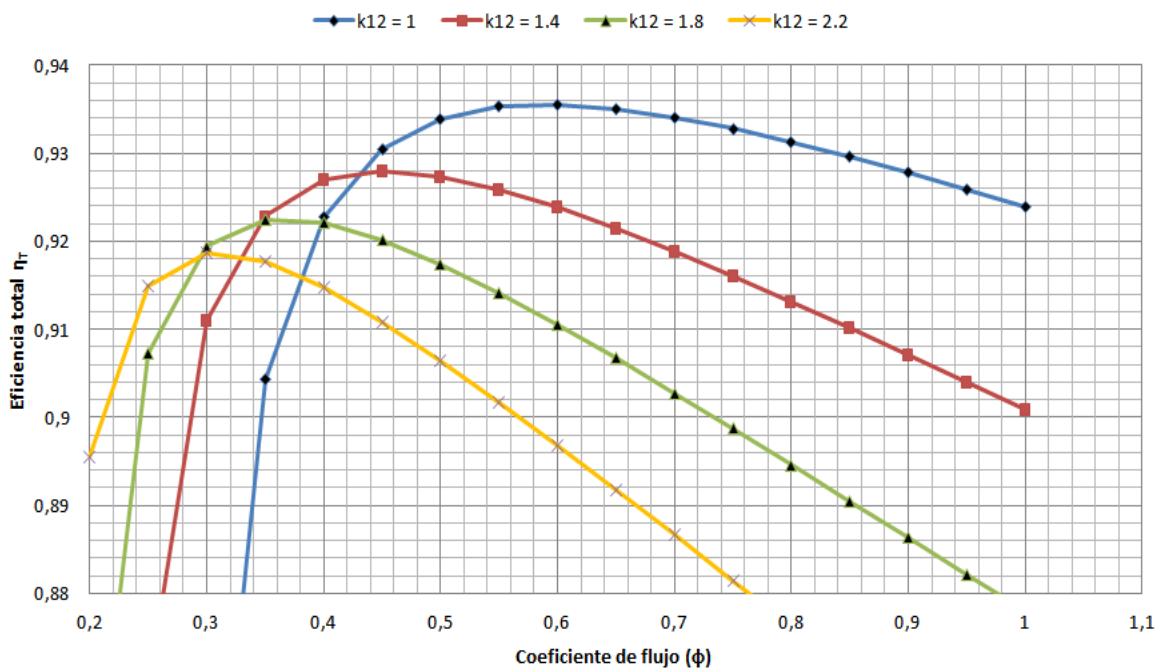


Figura 3.2.1-3 C. Eficiencia contra coeficiente de flujo para una relación de velocidades de  $\bar{U}_A = 1.5$

Como se puede observar de las gráficas de las figuras 3.2.1-3 A, B y C, la eficiencia total se incrementa a un valor máximo y después decae conforme el coeficiente de flujo se incrementa y el valor de eficiencia máximo ocurre a diferente  $\varphi$ . Entre mayor sea la relación de velocidad  $K_{12}$ , menor será el punto en el que la eficiencia alcance su punto máximo.

Además, al comparar ambas gráficas para la misma relación de velocidades entre rotores se puede observar que a un valor fijo de  $K_{12}$ , cuando la eficiencia total alcanza su valor máximo, la pendiente de la curva del  $SWR$  se mantiene en un nivel alto así como su magnitud. Sin embargo, si se continúa incrementando el coeficiente de flujo, la relación de trabajos disminuirá drásticamente mientras que la eficiencia se mantiene en un nivel alto. Por lo tanto, para alcanzar el requerimiento de ambos parámetros se deberá seleccionar un valor de  $\varphi$  ligeramente mayor al de la eficiencia máxima.

En las gráficas de ambos parámetros se analizaron dos relaciones más de velocidad ( $\overline{U}_A = 1, 1,5$ ) para determinar sus efectos. Comparando las gráficas se puede notar que las curvas de eficiencia y de  $SWR$  para cada relación de velocidad son similares en forma, y de éstas se puede notar que entre mayor sea el valor de  $\overline{U}_A$  se podrán obtener mayores eficiencias y menores niveles de la relación de trabajo cuando  $K_{12}$  se mantenga igual, caso contrario si la relación de velocidades de rotores sobrepasa el valor de 1.5, la relación de trabajo aumentará significativamente sin importar el coeficiente de flujo, por lo que siempre deberá elegirse un valor óptimo de  $\overline{U}_A$  que mantenga una buena relación entre un  $SWR$  bajo y una eficiencia alta.

A partir de las gráficas se puede observar que difícilmente se obtendrán valores de  $SWR$  menores de 1.5, caso que correspondería a tener una turbina axial convencional de una sola etapa. Físicamente el valor de la relación de trabajo puede hacer que se requiera un diseño aerodinámico más complejo, incrementando las dificultades del diseño de una turbina contra-rotativa sin álabes estatores.

Para el caso de relaciones de trabajo altas, a partir de la ecuación 2.8, se puede observar que para utilizar una etapa con un factor de trabajo alto se requiere tener una desviación del flujo muy grande, lo cual llevaría a que los triángulos de velocidades tengan un alto grado de oblicuidad para conseguir el grado de desviación necesario. Por lo tanto, un factor de trabajo más alto requerirá de mayor ángulo de desviación del flujo y para mantener un nivel aceptable de difusión en la turbina se deberá disminuir el grado de solidez ( $c/S$ ) de los álabes.

Esto lleva a tener un mayor número de álabes, los cuales tienden a incrementar las pérdidas del perfil debido a que hay mayor área de contacto con el flujo,

además de provocar problemas a número de Mach altos ya que al haber más perfiles, se incrementa también la posibilidad de presentar ondas de choque que provoquen efectos de compresibilidad.

Como se mencionó anteriormente, los triángulos de velocidad de las turbinas contra-rotativas se pueden determinar a partir de 7 variables independientes. Cuando la relación de velocidades de los rotores y los coeficientes de carga para cada turbina son seleccionados, las relaciones de velocidad axial  $K_{12}$  y  $K_{34}$  se pueden calcular a partir de las ecuaciones 3.4 y 3.5 respectivamente.

### 3.2.2. Influencia del ángulo de salida del estator de tobera ( $\alpha_1$ ) sobre la eficiencia

Los coeficientes dependen de las siguientes variables:  $K_{12} = f(\alpha_1, \beta_2, \varphi)$  y  $K_{34} = f(\alpha_1, \beta_2, \varphi, \alpha_4)$ . Una vez que estos valores han sido seleccionados, se puede calcular la eficiencia en función de las relaciones de velocidad a diferentes valores de  $\alpha_1$  como se muestra en la figura 3.2.2-1, en la cual se puede apreciar que la eficiencia total máxima para cada valor del ángulo de salida del estator se mantiene casi igual. En términos de los triángulos de velocidades, a medida que el número de flujo se incrementa, la velocidad relativa  $V_2$  disminuye, mientras que la velocidad absoluta  $C_1$  y la velocidad relativa  $V_4$  aumentan.

Se puede concluir de la ecuación 3.2 (eficiencia total 1) que a menor velocidad, mayor es la eficiencia, o en otras palabras, cuando  $V_2$  se reduzca a un valor menor que el de  $C_1$  y  $V_4$  se haya incrementado, también lo hará la eficiencia, de lo contrario, ésta disminuiría.

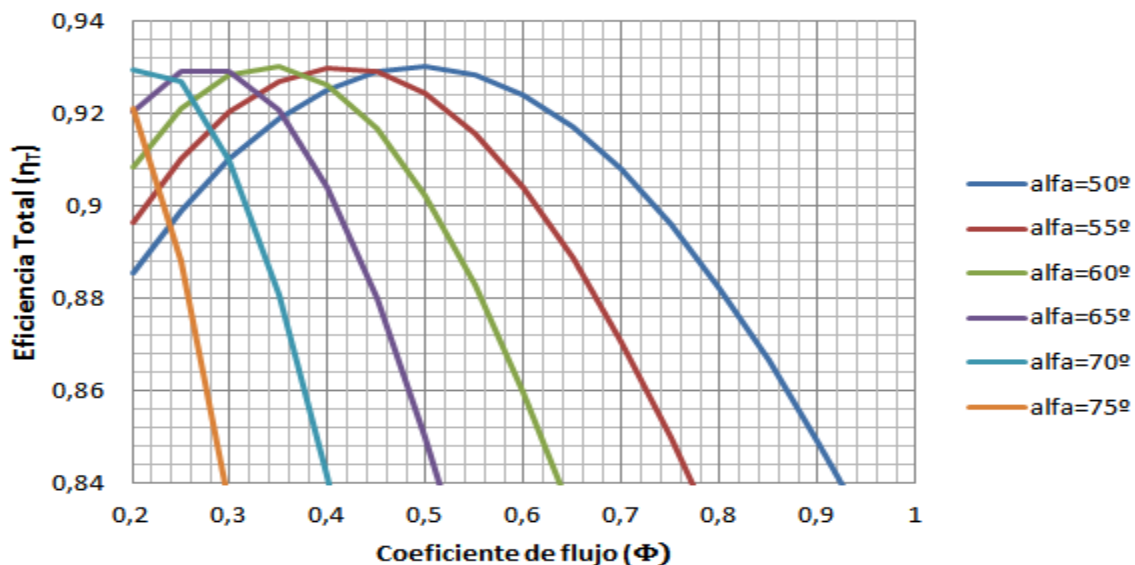


Figura 3.2.2-1 Eficiencia contra coeficiente de flujo en función del ángulo  $\alpha_1$



En la figura 3.2.2-2 se muestra la influencia del ángulo  $\alpha_1$  en las relaciones de velocidad, las curvas en azul corresponden a la relación  $K_{12}$  y las curvas en rojo a  $K_{34}$ . De esta figura se puede concluir que  $K_{12}$  deberá ser más grande que en turbinas convencionales para obtener una mayor eficiencia, por ejemplo, para un valor de  $\alpha_1 = 65^\circ$ , la eficiencia máxima estará ubicada en un coeficiente de flujo de 0.30 y los valores de  $K_{12}$  y  $K_{34}$  serán 2.5 y 0.9 respectivamente.

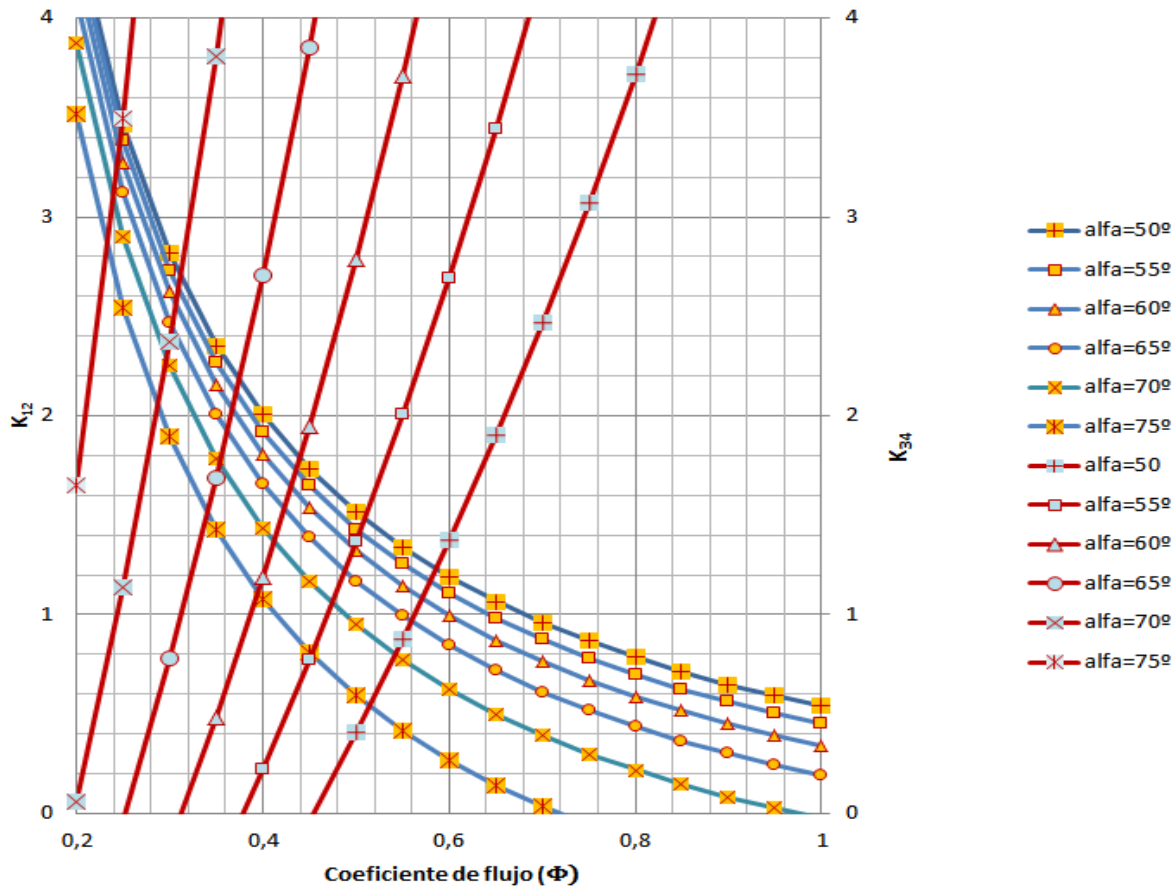


Figura 3.2.2-2 Relaciones de velocidad axial para el primer y segundo rotor contra el coeficiente de flujo en función del ángulo de entrada  $\alpha_1$

Del análisis de las gráficas de eficiencia y de las relaciones de velocidad axial se puede deducir que conforme se incrementa la relación de trabajo específico, el punto de eficiencia máxima se desplaza a la derecha, es decir aumenta el punto óptimo del coeficiente de flujo y en segundo lugar que las relaciones de velocidad axial disminuirán a partir del punto de máxima eficiencia.

Esto se puede expresar de manera física mediante los triángulos de velocidades; cuando la velocidad tangencial y los ángulos de flujo permanecen iguales, habrá

cuatro maneras de incrementar la relación de trabajo específico (SWR):

1. Cuando solamente el trabajo específico de la turbina de alta presión se incremente junto con el coeficiente de flujo,  $K_{12}$  permanezca constante y  $K_{34}$  disminuya.
2. Cuando solamente el trabajo específico de la turbina de baja presión disminuya y  $K_{12}$  permanezca constante y  $K_{34}$  disminuya.
3. Cuando los trabajos específicos de tanto la turbina de alta como la de baja presión disminuyan, lo cual significa que  $\varphi$  permanece constante y tanto  $K_{12}$  como  $K_{34}$  disminuyen.
4. El trabajo específico de la turbina de alta aumenta y el de la turbina de baja disminuye, lo cual significa que  $\varphi$  aumenta y tanto  $K_{12}$  como  $K_{34}$  disminuye.

En la figura 3.2.2-3 se muestran los triángulos de velocidades que ejemplifican estos casos. Los triángulos azules corresponden al caso 1, en el que únicamente la velocidad absoluta a la salida del estator aumenta, debido al aumento en el coeficiente de flujo. El caso 2 corresponde a los triángulos en rojo en el cual la velocidad relativa de salida de la segunda turbina  $V_4$  disminuye. El caso 3 corresponde a los triángulos en verde, en el cual ambas velocidades absolutas de los rotores y la velocidad relativa de salida de la turbina de baja presión disminuyen en magnitud. El caso 4 correspondería al triángulo en azul para la turbina de presión alta y al triángulo verde en la turbina de presión baja.

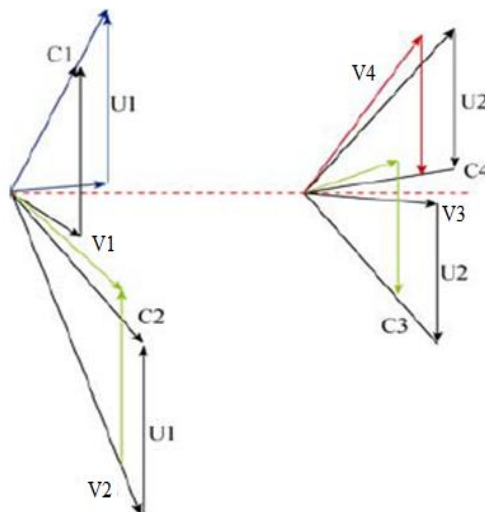


Figura 3.2.2-3 Variación de los triángulos de velocidad conforme SWR se incrementa

### 3.2.3. Influencia del ángulo relativo a la salida del primer rotor ( $\beta_2$ ) sobre la eficiencia

Otro ángulo de flujo importante que se debe considerar y analizar para el diseño de una turbina contra-rotativa es  $\beta_2$ . La eficiencia total para varios valores de  $\phi$  a diferentes  $\beta_2$  se presentan en la figura 3.2.3-1.

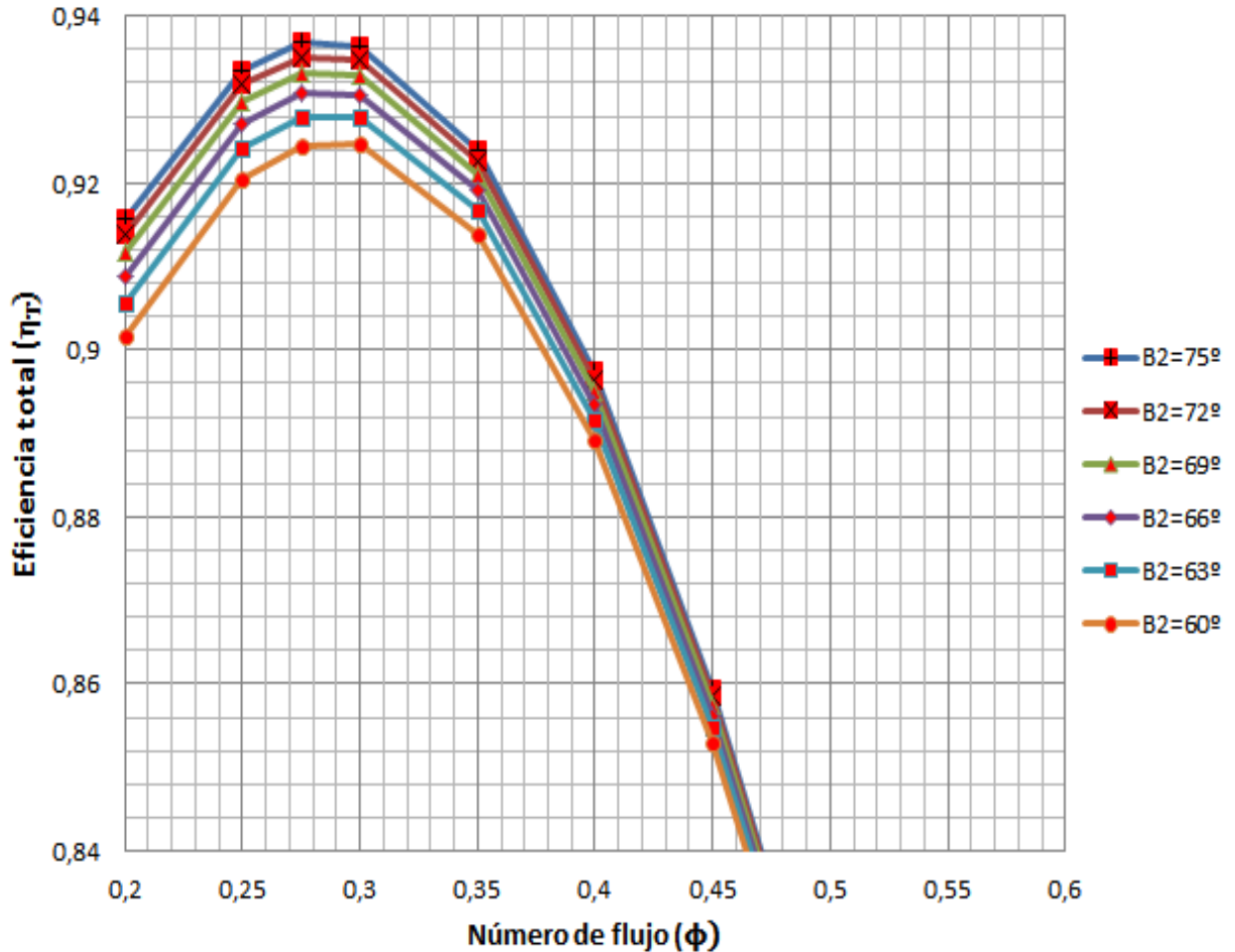


Figura 3.2.3-1 Características de la eficiencia a diferentes ángulos  $\beta_2$

De esta figura se puede observar que el valor óptimo de eficiencia para cada magnitud de  $\beta_2$ , el número de flujo se mantiene en el mismo rango, y a partir de las ecuaciones 3.3, 3.4 y 3.5 se puede concluir que cuando los coeficientes de carga por etapa se fijan, el ángulo  $\beta_2$  no tendrá un efecto sobre la eficiencia  $\eta_2$  de la segunda etapa.

En la figura 3.2.3-2 se muestra el cambio de  $\beta_2$  de manera física en el comportamiento de los triángulos de velocidades.

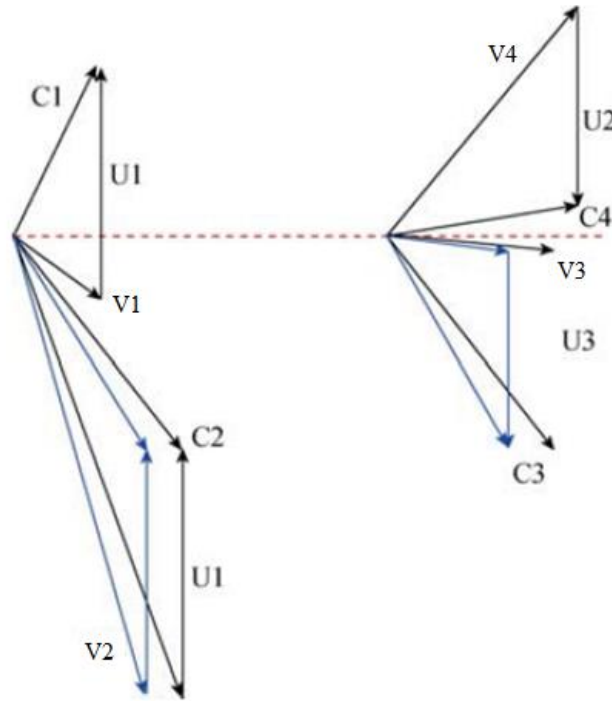


Figura 3.2.3-2 Variación de los triángulos de velocidad con el incremento de  $\beta_2$ .

Los triángulos de velocidades cambian de las líneas negras a las azules a medida que  $\beta_2$  se incrementa, lo que significa que la velocidad relativa  $V_2$  disminuye, por lo que las pérdidas disminuyen. La velocidad relativa  $V_4$  se mantiene igual, por lo que la eficiencia de la turbina de baja presión permanece constante en la ecuación 3.2. También se puede notar de la figura anterior que entre mayor sea  $\beta_2$ , mayor será la eficiencia total máxima. Sin embargo, un incremento de la eficiencia total máxima es más difícil de obtenerse a medida que este ángulo tenga un valor mayor.

Finalmente, se puede concluir que las relaciones de trabajos específicos de las turbinas contra-rotativas son muy altas y que el coeficiente de flujo es un parámetro importante de diseño, el cual deberá de ser seleccionado meticulosamente considerando tanto la eficiencia total como la relación de trabajos específicos (SWR). En el caso en que esta relación y la relación de velocidades entre las turbinas  $\overline{U}_A$  sean parámetros dados, el ángulo relativo de flujo a la salida del rotor de la turbina de presión alta y su relación de velocidad axial deberán ser tan altos como sea posible.

### 3.2.4. Influencia del espaciamiento axial entre rotores en turbinas contra-rotativas

Desde la segunda mitad del siglo XX los científicos se han interesado en analizar el efecto del espaciamiento axial entre coronas de álabes en las características del flujo de turbinas y compresores y su influencia en la eficiencia. La transitoriedad del campo de flujo en turbomaquinaria se determina por el movimiento relativo del rotor con respecto al estator a la entrada, los cuales inducen interacciones periódicas entre sí. El estudio de la interacción de estos fenómenos es importante para la comprensión de la generación de pérdidas en las coronas de álabes y así, mejorar su eficiencia.

Dado el desarrollo de tecnología con el fin de aumentar la eficiencia de las turbomáquinas, se han llevado a cabo varios estudios en los que se considera el efecto del espaciamiento axial, y a partir de estos trabajos se ha demostrado una importante transitoriedad del flujo en este caso, lo cual provoca pérdidas.

B.L. Venable et al. (1999)<sup>13</sup> estudiaron la influencia del espaciamiento axial entre coronas de álabes y su influencia en la eficiencia aerodinámica en una turbina de una sola etapa y determinaron que el incremento del espaciamiento podía ser benéfico hasta cierto punto.

Yamada et al (2009)<sup>14</sup> estudiaron el efecto del espaciamiento axial en flujos secundarios y la eficiencia aerodinámica en condiciones de diseño y de diseño preliminar mediante métodos experimentales y de análisis numérico con una turbina de flujo axial. En condiciones de diseño preliminar observaron una disminución lineal de la eficiencia a medida que el espaciamiento se incrementaba, pero en condiciones de diseño obtuvieron como resultado un incremento en la eficiencia con el aumento del espaciamiento, de lo cual concluyeron que la discrepancia y aumento de eficiencia en condiciones de diseño preliminar se debieron a la generación de vórtices largos en el rotor, los cuales tenían que compensarse a su paso por el estator.

Sin embargo, otros estudios que se han llevado a cabo han concluido que el incremento en el espaciamiento axial provoca una disminución de la eficiencia total, por lo que no se puede afirmar de manera absoluta si el efecto de este fenómeno perjudica o beneficia de manera total en la eficiencia, ya que la inestabilidad del flujo en esta zona, hace difícil su estudio y el efecto del espaciamiento dependerá de las características de los parámetros de diseño y la configuración de cada turbomáquina.

Sin embargo, la tendencia en estos estudios demuestra que un menor espaciamiento axial permite alcanzar mejores eficiencias a diferencia de los espaciamientos grandes. Algunos de estos estudios se resumen a continuación.

Mamoru Kikuchi, Funazaki, Yamada y Sato (2007)<sup>15</sup>, llevaron a cabo el estudio del efecto en la eficiencia del espaciamiento axial entre el rotor y el estator de una turbina subsónica de manera experimental y de simulación. Consideraron tres espaciamientos distintos (0.255, 0.383, 0.510), normalizados con la longitud axial de la cuerda del estator. Con este estudio, determinaron que un espaciamiento axial menor provoca un incremento en la eficiencia de la turbina, esto debido a que el ángulo de salida del estator se incrementaba proporcionalmente al claro entre coronas. El aumento de este ángulo provoca que el ancho de la estela del rotor se incremente, por lo que un claro axial mayor incrementa el espesor de la capa límite (de la flecha a la punta) antes de chocar con el rotor, provocando zonas de entropía alta.

Jöcker (2002)<sup>16</sup> determinó que un cambio en el espaciamiento axial tiene efectos en la excitación de la vibración de los álabes, pero no siempre de la misma manera. En sus estudios realizó comparaciones numéricas de distintas turbinas axiales para determinar el efecto del espaciamiento axial en los modos de vibración, concluyendo que una disminución de éste, traía consigo una disminución de la excitación aerodinámica, pero que este comportamiento no siempre era igual.

E. Jeong, P. Park, Kang K. y J. Kim (2006)<sup>17</sup> estudiaron de manera numérica y experimental el efecto del claro axial entre estator y rotor, confirmando que la eficiencia de una turbina supersónica de impulso aumentaba conforme disminuía este claro, concluyendo que la disminución de la eficiencia se debía a un incremento en las pérdidas de presión total en esta región. Cabe mencionar que en las etapas de turbinas de impulso supersónicas la expansión se lleva a cabo en la corona estatora de tobera.

Kelecý, Griffin y Delaney (2000)<sup>18</sup> realizaron simulaciones en CFD de una etapa de turbina supersónica con álabes guías de salida. En este estudio pudieron observar que la mayor inestabilidad se presentaba en el borde de ataque pero disminuía a medida que el espaciamiento axial aumentaba. Sin embargo, se predijo que la potencia sería mayor cuando el claro axial fuera menor y cuando éste era mayor se presentaban pérdidas adicionales por la interacción del chorro en el primer estator y su interacción con las demás coronas. Se demostró además, que la estela causaba tanto una separación temprana del flujo en la superficie de succión del álabe, como separación en el álabe guía de salida en su superficie de presión.

Entre los estudios más recientes, se encuentran los realizados por Rayapati Subbarao y M. Govardhan (2011). En uno de estos<sup>19</sup> llevaron a cabo análisis numéricos y experimentales de la influencia del espaciamiento axial en el comportamiento de una turbina de una y media etapas. Los resultados de las distribuciones de presión en la sección media de los álabes que obtuvieron en

ambos análisis resultaron ser acordes, concluyendo que la eficiencia de una turbina depende significativamente del claro axial entre coronas de álabes, confirmando que la eficiencia disminuye ligeramente a medida que se incrementa el espaciamiento axial, además, definieron que un espaciamiento menor es benéfico especialmente cuando la turbina opera a flujos másicos y velocidades de rotación menores que las de diseño.

Respecto a turbinas contra-giratorias, los autores mencionados en el párrafo anterior llevaron a cabo un estudio computacional <sup>20</sup> del rendimiento y el campo de flujo de una turbina contra-giratoria de una etapa para un espaciamiento axial de 10, 30 y 70% de las cuerdas del estator de tobera y del rotor.

Se analizaron las distribuciones de velocidades, presiones, entropía y pérdida de presión total a través de la etapa, obteniendo como resultado una variación de la eficiencia contra el flujo másico con el cambio del espaciamiento axial. A flujos másicos bajos, la eficiencia no varía significativamente con respecto al cambio en el claro axial, caso contrario cuando el flujo másico es grande como en los motores de alta derivación, en este caso la eficiencia aumentó conforme se aumentaba el flujo másico y se disminuía el claro axial como se muestra en la figura 3.2.4-1.

En ésta se puede observar una diferencia sustancial de casi diez puntos porcentuales de eficiencia entre un espaciamiento axial del 70 al 10%, por lo que se puede deducir que a menor claro será mayor la eficiencia debido a la alta desviación que el flujo experimentará con el paso entre álabes, haciendo que la diferencia de las componentes tangenciales se incremente y con esto el trabajo producido, y que entre mayor sea el espacio axial, el flujo tenderá a formar flujos secundarios menos uniformes, que tendrán repercusiones en la manera en que se impacten con el borde de ataque de los perfiles, o punto de estancamiento, aumentando su grado de entropía y disminuyendo la capacidad del flujo para ser expandida.

En este trabajo se concluyó que el flujo a lo largo del pasaje de álabes en la sección media se comportó de manera ideal, sin embargo de la raíz a la punta en los planos de salida, las pérdidas se incrementaban de manera gradual debido a la presencia de flujos secundarios en la punta y que a medida que el espaciamiento axial se incrementaba, la caída de presión total en el primer rotor se incrementó más comparada a la del segundo rotor. Por lo que los resultados confirman que el incremento del espaciamiento axial tiene un efecto negativo sobre la eficiencia de las turbinas contra-giratorias.

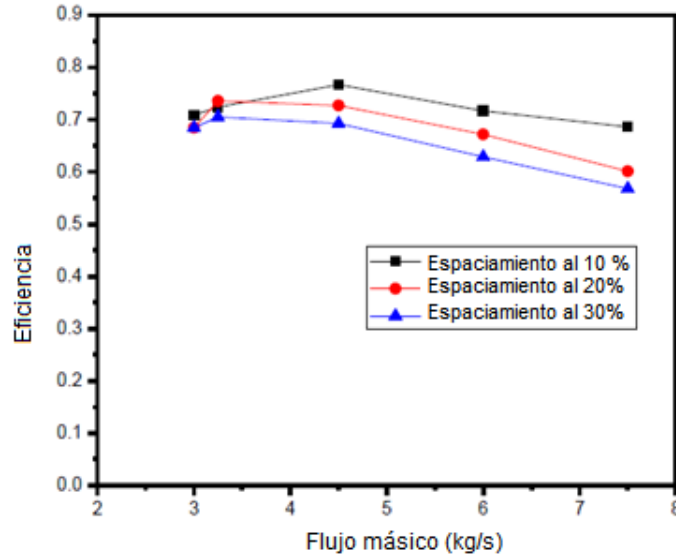


Figura 3.2.4-1 Variación de la eficiencia contra flujo másico en función del espaciamiento axial.<sup>19</sup>

### 3.3. Flujo tridimensional en álabes de turbinas axiales: ley de equilibrio radial y vórtice libre

Se considera que se tiene un elemento diferencial como el de la figura 3.3-1, y se asume que éste representa el flujo de fluido dentro del rotor y se encuentra estático en un momento dado dentro del pasaje de álabes de tal forma que el análisis del estado de este elemento pueda representar el estado estacionario de todo el fluido que pasa por el rotor.

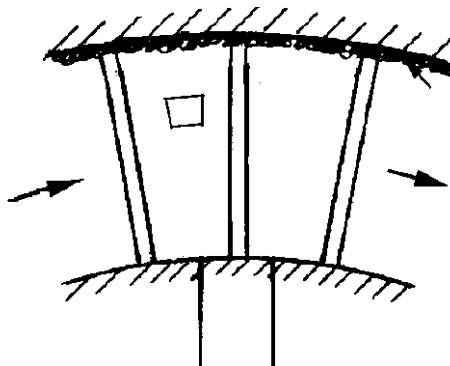


Figura 3.3-1 Elemento diferencial que fluye a través de los pasajes de álabes de una turbina en un momento dado.



Debe tomarse en cuenta que el elemento diferencial también está recorriendo una trayectoria a través del pasaje curvo entre los álabes en donde se lleva a cabo la difusión.

Para analizar este elemento diferencial se debe asumir inicialmente que:

1. El movimiento radial del flujo depende del equilibrio radial de fuerzas
2. Los movimientos radiales solamente ocurren en el pasaje entre los álabes y no fuera de estos.
3. El análisis del flujo involucra balancear las fuerzas radiales ejercidas por la rotación del álabe.
4. Las fuerzas gravitacionales son despreciables.

Para definir un modelo matemático que describa el comportamiento del elemento diferencial se considera la figura 3.3-2 de longitud axial unitaria subtendida por un ángulo  $d\theta$ , de espesor  $dr$ , a través de los cuales hay una variación de presión de  $p$  hasta  $p + dp$ .

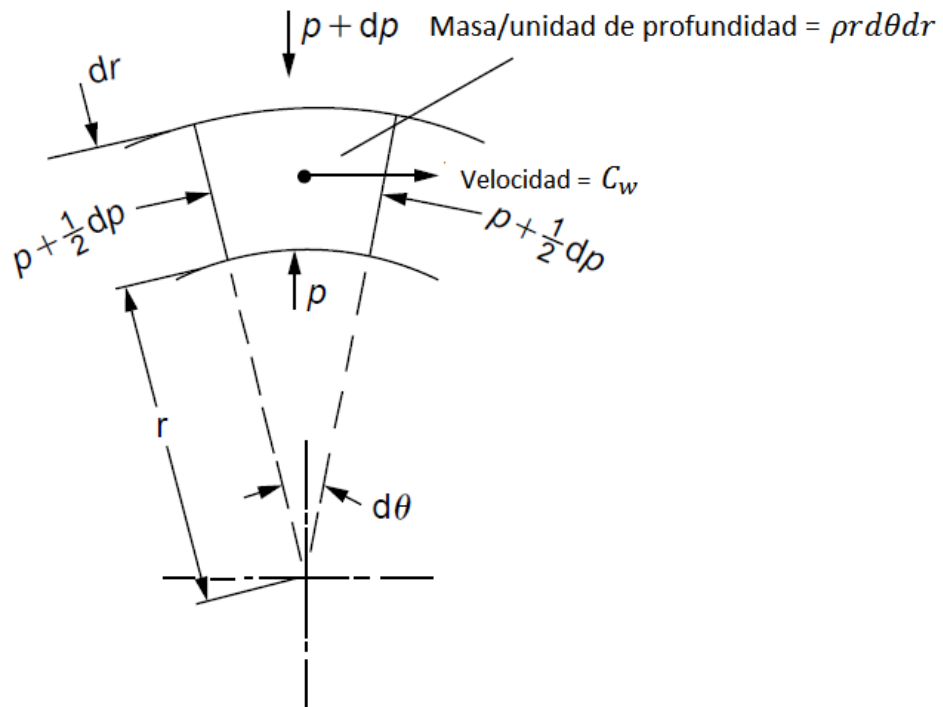


Figura 3.3-2 Componentes del elemento diferencial que pasa a través de una etapa de álabes.

Para llevar a cabo el equilibrio del elemento diferencial, las fuerzas estáticas deben equilibrarse con las fuerzas dinámicas, que en este caso corresponde únicamente a la fuerza centrífuga, la cual se obtiene multiplicando la densidad por el área por la aceleración en dirección radial. Resolviendo todas las fuerzas aerodinámicas actuando en el elemento en la dirección radial se obtiene:

Aceleración en  
dirección radial

$$[(P + dP)(r + dr) \cdot d\theta \cdot 1] - (P \cdot r \cdot 1 \cdot d\theta) - 2 \left( P + \frac{dP}{2} \right) \cdot dr \cdot \left( \frac{d\theta}{2} \right) \cdot 1 = \rho \cdot dr \cdot r \cdot C_w^2 / r \quad (3.8)$$

Fuerzas en la  
parte superior

Fuerzas en la  
parte inferior

Fuerzas en las  
caras laterales

Fuerza dinámica  
centrífuga

Posteriormente, despreciando los términos de segundo orden dados por productos de términos diferenciales (i.e.  $dp \cdot dr$ ) debido a que son muy pequeños y no influyen de manera significativa en el equilibrio de fuerzas la ecuación se reduce a la forma de la ecuación 3.9 conocida como Ecuación de Equilibrio Radial Simple:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{1}{r} C_w^2 \quad (3.9)$$

A partir de esta ecuación se puede deducir una ecuación de energía que exprese la variación de la entalpía con respecto al radio. La entalpía total  $H$  en cualquier radio  $r$  con una velocidad absoluta  $C$  está dada por:

$$H = h + \frac{C^2}{2} = h + \frac{1}{2} (C_a^2 + C_w^2) \quad (3.10)$$

La variación de la entalpía total con respecto al radio será:

$$\frac{dH}{dr} = \frac{dh}{dr} + C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} \quad (3.11)$$

De la relación termodinámica para un proceso isentrópico se tiene:

$$Tds = dh - dP/\rho \quad (3.12)$$

Derivando esta ecuación con respecto al radio:

$$\frac{dh}{dr} = T \frac{ds}{dr} + ds \frac{dT}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} - \frac{1}{\rho^2} \frac{d\rho}{dr} dP \quad (3.13)$$

Despreciando los términos de segundo orden:

$$\frac{dh}{dr} = T \frac{ds}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} \quad (3.14)$$

Sustituyendo en la ecuación 3.11:

$$\frac{dH}{dr} = T \frac{ds}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} + C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} \quad (3.15)$$

Y tomando en cuenta la ecuación de equilibrio radial, el segundo término puede ser reemplazado resultando en la ecuación básica para el análisis de flujos tanto en el área anular de la turbina:

$$\frac{dH}{dr} = T \frac{ds}{dr} + \frac{C_w^2}{r} + C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} \quad (3.16)$$

El término  $T ds/dr$  representa la variación radial de las pérdidas en el área anular y puede ser significativa en cálculos de diseño detallado, especialmente si el número de Mach relativo a los álabes son mayores a uno, es decir en régimen supersónico y ocurren pérdidas por ondas de choque. Sin embargo, para fines prácticos se puede ignorar el gradiente de entropía, teniendo la forma final de la ecuación de la energía de vórtice:

$$\frac{dH}{dr} = C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} + \frac{C_w^2}{r} \quad (3.17)$$

A la entrada de la turbina, excepto cerca de la raíz y de la carcasa, la entalpía cambia de manera constante, usando condiciones de distribución de trabajo uniforme a lo largo de la longitud del álabe que es radialmente constante se puede decir que:

$$\frac{dH}{dr} = 0 \quad (3.18)$$

Por lo que la ecuación de la energía podrá reescribirse como:

$$\frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} + \frac{C_w^2}{r} = 0 \quad (3.19)$$

Y si  $C_a = cte$ , entonces el primer término es cero y la ecuación se reduce a la forma:

$$C_w \frac{dC_w}{dr} = -\frac{C_w^2}{r} \rightarrow \frac{dC_w}{C_w} = -\frac{dr}{r} \quad (3.20)$$

E integrando, resulta la ecuación de vórtice libre:

$$C_w \cdot r = constante \quad (3.21)$$

Esta ecuación se denomina de esta manera porque denota que la fuerza del vórtice (o levantamiento por unidad de longitud) creado por cada sección del perfil usado desde la raíz a la punta permanece constante. En otras palabras, significa que en el borde de salida de un álabe, el vórtice de salida tiene una fuerza constante desde la raíz a la punta, y si la fuerza de los vórtices es 0, el levantamiento será 0.

### **3.4. Modelos tridimensionales de diseño de álabes de turbinas axiales**

Cuando el flujo adquiere una tercera componente dimensional en su movimiento se debe a la componente radial que proporciona el giro de la turbina. Para analizar el flujo en tres dimensiones se debe realizar un análisis pseudo bidimensional, esto es, cuando los perfiles de los álabes (que son entidades bidimensionales) están apilados de la flecha a la punta con un cierto torcimiento que les proporcione una tridimensionalidad, deberán de analizarse de forma bidimensional por secciones, de las cuales, entre mayor sea el número de divisiones del álabe, se podrá lograr una geometría más eficiente y óptima que consiga apegarse más a los requerimientos de diseño.

Una vez que el flujo adquiere tridimensionalidad, el problema esencial es la determinación del rendimiento de la turbina el cual sólo puede llevarse a cabo mediante análisis computacionales debido al gran número de variables que deben calcularse, por lo que los resultados pueden no dar una predicción acertada respecto al comportamiento de un componente cuando se proceda a la fase experimental.

Si bien el análisis de flujo bidimensional también tiene un grado de divergencia con respecto a los resultados esperados en la experimentación, este es menor que en el análisis tridimensional, además de que resulta más simple y rápido, por lo que la mayoría de los modelos de pérdidas para turbinas axiales consideran el flujo en dos dimensiones únicamente. Sin embargo, a partir de este tipo de análisis, se pudo determinar una metodología de apilamiento de perfiles para obtener así álabes tridimensionales.

La primer suposición que se hace para realizar un análisis tridimensional es que el movimiento radial sólo se lleva a cabo en el pasaje entre álabes, es decir, que la velocidad radial es mucho menor que la velocidad axial y la componente de velocidad tangencial, o lo que es:  $C_r \ll C_a ; C_r \ll C_w$ .

Debido a las características aerodinámicas y geométricas de las turbinas, la trayectoria del flujo tenderá a adquirir una componente radial conforme avanza hacia la descarga ya que el canal se abre progresivamente, creando un pasaje divergente, como se muestra en la figura 3.4-1. En la sección 0 de una etapa de turbina, el flujo será uniforme y axial, sin embargo al pasar por la corona de álabes se tendrá una configuración divergente para permitir la expansión, debido a esto, el flujo pasa a través de una trayectoria meridional con un radio de curvatura  $r_m$ , lo cual provoca que se obtenga una componente radial.

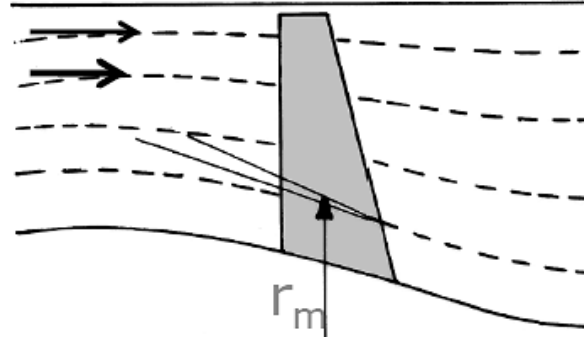


Figura 3.4-1 Líneas de trayectoria en un pasaje divergente de turbina.

En la fase de diseño preliminar de las turbinas, se busca que la componente radial sea mínima, para lo cual se utiliza la ecuación de equilibrio radial (ec. 3.8), en la que se considera que las fuerzas axiales son muy pequeñas y pueden ser despreciadas, con esta ecuación se podrán establecer modelos cuasi tridimensionales para el análisis del flujo.

Los modelos de flujo tridimensional más comúnmente utilizados para el diseño y análisis de turbinas axiales y con los cuales es posible predecir su rendimiento son:

1. Flujo de vórtice libre
2. Ángulo de salida de tobera constante ( $\alpha_2 = cte$ )
3. Caso de vórtice arbitrario,  $C_w = r^n$

El modelo de vórtice libre es usado también en el diseño y análisis de compresores axiales, y su principal ventaja es que provee datos generales de manera sencilla, útiles para una etapa de diseño preliminar y se utiliza para definir el comportamiento de los perfiles aerodinámicos desde la flecha a la punta, sin la utilización de este modelo es imposible conocer la variación de las características aerodinámicas del flujo para cada sección del álabe, por lo que es un modelo esencial para el diseño de álabes tridimensionales.

Si se utiliza el segundo modelo de análisis, debido a que tiene como restricción que el ángulo de salida de la tobera deberá ser constante, se tendrá una geometría distinta a la obtenida por el modelo de vórtice libre. Los álabes con torcimiento muy pronunciado producen esfuerzos, que se agregan a los esfuerzos por termofluencia, siendo más complicados de diseñar que los álabes de compresores, ya que para aliviar algunos efectos debido al calor deberá utilizarse

un sistema de enfriamiento, el cual puede cambiar los parámetros aerodinámicos de diseño. Para evitar álabes de gran torcimiento es posible utilizar este modelo.

El caso de vórtice arbitrario, el radio depende del exponente  $n$ , el cual servirá para definir la geometría de los álabes y dependiendo del valor de este exponente se tendrá un diseño diferente, el cual puede variar para adaptarse a los requerimientos.

### 3.4.1. Modelo de flujo de vórtice libre

Este modelo establece simplemente que  $C_w \cdot r = constante$ , aplicado para el rotor teniendo en cuenta ciertas suposiciones.

A la entrada del rotor:

$$\frac{dh_{02}}{dr} = 0; C_w \cdot r = cte; C_{a2} = cte \quad (3.22)$$

Y el trabajo específico hecho por el rotor será:

$$h_{02} - h_{03} = U(C_{w2} + C_{w3}) = \omega(r_2 C_{w2} - r_3 C_{w3}) = cte \quad (3.23)$$

Entonces:

$$C_{w3} \cdot r = cte \rightarrow C_{a3} = cte \quad (3.24)$$

Aerodinámicamente, este modelo provee un diseño muy simple y práctico ya que los parámetros termodinámicos se consideran que no varían de la raíz a la punta, sin embargo tiene como desventaja que el modelo a pesar de ser aerodinámicamente eficiente, es deficiente estructuralmente debido a que genera una geometría con un grado de torcimiento muy elevado, y a su vez el grado de reacción variaría sustancialmente de la raíz a la punta.

Para tener un diseño eficiente con este modelo, el grado de reacción deberá pasar de valores cercanos a 0 en la raíz hasta valores ideales de 0.5 – 0.6 en la punta aproximadamente y como ya se mencionó anteriormente, un grado de reacción de 0 corresponde a una turbina de impulso, lo que significa que al utilizar este modelo, las partes cercanas a la flecha tienen muy poca reacción y en consecuencia producirán menor trabajo.

Así pues, con el modelo de vórtice libre se considera que las propiedades termodinámicas permanecen constantes de la raíz a la punta de los álabes, es decir en toda el área anular a través del cual pasa el flujo en la turbina, con lo cual se permite obtener las propiedades aerodinámicas en cualquier radio del álabe mediante las siguientes ecuaciones:

$$1. \quad \tan \alpha_2 = (r_m / r)_2 \tan \alpha_{2m} \quad (3.25)$$

$$2. \quad \tan \beta_2 = (r_m / r)_2 \tan \alpha_{2m} - (r / r_m)_2 \cdot U_m / C_{a2} \quad (3.26)$$

$$3. \quad C_{w3} \cdot r = cte, \quad C_{a3} = cte = C_{a2} \quad (3.27)$$

$$4. \quad \tan \alpha_3 = (r_m / r)_3 \tan \alpha_{3m} \quad (3.28)$$

$$5. \quad \tan \beta_3 = (r_m / r)_3 \tan \alpha_{3m} + (r / r_m)_3 \cdot U_m / C_{a3} \quad (3.29)$$

Con la ecuación del punto 1. Se puede obtener el ángulo de entrada al rotor en cualquier radio con respecto al ángulo de salida del estator en la parte media. Como se puede apreciar en estas ecuaciones, todos los parámetros dependen de los valores definidos para la parte media del álabe, a partir de los cuales se determinarán las distintas configuraciones desde la raíz a la punta.

La principal ventaja de este método es que como se puede observar en la ecuación del punto 3, la velocidad axial permanece constante, por lo que el inverso de los coeficientes de flujo correspondientes en las ecuaciones del punto 2 y 5 tendrán el mismo valor. Sin embargo, si se consideran álabes con radios de entrada y salida distintos, sí existirá una variación de este parámetro y que debe ser considerado.

#### 3.4.2. Modelo de ángulo de salida de estator tobera constante ( $\alpha_2 = cte$ )

Este modelo fue creado para el propósito técnico de constar de una geometría que prescindiera del torcimiento de los álabes para permitir contener un sistema de enfriamiento, debido a que estos álabes son los que soportan las mayores temperaturas porque se encuentran a la entrada de la sección de turbina, el uso de sistemas de enfriamiento permiten incrementar la temperatura de salida de la cámara de combustión, con lo cual se aumenta el trabajo que se puede obtener comprometiendo de manera no sustancial la eficiencia aerodinámica.



Cuando el flujo de gases de la cámara de combustión entra sin componentes tangenciales, es decir, axialmente, se utilizará la nomenclatura de  $\alpha_1$ . Caso contrario cuando los gases entran con un ángulo de incidencia al borde de ataque del estator de tobera, en el cual se utilizará como  $\alpha_2$ .

Al analizar esta suposición se puede obtener el siguiente modelo matemático:

$$\cot \alpha_2 = \frac{C_{a2}}{C_{w2}} = cte \quad (3.30)$$

Y diferenciando con respecto al radio para obtener el punto de la velocidad máxima:

$$C_{a2} = C_{w2} \cdot \cot \alpha_2 \rightarrow \frac{dC_{a2}}{dr} = \frac{dC_{w2}}{dr} \cdot \cot \alpha_2 \quad (3.31)$$

Utilizando la ecuación de equilibrio radial y la ecuación de la energía del vórtice (ecuación 3.9 y ecuación 3.17)

$$\frac{dH}{dr} = C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} + \frac{C_w^2}{r} \quad y \quad \frac{dH}{dr} = 0 \quad (3.32)$$

Se obtiene:

$$C_a \frac{dC_a}{dr} + C_w \frac{dC_w}{dr} + \frac{C_w^2}{r} = 0 \quad (3.33)$$

Sustituyendo el valor de  $C_{a2}$

$$C_{w2} \cot^2 \alpha_2 \frac{dC_{w2}}{dr} + C_{w2} \cdot \frac{dC_{w2}}{dr} + \frac{C_{w2}^2}{r} = 0 \quad (3.34)$$

$$C_{w2}(1 + \cot^2 \alpha_2) \cdot \frac{dC_{w2}}{dr} + \frac{C_{w2}^2}{r} = 0 \quad (3.35)$$

$$\frac{dC_{w2}}{C_{w2}} = -\sin^2 \alpha_2 \frac{dr}{r} \quad (3.36)$$

Integrando, resulta:

$$C_{w2} \cdot r^{\sin^2 \alpha_2} = cte \quad (3.37)$$

En términos del radio medio se obtiene:

$$C_{w2} = C_{w2m} \left( \frac{r_m}{r} \right)^{\sin^2 \alpha_2} \quad (3.38)$$

Y alternativamente:

$$C_{a2} = C_{a2m} \left( \frac{r_m}{r} \right)^{\sin^2 \alpha_2} \quad (3.39)$$

Y finalmente en términos de la velocidad absoluta:

$$C_2 = C_{2m} \left( \frac{r_m}{r} \right)^{\sin^2 \alpha_2} \quad (3.40)$$

Así pues, para la estación de entrada del rotor, si se tiene que  $\alpha_2 = cte$ , entonces se obtiene la siguiente relación:

$$\frac{C_{w2}}{C_{w2m}} = \frac{C_{a2}}{C_{a2m}} = \frac{C_2}{C_{2m}} = \left( \frac{r}{r_m} \right)^{\sin^2 \alpha_2} \quad (3.41)$$

Lo cual significa que todas las componentes de velocidad dependen de la relación de radios.

Por lo tanto, al tener un ángulo de salida constante en los estatores de tobera y componentes de velocidad dependientes de la relación de radios entre un punto dado y el radio en la parte media se pueden presentar tres posibilidades a la salida de la etapa de la turbina:

- a) Entalpía total de salida constante ( $h_{03}$ )
- b) Componente tangencial de la velocidad absoluta cero a la salida, i.e.  
 $\alpha_3 = 0$
- c) Condición de vórtice libre a la salida

#### 3.4.2.1. Condición de entalpía total de salida constante

La ecuación que representa el trabajo realizado por la turbina para esta condición es:

$$U(C_{w2} + C_{w3}) = \Delta h_0 \quad (3.42)$$

Y la componente tangencial de la velocidad en la salida del rotor estará determinada por:

$$C_{w3} = \frac{\Delta h_0}{U} - C_{w2} = \frac{K}{r} - C_{a2} \tan \alpha_2 \quad (3.43)$$

Donde:  $K = \Delta h_0 / \omega$

Y subsecuentemente, se puede determinar la velocidad absoluta a la salida del rotor a partir de la relación de la ecuación 3.40.

#### 3.4.2.2. Condición de velocidad tangencial cero a la salida $\alpha_3 = 0$

Para la condición de velocidad axial a la salida de la turbina ( $\alpha_3 = 0$ ), se tiene que:

$$\frac{dh}{dr} = C_{a3} \cdot \frac{dC_{a3}}{dr} \quad y \quad h_{03} = h_{02} - U \cdot C_{w2} = H_{02} - U \cdot C_{w2m} \left( \frac{r_m}{r} \right)^{\sin^2 \alpha} \quad (3.44)$$

Lo cual provocará que se tenga una distribución radial de entalpías a la salida de acuerdo a:

$$\frac{dh_{03}}{dr} = \frac{d}{dr} \left[ U \cdot C_{w2m} \cdot \left( \frac{r_m}{r} \right)^{\sin^2 \alpha_2} \right] \quad (3.45)$$

### 3.4.2.3. Condición de vórtice libre continuo a la salida

En esta condición, simplemente se aplica la condición de vórtice libre en la sección de salida del álabe rotor, teniendo una variación de velocidades en esta zona, por lo que el campo de velocidades axiales a la salida en términos de la velocidad axial se expresará como:

$$C_{a3}^2 = C_{a3m}^2 + 2U_m C_{w2m} \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_m} \right)^{\cos^2 \alpha} \right] \quad (3.46)$$

### 3.4.3. Condición de vórtice arbitrario, $C_w = r^n$

Esta es la tercera configuración posible para el diseño de álabes de turbina, también conocido como diseño de vórtice forzado, en el cual en lugar de que la componente tangencial sea una constante, estará igualada al radio a una potencia, misma que determinará el tipo de diseño y su configuración.

Dependiendo del valor de la potencia  $n$ , podrán existir cuatro posibilidades de variación del flujo:

- i.  $n = -1$       Corresponde al modelo de vórtice libre.
- ii.  $n = 0$       Se resuelve como modelo de vórtice libre constante.
- iii.  $n = 1$       Modelo de rotación de cuerpo rígido.
- iv.  $n = 2$       Produce un modelo de vórtice intenso.

Estos modelos han sido estudiados por algunos investigadores<sup>21</sup>, por lo que una descripción extensiva de estos queda fuera del alcance de este trabajo.

El primer modelo corresponde a vórtice libre, el segundo modelo indica que la distribución de velocidades será constantes de la raíz a la punta, el tercer modelo indica que la velocidad será igual al radio donde se calcule, en otras palabras

todos los demás parámetros serán directamente proporcionales en vez de inversamente proporcionales como en el caso del modelo de vórtice libre. El cuarto modelo produce una carga aerodinámica variable en los álabes, permitiendo sobrecargarlos en ciertas secciones, dependiendo de su aplicación.

Los diseñadores de turbinas modernas utilizan estas leyes en distintas secciones de los álabes, es decir, de acuerdo a la necesidad de carga aerodinámica se utiliza una u otra ley en cada sección del álabe con lo cual se llega a una forma geométrica suave que permita tener una mejor eficiencia aerodinámica.

Con estos modelos de diseño aerodinámico de álabes de turbina se busca eliminar la tridimensionalidad mediante la depreciación de la componente de flujo radial, de manera que no influya en el gradiente de presiones ni en las leyes de diseño aerodinámica aunque en la realidad el flujo sí posee una componente radial que es imposible de evadir, por lo que existirá una distribución divergente de velocidades en el área anular, sin embargo debe tratarse de que el diseño geométrico de los álabes influya en la menor medida posible a la creación de este flujo radial.

### **3.5. Pasos de la metodología de diseño**

Estos procesos son válidos únicamente para la etapa de la turbina en configuración contra-rotativa, ya que para las etapas de presiones bajas deben tomarse otras consideraciones ya que se utilizan relaciones de flecha carcasa, presiones, temperaturas y velocidades radiales menores que en la etapa de presión alta.

En este trabajo se contempló únicamente la fase del diseño teórico de la turbina, sin embargo, posterior a la verificación de los cálculos se deberá realizar la selección de los perfiles aerodinámicos más apropiados para las condiciones obtenidas mediante la comparación del comportamiento de la distribución de presiones a lo largo del intradós y extradós de distintos perfiles; estos datos se encuentran en las gráficas polares de cada tipo de perfil.

En el proceso real deberá realizarse este estudio y selección para el número de estaciones en que se dividió el álabe para su análisis y diseño mediante los métodos tridimensionales descritos y para cada corona de álabes.

Una vez seleccionados los perfiles para cada estación, se realiza el apilamiento de éstos para formar los álabes tridimensionales y con torcimiento para

posteriormente llevarse a cabo el diseño en un programa computacional y poder realizar simulaciones en programas de CFD. En caso de que las simulaciones no den los resultados obtenidos, deberán de modificarse las variables geométricas de los perfiles aerodinámicos como la combadura, ángulos de escalonamiento, ángulos de incidencia, etc.

Finalmente estos resultados pueden ser comparados con un caso práctico en el que se tengan disponibles las distribuciones de velocidades y presiones, con lo cual se validará el diseño.

En la figura 3.5-1 se muestra el diagrama de flujo de las tareas necesarias para llevar a cabo el diseño de la turbina contra-rotativa:

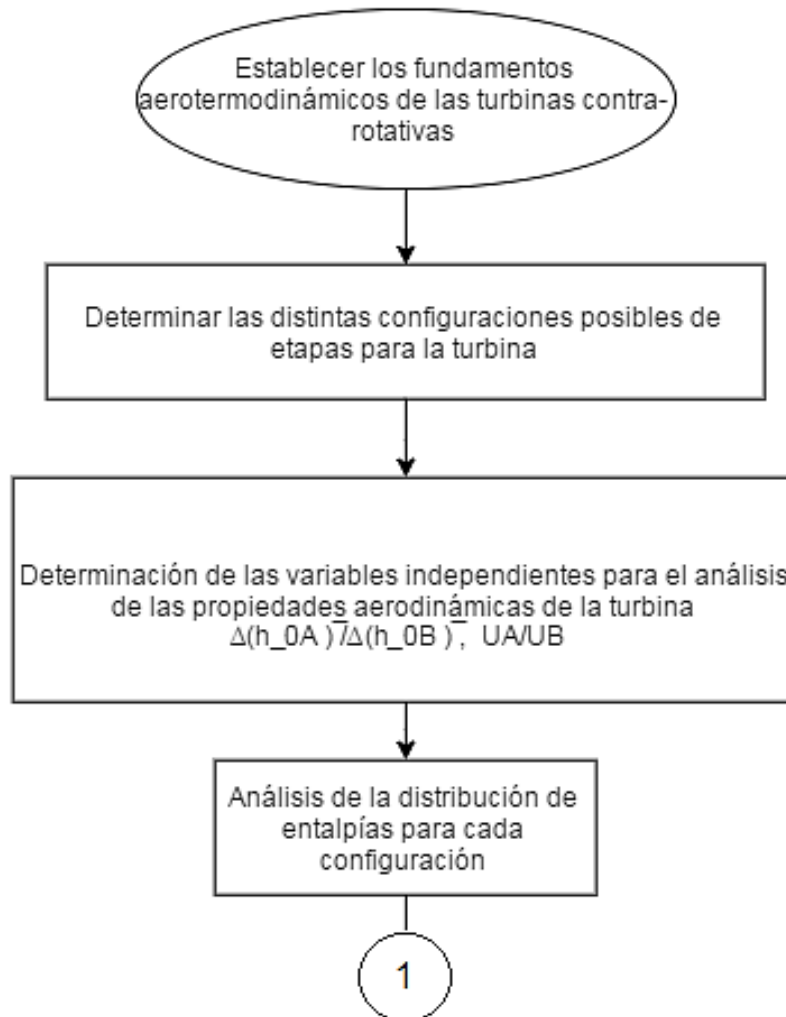
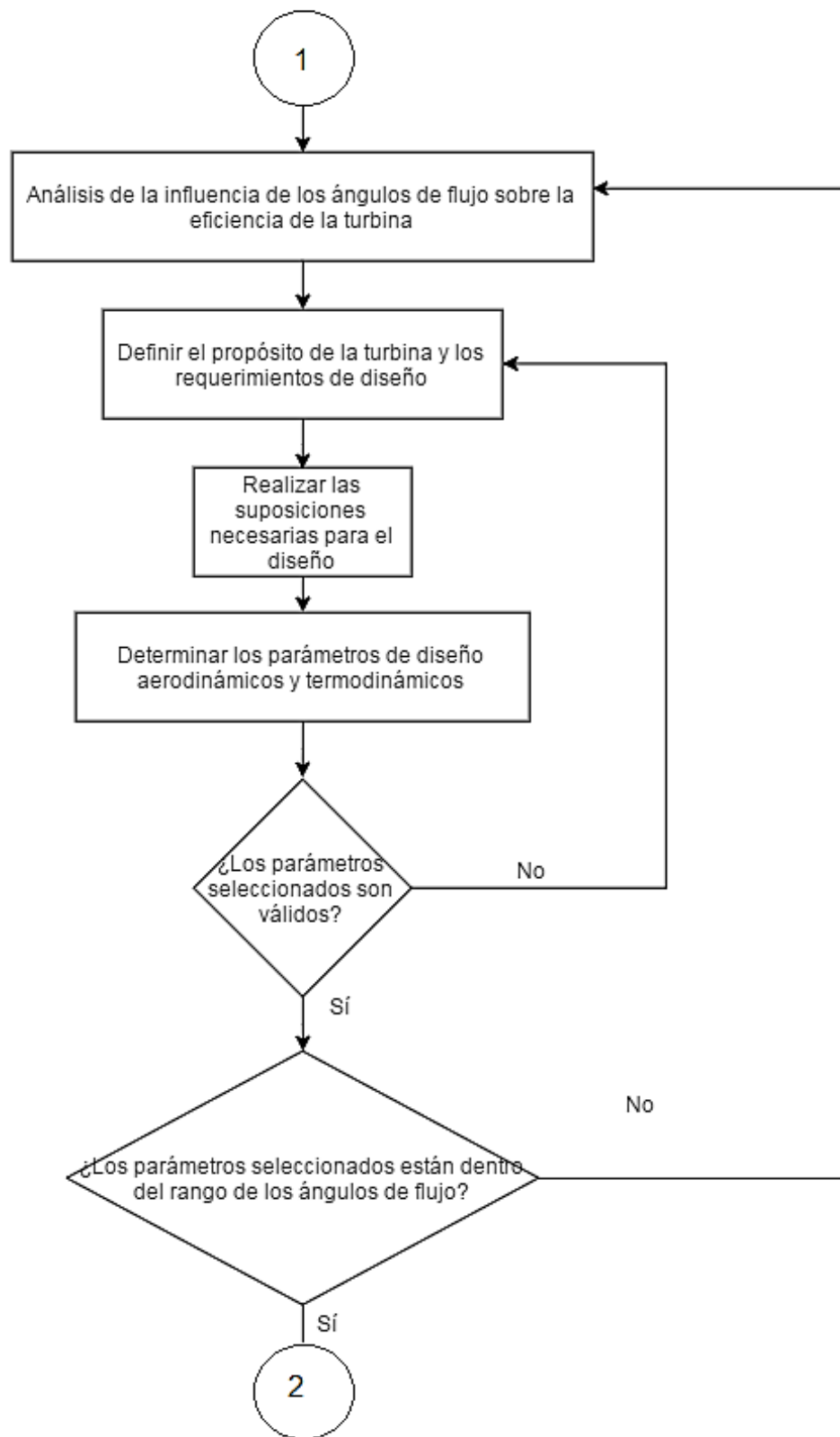
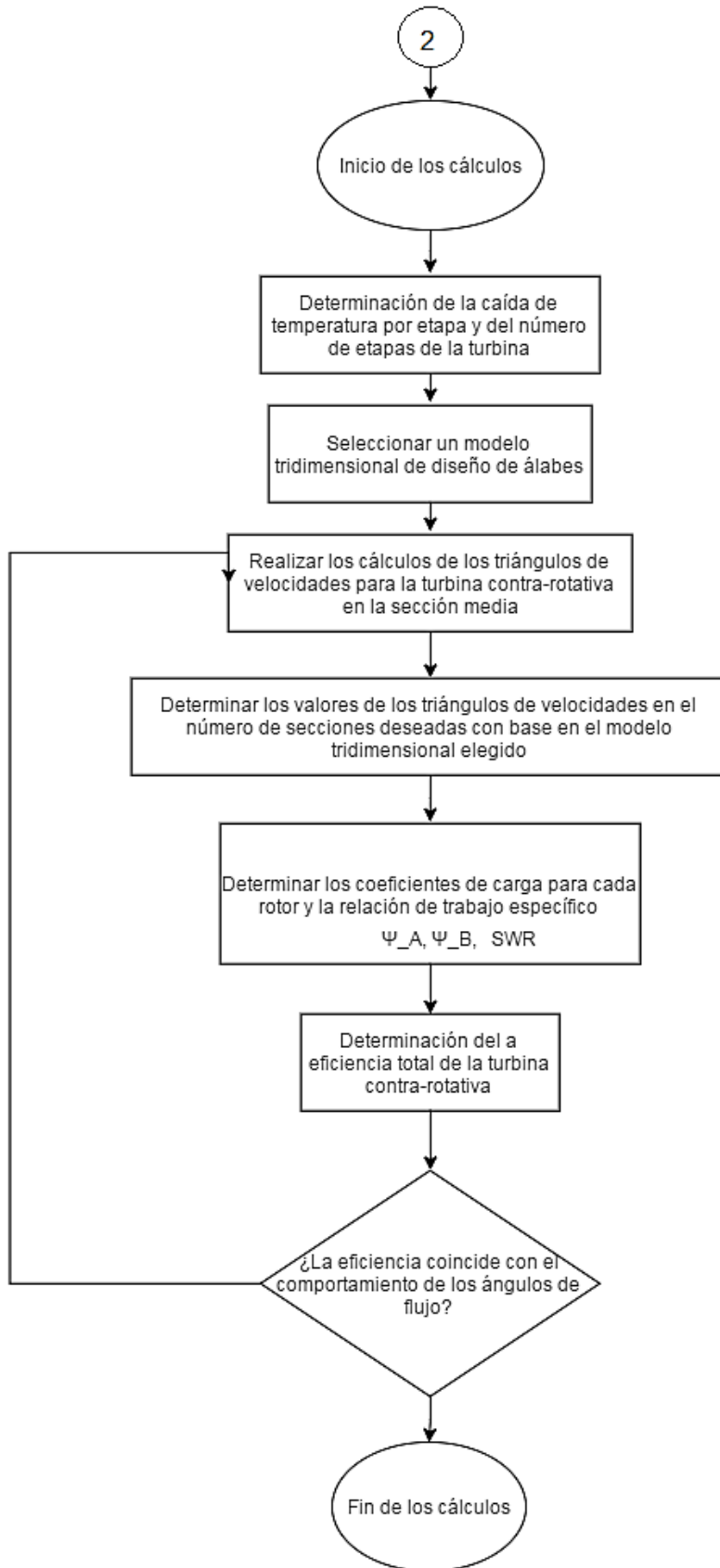


Figura 3.5-1 Diagrama de flujo del diseño de la turbina contra-rotativa







### **3.6. Selección de los parámetros de diseño de la turbina contra-rotativa**

#### **3.6.1. Parámetros aerodinámicos de diseño**

Utilizando los fundamentos aerodinámicos de turbinas axiales aplicados a turbinas contra-rotativas, se seleccionarán los parámetros de diseño de la turbina en contra-rotativa. Con base en la tabla 3.1-1 se puede observar que los tipos de etapas de configuración contra-rotativa que permiten tener un mayor factor de trabajo son:

- IIA – factor de trabajo máximo = 8. # de coronas = 3
- IRD – factor de trabajo máximo = 8. # de coronas = 2
- RID – factor de trabajo máximo = 8. # de coronas = 2
- IRA – factor de trabajo máximo = 5. # de coronas = 3
- RIA – factor de trabajo máximo = 5. # de coronas = 3

De manera ideal se debería elegir una configuración de etapa que conste de sólo 2 coronas rotoras sin álabes estatores de tobera a la entrada de la turbina, de forma que se reduzca la longitud axial, el peso y la cantidad de partes de la turbomáquina, sin embargo, el hecho de prescindir del estator de tobera hará que la primera corona rotora esté expuesta a una temperatura mayor, por lo que estas configuraciones dependen de la tecnología de materiales disponibles y/o requerirían de un sistema de enfriamiento complejo. Al descartar las configuraciones de dos coronas, solamente quedan las etapas IIA, IRA y RIA.

Dadas las características aerodinámicas de los tipos de turbinas descritas anteriormente, en las turbinas de impulso la expansión se lleva a cabo en su totalidad en la tobera de entrada, por lo que el flujo adquiere una mayor velocidad que en las turbinas de reacción.

Para soportar dichas velocidades, los álabes de turbinas de impulso deben ser más robustos y debido a que éstos únicamente tienen la función de desviar el flujo y no se lleva a cabo la expansión entre los pasajes de álabes, son ideales para su uso como primer rotor. Sin embargo, debido a que la caída de presión es prácticamente nula en este tipo de turbinas, el trabajo producido en las etapas de presión baja será muy bajo por lo que no es recomendable usar más de una etapa, descartando la configuración IIA.

De la comparación de las etapas IRA y RIA en las figuras 3.1-1 y 3.1-2 se puede observar que la etapa IRA tiene un factor de trabajo mayor y una distribución del trabajo en los rotores mejor que la RIA por lo que ésta configuración será la utilizada. Además, considerando lo ya mencionado, las turbinas de impulso trabajan mejor a la entrada y las de reacción permiten la obtención de mayor trabajo a presiones bajas debido a su geometría convergente divergente. El tipo de etapa elegida para la turbina contra-rotativa (IRA) consta de un estator tobera a la entrada y dos rotores.

El flujo de gases de la cámara de combustión se considerará que entra sin ninguna componente tangencial, es decir que entrará de manera axial, lo que permitirá que el análisis se pueda iniciar a partir de la salida del estator de tobera.

A partir de la figura 3.2.2-1 se debe seleccionar el valor del ángulo de salida del estator tomando en cuenta que a mayor coeficiente de flujo se deberán utilizar velocidades radiales mayores, además de tener álabes más largos con respecto a la dirección axial, lo que se traduce en una mayor desviación del flujo, provocando así mismo pérdidas, por lo que es recomendable elegir un ángulo con un valor de coeficiente de flujo bajo. En esta gráfica se puede notar que a mayor coeficiente, menor ángulo y viceversa, el ángulo con el coeficiente menor es de  $75^\circ$ , sin embargo la utilización de este valor llevará a tener un álabe más curvado, lo que incrementa los esfuerzos y las dificultades de manufactura.

Un valor utilizado frecuentemente en el diseño de turbinas<sup>22</sup> y que cumple con los criterios de diseño para esta aplicación y es un ángulo no axial de  $70^\circ$ , además de que permite trabajar con un valor bajo de coeficiente de flujo. Dado que se eligió el modelo de flujo tridimensional de ángulo de salida del estator de tobera constante, esta corona no presentará torcimiento, por lo que el ángulo de salida no variará a lo largo de la altura de los álabes, este ángulo está definido como  $\alpha_1$ .

El flujo que sale del estator de tobera incide con el primer rotor en contra-rotación, el cual se encuentra en movimiento radial y con una velocidad diferente respecto al estator, provocando que el flujo obtenga un vector velocidad con un ángulo relativo a la salida, definido como  $\beta_2$ .

De la figura 3.2.3-1 se observa que el valor de eficiencia máximo para cada ángulo corresponde aproximadamente con un coeficiente de flujo de  $\varphi \approx 0.28$ , sin embargo debe considerarse que a menor número de flujo también se incrementarán el número de etapas de la turbina. En la misma gráfica, se puede notar que la variación de los valores del ángulo de salida del rotor no afecta sustancialmente la eficiencia, por lo que se deberá elegir un valor que permita tener un ángulo de desviación que evite que se presente desprendimiento del flujo.

A partir de la ecuación de Euler, se puede notar que a mayor velocidad radial (mayor altura del álabe), menor será la diferencia requerida de las velocidades tangenciales para obtener un trabajo alto, dando como resultado un ángulo de desviación menor en la punta que en la raíz.

Para una turbina de impulso, el valor del ángulo de desviación adecuado para evitar desprendimiento del flujo se encuentra en un rango de entre  $110 - 160^{\circ}$ <sup>23</sup>, conforme se incrementa el grado de reacción el requerimiento de tener un ángulo de desviación alto disminuye. Por ejemplo, para un álabe largo, este ángulo podrá cambiar desde  $160^{\circ}$  en la raíz hasta cerca de  $10 - 20^{\circ}$  en la punta<sup>24</sup>. De manera que se pueda mantener una eficiencia lo más alta posible teniendo un ángulo de desviación moderado de  $140^{\circ}$  se utilizará un ángulo de salida del primer rotor de  $\beta_2 = 70^{\circ}$ .

El ángulo de salida de los rotores debe mantenerse bajo tanto en el caso de salida de la etapa como de la turbina. El ángulo  $\alpha_4$  reduce la desviación del flujo y como se comentó en el capítulo 2 acerca de la eficiencia total, en el caso de las turbinas de aviación, las componentes tangenciales de las velocidades a la salida se consideran pérdidas, para lo cual se busca que este ángulo tenga un valor de  $0^{\circ}$  pero se considera que este ángulo puede tener valores no mayores a  $40^{\circ}$ <sup>22</sup> de manera que se eviten pérdidas.

Otro de los parámetros a considerar del diseño de la turbina contra-rotativa será el efecto del valor  $K_{12}$  y  $K_{34}$ , denominado relación de velocidad axial, el cual se denomina como la relación promediada con respecto al tiempo de la velocidad axial en el plano del borde de salida del rotor entre la velocidad del borde de ataque del mismo. La relación axial tiene un efecto significativo en las pérdidas en condiciones fuera de las de diseño, y se ha demostrado que una reducción de ésta provoca que las pérdidas aerodinámicas en los álabes se incrementen, y en condiciones de diseño se ha observado que tienen el mismo efecto pero no tan pronunciado<sup>25</sup>.

Para este diseño se considerará un valor de coeficiente de flujo de  $\varphi = 0.35$  y de  $\alpha_1 = 70^{\circ}$ , con los cuales, utilizando las gráficas de la figura 3.2.2-2 se determinarán los valores de las relaciones de velocidad axial de  $K_{12}$  y  $K_{34}$  ubicando el punto en el que los valores de diseño elegidos se intersectan con las curvas, a partir de la figura se determinaron como valores de las relaciones  $K_{12} = 1.8$  y  $K_{34} = 3.6$ . Además, al observar la figura 3.2.1.3 B, para una relación de velocidad axial del primer rotor de 1.8, el valor de eficiencia máximo coincide con el del coeficiente de flujo elegido de 0.35, por lo cual es válido el criterio de selección.

Es posible realizar un diseño inverso tomando como primer proceso la selección de valores de las relaciones de velocidades axiales y con las curvas de esta misma gráfica, ubicar el valor del ángulo de salida del estator de tobera que coincida con las curvas correspondientes.

A partir de las gráficas de la figura 3.2.1-2 se observa que entre mayor sea el valor de la relación de velocidad axial para el primer rotor, se podrán obtener valores de relación de trabajo específico más bajos, lo que significa que habrá una distribución más uniforme de la entalpía total de la turbina entre el primer y segundo rotor y con esto un mejor aprovechamiento del trabajo, lo cual lleva a tener una mayor relación de velocidades.

En las gráficas de las figuras 3.2.1-3 se visualiza el comportamiento de la eficiencia con respecto a la relación de velocidades entre rotores; entre mayor sea la relación de velocidades de los discos se podrá obtener una mayor eficiencia, por lo que se elegirá como valor de esta relación  $\overline{U}_A = 1.3$ , el cual coincide con aplicaciones reales como por ejemplo del motor Trent 900 en el cual el rotor de presión alta tiene una velocidad radial de 12 000 RPM y el rotor de presión baja 9 000 RPM<sup>26</sup>, mismas que se utilizarán para este diseño. Una vez seleccionada la relación de velocidad axial para el primer rotor, y teniendo una relación de velocidades de los rotores se puede determinar el valor de la relación de trabajo específico con el coeficiente de flujo de diseño y los ángulos seleccionados.

Para realizar el diseño geométrico de los álabes de la turbina, es necesario elegir uno de los modelos bidimensionales descritos de acuerdo a los requerimientos de diseño. El modelo de vórtice libre es utilizado en la actualidad únicamente para realizar un diseño preliminar y rápido de las características aerodinámicas como las velocidades y ángulos de flujo y de los álabes, sin embargo tiene como principal desventaja que al ser un modelo teórico, lleva a obtener configuraciones de álabes con altos grados de torcimiento. Por esta razón se utilizará el modelo de ángulo de salida del estator tobera constante ( $\alpha_1 = cte$ )

Este modelo permite tener un estator tobera sin torcimiento, teniendo como ventajas:

- Menores esfuerzos presentes en el álabe debido a una geometría más uniforme y simétrica
- El proceso de manufactura será relativamente menos complejo
- La posibilidad de emplear un sistema de enfriamiento en la corona de estatores tobera, reduciendo así, las necesidades de enfriamiento en los rotores.

Otro parámetro importante que deberá seleccionarse es la relación de diámetros de flecha/carcasa. Esta relación nunca podrá ser igual a 1, por lo que se consideran valores altos los cercanos a la unidad e inversamente cuando se acercan a 0.

Las relaciones flecha/carcasa altas hacen que el espaciamiento en la punta aumente considerablemente con respecto a la altura del álabe, lo cual lleva a que la eficiencia se reduzca y se acerque al límite de la línea de *surge*. Con relaciones bajas los esfuerzos se incrementan a valores prohibitivos y se generan flujos secundarios.

Por estas razones, para equilibrar ambos efectos, para la primera etapa de turbina en la cual se tienen presiones altas se recomienda usar un valor de 0.65 y hasta 0.92 cuando se requieran tener álabes más robustos<sup>27</sup>, por lo que para este diseño se utilizará una relación intermedia de 0.78. En aplicaciones aeronáuticas es común que los diámetros de flecha tengan valores desde 0.5 hasta 0.8 m para la primera etapa, por lo que en este trabajo se utilizará un diámetro de 0.65 m para la flecha, el cual de acuerdo a la relación flecha/carcasa permite obtener velocidades.

De acuerdo a las conclusiones obtenidas en los trabajos realizados por Subbarao y Govardhan<sup>19</sup> sobre el efecto del espaciamiento axial en la eficiencia de las turbinas contra-rotativas, se recomienda usar porcentajes menores al 20% de la longitud de la cuerda del rotor precedente. Debido a que no se requiere de la longitud axial para el cálculo de los triángulos de velocidades y geometría de los álabes no se definió el valor ideal de la cuerda de los álabes, sin embargo se hace la recomendación de que a menor espaciamiento axial, menores serán las pérdidas.

### 3.6.2. Parámetros termodinámicos de diseño

Después de haber definido los valores de diseño aerodinámico, se deben elegir los valores de los parámetros termodinámicos de diseño como presión total, y temperatura total a la entrada de la turbina y el flujo másico, los cuales podrán servir como condiciones de frontera en un proceso de análisis posterior.

Los primeros parámetros termodinámicos a seleccionar y que serán los más importantes para determinar el rendimiento y características de la turbina contra-rotativa son la presión y la temperatura. De acuerdo a las fichas técnicas de motores de gran eficiencia como el GE 90, el GENx1 y los Trent 800, 900 y 1000, la tecnología respecto a compresores ha permitido que se obtengan relaciones de

presiones de 45 o más en los motores de quinta generación, sin embargo para diseños conservadores este rango se encuentra entre 34 y 45, para este diseño se elegirá una relación de presiones de 39, la cual corresponde al motor GE90, del cual se dispone mayor información y que servirá como referencia<sup>28</sup>.

Después de seleccionar la relación de presiones, con la cual se obtendrá la presión a la entrada de la turbina, se deberá definir la temperatura total de entrada. Como se mencionó anteriormente, la temperatura máxima tendrá como limitante la tecnología de los materiales disponibles al momento del diseño de la turbina y los sistemas de enfriamiento; éste valor tiene una influencia directa en el rendimiento de manera que al tener mayor temperatura, mayor será la eficiencia.

Conforme se ha progresado en las tecnologías y se han llevado a cabo investigaciones acerca de las propiedades de los materiales y de la influencia de los sistemas de enfriamiento en los álabes de turbinas se ha permitido que las temperaturas permisibles de entrada en la turbina se encuentren en rangos desde los 1100 hasta los 1500°C (1373-1773 K)<sup>29</sup> y mediante la implementación de materiales compuestos de matriz de cerámica se han alcanzado hasta los 1650°C (1923 K). Para el diseño de esta aplicación se seleccionará un valor intermedio de 1500 K.

Después de seleccionar los valores de presión y temperatura totales a la entrada, se debe elegir el flujo másico de operación de la turbina. Las fichas técnicas de motores muestran valores de flujo másico de aire que van desde los 500 hasta los 1400 kg/s,<sup>28</sup> sin embargo, deberá considerarse el índice de derivación (*bypass ratio*) para calcular el flujo másico que entra al compartimiento de compresor/turbina, a partir de éste se podrán calcular las áreas y las características geométricas de los álabes.

Debido a que los motores de aviación son diseñados para los requerimientos al despegue, se tomará como presión atmosférica inicial (y estática de salida) el valor redondeado de 100 kPa, el cual corresponde a la presión a nivel del mar y será el mismo valor de la presión de salida para realizar un análisis en el que se realice completamente el proceso de expansión.

Posteriormente, tomando en cuenta los índices de derivación de los motores actuales y el flujo másico de aire total se observó que los valores de la cantidad de flujo que entra al compresor va de los 100 a los 180 kg/s, siendo un valor común de  $\dot{m} = 160 \text{ kg/s}$ , por lo que éste se tomará como parámetro de diseño.

Se debe considerar que el aire que entra a la turbina previamente fue mezclado con el combustible en la cámara de combustión, por lo que los flujos másicos deberán de ser sumados, sin embargo para este diseño no se tomó en cuenta el flujo de combustible, debido a que normalmente representa sólo entre el 1.5 y 3%

del flujo másico total de la máquina de acuerdo a cálculos realizados considerando que las relaciones de aire/combustible para turbinas de aviación van desde 30 a 60,<sup>22</sup> por lo que por esta razón se puede considerar ser despreciable, además de que no se realizaron cálculos de los productos de la combustión en este trabajo.

Todos los valores seleccionados de los parámetros de diseño se muestran en la tabla 3.6.2-1 a continuación, los cuales serán utilizados para realizar los cálculos de la turbina contra-rotativa:

Tabla 3.6.2-1 Parámetros de diseño de la turbina contra-rotativa

Tipo de etapa	IRA
<b>Parámetros aerodinámicos</b>	
Propiedad	Valor
Ángulo de entrada a la turbina	$\alpha_0 = 0^\circ$
Ángulo de salida del estator tobera	$\alpha_1 = 70^\circ$
Ángulo relativo a la salida del primer rotor	$\beta_2 = 70^\circ$
Ángulo de desviación máximo	$140^\circ$
Ángulo de salida de la etapa contra-rotativa	$\alpha_4 = 0^\circ$
Coeficiente de flujo	$\varphi = 0.35$
Relación de velocidad axial del primer rotor	$K_{12} = 1.8$
Relación de velocidad axial del segundo rotor	$K_{34} = 3.6$
Relación de velocidades radiales de los rotores	$\bar{U}_A = 1.3$
Velocidad radial del primer rotor	$U_A = 12\ 000\ RPM$
Velocidad radial del segundo rotor	$U_B = 9\ 000\ RPM$
Relación de trabajo específico (SWR)	$SWR = 3.0$
Diámetro en la flecha	$d_{hub} = 0.65\ m$
Relación flecha/carcasa	$d_{hub}/d_{tip} = 0.78$
<b>Parámetros termodinámicos</b>	
Propiedad	Valor
Relación de presiones	$P_{02}/P_{01} = 39$
Temperatura de entrada a la turbina	$T_{03} = 1500\ K$
Flujo másico	$\dot{m} = 160\ kg/s$
Presión atmosférica	$P_a = P_{01} = 100\ kPa$
Presión estática de salida	$P_4 = P_a = 100\ kPa$

### 3.7. Cálculos de diseño

Utilizando los parámetros de la tabla 3.6.2-1 y siguiendo el modelo tridimensional de ángulo de salida de estator tobera y tomando como consideraciones: una velocidad axial constante a lo largo de cada álabe, que el coeficiente de flujo no cambia a lo largo de la etapa, un valor de relación flecha/carcasa de 0.74 para el segundo rotor de manera que las últimas etapas mantengan la relación de aspecto requerida de acuerdo a la expansión y utilizando las identidades trigonométricas respectivas para cada componente en cada sección se obtuvieron los resultados de la tabla 3.7-1.

Con referencia a la ecuación 3.41 acerca de la relación establecida entre un punto en la altura del álabe y la sección media, a la entrada del rotor se tiene:

$$\frac{C_{w1}}{C_{w1m}} = \frac{C_{a1}}{C_{a1m}} = \frac{C_1}{C_{1m}} = \left(\frac{r}{r_m}\right)^{\sin^2 \alpha_1}$$

Y a la salida del rotor se tiene:

$$C_{a2}^2 = C_{a2m}^2 + 2U_m C_{w1m} \left[ 1 - \left(\frac{r}{r_m}\right)^{\cos^2 \alpha_1} \right]$$

Estableciendo las relaciones de radios entre la punta y la raíz con la sección media:

$$\frac{r_m}{r_h} = 1.141 \quad y \quad \frac{r_m}{r_t} = 0.89$$

Debido a que la velocidad absoluta no cambia en el modelo de ángulo de salida de tobera constante, ésta será la misma para todas las estaciones del álabe:

$$C_{w1m} = \frac{C_a}{\cos \alpha_1} = \frac{163.60}{\cos 70} = 476.87 \text{ m/s}$$

A partir de esta componente de velocidad, se pueden deducir las velocidades en la punta y la raíz para cada corona de álaves.



Tabla 3.7-1 Geometría y velocidades de la turbina contra-rotativa

Parámetro	Sección de raíz		Sección media		Sección de punta	
Diámetro del rotor 1	$d_{hA}$	0.65 m	$d_{mA}$	0.7416 m	$d_{tA}$	0.8333 m
Relación flecha/carcasa rotor 1	$\frac{d_h}{d_{tA}}$	0.78	$\frac{d_h}{d_{tA}}$	0.78	$\frac{d_h}{d_{tA}}$	0.78
Velocidad radial en el rotor 1	$U_{hA}$	$408.40 \frac{m}{s}$	$U_{mA}$	$466 \frac{m}{s}$	$U_{tA}$	$523.6 \frac{m}{s}$
Velocidad axial a la salida del estator de tobera	$C_{ah}$	$183.25 \frac{m}{s}$	$C_{am}$	$163.10 \frac{m}{s}$	$C_{at}$	$147.15 \frac{m}{s}$
Velocidad absoluta 1	$C_{1h}$	$535.79 \frac{m}{s}$	$C_{1m}$	$476.87 \frac{m}{s}$	$C_{1t}$	$430.24 \frac{m}{s}$
Componente tangencial de la velocidad absoluta 1	$C_{w1h}$	$503.49 \frac{m}{s}$	$C_{w1m}$	$448.11 \frac{m}{s}$	$C_{w1t}$	$404.29 \frac{m}{s}$
Ángulo relativo 1	$\beta_{1h}$	27.42°	$\beta_{1m}$	-6.25°	$\beta_{1t}$	-39.03°
Velocidad relativa 1	$V_{1h}$	$206.44 \frac{m}{s}$	$V_{1m}$	$164.07 \frac{m}{s}$	$V_{1t}$	$189.43 \frac{m}{s}$
Componente tangencial de la velocidad relativa 1	$V_{w1h}$	$95.07 \frac{m}{s}$	$V_{w1m}$	$-17.88 \frac{m}{s}$	$V_{w1t}$	$-119.30 \frac{m}{s}$
Diámetro del rotor 2	$d_{hB}$	0.65 m	$d_{mB}$	0.76 m	$d_{tB}$	0.87 m
Relación flecha/carcasa rotor 2	$\frac{d_h}{d_{tB}}$	0.74	$\frac{d_h}{d_{tB}}$	0.74	$\frac{d_h}{d_{tB}}$	0.74
Velocidad radial del rotor 2	$U_{hB}$	$306.30 \frac{m}{s}$	$U_{mB}$	$360.11 \frac{m}{s}$	$U_{tB}$	$413.92 \frac{m}{s}$
Velocidad axial de salida del rotor 1	$C_{a12h}$	$329.85 \frac{m}{s}$	$C_{a12m}$	$293.58 \frac{m}{s}$	$C_{a12t}$	$264.87 \frac{m}{s}$
Ángulo relativo 2	$\beta_{2h}$	70°	$\beta_{2m}$	70°	$\beta_{2t}$	70°
Velocidad relativa 2	$V_{2h}$	$964.42 \frac{m}{s}$	$V_{2m}$	$858.37 \frac{m}{s}$	$V_{2t}$	$774.43 \frac{m}{s}$
Ángulo absoluto 2	$\alpha_{2h}$	61.19°	$\alpha_{2m}$	56.67°	$\alpha_{2t}$	49.83°
Velocidad absoluta 2	$C_{2h}$	$684.65 \frac{m}{s}$	$C_{2m}$	$534.36 \frac{m}{s}$	$C_{2t}$	$410.65 \frac{m}{s}$
Componente tangencial de la velocidad absoluta 2	$C_{w2h}$	$599.9 \frac{m}{s}$	$C_{w2m}$	$446.49 \frac{m}{s}$	$C_{w2t}$	$313.81 \frac{m}{s}$
Componente tangencial de la velocidad relativa 3	$V_{w3h}$	$293.65 \frac{m}{s}$	$V_{w3m}$	$86.37 \frac{m}{s}$	$V_{w3t}$	$-100.11 \frac{m}{s}$
Ángulo relativo 3	$\beta_{3h}$	41.67°	$\beta_{3m}$	16.39°	$\beta_{3t}$	-20.7°
Velocidad relativa 3	$V_{3h}$	$441.63 \frac{m}{s}$	$V_{3m}$	$306.02 \frac{m}{s}$	$V_{3t}$	$283.16 \frac{m}{s}$
Ángulo relativo 3	$\beta_{3h}$	41.67 °	$\beta_{3m}$	16.39 °	$\beta_{3t}$	-20.7 °

Cont.						
Parámetro	Sección de raíz		Sección media		Sección de punta	
Velocidad axial a la salida del rotor 2	$C_{a_{23}}$	$1187.47 \frac{m}{s}$	$C_{a_{23}}$	$1056.89 \frac{m}{s}$	$C_{a_{23}}$	$953.54 \frac{m}{s}$
Ángulo absoluto 4	$\alpha_{4h}$	$0^\circ$	$\alpha_{4m}$	$0^\circ$	$\alpha_{4t}$	$0^\circ$
Velocidad absoluta 4	$C_{4h}$	$1187.47 \frac{m}{s}$	$C_{4m}$	$1056.89 \frac{m}{s}$	$C_{4t}$	$953.54 \frac{m}{s}$
Componente tangencial de la velocidad absoluta 4	$C_{w_{4h}}$	$0^\circ$	$C_{w_{4m}}$	$0^\circ$	$C_{w_{4t}}$	$0^\circ$
Componente tangencial de la velocidad absoluta 4	$V_{w_{4h}}$	$306.3 \frac{m}{s}$	$V_{w_{4m}}$	$360.11 \frac{m}{s}$	$V_{w_{4t}}$	$413.92 \frac{m}{s}$
Ángulo relativo 4	$\beta_{4h}$	$14.46^\circ$	$\beta_{4m}$	$18.81^\circ$	$\beta_{4t}$	$23.46^\circ$
Velocidad relativa 4	$V_{4h}$	$1226.34 \frac{m}{s}$	$V_{4m}$	$1116.56 \frac{m}{s}$	$V_{4t}$	$1039.51 \frac{m}{s}$

Posteriormente, se calcula el número de etapas de la turbina contra-rotativa de la siguiente manera:

Teniendo como presión atmosférica y de entrada a la máquina  $P_{01} = 100 \text{ kPa}$ , con una relación de presiones de 39, se tendrá una presión de entrada a la turbina de:

$$P_{03} = P_{01} * \pi_c = 100000 * 39 = 3\,900 \text{ kPa}$$

Considerando que la turbina tendrá una presión estática a la salida igual a la presión atmosférica de entrada se puede calcular la temperatura estática de salida. Para el flujo de gases en la turbina, debido a que se ha mezclado aire con combustible, el calor específico será de 1148 kJ/kg K.

$$T_3 = T_{03} - \frac{C_a^2}{2C_p} = 1500 - \frac{183.25^2}{2(1148)} = 1485.37 \text{ K}$$

Con la temperatura total de entrada a la turbina se puede calcular la temperatura total a la salida utilizando la relación de presiones:

$$\frac{T_{04}}{T_{03}} = \left(\frac{P_{04}}{P_{03}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{04} = 1500 \left(\frac{1}{39}\right)^{.3/1.3} = 644.05 \text{ K}$$

Por lo tanto, la diferencia de temperaturas de la turbina será:

$$\Delta T_{0prom} = \eta_T (T_{03} - T_{04}) = 727.55 \text{ K}$$

Para los cálculos en la etapa los subíndices  $i$ , 1 y 2 representarán la entrada de la turbina, la salida del estator de tobera y la salida del primer rotor respectivamente.

De los triángulos de velocidades se obtiene la velocidad absoluta a la salida del estator de tobera en la raíz:

$$C_1 = \frac{C_a}{\cos \alpha_1} = 535.79 \frac{m}{s}$$

Con ésta se puede determinar la temperatura estática a la entrada del primer rotor y dado que no hay cambio en la temperatura de estancamiento en el estator:

$$T_1 = T_{0i} - \frac{C_1^2}{2C_p} = 1374.95 \text{ K}$$

Debido a que el primer rotor es una turbina de impulso, el grado de reacción  $R_x = 0$ , por lo que:

$$R_x = \frac{h_1 - h_2}{h_{0i} - h_{02}} \rightarrow h_1 = h_2 \rightarrow T_1 = T_2$$

Y la velocidad relativa será:

$$V_1 = \frac{C_a}{\cos \beta_1} = 206.44 \text{ m/s}$$

Utilizando la velocidad relativa 1 para calcular la temperatura en la sección 2 de la etapa:

$$T_{02} = T_1 + \frac{V_1^2}{2C_p} = 1374.95 + \frac{206.44^2}{2(1148)} = 1393.53 \text{ K}$$

Y la caída de temperatura por etapa será:

$$T_{0i} - T_{02} = 1500 - 1393.46 = 106.54 \text{ K}$$

Por lo que el número de etapas necesarias para la turbina se puede calcular como:

$$n = \frac{U_m C_{am}}{C_p} (\tan \beta_{1m} - \tan \beta_{2m}) = 5.0074 \cong 5$$

Realizando una comparación entre el número de etapas de las turbinas contra-rotativas de la tabla 1.4.3-1 se puede observar que el número de etapas obtenido para este diseño está dentro del rango de las turbinas con esta configuración, sin embargo debe considerarse que cada par de coronas de álabes cuenta como una etapa en las fichas técnicas de los motores, pero siguiendo los criterios anteriormente establecidos los primeros dos rotores junto con el estator de tobera forman una sola etapa.

Una vez determinados todos los valores del diseño aerodinámico se pueden determinar los coeficientes de carga para cada rotor y con éstos la relación de trabajo específico entre las turbinas de presión alta e intermedia. Utilizando las ecuaciones 3.4 y 3.5 se tiene que los coeficientes de carga son:

$$\Psi_A = 0.35(\tan 70) + (1.8 * 0.35 * \tan 70 - 1) = 1.692528$$

$$\Psi_B = [1.8 * 3.5(\tan 70 - 1) + (1.8 * 3.5 * 0.35 * \tan 0)]1.3 = 0.950184$$

Y con la ecuación 3.6 se obtiene la relación de trabajo específico:

$$SWR = \frac{\Psi_A}{\Psi_B} U_A^{-2} = \frac{1.692528}{0.950184} * 1.3^2 = 3.01033$$

Utilizando las ecuaciones 3.2 y 3.3 se calculan las eficiencias de la turbina contra-rotativa. Para este diseño se utilizó el modelo de pérdidas de Soderberg (anexo 1), a partir del cual se determinaron los valores de los coeficientes de pérdidas para el estator y los dos rotores. Este modelo fue utilizado por su simplicidad y debido a que únicamente requiere como parámetro geométrico la deflexión de los álabes, sin embargo se pueden utilizar modelos más complejos y actuales para la determinación de estos coeficientes. Los valores de las eficiencias resultantes son:

$$\eta_A = 0.8919$$

$$\eta_B = 0.82084$$

Una vez determinados los valores de las eficiencias de los rotores de presión alta e intermedia se puede calcular la eficiencia total de la turbina contra-rotativa utilizando la fórmula 3.7:

$$\eta_T = \frac{0.8919 * 0.82084 * (1.692528 + 0.950184)}{(0.8919 * 0.950184) + (1.6925 * 0.82084)} = \mathbf{0.8687}$$

La eficiencia obtenida en este diseño presentó este valor debido a que se consideró el efecto de las pérdidas aerodinámicas en los álabes rotores y del estator, además de que en la práctica las velocidades axiales no son constantes a lo largo de los álabes ni a través de éstos, las cuales tiene una influencia directa sobre la eficiencia.

Si se consideran los coeficientes de pérdidas pero teniendo relaciones de velocidades axiales de  $K_{12} = K_{34} = 1$  y se recalculan los coeficientes de carga por etapa y la relación de trabajos específicos para calcular la eficiencia total se obtendría un valor ideal para la turbina contra-rotativa de  $\eta_{T_i} = 0.9065$ , en otras palabras, éste es el valor de eficiencia máximo para este diseño.

En las figuras 3.7-1 A, B y C se muestra el diseño de la turbina contra-rotativa con sus respectivos ángulos y velocidades de flujo.

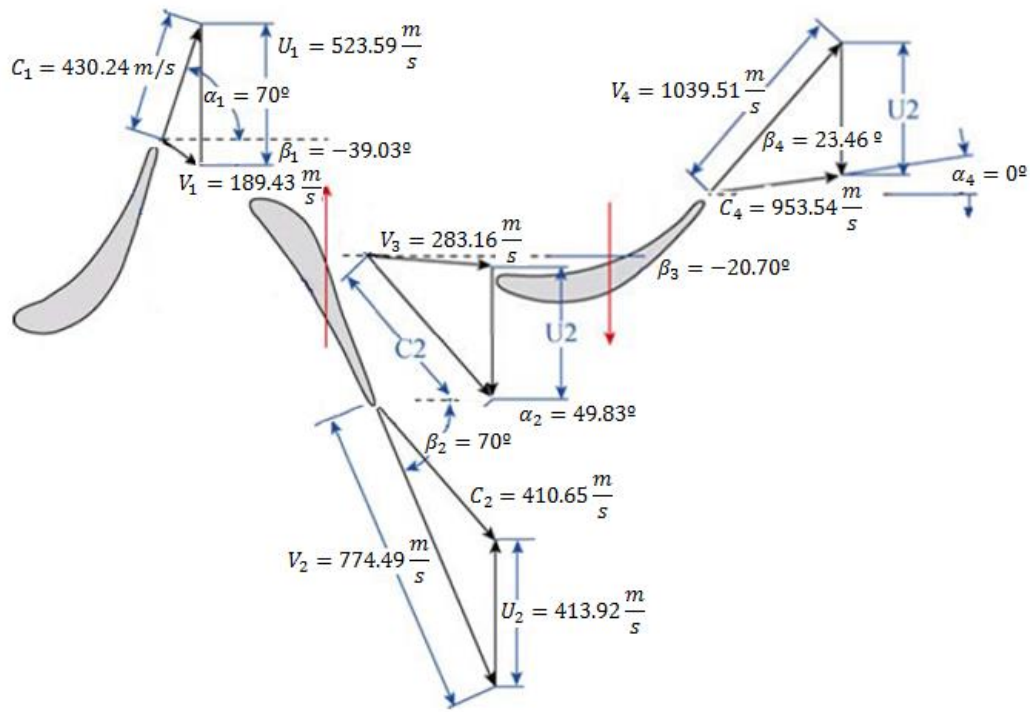


Figura 3.7-1 A. Diseño de la turbina contra-rotativa en la sección de punta

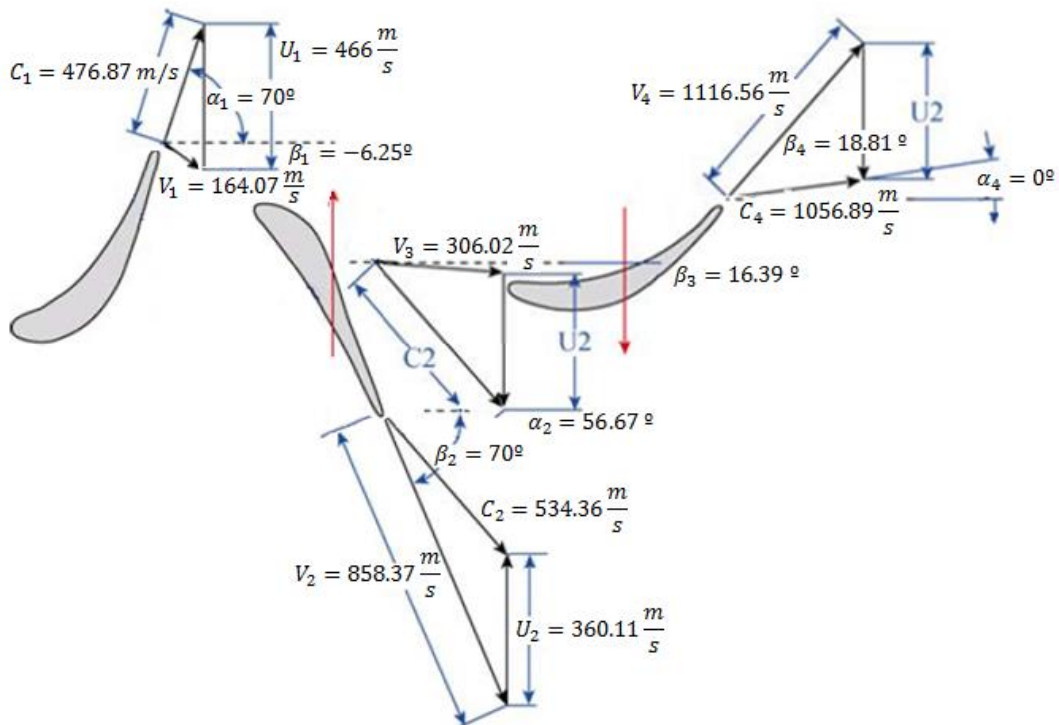


Figura 3.7-1 B. Diseño de la turbina contra-rotativa en la sección media

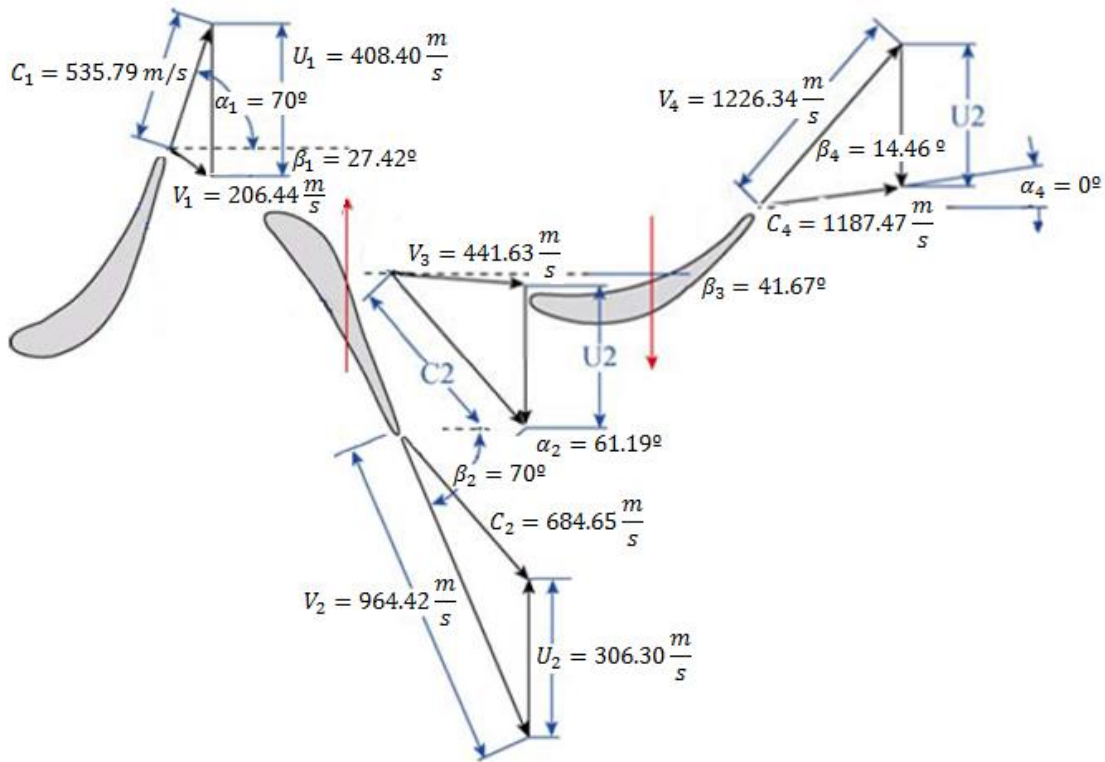


Figura 3.7-1 C. Diseño de la turbina contra-rotativa en la sección de raíz

Posteriormente, se puede calcular la potencia que entregará la turbina contra-rotativa con todas sus etapas utilizando como referencia la ecuación 2.30, con la cual se puede establecer que la potencia ideal será:

$$\dot{W}_i = \dot{m}C_p(T_{04} - T_{03}) = 160(1.148) * (1500 - 644.05) = 157.083 \text{ MW} \quad (3.47)$$

Sin embargo, dado que el proceso no es ideal, para obtener la potencia real de esta turbina se debe multiplicar este valor por la eficiencia total calculada, obteniéndose para la turbina de este diseño una potencia de:

$$\dot{W}_r = \dot{W}_i * \eta_T = 136.45 \text{ MW}$$

Para tener noción de la proporción de la distribución del trabajo en los rotores contra-rotativos con respecto a la turbina completa se calcula la entrega de potencia de cada rotor mediante la ecuación de Euler aplicado a los parámetros en las puntas, ya que en estos se genera la mayor velocidad radial y por lo tanto la potencia máxima de cada rotor. La ecuación de Euler se aplica de la siguiente forma:

$$\dot{W}_A = U_{t1} C_{a1t} (\tan \beta_2 - \tan \beta_1) = 43.86 \text{ MW} \quad (3.48)$$

$$\dot{W}_B = U_{t2} C_{a2t} (\tan \beta_4 - \tan \beta_3) = 14.24 \text{ MW} \quad (3.50)$$

$$\dot{W}_{A+B} = 58.1 \text{ MW}$$

$$\frac{\dot{W}_{A+B}}{\dot{W}_r} = 0.4257 = 42.57\%$$

Finalmente, se puede observar que la configuración de turbina contra-rotativa de este diseño permite aportar el 42.57% de la potencia total, utilizando únicamente dos rotores y eliminando una corona estatora, permitiendo también una disminución de la longitud axial.



## **CAPÍTULO IV**

# **“VALIDACIÓN DE RESULTADOS MEDIANTE SIMULACIÓN”**

# **CAPÍTULO IV**

## **“VALIDACIÓN DE RESULTADOS MEDIANTE SIMULACIÓN”**

En este capítulo se realizará la comparación entre los resultados obtenidos analíticamente y una turbina diseñada mediante la herramienta computacional AxStream utilizando la misma configuración de contra-rotación, las mismas condiciones de operación, geometrías y parámetros de diseño, con lo cual se validarán los resultados obtenidos.

### **4.1. Introducción**

El programa AxStream es una herramienta computacional de gran alcance que permite el diseño conceptual de la trayectoria del flujo de una turbina a partir de la determinación de perfiles aerodinámicos y la capacidad de exportar las geometrías a programas de CFD modernos. Durante el diseño, un arreglo de problemas ingenieriles (aerodinámicos, estructurales y otros análisis) y computacionales (interpolación, integración, optimización, etc) se resuelven para llegar a un resultado. Las soluciones implementadas se desarrollaron a fondo con respecto a necesidades de diseño reales y recursos de relativo bajo costo computacional.

El marco teórico del programa se basa en la teoría diseño óptimo de trayectoria del flujo de turbinas axiales. Con base en esto se desarrollaron los métodos y algoritmos del diseño integral y óptimo de la trayectoria del flujo para etapas múltiples, así como sus componentes (etapa individual, secciones en el plano, álabes, etc.)

El software AxStream posee la capacidad para realizar análisis mediante el cómputo de problemas directos de diseños de trayectorias de flujo de turbinas existentes mediante el cálculo en la línea media (unidimensional) y formulaciones axisimétricas (2 dimensiones).

El análisis en la sección media (1D) es el más usado por lo general y se lleva a cabo en la trayectoria del flujo de comparativamente álabes cortos (el diámetro a la altura media con respecto a la relación de longitud del álabe  $D/l = 10$ ), y cuando el campo de velocidades de las perturbaciones y el flujo radial pueden ser

despreciados. En el modo de análisis, AxStream resuelve problemas directos en 1D y 2D para dos formulaciones:

- a) Determinación del flujo másico a una presión establecida.
- b) Determinación de la presión de entrada a un flujo másico establecido.

Para los análisis de línea media y axisimétrico, AxStream utiliza la información de las propiedades principales de las cascadas de álabes, tales como ángulos de entrada y salida de los álabes, longitud total de la garganta en la parte media, altura del álabe, diámetro en la sección media y claros radiales, entre otros. El análisis axisimétrico requiere que los ángulos e información de la garganta sean proporcionados para cada estación a lo largo de la altura del álabe. Este programa permite realizar simulaciones que estiman la eficiencia de las etapas basadas en la información mencionada.

#### 4.1.1. Proceso de diseño

Para iniciar un proyecto, el usuario debe introducir la información inicial necesaria, tales como los requerimientos técnicos y las condiciones de frontera de entrada y salida del sistema. Posteriormente se siguen los siguientes pasos, la metodología que sigue AxStream se muestra en la figura 4.1.1-1:

- Generar la solución del diseño preliminar.
- Búsqueda de una solución óptima de acuerdo a los requerimientos del usuario utilizando el explorador del espacio de diseño (*Design Space Explorer*)
- Edición interactiva de la trayectoria del flujo.
- Ajustes manuales en la geometría de la turbina.
- Optimización de la trayectoria del flujo.

Una vez que se llevan a cabo estos procesos, la información resultante es:

- Número de etapas de la turbina
- Geometría completa y dimensionamiento de los álabes incluyendo diámetros, espacios entre etapas y claros radiales.
- Ángulos de diseño de entrada y salida de la trayectoria del flujo.
- Distribución de parámetros termodinámicos y cinemáticos en la línea media.

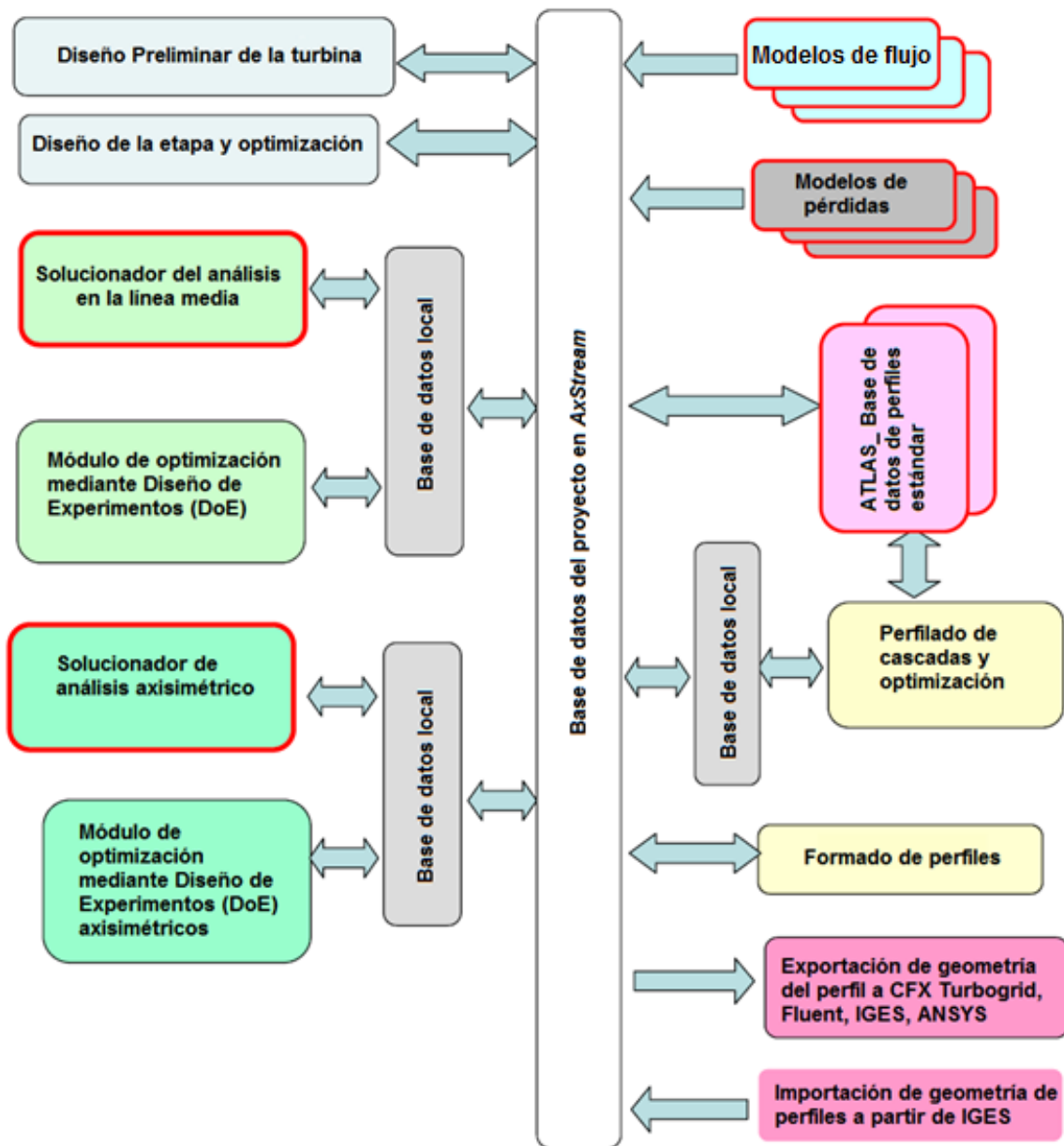


Figura 4.1.1-1 Metodología de diseño de AxStream

El proceso de diseño comienza a partir de un módulo de diseño preliminar, el cual cuenta con un generador de soluciones, un explorador del espacio de diseño y optimización S1/S2. Seguido de un módulo de análisis de líneas de corriente en diferentes etapas para después pasar al módulo de diseño de álabes en 3D y apilamiento de perfiles. Este proceso de diseño se muestra en la figura 4.1.1-2.

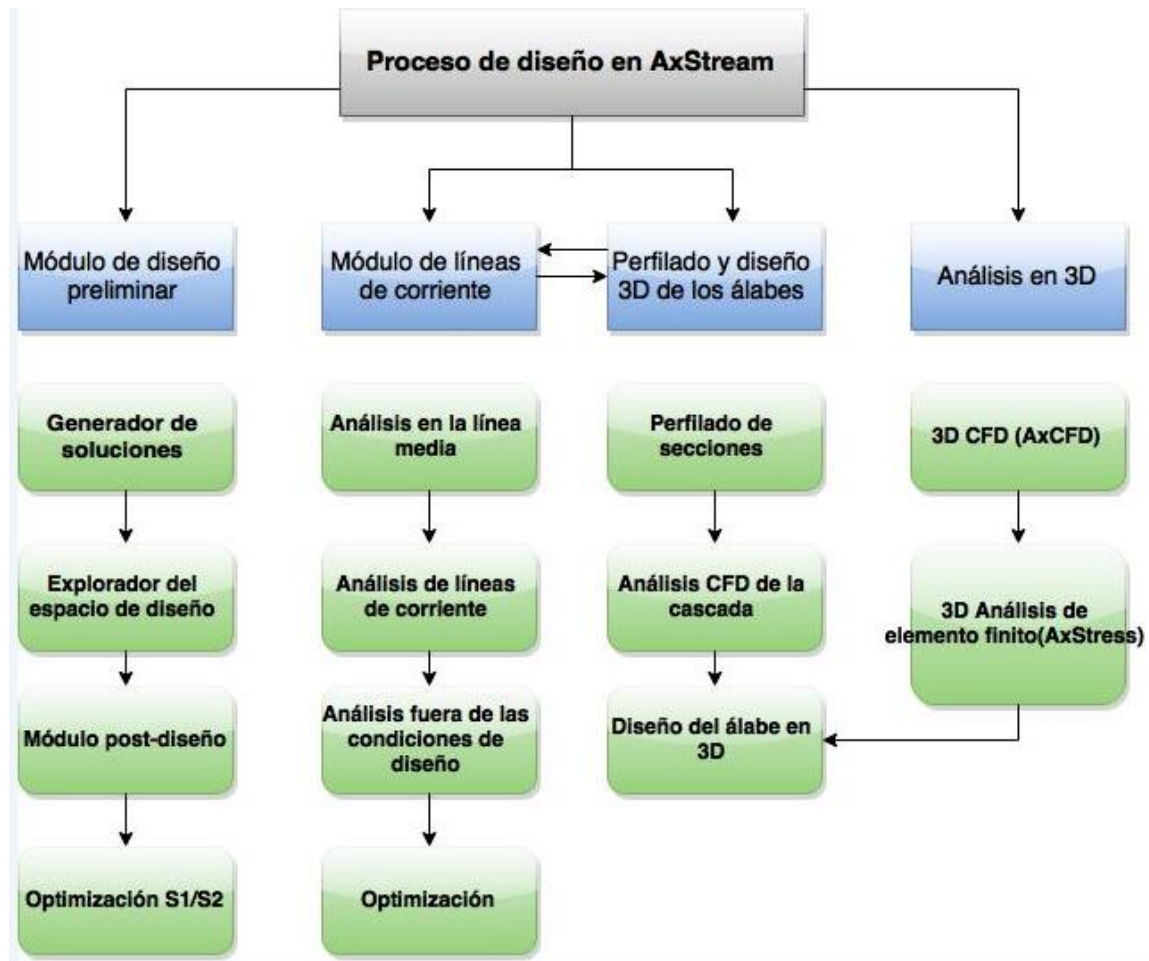


Figura 4.1.1-2 Diagrama de flujo representando el proceso de diseño en AxStream

## 4.2. Diseño computacional de la turbina contra-rotativa

La turbina diseñada mediante AxStream debe utilizar las mismas condiciones de diseño y parámetros aerodinámicos seleccionados previamente, de manera que se realice un comparativo equitativo.

Las condiciones de frontera requeridas para realizar el diseño de la turbina mediante la utilización del programa se muestran en la tabla 4.2-1

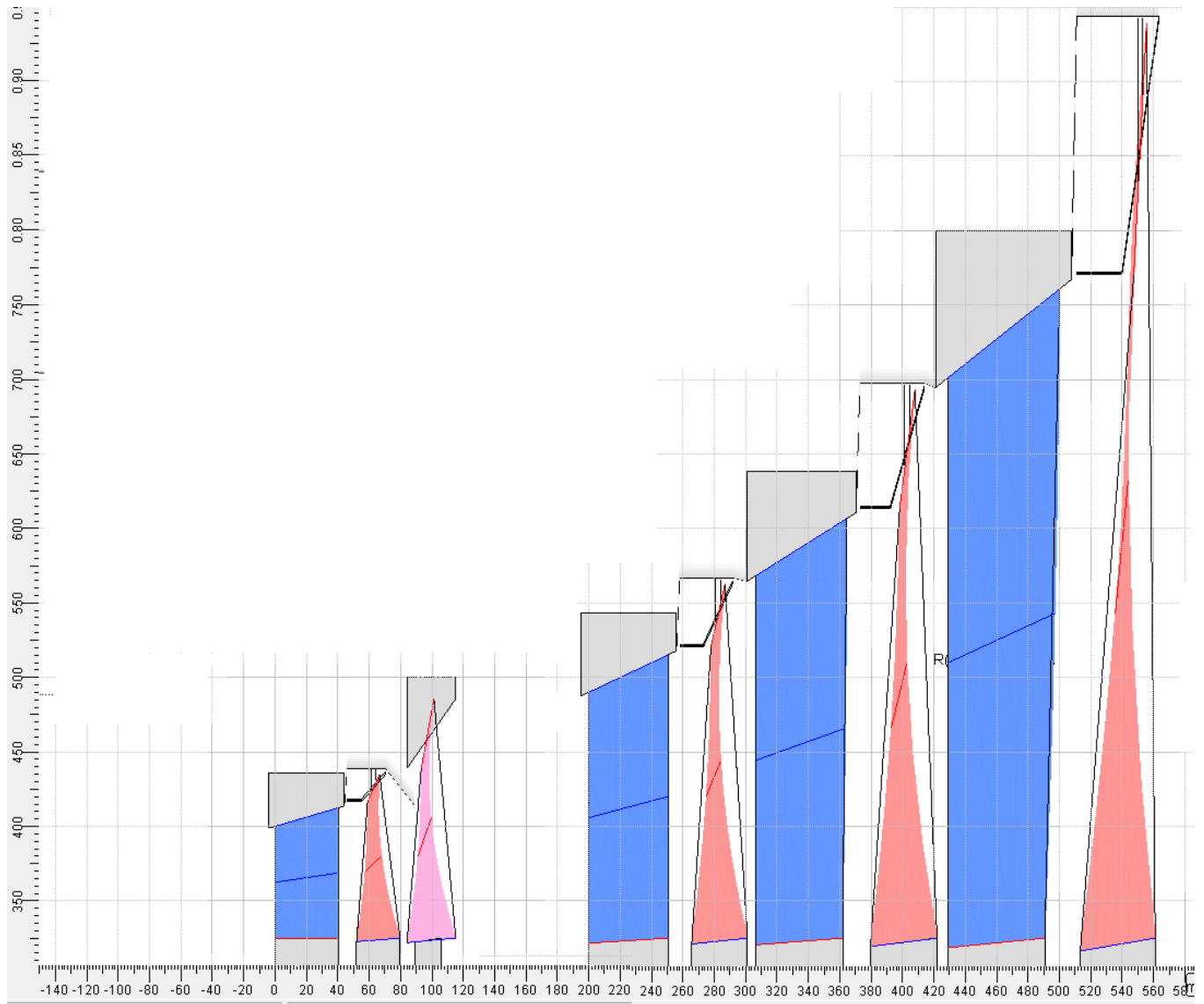
Tabla 4.2-1 Condiciones de frontera requeridas

#	Parámetro	Unidades	Valor
1	Presión total a la entrada	kPa	3 900
2	Temperatura total a la entrada	K	1 500
3	Presión estática a la salida	kPa	100
4	Flujo másico	kg/s	160
5	Ángulo absoluto a la entrada	Grados	90
6	Velocidad Radial del primer rotor	RPM	12 000
7	Velocidad Radial del segundo rotor	RPM	9000
8	Díámetro de raíz	m	0.65
9	Etapas	-	5
10	Relación de velocidad axial 12	-	1.8
11	Relación de velocidad axial 34	-	3.6

El proceso de diseño de la turbina contra-rotativa se realizó mediante la eliminación de la corona estatora de la segunda etapa, recorriendo el segundo rotor a una distancia del 10% de la cuerda del primer rotor, acorde a los criterios ya mencionados respecto al espaciamento axial en el capítulo anterior.

Posteriormente se agregó una segunda flecha para introducir la segunda velocidad radial, el álabe en color rosa corresponde al rotor en contra-rotación. Una vez llevado a cabo el diseño preliminar con los datos proporcionados se generó el diseño de la turbina mostrado en la figura 4.2-1.

A partir de la de la geometría de la figura, se puede notar la disminución de la longitud axial de la primera etapa debido a la eliminación de la corona estatora, para este ejemplo se aumentó la longitud axial entre la primera y segunda etapa de manera que fuera más visible la configuración contra-rotativa y para tratar de ejemplificar el espaciamento axial entre las etapas de presión alta y presión baja en las turbinas reales.



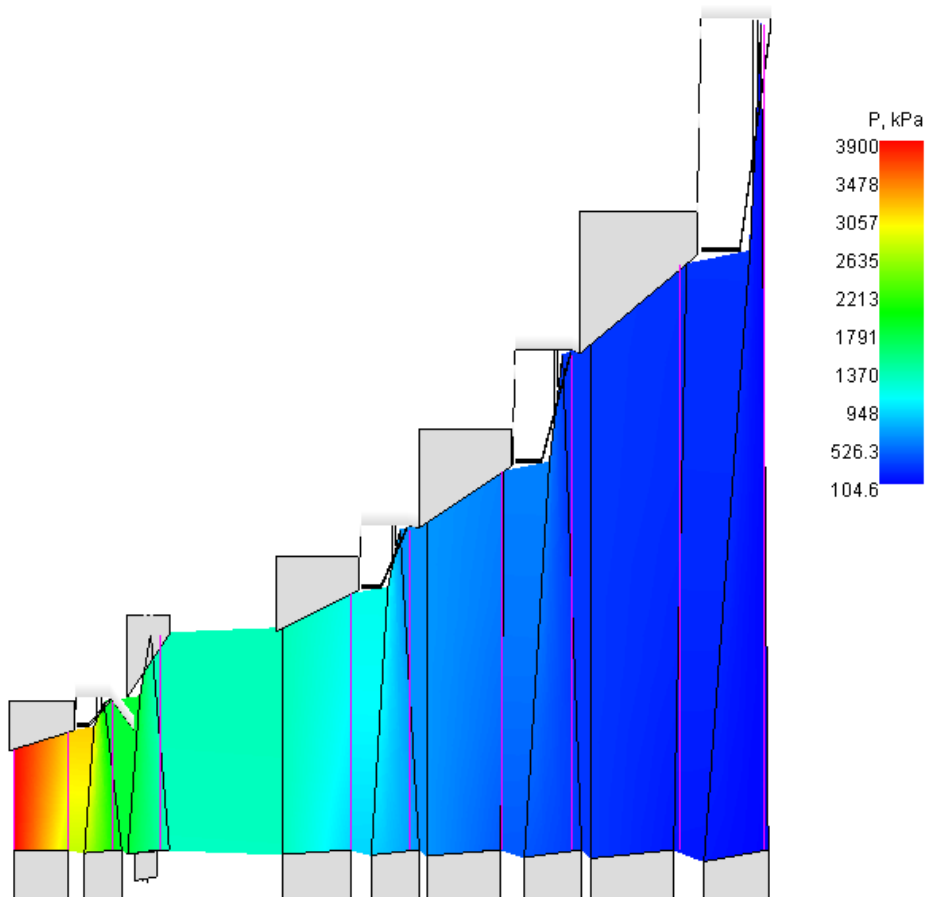
*Figura 4.2-1 Diseño preliminar de la turbina contra-rotativa*

También es posible notar que las etapas de presión baja posteriores tenderán a tener un torcimiento mayor, debido en gran medida a la altura de los álabes, los cuales como es de esperarse deberán ir en aumento debido al proceso de expansión. Además, se tendrán coeficientes de flujo mayores de manera que se pueda mantener la relación de velocidades axiales a valores más bajos de velocidad radial.

A partir de este diseño preliminar, mediante el proceso de optimización S1/S2 de AxStream se pueden ajustar las alturas, diámetros, espesores de los claros y cuerda de los álabes según convenga.

En la figura 4.2-2 se muestra la distribución de presiones totales para las turbinas analizadas, en la cual se puede notar que la caída de presión se lleva a cabo de manera más inmediata en las turbinas en configuración contra-rotativa, es decir, el estator de tobera es el que deberá de soportar mayores temperaturas y esfuerzos por termofluencia, permitiendo así, que se disminuya la necesidad de que las primeras coronas rotoras contengan un sistema de enfriamiento, por lo que se puede reducir la complejidad de la manufactura y mantenimiento de los mismos.

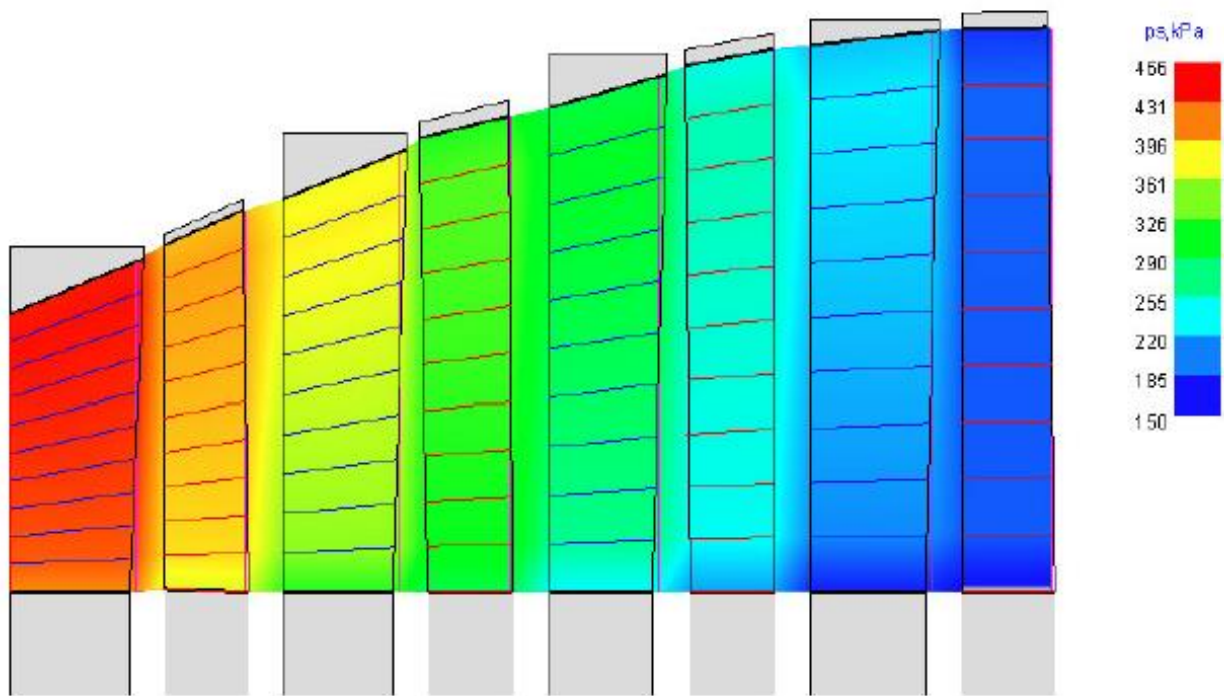
En las turbinas axiales convencionales, la expansión se lleva a cabo de manera más suave y gradual, haciendo que el primer rotor y aún el segundo estator tengan que soportar una presión mayor, aumentando la posibilidad de requerir un sistema de enfriamiento y mayor robustez en estas coronas de álabes, como se puede notar de la comparación de la figura 4.2-2 y la figura 4.2-3<sup>1</sup>.



*Figura 4.2-2 Distribución de presiones de la turbina contra-rotativa*

<sup>1</sup> Nota: la turbina de la figura 4.2-3 no se encuentra en las mismas condiciones de operación que la turbina contra-rotativa, sin embargo, el diagrama representa la medida en que la presión se distribuye para la configuración axial.





*Figura 4.2-3 Distribución de presiones de una turbina convencional axial*

En las figuras 4.2-4 y 4.2-5 se muestra la distribución de velocidades absolutas y relativas respectivamente. En el caso de los valores de la distribución de velocidades absolutas, al compararse con los datos de los triángulos de velocidades obtenidos se puede notar que existen diferencias mínimas entre los éstos y las de la turbina contra-rotativa diseñada en AxStream y que la distribución de las velocidades máximas y mínimas son acordes al comportamiento calculado.

Para el caso de los valores de la distribución de velocidades relativas existe una divergencia no significativa, principalmente debido a que el modelo tridimensional para el diseño utilizado por AxStream es la condición de vórtice arbitrario, el cual puede ser ajustado para que coincida con el modelo de ángulo de salida del estator tobera constante y que no se estableció como condición de salida del primer rotor un ángulo de  $70^\circ$ , lo cual requeriría un proceso de optimización en este software para hacer coincidir todos los valores de diseño teóricos con los introducidos para llevar a cabo el diseño preliminar computacional.

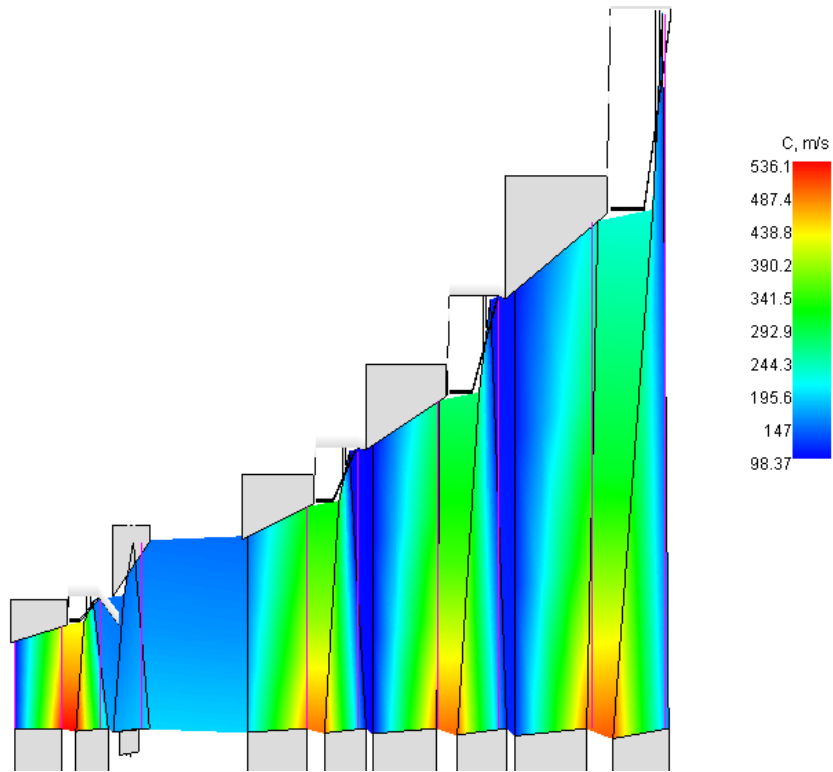


Figura 4.2-4 Distribución de velocidades absolutas

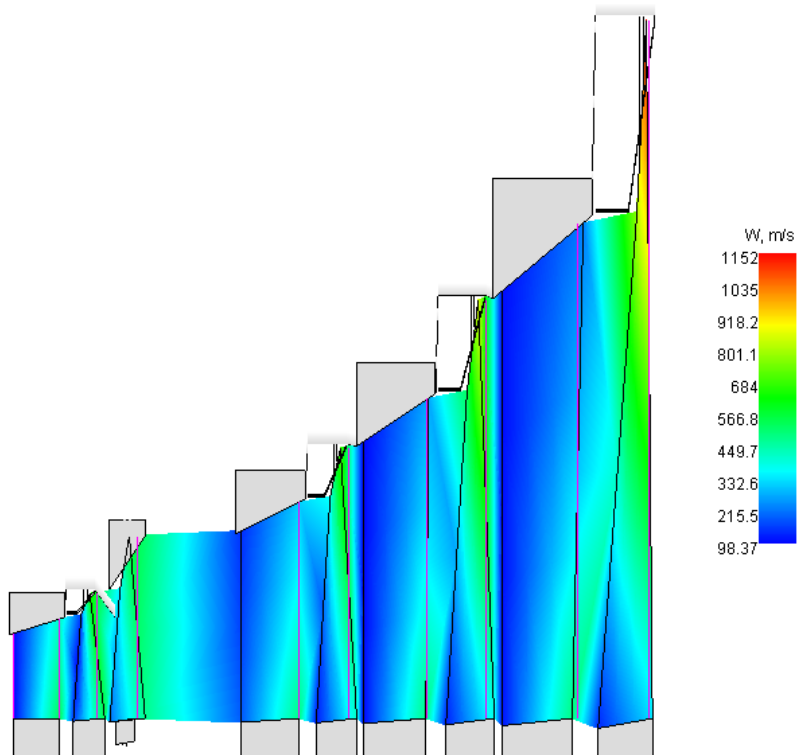


Figura 4.2-5 Distribución de velocidades relativas

Los datos obtenidos mediante el diseño preliminar se muestran en las tablas 4.2-2 referente a la turbina completa, 4.2-3 referente al estator y el primer rotor y la 4.2-4 referente al segundo rotor.

*Tabla 4.2-2 Parámetros generales de la turbina completa*

### 1. Module\_1

		Property	Unit	Value
1	module_t	Module type	-	axial turbine
2		flow multiplier	-	1.000000
3	N	power	MW	135.511335
4	eff_tt	internal total-to-total efficiency	-	0.873199
5	eff_ts	internal total-to-static efficiency	-	0.866559
6	mass	total blades mass	kg	0.000000
7	uC0_	averaged isentropic velocity ratio	-	0.938312
8	psi_	averaged work coefficient ( $H/U2^2$ )	-	0.567905
9	phi_	averaged flow coefficient ( $C2s/U2$ )	-	0.177785
10	Pt_in	total pressure at inlet	kPa	3900.000000
11	Pst_out	stat. pressure at outlet	kPa	99.458900
12	Pt_out	total pressure at outlet	kPa	104.580556
13	psr	total-static pressure ratio	-	39.212177
14	ptr	total-total pressure ratio	-	37.291827
15	H	heat drop	kJ/kg	980.086694

*Tabla 4.2-3 Parámetros del estator de tobera y primer rotor*

### 1.1. Stage\_1

		Property	Unit	Value
1	H	heat drop	kJ/kg	302.085586
2	Pt_in	total pressure at inlet	kPa	3900.000000
3	Pst_out	stat. pressure at outlet	kPa	1784.597560
4	Pt_out	total pressure at outlet	kPa	1850.770566
5	psr	total-static pressure ratio	-	2.185367
6	ptr	total-total pressure ratio	-	2.107230
7	eff_tt	internal total-to-total efficiency	-	0.897447
8	eff_ts	internal total-to-static efficiency	-	0.860119
9	N	power	MW	40.600505
10	eel_a	exit energy loss	MW	1.981929
11	eel_r	exit energy loss ratio	-	0.048815
12	Nsp	Specific speed	-	0.559856
13	mass	total blades mass	kg	0.000000
14	uC0_	averaged isentropic velocity ratio	-	0.614348
15	psi_	averaged work coefficient ( $H/U2^2$ )	-	1.324771
16	phi_	averaged flow coefficient ( $C2s/U2$ )	-	0.246614
17		custom name	-	
18		custom description	-	

Tabla 4.2-4 Parámetros del segundo rotor

### 1.2. Stage\_2

		Property	Unit	Value
1	H	heat drop	kJ/kg	125.589838
2	Pt_in	total pressure at inlet	kPa	1850.770566
3	Pst_out	stat. pressure at outlet	kPa	1276.791685
4	Pt_out	total pressure at outlet	kPa	1332.227084
5	psr	total-static pressure ratio	-	1.449548
6	ptr	total-total pressure ratio	-	1.389231
7	eff_tt	internal total-to-total efficiency	-	0.768765
8	eff_ts	internal total-to-static efficiency	-	0.685729
9	N	power	MW	13.220077
10	eel_a	exit energy loss	MW	2.096722
11	eel_r	exit energy loss ratio	-	0.158601
12	Nsp	Specific speed	-	-0.977879
13	mass	total blades mass	kg	0.000000
14	uCO_	averaged isentropic velocity ratio	-	0.763835
15	psi_	averaged work coefficient (H/U2^2)	-	0.856981
16	phi_	averaged flow coefficient (C2s/U2)	-	0.258104
17		custom name	-	
18		custom description	-	

Las tablas mostradas muestran los parámetros termodinámicos que permiten determinar la distribución de presiones, de temperaturas, las pérdidas, eficiencias y potencias obtenidas.

Extrayendo de éstas únicamente los parámetros necesarios para la comparación con la turbina del diseño se tienen:

Valores de diseño teórico

- Eficiencia total  $\eta_t = 0.8687 = 86.87\%$
- Potencia total real  $\dot{W}_r = 136.45 \text{ MW}$
- Potencia del primer rotor  $\dot{W}_A = 43.86 \text{ MW}$
- Potencia del segundo rotor  $\dot{W}_B = 14.24 \text{ MW}$

Valores de diseño computacional

- Eficiencia total  $eff_{tt} = 0.8731 = 87.31\%$
- Potencia total  $N = 135.51 \text{ MW}$
- Potencia del primer rotor  $N = 40.6005 \text{ MW}$
- Potencia del segundo rotor  $N = 13.22 \text{ MW}$

Mediante la comparación de los valores calculados contra los obtenidos en la simulación se puede observar que existe una divergencia de únicamente 0.68% en la potencia total real obtenida y del 7.43% Y 7.16% para las potencias para el primer y segundo rotor respectivamente, con lo cual se puede concluir que los valores del diseño teórico obtenidos son válidos para las condiciones de operación establecidas, los criterios tomados y los parámetros de diseño seleccionados.

## CONCLUSIONES

En este trabajo se analizó el comportamiento de las propiedades aerodinámicas necesarias para el diseño de la turbina contra-rotativa, tales como el parámetro de trabajo específico  $\overline{h^*} = \overline{\Delta h_{0A}^*} + \overline{\Delta h_{0B}^*}$  y la relación de entalpías en función de la relación de velocidades radiales entre los rotores de la turbina contra-rotativa, además de la influencia de las variaciones de los ángulos de flujo  $\alpha_1$ ,  $\beta_2$  y las relaciones de velocidad axial sobre la eficiencia total.

Con el análisis de estas propiedades se determinó que la configuración de turbina contra-rotativa que permitía mayor trabajo y una mejor distribución de éste entre los dos rotores es el tipo de etapa IRA (Impulso, Reacción, condición Axial de salida), con el cual se puede obtener un factor de trabajo específico máximo  $\overline{h^*} = 8$ .

Con estas propiedades se seleccionaron los parámetros aerodinámicos requeridos para el diseño teórico de la turbina contra-rotativa y utilizando como referencia datos de turbinas reales.

Se determinó que el coeficiente de flujo más indicado para esta aplicación es de  $\varphi = 0.35$  debido a que este valor permite tener un menor número de etapas y ángulos de desviación menores de  $140^\circ$ , con la desventaja de tener una eficiencia total ligeramente menor (alrededor de 2% de la eficiencia máxima). Utilizando este coeficiente se determinó la velocidad axial para cada sección de los rotores y la relación de velocidades axiales, teniendo como valores  $K_{12} = 1.8$  y  $K_{34} = 3.5$  los cuales indican que la velocidad axial no se mantiene cuando el flujo pasa a través del pasaje de álabes sino que aumenta.

Para el primer rotor se seleccionó una relación flecha/carcasa de 0.78 para el primer rotor y 0.74 para el segundo rotor. Estos valores seleccionaron tomando como consideración un punto intermedio entre el valor de 0.65 sugerido por algunos autores y 0.92 como máximo para las turbinas en la sección de entrada, con los cuales se permitió tener álabes más robustos para la primera etapa de la turbina contra-rotativa debido a que soportan los mayores esfuerzos en la turbina debido a las velocidades radiales y temperaturas altas, manteniendo también bajo el número de etapas requeridas para realizar la expansión.

Una vez seleccionados los parámetros y condiciones de diseño, se llevaron a cabo los cálculos del diseño de la turbina contra-rotativa, obteniéndose como resultados que se requerían de 5 etapas para realizar la expansión, cumpliendo así con los rangos de etapas de turbinas de aviación utilizados en la actualidad.

Posteriormente se calcularon los coeficientes de carga para cada rotor y la relación de trabajo específico, los cuales son necesarios para obtener la eficiencia total de la turbina en contra-rotación.

Para el cálculo de la eficiencia de cada turbina se utilizó el modelo de pérdidas de Soderberg por su simplicidad y por requerir únicamente como variable la deflexión de los álabes, con este modelo y las ecuaciones utilizadas para el cálculo de las eficiencias de cada rotor se obtuvieron como resultados eficiencias de  $\eta_A = 0.8919$  y  $\eta_B = 0.82084$  para el rotor de presión alta y de presión baja respectivamente. Posteriormente, utilizando estas eficiencias se determinó la eficiencia total de la turbina completa, teniendo como valor  $\eta_t = 0.8687$ .

Con la eficiencia total calculada se determinó que la turbina es capaz de producir una potencia real de  $W_r = 136.45 \text{ MW}$  en condiciones de diseño. De la potencia real de toda la turbina se calcularon las potencias entregadas por cada rotor, dando como resultado  $\dot{W}_A = 43.86 \text{ MW}$  y  $\dot{W}_B = 58.1 \text{ MW}$ , los cuales en conjunto representan el 42.57% de la potencia total proporcionada por la turbina demostrando que esta configuración tiene una alta relación de trabajo con respecto a las turbinas convencionales.

Posteriormente se realizó el diseño preliminar computacional de la turbina contra-rotativa utilizando el software AxStream, utilizando las mismas condiciones y parámetros aerotermodinámicos del diseño teórico y obteniéndose como valores una eficiencia total de  $\eta_t = 87.31$ , una potencia total de  $\dot{W}_r = 135.51 \text{ MW}$  y potencias para el primer y segundo rotor respectivamente de  $\dot{W}_A = 40.60 \text{ MW}$  y  $\dot{W}_B = 13.22 \text{ MW}$ .

Los resultados obtenidos mediante simulación tuvieron una divergencia del 0.68% para la potencia real total de la turbina y de 7.43% y 7.16% para las potencias del primer y segundo rotor respectivamente. Estas desviaciones se deben principalmente que el software utiliza un modelo tridimensional de diseño de vórtice arbitrario y debido a que en el diseño teórico se utilizó el modelo de Soderberg, a diferencia del modelo de Craig & Cox de AxStream, sin embargo las desviaciones se mantuvieron en un nivel bajo, por lo que se puede considerar como válido el diseño teórico llevado a cabo.

Se comprobó que la utilización de las turbinas contra-rotativas tienen como ventaja una disminución de la longitud axial de la turbina debido a la eliminación de las

coronas estatoras intermedias, lo que se traduce en ahorro de peso y aumento de la eficiencia principalmente debido a que se evitan las pérdidas aerodinámicas del flujo que pasa a través de una corona estatora.

A partir de la comparación de las distribuciones de presiones de las turbinas se pudo deducir que la necesidad de sistemas de enfriamiento es menor en las turbinas contra-rotativas que en sus contrapartes, debido a la eliminación de álabes estatores los cuales tienen un requerimiento mayor de enfriamiento a diferencia de los álabes rotores debido a que estos últimos se encuentran en movimiento.



## REFERENCIAS

- [1] Dickinson W., H. (2011). *A Short History of the Steam Engine*. Ilustrado 1era ed. Cambridge: Cambridge University Press
- [2] Popular Science Monthly (1931). Plane's Propellers Revolve in Opposite Directions. *Popular Science*, pp.33.
- [3] Wintucky, W. Stewart, W. (Marzo, 1958). *Analysis of Two-Stage Counterrotating Turbine Efficiencies in Terms of Work and Speed Requirements*. (NACA RM-E57L05). NACA, Washington.
- [4] Joakim Kasper Oestergaard (2014). Pratt and Whitney F119-PW-100. [En línea]. *Aerospace and Defense Aeroweb*. Disponible en: <<http://www.bga-aeroweb.com/Engines/PW-F119.html>>
- [5] *Aero-Engines – Rolls Royce* [online]. (2001). Disponible en: <[http://www.janes.com/aerospace/civil/news/jae/jae010213\\_2\\_n.shtml](http://www.janes.com/aerospace/civil/news/jae/jae010213_2_n.shtml)>. [Acceso: Junio del 2015]
- [6] Dixon, S. L., Hall, C. A. (2010). Thermodynamics of the Axial-Turbine Stage. En: *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 6ta Ed. Oxford: Elsevier Inc. pp101.
- [7] Stodola, Hoheisel et al., Gregory-Smith and Cleak, Ames y Plesniak, Xu y Denton, Zhang y Ligrani.
- [8] Dahlquist, Adrian (1990). *Investigation of Losses Prediction Methods in 1D for Axial Gas Turbines*. Tesis de M. en C., Universidad de Lund.
- [9] Denton, J. D. (1993). Loss Mechanisms in Turbomachinery. *Journal of Turbomachinery*. 115, pp.621-656.
- [10] Cai, R. (1990). *Basic Analysis of Counter-Rotating Turbines*. (90-GT-108). Instituto de Ingeniería Termofísica, Beijing, China.
- [11] Zhou, Y. Liu, H. Li, W. (2011). *Aerodynamics Design of Two-Stage Vaneless Counter-Rotating Turbine*. (10.1007/s11630-011-0488-z). Instituto de Termofísica, Beijing, China.
- [12] Lakshminarayana, B. (1996). Axial Flow Compressors and Fans. *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery* 1era Ed, Canadá : John Willey, pp78.

- [13] B.L. Veneable, R.A. Delaney, J.A. Busby, R.L. Davis, D.J. Dorney, M.G. Dunn, C.W. Haldeman, R.S. Abhari (1999). Influence of vane-blade spacing on transonic turbine stage aerodynamics. Part I – time averaged data and analysis. *Journal of Turbomachinery*. 121(4), pp.663-672.
- [14] K. Yamada, K. Funazaki, M. Kikuchi, H. Sato (2009). *Influences of axial gap between blade rows on secondary flows and aerodynamic performance in a turbine stage*. IGTI.
- [15] M. Kikuchi, F. Funazaki, K. Yamada, H. Sato (2008). Detailed studies on aerodynamic performance and unsteady flow behaviors of a single turbine stage with variable rotor-stator axial gap. *International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems*. 2(1), pp.30-37.
- [16] Jöcker, M. (2002). *Numerical Investigation of the Aerodynamic Vibration Excitation of High-Pressure Turbine Rotors*. Ph. D. thesis, Royal Institute of Technology, Suecia.
- [17] Jeong, E. Park, P.K., Kim, J. (2006). Effect of Nozzle-Rotor Clearance on Turbine Performance. *En: Proceedings of FEDSM2006 ASME Joint U.S.-European Fluids Engineering Summer Meeting, 17-20 Julio del 2006, Miami, FL. EUA.* pp.17-20.
- [18] F.J. Kelecy, J.W. Griffin, R. A. Delaney (1995). The Effect of Vane-Blade Spacing on Transonic Turbine Stage Performance. *En: Loss Mechanisms and Unsteady Flows in Turbomachines – AGARD-CP-517*, 8-12 de Mayo de 1995, Derby, Reino Unido. pp.5.1-5.14.
- [19] Subbarao, Rayapati. Govardhan, M. (2011). *Effect of Axial Gap on the Aerodynamics of a One and Half Stage Turbine*. *En: National Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power*. 15-17 Dic., 2011, Bhopal, India.
- [20] Subbarao, Rayapati, Govordhan, M. (2012). *Effect of Axial Spacing Between Components on the Performance of a Counter Rotating Turbine*. *En: ISFMFE, 2012, Jeju, Korea*.
- [21] Whitfield, A. and Baines, N. C. (1990). *Design of Radial Turbomachines*. 1st. ed. Longman Scientific & Technical.
- [22] Mattingly, Jack D. (2002). Design : Rotating Turbomachinery. *Aircraft Engine Design* 2nda Ed. Reston : AIAA. pp 273, 277.
- [23] Sanders, William P. (2004). The Rotating Blade Rows Mechanical Design Consideration. *Turbine Steam Path Maintenance and Repair*, Tulsa : PennWell Corp. pp448-449.

- [24] Nesterenko, V. (2011). Blade & Axial Flow Passages. *Theory Calculation and Research of Compressors and Turbines*. Instituto de Aviación de Moscú. Rusia.
- [25] Whitehouse, Richard D. (1993). *The Effect of Axial Velocity Ratio, Turbulence Intensity, Incidence and Leading Edge Geometry on the Off-Design Performance of a Turbine Blade Cascade*. Tesis de M. en I., Ottawa-Carleton Institute for Mechanical and Aerospace Engineering.
- [26] Rolls Royce (2005). Rolls-Royce Trent 900 Engines Provide Power for First A380. *PR NewsWire*, 13 de enero.
- [27] Walsh, P. Fletcher, P. (2008). Gas Turbine Components. En: *Gas Turbine Performance*. Oxford: John Wiley & Sons, pp 164.
- [28] General Electric (1995). *The GE90 – An Introduction*, pp 1-18.
- [29] Wadley Research Group (2015). High Temperature Coatings – Thermal Barrier Coatings System. [En línea]. *Universidad de Virginia*. Disponible en: <<http://virginia.edu/ms/research/wadley/high-temp.html>>. [Acceso: Julio 2015]
- [30] Ning, W. (2000). *Significance of Loss Models in Aerothermodynamic Simulation for Axial Turbines*. Tesis doctoral, Instituto Real de Tecnología, Estocolmo, Suecia.

# ANEXO 1

## Modelo de pérdidas de Soderberg

### Modelo de pérdidas de Soderberg<sup>30</sup>

Soderberg (1949) estableció los coeficientes totales de pérdidas como:

Para estatores:

$$\zeta_N = \left(\frac{10^5}{R_e}\right)^{\frac{1}{4}} \left[ (1 + \xi^*) \left( 0.993 + 0.075 \frac{l}{H} \right) - 1 \right]$$

Para rotores:

$$\zeta_R = \left(\frac{10^5}{R_e}\right)^{\frac{1}{4}} \left[ (1 + \xi^*) \left( 0.975 + 0.075 \frac{l}{H} \right) - 1 \right]$$

En estas ecuaciones, la variable  $\xi^*$  es el coeficiente nominal de pérdidas y depende de la deflexión del álabe. Dixon [1989, p. 99] obtuvo la ecuación para esta variable como:

$$\xi^* = 0.04 + 0.06 \left( \frac{\varepsilon}{100} \right)^2$$

El modelo de Soderberg incluye las pérdidas de perfil y flujos secundarios pero no las pérdidas en el claro radial. Las pérdidas de perfil se consideraron principalmente en función de la deflexión  $\varepsilon$  del álabe. Una deflexión grande requiere álabes con gran torcimiento, por lo que las pérdidas de perfil son altas. Las pérdidas secundarias en este modelo dependen principalmente en la relación de aspecto del álabe  $l/H$ , el cual es el parámetro más importante de las pérdidas secundarias. Las pérdidas en el claro radial en la punta del álabe se pueden considerar simplemente multiplicando la eficiencia final calculada de la etapa por la relación de área del álabe entre área total (i. e. área del álabe + área del claro radial).

Este modelo se basa en el trabajo de Zweifel [1945] para obtener la relación de paso/cuerda óptima para un cambio de dirección dado a través de una cascada de álabes. A partir de una serie de pruebas en cascadas, Zweifel sugirió que el coeficiente óptimo de levantamiento basado en la carga tangencial del álabe

debería ser aproximadamente 0.8 donde  $l_x$  es la cuerda axial. Para ángulos de flujo de gas dados  $\alpha_i, \alpha_e$ , la relación óptima de paso/cuerda se obtiene con la siguiente ecuación:

$$C_y = 2 \left( \frac{t}{l_x} \right) (\tan \alpha_e + \tan \alpha_i) \cos^2 \alpha_e$$

El coeficiente nominal de pérdidas calculado a partir de la relación de Dixon está basada en el coeficiente de fuerza de diseño de la ecuación anterior y es válida para números de Reynolds de  $10^5$  y relaciones de aspecto de 3:1

Se puede observar que el modelo de Soderberg implica que el efecto de la forma del perfil sobre las pérdidas es limitado. Además, implica que el grado de reacción (ángulo de escalonamiento) no es importante para elegir una relación de paso/cuerda óptima. Adicionalmente, la relación de aspecto se espera que sea el único parámetro importante en la correlación de pérdidas por flujo secundario sin considerar la capa límite de la entrada y la geometría del álabe. Este modelo se puede utilizar para estimar eficiencias de turbinas en etapas preliminares.