

# UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



## DIFUSOR DE GEOMETRÍA VARIABLE PARA UN COMPRESOR CENTRÍFUGO DE AIRE

Trabajo de graduación presentado por

**Johannes Köhler Mendizábal**

para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

2017



DIFUSOR DE GEOMETRÍA VARIABLE PARA UN  
COMPRESOR CENTRÍFUGO DE AIRE

# UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



## DIFUSOR DE GEOMETRÍA VARIABLE PARA UN COMPRESOR CENTRÍFUGO DE AIRE

Trabajo de graduación presentado por

**Johannes Köhler Mendizábal**

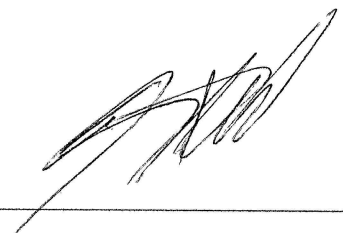
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

2017

Vo. Bo. :

(f)



Ing. Víctor Hugo Ayerdi Bardales

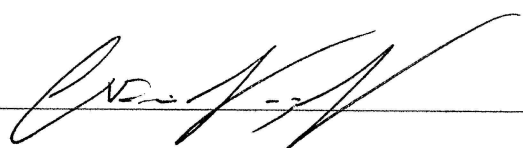
Tribunal Examinador:

(f)



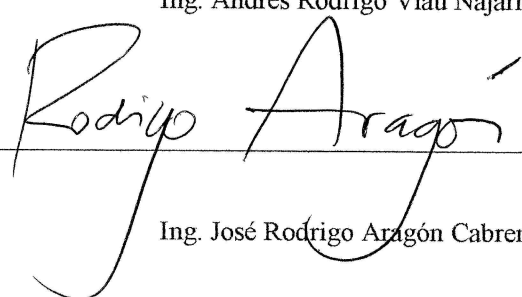
Ing. Víctor Hugo Ayerdi Bardales

(f)



Ing. Andrés Rodrigo Viau Najarro

(f)



Ing. José Rodrigo Aragón Cabrera

Fecha de aprobación: Guatemala, 1 de diciembre de 2017

## PREFACIO

El presente trabajo de investigación y desarrollo surgió del cuestionamiento de la factibilidad de mejorar las condiciones de operación para turbomaquinaria que opera fuera de su punto de diseño. El punto de diseño determina geoméricamente muchos componentes de turbo compresores por la naturaleza aerodinámica y termodinámica del proceso de compresión y expansión del aire. Se han realizado avances para volver estos componentes en agentes activos y que respondan a distintas condiciones de operación. Uno de los componentes que promete mejoras importantes es el difusor de los compresores centrífugos, unidad en la que se centra el presente trabajo.

Después de extensa investigación, se determinó que existe una oportunidad de mejorar el desempeño de una etapa de compresión modificando el flujo y velocidad a la cual el fluido transónico alcanza la velocidad del sonido en la maquinaria, variable que depende directamente de la geometría del difusor. El análisis aquí descrito muestra que el mapa de desempeño para el compresor NASA CC3 es alterado significativa y positivamente con la posibilidad mecánica de cambiar la geometría de los difusores centrífugos, cuyos canales forman una garganta de estrangulamiento en el flujo, la cual puede modificarse.

Deseo agradecer a los ingenieros Manuel Eduardo Ruano y Andrés Rodrigo Viau, sin cuyas cátedras, Mecánica de Fluidos y Termodinámica, respectivamente, habría sido imposible realizar este trabajo. Así mismo, agradezco al Departamento de Ingeniería Mecánica el apoyo a la incursión en esta área de la ingeniería que integra teoría e innovación, y a mi asesor, Ing. José Rodrigo Aragón por su valiosa guía y contribuciones.

# ÍNDICE

|  |      |
|--|------|
| PREFACIO .....   | IV   |
| LISTA DE CUADROS .....   | VII  |
| LISTA DE FIGURAS .....   | VIII |
| RESUMEN.....   | X    |
| I. INTRODUCCIÓN.....   | 1    |
| II. OBJETIVOS .....  | 2    |
| A. OBJETIVO GENERAL .....  | 2    |
| A. OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....                                   | 2    |
| III. JUSTIFICACIÓN .....   | 3    |
| IV. MARCO TEÓRICO .....  | 4    |
| A. FUNCIONAMIENTO GENERAL DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO .....       | 4    |
| B. ANÁLISIS UNIDIMENSIONAL DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO .....      | 9    |
| C. TERMODINÁMICA Y AERODINÁMICA EN EL IMPULSOR Y EL DIFUSOR..... | 10   |
| D. ESTRANGULAMIENTO DEL FLUJO TRANSÓNICO .....                   | 14   |
| E. DESEMPEÑO DE LA ETAPA DE COMPRESIÓN.....                      | 16   |
| V. ANÁLISIS .....  | 23   |
| A. COMPRESOR NASA CC3 .....                                      | 23   |
| 1. Geometría. ....   | 23   |
| 2. Operación.....  | 26   |
| B. CÁLCULO TERMODINÁMICO DE LA ETAPA DE COMPRESIÓN .....         | 27   |
| 1. Procesos de área convergente y divergente.....                | 27   |
| 2. Proceso en el impulsor.....                                   | 30   |
| 3. Estrangulamiento del impulsor. ....                           | 33   |
| 4. Estrangulamiento en el difusor. ....                          | 34   |
| 5. Emparejamiento del difusor e impulsor.....                    | 36   |
| 6. Estimación de la eficiencia politrópica.....                  | 37   |
| 7. Mapa de desempeño.....  | 39   |
| C. VARIACIÓN GEOMÉTRICA DEL DIFUSOR.....                         | 39   |
| 1. Variación del estrangulamiento .....                          | 39   |
| 2. Variación del área.....                                       | 40   |

|       |                                     |    |
|-------|-------------------------------------|----|
| 3.    | Mapa de desempeño.....              | 42 |
| VI.   | DISEÑO .....                        | 45 |
| A.    | RESTRICCIONES DE DISEÑO.....        | 45 |
| B.    | ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.....       | 45 |
| C.    | ÁNGULO DEL CANAL EN EL DIFUSOR..... | 46 |
| D.    | SÍNTESIS DEL MECANISMO .....        | 48 |
| VII.  | CONCLUSIONES .....                  | 55 |
| VIII. | RECOMENDACIONES .....               | 56 |
| IX.   | FUENTES .....                       | 57 |
| X.    | ANEXOS .....                        | 59 |
| XI.   | VARIABLES Y CONSTANTES.....         | 63 |
| A.    | Principales.....                    | 63 |
| B.    | Subíndices .....                    | 64 |
| C.    | Superíndices .....                  | 64 |

## LISTA DE CUADROS

|  |    |
|--|----|
| Cuadro 1: Tipos de difusor centrífugo.....   | 7  |
| Cuadro 2: Relaciones de eficiencia .....   | 18 |
| Cuadro 3: Dimensiones principales del compresor NASA CC3 .....                             | 24 |
| Cuadro 4: Dimensiones de la garganta de la etapa de compresión.....                        | 25 |
| Cuadro 5: Punto de diseño del compresor CC3.....   | 26 |
| Cuadro 6: Estrangulamiento en el difusor .....   | 36 |
| Cuadro 7: Coeficientes de flujo en $M_{U2}=1.4468$ .....                                   | 38 |
| Cuadro 8: Constantes de la función logística .....   | 38 |
| Cuadro 9: Rango de función logística .....   | 38 |
| Cuadro 10: Variación de dimensiones en garganta del difusor .....                          | 41 |
| Cuadro 11: Alternativas de diseño para variación del área en la garganta del difusor ..... | 45 |
| Cuadro 12: Ángulo de la velocidad en la descarga del impulsor.....                         | 48 |
| Cuadro 13: Movimiento del mecanismo .....  | 52 |
| Cuadro 14: Descripción de los componentes del mecanismo.....                               | 60 |
| Cuadro 15: Variables y constantes principales.....   | 63 |
| Cuadro 16: Subíndices de variables y constantes .....                                      | 64 |
| Cuadro 17: Superíndices de variables y constantes.....                                     | 64 |

## LISTA DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| Fig. 1: Componentes de un compresor: impulsor y difusor.....  | 4  |
| Fig. 2: Fronteras de flujo en un impulsor .....   | 6  |
| Fig. 3: Aspas de un impulsor.....   | 6  |
| Fig. 4: Triángulo de velocidad a la entrada del impulsor .....  | 6  |
| Fig. 5: Triángulo de velocidad a la salida del impulsor.....  | 6  |
| Fig. 6: Ángulo del borde de arrastre del impulsor .....   | 7  |
| Fig. 7: Partes de un difusor centrífugo de canal .....  | 9  |
| Fig. 8: Divergencia de un canal en el difusor .....   | 9  |
| Fig. 9: Estados del flujo en la etapa de compresión .....   | 10 |
| Fig. 10: Compresión isentrópica y compresión real .....   | 16 |
| Fig. 11: Mapa de desempeño de una etapa de compresión convencional.....                                       | 17 |
| Fig. 12: Relación eficiencia - eficiencia politrópica según proporción de flujo crítico.....                  | 19 |
| Fig. 13: Relación eficiencia - eficiencia politrópica según proporción de flujo en máxima eficiencia .....    | 19 |
| Fig. 14: Variación de la relación de áreas como función de la velocidad del impulsor.....                     | 21 |
| Fig. 15: Mapa de desempeño con $M_{U2}=1.3$ en el punto de diseño.....  | 22 |
| Fig. 16: Mapa de desempeño con $M_{U2}=1.6$ en el punto de diseño.....  | 22 |
| Fig. 17: Compresor de referencia NASA CC3 .....   | 23 |
| Fig. 18: Dimensiones principales del compresor NASA CC3.....  | 24 |
| Fig. 19: Garganta del impulsor.....   | 25 |
| Fig. 20: Garganta del difusor.....  | 25 |
| Fig. 21: Comparación de relación de presión para velocidad en 80% y 100% del punto de diseño.....             | 26 |
| Fig. 22: Variación de la eficiencia adiabática (isentrópica) con el flujo másico, a velocidad de diseño ..... | 27 |
| Fig. 23: Convergencia de la densidad por método iterativo en $\rho=1.1284 \text{ kg/m}^3$ .....               | 29 |
| Fig. 24: Convergencia de la densidad por la ecuación implícita (Ec. 43) y con la Serie de Taylor (Ec. 46).30  | 30 |
| Fig. 25: Algoritmo para cálculo de propiedades de estado a la salida del impulsor.....                        | 32 |
| Fig. 26: Método resumido para el cálculo de la etapa de compresión.....                                       | 33 |
| Fig. 27: Flujo másico crítico en el impulsor .....  | 34 |
| Fig. 28: Número de Mach en la garganta del difusor para $M_{U2}=1.4468$ .....                                 | 35 |
| Fig. 29: Flujo másico crítico en el difusor.....  | 36 |
| Fig. 30: Coeficiente de igualación $\chi$ para varias velocidades del impulsor .....                          | 37 |

|  |    |
|--|----|
| Fig. 31: Mapa de desempeño para compresor NASA CC3 en distintos valores de $M_{U2}$ .....                            | 39 |
| Fig. 32: Variación de $\phi_{1d^*}$ cuando $\chi$ es constante y cuando es función de la velocidad de rotación ..... | 40 |
| Fig. 33: Área en la garganta del difusor para mantener $\chi=0.8537$ .....   | 41 |
| Fig. 34: Mapa de desempeño para compresor NASA CC3 con difusor de geometría variable .....                           | 42 |
| Fig. 35: Comparación de mapas de desempeño .....   | 43 |
| Fig. 36: Ángulos de flujo en la salida del impulsor y entrada al difusor .....                                       | 47 |
| Fig. 37: Ángulo de la velocidad del flujo a la salida del impulsor $\phi_2$ .....                                    | 47 |
| Fig. 38: Posición inicial y final de paredes en el difusor .....   | 49 |
| Fig. 39: Colocación de rotopolos .....   | 49 |
| Fig. 40: Mecanismo de giro de las paredes del canal .....  | 50 |
| Fig. 41: Mecanismo simplificado completo .....   | 51 |
| Fig. 42: Mecanismo parcial para variación del área de garganta en el difusor .....                                   | 51 |
| Fig. 43: Mecanismo completo para variación del área de garganta en el difusor .....                                  | 52 |
| Fig. 44: Componentes del difusor de geometría variable .....   | 59 |
| Fig. 45: Ensamble de mecanismos individuales desfasados .....  | 59 |
| Fig. 46: Descripción del mecanismo simplificado .....  | 60 |
| Fig. 47: Detalle de pared de canal modificado .....  | 61 |
| Fig. 48: Ensamble del mecanismo completo .....   | 61 |
| Fig. 49: Compresor centrífugo con geometría variable .....   | 62 |

## RESUMEN

El presente trabajo aborda el dominio de flujo y velocidad de rotación con que puede operar un compresor centrífugo de aire, cuya geometría es determinada por un punto de diseño. Para flujos y velocidades fuera de este punto, se compromete el desempeño y la eficiencia en un dominio finito de flujo. Se buscó mejorar el mapa de desempeño del compresor NASA CC3 desarrollando un difusor de geometría variable.

Se identificó la oportunidad de modificar al área de la garganta del difusor para incrementar el rango de flujo másico, mejorando la eficiencia en puntos fuera del de diseño. Dicho rango tiene como límite superior el flujo de crítico donde alcanza la velocidad del sonido. Investigaciones han identificado una dependencia de la eficiencia politrópica con el flujo crítico, el cual es función del área de la garganta del difusor.

Se desarrolló un algoritmo para calcular los estados del flujo en compresor. De esta forma se computó el mapa de desempeño original del compresor y el mapa de desempeño que puede desarrollarse con variaciones en el área de la garganta del difusor, manteniendo el emparejamiento entre flujos críticos en el impulsor y difusor. El nuevo mapa de desempeño muestra una considerable mejora en el dominio de flujo donde puede operar el compresor CC3, mejorando cuantificaciones de desempeño y eficiencia.

Se propuso un mecanismo de dos grados de libertad para posicionar angular y radialmente las paredes del canal del difusor. El nuevo posicionamiento modifica el área de la garganta para alcanzar el mapa de desempeño calculado.

# I. INTRODUCCIÓN

La turbomaquinaria es uno de los elementos mecánicos más utilizados desde la Revolución Industrial. Sus aplicaciones van desde compresores para motores de automóviles, hasta plantas de generación eléctrica y sistemas de propulsión para aeronaves. Esencialmente se encargan de transformar energía, tanto si la reciben de un fluido y la transforman en trabajo de flecha (turbinas) o si la entregan al fluido utilizando un trabajo de flecha (compresores y bombas). Este tipo de maquinaria puede operar en un dominio de revoluciones por minuto y en un rango de flujo. La forma en que varía el resultado de la compresión, bombeo o el turbinado respecto al flujo y velocidad de giro es determinado por múltiples factores. El diseño de compresores, bombas y turbinas se centra en un punto de operación a partir del cual varía la eficiencia y desempeño, y es alrededor de estas características puntuales que se determina la geometría de los componentes de la turbo maquinaria.

Para el caso de los compresores centrífugos (elementos que otorgan energía al fluido y convierten el flujo axial en radial), existen dos componentes principales para aumentar la energía cinética y de presión en el fluido: el impulsor y el difusor. Ambos elementos se determinan y restringen geoméricamente de acuerdo con un punto de diseño, ante el cual la maquinaria otorga una relación de compresión a cierta velocidad de giro y flujo másico de aire.

La finalidad de este trabajo es indagar en la factibilidad termodinámica de un mecanismo que altere la geometría del difusor para un compresor centrífugo de aire, para aumentar el rango de flujo bajo el cual puede operar la turbomaquinaria y mejorar el desempeño en puntos fuera de la condición de diseño.

El análisis se centrará en métodos unidimensionales de flujo en tanto que esta es la técnica de diseño preliminar de etapas de compresión centrífuga. Así mismo, se realizará el análisis con un compresor en específico, que sea de referencia y sea fuente de información e investigación en otras entidades académicas.

A partir de un Marco Teórico se desarrollará un modelo matemático que permita el cálculo de los estados termodinámicos a lo largo del complejo impulsor-difusor, así como el desempeño de la compresión. Además, se incluirá en el método de cálculo los valores geoméricos del difusor, para así modelar su influencia en los resultados de la compresión si los mismos son variables y no constantes.

Los resultados del análisis muestran que la variación del área de la garganta de estrangulamiento en los canales del difusor permite alterar el flujo másico máximo en el cual la maquinaria llega a su punto crítico, al alcanzar la velocidad del aire valores sónicos. Con esta alteración se modifica el modelo matemático que predice la eficiencia politrópica del proceso de compresión, aumentando el dominio de flujo en el que puede operar la maquinaria en velocidades menores a las de diseño, e incrementando la relación de compresión máxima a velocidades mayores a las del punto de diseño.

## II. OBJETIVOS

### A. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un difusor de compresor centrífugo cuyo diseño de canal varíe según las condiciones de flujo de la etapa de compresión para incrementar el rango de operación del sistema.

### A. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Establecer el rango de velocidad del impulsor para el cual existe oportunidad de aumentar el rango de operación de la etapa de compresión.
- Escoger un compresor cuyo diseño y condiciones de operación sean conocidos, y cuya configuración geométrica pueda diseñarse para ser modificada.
- Determinar las características termodinámicas y de flujo dependientes de la geometría del difusor para incrementar el rango de operación de la etapa de compresión.
- Establecer analíticamente el potencial incremento del rango de operación de la etapa de compresión según la geometría modificable.
- Diseñar un mecanismo que modifique la geometría de las paletas en el rango geométrico determinado en el objetivo anterior.

### III. JUSTIFICACIÓN

Los estudios de las paletas de los difusores para compresores centrífugos en configuración de canal han tenido varios frentes. Entre los temas tratados está el número óptimo de canales (He & Yourlidakis, 2001) y el grosor de las paletas como función de la posición geométrica (Kalinkevych & Skoryk, 2013). Adicionalmente, se ha desarrollado propiedad intelectual para paletas con variación de posición angular (US Patent No. 20050123397A1, 2005).

En todos los anteriores estudios se asume un perfil de canal rectilíneo y de geometría de tamaño no variable. Lo mismo propicia que la turbomaquinaria cuente con eficiencia variable y entorno a un punto de máxima eficiencia para las condiciones de flujo, lo que provoca que la misma sea operable en un rango reducido.

Existe investigación y desarrollo para turbomaquinaria inteligente que varía sus características geométricas como parte de un proceso de control regido por el flujo instantáneo y con el objetivo de mantener su eficiencia en el máximo posible. Adicionalmente, se desarrollan mecanismos que permiten a la turbomaquinaria operar con más de una modalidad de ciclo termodinámico. Ejemplos de ello son las paletas guía variables de *turbofan* [turboventilador] de Pratt y Whitney (Kowalski, 2011) y la tecnología de aviación militar de motores de ciclo variable, por parte de General Electric (Grant, 2012).

Todo lo anterior sugiere que debe abrirse un frente de investigación para aprovechar las tecnologías de control actuales, que modifiquen la geometría del compresor, y así doten de inteligencia al difusor, ya que una mayor eficiencia en el proceso de incremento de presión y conversión de presión dinámica en presión estática puede lograrse no solo con paletas que varían su ángulo de ataque, sino que también con canales cuya geometría cambia de forma no convencional.

## IV. MARCO TEÓRICO

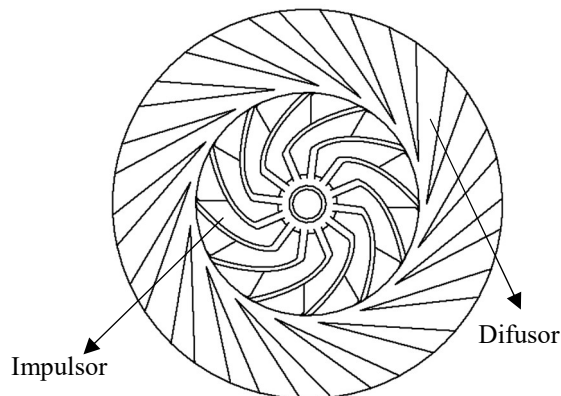
### A. FUNCIONAMIENTO GENERAL DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO

Un compresor es una máquina o etapa de una máquina de flujo cuyo principal uso es el aumento de presión del gas que fluye a través de él y sus componentes. Existen varios tipos de compresores, a continuación, se presenta su clasificación más convencional (Robison & Beaty, 1992):

- Desplazamiento positivo
  - Reciprocante
  - Rotativo
- Flujo continuo
  - Eyector
  - Dinámico
    - Centrífugo
    - Flujo axial
    - Flujo mixto

Los compresores centrífugos pueden ser de una o varias etapas de compresión, entre cuya configuración varían las propiedades termodinámicas y geométricas para aumentar por pasos la presión del gas. Una etapa de un compresor centrífugo tiene dos componentes principales que en conjunto utilizan el trabajo mecánico de flecha para aumentar la presión total del gas y transformarla en presión estática.

Fig. 1: Componentes de un compresor: impulsor y difusor



El impulsor (Fig. 1) convierte el trabajo de flecha en energía cinética del flujo (aumentando la presión dinámica del fluido) y también contribuye a aumentar su presión estática, mientras que el difusor convierte una parte de la presión dinámica en presión estática.

Un impulsor admite un flujo axial a la turbomaquinaria y, utilizando sus aspas y separadores (aspas divisoras), lo convierte en un flujo radial con cierta componente transversal. Este proceso aumenta la velocidad del fluido. Este flujo radial luego ingresa a un espacio que no pertenece ni al difusor o al impulsor. Posterior a este espacio, el flujo ingresa al difusor, que cuenta con un área menor en la entrada que en la salida para lograr aumentar la presión estática del fluido.

La presión total del fluido es la suma algebraica de su presión dinámica (energía cinética) y su presión estática (energía potencial).

$$P_{total} = P_{estática} + P_{dinámica} \quad (\text{Ec. 1})$$

1. **Impulsor de un compresor centrífugo.** La geometría de un impulsor es la más compleja de todos los componentes de la etapa de compresión. El dominio de acción del impulsor hace uso de una cubierta cuya geometría meridional rodea las aspas y forma una importante frontera del flujo. El mismo previene fugas, pero a su vez aumenta la fricción si está en contacto con las aspas del impulsor. A su vez, el núcleo del impulsor forma la otra frontera del flujo (Fig. 2). Este último forma parte del impulsor como tal y gira con la turbomaquinaria.

El impulsor cuenta con aspas cuyo objetivo es inducir el flujo en la entrada, otorgarle energía cinética, y cambiar su dirección a un sentido radial (Fig. 3). La compleja configuración tridimensional de las aspas del impulsor responde a estos objetivos y a los triángulos de velocidad que se forman tanto en la sección de inducción como en la salida hacia el difusor. El impulsor también puede incorporar aspas divisoras, que se extienden desde un punto posterior al de la entrada y dividen el espacio de flujo entre aspas principales ordenando de mejor manera el flujo.

Fig. 2: Fronteras de flujo en un impulsor

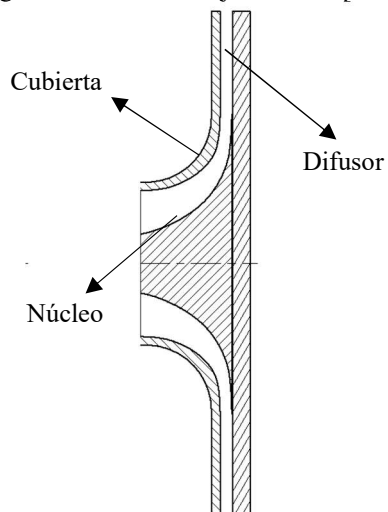
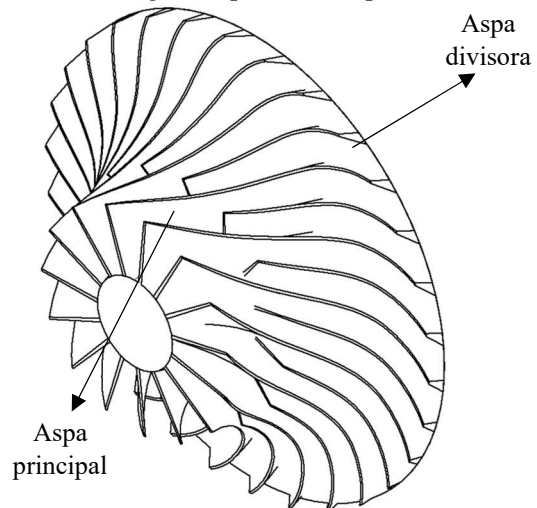


Fig. 3: Aspas de un impulsor



Tanto a la entrada como a la salida del impulsor existe velocidad relativa entre el aspa y el aire. La velocidad relativa  $w_1$  forma un ángulo  $\beta$  con el vector de velocidad del aire  $c_1$  en la entrada y con el vector de velocidad del aspa en la salida  $U_2$ . Dicho ángulo determina la geometría del aspa en el punto de diseño. Por su lado, el vector de velocidad a la salida del impulsor determina la geometría del difusor.

Fig. 4: Triángulo de velocidad a la entrada del impulsor

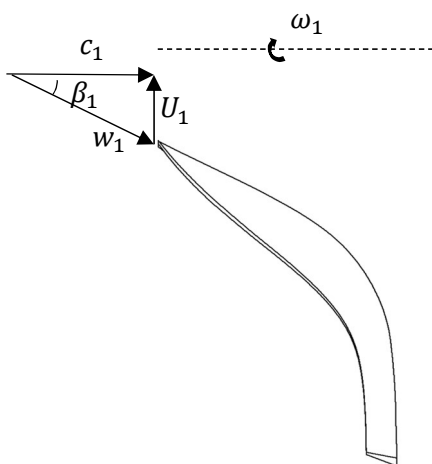
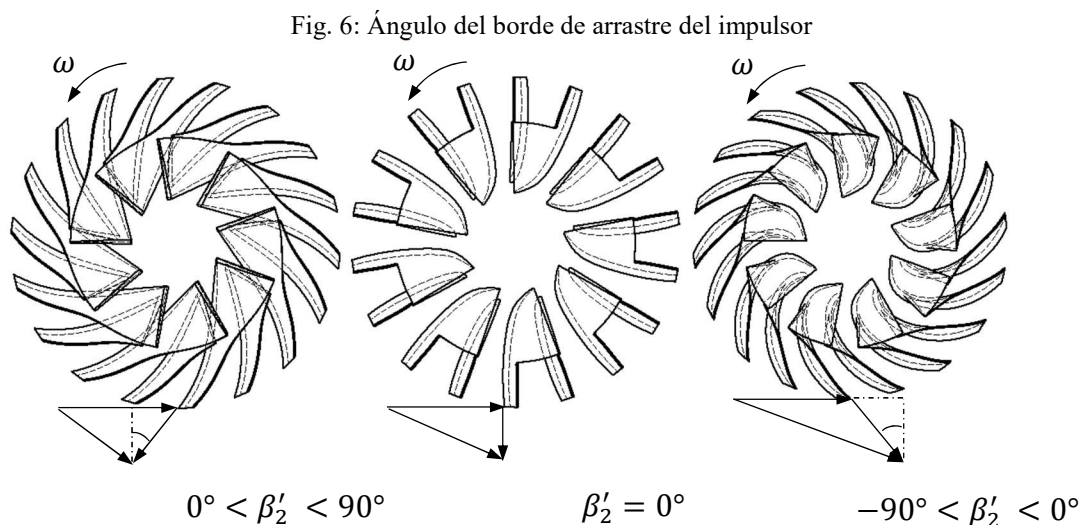


Fig. 5: Triángulo de velocidad a la salida del impulsor

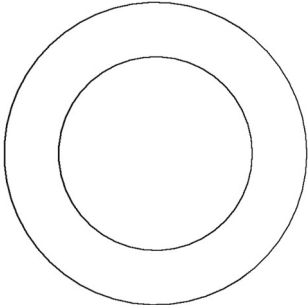


El ángulo que forma la velocidad relativa del aire respecto a la punta del aspa del impulsor no necesariamente es igual al ángulo que tiene el aspa en este punto. A dicho ángulo se le llama ángulo de retroceso ( $0^\circ < \beta'_2 < 90^\circ$ ) o ángulo de adelanto ( $-90^\circ < \beta'_2 < 0^\circ$ ), medido desde el vector de velocidad relativa del fluido respecto al impulsor. En la Fig. 6 se detalla este ángulo.

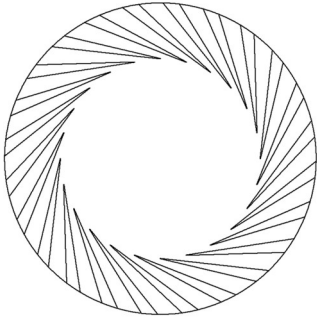
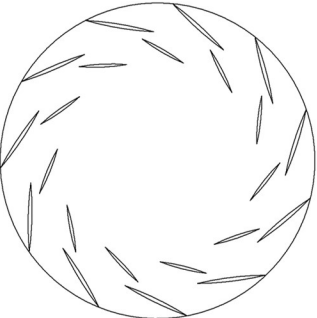
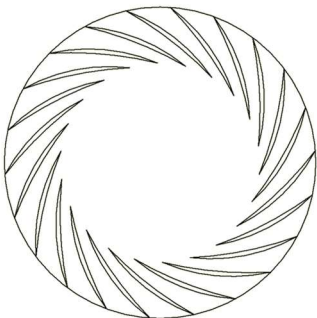


2. Difusores centrífugos. La clasificación más convencional de los difusores centrífugos de aire es la siguiente:

Cuadro 1: Tipos de difusor centrífugo

| Tipo        | Imagen  | Descripción  |
|-------------|---|--|
| Sin paletas |  | Como su nombre lo indica, este tipo de difusor no cuenta con paletas en el espacio de difusión. El incremento en la presión estática del fluido se da simplemente por la diferencia de diámetros en el dominio del difusor. El tamaño del mismo es mayor para alcanzar el mismo incremento de presión que los otros tipos de difusores. Se utiliza en turbomaquinaria de flujo subsónico y donde el espacio no es una limitante. Comúnmente los turbo-cargadores de motores de combustión interna cuentan con este tipo de difusor (Casey & Robinson, 2013). |

Continuación Cuadro 1

| Tipo    | Imagen  | Descripción  |
|---------|---|--|
| Canal   |    | <p>Los canales y las paletas reducen el momento angular del flujo y por lo tanto contribuyen a reducir la velocidad del fluido en un espacio entre diámetros menor a los difusores sin paletas. Los canales son preferibles en aplicaciones donde se desea un ángulo de flujo reducido o cuando el gas fluye a cámaras separadas después del difusor (Kalinkevych &amp; Skoryk, 2013).</p> |
| Cascada |   | <p>Los difusores de cascada o «tándem» cuentan con dos o más patrones circulares de paletas que ordenan el fluido de manera progresiva. Su principal ventaja es que no hay áreas reducidas donde pueda estrangularse el flujo transónico (Sitaram &amp; Banugade, 2013).</p>   |
| Paleta  |  | <p>Este tipo de difusor cuenta con las ventajas de ordenamiento del flujo y reducción del momento angular de los difusores de canal. Tiene un área de descarga mayor para la misma longitud de paleta. Existen muchos diseños de paletas que caen en esta categoría, como lo son paletas con diseño de perfiles de sustentación y paletas de grosor constante (Dixon, 1998).</p>           |

Los difusores cuya geometría proporciona un canal definido por dos paletas cuentan con algunas partes características. La superficie de presión es la principal responsable de cambiar el momento angular del fluido y la superficie de succión es la contraria en el mismo canal. A la salida del impulsor existe un espacio donde no hay aspas o paletas. Dicho espacio y su tamaño han sido objeto de numerosos estudios para mejorar las etapas de compresión. Posterior a este espacio se encuentra una zona cuya área disminuye hasta la garganta del conducto. Posterior a dicha garganta, el canal diverge con un ángulo  $2\theta$  (Fig. 8).

Fig. 7: Partes de un difusor centrífugo de canal

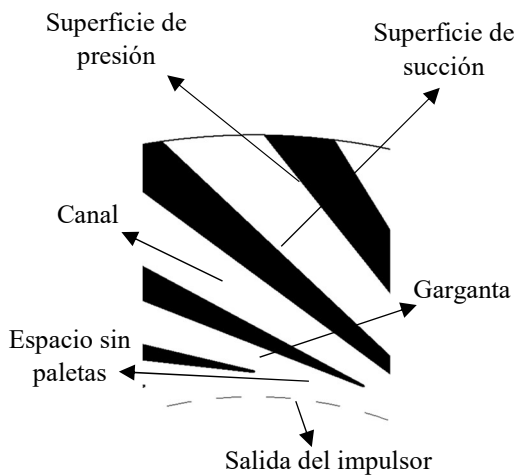
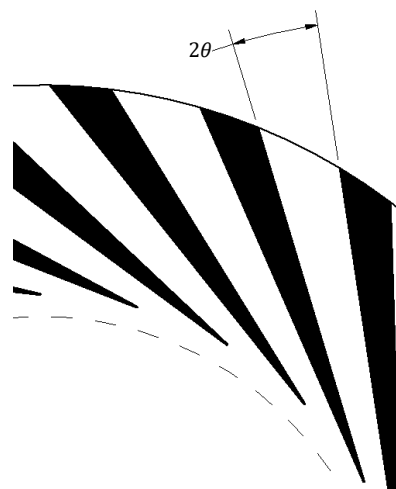


Fig. 8: Divergencia de un canal en el difusor



## B. ANÁLISIS UNIDIMENSIONAL DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO

El diseño de un compresor centrífugo es una tarea compleja si se aborda el problema tridimensional de los estados termodinámicos y de los perfiles aerodinámicos. Es por esto que el análisis y diseño de estos componentes comienza con una idealización unidimensional del flujo, en donde el aire entra a la etapa de compresión con propiedades uniformes, recibe energía al ser esta adquirida del trabajo de flecha del impulsor, y aumenta su presión estática en el difusor.

1. **Continuidad.** El flujo másico entre cualesquiera dos puntos de la maquinaria es el mismo. Al considerar el flujo másico a la entrada del impulsor y a la salida respectivamente:

$$\dot{m} = \rho_1 c_1 \left[ \frac{\pi}{4} (D_{1t}^2 - D_{1h}^2) \right] \quad (\text{Ec. 2})$$

Para interpretar las ecuaciones puede utilizarse la última sección del documento, donde se detallan las mismas, los subíndices y superíndices.

2. **Conservación del momento – fórmula de Euler.** Euler propuso una ecuación para turbomaquinaria que relaciona el torque de la etapa y las velocidades a la entrada y descarga en sus componentes tangenciales.

$$T_i = \dot{m} \left[ \left( \frac{D}{2} c_\theta \right)_2 - \left( \frac{D}{2} c_\theta \right)_1 \right] \quad (\text{Ec. 3})$$

$$\dot{W}_i = \psi \omega \dot{m} \left[ \left( \frac{D}{2} c_\theta \right)_2 - \left( \frac{D}{2} c_\theta \right)_1 \right] \quad (\text{Ec. 4})$$

Donde  $\psi$  es un factor empírico entre 1.035 y 1.040 que incrementa el cálculo del trabajo real realizado por la fecha, puesto que considera pérdidas (El-Sayed, 2008).

El trabajo específico está dado por:

$$\lambda = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}} = \psi \omega \left[ \left( \frac{D}{2} c_\theta \right)_2 - \left( \frac{D}{2} c_\theta \right)_1 \right] = (U c_\theta)_2 - (U c_\theta)_1 \quad (\text{Ec. 5})$$

3. **Conservación de la rotalpía.** La rotalpía se define como una propiedad de energía para fluidos en turbomaquinaria que se conserva en presencia de un torque.

El trabajo específico será igual al cambio de entalpía de estancamiento.

$$\lambda = h_{02} - h_{01} = (U c_\theta)_2 - (U c_\theta)_1 \quad (\text{Ec. 6})$$

Puesto que existe trabajo, la energía en el fluido no se conserva, sino que aumenta.

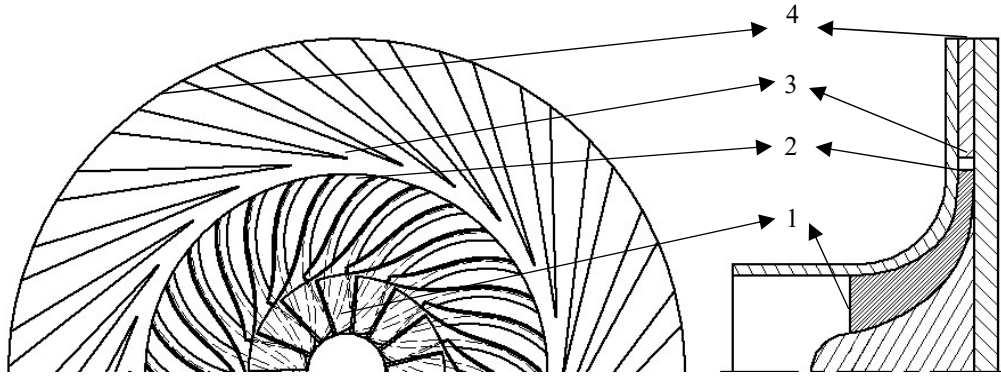
$$I = h_1 + \frac{1}{2} c_1^2 - U_1 c_{\theta 2} = h_2 + \frac{1}{2} c_2^2 - U_2 c_{\theta 2} \quad (\text{Ec. 7})$$

## C. TERMODINÁMICA Y AERODINÁMICA EN EL IMPULSOR Y EL DIFUSOR

Los estados de la etapa de compresión están dados por:

1. Entrada al impulsor - Fig. 9
2. Salida del impulsor - Fig. 9
3. Entrada al difusor- Fig. 9
4. Salida del difusor- Fig. 9

Fig. 9: Estados del flujo en la etapa de compresión



La entrada al impulsor se caracteriza por un flujo principalmente axial y cuyas características son conocidas. El estado a la salida del impulsor cambia por la entrada de trabajo de la etapa de compresión a cierta eficiencia isentrópica.

La entrada al difusor la consideraremos en la garganta de los canales, ya que las características geométricas de este punto son importantes para en análisis. Por su lado, la salida del difusor es el punto cuyo estado termodinámico define el desempeño de la etapa de compresión.

1. Trabajo en el impulsor. Para el caso específico de un compresor cuya admisión es con un flujo totalmente axial, el trabajo específico se convierte en:

$$\lambda = \psi c_{\theta 2} U_2$$

(Ec. 8)

Si se considera un calor específico constante, y notando que no existe entrada de energía en el difusor:

$$\lambda = \psi c_{\theta 2} U_2 = C_p (T_{02} - T_{01}) = C_p (T_{04} - T_{01})$$

(Ec. 9)

Considerando una proporción de presión  $\pi_c$ , puede escribirse la relación entre propiedades de estancamiento como:

$$\pi_c = \frac{P_{04}}{P_{01}} = \left[ 1 + \eta_{sc} \left( \frac{T_{04} - T_{01}}{T_{01}} \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

(Ec. 10)

$$\eta_{sc} = \frac{T_{04s} - T_{01s}}{T_{04} - T_{01}}$$

(Ec. 11)

2. Factor de deslizamiento. La velocidad real tangencial (transversal) del fluido difiere, por cierto factor de deslizamiento, de la velocidad que tendría únicamente por la orientación del ángulo del borde de arrastre del aspa del impulsor  $\beta'_2$ .

$$\sigma = \frac{c_{\theta 2}}{c'_{\theta 2}} = 1 - \frac{c'_{\theta 2} - c_{\theta 2}}{c'_{\theta 2}} = 1 - \frac{c_{sl}}{c'_{\theta 2}}$$

(Ec. 12)

Donde  $c'_{\theta 2}$  es la velocidad transversal sin deslizamiento y  $c_{sl}$  es la velocidad de deslizamiento. De la Fig. 2-2 vemos que:

$$c'_{\theta 2} = U_2 - c_r \tan \beta'_2$$

(Ec. 13)

Por lo que:

$$\sigma = 1 - \frac{c_{sl}}{U_2 - c_r \tan \beta'_2} = \frac{c_{\theta 2}}{U_2(1 - \phi_2 \tan \beta'_2)}$$

(Ec. 14)

Donde

$$\phi_2 = \frac{c_r}{U_2}$$

(Ec. 15)

El-Sayed (2008) propone una correlación empírica que relaciona la velocidad de deslizamiento con el número de aspas de la siguiente forma:

$$c_{sl} = \frac{0.63\pi U_2}{Z}$$

(Ec. 16)

Podemos concluir que:

$$\sigma = 1 - \frac{0.63\pi/Z}{1 - \phi_2 \tan \beta'_2}$$

(Ec. 17)

Por la definición del factor de deslizamiento, puede reescribirse el trabajo específico de la siguiente manera:

$$\lambda = \psi\sigma(1 - \phi_2 \tan \beta'_2)U_2^2 \quad (\text{Ec. 18})$$

Siendo el coeficiente de trabajo (valor adimensional) el siguiente:

$$\lambda_{coef} = \frac{\lambda}{U_2^2} = \psi\sigma(1 - \phi_2 \tan \beta'_2) \quad (\text{Ec. 19})$$

3. Proporción de presión. Las anteriores expresiones permiten expresar el aumento de presión total del fluido entre la salida de la etapa de compresión con la entrada, en función de la velocidad del impulsor y las propiedades del fluido, considerando el factor de deslizamiento.

$$\pi_c = \frac{P_{04}}{P_{01}} = \left[ 1 + \frac{\eta_{sc}\lambda}{C_p T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left[ 1 + \frac{\eta_{sc}\psi\sigma(1 - \phi_2 \tan \beta'_2)U_2^2}{C_p T_{01}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{Ec. 20})$$

4. Aumento de presión estática en el difusor. El principal objetivo del proceso de difusión es el aumento de la presión estática del fluido al desacelerarlo, convirtiendo presión dinámica en presión estática. La relación entre estados puede deducirse de la conservación de la masa de la siguiente forma:

$$\dot{m} = \rho_3 c_3 A_3 = \rho_4 c_4 A_4 \quad (\text{Ec. 21})$$

Al existir una difusión isentrópica, las propiedades de estancamiento permanecen las mismas:

$$\begin{aligned} T_{03} &= T_{04} \\ T_3 + \frac{c_3^2}{2C_p} &= T_4 + \frac{c_4^2}{2C_p} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 22})$$

La relación entre densidades y temperaturas puede obtenerse de la ecuación de gas ideal. El desempeño del difusor se dimensiona con el siguiente coeficiente de presión:

$$\zeta = \frac{P_4 - P_3}{P_{03} - P_3} \quad (\text{Ec. 23})$$

## D. ESTRANGULAMIENTO DEL FLUJO TRANSÓNICO

El estrangulamiento de un fluido en su punto crítico es el fenómeno en el que el flujo no puede aumentar su velocidad por encima de la velocidad del sonido con una geometría convergente. La máxima velocidad que puede alcanzar es de  $Ma = 1$  en una tobera convergente. Por lo mismo, el flujo másico y el coeficiente volumétrico tienen un límite máximo en el punto crítico, el cual se determina por las propiedades termodinámicas del estado y el área transversal del flujo.

La densidad crítica (densidad de la propiedad estática) se relaciona con la densidad de estancamiento con la siguiente relación, al ser  $Ma = 1$  en la velocidad absoluta del fluido.

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (\text{Ec. 24})$$

$$c^* = \sqrt{\gamma RT} \quad (\text{Ec. 25})$$

1. **Estrangulamiento en el impulsor.** El estrangulamiento en el impulsor se dará cuando la velocidad relativa del fluido respecto a las aspas sea la velocidad del sonido en ese estado.

Recordando que la suma vectorial de las velocidades a la entrada del impulsor es la siguiente:

$$c_1 = w_1 - U_1 = \sqrt{\gamma RT} - U_1$$

Obtenemos la relación entre la temperatura de estancamiento y la estática de la siguiente forma:

$$T_{01} = T_1 + \frac{\gamma RT_1 - U_1^2}{2C_p}$$

$$\frac{T_1}{T_{01}} = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right) \left( 1 + \frac{U_1^2}{2C_p T_{01}} \right)$$

Usando la relación isentrópica de densidades y temperaturas:

$$\frac{\rho}{\rho_{01}} = \left( \frac{T}{T_{01}} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (\text{Ec. 27})$$

Al aplicar la ecuación de continuidad en la entrada del impulsor:

$$\dot{m}^* = \rho_{01} c_{01}^* A_i^* \left[ \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right) \left( 1 + \frac{U_1^2}{2C_p T_{01}} \right) \right]^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

(Ec. 28)

Casey y Rusch (2014) propusieron la anterior expresión como función del coeficiente de flujo en el primer estado del ciclo de la siguiente forma:

$$\phi_{1i}^* = \frac{1}{M_{U2}} \frac{A_i^*}{D_2^2} \frac{\left\{ 1 + \left[ \frac{\gamma-1}{2} \right] \left[ \frac{D_1}{D_2} \right]^2 M_{U2}^2 \right\}^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\left\{ \frac{\gamma+1}{2} \right\}^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}$$

(Ec. 29)

Donde

$$\phi_1 = \frac{\dot{V}}{U_2 D_2^2}$$

(Ec. 30)

2. Estrangulamiento en el difusor. En el difusor no existe velocidad relativa entre la geometría del compresor y el flujo. Por lo mismo, la ecuación de continuidad se reduce a:

$$\dot{m}^* = \rho_{03} c_{03}^* A_d^* \left[ \frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

También la anterior expresión puede escribirse utilizando el coeficiente de flujo en la entrada del impulsor, notando que la propiedad de estancamiento de la densidad en el segundo estado es una función de la proporción de presiones descrita anteriormente (Casey & Rusch, 2014).

$$\phi_{1d}^* = \frac{1}{M_{U2}} \frac{A_d^*}{D_2^2} \frac{\left\{ 1 + (\gamma - 1) \lambda_{coef} M_{U2}^2 \right\}^{\frac{n+1}{2(n-1)}}}{\left\{ \frac{\gamma+1}{2} \right\}^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}$$

(Ec. 31)

Donde  $n$  es el exponente politrópico basado en la eficiencia total-total de la etapa de compresión.

Escrito en función de la eficiencia isentrópica y el coeficiente de trabajo, el flujo másico en el punto crítico es el siguiente:

$$\dot{m}^* = A_d^* \rho_{01} c_{*01}^* \left[ \frac{\left( 1 + \frac{\eta_s \lambda_{coef} U_2^2}{C_p T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{\left( 1 + \frac{\lambda_{coef} U_2^2}{C_p T_{01}} \right)^{\frac{1}{2}}} \right] \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

(Ec. 32)

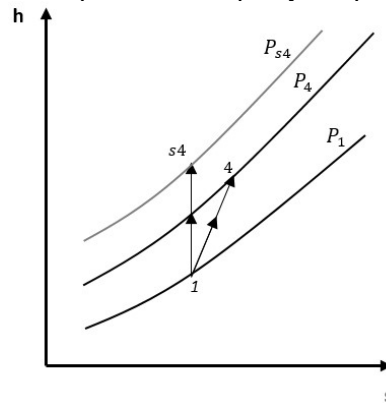
## E. DESEMPEÑO DE LA ETAPA DE COMPRESIÓN

### 1. Eficiencia

a. Eficiencia isentrópica. La eficiencia isentrópica relaciona el cambio de estado real de la etapa de compresión con el cambio de estado si la entropía hubiera permanecido constante. Como vimos anteriormente, a  $C_p$  constante:

$$\eta_{sc} = \frac{h_{04} - h_{01}}{h_{04s} - h_{01}} = \frac{T_{04s} - T_{01s}}{T_{04} - T_{01}}$$

Fig. 10: Compresión isentrópica y compresión real



La relación entre estados entonces está dada por:

$$\frac{T_{04}}{T_{01}} = 1 + \frac{1}{\eta_{sc}} \left[ \left( \frac{P_{04}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

(Ec. 33)

b. Eficiencia politrópica. Cuando el proceso completo de compresión se descompone en diferenciales de estado, la relación entre el cambio de temperatura isentrópico y cambio real de temperatura se puede escribir en función de una eficiencia politrópica:

$$\eta_{pl} = \frac{dT_s}{dT_a}$$

La integración entre dos estados otorga la siguiente relación:

$$\frac{T_{04}}{T_{01}} = \left( \frac{P_{04}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_{plc}\gamma}}$$

(Ec. 34)

Para un proceso termodinámico donde  $PV^n$  permanece constante, el exponente politrópico está dado por:

$$n = \frac{\gamma\eta_{pl}}{1 - \gamma(1 - \eta_{pl})}$$

$$\frac{T_{04}}{T_{01}} = \left( \frac{P_{04}}{P_{01}} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

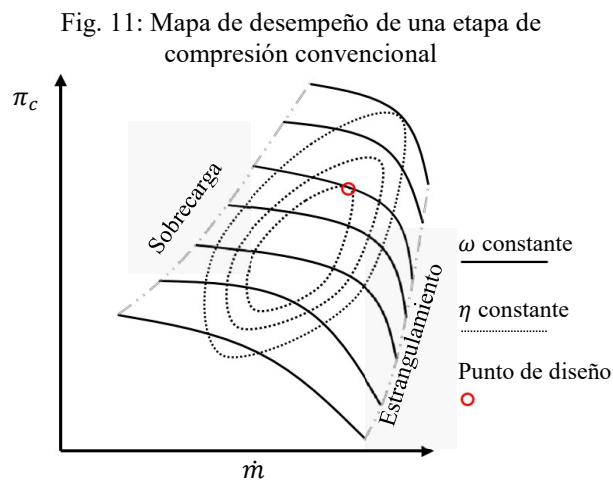
(Ec. 35)

Las deducciones en (Woods, 1993) proponen una eficiencia politrópica mínima, a partir de la cual la etapa no actúa como un compresor sino como una turbina.

$$\eta_{plc-min} = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$$

(Ec. 36)

c. Mapas de desempeño. Dado que una etapa de compresión responde de manera distinta a flujos fuera de su punto de diseño, los cambios en el flujo másico y en la velocidad del impulsor provocan un distinto resultado en el aumento de presión y en la eficiencia de la etapa. Cada uno de estos puntos dependientes entre sí pueden ser representados en un mapa de desempeño del compresor como se muestra en la Fig. 11.



A una velocidad de rotación constante, un aumento en el flujo volumétrico disminuye la relación de compresión de la etapa. Cerca de la línea de estrangulamiento, la eficiencia y la relación de compresión disminuyen drásticamente al ser bloqueado el flujo. Flujos posteriores al área de estrangulamiento causan daños a la maquinaria.

Por su lado, a flujos volumétricos bajos la etapa de compresión entra en sobrecarga («surge» o «stall» en inglés), donde la alta relación de presión provoca que no pueda haber menor flujo. No es recomendable operar en esta zona (Dixon, 1998).

d. Cálculo de eficiencia. Las características geométricas de la etapa de compresión están determinadas para un punto de diseño específico, como se señaló en la sección anterior. Fuera de este punto la eficiencia disminuye.

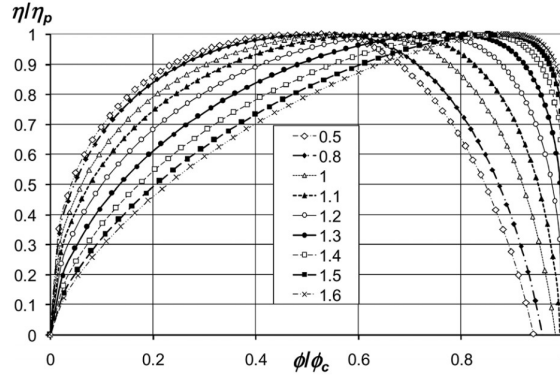
Casey y Robinson (Casey & Robinson, 2013) realizaron un estudio muy importante para estimar el desempeño real de una etapa de compresión, dado que este varía con las siguientes variables dependientes e independientes:

Cuadro 2: Relaciones de eficiencia

| Variable   |                                     | Función  |
|--|-------------------------------------|--|
| Eficiencia politrópica   | $\eta_{pl}$                         | $f(\phi_1, M_{U2})$                                  |
| Trabajo específico   | $\lambda$                           | $f(\phi_1, M_{U2})$                                  |
| Eficiencia real respecto a la politrópica máxima-estrangulamiento      | $\frac{\eta_{pl}}{\eta_{pl\ pico}}$ | $f\left(\frac{\phi_1}{\phi_1^*}, M_{U2}\right)$      |
| Eficiencia real respecto a la politrópica – flujo en máxima eficiencia | $\frac{\eta_{pl}}{\eta_{pl\ pico}}$ | $f\left(\frac{\phi_1}{\phi_{1pic}^*}, M_{U2}\right)$ |

La relación de eficiencias  $\frac{\eta_{pl}}{\eta_{pl\ pico}}$  se comporta de la siguiente forma según la experimentación de Rodgers (1964) y presentado por Casey y Robinson (2013).

Fig. 12: Relación eficiencia - eficiencia politrópica según proporción de flujo crítico (Casey & Robinson, 2013)

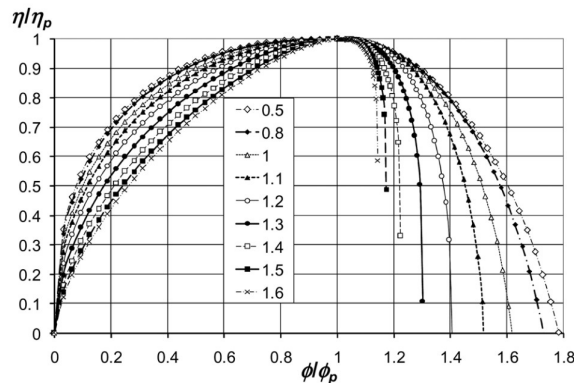


Donde  $\phi_c = \phi_1^*$  y  $\eta_p = \eta_{pic}$ .

A coeficientes de flujo cercanos al flujo crítico, la eficiencia real de la etapa de compresión disminuye drásticamente.

De manera similar, puede graficarse la misma relación en función de la proporción de flujo a eficiencia pico.

Fig. 13: Relación eficiencia - eficiencia politrópica según proporción de flujo en máxima eficiencia (Casey & Robinson, 2013)



Donde  $\phi_p = \phi_{1peak}$  y  $\eta_p = \eta_{pic}$ .

Los mismos autores proponen, entonces, que la relación de eficiencias puede describirse de la siguiente forma:

$$\frac{\eta_{pl}}{\eta_{pl\ pico}} = \begin{cases} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{\phi_1 / \phi_1^*}{\phi_{1pic} / \phi_1^*} \right)^{D-1/D} \right]^{1/D} & , \quad \phi_1 < \phi_{1pic} \\ (1 - G) + G \left[ 1 - \left( \frac{\phi_1 / \phi_1^* - \phi_{1pic} / \phi_1^*}{1 - \phi_{1pic} / \phi_1^*} \right)^{H-1/H} \right]^{1/H} & , \quad \phi_1 > \phi_{1pic} \end{cases}$$

(Ec. 37)

Donde las constantes D, G y H son valores empíricos según características del compresor. A su vez, la relación  $\phi_{1pico} / \phi_1^*$  no es constante sino depende de la velocidad de giro el impulsor.

La anterior ecuación mostró adaptarse de manera acertada a datos experimentales de un extenso grupo de pruebas conducidas por los autores de la misma (Casey & Robinson, 2013). El modelo es útil para las primeras etapas de diseño de compresores con un difusor sin canales o paletas, y cuenta con modificaciones para predecir el comportamiento con difusores con paletas.

2. Efecto del estrangulamiento en el desempeño. Varios autores e investigadores han publicado resultados y estudios sobre el estrangulamiento de la etapa de compresión. El mismo puede ocurrir tanto en el impulsor como en el difusor.

Los resultados de simulaciones y datos empíricos confirman que el desempeño de una etapa de compresión se maximiza cuando la capacidad de flujo (determinado por el estrangulamiento) tanto del impulsor como del difusor corresponden a la velocidad de rotación de diseño (Tamaki, Nakao, & Saito, 1999), (Casey & Rusch, 2014). Otro resultado importante de las investigaciones en el tema es que, a velocidades muy altas de rotación y flujo transónico en la entrada del impulsor, la eficiencia máxima se alcanza en la condición de flujo de estrangulamiento (Lohmberg & Casey, 2003).

La medida en que se aproximan la capacidad de flujo del difusor y el impulsor puede expresarse con un coeficiente de igualación  $\chi$  de la siguiente forma, según lo propuesto por Casey y Rusch:

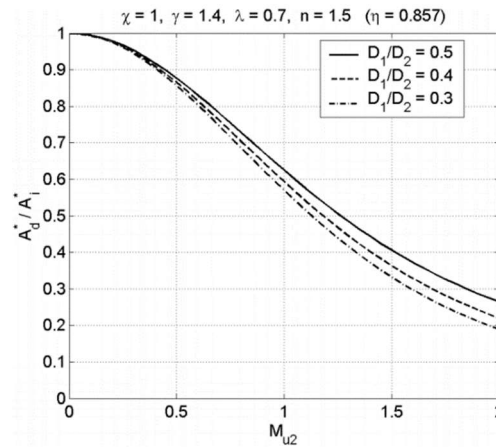
$$\phi_{1d}^* = \chi \phi_{1i}^* \quad (\text{Ec. 38})$$

Utilizando las ecuaciones presentadas anteriormente, Casey y Rusch (Casey & Rusch, The matching of a vaned diffuser with radial compressor impeller and its effect on the stage performance, 2014) demuestran que:

$$\frac{A_d^*}{A_i^*} = \chi \frac{\left\{ 1 + \left[ \frac{\gamma - 1}{2} \right] \left[ \frac{D_1}{D_2} \right]^2 M_{U2}^2 \right\}^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\left\{ 1 + (\gamma - 1) \lambda M_{U2}^2 \right\}^{\frac{n+1}{2(n-1)}}} \quad (\text{Ec. 39})$$

El comportamiento adimensional de la anterior expresión es presentado por Casey y Rush (2014) como se representa en la Fig. 14:

Fig. 14: Variación de la relación de áreas como función de la velocidad del impulsor (Casey & Rusch, 2014)



El área de la garganta del difusor disminuye respecto a la del impulsor a medida que aumenta la velocidad de rotación de la etapa de compresión, para un coeficiente de igualación unitario. Es decir, para que ambos componentes se estanquen con el mismo flujo, se necesita una menor área en el difusor si se opera a mayores velocidades.

Casey y Rusch estudian lo que ocurre cuando la capacidad de flujo entre ambos componentes difiere en el caso de flujo transónico en la entrada del impulsor:

- Si el difusor es diseñado para una capacidad de flujo mayor a la capacidad del impulsor, entonces el estrangulamiento ocurrirá en el impulsor, provocando dos efectos. El primero es que el trabajo disminuye drásticamente en flujos altos con velocidades de rotación altas. Lo segundo es que, puesto que el flujo se estancó en el impulsor, la densidad en la entrada del difusor disminuye, provocando a su vez que el difusor se estanque.
- Si el difusor es diseñado para una capacidad de flujo menor a la capacidad del impulsor, el estrangulamiento ocurrirá en la garganta del difusor. Si esto ocurre, el impulsor podrá aumentar su velocidad de giro, pero no podrá admitir más flujo.

Dos mapas de desempeño son presentados por Casey y Rusch (2014) para proporciones distintas de  $\frac{A_d^*}{A_i^*}$ . Con una menor proporción, la velocidad nominal de diseño, en la cual  $\chi = 1$ , es de  $M_{U2} = 1.6$  (Fig. 16). Para una mayor proporción, este valor es de  $M_{U2} = 1.3$  (Fig. 17). A velocidades mayores del punto de diseño, el impulsor alcanza flujo crítico y la relación de proporción disminuye drásticamente. A velocidades menores del punto de diseño, es el difusor el que eventualmente alcanza flujo crítico.

Fig. 15: Mapa de desempeño con  $M_{U2}=1.3$  en el punto de diseño (Casey & Rusch, 2014)

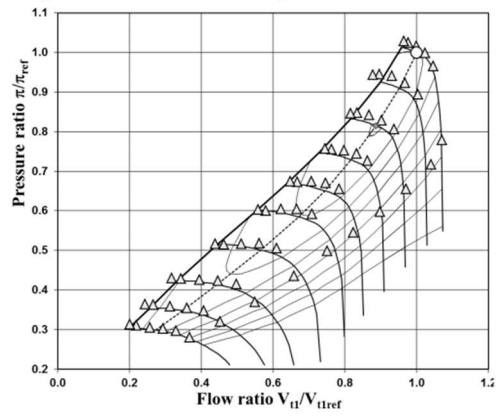
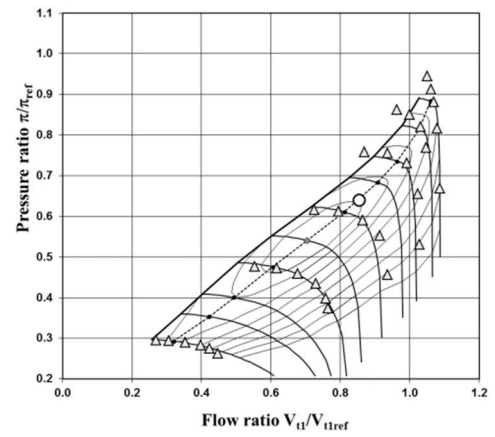


Fig. 16: Mapa de desempeño con  $M_{U2}=1.6$  en el punto de diseño (Casey & Rusch, 2014)



## V. ANÁLISIS

### A. COMPRESOR NASA CC3

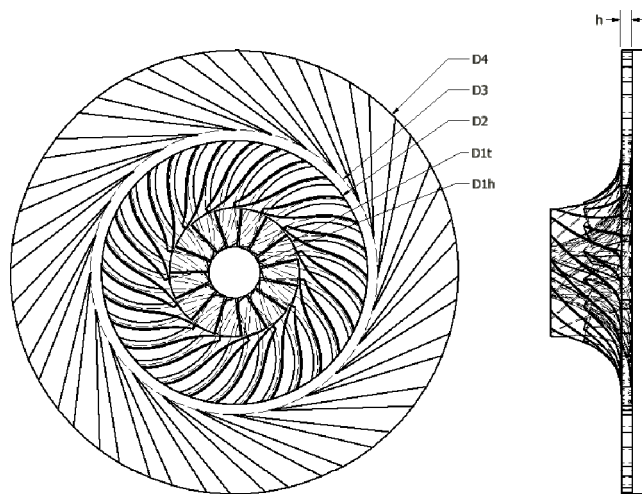
La Administración Nacional de la Aeronáutica y del Espacio de Estados Unidos de América (NASA por sus siglas en inglés) diseñó y publicó la geometría de un compresor centrífugo de aire para una relación de compresión de 4:1 para que el mismo fuera utilizado por entidades de investigación y universidades para ser estudiado y escalado (McKain & Holbrook, 1997). Este compresor ha sido sujeto de numerosos trabajos de investigación, propuestas de modificación, simulaciones y estudios de escalamiento de maquinaria. Se le llama un compresor de referencia, porque ha sido fuente de desarrollos tecnológicos e indagación científica para los compresores centrífugos en general.

Fig. 17: Compresor de referencia NASA CC3 (Medic, et al., 2014)



1. **Geometría.** El compresor CC3 cuenta con un impulsor de 15 aspas principales y 15 aspas divisoras, junto con un difusor de 24 canales. Sus dimensiones se muestran a continuación:

Fig. 18: Dimensiones principales del compresor NASA CC3

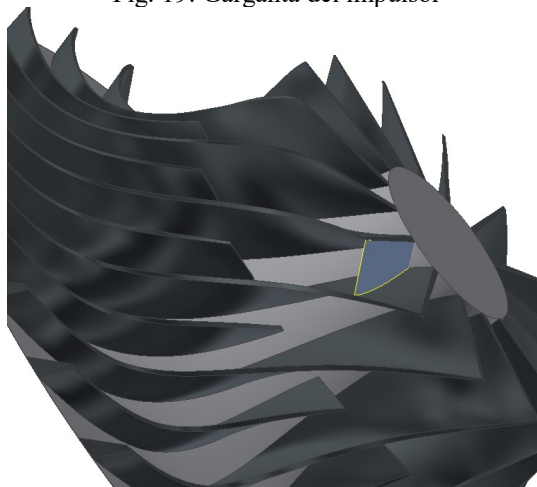


Cuadro 3: Dimensiones principales del compresor NASA CC3

| Dimensión | Valor [mm] |
|-----------|------------|
| $D_{1h}$  | 82.87      |
| $D_{1t}$  | 209.90     |
| $D_2$     | 431.40     |
| $D_3$     | 466.70     |
| $D_4$     | 726.45     |
| h         | 17.50      |

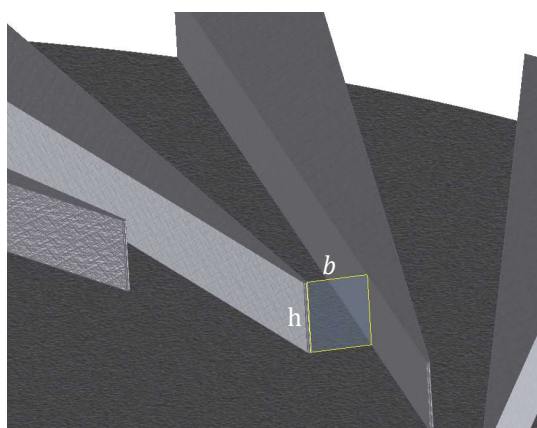
La garganta de estrangulamiento del impulsor está en su entrada y es oblicua al eje axial de la turbomaquinaria, tal como lo muestra la Fig. 19.

Fig. 19: Garganta del impulsor



La garganta del difusor se muestra en la Fig. 20. Es fundamentalmente rectangular y determinada por su alto y ancho,  $h$  y  $b$  respectivamente.

Fig. 20: Garganta del difusor



Las dimensiones pertinentes de estas áreas se detallan a continuación:

Cuadro 4: Dimensiones de la garganta de la etapa de compresión

| Dimensión                                     | Valor                       |
|---|-----------------------------|
| $A_i^*$ (individual)                          | 1.255 E3 [mm <sup>2</sup> ] |
| $A_i^*$ (total, 15 <i>aspas principales</i> ) | 1.883 E4 [mm <sup>2</sup> ] |
| $h$   | 17.50 [mm]                  |
| $b$   | 13.79 [mm]                  |
| $A_d^*$ (individual)                          | 2.413 E2 [mm <sup>2</sup> ] |
| $A_d^*$ (total, 24 <i>canales</i> )           | 5.792 E3 [mm <sup>2</sup> ] |

Las aspas principales y divisoras tienen un ángulo de retroceso  $\beta_2'$  de 50° (Tarr, 2008).

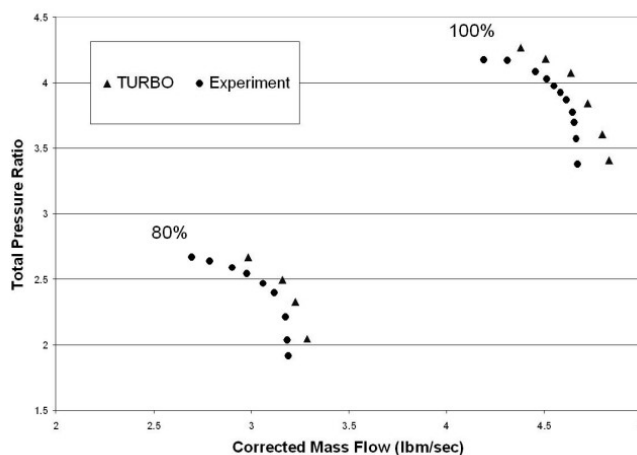
2. Operación. El compresor opera en el punto de diseño con las siguientes cantidades físicas:

Cuadro 5: Punto de diseño del compresor CC3 (Tarr, 2008)

| Variable                            |           | Valor       |
|-------------------------------------|-----------|-------------|
| Velocidad del impulsor              | RPM       | 21789 [rpm] |
| Flujo másico en la entrada          | $\dot{m}$ | 4.53 [kg/s] |
| Presión en la entrada               | $P_{01}$  | 101353 [Pa] |
| Temperatura en la entrada           | $T_{01}$  | 288 [K]     |
| Relación de presión $T_{04}/T_{01}$ | $\pi_c$   | 4.0         |

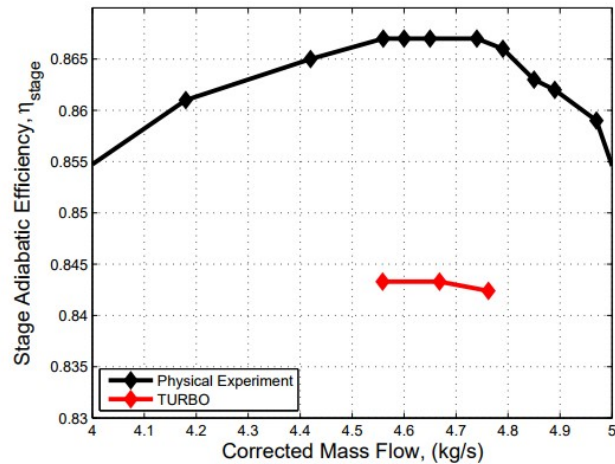
El trabajo presentado por Tarr (Tarr, 2008) muestra resultados de experimentación y Dinámica Computacional de Fluidos para mostrar la variación de la relación de presión en dos velocidades de rotación distintas. El resultado se muestra a continuación:

Fig. 21: Comparación de relación de presión para velocidad en 80% y 100% del punto de diseño (Tarr, 2008)



En el mismo trabajo se presenta la variación de la eficiencia con el flujo másico en la etapa de compresión. La forma de la función se acopla de manera satisfactoria al método propuesto por Casey y Robinson (Casey & Robinson, 2013).

Fig. 22: Variación de la eficiencia adiabática (isentrópica) con el flujo másico, a velocidad de diseño (Tarr, 2008)



En la propuesta de McKain y Holbrook (1997) se especifica que la eficiencia máxima de la etapa de compresión varía en menos de 1% en un intervalo de velocidad de giro entre 70% y 105% de la velocidad de diseño (21789 rpm). Esta variación se incluye en el modelo de Casey y Robinson para la eficiencia pico respecto a la cual se calcula la eficiencia real de la etapa de compresión.

## B. CÁLCULO TERMODINÁMICO DE LA ETAPA DE COMPRESIÓN

1. Procesos de área convergente y divergente. La etapa de compresión cuenta con cuatro estados termodinámicos importantes según se describió anteriormente. La transición entre los estados 1 y 2 es la única que recibe trabajo, ya que es en este proceso donde el impulsor entrega energía al fluido. En el resto de transiciones (estado de estancamiento inicial a la entrada del impulsor, salida del impulsor a la garganta del difusor y de la garganta del difusor a la salida del mismo), se da un proceso fundamentalmente aislado donde el área a través del cual fluye converge (entrada al impulsor y entrada al difusor) o diverge (salida del difusor).

Las propiedades de estancamiento se conservan si el proceso entre ambos estados es isentrópico. La temperatura de estancamiento  $T_0$  permanecerá constante puesto que el fluido no aumenta su energía (ausencia de impulsión), simplemente sufre conversiones de energía por aumento o disminución tanto de la presión dinámica como la estática (consulte Ec. 9). Adicionalmente, se considera un sistema adiabático donde no hay transferencia de calor significativa. Con una eficiencia isentrópica de  $\eta_s = 1$ , resulta una presión de estancamiento  $P_0$  igual a la del estado anterior (Ec. 10). Así pues, considerando que las mayores irreversibilidades ocurrirán en el impulsor, para diseños preliminares con análisis unidimensional puede asumirse que las propiedades de estancamiento entre los estados 2, 3 y 4 permanecen constantes. A su vez,

las propiedades de estancamiento del ambiente serán iguales en la entrada del impulsor, en cuyo punto ya ha sido acelerado el fluido y la presión estática disminuida.

La variación de las propiedades estáticas del flujo ocurre por el cambio de área, en tanto que el flujo másico debe conservarse, la velocidad y la densidad cambian entre estados. Existen infinitas combinaciones de ambas cantidades ( $c$  &  $\rho$ ) para las cuales aplica la conservación del flujo másico entre áreas de sección transversal.

$$c = \frac{\dot{m}}{A\rho}$$

(Ec. 40)

Para encontrar una convergencia para ambas variables (velocidad y densidad), es necesario que una segunda condición se cumpla para el estado termodinámico. Numerosos trabajos del análisis unidimensional de etapas de compresión introducen la ecuación de gas ideal para los rangos en los que operan los compresores centrífugos. Las propiedades de estancamiento cumplen con la ecuación de gas ideal (de la misma forma que la cumplen las propiedades estáticas) al considerar que el proceso que lleva al reposo al fluido también es isentrópico. Tomando en cuenta estas condiciones, puede encontrarse la densidad del estado en función de la temperatura de la siguiente forma.

Aplicando la ecuación de gas ideal para las propiedades de estancamiento:

$$\rho_0 = \frac{P_0}{T_0 R}$$

(Ec. 41)

Relacionando las propiedades estáticas con las de estancamiento:

$$\rho = \rho_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = \frac{P_0}{T_0 R} \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

(Ec. 42)

La temperatura está relacionada con la temperatura de estancamiento en la Ec. 22. Combinándola con las anteriores ecuaciones llegamos una ecuación implícita para la densidad:

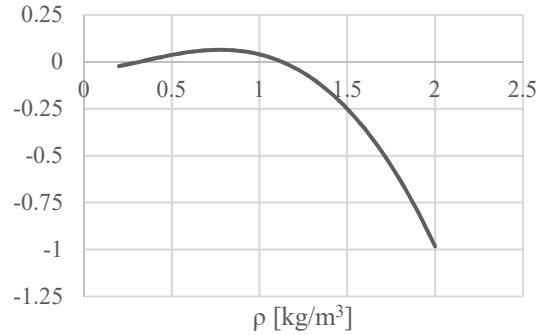
$$\left(\frac{P_0}{T_0 R}\right)^{\gamma-1} \rho^2 - \rho^{\gamma+1} = \frac{\left(\frac{P_0}{T_0 R}\right)^{\gamma-1} \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2}{2C_p T_0}$$

(Ec. 43)

En la anterior ecuación  $\gamma = 1.4$  para el aire,  $R = 287.053 \frac{J}{kg K}$  y  $C_p = 1005 \frac{J}{kg}$ . Conociendo las propiedades de estancamiento, queda determinado implícitamente el sistema y puede utilizarse un método

numérico para encontrar el valor de la densidad. La convergencia de la anterior ecuación para las propiedades de estancamiento presentadas en el Cuadro 5, con un flujo másico de 4.53 kg/s y el área de la entrada del impulsor se muestra a continuación a manera de ejemplo, de tal cuenta que, para este caso específico, la densidad estática en la entrada del impulsor es 1.1284 kg/m<sup>3</sup>.

Fig. 23: Convergencia de la densidad por método iterativo en  $\rho=1.1284 \text{ kg/m}^3$



Para desarrollar el algoritmo del cálculo de la etapa de compresión puede utilizarse una Serie de Taylor para estimar la densidad en cuyo valor converge el sistema. Notando que la Ec. 43 es de la forma:

$$\Omega\rho^2 - \rho^{2.4} = \Phi \quad (\text{Ec. 44})$$

Puede escribirse la expresión como una serie de Taylor que converge alrededor de un punto  $a$  de la siguiente manera:

$$(\Omega a^2 - a^{2.4}) + (2\Omega a - 2.4a^{1.4})(\rho - a) + (\Omega - 1.68C^{0.4})(\rho - a)^2 \approx \Omega\rho^2 - \rho^{2.4} \quad (\text{Ec. 45})$$

De esta forma:

$$\rho \approx a + \frac{(2.4a^{1.4} - 2\Omega a) \pm \sqrt{(2.4a^{1.4} - 2\Omega a)^2 - 4(\Omega - 1.68a^{0.4})(\Omega a^2 - a^{2.4} - \Phi)}}{2(\Omega - 1.68a^{0.4})} \quad (\text{Ec. 46})$$

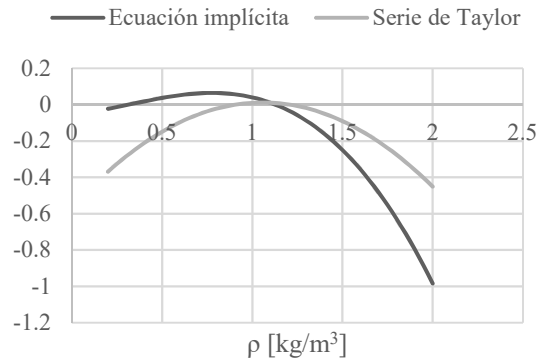
Donde

$$\Omega = \left(\frac{P_0}{T_0 R}\right)^{\gamma-1}, \quad \Phi = \frac{\left(\frac{P_0}{T_0 R}\right)^{\gamma-1} \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2}{2C_p T_0}$$

Con la anterior ecuación, el algoritmo podrá calcular directamente un estimado de la densidad para un estado específico cuyo anterior estado comparte propiedades de estancamiento, únicamente utilizando las constantes del aire, el flujo másico y el área transversal al flujo, alrededor de un valor  $a$  que previamente se

calcula con un método numérico y que no debe recalcularse con cada condición de operación que se varíe para formar un mapa de desempeño. Comparando la convergencia real y la estimada por la Serie de Taylor en la Ec. 46 tenemos el siguiente resultado gráfico para  $a = 1.1 \text{ kg/m}^3$ :

Fig. 24: Convergencia de la densidad por la ecuación implícita (Ec. 43) y con la Serie de Taylor (Ec. 46)



Una vez calculada la densidad pueden calcularse el resto de propiedades importantes del flujo (velocidad, presión y temperatura estática) con las ecuaciones anteriormente presentadas.

2. Proceso en el impulsor. El método presentado en la sección anterior considera que no hay una entrada de energía para el fluido. Un método más complejo debe implementarse para calcular el estado 2 de la etapa de compresión, el cual es el resultado de un aumento de presión y temperatura de estancamiento por una impulsión a cierta eficiencia isentrópica. Las ecuaciones presentadas en el Marco Teórico encuadran un sistema donde la geometría del impulsor (ángulo de retroceso, número de aspas y diámetro en la salida), las condiciones en la entrada (flujo másico y propiedades de estancamiento), la velocidad del impulsor y la eficiencia isentrópica determinan la temperatura y la presión de estancamiento después de la impulsión.

La complejidad del sistema está en que la temperatura de estancamiento en el estado 2 es función del trabajo específico. El mismo depende del coeficiente de flujo  $\phi_2$  que representa la relación proporcional entre la velocidad radial del flujo y la velocidad lineal de la punta de las aspas. La velocidad radial es determinada por la conservación del flujo másico en el sentido radial (en tanto que es una compresión de flujo centrífuga) a cierta densidad  $\rho_2$ .

$$\rho_2 = \frac{\dot{m}}{c_{r2}A_2} \quad (\text{Ec. 47})$$

Donde

$$A_2 = \pi D_2 h \quad (\text{Ec. 48})$$

Así pues, la temperatura  $T_{02}$  llega a determinarse por  $\rho_2$ . Este sistema implícito, donde ciertas propiedades del segundo estado dependen de otras propiedades del segundo estado, hace necesario un algoritmo de cálculo que considere todos los factores que afectan la relación de compresión de la maquinaria.

Para dicha rutina es necesario introducir la siguiente ecuación, que corresponde a la relación entre la presión estática y la presión de estancamiento cuando el fluido se lleva al reposo isentrópicamente.

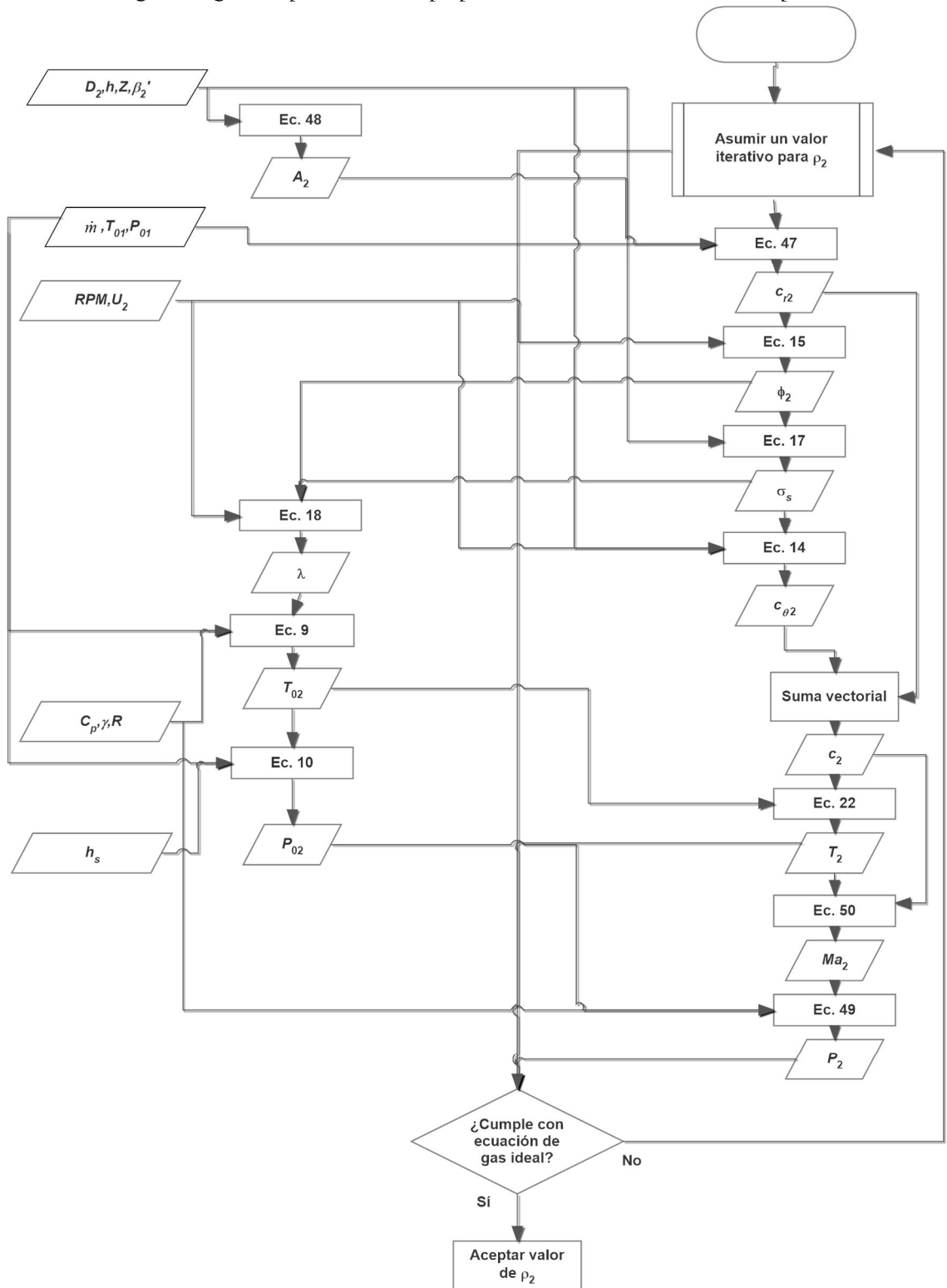
$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{Ec. 49})$$

Donde

$$Ma = \frac{c}{c^*} = \frac{c}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (\text{Ec. 50})$$

Se propone el siguiente algoritmo:

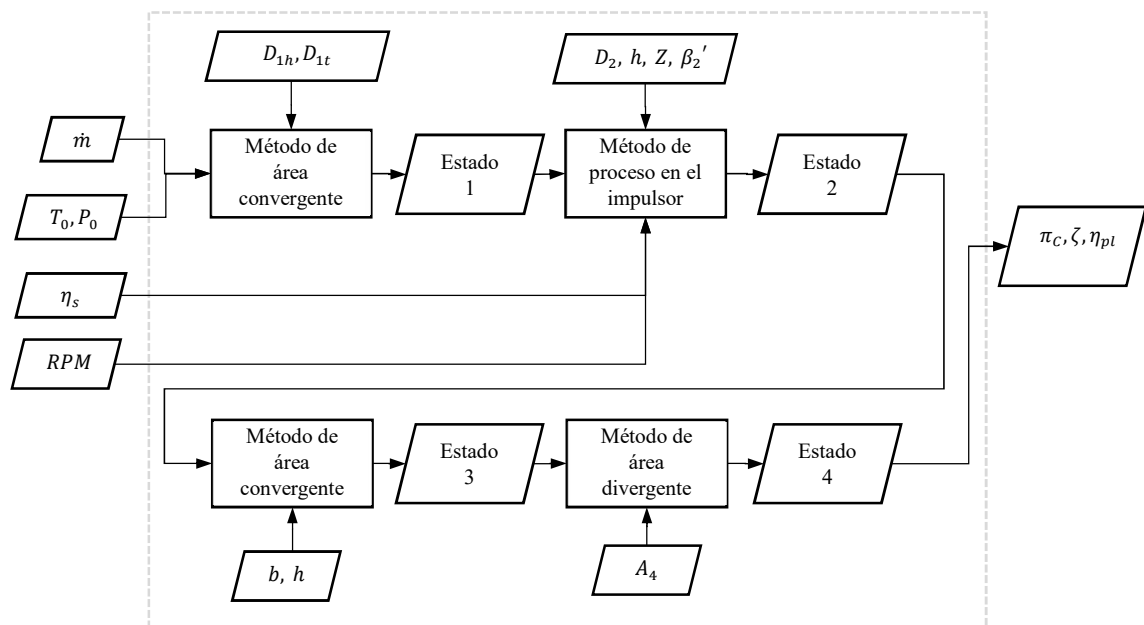
Fig. 25: Algoritmo para cálculo de propiedades de estado a la salida del impulsor



El anterior algoritmo puede resolverse con un método numérico, de tal cuenta que la diferencia entre la constante de gas ideal del aire  $R = 287.053 \frac{J}{kg K}$  y el cálculo de  $\frac{P_2}{\rho_2 T_2}$  converja en 0.

El resultado del anterior método, junto con el método ya antes presentado para procesos de área convergente y divergente, permite calcular los cuatro estados del aire a lo largo de la etapa de compresión. En la siguiente figura se muestra el proceso resumido, donde puede predecirse la relación de compresión, el número de Mach en la garganta del difusor y el desempeño del difusor con conocimiento de la geometría del impulsor y el difusor, el flujo másico, la eficiencia isentrópica, las propiedades de gas ideal del aire, y las propiedades de estancamiento en la entrada de la etapa de compresión.

Fig. 26: Método resumido para el cálculo de la etapa de compresión.



El cálculo del mapa de eficiencia debe realizarse con una función que depende únicamente del flujo másico y la velocidad de rotación del impulsor, dada una geometría específica y propiedades de estancamiento en la entrada. Para lograr esto, debe utilizarse el método de Casey y Robinson (Casey & Robinson, A method to estimate the performance map of a centrifugal compressor stage, 2013) para estimar la eficiencia politrópica de la etapa de compresión. Como se presenta en la Ec. 37, esta estimación hace uso del coeficiente de flujo en la entrada para el punto crítico  $\phi_1^*$  y la eficiencia politrópica en el punto de máxima eficiencia.

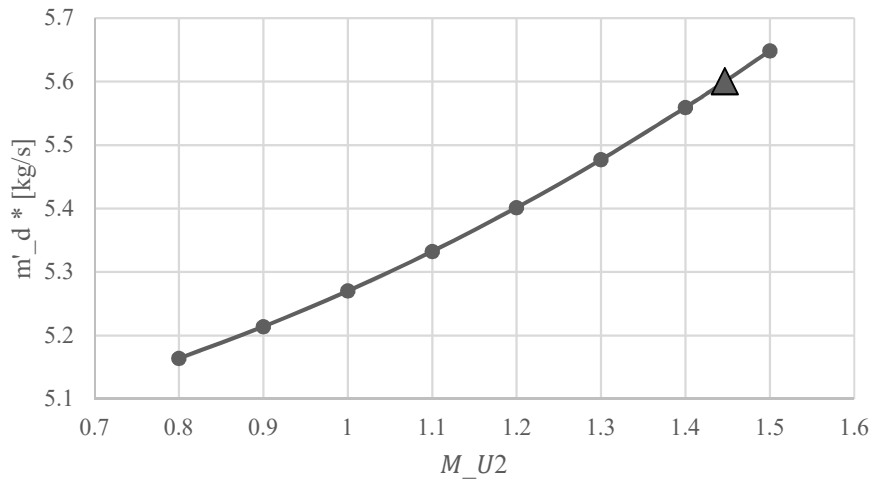
3. Estrangulamiento del impulsor. El flujo crítico de estrangulamiento en el impulsor puede calcularse con la Ec. 28 anteriormente presentada y el área de la garganta del impulsor especificada en el Cuadro 4.

$$\dot{m}_i^* = \rho_{01} c_{01}^* A_i^* \left[ \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right) \left( 1 + \frac{U_1^2}{2C_p T_{01}} \right) \right]^{\frac{1}{\gamma - 1}}$$

(Ec. 28)

La velocidad lineal del aspa en la entrada se considera con el promedio aritmético entre los diámetros del núcleo y de la punta en esa posición. La misma representa la velocidad de giro del impulsor. La relación entre el flujo másico crítico en el impulsor como función del número de Mach de la punta del aspa (referenciado a las propiedades de estancamiento en la entrada)  $M_{U2} = \frac{U_2}{\sqrt{\gamma R T_{01}}}$  se muestra a continuación:

Fig. 27: Flujo másico crítico en el impulsor



La velocidad de diseño del compresor es en  $M_{U2} = 1.4468$  (mostrado en la anterior gráfica), lo que equivale a un flujo crítico en el impulsor de 5.60 kg/s. El coeficiente de flujo para este valor es de  $\phi_1 = 0.05417$ . Así pues, si el impulsor gira a menor velocidad del punto de diseño, el flujo másico en el cual el compresor alcanza flujo crítico es menor, comprometiendo el dominio del mapa de desempeño dada una velocidad de rotación.

4. Estrangulamiento en el difusor. La Ec. 32 permite calcular el flujo másico crítico en el difusor:

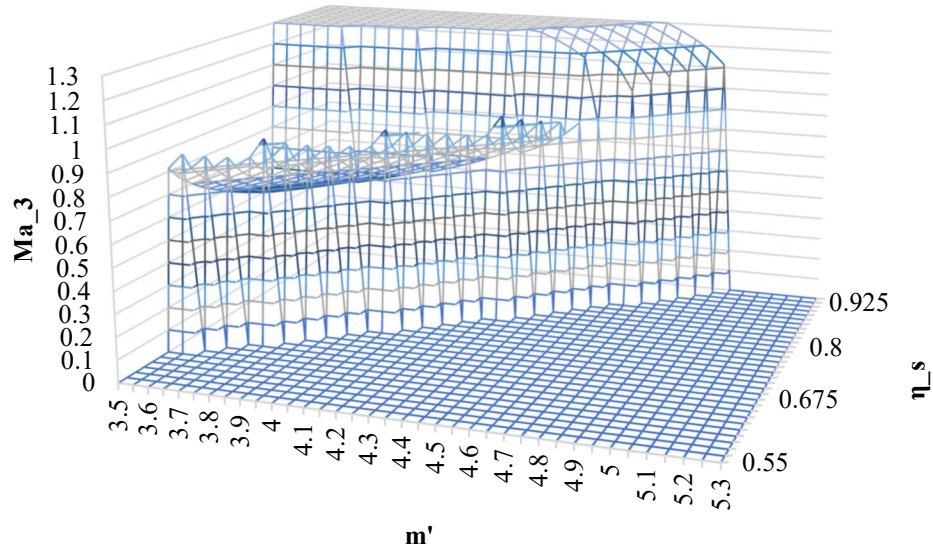
$$\dot{m}_d^* = A_d^* \rho_{01} c_{01}^* \left[ \frac{\left( 1 + \frac{\eta_s \lambda_{coef} U_2^2}{C_p T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}{\left( 1 + \frac{\lambda_{coef} U_2^2}{C_p T_{01}} \right)^{\frac{1}{2}}} \right] \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}}$$

(Ec. 32)

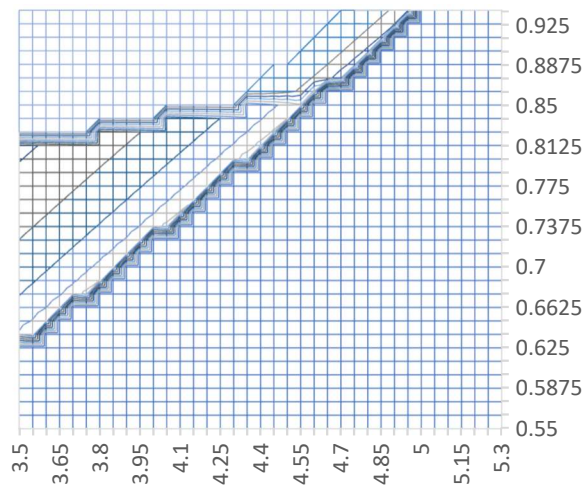
El valor de  $\lambda_{coef}$  puede calcularse en el método para el proceso termodinámico en el impulsor, pero para esta rutina es necesario el conocimiento del flujo másico y la eficiencia isentrópica. Es decir, existen infinitas combinaciones de  $\dot{m}_d^*$  y  $\eta_s$  donde la Ec. 32 se cumple.

Al graficar la dependencia del número de Mach en la garganta del difusor  $M_3$ , respecto a la eficiencia isentrópica y el flujo másico, obtenemos lo siguiente:

Fig. 28: Número de Mach en la garganta del difusor para  $M_{U2}=1.4468$



- 0-0.1
  0.1-0.2
  0.2-0.3
  0.3-0.4
  0.4-0.5
  0.5-0.6
  0.6-0.7
- 0.7-0.8
  0.8-0.9
  0.9-1
  1-1.1
  1.1-1.2
  1.2-1.3

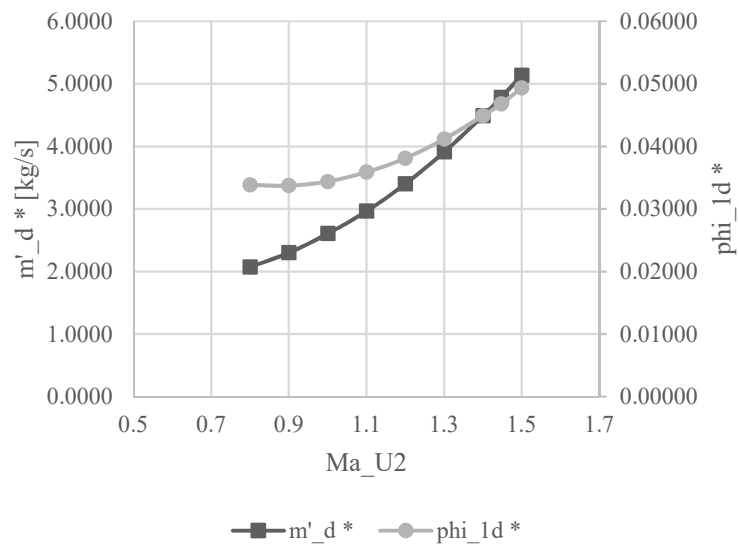


La anterior dependencia muestra que la función del número de Mach en la garganta del difusor, dado un flujo másico, es una función discontinua, donde adquiere valores menores a 1 en un dominio de eficiencia y valores mayores a 1 en otro dominio. Conforme aumenta el flujo, el rango de la función donde esta es discontinua disminuye, hasta que, a partir de determinado flujo másico y eficiencia, el valor de  $Ma_3 = 1$  pertenece al rango. Es en este punto donde podemos considerar los valores de  $\dot{m}_d^*$  y  $\eta_s^*$ . Para varios valores del número de Mach del impulsor, se obtienen los siguientes resultados:

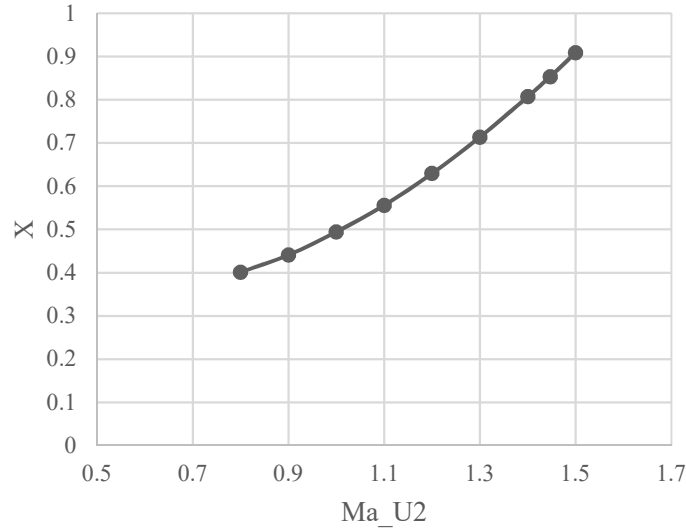
Cuadro 6: Estrangulamiento en el difusor

| $M_{U2}$ | $\dot{m}_d^*$ [kg/s] | $\phi_1^*$ | $\eta_s^*$ | $\lambda_{coef}$ |
|----------|----------------------|------------|------------|------------------|
| 0.8      | 2.0710               | 0.03385    | 0.8677     | 0.6467           |
| 0.9      | 2.2988               | 0.03372    | 0.8595     | 0.6657           |
| 1        | 2.6050               | 0.03437    | 0.8697     | 0.6797           |
| 1.1      | 2.9639               | 0.03589    | 0.8736     | 0.6898           |
| 1.2      | 3.4010               | 0.03810    | 0.8797     | 0.6966           |
| 1.3      | 3.9093               | 0.04116    | 0.8819     | 0.7014           |
| 1.4      | 4.4871               | 0.04489    | 0.8798     | 0.7047           |
| 1.4468   | 4.7810               | 0.04680    | 0.8773     | 0.7060           |
| 1.5      | 5.1351               | 0.04931    | 0.8732     | 0.7077           |

Fig. 29: Flujo másico crítico en el difusor



5. Emparejamiento del difusor e impulsor. Conociendo el coeficiente de flujo crítico para el impulsor y el difusor, se puede calcular el coeficiente de igualdad descrito en la Ec. 38. El cálculo de este coeficiente se muestra a continuación:

Fig. 30: Coeficiente de igualación  $\chi$  para varias velocidades del impulsor

Para el punto de diseño donde  $M_{U2} = 1.4468$ , el coeficiente de igualación es  $\chi = 0.8537$ . Conforme la velocidad disminuye respecto a la velocidad en el punto de diseño, el coeficiente de flujo crítico en el difusor difiere más del coeficiente de flujo crítico del impulsor, disminuyendo el valor de  $\chi$ .

6. Estimación de la eficiencia politrópica. El método presentado por Casey y Robinson (Casey & Robinson, A method to estimate the performance map of a centrifugal compressor stage, 2013) permite calcular la eficiencia politrópica para una etapa de compresión. Se propone utilizar este método para, con la eficiencia politrópica, calcular la relación de presión con la Ec. 34 y así cerrar el sistema presentado en las Fig. 25 y Fig. 26, de tal cuenta que únicamente con el conocimiento de la velocidad de operación y el flujo másico, pueda calcularse el mapa de eficiencia del compresor.

Recordando la Ec. 37

$$\frac{\eta_{pl}}{\eta_{pl\ pico}} = \left\{ \begin{array}{l} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{\phi_1/\phi_1^*}{\phi_{1\ pico}/\phi_1^*} \right)^D \right]^{1/D}, \quad \phi_1 < \phi_{1\ pico} \\ (1 - G) + G \left[ 1 - \left( \frac{\frac{\phi_1}{\phi_1^*} - \frac{\phi_{1\ pico}}{\phi_1^*}}{1 - \frac{\phi_{1\ pico}}{\phi_1^*}} \right)^H \right]^{1/H}, \quad \phi_1 > \phi_{1\ pico} \end{array} \right\}$$

(Ec. 37)

Es necesario determinar el valor de  $\phi_{1\ pico} / \phi_1^*$  para una velocidad de rotación. Así mismo, los valores de  $D, G$  y  $H$  dependen del número de Mach para la punta del aspa. Las investigaciones de Casey y Robinson determinaron que la relación de estas variables con la velocidad de rotación cumple una función logística de la forma:

$$\frac{\phi_{1pico}}{\phi_1^*} = \left(1 - \frac{1}{1 + e^{-t}}\right) \left(\frac{\phi_{1pico}}{\phi_1^*}\right)_{LO} + \left(\frac{1}{1 + e^{-t}}\right) \left(\frac{\phi_{1pico}}{\phi_1^*}\right)_{HI}$$

$$D = \left(1 - \frac{1}{1 + e^{-t}}\right) D_{LO} + \left(\frac{1}{1 + e^{-t}}\right) D_{HI}$$

$$G = \left(1 - \frac{1}{1 + e^{-t}}\right) G_{LO} + \left(\frac{1}{1 + e^{-t}}\right) G_{HI}$$

$$H = \left(1 - \frac{1}{1 + e^{-t}}\right) H_{LO} + \left(\frac{1}{1 + e^{-t}}\right) H_{HI}$$

(Ec. 38)

Donde  $t$  está determinada por otros valores empíricos  $A$ ,  $B$  y  $C$  en la siguiente ecuación:

$$t = (M_{U2} - B)(AM_{U2} - C)$$

(Ec. 39)

Con los datos de desempeño en el trabajo de Medic et ál. (Tarr, 2008), con conocimiento de los valores del coeficiente de flujo en la velocidad de diseño (Cuadro 7) y los mismos resultados de Casey y Robinson (Casey & Robinson, A method to estimate the performance map of a centrifugal compressor stage, 2013) se determinaron los valores de las constantes que modifican el mapa de desempeño de la etapa de compresión.

Cuadro 7: Coeficientes de flujo en  $M_{U2}=1.4468$ 

| Variable                                 |                | Valor   |
|--|----------------|---------|
| Coefficiente de flujo en eficiencia pico | $\phi_{1pico}$ | 0.04382 |
| Coefficiente de flujo crítico            | $\phi_1^*$     | 0.04687 |

Las constantes para la función logística son las siguientes:

Cuadro 8: Constantes de la función logística

| Constante | Valor |
|-----------|-------|
| $A$       | 0.5   |
| $B$       | 1.02  |
| $C$       | 4.5   |

Los valores en velocidades bajas ( $LO$ ) y altas ( $HI$ ) son los siguientes:

Cuadro 9: Rango de función logística

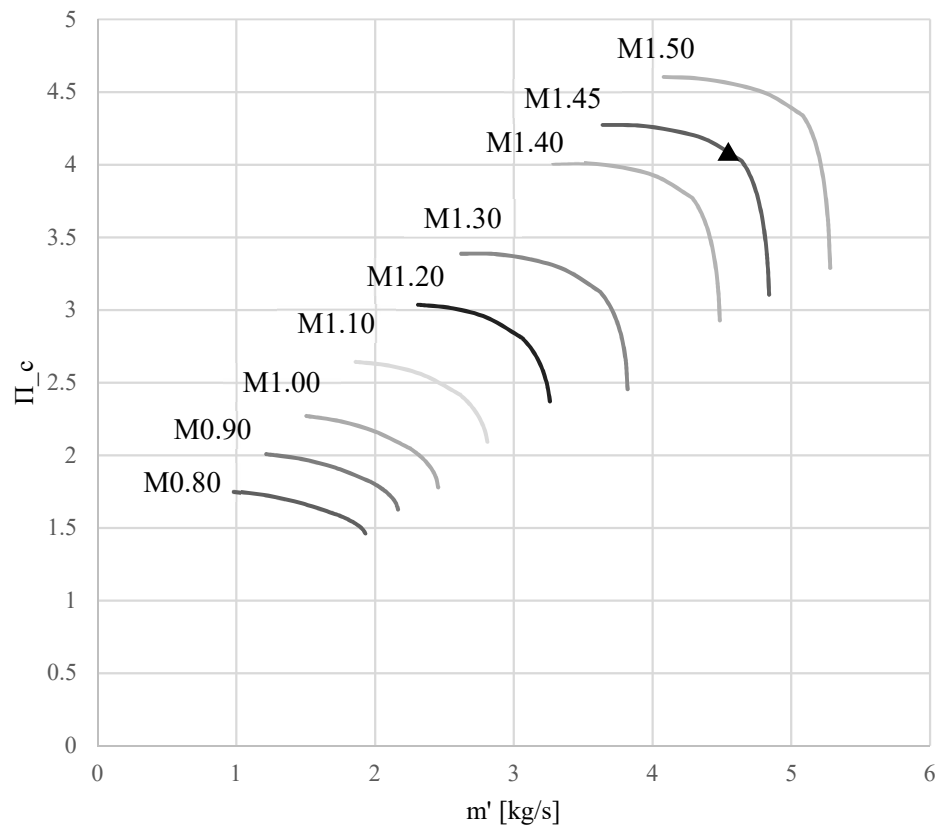
|                         | ( $LO$ ) | ( $HI$ ) |
|-------------------------|----------|----------|
| $\phi_{1pico}/\phi_1^*$ | 0.5      | 0.96     |
| $D$                     | 2.1      | 1.7      |
| $G$                     | 0.2      | 0.3      |
| $H$                     | 2        | 3.5      |

La eficiencia politrópica pico puede considerarse en  $\eta_{pl\ pico} = 0.87$  según los resultados presentados por Medic et ál. (2014).

Con lo anterior, queda entonces determinada la eficiencia politrópica de la etapa de compresión dada una velocidad de rotación y un flujo másico.

7. Mapa de desempeño. Con la metodología descrita anteriormente puede calcularse la relación de presión de la etapa de compresión conociendo el flujo másico y la velocidad de rotación (dadas condiciones en la entrada y una geometría específica). El mapa de desempeño para el compresor NASA CC3 se muestra a continuación:

Fig. 31: Mapa de desempeño para compresor NASA CC3 en distintos valores de  $M_{U2}$



Los resultados del cálculo se aproximan satisfactoriamente a los cálculos y resultados experimentales de Tarr (2008).

## C. VARIACIÓN GEOMÉTRICA DEL DIFUSOR

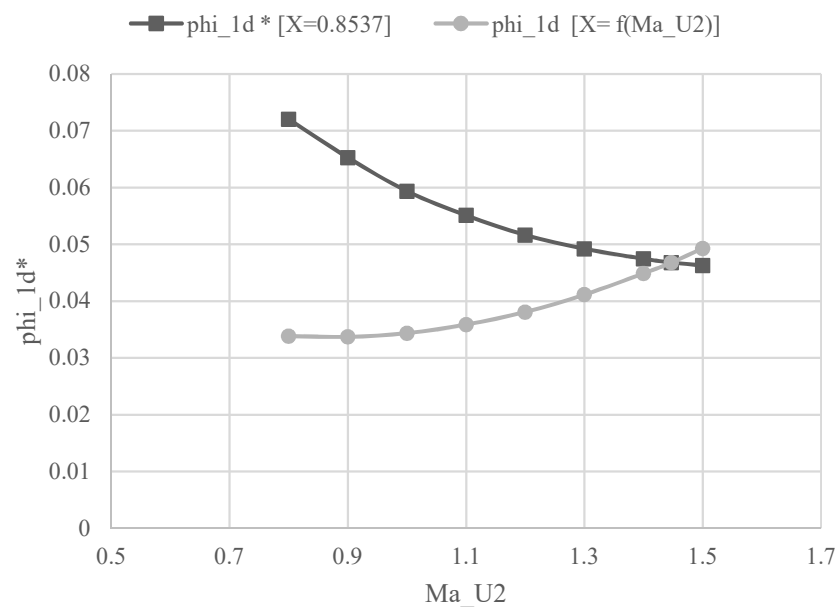
1. Variación del estrangulamiento. Como ya anteriormente se presentó, la igualación del flujo de crítico del difusor y el impulsor varía con la velocidad de rotación de la etapa de compresión (Fig. 29). Las conclusiones de Casey y Robinson (2013) y Casey y Rusch (2014) sugieren que la eficiencia de la etapa de compresión y su rango de operación se compromete con el alejamiento del flujo y operación del impulsor

respecto al punto de diseño, en tanto que a distintas velocidades de rotación, la diferencia entre flujos de críticos (impulsor y difusor) aumenta.

La Fig. 14 muestra que, al mantener un coeficiente de igualación  $\chi$  constante, una disminución en la velocidad de rotación implica un aumento en el área de la garganta del difusor, de tal cuenta que el flujo másico crítico del difusor guarde la misma proporción respecto al flujo másico en crítico el impulsor. De acuerdo con los resultados presentados en la Fig. 29,  $\chi = 0.8537$  en el punto de diseño.

Al mantener este valor constante, el coeficiente de flujo crítico del difusor, para velocidades menores a la de diseño, es mayor.

Fig. 32: Variación de  $\phi_{1d}^*$  cuando  $\chi$  es constante y cuando es función de la velocidad de rotación



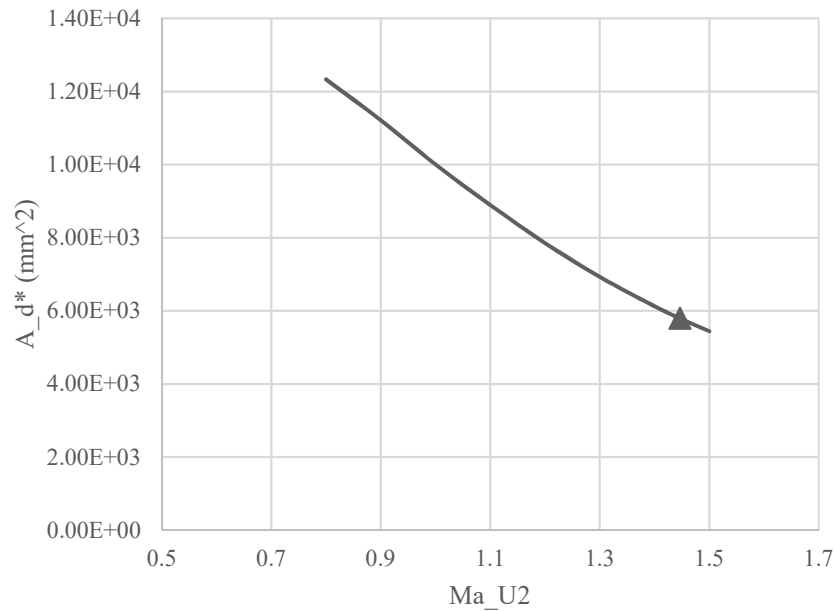
Al aumentar el coeficiente  $\phi_{1d}^*$  respecto al compresor convencional, con velocidades menores a las del punto de diseño, el rango en el que puede operar la maquinaria aumenta, en tanto que se mejora el margen de estrangulamiento sin alterar el punto de sobrecarga.

2. Variación del área. La Ec. 39 sugiere que puede determinarse un valor de  $A_d$  para el cual  $\chi = 0.8537$  como función de  $M_{U2}$ . Reescribiendo dicha ecuación encontramos que:

$$A_d^* = \chi A_i^* \left[ \left( 1 + \frac{\gamma R \lambda_{coef} M_{U2}^2}{C_p} \right) \left( \frac{\gamma + 1}{2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \left[ \frac{\left( 1 + \frac{\gamma R (D_1/D_2)^2 M_{U2}^2}{2 C_p} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}}}{\left( 1 + \frac{\eta_s \gamma R \lambda_{coef} M_{U2}^2}{C_p} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \right]$$

(Ec. 40)

Utilizando los mismos valores de eficiencia y trabajo específico del Cuadro 6, encontramos en qué rango debe variar el área para mantener el coeficiente de igualación.

Fig. 33: Área en la garganta del difusor para mantener  $\chi=0.8537$ 

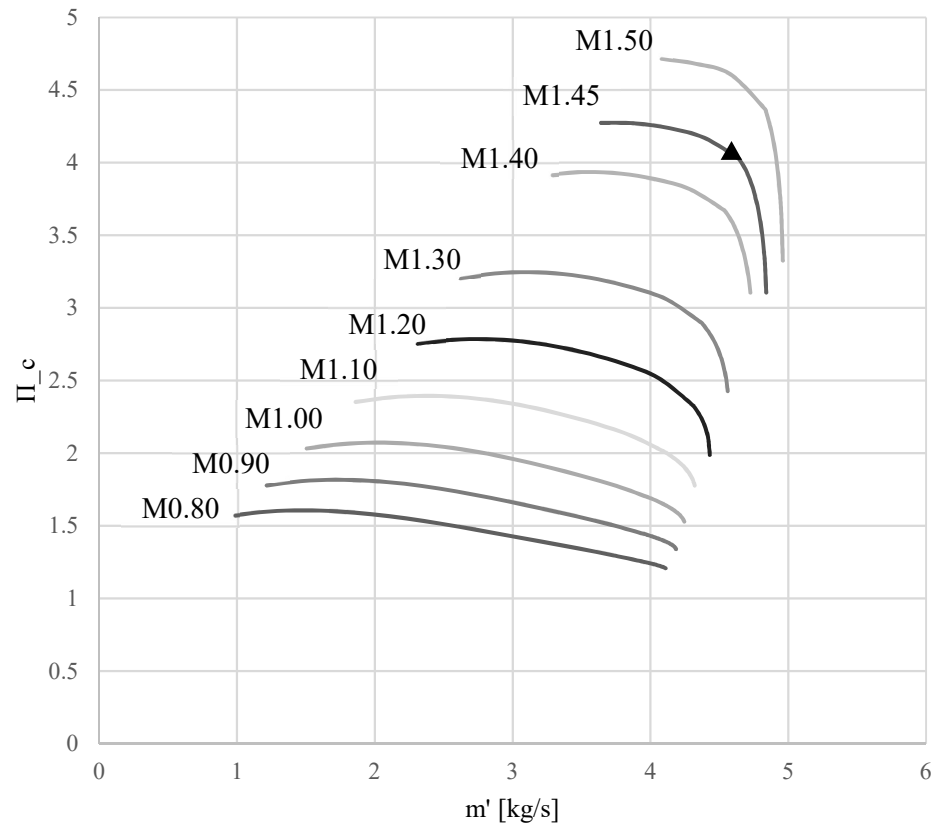
La variación del área de la garganta del difusor puede alcanzarse modificando el alto y ancho de la sección transversal del canal  $h$  y  $b$  respectivamente. A continuación, se muestra el cambio necesario para cada dimensión, bajo el supuesto que la segunda dimensión se mantiene constante.

Cuadro 10: Variación de dimensiones en garganta del difusor

| $M_{U2}$ | $A_d$ [mm <sup>2</sup> ] | $\Delta$                      |                               |
|----------|--------------------------|-------------------------------|-------------------------------|
|          |                          | $b$ [mm]<br>( $h = 17.50$ mm) | $h$ [mm]<br>( $b = 13.79$ mm) |
| 0.8      | 1.23E+04                 | 15.56                         | 19.74                         |
| 0.9      | 1.12E+04                 | 12.91                         | 16.38                         |
| 1        | 1.00E+04                 | 10.02                         | 12.72                         |
| 1.1      | 8.90E+03                 | 7.39                          | 9.37                          |
| 1.2      | 7.85E+03                 | 4.90                          | 6.22                          |
| 1.3      | 6.93E+03                 | 2.70                          | 3.43                          |
| 1.4      | 6.13E+03                 | 0.79                          | 1.01                          |
| 1.4468   | 5.79E+03                 | 0.00                          | 0.00                          |
| 1.5      | 5.44E+03                 | -0.84                         | -1.07                         |

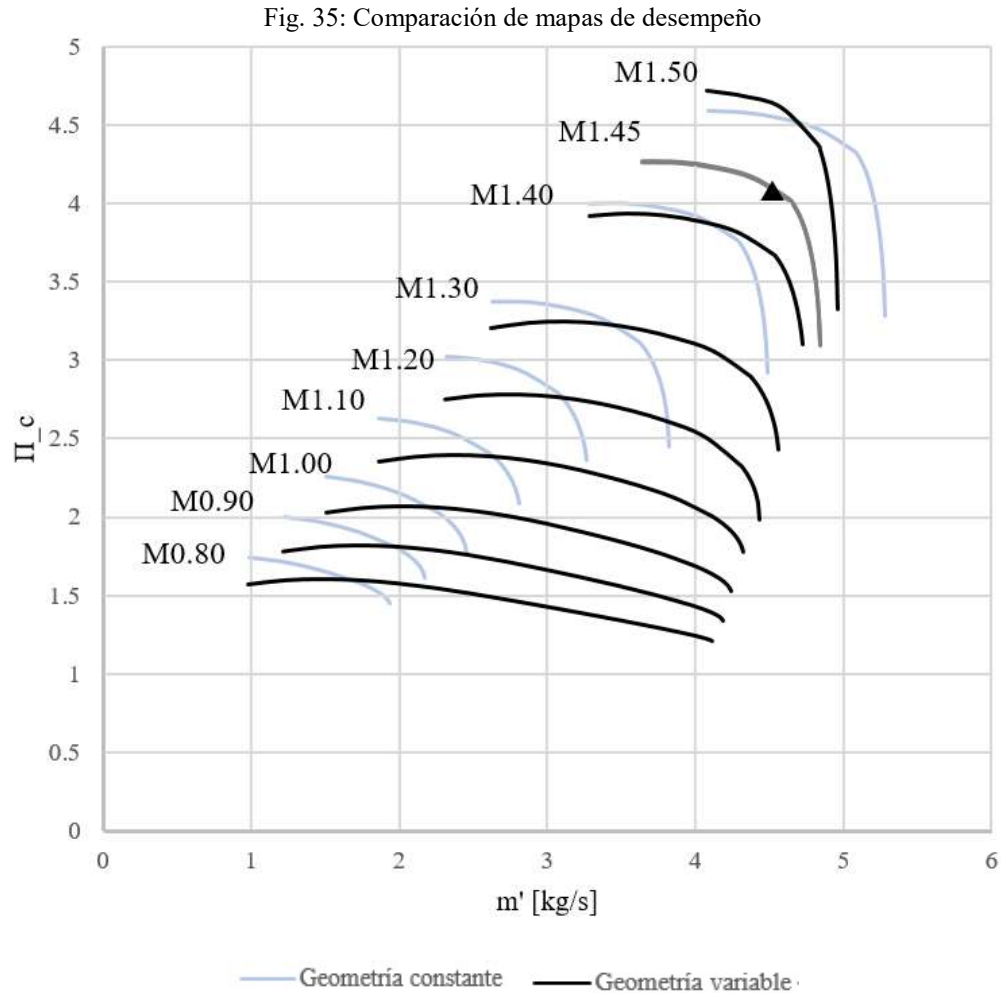
3. Mapa de desempeño. Al variar el área de la garganta del difusor, el coeficiente de flujo para el cual se estrangula la etapa de compresión varía, modificando la curva de eficiencia. Con estos nuevos valores puede utilizarse el método presentado para estimar el mapa de desempeño del compresor. Los resultados para un  $\chi = 0.8537$  se muestran a continuación, bajo el supuesto de que son geoméricamente posibles las variaciones individuales, o la combinación de ellas, descritas en el Cuadro 10.

Fig. 34: Mapa de desempeño para compresor NASA CC3 con difusor de geometría variable



La alteración del coeficiente de flujo máximo aumenta el dominio del flujo másico en el cual puede operar la maquinaria para velocidades de operación menores a las de diseño. Adicionalmente, para velocidades de operación mayores a la de diseño, la relación de presión  $\pi_c$  es mayor.

A continuación, se muestra el mapa de desempeño para el difusor de geometría variable y de geometría constante.



De la comparación anterior puede deducirse lo siguiente:

- A velocidades de operación menores a la de diseño, el dominio de flujo másico en el que puede operar la maquinaria aumenta con un aumento en el área de la garganta del difusor que mantiene constante el coeficiente de igualdad entre impulsor y difusor.
- A velocidades de operación menores a la de diseño, la relación de compresión es mayor con la geometría original del difusor para un intervalo de flujo másico lejano al crítico.
- A velocidades de operación mayores a la de diseño, el dominio de flujo másico en el que puede operar la maquinaria disminuye con una disminución en el área de la garganta del difusor que mantiene constante el coeficiente de igualdad entre impulsor y difusor.
- A velocidades de operación mayores a la de diseño, la relación de compresión es menor con la geometría original del difusor, para un intervalo de flujo másico lejano al crítico.

Ahora bien, con la posibilidad de implementar un mecanismo que modifica la garganta del difusor de manera continua, es posible obtener coeficientes de igualdad  $\chi$  distintos a  $\chi = 0.8537$ . Con esto, se lograría

tener mayor relación de compresión en el intervalo de flujo másico lejano al crítico donde la variación de la geometría ocasiona menor desempeño. Sin embargo, ya en flujos cercanos al crítico, en la geometría original del difusor se modificaría el área de la garganta del difusor para lograr admitir flujos mayores. De esta forma, es posible la transición continua entre ambos mapas de desempeño con una variación continua de la geometría del difusor.

## VI. DISEÑO

### A. RESTRICCIONES DE DISEÑO

La variación del área de la garganta del difusor deberá realizarse con varias condiciones necesarias para que la etapa de compresión siga cumpliendo su función. Se establecieron las siguientes restricciones:

- El mecanismo implementado debe prevenir fugas de aire que comprometan el desempeño.
- El control mecánico del dispositivo debe ser con una o varias entradas de giro para modificar posiciones o dimensiones según los grados de libertad.
- Las paredes del canal en el difusor no deben entrar en contacto con el impulsor, y deben poder mantener su separación original o aumentarla.
- La extensión radial del difusor centrífugo puede realizarse, en tanto que se puede modificar la voluta de descarga para adaptarse el tamaño.

### B. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

Según se discutió anteriormente, para modificar la garganta del difusor puede variarse tanto el ancho como la altura de la sección transversal del flujo. En la siguiente Cuadro se muestran las alternativas para lograr esto mecánicamente.

Cuadro 11: Alternativas de diseño para variación del área en la garganta del difusor

|   | Modificación                                   | Dispositivo   | Ventajas   | Desventajas   |
|---|--|---|--|---|
| 1 | Variación del alto en el área ( $\Delta h$ ).  | Deformación elástica de la cubierta, por encima de la garganta        | Los componentes mecánicos estarían instalados por fuera de la etapa de compresión, no se modifica la posición del canal. | El mecanismo podría reducir satisfactoriamente la altura, pero un aumento de área supondría cambios complejos en el resto de componentes. |
| 2 | Variación del ancho en el área ( $\Delta b$ ). | Deformación elástica de la superficie de presión por medio de pandeo. | No se modifica la posición del canal.  | La variación que puede tener el ancho es menor a 5 mm, que no es satisfactorio según el Cuadro 10.  |

Continuación Cuadro 11

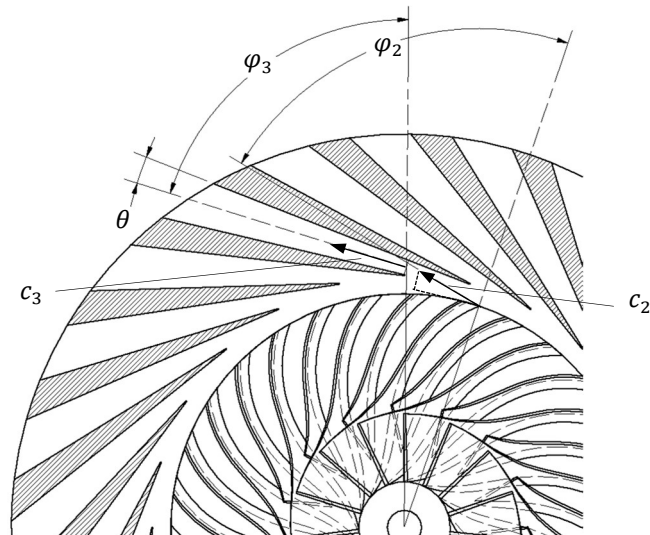
| Modificación                                     | Dispositivo  | Ventajas  | Desventajas   |
|--|--|---|---|
| 3 Variación del ancho en el área ( $\Delta b$ ). | Cambio en el ángulo de las paredes del canal.  | Se pueden alcanzar variaciones superiores a las requeridas por el Cuadro 10. Puede mejorarse la aerodinámica del flujo a la salida del impulsor por la relación entre la dirección del flujo en el estado 2 y la orientación del canal. | Al colocar un pivote con el cual pueda girar la pared del canal, la punta de la entrada se aproxima inconvenientemente al impulsor. |
| 4 Variación del ancho en el área ( $\Delta b$ ). | Traslado radial de las paredes del canal, aumentado el área por la naturaleza divergente de la superficie de succión y de presión. | Se previene el contacto de las paredes con el impulsor.   | El espacio radial se ve comprometido y el espacio entre el impulsor y los canales aumenta drásticamente.                            |

Después del análisis de las anteriores alternativas, se optó por implementar un sistema que pudiera tanto cambiar el ángulo de las paredes del canal, como trasladarlas en sentido radial para prevenir el cambio de la distancia entre las puntas de las aspas del impulsor y la entrada al canal.

### C. ÁNGULO DEL CANAL EN EL DIFUSOR

El cambio del ángulo de las paredes del canal supone también un cambio en el ángulo del canal. Puede aprovecharse esta variación para coincidir aerodinámicamente el ángulo de la velocidad del aire en la salida del impulsor, con el ángulo que describe la bisectriz del canal, ambos medidos desde el eje radial de un sistema de coordenadas polar. Lo mismo se ilustra a continuación.

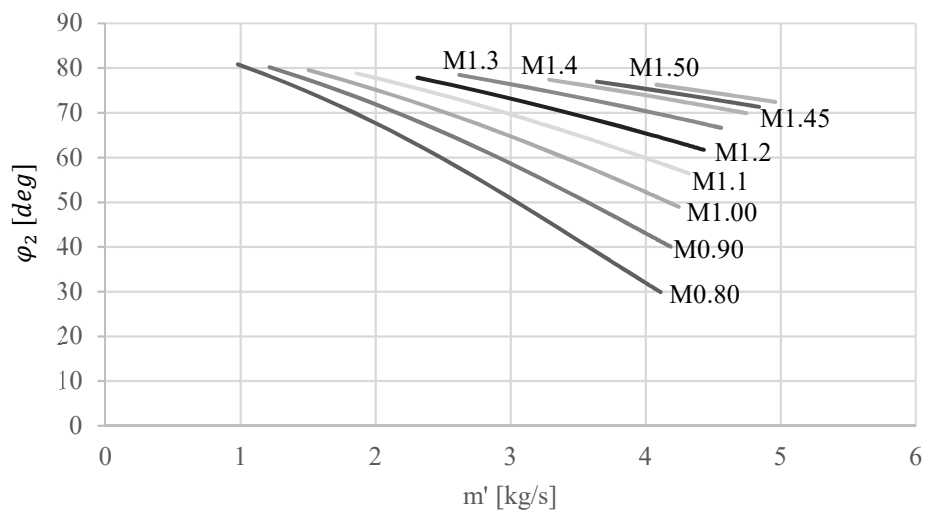
Fig. 36: Ángulos de flujo en la salida del impulsor y entrada al difusor



Donde  $\varphi$  es el ángulo entre la velocidad promedio del flujo y el eje radial.

Utilizando el algoritmo y los resultados del análisis para la etapa de compresión, se puede calcular  $\varphi_2$  como función de la velocidad de giro y el flujo másico, considerando el cálculo de  $c_{2r}$  con la conservación del flujo másico y  $c_{2\theta}$  con el coeficiente de deslizamiento y la velocidad de la punta del aspa del impulsor. En la siguiente gráfica se grafican los resultados.

Fig. 37: Ángulo de la velocidad del flujo a la salida del impulsor  $\varphi_2$



El diseño original del difusor tiene un ángulo de canal  $\varphi_3 = 73.2^\circ$ , mientras que para el punto de diseño descrito en el Cuadro 5 el ángulo de la velocidad del flujo en la salida del impulsor es  $\varphi_2 = 72.9^\circ$ . Vemos que los canales están posicionados para el punto de operación. Para un mismo flujo másico, el ángulo  $\varphi_2$  disminuye al disminuir  $M_{U2}$ . Para el flujo másico de máxima eficiencia, dada una velocidad de rotación, se presenta el ángulo  $\varphi_2$  de la velocidad en la descarga del impulsor.

Cuadro 12: Ángulo de la velocidad en la descarga del impulsor

| $M_{U2}$ | $\varphi_2$ |
|----------|-------------|
| 0.8      | 44.84°      |
| 0.9      | 49.42°      |
| 1        | 57.09°      |
| 1.1      | 61.36°      |
| 1.2      | 65.84°      |
| 1.3      | 69.09°      |
| 1.4      | 71.34°      |
| 1.45     | 72.39°      |

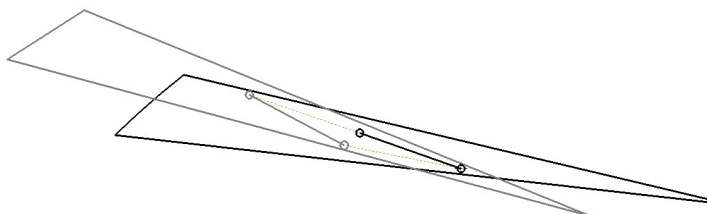
Por el análisis anterior, debe diseñarse un mecanismo que permita disminuir el valor de  $\varphi_3$  para velocidades de rotación menores a la de diseño y que a la vez alcance los valores de  $b$  detallados en el Cuadro 10.

## D. SÍNTESIS DEL MECANISMO

Para desarrollar un mecanismo con dos grados de libertad (giro de la pared del canal y traslado radial), se sintetizaron dos mecanismos como se detalla a continuación.

Se consideró la posición final e inicial de la pared del canal para alcanzar un rango de  $\varphi_3$  entre  $70^\circ$  y  $60^\circ$ . La mayor área de traslape entre las geometrías al inicio y al final del accionamiento es conveniente, para la cobertura del dominio geométrico en el que se moverán los pines a los cuales estarán ensambladas las paredes. Las mismas deberán siempre estar por encima de la abertura que tendrá el separador del difusor y el mecanismo accionador. Al tener dos posiciones distintas como salida del mecanismo, se estableció una distancia entre dos pines fijos en las paredes del canal del difusor, de tal forma que conformen los extremos del acoplador del primer mecanismo.

Fig. 38: Posición inicial y final de paredes en el difusor



Una vez se tiene el acoplador del mecanismo, se puede definir el rotopolo de rotación. Si se implementa un solo rotopolo, la posición del mismo es radialmente lejana. Si, por otro lado, se implementan dos rotopolos, el espacio que ocupa el mecanismo se reduce. Considerando que este primer mecanismo ocupe la doceava parte del espacio circular (deben ser 24 del mismo, con un desfase axial para ambos grupos de 12 mecanismos), se colocaron los rotopolos de rotación. Una vez colocados los rotopolos, uno de los dos balancines tendrá la entrada de movimiento de un acoplador, accionado desde una manivela concéntrica al impulsor.

Fig. 39: Colocación de rotopolos

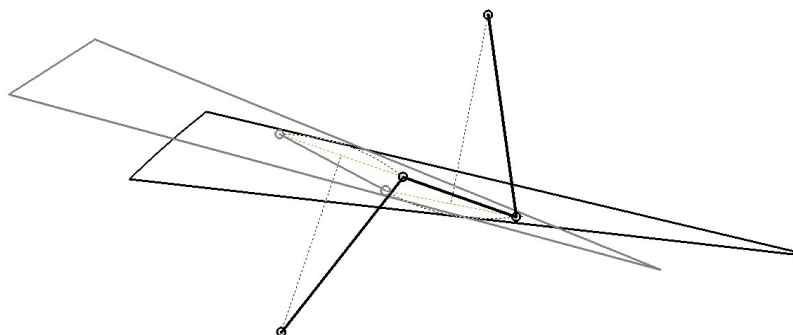
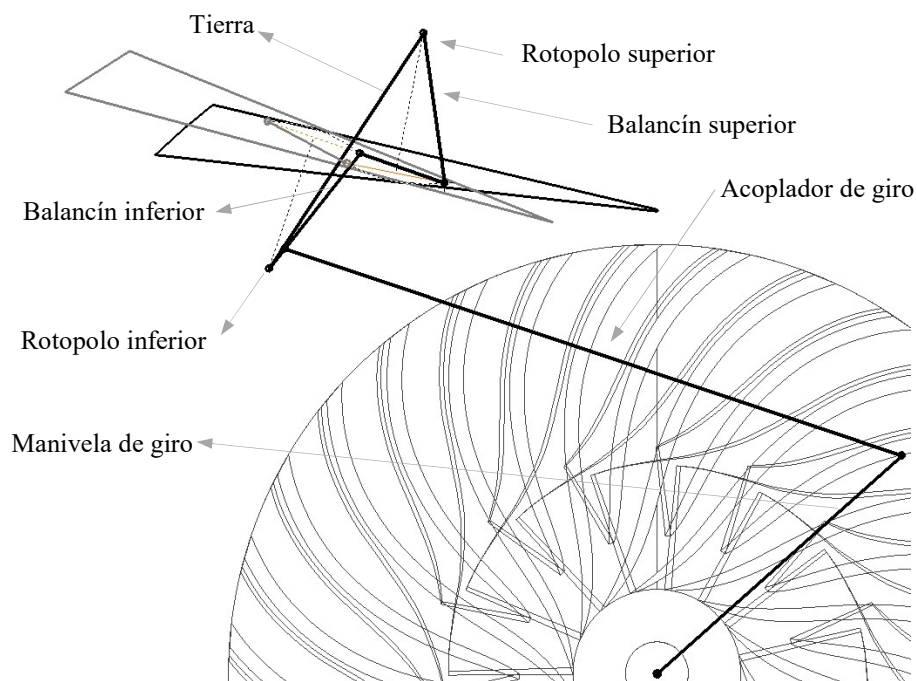


Fig. 40: Mecanismo de giro de las paredes del canal



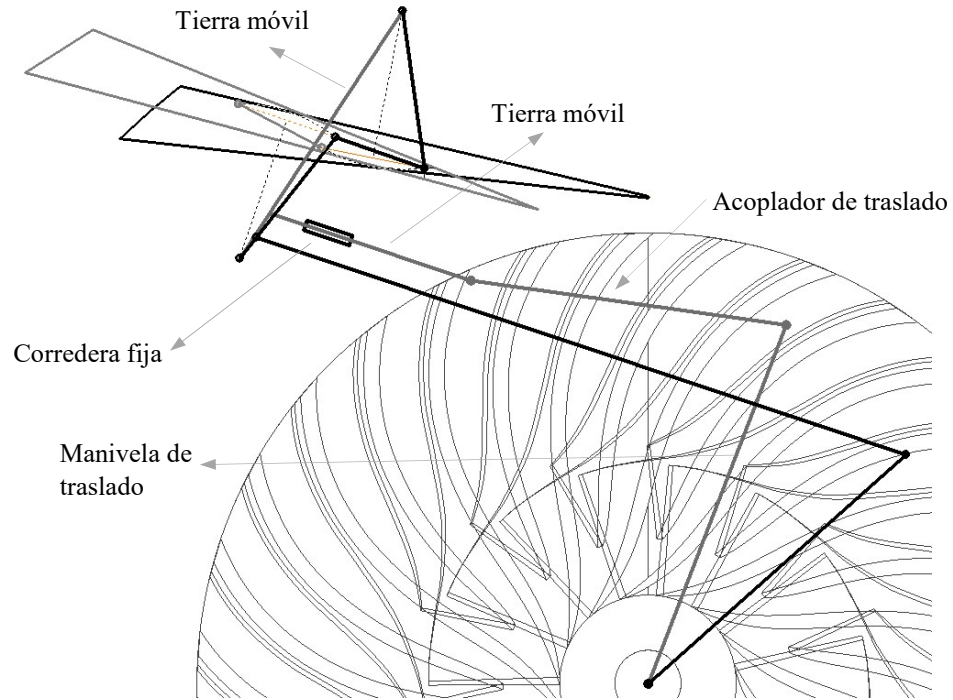
Con el movimiento del anterior mecanismo, la punta de la pared del canal se aproxima al impulsor para posiciones intermedias entre la posición final y la de inicio. Para evitar esto, y proveer un segundo grado de libertad que promueva alcanzar los valores de ancho para el área de la garganta ideales, debe desarrollarse un mecanismo que mueva las paredes del canal y el mecanismo de dos rotopolos ya sintetizado, en una forma radial.

La forma de lograr el traslado de todo el mecanismo es moviendo la Tierra, especificada en la Fig. 38. Por la naturaleza polarmente periódica de las propiedades geométricas y del flujo, el movimiento de la Tierra puede tener una componente transversal adicional a la radial, que es la que alejará la punta de la pared del canal, del impulsor.

La dirección del movimiento neto del mecanismo se estableció con la orientación que tiene el área clausurada por los cuatro pines mostrados en la Fig. 37, con el objetivo de mantener el agujero en el separador entre el difusor y el mecanismo. Puede utilizarse un mecanismo de manivela – corredera de tal forma que la Tierra se mueva sin girar.

La síntesis de este mecanismo se ilustra a continuación.

Fig. 41: Mecanismo simplificado completo



El patrón de 24 unidades de las anteriores distribuidas en la circunferencia del difusor supone una etapa de diseño donde se modifican los eslabones anteriormente desarrollados para que no haya colisión entre elementos. Considerando que un grupo de 12 de estos mecanismos están desfasados axialmente de otros 12, el mecanismo final se propone como se ilustra en la Fig. 40 y Fig. 41.

Fig. 42: Mecanismo parcial para variación del área de garganta en el difusor

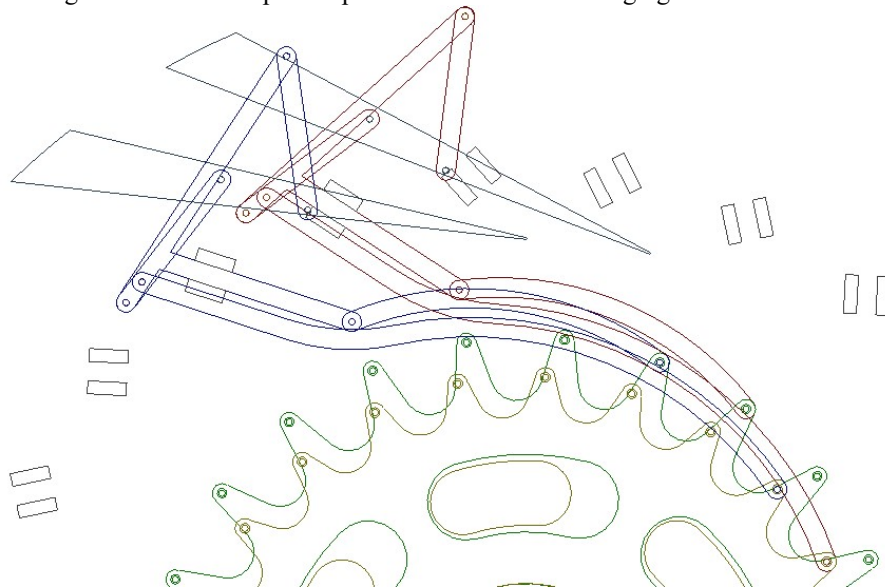
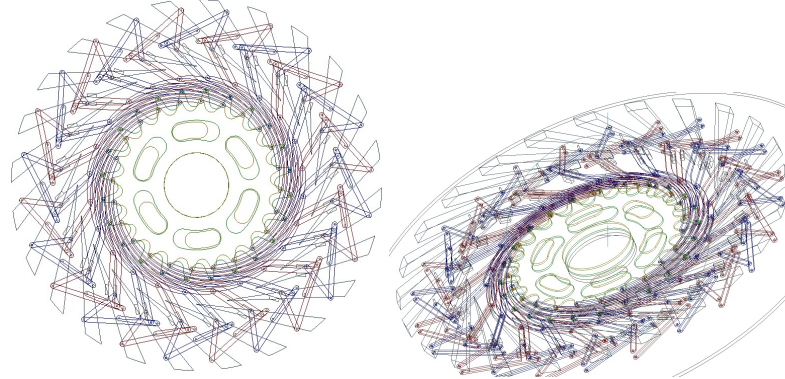
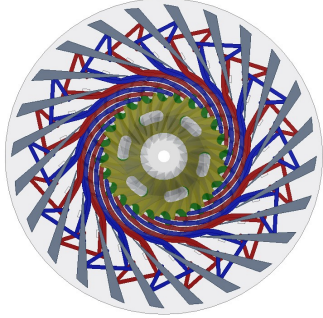

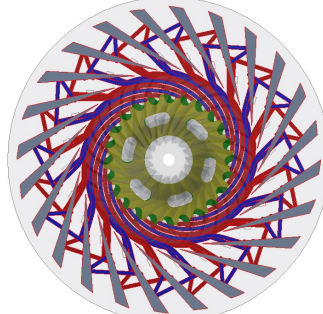



Fig. 43: Mecanismo completo para variación del área de garganta en el difusor

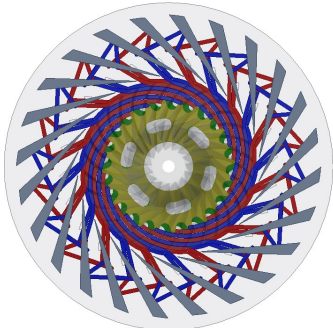

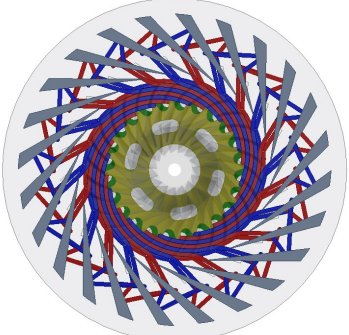

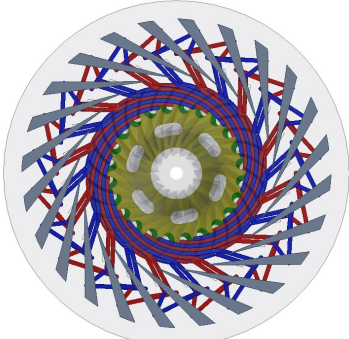

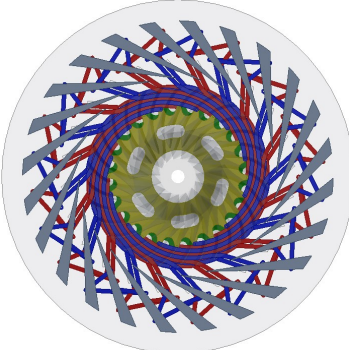



Para los valores del ancho  $b$  en la garganta del difusor, se presenta el giro de ambas manivelas principales del mecanismo y la posición final del canal, de tal forma que se conserve la distancia entre las puntas del aspa del impulsor y el inicio del canal.

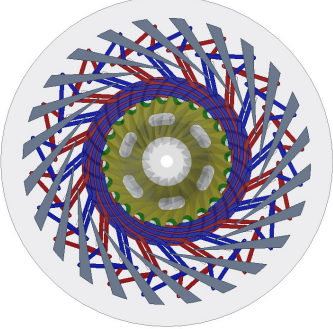

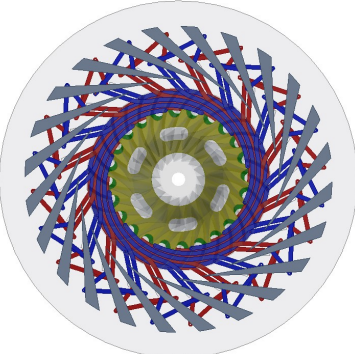

Cuadro 13: Movimiento del mecanismo

| Posición del mecanismo  | Posición del difusor   | Geometría   |
|---|--|---|
|  |  | $M_{U2} = 0.80$<br>$b = 29.4 \text{ mm}$<br>$\alpha_{giro} = 11.6^\circ$<br>$\alpha_{traslado} = 9.0^\circ$<br>$\varphi_3 = 59.4^\circ$ |
|  |  | $M_{U2} = 0.90$<br>$b = 26.7 \text{ mm}$<br>$\alpha_{giro} = 9.69^\circ$<br>$\alpha_{traslado} = 7.5^\circ$<br>$\varphi_3 = 62.0^\circ$ |

## Continuación Cuadro 13

| Posición del mecanismo  | Posición del difusor   | Geometría   |
|---|--|---|
|    |    | $M_{U2} = 1.00$<br>$b = 23.8 \text{ mm}$<br>$\alpha_{giro} = 7.47^\circ$<br>$\alpha_{traslado} = 5.75^\circ$<br>$\varphi_3 = 65.56^\circ$ |
|    |    | $M_{U2} = 1.10$<br>$b = 21.2 \text{ mm}$<br>$\alpha_{giro} = 5.82^\circ$<br>$\alpha_{traslado} = 4.5^\circ$<br>$\varphi_3 = 67.3^\circ$   |
|  |  | $M_{U2} = 1.20$<br>$b = 18.7 \text{ mm}$<br>$\alpha_{giro} = 3.90^\circ$<br>$\alpha_{traslado} = 3.0^\circ$<br>$\varphi_3 = 69.7^\circ$   |
|  |  | $M_{U2} = 1.30$<br>$b = 16.5 \text{ mm}$<br>$\alpha_{giro} = 2.57^\circ$<br>$\alpha_{traslado} = 2.0^\circ$<br>$\varphi_3 = 71.3^\circ$   |

Continuación Cuadro 13

| Posición del mecanismo   | Posición del difusor  | Geometría  |
|--|---|--|
|   |   | $M_{U2} = 1.40$<br>$b = 14.58 \text{ mm}$<br>$\alpha_{giro} = 0.02^\circ$<br>$\alpha_{traslado} = 0.0^\circ$<br>$\varphi_3 = 73.0^\circ$   |
|  |  | $M_{U2} = 1.50$<br>$b = 13.0 \text{ mm}$<br>$\alpha_{giro} = -1.05^\circ$<br>$\alpha_{traslado} = -0.79^\circ$<br>$\varphi_3 = 74.6^\circ$ |

Las anteriores posiciones consideran el objetivo del área en la garganta del difusor según el Cuadro 10, manteniendo el espacio entre difusor e impulsor. Sin embargo, el mecanismo permite obtener distintos valores de  $\varphi_3$  si se cambia este espacio (puesto que es un mecanismo con dos grados de libertad).

La principal ventaja del mecanismo propuesto es que permite colocar las paredes del canal en un rango amplio de posiciones angulares y ubicaciones respecto al impulsor. Patentes ya existentes presentan mecanismos de un solo grado de libertad, donde se compromete el desempeño y el dominio de operación del difusor al alterar la distancia entre el inicio del canal de difusión y la punta del aspa del impulsor.

Las paredes del canal del difusor deben incorporar una extensión en su base para terminar de cubrir el agujero del separador, donde se moverán los pines. Referirse a la Fig. 47 en los Anexos.

Otras consideraciones del mecanismo presentado se recomiendan como trabajos de investigación futuros, en tanto que la aerodinámica de la posición de los canales, la vibración trasladada del impulsor y su eje al mecanismo, la estabilidad estática de todos los eslabones y la potencia requerida para operar el mecanismo son tópicos fuera del alcance de este trabajo.

En los Anexos se encuentran más detalles del mecanismo acá propuesto.

## VII. CONCLUSIONES

1. El compresor centrífugo de referencia investigativa NASA CC3 cuenta con factibilidad de modificar la geometría de su difusor, para obtener mejores resultados de desempeño respecto a datos experimentales y teóricos de otras investigaciones.
2. Para el compresor centrífugo CC3, se demostró que es termodinámicamente válido modificar el difusor centrífugo para números de Mach en la punta del impulsor entre 0.80 y 1.50 Ma, para aumentar el dominio del flujo másico con el que puede operar el compresor.
3. La principal característica del flujo, alterada con la geometría variable del difusor, es el coeficiente de flujo para el cual la maquinaria alcanza su punto crítico de estrangulamiento. Esta variable afecta directamente la función de eficiencia respecto al flujo másico entrante.
4. Para números de Mach en la punta del impulsor entre 0.80 y 1.50 Ma, el dominio de flujo másico en el cual puede operar el compresor, dada una velocidad de giro, logró aumentarse en hasta 3 kg/s para velocidades menores a Ma 1, valor que disminuye con velocidades cercanas al punto de diseño en Ma 1.45.
5. El mecanismo propuesto para alterar la geometría del difusor permite modificar el área de la garganta donde se estrangula el flujo haciendo uso de dos grados de libertad. El primer grado de libertad es la rotación de las paredes del canal, y el segundo la traslación radial para mantener o modificar el espacio entre impulsor y difusor.

## VIII. RECOMENDACIONES

1. Realizar una simulación con software de Dinámica Computacional de Fluidos para evaluar los bloqueos de capa límite, turbulencia, pérdidas y ángulo del canal en el difusor, de tal forma que se revise la factibilidad de implementar un mecanismo en los canales del difusor.
2. Experimentar la variación geométrica aquí propuesta y validar la factibilidad del mecanismo con datos de desempeño empíricos.
3. Evaluar el funcionamiento del mecanismo después de un análisis de la influencia que tiene la vibración de la maquinaria, así como la estabilidad estática tras su ensamblaje.
4. Diseñar un sistema de control que permita operar ambos grados de libertad simultáneamente, para evitar el contacto del impulsor con los canales del difusor.

## IX. FUENTES

- Casey, M., & Robinson, C. (2013). A method to estimate the performance map of a centrifugal compressor stage. *ASME Journal of Turbomachinery*, 135, 021034.
- Casey, M., & Rusch, D. (2014). The matching of a vaned diffuser with radial compressor impeller and its effect on the stage performance. *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition* (págs. 1-14). Düsseldorf, Germany: ASME.
- Dixon, S. (1998). *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*. Elsevier Butterworth Heinemann.
- El-Sayed, A. F. (2008). *Aircraft propulsion and gas turbine engines*. CRC Press - Taylor & Francis Group.
- Grant, R. (2012). Adaptive engines. *Airforce Magazine*, 62-65. Obtenido de <http://www.airforcemag.com/MagazineArchive/Documents/2012/September%202012/0912engines.pdf>
- He, N., & Yourlidakis, A. (June de 2001). Analysis of diffusers with different number of vanes in a centrifugal compressor stage. *ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea and Air*, 1, 4-7. Recuperado el 9 de Abril de 2017, de <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1892952>
- Kalinkevych, M., & Skoryk, A. (2013). Design method for channel diffusers of centrifugal compressors. *International journal of rotating machinery*, 2013, 1-7.
- Kowalski, M. (2011). Adaptive jet engines work analysis and control. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 18(2), 225-234. Obtenido de [http://ilot.edu.pl/kones/2011/2\\_2011/2011\\_kowalski\\_adaptive\\_jet\\_engines.pdf](http://ilot.edu.pl/kones/2011/2_2011/2011_kowalski_adaptive_jet_engines.pdf)
- Lohmberg, A., & Casey, M. (2003). Transonic radial compressor inlet design. *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 367-374.
- McArdle, N. J., Stephen, E. W., Steven, A. D., Allen, J. F., & Kevin, S. (2005). *US Patente n° 20050123397A1*. Obtenido de <http://www.google.ch/patents/US20050123397>
- McKain, T. F., & Holbrook, G. J. (1997). *Coordinates for a High Performance 4:1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor*. Indiana: National Aeronautics and Space Administration.
- Medic, G., Sharma, O., Jongwook, J., Hardin, L., McCormick, D., Cousins, W., . . . Van Slooten, P. (2014). *High efficiency centrifugal compressor rotorcraft applications*. Connecticut: National Aeronautics and Space Administration (NASA).

- Robison, D. H., & Beaty, P. J. (1992). Compressor types, classifications, and applications. *Proceedings of the twenty-first Turbomachinery Symposium*, (págs. 183-188).
- Rodgers, C. (1964). Typical performance characteristics of gas turbine radial compressors. *ASME J. Eng. Power*, 161-175.
- Sitaram, N., & Banugade, P. M. (2013). Effect of double row diffusers on performance and flow field of a centrifugal compressor. *International journal of emerging technology and advanced engineering*, 3(3), 9-16.
- Tamaki, H., Nakao, H., & Saito, M. (1999). The experimental study of matching between centrifugal compressor impeller and diffuser. *ASME Journal of Turbomachinery*, 135(3), 113-118.
- Tarr, D. L. (2008). *Scaling of impeller response to impeller-diffuser interactions in centrifugal compressors*. Massachusetts Institute of Technology.
- Woods, W. A. (1993). Turbo-compressors and turbines as conjugate machines and a compressor as a machine with a non-zero lower limit to its isentropic efficiency. *Int. J. Engn.*, 9(4), 305-321.

# X. ANEXOS

Fig. 44: Componentes del difusor de geometría variable

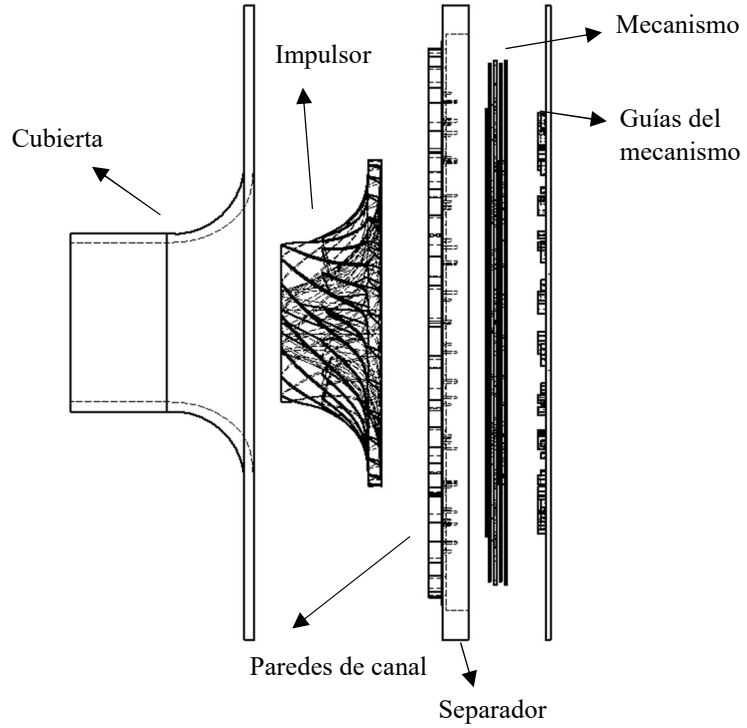


Fig. 45: Ensamble de mecanismos individuales desfasados

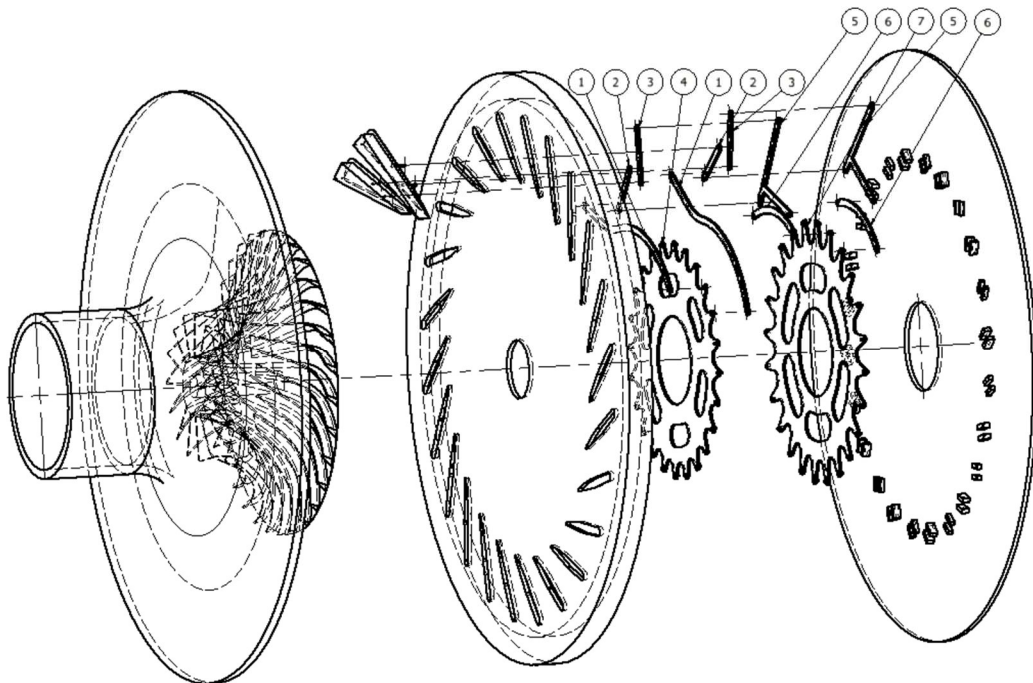
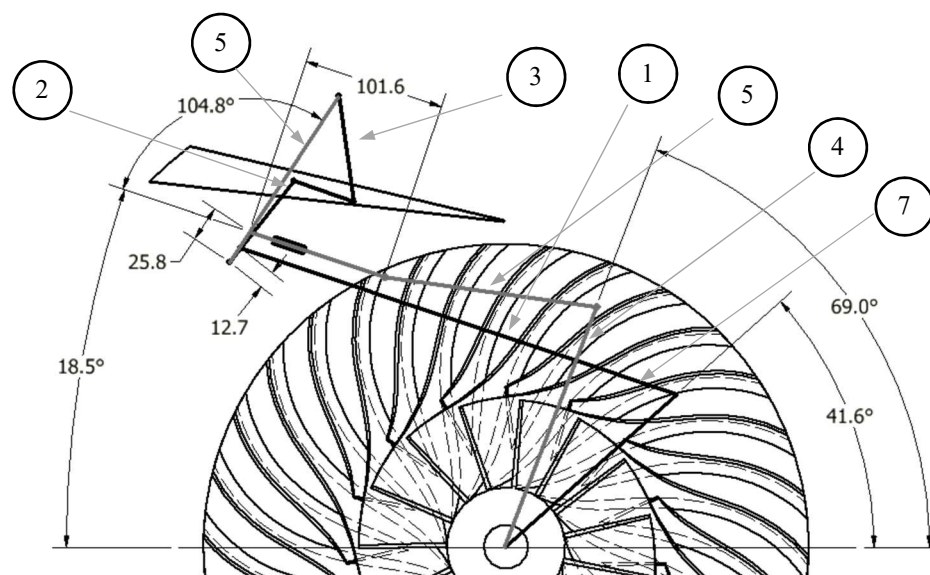


Fig. 46: Descripción del mecanismo simplificado



Dimensiones en mm

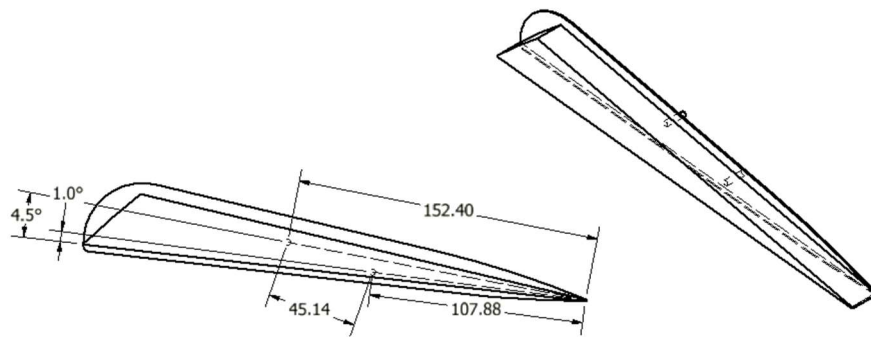
Cuadro 14: Descripción de los componentes del mecanismo

| Identificador | Componente                | Función   | Distancia entre pivotes |
|---------------|---------------------------|---|-------------------------|
| 1             | Acoplador de giro         | Transfiere el movimiento de la manivela de giro (4) para girar la pared del canal   | 327.9 mm                |
| 2             | Balancín de giro inferior | Recibe la entrada de movimiento para hacer girar la pared del canal según sus dos rotopolos   | 73.9 mm                 |
| 3             | Balancín de giro superior | Permite el movimiento complejo de la pared del canal al conectarla con un rotopolo  | 76.2 mm                 |
| 4             | Manivela de giro          | Es la entrada de movimiento al mecanismo para cambiar la posición angular de la pared del canal   | 165.1 mm                |
| 5             | Tierra móvil              | Conecta los balancines inferior y superior, y tiene una extensión para entrar en contacto con la guía de la corredera y posicionar el pivote que le permite mover radialmente todo el mecanismo de giro | 141.8 mm                |
| 6             | Acoplador de traslado     | Transfiere el movimiento de la Manivela de traslado (8) a la Tierra móvil (5)   | 152.4 mm                |

## Continuación Cuadro 14

| Identificador | Componente           | Función  | Distancia entre pivotes |
|---------------|----------------------|--|-------------------------|
| 7             | Manivela de traslado | Es la entrada de movimiento al mecanismo de traslado para mover radialmente el mecanismo de giro | 165.1 mm                |

Fig. 47: Detalle de pared de canal modificado



Dimensiones en mm

Fig. 48: Ensamble del mecanismo completo

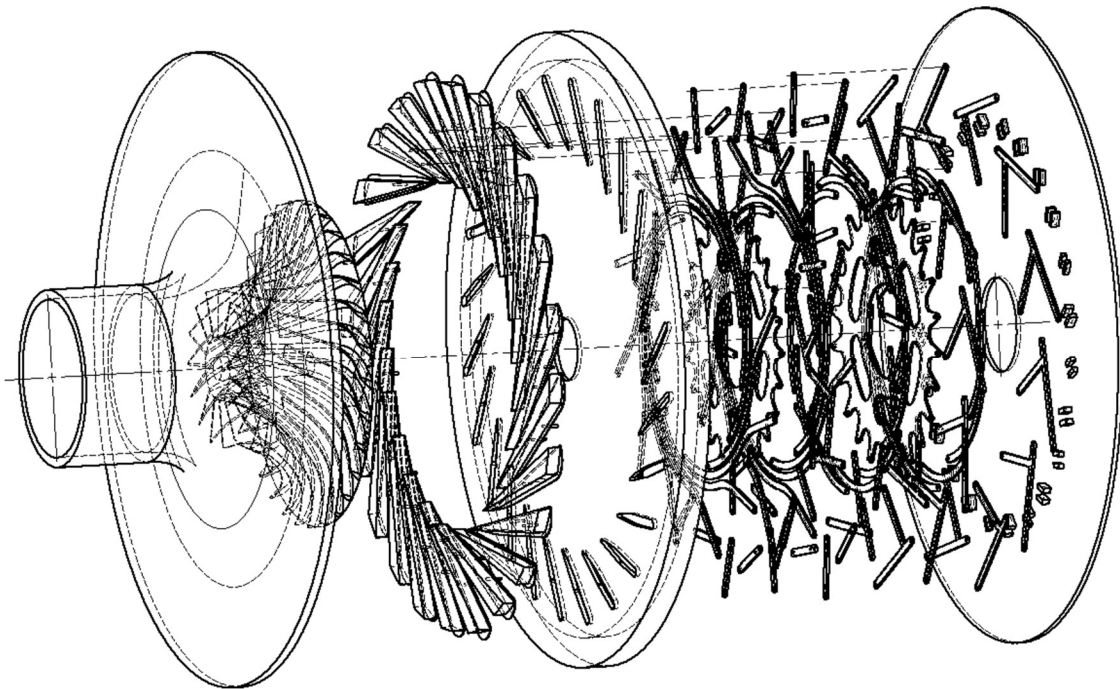
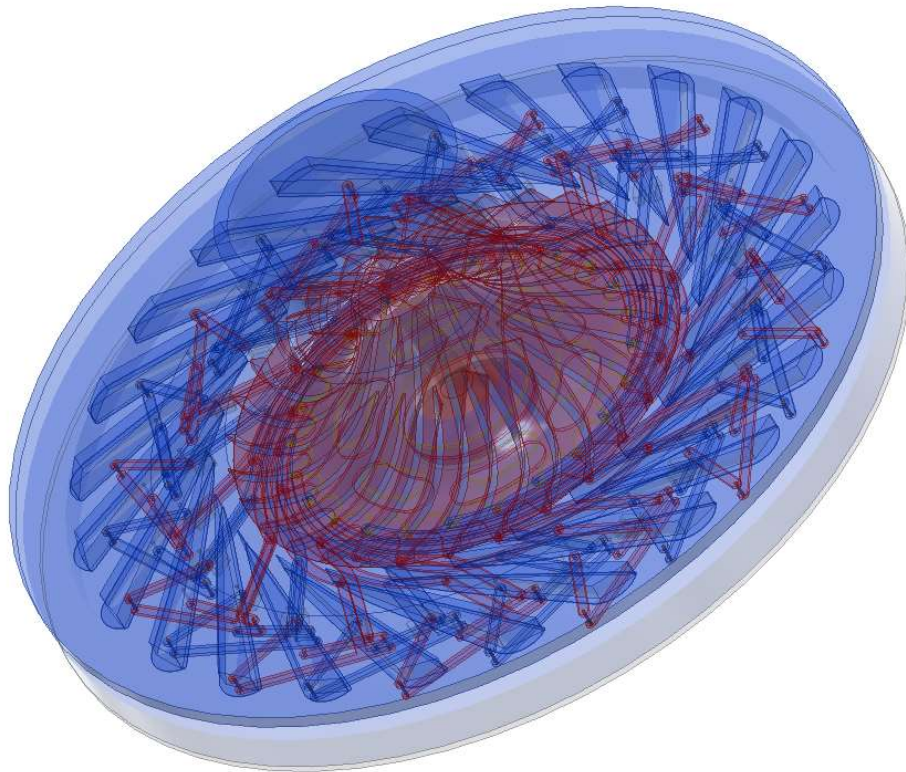
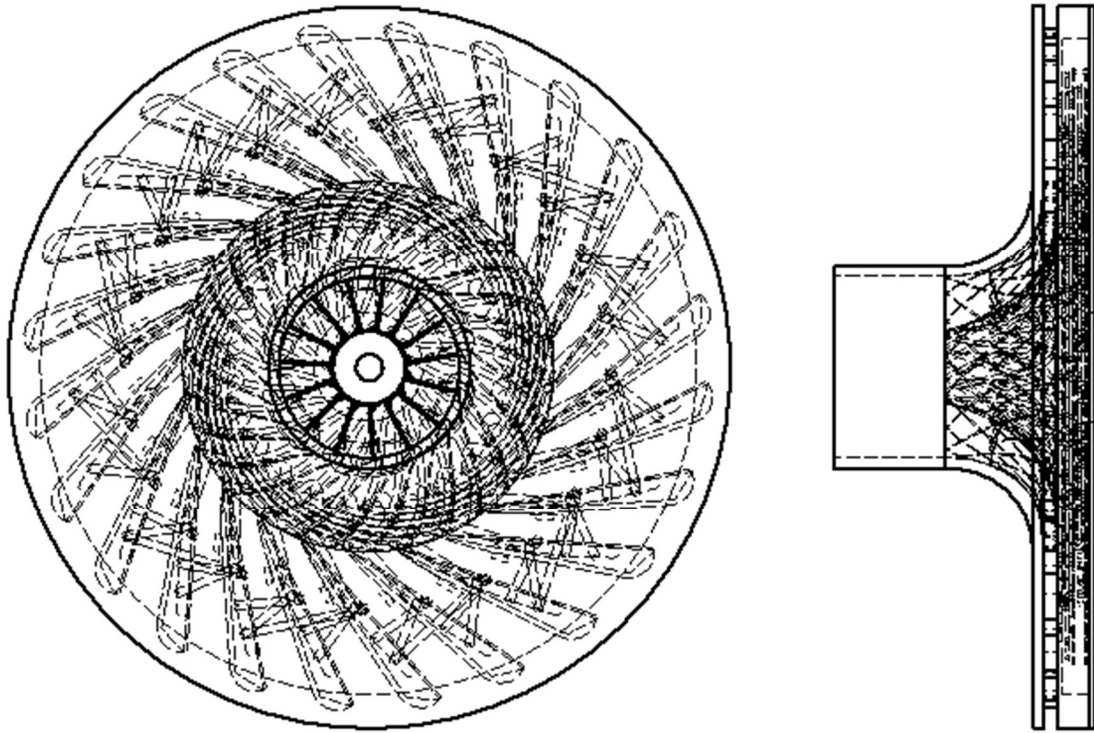


Fig. 49: Compresor centrifugo con geometría variable



## XI. VARIABLES Y CONSTANTES

### A. Principales

Cuadro 15: Variables y constantes principales

| Símbolo          | Descripción   |
|------------------|---|
| $b$              | Ancho de la garganta del difusor [ $mm$ ]                                       |
| $C$              | Calor específico [ $\frac{J}{kg K}$ ]   |
| $c$              | Velocidad promedio del aire [ $m/s$ ]   |
| $D$              | Diámetro [ $m$ ]  |
| $h$              | Entalpía [ $J/kg$ ]   |
| $h$              | Alto del canal del difusor [ $mm$ ]   |
| $I$              | Rotalpía [ $J/kg$ ]   |
| $M$              | Número de Mach [adimensional]   |
| $\dot{m}$        | Flujo másico [ $kg/s$ ]   |
| $n$              | Exponente politrópico basado en la eficiencia total-total [%]                   |
| $P$              | Presión del fluido [ $Pa$ ]   |
| $R$              | Constante de gas ideal - Aire: 287.053 [ $\frac{J}{kg K}$ ]                     |
| $s$              | Entropía [ $\frac{J}{kg K}$ ]   |
| $T$              | Temperatura [ $K$ ]   |
| $T$              | Torque [ $N m$ ]  |
| $U$              | Velocidad del aspa [ $m/s$ ]  |
| $V$              | Volumen [ $m^3$ ]   |
| $\dot{V}$        | Flujo volumétrico [ $m^3/s$ ]   |
| $w$              | Velocidad del aire relativa al aspa [ $m/s$ ]                                   |
| $Z$              | Número de aspas del impulsor  |
| $\alpha$         | Posición de la manivela del mecanismo [grados]                                  |
| $\beta$          | Ángulo del flujo respecto al aspa [grados]                                      |
| $\gamma$         | Proporción de calores específicos - Aire: 1.4 [adimensional]                    |
| $\zeta$          | Coefficiente de presión del difusor [adimensional]                              |
| $\theta$         | Ángulo de divergencia del canal medido desde su bisectriz [grados]              |
| $\lambda$        | Trabajo específico [ $J/kg$ ]   |
| $\lambda_{coef}$ | Trabajo específico adimensional $\lambda_{coef} = \lambda/U_2^2$ [adimensional] |
| $\rho$           | Densidad del aire [ $kg/m^3$ ]  |
| $\sigma$         | Factor de deslizamiento [adimensional]  |
| $\varphi$        | Ángulo entre el vector de velocidad promedio del flujo y el eje radial [grados] |
| $\psi$           | Factor empírico de incremento en potencia teórica (1.034, 1.040) [adimensional] |
| $\omega$         | Velocidad angular [ $rad/s$ ]   |
| $\phi$           | Coefficiente de flujo [adimensional]  |

## B. Subíndices

Cuadro 16: Subíndices de variables y constantes

| Símbolo         | Descripción   |
|-----------------|---|
| 0               | Propiedad de estancamiento  |
| 1               | En la entrada del impulsor  |
| 2               | En la salida del impulsor   |
| 3               | En la entrada del difusor   |
| 4               | En la salida del difusor  |
| <i>t</i>        | En la punta del aspa  |
| <i>h</i>        | En el núcleo del impulsor   |
| <i>i</i>        | En el impulsor  |
| <i>d</i>        | En el difusor   |
| $\theta$        | Componente tangencial al giro   |
| <i>p</i>        | A presión constante   |
| <i>pl</i>       | Politrópica   |
| <i>pico</i>     | En el punto de mayor eficiencia   |
| <i>a</i>        | Actual, real, de un proceso no isentrópico                              |
| <i>v</i>        | A volumen constante   |
| <i>c</i>        | De la etapa de compresión   |
| <i>s</i>        | Isentrópico   |
| <i>sl</i>       | De deslizamiento  |
| <i>giro</i>     | De la manivela que hace girar las paredes del canal                     |
| <i>traslado</i> | De la manivela que hace a las paredes del canal trasladarse radialmente |

## C. Superíndices

Cuadro 17: Superíndices de variables y constantes

| Símbolo | Descripción                   |
|---------|-------------------------------|
| '       | Geométrico, sin deslizamiento |
| *       | Crítico, de estrangulamiento  |