

Proyecto Fin de Carrera

# **DISEÑO DE COMPRESOR PARA CICLO DE CO<sub>2</sub> SUPERCRÍTICO Y ANÁLISIS DE OPERACIÓN EN CONDICIONES NO NOMINALES**

Autor: Nicolás del Pozo Ávila

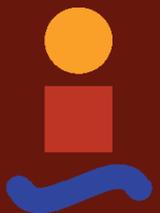
Tutor: Prof. Dr. D. David Sánchez Martínez

**Dpto. Ingeniería energética.  
Grupo de máquinas y motores térmicos.**

**Escuela Técnica Superior de Ingeniería**

**Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2019



**GMTS** | GRUPO DE MAQUINAS Y MOTORES  
TÉRMICOS DE SEVILLA



Proyecto Fin de Grado  
Ingeniería de la Energía

# **DISEÑO DE COMPRESOR PARA CICLO DE CO<sub>2</sub> SUPERCRÍTICO Y ANÁLISIS DE OPERACIÓN EN CONDICIONES NO NOMINALES**

Autor:

Nicolás del Pozo Ávila

Tutor:

Prof. Dr. D. David Sánchez Martínez

Dpto. Ingeniería energética.

Grupo de máquinas y motores térmicos.  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019



Proyecto Fin de Carrera: DISEÑO DE COMPRESOR PARA CICLO DE CO2 SUPERCRÍTICO Y  
ANÁLISIS DE OPERACIÓN EN CONDICIONES NO NOMINALES

Autor: Nicolás del Pozo Ávila  
Tutor: David Sánchez Martínez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal



*A ti.*  
*A mí.*



# Agradecimientos

---

Para todo aquel que no encuentra su lugar en el mundo.  
Para mis amigos.  
Para mi novia.  
Para mi hermano.  
Para todo aquel que ha compartido parte de su vida conmigo.

*Nicolás del Pozo Ávila*  
*Sevilla, 2019*



# Resumen

---

Es bien conocido que el diseño de turbomáquinas es un proceso complejo, aún más incluso cuando este diseño viene referido a ciclos todavía en desarrollo, de los cuales no se poseen suficientes datos de funcionamiento, como puede ser en este caso cuando se opta por CO<sub>2</sub> supercrítico como fluido de trabajo.

Aunque el proyecto está orientado a obtener los distintos parámetros de funcionamiento que tendrán los turbocompresores centrífugos diseñados para cada ciclo en cuestión, durante la primera parte del proyecto se dotará al lector de las principales características, ventajas e inconvenientes de los ciclos de potencia de dióxido de carbono supercrítico.

El trabajo está basado en la utilización del código de diseño y optimización de turbomáquinas haciendo uso del software AxSTREAM © para la obtención de los diseños respectivos de los distintos compresores centrífugos requeridos por los ciclos de potencia considerados como referencia.

Además, una vez adoptada esta metodología y seleccionadas las soluciones más convenientes para cada ciclo, se obtendrán los parámetros de funcionamiento en condiciones fuera del punto de diseño en un amplio rango de condiciones operativas. Los datos obtenidos serán usados para generar mapas de funcionamiento respectivos a los compresores de cada ciclo y de esta manera poder apreciar el comportamiento del compresor ante variaciones tanto en las propiedades de entrada o de salida, así como parámetros de funcionamiento característicos.

Por último, es interesante destacar que la información obtenida será empleada parcialmente en la investigación que Francesco Crespi está desarrollando en el marco de su tesis doctoral, dentro del Grupo de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad de Sevilla. Dicha tesis se centra en el estudio del potencial técnico y económico de los ciclos de potencia basados en CO<sub>2</sub> supercrítico aplicados en instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de Energía Solar de Concentración.

# Abstract

---

The design of turbomachinery is a complex process, even more when this design refers to cycles that are still in development and which do not have enough operating data, like when supercritical CO<sub>2</sub> is used as the working fluid.

Although the project is oriented to obtain the different operating parameters that the centrifugal compressors designed for each cycle in question will have, during the first part of the project the reader will be provided with the main characteristics, advantages and disadvantages of power cycles working with supercritical carbon dioxide.

The work is based on the use of the turbomachine design and optimization code using AxSTREAM © software to obtain the respective designs of the different centrifugal compressors required by the power cycles considered as reference.

In addition, once this methodology has been adopted and the most convenient solutions have been selected for each cycle, the operating parameters will be obtained under off-design conditions over a wide range. The data obtained will be used to generate the performance maps of the compressors of each cycle and in this way be able to appreciate the behavior of the compressors with variations in the input or output properties, as well as others operating parameters.

Finally, it is interesting to note that the information obtained will be partially used in the research that Francesco Crespi is developing in his doctoral thesis, within the Group of Thermal Machines and Motors of the University of Seville. This thesis focuses on the study of the technical and economic potential of supercritical CO<sub>2</sub> based power cycles applied in electrical energy production facilities from Concentration Solar Energy.

# Índice

---

<b>Agradecimientos</b> .....	<b>IX</b>
<b>Resumen</b> .....	<b>XI</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>XII</b>
<b>Índice</b> .....	<b>XIII</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	<b>XV</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b> .....	<b>XVIII</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>1</b>
1.1. Aspectos Generales .....	1
1.2. CO <sub>2</sub> supercrítico como fluido de trabajo .....	2
1.3. Aplicaciones.....	5
1.3.1. Uso en energía solar de concentración.....	6
1.3.2. Uso en energía nuclear.....	8
1.3.3. Uso en energía geotérmica .....	9
1.4. Desarrollo internacional y estudios experimentales.....	9
1.5. Inconvenientes y problemas asociados .....	14
<b>2. AxSTREAM</b> .....	<b>18</b>
2.1. Características del Software.....	18
2.2. Proceso de diseño .....	19
2.3. Diseño preliminar .....	22
2.3.1. Configuración del diseño preliminar y generador de soluciones.....	23
2.3.2. Explorador del espacio de diseño .....	28
2.3.3. Validación.....	30
2.3.4. Herramienta AxMAP. Análisis Off-Design .....	31
<b>3. COMPRESOR CENTRÍFUGO</b> .....	<b>33</b>
3.1. Historia y características generales.....	33
3.2. Ecuación de Euler. Fundamentos .....	35
3.3. Ecuaciones de conservación.....	36
3.4. Triángulos de velocidades. ....	37
3.3.1. Triángulos de velocidades a la entrada.....	37
3.3.2 Triángulos de velocidades a la salida .....	39
3.4. El difusor.....	42
3.4.1 Difusor sin álabes .....	42

3.4.2. Difusor con álabes .....	43
3.5 El colector o voluta .....	44
3.6. Diferencias con compresor axial y uso en ciclos de sCO <sub>2</sub> .....	45
3.7 Particularidades de compresores aplicados a sCO <sub>2</sub> .....	46
<b>4. DISEÑO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO .....</b>	<b>49</b>
4.1. Estimación del tipo de compresor y prediseño.....	49
4.2. Ciclo Allam .....	52
4.2.1. Compresores ciclo Allam 8.5 MW .....	53
4.2.2. Compresores ciclo Allam 50MW .....	57
4.3. Ciclo Transcritical .....	68
4.4. Ciclo Partial Cooling.....	70
4.4.1. Compresores del ciclo Partial Cooling 50MW .....	71
<b>5. ANÁLISIS EN CONDICIONES OFF-DESIGN .....</b>	<b>80</b>
5.1. Ciclo Allam Off-Design.....	82
5.2. Ciclo Partial Cooling Off-Design.....	85
5.3. Curvas Características .....	87
<b>6. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS.....</b>	<b>92</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>94</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>96</b>
ANEXO I .....	96
ANEXO II .....	124

# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Eficiencia térmica en función de la temperatura de entrada a la turbina. (YOONHAN AHN 2015).....	2
Figura 2 - Principios del sistema de conversión de energía con sCO <sub>2</sub> .....	3
Figura 3 - Factor compresibilidad (Z) cercano al punto crítico (30.98°C, 7.38 MPa). (YOONHAN AHN 2015).....	4
Figura 4 - Relación entre la variación del factor de compresibilidad y la densidad con respecto a las condiciones de entrada en los procesos de compresión para agua, aire y sCO <sub>2</sub> . (Brenes 2014).....	5
Figura 5 - Aplicaciones potenciales del sCO <sub>2</sub> .....	6
Figura 6 - Diagrama T-S de un ciclo Brayton supercrítico. (Brenes 2014).....	6
Figura 7 – Compresor de CO <sub>2</sub> supercrítico. Diseñado y fabricado por Barber Nichols Inc. para SANDIA.....	7
Figura 8- Estructura Reactor SSTAR.....	9
Figura 9 - Disposición del ensayo de presurización de sCO <sub>2</sub> con baja relación de compresión. (YOONHAN AHN 2015).....	10
Figura 10 - Diseño del ensayo por el KAIST.....	11
Figura 11 - Ciclo experimental en el Instituto de Investigación de Běchovice.....	11
Figura 12 - Rodete del compresor de sCO <sub>2</sub> del Instituto Tecnológico de Tokyo.....	12
Figura 13 - Geometría y malla del compresor diseñado por SANDIA.....	13
Figura 14 - Diagrama del circuito de prueba de compresión de sCO <sub>2</sub> de Sandia.....	13
Figura 15 - Esquema de un geo-termosifón basado en el ciclo sCO <sub>2</sub> .....	14
Figura 16 - Turbina de vapor vs turbina de CO <sub>2</sub> . 300MWe.....	15
Figura 17 - Turbina de sCO <sub>2</sub> vs Turbina de Vapor. 10MWe.....	16
Figura 18 - Proceso de diseño en AxSTREAM.....	19
Figura 19 - Cuadro para configurar la unidades de preferencia.....	20
Figura 20 - Barra de herramientas en AxSTREAM.....	20
Figura 21 - Ventana que ilustra las máquinas disponibles en AxSTREAM.....	21
Figura 22 - Diseños disponibles de compresores centrífugos en AxSTREAM.....	22
Figura 23 - Botón de diseño preliminar localizado en la barra de herramientas.....	22
Figura 24 - Ventana de diseño preliminar.....	23
Figura 25 - Barra indicativa del módulo y el criterio de diseño.....	24
Figura 26 - Parámetros a establecer para el inicio del diseño preliminar.....	25
Figura 27 - Ventana general del proceso de diseño preliminar.....	26
Figura 28 - Espacio de diseño en 3 dimensiones.....	26
Figura 29 - Boceto preliminar del compresor centrífugo (con Voluta).....	28
Figura 30 - Ventana del explorador del espacio de diseño.....	29
Figura 31 - Ventana de validación de soluciones.....	30
Figura 32 - Explorador del espacio de diseño y registro de cálculo del software.....	31
Figura 33 - Rodete cerrado y abierto respectivamente.....	34
Figura 34 - Partes representativas del compresor centrífugo.....	35
Figura 35 - Diagrama h-s de turbocompresor centrífugo.....	36
Figura 36 - Triángulo de velocidades a la entrada.....	37
Figura 37 - Posibles ángulos a la entrada del rodete.....	38
Figura 38 - Triángulos de velocidades a la entrada y en el tambor respectivamente.....	38

Figura 39 - Triángulo de velocidades a la salida del rodete .....	39
Figura 40 - Variaciones de $W$ , $\Delta h_R$ , $\Delta h_E$ y $R$ respecto a $\beta_2$ .....	40
Figura 41 - Triángulo de velocidades a la salida para $\beta_2 > 0$ .....	40
Figura 42 - Triángulo de velocidades a la salida para $\beta_2 = 0$ .....	41
Figura 43 - Triángulo de velocidades a la salida para $\beta_2 < 0$ .....	41
Figura 44 - Variación del coeficiente de carga en función del coeficiente de flujo para varias geometrías de salida del rodete.....	42
Figura 45 - Trayectoria de flujo del difusor sin álabes .....	43
Figura 46 - Esquema representativo de difusor con álabes .....	44
Figura 47 - Distintos tipos de difusores con álabes.....	44
Figura 48 - Esquema del colector o voluta de un turbocompresor centrífugo.....	45
Figura 49 - Descripción esquemática de compresor radial. Figura 50 - Diferencia entre curvas. ....	46
Figura 51 - Diagrama h-s representando los rangos de operación para compresores en ciclos de $sCO_2$ . (Allison et al., 2016)] .....	47
Figura 52 - Definición del AMC (aceleración del margen de condensación). (Karl Wygant 2018) .....	48
Figura 53 - Gráfica Velocidad Específica vs Diámetro. (Balje, 1981).....	49
Figura 54 – Configuración Ciclo Allam.....	52
Figura 55 - Geometría y Diagrama h-s C1- Allam 8.5MW .....	54
Figura 56 - Triángulos de velocidades C1-Allam 8.5MW.....	54
Figura 57 - Diseño 3D C1-Allam.....	54
Figura 58 - Geometría y diagrama h-s C2-Allam 8.5MW .....	55
Figura 59 - Triángulos de velocidades C2-Allam 8.5MW.....	55
Figura 60 - Diseño 3D C2-Allam 8.5MW .....	55
Figura 61 - Geometría y triángulo de velocidades C3-Allam 8.5MW .....	56
Figura 62 - Diagrama h-s C3 Allam .....	56
Figura 63 - Diseño 3D C3-Allam 8.5MW .....	56
Figura 64 - Geometría y Vista 3D del rodete. Allam-C1 50MW. ....	59
Figura 65 - Triángulos de velocidades Allam-C1 50MW.....	59
Figura 66. Diagrama h-s Allam-C1 50MW. ....	59
Figura 67 - Diseño 3D Allam-C1 50MW .....	60
Figura 68 - Geometría y vista 3D del rodete Allam-C2 50MW .....	61
Figura 69 - Triángulos de velocidades Allam-C2 50MW.....	61
Figura 70- Diagrama h-s Allam-C2 50MW .....	61
Figura 71 - Diseño 3D Allam-C2 50MW .....	62
Figura 72 - Geometría y vista 3D del rodete Allam-C3 50MW .....	63
Figura 73 - Triángulos de velocidades Allam-C3 50MW.....	63
Figura 74 - Diagrama h-s Allam-C3 50MW .....	63
Figura 75 - Diseño 3D Allam-C3 50MW .....	64
Figura 76 - Geometría y vista 3D del rodete Allam-C3(como Bomba) 50MW .....	65
Figura 77 - Triángulos de velocidades Allam-C3(como Bomba).....	66
Figura 78 - Diagrama de evolución de entalpía en la Bomba .....	66
Figura 79 - Diseño 3D Allam-C3(como Bomba) 50 MW .....	66
Figura 80 - Disposición Ciclo Transcritical .....	68
Figura 81 - Disposición Ciclo Partial Cooling .....	70
Figura 82. Geometría y vista 3D Partial Cooling-C1 50MW .....	72

Figura 83 - Triángulos de velocidades Partial Cooling-C1 50MW .....	72
Figura 84 - Diagrama h-s Partial Cooling-C1 50MW .....	73
Figura 85 – Diseño 3D Partial Cooling-C1 50MW .....	73
Figura 86 - Geometría y Vista 3D del rodete Partial Cooling-C2 .....	74
Figura 87 - Triángulos de velocidades Partial Cooling-C2 .....	74
Figura 88 - Diagrama h-s Partial Cooling-C2.....	75
Figura 89 - Diseño 3D Partial Cooling-C2.....	75
Figura 90 - Geometría y vista 3D del rodete Partial Cooling-C3.....	76
Figura 91 - Triángulos de velocidades Partial Cooling-C3 .....	76
Figura 92 - Diagrama h-s Partial Cooling-C3.....	77
Figura 93 - Diseño 3D Partial Cooling-C3.....	77
Figura 94 - Proceso para realización del análisis off-design.....	82
Figura 95 - Allam C2 Off-Design - Ginvspout (304.67K) .....	83
Figura 96 - Allam C2 Off-Design - Ginvsefficiency (304.67K) .....	83
Figura 97 - Allam C3 (BOMBA) Off-Design - Ginvspout (304.67K).....	84
Figura 98 - Allam C3 (BOMBA) Off-Design - Ginvsefficiency (304.67K) .....	84
Figura 99 - Partial Cooling C1 Off-Design - Ginvspout (308K) .....	85
Figura 100 - Partial Cooling C1 Off-Design - Ginvsefficiency (308K).....	86
Figura 101 - Partial Cooling C2 Off-Design - Ginvspout (298K) .....	86
Figura 102 - Partial Cooling C2 Off-Design - Ginvsefficiency (298K).....	87
Figura 103 -Curva característica de compresor centrífugo.....	88
Figura 104 - Partial Cooling C1 Off-Design. Curva Característica de relación de compresión. ....	89
Figura 105 - Partial Cooling C1 Off-Design. Curva Característica de rendimiento. ....	90
Figura 106 - Partial Cooling C2 Off-Design. Curva Característica de relación de compresión. ....	90
Figura 107 - Partial Cooling C2 Off-Design. Curva Característica de rendimiento. ....	91
Figura 108 - Partial Cooling C3 Off-Design. Curva Característica de relación de compresión. ....	91
Figura 109 - Partial Cooling C3 Off-Design. Curva Característica de rendimiento. ....	91

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 1 - Comparativa de Compresores Radiales y Axiales	46
Tabla 2 - Proceso de estimación-prediseño de compresor centrífugo	50
Tabla 3 - Ciclo Allam 8.5MW	53
Tabla 4 - Ciclo Allam 50MW	57
Tabla 5 - Parámetros de compresores diseñados con AxStream del ciclo Allam 50 MW	58
Tabla 6 - Propiedades necesarias para obtener Allam C3 como bomba, fluido incompresible.	65
Tabla 7 - Parámetros Allam C3 diseñado como bomba	67
Tabla 8 - Partial Cooling 50MW	71
Tabla 9 - Parámetros compresores Partial Cooling	79
Tabla 10 - Tabla obtenida con REFPROP. Partial Cooling C2	81
Tabla 11 - Rangos Allam Off-Design	82
Tabla 12 - Rangos Partial Cooling Off-Design	85

# 1. INTRODUCCIÓN

---

## 1.1. Aspectos Generales

Puesto que el objetivo del trabajo es estudiar el diseño de compresores para ciclos de CO<sub>2</sub> supercrítico, se considera necesaria una primera introducción de conceptos, además de un análisis de la aplicación del sCO<sub>2</sub> para la producción de potencia junto con las ventajas que esto conlleva respecto a los métodos tradicionales de producción.

Los ciclos de potencia basados en sCO<sub>2</sub> no son considerados como “nuevos”, ya que su investigación data prácticamente del 1960. Sin embargo, limitaciones tanto técnicas como físicas y computacionales han sido las principales barreras de desarrollo hasta la entrada del nuevo milenio. Desde entonces numerosos estudios han investigado y conceptualizado varios ciclos de sCO<sub>2</sub> para producción de potencia principalmente para aplicaciones nucleares, de energía solar de concentración, geotérmica y de recuperación de calor a partir de energía térmica residual.

Es sabido que muchos de los esfuerzos recientes en la investigación y desarrollo de los sistemas de producción de potencia se han centrado en reducir las emisiones de CO<sub>2</sub> debido a su efecto medioambiental negativo. Por ello, se considera necesario en esta primera introducción hacer un inciso del por qué si lo que se busca es reducir las emisiones de CO<sub>2</sub>, se propone su uso para generación de energía.

Esto es debido a que en los ciclos propuestos el CO<sub>2</sub> siempre estaría recirculando sin ser posible su regreso a la atmósfera, lo que también se conoce abiertamente como ciclos cerrados. Es aquí donde también radica uno de los principales atractivos de este ciclo en el futuro, cuando las tecnologías de captura y almacenamiento de CO<sub>2</sub> se hayan desarrollado suficientemente como para eliminarlo de la atmósfera y ser posible su uso directo en la generación de potencia, de manera que a la vez de reducir las emisiones y reducir la proporción de este componente dañino para la atmósfera, podríamos usarlo de manera productiva.

Se está realizando una importante investigación que conlleva al desarrollo diferentes ciclos y turbomáquinas específicamente diseñadas para el dióxido de carbono supercrítico. Esta investigación está financiada tanto por entidades privadas como con fondos públicos con la única intención de comercializar las tecnologías desarrolladas. Las aplicaciones van desde recuperación de calor residual, energía solar de concentración, hasta turbinas de gas avanzadas para la generación de energía. Aunque este documento se centra principalmente en el diseño específico del compresor los desafíos no solo se encuentran en el diseño de las turbomáquinas, sino también en otras áreas como el control, la combustión y los intercambiadores de calor.

Desde el Grupo de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad de Sevilla el objetivo de estudio principal con respecto a esta tecnología ha ido ligado a la energía solar térmica de concentración (CSP), en parte por el interés que esta abarca en la región de Andalucía donde la irradiación directa disponible al año es superior a 2000 kWh/m<sup>2</sup>.

La principal mejora a desarrollar se basa en un aumento del rendimiento de la planta mediante el desarrollo de sistemas, componentes y ciclos termodinámicos basados en el CO<sub>2</sub> supercrítico como fluido de trabajo, sustituyendo al vapor usado convencionalmente. Este aumento del

rendimiento sería posible debido a la posibilidad de trabajar en el entorno del punto crítico de este gas y a las ventajas que tienen la compresión de un fluido supercrítico en términos de reducción de trabajo. La combinación de estos factores indica que se podría usar en para generar energía de manera más eficiente que los sistemas de vapor tradicionales.

## 1.2. CO<sub>2</sub> supercrítico como fluido de trabajo

Antes de llevar a cabo el proceso de diseño, en esta introducción se establecerán los principales puntos a tener en cuenta, conforme a las características y beneficios, del uso del sCO<sub>2</sub> en un ciclo de potencia. En principio, a presión atmosférica y temperatura ambiente, el CO<sub>2</sub> es considerado un gas, pero una vez comprimido por encima de los 73 bar, se obtiene un líquido si la temperatura es inferior a unos 31°C. Si se mantienen esos 73 bar de presión y a su vez subimos la temperatura por encima de 31°C, aunque no demasiado alejada de este valor, el dióxido de carbono se transforma en una sustancia supercrítica cuyo comportamiento en términos de densidad y otras propiedades físicas es intermedio entre el líquido y el gas. Este aumento de la densidad hace que las turbomáquinas que trabajen con sCO<sub>2</sub> puedan tener un tamaño más reducido que las empleadas con otros vapores como las turbinas de vapor convencionales

Cabe destacar la Figura 1 que muestra los diferentes rendimientos térmicos de varios de sistemas de producción de potencia y fuentes de calor en general, en función de la TIT (Temperatura de entrada a la turbina). Las fuentes de calor representativas son la energía geotérmica, solar térmica, nuclear, carbón, recuperación de residuos y gas natural licuado (LNG). Por otra parte, los sistemas de conversión de potencia que se muestran en la Figura son el ciclo orgánico de Rankine (ORC), el ciclo de Rankine de la turbina de vapor, el ciclo Brayton de la turbina de gas, el ciclo combinado de gas y vapor, y los ciclos directos e indirectos de sCO<sub>2</sub>.

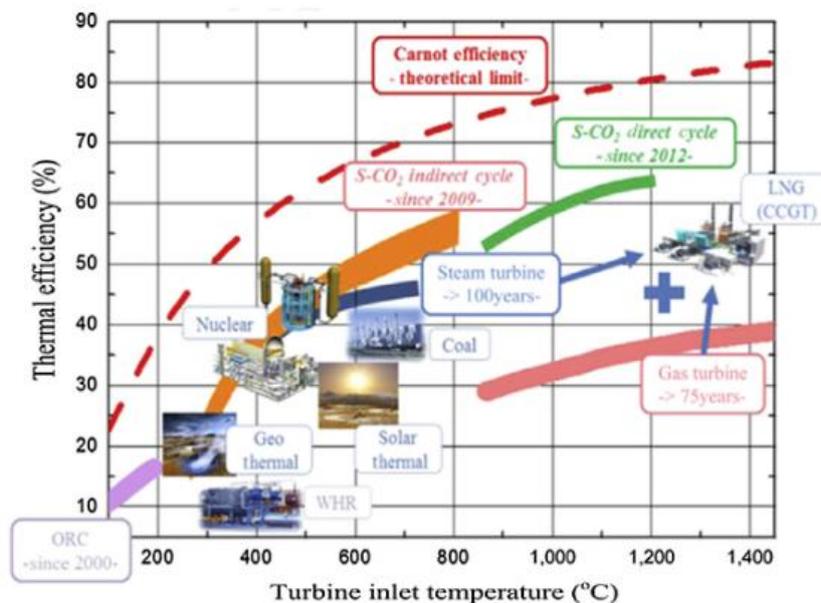


Figura 1 - Eficiencia térmica en función de la temperatura de entrada a la turbina. (YOONHAN AHN 2015)

Como se muestra esquemáticamente en la Figura 2, el ciclo Brayton de sCO<sub>2</sub> es el sistema de conversión de potencia que combina las ventajas tanto del ciclo Brayton como de Rankine, al

ser el fluido comprimido en la región en la que el fluido es incompresible junto con el hecho de la mayor temperatura de entrada a la turbina puede ser utilizada con menos problemas relativos al material respecto al Ciclo de Vapor.

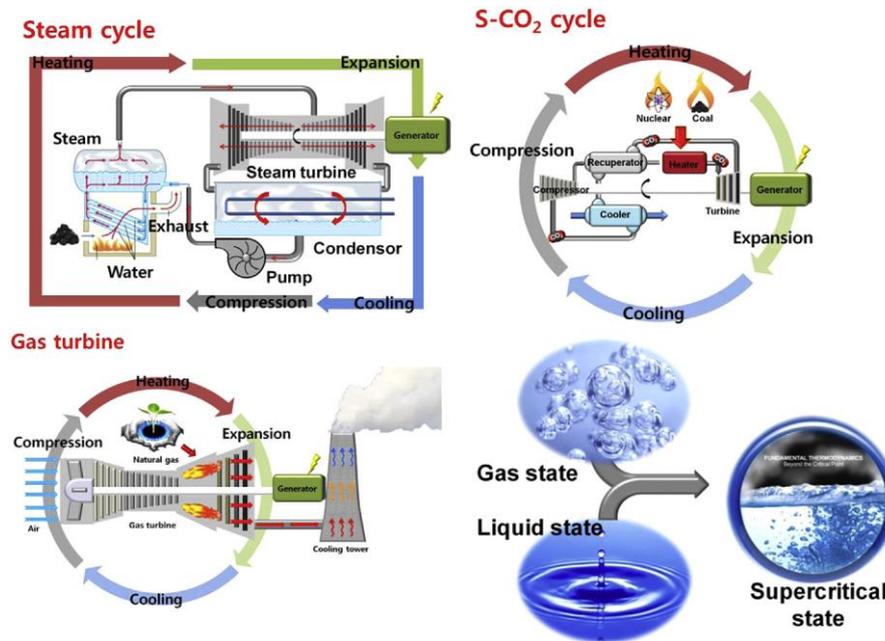


Figura 2 - Principios del sistema de conversión de energía con sCO<sub>2</sub>

El punto crítico de una sustancia es definido por la presión crítica y la temperatura crítica. En el caso del sCO<sub>2</sub> el punto crítico se corresponde a 30,98°C y 7,38 MPa; cabe mencionar que el fluido se hace más incompresible a medida que se acerca al punto crítico desde la región de vapor sobrecalentado.

De manera más sencilla, es posible describir cuantitativamente cuánto se asemeja el comportamiento del fluido al de un gas ideal. Para ello hacemos uso del factor de compresibilidad,  $Z$ , el cual es definido como el cociente entre el volumen específico del fluido en unas condiciones de presión y temperatura determinadas y el volumen específico que el fluido tendría a la misma presión y temperatura si tuviera comportamiento de gas ideal. El fluido se comporta más cercano al gas ideal cuando este factor de compresibilidad se aproxima a la unidad y para ser considerado un fluido incompresible debe de ser cero. Como se muestra en la Fig 3, para el CO<sub>2</sub> cercano a su punto crítico, el factor de compresibilidad disminuye de 0.5 a 0.2, por lo que el trabajo de compresión puede ser significativamente reducido.

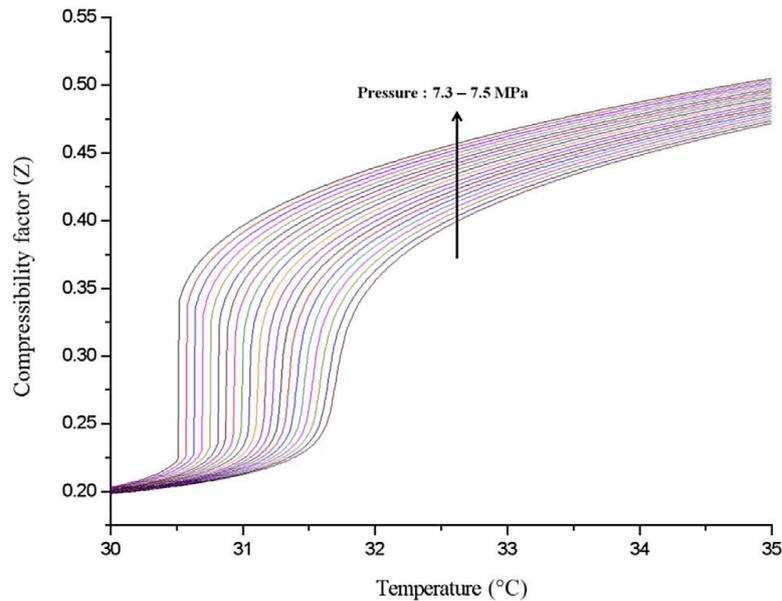


Figura 3 - Factor compresibilidad (Z) cercano al punto crítico (30.98<sup>a</sup>C, 7.38 MPa). (YOONHAN AHN 2015)

Por exponer un ejemplo, el aire atmosférico que pasa por el compresor de una turbina de gas con una relación de compresión de 18:1 y un 85% de rendimiento politrópico apenas sufre cambios con respecto a su compresibilidad, ya que se comporta en toda la máquina como fluido compresible con  $Z=1$ . Por lo que podemos decir que el fluido de trabajo se adapta bien al comportamiento de gas ideal a lo largo de todo el compresor. En cambio, la bomba que alimenta la caldera de una planta de vapor a 200 bar, suponiendo que el aumento de la temperatura del agua es insignificante, hace variar el factor de compresibilidad del fluido que la atraviesa de  $0.145$  a  $7.3 \cdot 10^{-4}$  debido al efecto de la presión sobre la corriente de agua saturada que sale del condensador, Figura 4. Conforme al ciclo de sCO<sub>2</sub>, ni la densidad ni el factor de compresibilidad permanecen constantes cuando se comprime el gas en un ciclo como los mencionados anteriormente; por ello, las aproximaciones tanto de líquido (línea vertical en  $\rho / \rho_0 = 1$  en la figura) como de gas ideal (línea horizontal en  $Z=1$ ) son incorrectas.

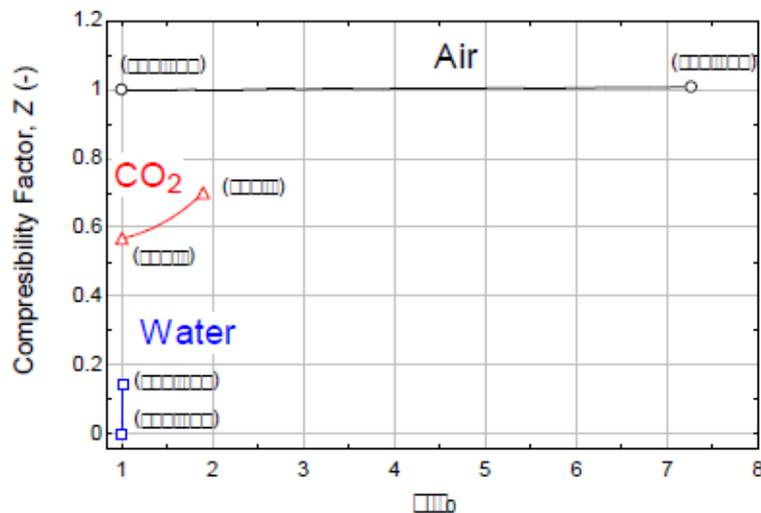


Figura 4 - Relación entre la variación del factor de compresibilidad y la densidad con respecto a las condiciones de entrada en los procesos de compresión para agua, aire y sCO<sub>2</sub>. (Brenes 2014)

Al operar el sistema en condiciones supercríticas, la presión mínima (~7400kPa) es mayor que la de cualquier ciclo Rankine de Vapor (del valor pocos kPa) o ciclo Brayton de Gas (~100kPa), y por lo tanto el fluido tiene una densidad elevada en todo el sistema. Al disminuir el caudal volumétrico a medida que la densidad del fluido es mayor, para gasto másico constante, la turbomáquina resultante es 10 veces más pequeña en comparación con la usada en un ciclo de vapor Rankine.

Sin embargo, la relación de compresión del ciclo Brayton de sCO<sub>2</sub> es mucho menor en comparación con el ciclo Rankine de vapor y la temperatura de salida de la turbina es relativamente alta. Por lo tanto, existe una gran cantidad de energía térmica en el escape de la turbina que puede recuperarse para aumentar la eficiencia térmica del ciclo. En otras palabras, el proceso de recuperación de calor en el ciclo Brayton de sCO<sub>2</sub> es de vital importancia e influye en gran medida en la eficiencia térmica final.

Debe comentarse finalmente que la configuración mejor considerada para el sCO<sub>2</sub> actualmente es la correspondiente al ciclo de recompresión, el cual fue sugerido por Feher y Angelino, y más tarde actualizado por Dostal para su aplicación a la próxima generación de reactores nucleares. Sin embargo, de acuerdo con estudios recientes, varias configuraciones del ciclo de sCO<sub>2</sub> pueden ser utilizadas dependiendo de la aplicación a la cual venga orientada. Esto, es en parte debido a que el ciclo de sCO<sub>2</sub> es similar al ciclo de Rankine de vapor en términos de configuración, pero sin embargo es más similar a las turbinas de gas en términos de componentes principales desde un punto de vista de diseño.

### 1.3. Aplicaciones

Como se mencionó anteriormente, existen muchas ventajas potenciales para el uso del sCO<sub>2</sub> en ciclos de potencia, a las que se añade que se puede aplicar a varias fuentes de calor. Por ejemplo, dado que el ciclo de sCO<sub>2</sub> se puede considerar como una alternativa al ciclo de vapor, se puede aplicar a la energía nuclear en reactores de agua a presión (reactores modulares, tanto pequeños como grandes) hasta reactores nucleares de la generación IV y reactores de fusión. Además de las aplicaciones de energía nuclear, se puede utilizar el sCO<sub>2</sub> en plantas de

combustibles fósiles y como ciclo de cola para las plantas de ciclo combinado de turbina de gas. Destacar también que está teniendo aplicaciones en varias fuentes de energías renovables, como pilas de combustible de alta temperatura, energía geotérmica y energía solar de concentración. A ésta última se le dará especial importancia en este proyecto, debido a que los compresores diseñados en diferentes ciclos irán aplicados a esta tecnología en cuestión.

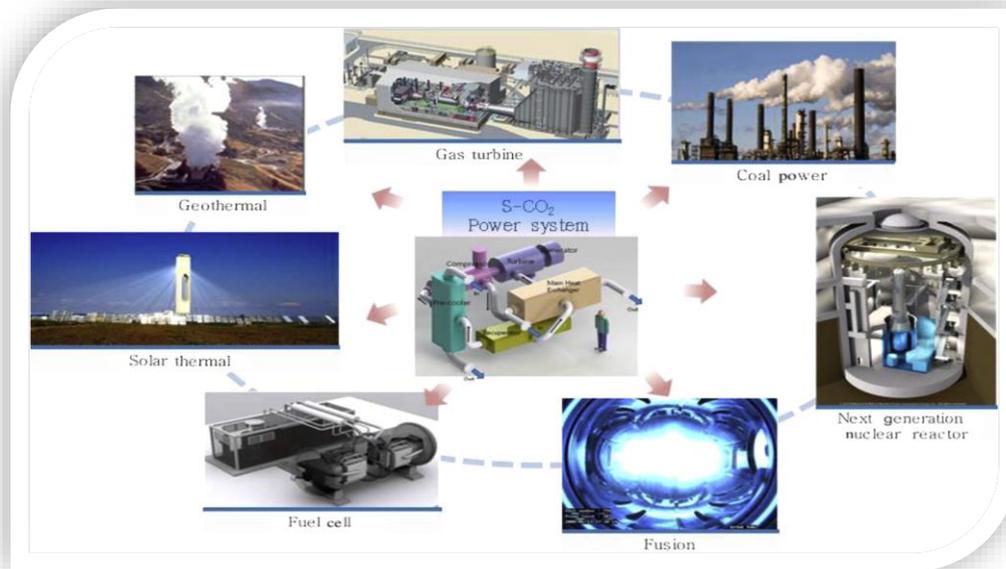


Figura 5 - Aplicaciones potenciales del  $s\text{CO}_2$

### 1.3.1. Uso en energía solar de concentración

Respecto al uso del  $s\text{CO}_2$  en un ciclo Brayton, sea bien supercrítico o transcrito, enfocado al uso en energía solar de concentración siempre suele ir de la mano con el uso de configuraciones cerradas o calentadas externamente como se muestra en la Figura 6. Por lo tanto, es necesario un sistema de enfriamiento, lo cual no es algo deseable siempre que implique el consumo de agua, a pesar de este aspecto, las ventajas que conlleva la implementación de este tipo de ciclo poseen una motivación superior.

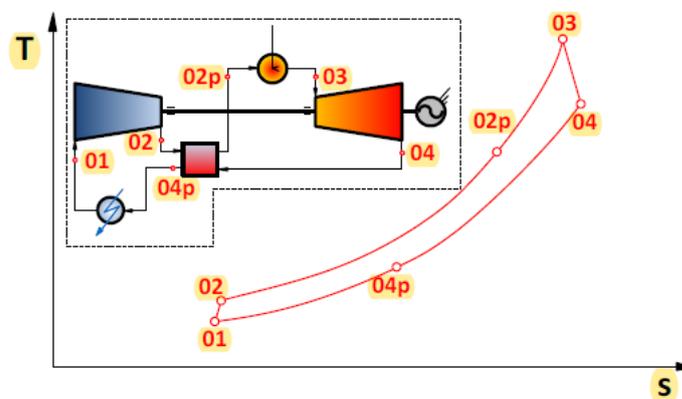


Figura 6 - Diagrama T-S de un ciclo Brayton supercrítico. (Brenes 2014)

Por un lado, el comportamiento real del sCO<sub>2</sub> proporciona al fluido un factor de compresibilidad más bajo que hace que el proceso de compresión consuma menos energía. De hecho, incluso con un menor trabajo de expansión en la turbina, la salida de potencia neta sigue siendo alta, ya que se compensa con la reducción en el trabajo de compresión. Por lo tanto, el ciclo se convierte en una alternativa práctica para mejorar la eficiencia del ciclo bajo la limitación de la temperatura máxima que se encuentra en las aplicaciones de producción de energía mediante energía solar (sin afectar significativamente el diseño de la planta).

Como se ha comentado anteriormente, las condiciones altamente presurizadas en el sistema reducen en gran parte el tamaño de la instalación productora de energía en general. De hecho, la Figura 7 expone claramente la reducción de tamaño que se puede conseguir haciendo uso de turbomáquinas enfocadas a CO<sub>2</sub> supercrítico, en comparación con las turbinas de aire (Ciclo Brayton) y agua (Ciclo Rankine).

El departamento de energía de los Estados Unidos fue uno de los pioneros en explorar el potencial del sCO<sub>2</sub> para su uso en aplicaciones de centrales solares de torre central. El primer diseño de turbomáquinas para sCO<sub>2</sub> (Figura 7) desarrollado y fabricado por Barber Nichols para los laboratorios de Sandia (uno de los mejores laboratorios nacionales de investigación y desarrollo del Departamento de Energía de los Estados Unidos) demostró la sorprendente reducción de tamaño que las tecnologías supercríticas pueden hacer posible en relación con los sistemas convencionales.

Éste es sin duda el factor más importante para el desarrollo e implementación de esta tecnología, ya que en un futuro escenario con la madurez técnica adquirida se podría conseguir una importante reducción de costes, que junto con la compacidad del sistema haría que su uso fuera especialmente adecuado para aplicaciones modulares, tan buscadas actualmente en aplicaciones concernientes a energías renovables y de residuos.

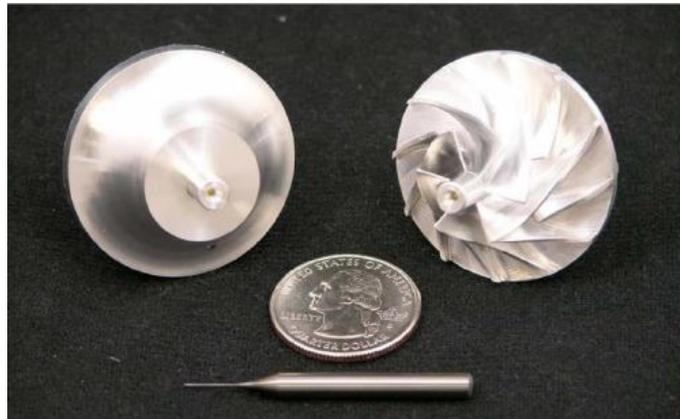


Figura 7 – Compresor de CO<sub>2</sub> supercrítico. Diseñado y fabricado por Barber Nichols Inc. para SANDIA

Uno de los primeros individuos en investigar el ciclo supercrítico fue Feher (1968). Este autor demostró la necesidad de adoptar configuraciones que incluyeran intercambiadores de calor para alcanzar altas eficiencias, ya que la recuperación de calor entre corrientes de alta y baja presión permite reducir la aportación de calor externa al ciclo. Sin embargo, la recuperación encuentra un problema particular en los ciclos supercríticos llamado comúnmente “*pinch problem*”, que se asocia a las variaciones de calor específico con la temperatura cuando la presión está próxima a la presión crítica.

Este comportamiento particular del fluido de trabajo en los intercambiadores de calor a baja temperatura (cerca del punto crítico) ocasiona que la diferencia mínima de temperaturas entre fluidos ocurra en el interior del intercambiador, aumentando la diferencia de temperaturas en los extremos y, en consecuencia, disminuyendo la efectividad del equipo y del ciclo en general. Por lo tanto, el uso de intercambiadores compactos y altamente eficientes es obligatorio en la aplicación de sCO<sub>2</sub> en producción de potencia para no incurrir en un deterioro excesivo de la eficiencia global del sistema, aunque es de destacar que este problema no representa una barrera tecnológica en la actualidad.

En resumen, el CO<sub>2</sub> supercrítico operado según la configuración de un ciclo Brayton con recompresión ofrece un potencial de eficiencia mayor en comparación con los ciclos de vapor a temperaturas relevantes para aplicaciones de CSP.

Las mayores incertidumbres en la utilización de dicho ciclo son la alta presión requerida y la falta de experiencia con ciclos Brayton de este tipo, aunque esta es un área de investigación activa para su uso en las centrales nucleares de próxima generación, a lo cual se hará hincapié a continuación.

### 1.3.2. Uso en energía nuclear

El ciclo de CO<sub>2</sub> supercrítico es relevante en el campo de la industria nuclear cuando la temperatura de los reactores nucleares está entre 450 y 650 °C. A esta temperatura, los ciclos supercríticos de CO<sub>2</sub> pueden reducir los requisitos de temperatura a la salida del núcleo y mejorar el beneficio económico. Cabe destacar además que, entre diversos fluidos diferentes, existen otras ventajas a ventajas tales como el bajo coste, disponibilidad de reservas, seguridad y estabilidad.

Las temperaturas de funcionamiento de los reactores de IV Generación son generalmente más altas, de 500–900°C, en comparación con los reactores convencionales refrigerados por agua, que funcionan a alrededor de los 300°C. La principal razón por la que los reactores de IV Generación poseen altas temperaturas de funcionamiento es principalmente aumentar la eficiencia, que actualmente es más baja que las centrales eléctricas de combustibles fósiles. El aumento de la temperatura de salida del reactor generalmente conducirá a una mayor temperatura de entrada de la turbina en los sistemas de conversión de potencia y mejorará potencialmente la eficiencia térmica de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica.

Por lo tanto, la eficiencia térmica del reactor IV Generación se puede mejorar con un aumento de la temperatura de salida del reactor. Además, también se pueden resolver varios problemas relacionados debido a la baja eficiencia de las centrales nucleares actuales. Por ejemplo, el requisito de agua de refrigeración para las centrales nucleares existentes es claramente mayor en comparación con las de otras centrales de producción de electricidad y, por lo general, es una desventaja no solo desde el punto de vista económico sino también desde el punto de vista del impacto ambiental. Por lo tanto, los reactores IV Generación no solo poseen la finalidad de mejorar la eficiencia térmica, sino también minimizar el impacto sobre el medio ambiente.

En general, el sCO<sub>2</sub> tiene una importancia importante para la optimización de los sistemas de energía nuclear, y puede acelerar en gran parte el desarrollo de la industria nuclear. Por ahora, el ciclo de potencia de sCO<sub>2</sub> se adopta de manera adecuada en los reactores de agua a presión tradicionales, reactores nucleares de cuarta generación y otros reactores de tamaño pequeño y mediano (por ejemplo, reactor “SSTAR”, que adoptó uranio mixto y nitrato de plutonio como combustible y aplicó el ciclo de potencia sCO<sub>2</sub> para el intercambio de calor. La tecnología y los estudios del ciclo Brayton de sCO<sub>2</sub> para plantas nucleares han sido desarrollados por muchos países, entre los que se encuentran Estados Unidos, Japón, China y Corea del Sur.

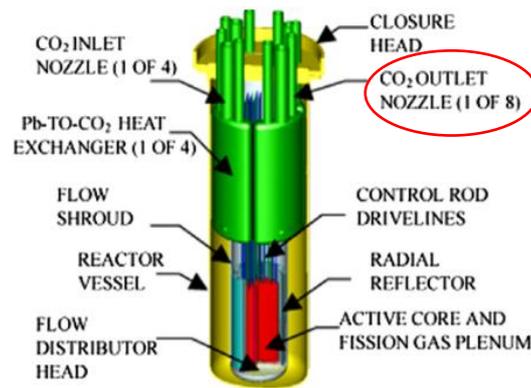


Figura 8- Estructura Reactor SSTAR

### 1.3.3. Uso en energía geotérmica

Las principales ventajas de adoptar el ciclo de sCO<sub>2</sub> en los sistemas geotérmicos son principalmente simplificar la estructura y reducir los costes de inversión en estas plantas de potencia. Además, el sCO<sub>2</sub> no sólo puede ser adoptado como fluido de trabajo principal sino que también puede emplearse como fluido caloportador desde la fuente de energía ya que los materiales en el subsuelo no son disueltos y transportados por el sCO<sub>2</sub>, y los componentes del sistema no tienen graves problemas de ensuciamiento. La investigación actual incluye principalmente diferentes análisis teóricos de la energía geotérmica con sCO<sub>2</sub>, pero tan sólo unos pocos estudios de investigación llegan a un análisis experimental concluyente.

Respecto a el análisis teórico del ciclo aplicado a producción de potencia mediante energía geotérmica, Higgins modeló y optimizó el ciclo cerrado de producción de energía adoptando el sCO<sub>2</sub> como fluido de trabajo. El sCO<sub>2</sub> retornado era usado directamente para la producción de electricidad y reinyectado posteriormente para completar el ciclo después de la refrigeración. El resultado presentado indicó que existe una relación no lineal entre la capacidad de producción del sistema y el gasto másico de sCO<sub>2</sub>.

Por otra parte, SNL (Sandia National Laboratories) se centró en un análisis experimental para demostrar la validez del uso de sCO<sub>2</sub> para energía geotérmica. Para investigar las características termodinámicas del ciclo “sCO<sub>2</sub> mixed refrigerant” para una fuente de calor a baja temperatura, Sandia empleó unos test experimentales para analizar el funcionamiento de los turbocompresores con diferentes fluidos de trabajo. El resultado experimental indica que la eficiencia del ciclo es de 18,1% para temperaturas de entrada a la turbina de 160°C, con una temperatura de escape de 46,7°C.

### 1.4. Desarrollo internacional y estudios experimentales.

Cómo mencionamos anteriormente, aunque los ciclos de potencia con uso de dióxido de carbono a presión y temperaturas supercríticas fueron anunciados de manera teórica a finales de los años 60, éstos fueron abandonados en favor de las turbinas de gas de combustión estándar. Sin embargo, en la actualidad el interés en este tipo de tecnología está creciendo exponencialmente lo cual es fácilmente apreciable por las numerosas publicaciones de parte de la comunidad científica e industrial que lo investigan, además de los diversos proyectos experimentales que están siendo llevados a cabo.

Con respecto a la investigación y difusión, es necesario destacar primeramente logros importantes, como el Simposio sobre el Ciclo de CO<sub>2</sub> supercrítico, organizado cada dos años por la comunidad de sCO<sub>2</sub>, así como la creación del comité técnico número 34, correspondiente al estudio sobre el sCO<sub>2</sub> dentro del Instituto Internacional de Turbinas de Gas (IGTI) de ASME.

Hoy en día, parece que esta intensa investigación del ciclo de sCO<sub>2</sub> está brindando el conocimiento para despertar interés suficiente con el fin de comenzar a pensar en abordar su despliegue comercial, con el apoyo gubernamental necesario.

El Instituto Avanzado de Ciencia y Tecnología de Korea (KAIST) construyó un circuito de prueba de un compresor de baja relación de compresión, con el fin de demostrar el rendimiento del compresor en un ciclo de sCO<sub>2</sub>, como se muestra en las Figura 11. La importancia de este estudio radica en que la eficiencia del ciclo de un sistema de conversión de energía convencional, depende en gran medida de la temperatura de entrada de la turbina y la fuente de calor, mientras que la eficiencia en un ciclo de sCO<sub>2</sub> está influenciada principalmente por las regiones en las que el fluido pasa a una temperatura baja, como el compresor y el condensador.

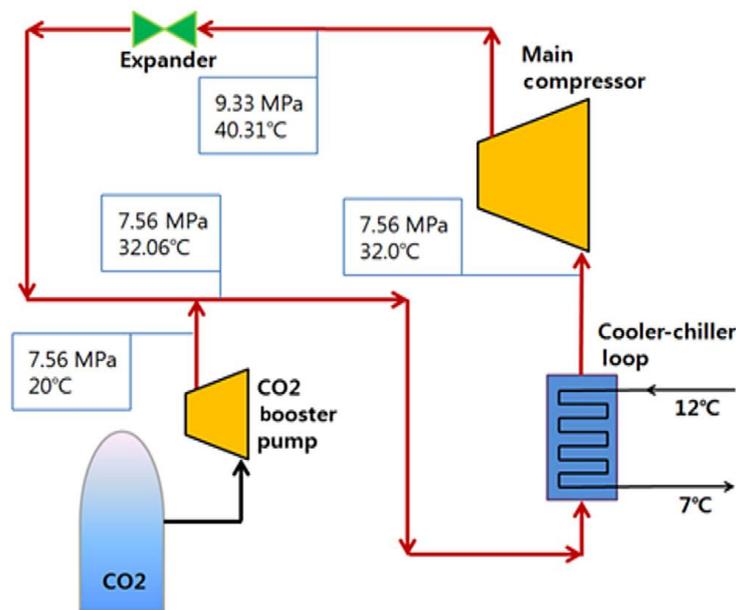


Figura 9 - Disposición del ensayo de presurización de sCO<sub>2</sub> con baja relación de compresión. (YOONHAN AHN 2015)

El equipo de investigación KAIST demostró y observó fenómenos similares a los ya comprobados en otras instituciones internacionales de investigación. Al operar el compresor en diversas condiciones de funcionamiento, incluso con fluido bifásico, no se observó ningún ruido o vibración perceptibles.



Figura 10 - Diseño del ensayo por el KAIST

Por otra parte, en la República Checa actualmente existen cuatro centros de investigación que trabajan en el ciclo de sCO<sub>2</sub>: la Universidad Técnica Checa de Praga (CTU), el Instituto de Investigación Nuclear de Řež, el Instituto de Investigación Běchovice y la Universidad Técnica de Brno. Cabe destacar la instalación experimental ubicada en el Instituto de Investigación de Běchovice (Figura 12), cuyo principal objetivo es estudiar la estabilidad de los procesos de compresión y expansión con máquinas volumétricas. Además, ahora se planea la construcción de otra instalación en el Instituto de Investigación Nuclear de Řež para el desarrollo de turbomáquinas, en ciclos concernientes a esta tecnología, de entre 2 y 3 MW.



Figura 11 - Ciclo experimental en el Instituto de Investigación de Běchovice

Conforme al desarrollo en Tokio, el equipo de investigación dirigido por el Prof. Motoaki Utamura creó una instalación de referencia a un ciclo de sCO<sub>2</sub> a pequeña escala que funciona con temperaturas de entrada de turbinas de hasta 550 K (Instituto de Tecnología de Tokio, 2011). Sin embargo, debido a los efectos de escala, la potencia generada se compensa casi completamente con las pérdidas mecánicas y eléctricas, lo que produce una salida neta de tan

solo unos cientos de kilovatios, lejos del valor bruto nominal de 18 kW. En la línea de este trabajo, se presta especial atención al compresor de esta instalación descrita en la referencia (Utamura, 2012), donde los autores concluyeron que "el rendimiento del compresor los experimentos fue mayor cuando éste trabajaba con líquido supercrítico". En la Figura 14 se muestra una imagen del compresor mencionado anteriormente.

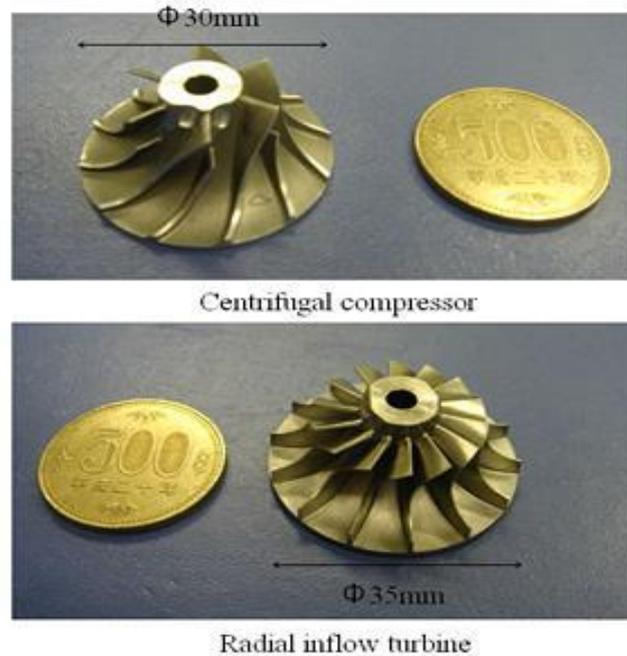


Figura 12 - Rodete del compresor de sCO<sub>2</sub> del Instituto Tecnológico de Tokyo

El laboratorio nacional de Sandía es uno de los mejores laboratorios nacionales de investigación y desarrollo del Departamento de Energía de los Estados Unidos y una de las organizaciones pioneras con respecto a estudios experimentales de sCO<sub>2</sub>. Posee una planta piloto de sCO<sub>2</sub> a pequeña escala desde 2008, destinado a validar los modelos empleados en turbomáquinas e intercambiadores de calor para aplicaciones nucleares principalmente. La instalación fue diseñada por SNL y Barber-Nichols Inc, primer fabricante de un compresor centrífugo para sCO<sub>2</sub> como ha sido mencionado anteriormente (Fig 7). La instalación comprendía originalmente un compresor de 50 kW, un enfriador de gas para evitar el calentamiento del fluido a lo largo del circuito y una válvula de expansión. Se incorporó una pequeña turbina (de 1,2 pulgadas de diámetro) en una renovación posterior en enero de 2009 para obtener datos experimentales del ciclo de sCO<sub>2</sub> con una temperatura máxima de entrada de la turbina de 537 °C (Figura 19).

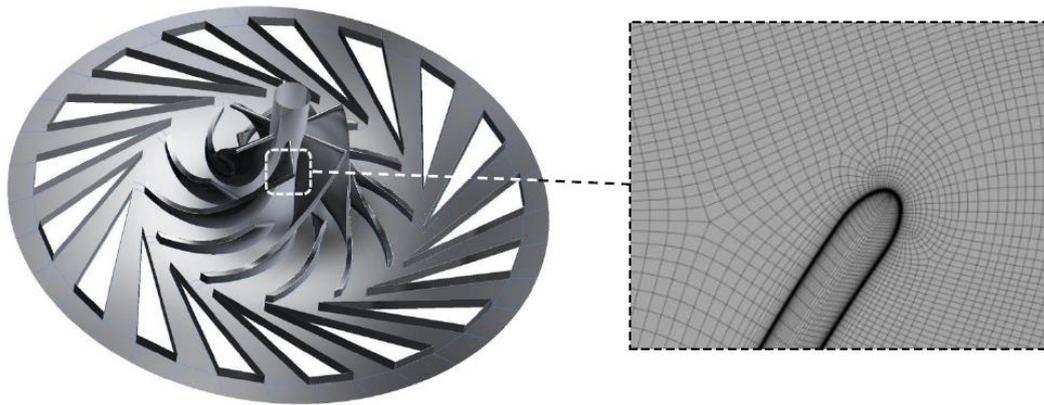


Figura 13 - Geometría y malla del compresor diseñado por SANDIA

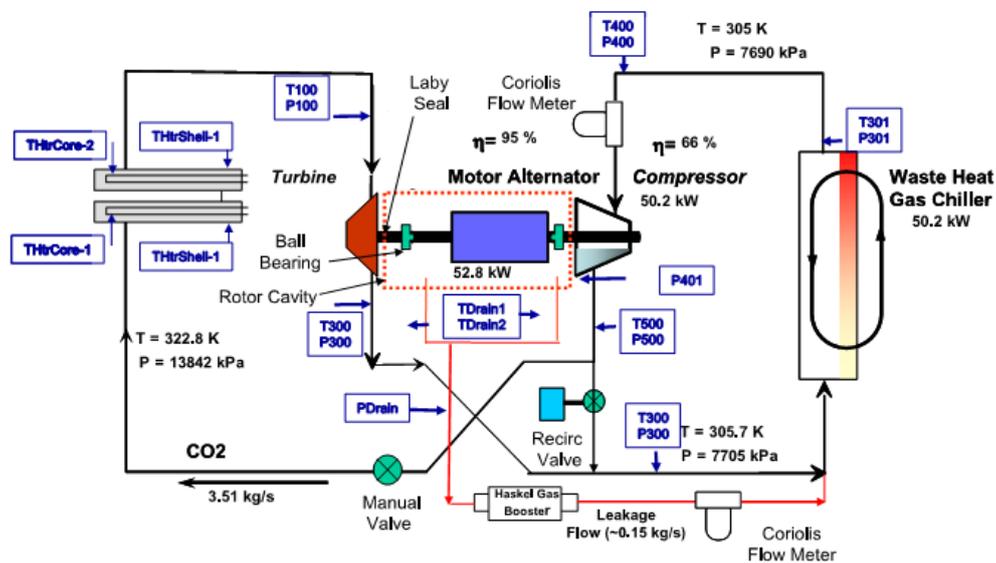


Figura 14 - Diagrama del circuito de prueba de compresión de sCO<sub>2</sub> de Sandia

Con respecto a Australia, el gobierno de Queensland fundó el Centro de Excelencia de Energía Geotérmica de Queensland (QGECE) en 2009 con una inversión inicial de 15 M\$. Entre sus diferentes iniciativas, cabe destacar el desarrollo de turbinas para fluidos supercríticos. En este caso, la aplicación estudiada consiste en un avanzado sistema geotérmico basado en un geotermosifón de CO<sub>2</sub> el cual extrae calor de las capas de las rocas a una profundidad de 5 km, calentando un fluido que luego se expande en la turbina, se enfría y se bombea respectivamente de nuevo hacia la zona caliente en el subsuelo.

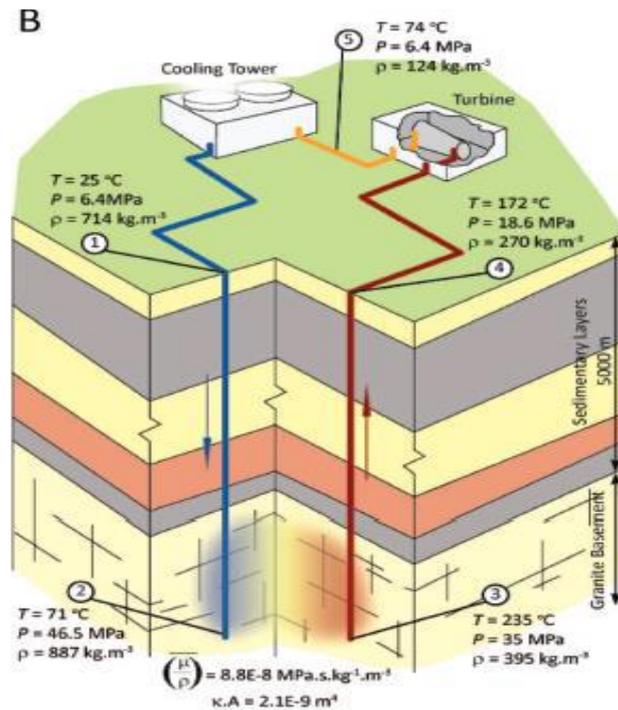


Figura 15 - Esquema de un geo-termosifón basado en el ciclo sCO<sub>2</sub>

Con respecto a plantas experimentales más recientes es necesario destacar los siguientes desarrollos:

- STEP Project, (Supercritical Transformational Electric Power) desarrollado por The Gas Technology Institute (GTI), General Electric (GE) y Southwest Research Institute (SwRI®) consta de una planta de 10MW. Realizada con una inversión, tanto pública como privada, de 119 millones de dólares y ubicada en el campus del SwRI en San Antonio, (Texas, EEUU), su construcción empezó el 12 de abril de 2017.
- Planta experimental de Net Power, de 25 MW térmicos (aportación de calor al ciclo). También ubicada en Texas, EEUU, su construcción se realizó con una inversión de 150 millones de dólares. La planta actualmente está en pruebas y funciona a partir del conocido como ciclo Allam, el cual trataremos posteriormente. Es la planta de mayor escala de este tipo y tratará de confirmar la viabilidad del CO<sub>2</sub> para la generación de potencia a gran escala. Según la compañía funcionará con una eficiencia neta potencial del 55,1% y sería posible subirla a 58,9% si se aumentara ligeramente la inversión en intercambiadores de calor y otros componentes de la planta generando de esta manera la más cantidad de potencia con el mismo gasto de combustible. Si la fase de demostración finaliza exitosamente podría comenzar el despliegue global de plantas comerciales de hasta 300MWe a partir de 2021.

### 1.5. Inconvenientes y problemas asociados

A pesar de que por todo lo expuesto anteriormente el ciclo de sCO<sub>2</sub> presenta una mejora sustancial en términos de eficiencia y menores costes de capital, no pueden ser ignorados problemas de diseño y de selección de materiales que hacen que no sea del todo viable a un corto plazo. Como es bien sabido, los materiales de los componentes de los generadores de potencia deben resistir los daños causados por altas temperaturas, oxidación y deformación, en el caso del ciclo con sCO<sub>2</sub> estos problemas son, en parte, más graves debido a que la

temperatura de entrada en estos sistemas con ciclo Brayton es mayor que en los sistemas de vapor actuales.

Los materiales candidatos que cumplen los objetivos de propiedades y rendimiento incluyen principalmente aleaciones predominantes en los sistemas de generación de energía, como superaleaciones de níquel y aceros austeníticos inoxidable. Además, los componentes dentro del ciclo Brayton de sCO<sub>2</sub> sufren también problemas como la corrosión y erosión, que no pueden ser obviados. Los álabes de las turbomáquinas que trabajan con sCO<sub>2</sub> presentan problemas de erosión y a su vez el intercambiador de calor también presenta problemas de corrosión intergranular y picaduras en la tubería.

Con el fin de eliminar algunos de estos problemas, las compañías en sus proyectos experimentales han probado aleaciones basadas en níquel, aceros auténticos, aceros ferríticos y materiales cerámicos para determinar, en la medida de lo posible, la resistencia a la corrosión en los ciclos de sCO<sub>2</sub>. El interés en estos materiales es derivado del hecho de que forman capas protectoras en sus superficies ante la presencia de dióxido de carbono. Sin embargo, en la mayoría de los casos, se requiere una evaluación adicional de la cinética de la reacción y de los mecanismos de corrosión y erosión, ya que aún ninguno de los materiales cumple los objetivos necesarios en su totalidad.

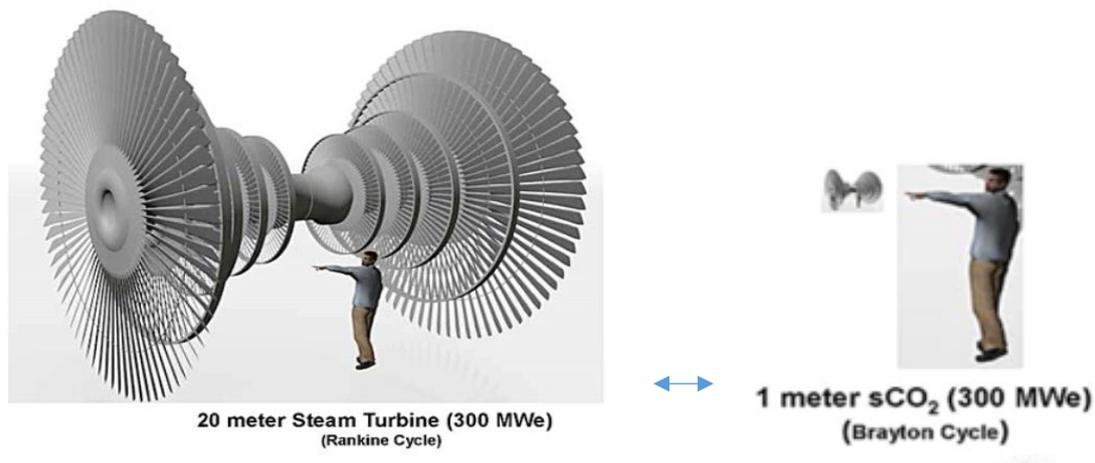


Figura 16 - Turbina de vapor vs turbina de CO<sub>2</sub>. 300MWe.



Figura 17 - Turbina de sCO<sub>2</sub> vs Turbina de Vapor. 10MWe.

Hay varias empresas y agencias gubernamentales que actualmente desarrollan tecnología referida a los ciclos de potencia sCO<sub>2</sub>. Una de las más destacadas, como ha sido mencionado anteriormente, es el Laboratorio Nacional de Sandia el cual cuenta con investigadores que trabajan en proyectos con el fin de entregar tecnologías de sCO<sub>2</sub> probadas y listas para su comercialización.

Como se ha destacado anteriormente una de las características más atractivas de trabajar cerca del punto crítico es la baja compresibilidad lo cual puede reducir el consumo de trabajo de compresión y aumentar la eficiencia del ciclo de manera efectiva. Sin embargo, las fórmulas típicas del gas ideal no son aplicables porque en el entorno del punto crítico las propiedades físicas del CO<sub>2</sub> son muy sensibles a los cambios en la temperatura y los cambios de presión cerca del punto crítico. Por lo tanto, el diseño de la maquinaria, tanto de compresor como de turbina, para sCO<sub>2</sub> y la optimización del análisis de rendimiento son necesarios, porque las evaluaciones de la entalpía y los cambios de presión deben depender de las propiedades reales del gas. Wang et al. (Y. Wang 2005) diseñó un compresor de flujo axial de dos etapas, adoptando el módulo de diseño de la compañía Concepts NREC y el código para compresores de gas ideal de NASA. Simularon los cambios en las propiedades del sCO<sub>2</sub> empleando la base de datos del NIST. Además, (Y. Muto 2008) y (S.A. Wright 2010) diseñaron un compresor centrífugo de tamaño reducido al enmarcar un método de módulo usado también por el SNL.

Las fluctuaciones en las propiedades físicas del CO<sub>2</sub> cerca del punto crítico afectan tanto al rendimiento como a la estabilidad del compresor. En el simposio de ciclos de potencia para sCO<sub>2</sub> de 2009, en concreto el estudio de (T.A. Munroe 2009), se analizaron distintos compresores centrífugos de una etapa para sCO<sub>2</sub> mediante un análisis de CFD con la herramienta Fluent y se obtuvieron distribuciones razonables de la presión y la de la temperatura. Además el estudio de (N.D. Baltadjiev 2015) observó que la aceleración del flujo local alrededor del borde de ataque del rodete provoca la condensación de CO<sub>2</sub> en el compresor y, por lo tanto, afecta en gran parte a la estabilidad del compresor. También establecieron un criterio no dimensional para determinar si se produce condensación de CO<sub>2</sub>. Por último, se estudiaron y evaluaron los efectos reales de los gases en el rendimiento y el ajuste del compresor en las inmediaciones del punto crítico.

En lo que respecta al diseño de la turbina enfocada para producción de potencia a partir de sCO<sub>2</sub>, la dificultad en el desarrollo de la tecnología es relativamente menor en comparación con la de los compresores. A pesar de ello, las turbinas de sCO<sub>2</sub> siguen siendo un campo a

desarrollar, los estudios recientes se centran principalmente en el concepto de diseño de componentes. Es necesario no obstante analizar más cuestiones científicas, como la ley de las propiedades físicas del sCO<sub>2</sub> en los componentes y el mecanismo de flujo interno.

## 2. AxSTREAM

### 2.1. Características del Software

Tanto para el diseño del compresor centrífugo como para el estudio de sus prestaciones en condiciones fuera de diseño se ha hecho uso del software AxSTREAM de la empresa SoftInWay.

Esta empresa comenzó inicialmente como un pequeño negocio de consultoría dedicado a ayudar a los ingenieros a resolver problemas relacionados con las turbomáquinas. Actualmente, posee oficinas en hasta 4 países y se ha convertido en una empresa líder en el diseño, optimización y análisis de turbomáquinas. La empresa da gran importancia a la colaboración con científicos e ingenieros de distintas universidades e industrias de todo el mundo, por lo que SoftInWay mantiene el ritmo de los avances tecnológicos y posee recursos integrales para resolver problemas de ingeniería desafiantes.

Su división de servicios de ingeniería cuenta con expertos en diseño, modelado y optimización tanto de equipos de generación de energía (turbinas de gas y vapor, calderas, intercambiadores de calor, etc.), como de equipos de proceso (ventiladores, compresores, bombas, etc.) y otros sistemas de flujo incluyendo incluso el sistema circulatorio humano.

En concreto, con respecto a las funciones del software AxSTREAM, se incluyen el diseño conceptual, análisis y optimización multidisciplinaria de turbomáquinas, además de permitir estudiar máquinas de flujo axial, radial o mixto, así como cálculos termodinámicos de turbomáquinas existentes, tanto en el diseño preliminar como en condiciones fuera de diseño; incluyendo: Turbinas Axiales (gas o vapor), Compresores Radiales, Turbinas Radiales, Turbocompresores, Ventiladores y Turbobombas.

El primer paso para realizar un diseño en AxSTREAM es la descripción de las condiciones de contorno, es decir, los parámetros iniciales de entrada y salida, las restricciones geométricas de la máquina, el caudal de masa requerido y la velocidad de rotación. Con todo ello es posible realizar el diseño preliminar, el cálculo Meanline/Streamline y la posterior optimización. Es de vital importancia mencionar que, entre otras opciones, se puede desarrollar la geometría completa del camino de gases, incluyendo formas meridionales y perfiles y modelo IGES o "Initial Graphics Exchange Specification" (Especificación de Intercambio Inicial de Gráficos) de cada álabe. Como herramienta multidisciplinaria, AxSTREAM utiliza un módulo estructural unidimensional simplificado para comprobar el diseño en las primeras fases durante el cálculo preliminar y la optimización 1D/2D. En la etapa final del diseño, AxSTREAM realiza un análisis estructural y de vibración en tres dimensiones para comprobar que el diseño y resistencia de los álabes son correctos. Además, también es capaz de realizar un diagrama de Campbell para mostrar las frecuencias dañinas al sistema.

Comentar también que el software permite cambiar la geometría "manualmente" con la ayuda de una interfaz fácil de usar. Además de hacer cálculos termodinámicos en el camino de gases, AxSTREAM proporciona características de operación fuera de diseño y permite la comparación con los datos del diseño inicial en condiciones nominales con las funcionalidades AxPLAN y AxMAP. Otras herramientas disponibles en el software son:

- "Profiling and 3D Blade Design": Permite estudiar el diseño tridimensional de los álabes obtenidos en la turbomáquina de diseño y modificarlo.
- AxCFD: Análisis por Dinámica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics) de los diseños obtenidos tanto en 2D como en 3D.

- AxSTRESS: Rápido análisis estructural mediante elementos finitos.
- Bearing Calculation and Analysis: cálculo y análisis de cojinetes. Con esta opción se puede determinar el rendimiento hidromecánico y las características mecánicas de los cojinetes para el correcto funcionamiento de la turbomáquina.

Una de las características de AxSTREAM que lo diferencian del resto de software similares es la alta integración de todos los componentes, lo cual permite combinar fases separadas del diseño. Es decir, una vez diseñada la geometría del camino de gases, AxSTREAM permite exportar la geometría resultante a sistemas CAD/CAE como UGS, Pro-E, SolidWorks, Fluent, AutoCAD, ANSYS CFX o NUMECA.

## 2.2 Proceso de diseño

El proceso de diseño en AxStream se muestra en la Figura 19. Éste comienza desde el módulo de diseño preliminar, avanza hacia un análisis “meanline/streamline”, luego hacia el diseño de perfiles y álabes, concluyendo con un análisis 3D del modelo. Cada uno de los módulos se explicará a medida que se vaya avanzando en el proceso de diseño.

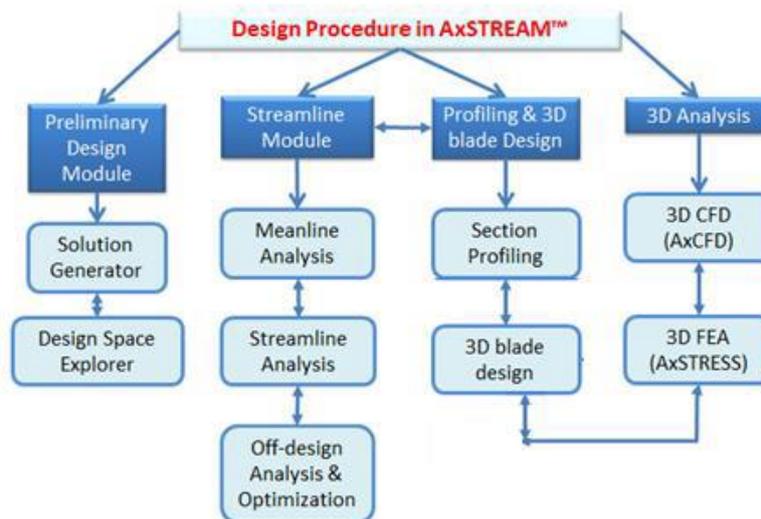


Figura 18 - Proceso de diseño en AxSTREAM

Hay dos modos principales identificables en un proyecto en AxSTREAM®; Modo de diseño y modo de análisis. El modo de diseño se usa cuando se desea iniciar el proyecto desde cero (diseño preliminar) y el modo de análisis se usa cuando se tiene la intención de importar una máquina ya diseñada para el análisis y/o la optimización de ésta. Cuando se selecciona un nuevo proyecto, es necesario definir la ruta que tomará el flujo, ya sea para ejecutar el diseño preliminar o las tareas de análisis de diseño existentes, especificar el fluido de trabajo (y sus propiedades en caso de un fluido incompresible o gas de ideal), establecer las unidades y los modelos de pérdidas y especificar el número de módulos (para tareas de diseño preliminar) o el número de etapas (para tareas de análisis). Excepto el tipo de máquina elegida, todas las demás selecciones podrán ser modificadas posteriormente sin salir de la tarea de diseño.

A continuación, se hará un breve resumen esquemático del inicio del proceso de diseño en AxSTREAM:

- Una vez iniciada la aplicación AxSTREAM® primeramente se configurarán las unidades con las que se va a trabajar a lo largo del proceso de diseño.

- Para hacerlo, vamos a "Options", seleccionamos "Preferences".
- Presionamos el botón "Set SI units" y luego configuramos la unidad "mm" para las propiedades de longitud, la unidad "Pa" para presiones, la unidad "K" para la temperatura y "rpm" para la velocidad de rotación como se muestra en la Figura 20.
- Es posible seleccionar el color de las curvas que se utilizarán en el módulo de gráficos en este módulo inicial.
- Finalizamos presionando el botón "OK" en las ventanas "Units Settings" y "Application preferences setting".

Units Settings ×

Angles measuring system  
tangential acute Set SI units Set IP units

Physical quantity	Units	Precision	Color
Ratio	-	6	Black
Length	m	6	Green
Mass	kg	6	Black
Mass Flow Rate	kg/s	6	Red
Pressure	Pa	6	Cyan
Temperature	K	6	Magenta
Viscosity	kg/(m.s)	6	Black
Conductivity	W/(m K)	6	Black
Density	kg/m <sup>3</sup>	6	Black
Enthalpy	J/kg	6	Black
Specific Heat	J/(kg K)	6	Black
Heat Transfer Coefficient	W/(m <sup>2</sup> K)	6	Black
Gas Constant	J/(kg K)	6	Black
Velocity	m/s	6	Black
Angle	deg	6	Blue
Entropy	J/(kg K)	6	Black
Power	W	6	Black
Rotation Speed	rps	6	Black
Stress	Pa	6	Red
Force	N	6	Black
Volume Flow Rate	m <sup>3</sup> /s	6	Black
Molar Mass	g/mol	6	Black
Kinematic viscosity	m <sup>2</sup> /s	6	Black
Time	sec	6	Black
Heat Flux	W/m <sup>2</sup>	6	Black
Temperature increment	dK	6	Magenta
Acceleration	m/c <sup>2</sup>	6	Black

Figura 19 - Cuadro para configurar la unidades de preferencia

- Presionamos el botón "Create a new project" en la barra de herramientas.

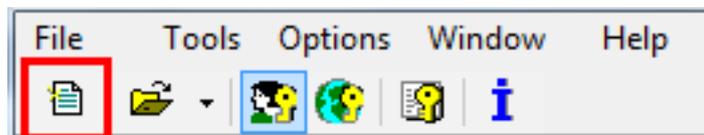


Figura 20 - Barra de herramientas en AxSTREAM

- Posteriormente, se abre una ventana en la que se aprecian los tipos de máquinas disponibles en el software.

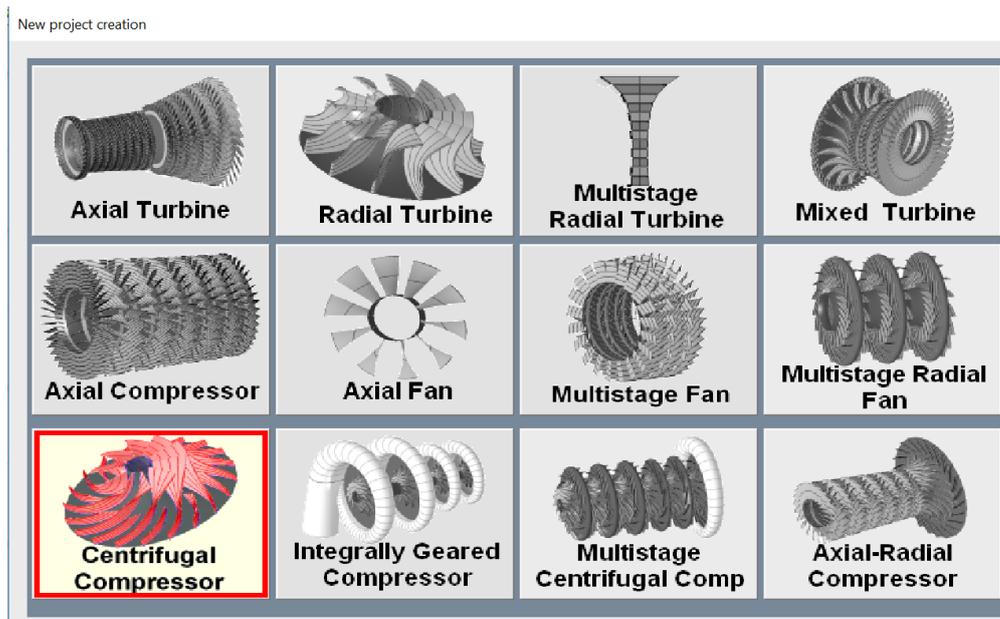


Figura 21 - Ventana que ilustra las máquinas disponibles en AxSTREAM

- A lo largo de todo el trabajo elegiremos siempre “Centrifugal Compressor” como tipo de máquina. Es posible configurar también modelos de pérdidas en la ventana "Create a new project" usando el botón "Set loss models”.
- De vital importancia destacar que el tipo de fluido analizado siempre será CO<sub>2</sub> supercrítico. En AxSTREAM tenemos dos posibilidades, bien usar el “AxS Carbon dioxide (CO<sub>2</sub>)” basado en un programa de W.C.Reynolds o “AxS Fluid RKA CarbonDioxide” basado en la ecuación de Redlich-Kwong modificada por Aungier. Usaremos esta última debido a que tiene más exactitud respecto a las propiedades y comportamiento del fluido en condiciones supercríticas.
- Comentar además uno de los compresores que serán diseñados trabaja en unas condiciones que se asemejan más a las de una bomba hidráulica que a un compresor propiamente dicho. Por ello también se ha seleccionado “Fluido incompresible” como tipo de fluido de trabajo en este análisis en concreto. En este caso, una vez seleccionado, AxSTREAM necesita que sean aportados la temperatura, la viscosidad cinemática, la densidad y el calor específico a presión constante. Estas propiedades serán obtenidas de la base de datos del software REFPROP para CO<sub>2</sub>.

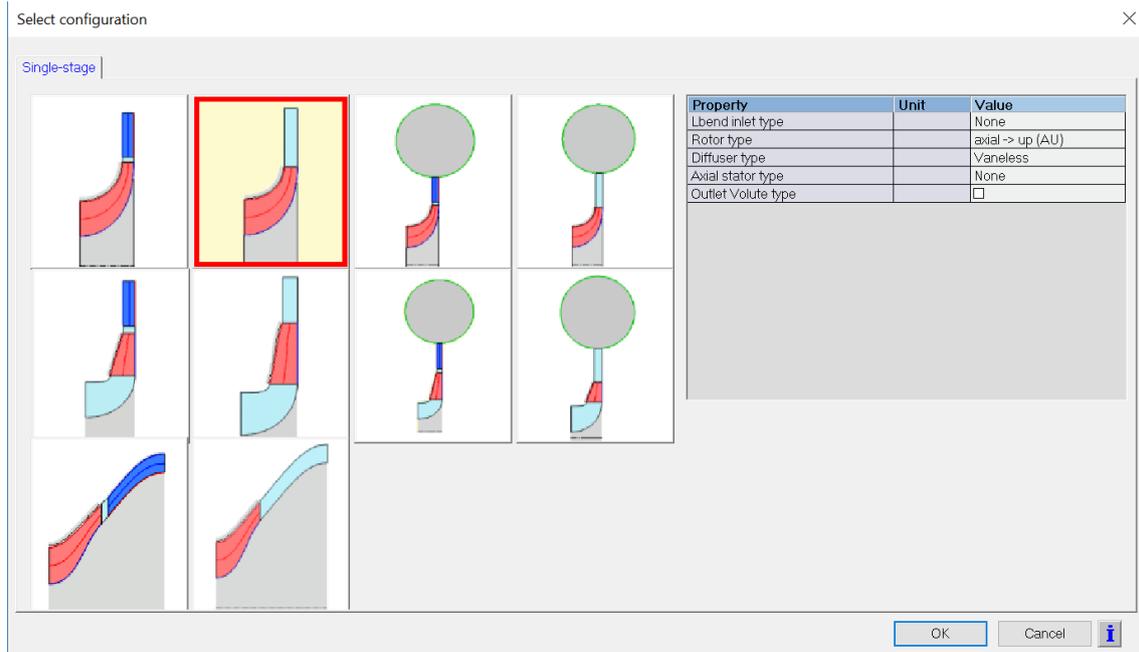


Figura 22 - Diseños disponibles de compresores centrífugos en AxSTREAM

- Después de hacer clic en “OK”, aparece la ventana de diálogo "Select configuration". Para los diseños realizados, se ha elegido una configuración relativamente sencilla sin voluta ni álabes en el difusor, para ampliar en la medida de lo posible el rango de funcionamiento en condiciones fuera de diseño. De todas formas, en el cuadro de diálogo de configuración, el usuario puede seleccionar una configuración diferente del rotor (AU: axial in - radial out o UU: radial In - radial out), con difusor con álabes o sin éstos (vaned/vaneless) y con voluta o sin la inclusión de ésta.

### 2.3 Diseño preliminar

Una vez visto el inicio del proceso de diseño es necesario considerar cómo serán obtenidas las soluciones en AxSTREAM, así como los ajustes que se pueden hacer con el fin de optimizar el diseño en lo posible.

El generador de soluciones del módulo de diseño preliminar consiste en la configuración de la máquina y la configuración del módulo. La configuración de la tarea de diseño se realiza en el generador de soluciones, que va desde la configuración de los ajustes predeterminados realizado en el punto 2.2, hasta los parámetros para las condiciones de contorno y la geometría de entrada según la especificación de diseño.



Figura 23 - Botón de diseño preliminar localizado en la barra de herramientas

Una vez hacemos clic en la barra de herramientas de diseño preliminar (ver Figura 24), la ventana de diseño preliminar se abre como se muestra en la Figura 25.

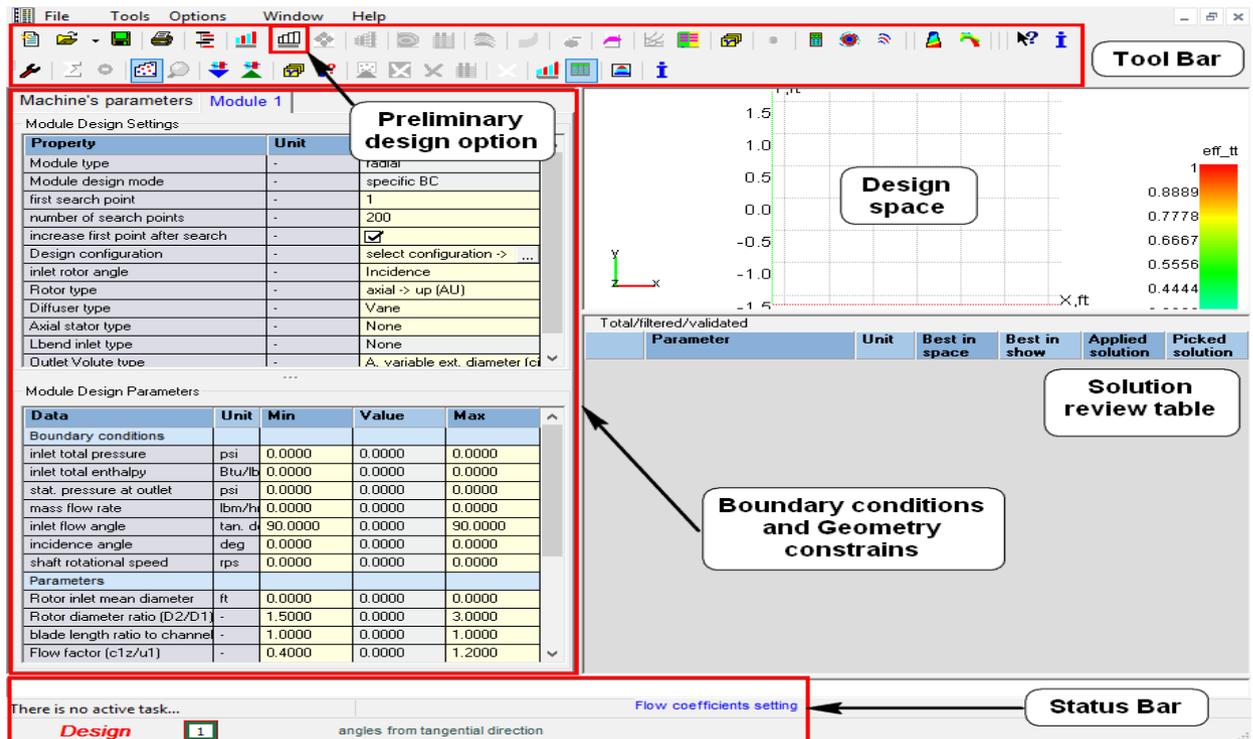


Figura 24 - Ventana de diseño preliminar

En la barra de herramientas hay varias opciones que son muy útiles para realizar el diseño preliminar y obtener mejores estimaciones de diseño.

- "Status Bar" indica si el usuario está en "Modo diseño" o "Modo análisis" para el proyecto actual.
- Las condiciones de contorno y las restricciones de geometría se proporcionan en la ventana de diseño preliminar.
- En "Design Space" se proporciona el número de soluciones posibles o diseños diferentes que son adecuados según las condiciones de contorno proporcionadas.
- En "Solution Review Table" se muestra la solución óptima para el espacio de diseño general. Aquí, se pueden seleccionar diferentes puntos de diseño y comparar los parámetros globales con las soluciones seleccionadas previamente.

### 2.3.1. Configuración del diseño preliminar y generador de soluciones

A continuación, una vez tratado cómo será el proceso de diseño que se llevará a cabo y la justificación del mismo, pasaremos a establecer la configuración del diseño preliminar para llevar a cabo la selección adecuada conforme en el generador de soluciones.

#### 1) Ajustes de parámetros de la máquina:

- El criterio de diseño determina la selección de la solución "Best in Space"; es decir, si se elegirá como solución final la que proporcione mejores prestaciones (en cuanto al parámetro que represente el criterio de diseño) o si se optará por otra.
- Hay cinco criterios de diseño disponibles a elegir: potencia, eficiencia interna total a total, eficiencia interna estática a total, eficiencia politrópica, eficiencia total a estática del diagrama y eficiencia total a total del diagrama.

- Los ajustes de los parámetros de diseño se utilizan para establecer las condiciones de entrada y salida de la máquina. Las condiciones totales de entrada se pueden especificar en términos de temperatura o entalpía. La presión de salida se puede configurar para que se especifique en términos de estática o total.
- El número de módulos también se muestra, se fijará 1 en todo el documento para el diseño de compresores centrífugos de una sola etapa.

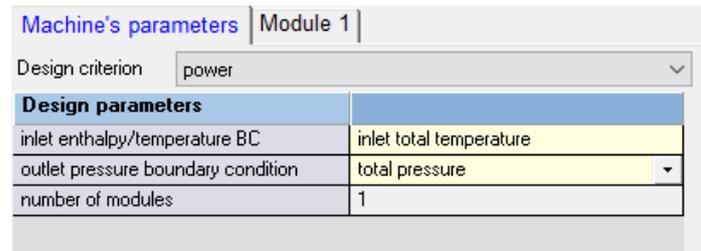


Figura 25 - Barra indicativa del módulo y el criterio de diseño

## 2) Configuración de parámetros en el módulo de diseño:

- El primer paso es especificar las configuraciones para el diseño del módulo. Aquí se debe establecer el número de búsquedas para el cual el usuario ejecutará los cálculos para buscar los puntos de diseño y, finalmente, el usuario dará las soluciones de diseño que satisfacen las condiciones especificadas.
- El primer punto de búsqueda para el cálculo inicial es siempre 1 y el número de puntos de búsqueda es especificado por el propio usuario. Si la casilla "increase search point after search" está marcada, después de finalizar una búsqueda, la siguiente empezará justo en el último punto en la que terminó la anterior. Esto es importante si se necesita realizar búsquedas adicionales sin cambiar la configuración o borrar las soluciones buscadas anteriormente (pulsando en Clean Full PD Space) y que no vuelvan a ser obtenidas.
- La entrada de datos para la configuración de los parámetros de diseño del módulo se agrupa en tres categorías; Condiciones de contorno, parámetros de geometría y restricciones de la máquina a diseñar.

Machine's parameters Module 1				
Module Design Settings				
Property	Unit	Value		
Design configuration	-	select configuration -> ...		
inlet rotor angle	-	Incidence		
use IGV	-	<input type="checkbox"/>		
Rotor type	-	axial -> up (AU)		
Diffuser type	-	Vaneless		
Axial stator type	-	None		
Lbend inlet type	-	None		
Outlet Volute type	-	None		
...				
Module Design Parameters				
Data	Unit	Min	Value	Max
<b>Boundary conditions</b>				
inlet total pressure	Pa	3000000.000000	3000000.000000	3000000.000000
inlet total temperature	K	305.150000	305.150000	305.150000
total pressure at outlet	Pa	5010000.000000	5010000.000000	5010000.000000
mass flow rate	kg/s	198.400000	198.400000	198.400000
inlet flow angle	tan_deg	90.000000	90.000000	90.000000
incidence angle	deg	-0.500000	-0.329529	0.500000
shaft rotational speed	rpm	12000.000000	14098.144531	16000.000000
<b>Parameters</b>				
Rotor inlet mean diameter	mm	130.000000	148.972168	170.000000
Rotor diameter ratio (D2/D1)	-	1.500000	1.780945	2.500000
blade length ratio to channel length	-	1.000000	1.000000	1.000000
Flow factor (c1m/U1)	-	0.400000	0.878363	1.200000
meridional velocities gradient on rot	-	1.000000	1.000000	1.000000
<b>Constraints</b>				
number of stages	-	1	1	1
Rotor blade exit angle	tan_deg	89.000000	90.326575	91.000000
Rotor inlet hub diameter	mm	50.000000	71.860888	90.000000
Rotor outlet diameter	mm	255.000000	265.311211	275.000000

Figura 26 - Parámetros a establecer para el inicio del diseño preliminar

- Con el botón "Save Data"  guardaremos la configuración del Diseño Preliminar en la base de datos del proyecto.
- Con el botón "Search"  se iniciará la búsqueda de soluciones, en este caso diseños de compresores centrífugos. El generador de soluciones generará el número deseado de diseños en función de los datos y las restricciones dadas y presentará los datos en el espacio de diseño.
- La barra de progreso muestra el número de diseños revisados respecto al número de puntos obtenidos como posibles soluciones. Estos últimos son los que se muestran en el espacio de diseño.
- Después de completar los cálculos, los resultados se presentan en la tabla de revisión de soluciones y espacio de diseño, como se muestra en la Figura 28.

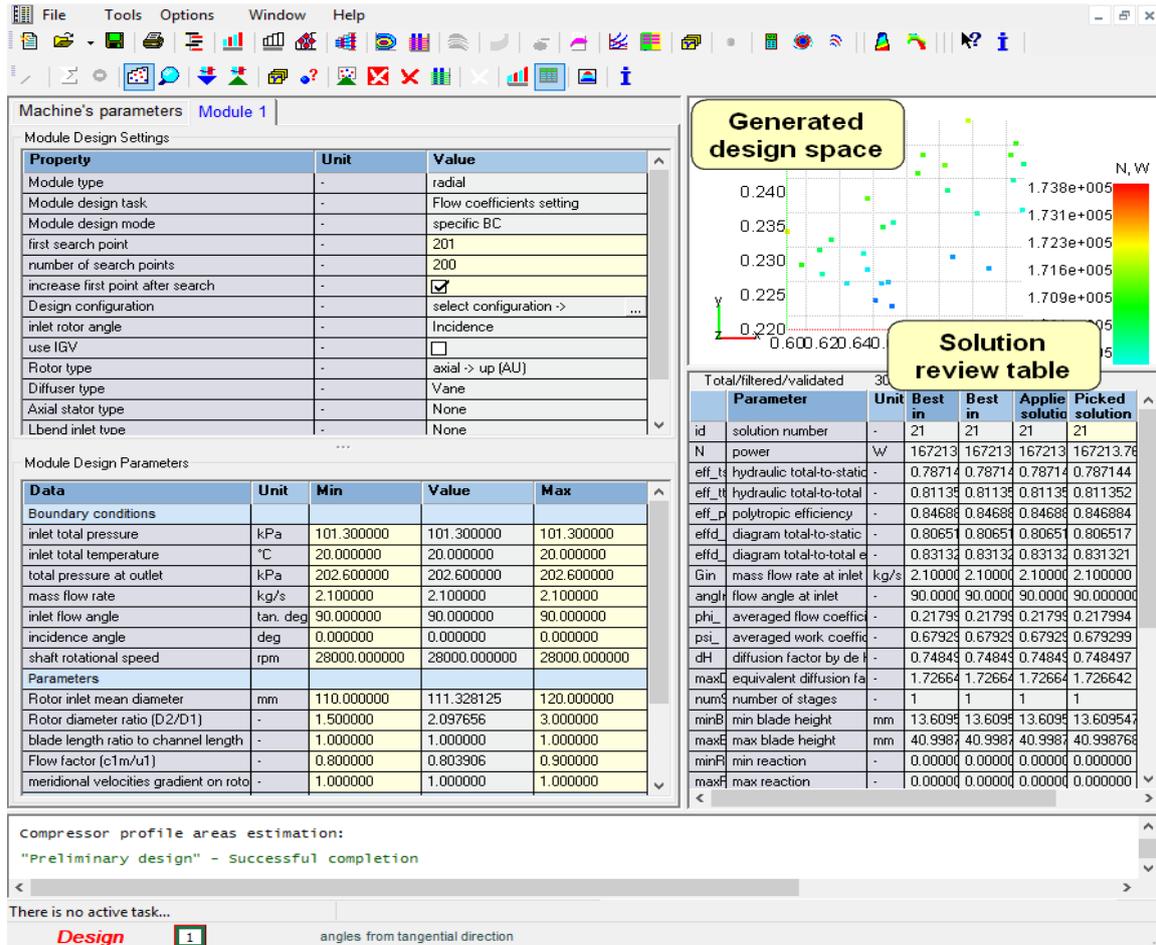


Figura 27 - Ventana general del proceso de diseño preliminar

Comentar que, en el espacio de diseño, cada uno de los puntos generados corresponde a un diseño particular del compresor.

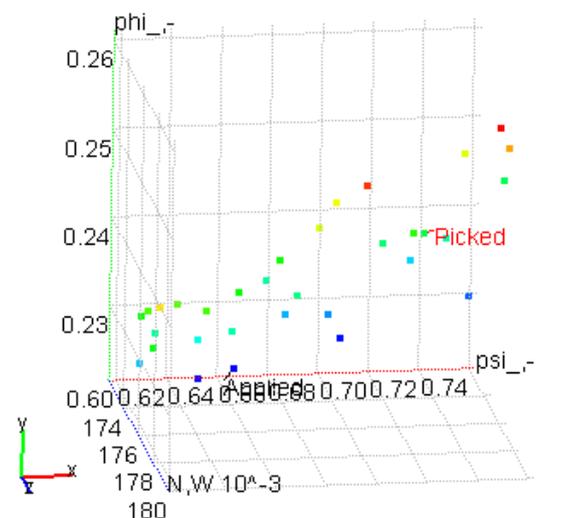


Figura 28 - Espacio de diseño en 3 dimensiones

La tabla de revisión de soluciones, con datos de soluciones integrales, presenta cuatro columnas de datos que consta de:

- “Best in space”: la mejor solución en el espacio de diseño general, según el criterio de diseño seleccionado.
- “Best in show”: la mejor solución de los puntos mostrados actualmente después de aplicar los filtros.
- “Applied solution”: última solución aplicada al proyecto.
- “Picked solution”: solución actualmente seleccionada en el espacio de diseño.

Una vez que se hayan obtenido las soluciones, es posible revisar el espacio de diseño y seleccionar manualmente diferentes diseños con el fin de comparar los rendimientos resultantes de diferentes compresores.

Para revisar parámetros y la geometría de máquina de manera más precisa que a través del cálculo de directo, es posible hacer clic derecho en cualquiera de las columnas de la tabla y presionar el botón "Apply solution". También podemos seleccionar cualquier diseño del diseño y aplicar soluciones para revisar la geometría seleccionada en detalle para ver la trayectoria del flujo, las velocidades, las reacciones y el correspondiente diagrama de entalpía-entropía.

Para ver la ruta de la geometría del camino de gases (meridional) de cualquier diseño seleccionado, el usuario puede seleccionar el botón "show machine" como se muestra en la Figura . Después de ver la geometría, el usuario puede cambiar a "show integral data" para ver la tabla de revisión de soluciones.

Una vez que finalice la ejecución, presionamos el botón "Save Data"  para guardar los resultados del Diseño Preliminar en la base de datos del proyecto. Los resultados / geometría generados en el módulo se almacenan en una base de datos local y deben guardarse en la base de datos global del proyecto para guardar el archivo.

Con el botón "Viewer"  podemos observar un boceto de la geometría resultante (Figura 24).

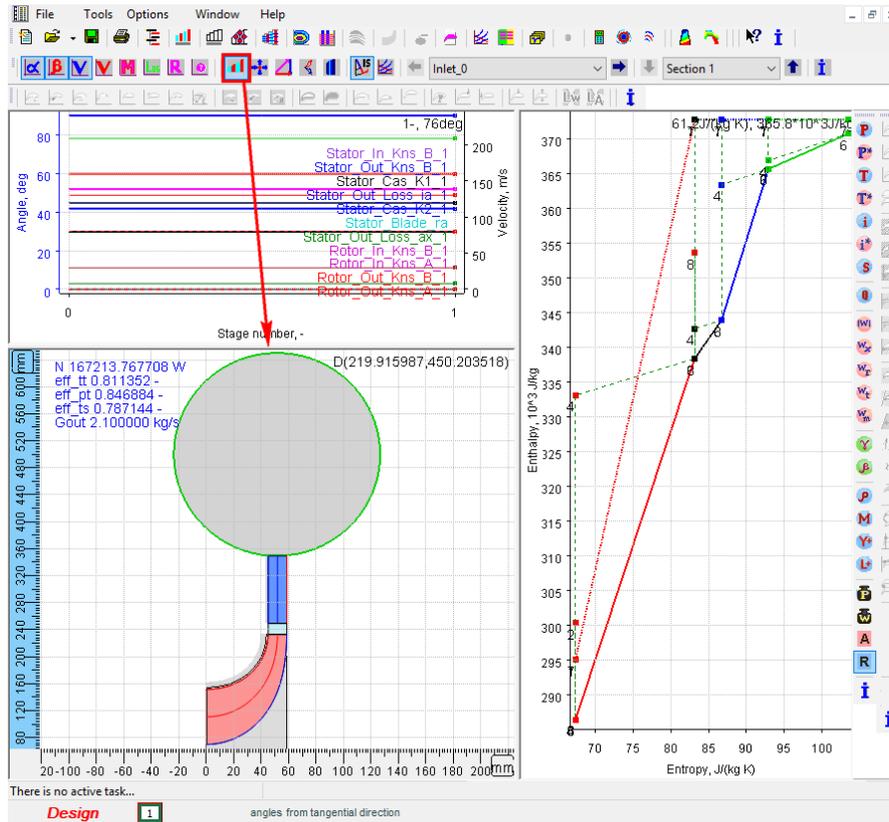


Figura 29 - Boceto preliminar del compresor centrífugo (con Voluta)

### 2.3.2. Explorador del espacio de diseño

Con el fin de comparar todas las posibilidades de diseño y encontrar entre los diseños generados uno que coincida con nuestros requisitos específicos, se debe utilizar la herramienta "Design Space Explorer".

Esta herramienta brinda la oportunidad de filtrar diseños según algunos criterios específicos definidos. "Design Space Explorer" permite filtrar un conjunto de soluciones que pueden manipularse con los límites de los parámetros de la solución. Las soluciones que no encajan dentro de los nuevos límites filtrados se pueden desactivar, lo que reduce el número de soluciones disponibles. La solución seleccionada se puede transferir al módulo de diseño para construir la geometría de la trayectoria de flujo y continuar con el diseño detallado en cuestión.

Es conveniente utilizar "Design Space Explorer" para estudiar la influencia de diferentes parámetros en la fase muy temprana del proceso de diseño. Esto puede ayudar a definir rápidamente las limitaciones más críticas y tomar decisiones con respecto al diseño.

El explorador de espacio de diseño puede manipularse para los parámetros de la máquina y también para los parámetros del módulo como se muestra en la Figura 31.

- La herramienta "Design Space Explorer" se abre utilizando el botón 

Machine's parameters Module 1

Design criterion internal total-to-total efficiency

	Parameter	Unit	min_S	min_F	value_F	max_F	max_S	X	Y	Z	Co
N	power	W	6872796	6872796	6872796	1745761	1745761	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
eff_t	hydraulic total-to-static	-	0.19426	0.19426	0.58157	0.58157	0.58157	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
eff_t	hydraulic total-to-total	-	0.30152	0.30152	0.76589	0.76589	0.76589	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
eff_p	polytropic efficiency	-	0.39129	0.39129	0.78951	0.78951	0.78951	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
effd	diagram total-to-static	-	0.19734	0.19734	0.58942	0.58942	0.58942	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
effd	diagram total-to-total	-	0.30630	0.30630	0.77623	0.77623	0.77623	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Gin	mass flow rate at inlet	kg/s	198.400	198.400	198.400	198.400	198.400	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
LwAt	single number of A-weighted	-	153.766	153.766	153.766	167.713	167.713	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
LpA	A-weighted sound pressure	-	133.724	133.724	133.724	147.671	147.671	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
anglI	flow angle at inlet	-	90.0000	90.0000	90.0000	90.0000	90.0000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
phi_	averaged flow coefficient	-	0.24153	0.24153	0.26523	0.38823	0.38823	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
psi_	averaged work coefficient	-	0.31595	0.31595	0.90314	0.95095	0.95095	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
dH	diffusion factor by design	-	0.59340	0.59340	0.62588	0.81757	0.81757	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxD	equivalent diffusion factor	-	1.09111	1.09111	1.94869	2.05917	2.05917	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
numS	number of stages	-	1	1	1	1	1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
minB	min blade height	mm	20.8909	20.8909	35.4471	39.8663	39.8663	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxB	max blade height	mm	50.5331	50.5331	77.1112	81.4955	81.4955	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxC	max circumferential velocity	m/s	97.8281	97.8281	109.967	304.638	304.638	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxM	max Mach number	-	0.77890	0.77890	0.77890	2.43013	2.43013	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
minD	min hub diameter	mm	29.7091	29.7091	71.8608	88.8601	88.8601	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxD	max hub diameter	mm	276.229	276.229	424.497	431.709	431.709	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
minD	min tip diameter	mm	170.727	170.727	226.083	235.942	235.942	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxD	max tip diameter	mm	276.229	276.229	424.497	431.709	431.709	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxD	max rotor diameter	mm	172.643	172.643	265.311	269.818	269.818	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
minD	min rotor diameter	mm	29.7091	29.7091	71.8608	88.8601	88.8601	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
maxD	max stator/VLD diameter	mm	276.229	276.229	424.497	431.709	431.709	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
minL	min velocity square coefficient	-	0.32590	0.32590	0.54731	0.67982	0.67982	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_N	power	W	687796	687796	687796	687796	687796	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
_eff	internal total-to-total efficiency	-	0.76591	0.76591	0.76591	0.76591	0.76591	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Reset Set ranges Validate Apply Hide

Figura 30 - Ventana del explorador del espacio de diseño

- Los márgenes del espacio de diseño muestran los valores máximos y mínimos de las diferentes soluciones obtenidas. Es posible cambiar los valores límite de cada parámetro mostrado en el espacio de diseño variando los valores “min\_s/max\_s”.
- Las columnas min\_S/max\_S (mínimo/máximo mostrado) especifican los límites del rango explorado de cada variable de solución. Inmediatamente después de la ejecución del generador de soluciones, min\_S/max\_S muestra los márgenes para todo el conjunto de soluciones. Si una variable de solución está fuera de rango, dicho punto aparece en gris en el cubo del espacio de diseño.
- Las columnas min\_F/max\_F (mínimo/máximo filtrado) representan el valor mínimo y máximo de una variable particular para todas las soluciones que se ajustan a los rangos actuales.

Es necesario tener en cuenta que cuando se filtran soluciones en el explorador del espacio de diseño, no se perderá ninguna solución y, en el momento deseado, se puede regresar a cualquiera de ellas sin necesidad de volver a ejecutar el generador de soluciones.

### 2.3.3. Validación.

La validación de soluciones de AxSTREAM permite obtener un cálculo más exacto de los parámetros en una etapa temprana de diseño con el fin de comprobar si la solución en estudio satisface los objetivos y de esta manera asegurarnos que podemos usarla en análisis posteriores. Es posible utilizar dos métodos para la estimación final de soluciones obtenidas del cálculo del diseño preliminar, validación individual y validación por lotes de soluciones filtradas en el explorador de diseño. Durante la validación de soluciones, se realiza el denominado cálculo de línea media. Aquí, la geometría se fija, a diferencia del solucionador de tareas inverso, y se pueden obtener estimaciones más precisas del caudal másico, la eficiencia, así como de otros parámetros.

Al presionar la opción "Validate solutions", aparecerá una nueva ventana como se muestra en la Figura 32. Aquí, es posible editar la configuración sobre el control de iteraciones o la convergencia y ejecutar el cálculo para diferentes conjuntos de condiciones de contorno.

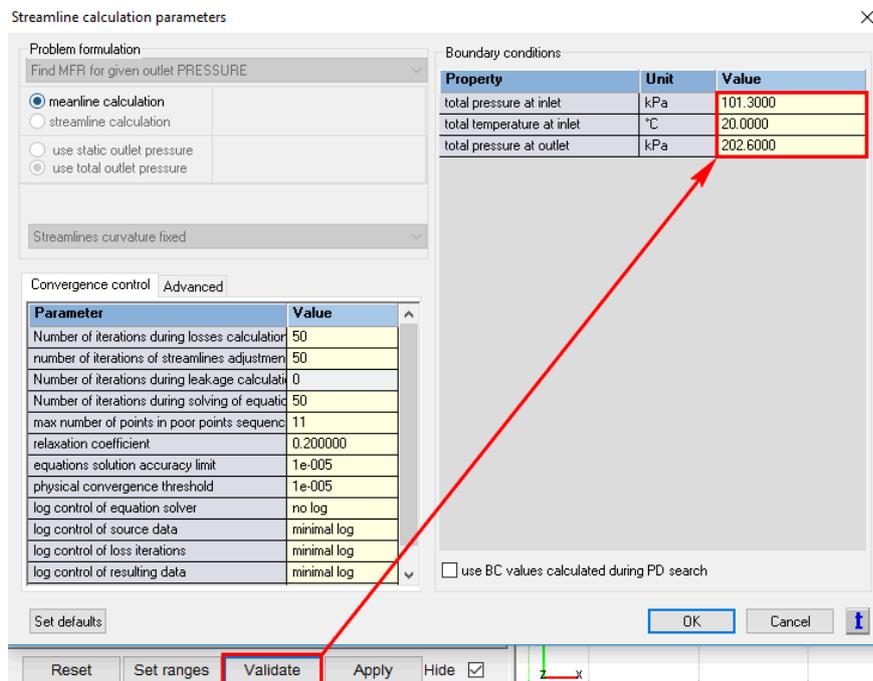


Figura 31 - Ventana de validación de soluciones

El usuario puede seleccionar "OK" para confirmar la configuración de la validación de las soluciones. El registro de cálculo del solucionador de tareas directas se muestra en la parte inferior de la Figura 33.

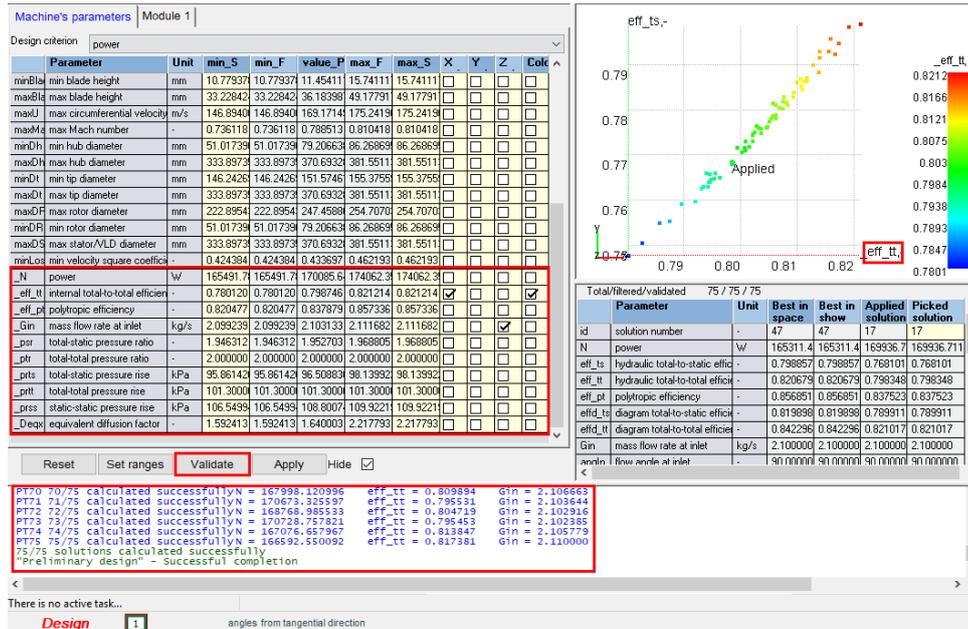


Figura 32 - Explorador del espacio de diseño y registro de cálculo del software

Después de haber completado el análisis, ciertos parámetros globales como "\_N" (nº de revoluciones), "\_eff\_tt" (eficiencia interna total a total), etc. están disponibles. Los valores y rangos para estos parámetros globales se obtienen una vez completado el cálculo directo. La importancia de la opción "Validate soluciones" es que el software recalcula la solución con un método de cálculo más riguroso para ver si la solución es consistente o no. A veces se pueden observar pequeñas diferencias entre el valor del gasto másico que se obtuvo en un primer instante con la herramienta PD (Post Design) y los valores obtenidos en las iteraciones de la tarea directa. Estas diferencias se deben a las aproximaciones obtenidas utilizando el cálculo de tarea inversa.

Como se ha mencionado anteriormente, aquí también es necesario presionar el botón "Guardar datos"  para guardar los resultados de la solución aplicada en la base de datos del proyecto.

### 2.3.4. Herramienta AxMAP. Análisis Off-Design

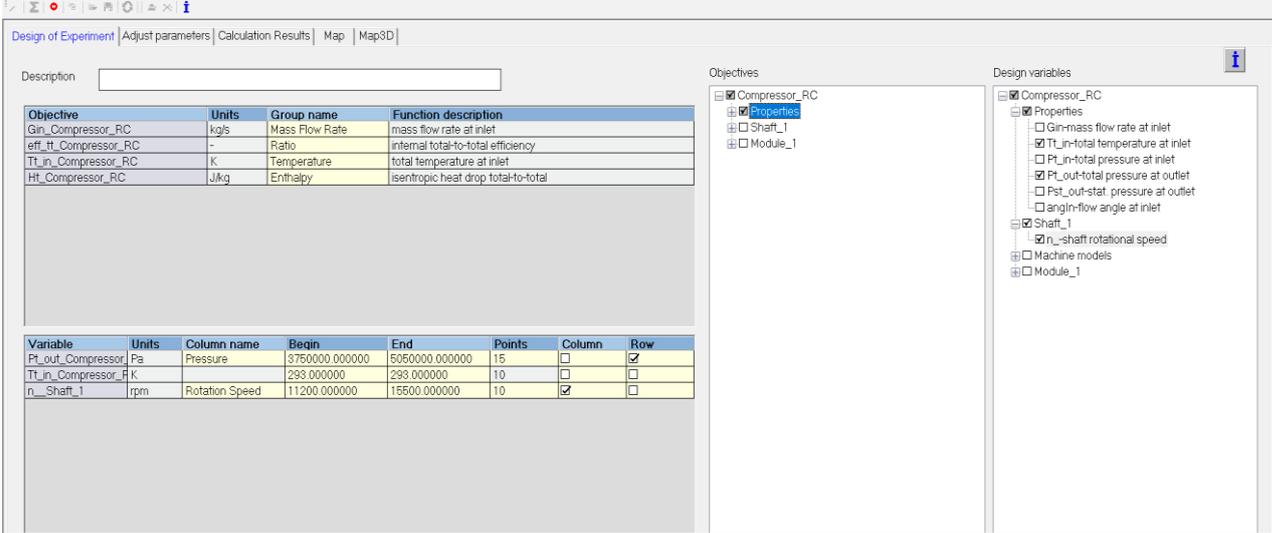
Además del cálculo directo empleado al validar soluciones, también se pueden obtener parámetros de funcionamiento en condiciones fuera de diseño seleccionando la opción AxMAP.



La principal función de esta herramienta de diseño es calcular las curvas de rendimiento necesarias para la evaluación inicial de las características del compresor. En esta etapa, se debe verificar la coincidencia con el punto de diseño y evaluar los rangos de estabilidad dinámica del gas para asegurarnos que es posible avanzar con el diseño creado con respecto a los márgenes de funcionamiento previstos.

Además, esta herramienta nos hace posible obtener y comparar curvas características que indican las prestaciones de la máquina en diferentes condiciones de operación. Es posible realizar hasta tres tipos de formulación del problema para el análisis según la variable de diseño y la variable a obtener por el cálculo Meanline/Streamline. Así podemos obtener gasto másico para presiones a la salida dadas, obtener presiones a la salida para un gasto másico dado bien

presiones a la entrada para un gasto másico dado.



The screenshot shows the 'Design of Experiment' window in AxSTREAM. It contains three main panels: 'Description', 'Objectives', and 'Design variables'.

**Description Panel:**

Objective	Units	Group name	Function description
Gin_Compressor_RC	kg/s	Mass Flow Rate	mass flow rate at inlet
eff_tt_Compressor_RC	-	Ratio	internal total-to-total efficiency
Tt_in_Compressor_RC	K	Temperature	total temperature at inlet
Ht_Compressor_RC	J/kg	Enthalpy	isentropic heat drop total-to-total

Variable	Units	Column name	Begin	End	Points	Column	Row
Pt_out_Compressor	Pa	Pressure	3750000.000000	5050000.000000	15	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Tt_in_Compressor	K	Temperature	293.000000	293.000000	10	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
n_Shaft_1	rpm	Rotation Speed	11200.000000	15500.000000	10	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

**Objectives Panel:**

- Compressor\_RC
  - Properties
    - Gin-mass flow rate at inlet
    - Tt\_in-total temperature at inlet
    - Pt\_in-total pressure at inlet
    - Pt\_out-total pressure at outlet
    - Pst\_out-stat pressure at outlet
    - angIn-flow angle at inlet
  - Shaft\_1
    - n\_shaft rotational speed
  - Machine models
  - Module\_1

Comentar que los análisis que con el fin de obtener la respuesta ante variaciones en las condiciones nominales del compresor serán realizados dando un rango de presiones a la salida y estudiando puntos de este rango antes variaciones en la velocidad de giro. Además, se harán análisis con 4 temperaturas diferentes para cada compresor que, aunque no puedan ser obtenidos en el mismo estudio, y por lo tanto comparados en AxSTREAM, serán incorporados a la misma hoja Excel con el fin de conseguir curvas adimensionales más exactas posteriormente.

## 3. COMPRESOR CENTRÍFUGO

### 3.1. Historia y características generales

La existencia del compresor centrífugo data de hace más de 200 años, pero su perfección y rápido desarrollo ha ocurrido en los últimos 60 años. El primer rodete centrífugo, con álabes de madera, se encontró en 1772 en una mina de cobre portuguesa abandonada en San Dominigos. Los ventiladores centrífugos habían sido ampliamente utilizados para la ventilación de minas desde el siglo XVI.

El rodete centrífugo, común en bombas y compresores pero con geometría diferente, ha sido clave en el desarrollo conjunto para estas dos aplicaciones. En general, en el siglo XIX y principios del XX, el conocimiento principal estaba en bombas, y los compresores se beneficiaron de ello, mientras que desde 1945 en adelante, el conocimiento principal ha venido por parte del desarrollo de compresores.

El desarrollo del compresor centrífugo está directamente relacionado con el desarrollo de las turbinas de gas y las industrias del acero y la minería. La teoría de las turbinas de gas y su funcionamiento ya eran conocidas mucho antes de que estuvieran disponibles los materiales necesarios y el conocimiento detallado de los mecanismos de flujo. El concepto de turbina de gas fue patentado en 1791 por John Barber basándose en un compresor alternativo. El primer compresor dinámico exitoso fue el de Rateau usando un impulsor centrífugo en 1905, pero el desarrollo de una turbina de gas útil no se produjo hasta la década de 1930 cuando Brown Boveri mostró una turbina de gas de tamaño considerable en la Exposición Nacional de Suiza en Zurich en 1939. El primer vuelo con turborreactor se produjo también en 1939.

Un compresor centrífugo fue el primer tipo de compresor en alcanzar una relación de compresión y eficiencia útil al mismo tiempo para los motores de turborreactores, fue utilizado en el motor de Von Ohain en 1939 y en el motor de Whittle en 1941. Aunque en la actualidad sean los compresores axiales los comúnmente utilizados para la propulsión aérea debido a su mayor capacidad de flujo y mayor rendimiento. Sin embargo, con gastos de aire muy bajos, el rendimiento de los compresores axiales disminuye fuertemente y los centrífugos resultan más ventajosos.

Fue principalmente la necesidad de helicópteros militares más avanzados a mediados de los años 60 la que originó un rápido desarrollo de los compresores centrífugos. Posteriormente los avances en este terreno fueron exportados a un campo de aplicaciones mucho más amplio entre las que se encuentran; sobrealimentación de motores diésel, procesos químicos, suministro de aire en la industria, suministro de gas para gaseoductos, etc.

Pueden ser clasificados según la relación de compresión en:

- Soplantes, con una relación de compresión entre 1.1 y 3.5.
- Turbocompresores centrífugos, con una relación de compresión mayor que 3.5.

Y según la dirección del flujo en radiales y diagonales, aunque en ambos casos el diseño de sigue la misma teoría.

El rodete (conocido comúnmente como *impeller*) es el elemento principal y giratorio, encargado de aumentar el nivel de energía del fluido que atraviesa el compresor desviándolo hacia la periferia e incrementando la presión estática y la velocidad absoluta. Los rodetes pueden ser cerrados (envolvente unida a los extremos de los álabes) o abiertos (existe juego entre bordes de

álabes y envolvente). Con los rodetes cerrados se eliminan las pérdidas intersticiales en los bordes de los álabes y se compensan los empujes axiales sobre el rodete, pero sin embargo aumentan las pérdidas de fricción y ventilación (entre envolvente y superficie de cierre de álabes). Diferentes ensayos realizados por la NASA han puesto de manifiesto que los rodetes cerrados son los más convenientes para bajas velocidades, pero no así en altas.

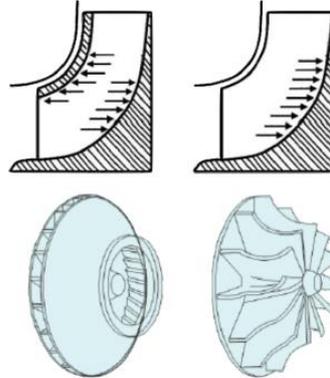


Figura 33 - Rodete cerrado y abierto respectivamente

Una vez el fluido sale del rotor, éste entra en el difusor que convierte la energía cinética en energía de presión. La difusión puede ser libre (difusor sin álabes) o incorporando una corona de álabes fijos que permite reducir el tamaño del difusor, pero la cual aumenta el coste de fabricación de éste.

En el exterior del difusor encontramos el caracol o voluta cuya función es recoger el flujo del difusor y dirigirlo hacia el conducto de salida. Además, también encontramos el tambor (*hub*) que es la superficie curvada de revolución del rotor y la envolvente, que forma la frontera externa del flujo, pudiendo girar de manera solidaria con este o formar parte de la carcasa. Por último, es de vital importancia mencionar que en la sección de entrada (*eye*) encontramos una zona inductora en la cual los álabes están curvados, que se encarga de desviar la velocidad relativa hacia la dirección radial.

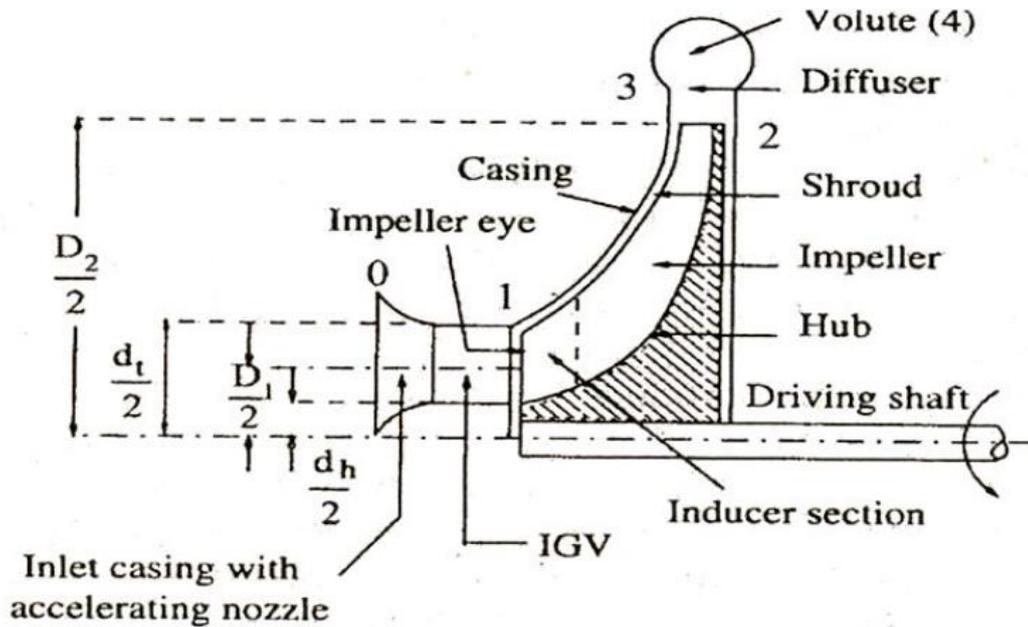


Figura 34 - Partes representativas del compresor centrífugo

### 3.2. Ecuación de Euler. Fundamentos.

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental de las turbomáquinas y describe el funcionamiento de éstas bajo la hipótesis de flujo unidimensional. En ésta se expresa el intercambio de energía entre el fluido y la turbomáquina que se produce en el rodete, el elemento principal. Es posible analizar este intercambio de energía aplicando el teorema de conservación del momento cinético y la tercera ley de Newton sobre la masa de fluido que evoluciona en el rodete.

Esta ecuación es aplicable a cualquier máquina térmica o hidráulica independientemente de su geometría, bien axial o radial. Al trabajar con la ecuación de Euler se usa el concepto de triángulos de velocidades, que se refiere a la magnitud y dirección del fluido a su paso por los álabes, el cual está formado por tres velocidades.

- c. Velocidad absoluta del flujo.
- u. Velocidad periférica, producida por el giro del rotor.
- w, velocidad relativa del flujo. La velocidad que lleva el fluido con respecto al rotor.

Por otra parte, tomando un sistema de coordenadas cilíndricas se puede descomponer la velocidad en tres componentes perpendiculares entre sí:

- Componente radial
- Componente tangencial
- Componente axial.

Una vez aplicado el conocido teorema de conservación del momento cinético, que indica que el sumatorio de momentos de las fuerzas que actúan sobre el sistema equivale a la derivada temporal (límite respecto al tiempo) del momento cinético, y usando la definición de la velocidad periférica tanto de entrada como de salida; es posible describir la potencia desarrollada con la siguiente expresión. La ecuación fundamental de las turbomáquinas o ecuación de Euler.

$$\dot{W} = \dot{m} (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u})$$

La potencia también se puede expresar como:

$$\dot{W} = \dot{m} W_e$$

Dan lugar las dos expresiones anteriores a la ecuación simplificada del trabajo específico:

$$W_e = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}$$

Este trabajo específico, bien consumido o generado por la máquina, proviene de la disminución o aumento de la entalpía del fluido, que es debida a la expansión o compresión del fluido de trabajo en la máquina, y a la disminución o aumento de la energía cinética del mismo. El significado físico de esta potencia radica en la diferencia de presiones producida por la deflexión que sufre la corriente a su paso por los álabes, la cual incrementa la presión del fluido en la cara cóncava y la disminuye en la convexa, generando una fuerza resultante.

### 3.3 Ecuaciones de conservación

Debido a que el flujo a través de un escalonamiento de un compresor centrífugo es un movimiento tridimensional altamente complicado, se simplifica el modelo de flujo haciendo una aproximación unidimensional, que supone que las condiciones del flujo son uniformes en determinadas secciones transversales del flujo. En el caso que se utilizaran álabes guía a la entrada para dar prerrotación al fluido que entra en el rotor, este tratamiento no sería válido, requiriéndose un análisis tridimensional de mayor dificultad.

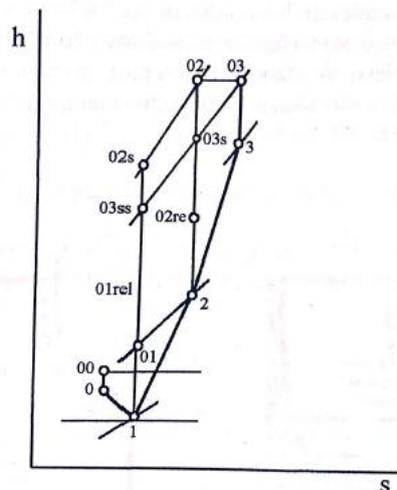


Figura 35 - Diagrama h-s de turbocompresor centrífugo

En la toma dinámica representada de 0 a 1 en la figura anterior, tiene lugar una aceleración del fluido lo que conlleva a que la presión disminuye y se cumplirá:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} ; h_{00} = h_{01}$$

Una vez se entra al rodete, de 1 a 2, éste aporta trabajo por lo que tanto la entalpía como la velocidad del fluido aumentan. Al aplicar la ecuación de conservación de energía del observador fijo se puede escribir:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} + W = h_2 + \frac{c_2^2}{2}$$

Y aplicando la ecuación del observador móvil:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}$$

Además, con las conocidas expresiones del trabajo específico, tanto de Euler como la derivada de la ecuación de conservación de energía:

$$W = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1}$$

$$W = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

Sustituyendo se tiene que:

$$h_{01R} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = h_{02R}$$

Y por tanto el aumento de entalpía en el rotor vale:

$$h_2 - h_1 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

En el difusor, el fluido es decelerado adiabáticamente desde la velocidad  $c_2$  hasta  $c_3$ , lo que hace que se incremente la presión estática. Es de importancia comentar que en este proceso también se agrupa normalmente el que tiene lugar en el colector de salida o voluta. Aplicando la ecuación de la energía se obtiene que:

$$h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_3 + \frac{c_3^2}{2}; h_{02} = h_{03}$$

### 3.4. Triángulos de velocidades.

#### 3.3.1. Triángulos de velocidades a la entrada

Es necesario primero comentar que los sentidos positivos, tanto de los ángulos como el de las velocidades, son los representados en la Figura 37.

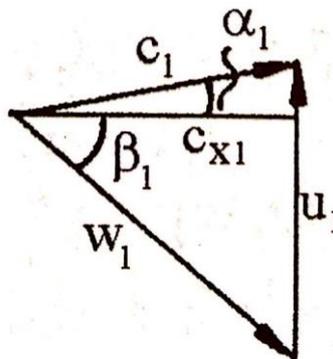


Figura 36 - Triángulo de velocidades a la entrada

Haciendo uso de la ecuación de Euler particularizada para compresores centrífugos:

$$W = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} = u_2 c_2 \operatorname{sen} \alpha_2 - u_1 c_1 \operatorname{sen} \alpha_1$$

De aquí se deduce que mientras más pequeño sea el ángulo de entrada  $\alpha_1$ , se incrementará el trabajo específico de compresión y, por lo tanto, mayor será la relación de compresión llegando incluso a ser positivo el segundo término de la ecuación anterior para  $\alpha_1 < 0^\circ$ .

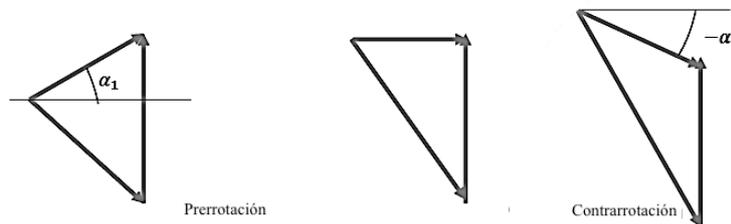


Figura 37 - Posibles ángulos a la entrada del rodete

Siguiendo la Figura anterior, aunque en un primer momento parezca que la contrarrotación es beneficiosa, esto no es del todo así. Dada una  $c_{x1}$ , dependiente del gasto y de la geometría del compresor, la contrarrotación genera una mayor velocidad relativa a la entrada del rodete y, por lo tanto, el número de Mach relativo se incrementa. A su vez, el número de Mach relativo aumenta también con el radio, correspondiéndose el punto más crítico con la punta del álabe. Para evitar la formación de ondas de choque se debe procurar que este número de Mach no supere valores de 0.85, ya que esto reduciría drásticamente el rendimiento del compresor.

Es por esto que es habitual el uso de álabes de prerrotación en el compresor con el fin de reducir la velocidad relativa, estando los valores comúnmente usados de  $\alpha_1$  entre  $+15^\circ$  y  $+20^\circ$ .

El valor más crítico de  $w_1$  tiene lugar en la periferia de la sección de entrada del rodete, por lo que los álabes de prerrotación se diseñan de manera que produzcan una distribución libre de torbellino a la entrada del rotor a lo largo del radio ( $c_{x1} = \text{cte}$  y  $r_1 c_{\theta 1} = \text{cte}$ ). Destacar también que esto provoca que  $\alpha_1$  tenga un valor superior en el tambor que, unido al hecho de que  $c_{\theta 1i} > c_{\theta 1e}$  y  $u_{1i} < u_{1e}$ , hace que el ángulo  $\beta_1$  sea muy bajo o incluso 0. Esto puede tener ciertas ventajas en algunos métodos de fabricación de rodetes. Comentar también por último que una desventaja del uso de la prerrotación es que la energía transferida al fluido se reduce por el término  $u_1 c_{\theta 1}$ .



Figura 38 - Triángulos de velocidades a la entrada y en el tambor respectivamente

### 3.3.2 Triángulos de velocidades a la salida

Tal y como hicimos en los triángulos de velocidades a la entrada, indicamos primeramente los sentidos positivos de las velocidades y los ángulos en la siguiente Figura.

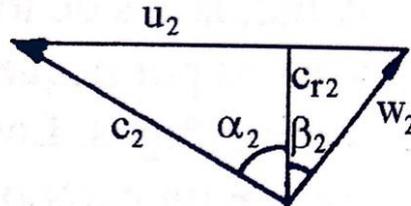


Figura 39 - Triángulo de velocidades a la salida del rodete

Suponiendo que no existen álabes guías en la entrada del rotor y que por lo tanto la velocidad de entrada es axial ( $\alpha_1=0$ ) y haciendo uso de la hipótesis de que la velocidad meridional  $c_m$  no varía a lo largo del rotor, el trabajo específico valdrá:

$$W = u_2 c_{\theta 2} = u_2 (u_2 - c_{r2} \operatorname{tg} \beta_2)$$

Además, en el caso, muy corriente en la práctica, de que  $c_3=c_1$  (velocidad de salida del difusor igual a velocidad de entrada al rodete), el aumento de entalpía estática en el difusor podría calcularse como  $\Delta h_E$ :

$$\Delta h_E = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \frac{1}{2} (u_2 - c_{r2} \operatorname{tg} \beta_2)^2$$

Esta variación de entalpía en el estator (difusor) es el incremento de energía cinética del fluido en el rodete susceptible de ser transformado en energía de presión en el difusor. En función del ángulo  $\beta_2$  se expresa de la siguiente manera:

$$\Delta h_R = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \frac{1}{2} (u_2 - c_{r2} \operatorname{tg} \beta_2)$$

Tomando además que el grado de Reacción R se define como:

$$R = \frac{\Delta h_R}{W} = \frac{\frac{1}{2} (u_2^2 - c_{r2}^2 \operatorname{tg}^2 \beta_2)}{u_2 (u_2 - c_{r2} \operatorname{tg} \beta_2)} = \frac{1}{2} + \frac{c_{r2}}{2u_2} \operatorname{tg} \beta_2$$

En la siguiente Figura se representan las variaciones del trabajo específico, el salto entálpico en el rotor, el salto entálpico en el estator y el grado de reacción en función del ángulo de salida del rodete expresado como  $\operatorname{tg} \beta_2$ .

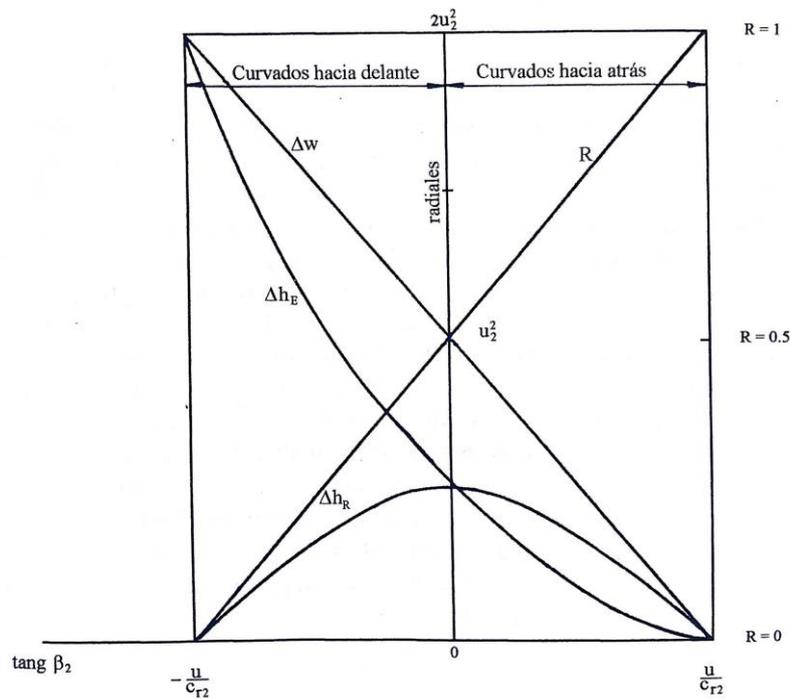


Figura 40 - Variaciones de  $W$ ,  $\Delta h_R$ ,  $\Delta h_E$  y  $R$  respecto a  $\beta_2$

- Álabes curvados hacia atrás ( $\beta_2 > 0$ )

El grado de reacción correspondiente a este tipo de alabeado es mayor que 0.5, lo que significa que el fluido se comprime más en el rotor que en el difusor, por lo que es esperable un mayor rendimiento ya que hay menos compresión en la zona de bajo rendimiento (difusor). En contrapartida, el trabajo específico es menor, por lo que en cada rodete se comunica menos energía al fluido, lo cual implica que se deben aumentar el número de escalonamientos del compresor para alcanzar una relación de compresión dada.

Este tipo de álabes suele emplearse en compresores industriales, bombas hidráulicas y ventiladores, pero no en aviación debido a que las velocidades periféricas que se alcanzan, alrededor de los 500 m/s, originan mayores esfuerzos centrífugos que en los radiales. Comentar en relación al estudio que en los turbocompresores para sCO<sub>2</sub> también se emplean este tipo de álabes, curvados hacia atrás.

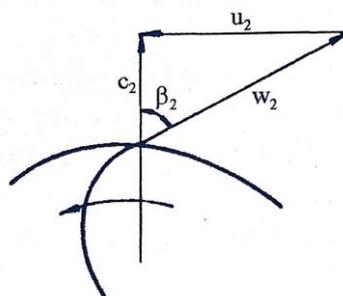


Figura 41 - Triángulo de velocidades a la salida para  $\beta_2 > 0$

- Álabes radiales ( $\beta_2=0$ )

El grado de reacción es 0.5, por lo que el proceso de compresión se reparte equitativamente entre rotor y difusor. Las características de funcionamiento son bastante planas y el trabajo específico se puede expresar como  $w = u_2^2$ . Este tipo de alabeado es usado principalmente en aviación, pequeñas turbinas de gas y sobrealimentación.

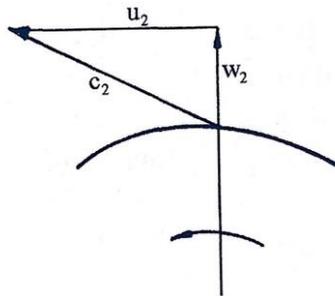


Figura 42 - Triángulo de velocidades a la salida para  $\beta_2=0$

- Álabes curvados hacia delante ( $\beta_2<0$ )

En este tipo de alabeado el trabajo absorbido es mayor, por lo que mayor relación de compresión por escalonamiento que en los anteriores, y como el grado de reacción es menor a 0.5, la mayor parte de la compresión se da en el difusor, lo cual penaliza tanto el rendimiento como el trabajo de la máquina.

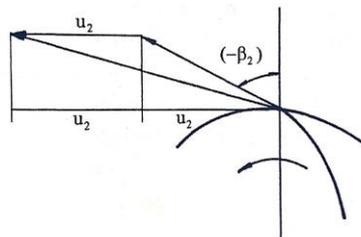


Figura 43 - Triángulo de velocidades a la salida para  $\beta_2<0$

Por último, es de gran importancia comentar que, para una determinada velocidad de giro, el coeficiente de carga (trabajo absorbido) variará con el coeficiente de flujo (gasto másico) dependiendo del tipo de alabeado que se use, como se aprecia en la siguiente Figura correspondiente a un compresor isentrópico o ideal. En el caso de que existan pérdidas por fricción las tres curvas caerán debido al incremento de velocidad.

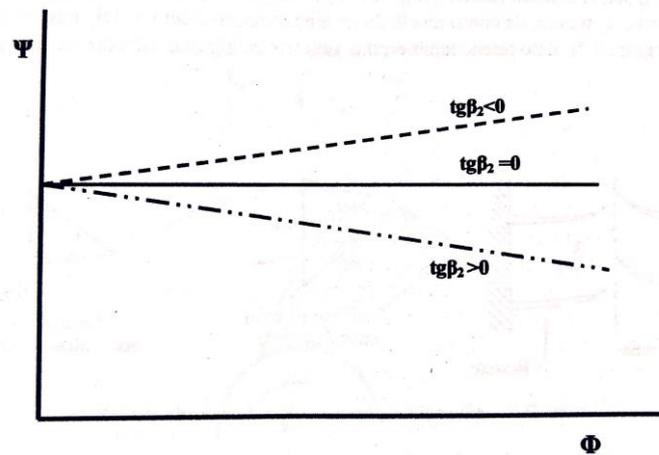


Figura 44 - Variación del coeficiente de carga en función del coeficiente de flujo para varias geometrías de salida del rodete

Para finalizar destacar que los turbocompresores presentan un funcionamiento inestable cuando la curva relación de compresión-gasto tiene característica creciente. Por ello, se puede afirmar que los compresores con álabes curvados hacia delante tendrán un comportamiento más inestable que los que presenten álabes curvados hacia atrás en funcionamiento fuera de las condiciones nominales de diseño, los compresores con álabes radiales presentarán un comportamiento intermedio.

### 3.4. El difusor

Tal y como ha sido expuesto previamente, la función del difusor es convertir la energía cinética que sale del rodete en presión estática. Este elemento es clave en el rendimiento del compresor ya que aproximadamente la mitad de la energía del fluido a la salida del rodete corresponde a energía cinética.

#### 3.4.1 Difusor sin álabes

Normalmente los difusores sin álabes poseen una altura constante, en general igual a la de los álabes del rodete en la salida. Si despreciamos la fricción existente entre el fluido y las paredes del difusor, el momento cinético del fluido que entra en el difusor permanecerá constante. Por tanto,

$$c_{\theta 2} r_2 = c_{\theta a} r_a$$

En donde el subíndice *a* se refiere a una sección genérica del difusor, aplicando la ecuación de la continuidad y sabiendo que el diseño del difusor es mantener la altura de salida del rodete, tenemos que:

$$\dot{m} = C_{r2} \rho_2 A_2 = C_{ra} \rho_a A_a$$

Posteriormente, mediante las ecuaciones expuestas podemos afirmar que el ángulo del flujo en la sección *a* valdrá:

$$\cotg \alpha_3 = \frac{C_{r3}}{C_{\theta 3}} = \frac{C_{r2} \rho_2}{C_{\theta 2} \rho_3} = k \frac{\rho_2}{\rho_3}$$

Donde  $k$  es una constante. Es decir, para flujo incompresible, la trayectoria del flujo en un difusor radial de paredes paralelas se representa mediante una espiral logarítmica, Figura 46. Cabe mencionar que la relación de diámetros salida/entrada del difusor es del orden de 1.6 a 1.8.

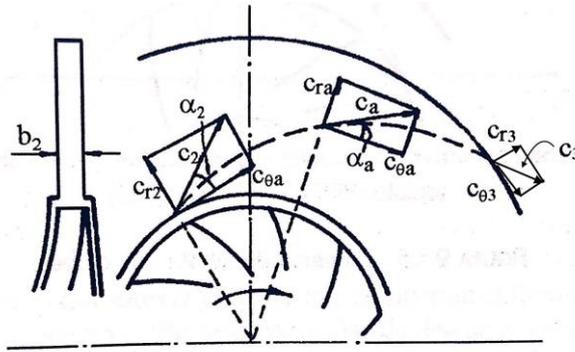


Figura 45 - Trayectoria de flujo del difusor sin álabes

Por último, comentar que los difusores sin álabes son los utilizados principalmente en aplicaciones de grupos sobrealimentación de los motores alternativos de combustión interna debido a características tales como su bajo coste, su amplio rango de funcionamiento, además de ser más resistentes a la erosión y al ensuciamiento que los difusores alabeados.

### 3.4.2. Difusor con álabes

Al contrario que en los difusores sin álabes, los alabeados poseen una relación de difusión más alta, lo que permite reducir el tamaño de los mismos. Es necesario dejar un espacio más amplio entre el rodete y el difusor con el fin de reducir la inestabilidad del flujo, los niveles de ruido y el número de Mach antes de entrar a los álabes. Este espacio suele tomar valor de entre el 10 y el 20% del diámetro del rodete.

En un primer principio, haciendo un análisis unidimensional, el espacio desde la salida del rodete hasta la garganta de los álabes del difusor puede ser tratado de la misma manera que como un difusor sin álabes. Por medio de la ecuación de continuidad es posible obtener el área de la garganta para ese radio específico, aumentando el área real entre un 5% y un 12% con el fin de evitar bloqueos ocasionados por la capa límite. Generalmente, la relación entre el área de salida y la de garganta está entre 2 y 3.5.

Es importante comentar que el número de álabes del difusor tiene una relación directa con el tamaño y el rendimiento del difusor. Con un gran número de álabes, el ángulo de divergencia será menor y el rendimiento del difusor aumentará hasta un punto en que el incremento de la fricción y la mayor tendencia al bloqueo superarán la ventaja de tener una difusión más gradual. Además, un gran número de álabes supondrán que el punto de máximo rendimiento será más cercano al punto de bombeo, por lo que se reducirá considerablemente el rango de buen comportamiento del difusor.

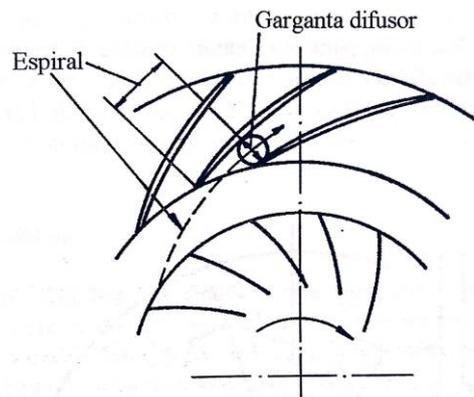


Figura 46 - Esquema representativo de difusor con álabes

Con el fin de evitar que varios conductos del difusor compartan un mismo conducto del rodete, el número de álabes en el difusor suele ser generalmente menor que en el rodete, de esta manera no se presenta una distribución no uniforme de la velocidad de descarga. Por lo tanto, haciendo que las condiciones del flujo sean aproximadamente igual en cada conducto del difusor se consigue una mejor estabilidad en el funcionamiento y un aumento del rango de éste.

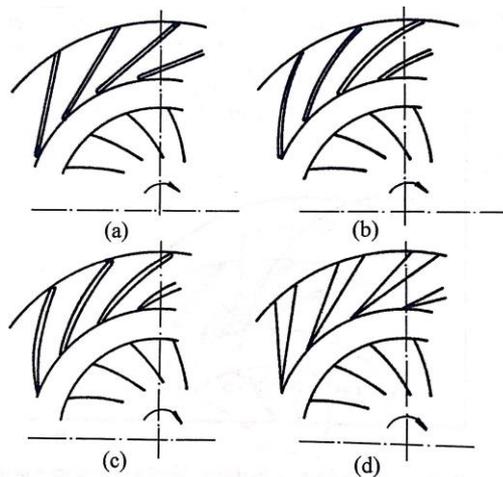


Figura 47 - Distintos tipos de difusores con álabes

### 3.5 El colector o voluta

Aunque debido a buscar la mayor simplicidad posible en el diseño de los compresores analizados en AxStream, éstos no posean voluta, es de debido cumplimiento explicar su función.

El colector o voluta se encarga de recoger el flujo que sale del difusor y conducirlo con las menores pérdidas posibles al conducto de descarga. Aunque puede presentarse en él una ligera difusión, el componente no es diseñado con este fin.

Es posible utilizar la expresión siguiente para estimar el área del colector como una función de la posición angular, habiendo supuesto previamente que la distribución circunferencial del flujo es uniforme a la salida del difusor.

$$\frac{A_{\phi}}{r} = \dot{V} \frac{\phi}{2\pi k}$$

Como se puede apreciar, para un radio constante, es posible diseñar el colector con un aumento lineal de la sección transversal con el ángulo desde cero hasta el área de salida que se desee.

Con el fin de ilustrar la disposición del colector se expone la siguiente Figura. La disposición más corriente es la primera, siendo la segunda utilizada principalmente es compresores de sobrealimentación debido a la reducción de las pérdidas por mezcla en la descarga y la reducción del diámetro exterior.

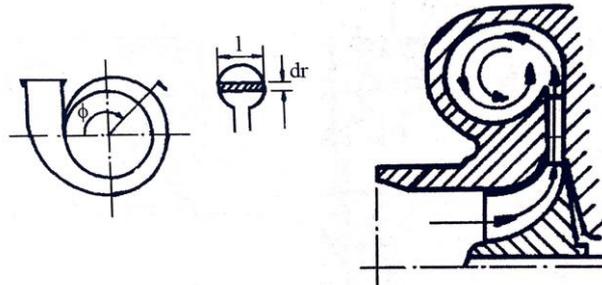


Figura 48 - Esquema del colector o voluta de un turbocompresor centrífugo

### 3.6. Diferencias con compresor axial y uso en ciclos de sCO<sub>2</sub>

El hecho de que para ciclos de potencia referentes al sCO<sub>2</sub> se empleen compresores centrífugos preferentemente a los axiales posee una explicación.

Las máquinas axiales poseen una ventaja general en términos del caudal volumétrico que pueden manejar, sin embargo para caudales volumétricos pequeños se muestran más ineficientes que las radiales. Además, es principalmente la respuesta ante condiciones fuera de diseño la que justifica en un primer momento la consideración de los compresores centrífugos para aplicaciones de sCO<sub>2</sub>.

Además de los atributos de evaluación convencionales, que se basan en condiciones de gas casi ideal, se debe enfatizar de que en muchos casos el compresor principal funciona cerca del punto crítico de CO<sub>2</sub>, por lo que por diferentes aspectos es más una bomba que un compresor. Se debe reconocer que los diseñadores de turbomáquinas no han explorado del todo a fondo este régimen y que se debe dar una alta prioridad a las pruebas de laboratorio de dichos dispositivos.

La siguiente tabla resume las principales diferencias entre compresores axiales y centrífugos.

Centrífugos (Radiales)	Axiales
Rango de gastos variables	Gasto aproximadamente constante
Más adecuados para bajos caudales, relaciones de compresión más altas	Más adecuados para bajos caudales, relaciones de compresión moderadas
Menos etapas, más cortos	Más etapas, más largos
Mayor diámetro, pero puede reducirse para menos potencia (álabes y voluta incrementan el diámetro)	Diámetro más pequeño pero más área de flujo, el difusor añade longitud
Menor eficiencia, del orden de un -4% en general	Mayor eficiencia, especialmente si está cubierto
Rango de operación más amplio	Límites de operación importantes, bombeo y desprendimiento

Modelado analítico/numérico no tan avanzado; más empirismo en diseño	Gran fondo de modelado (gas ideal): por ejemplo, a través del diseño del motor a reacción
Más resistente, puede tolerar algo de condensación.	Necesidad de evitar gotas

Tabla 1 - Comparativa de Compresores Radiales y Axiales

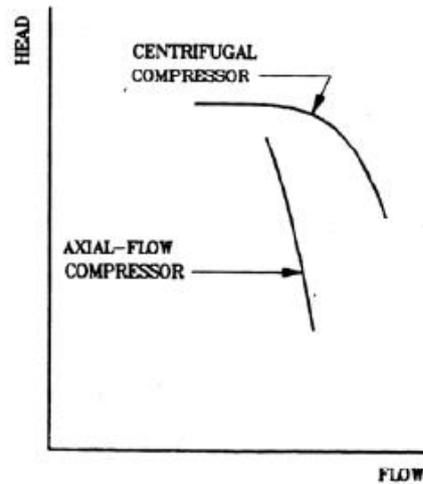
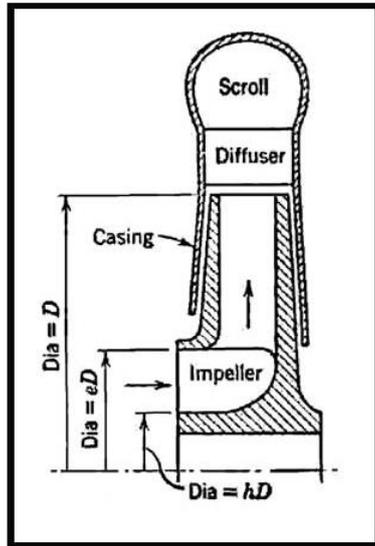


Figura 49 - Descripción esquemática de compresor radial. Figura 50 - Diferencia entre curvas.

Como se señala en anterior la tabla, el principal inconveniente apreciable que se interpone en la adopción de compresores centrífugos para el diseño de ciclos de potencia con  $s\text{CO}_2$  es su eficiencia, que en general es inferior a la de los compresores axiales para aplicaciones que involucran altos caudales volumétricos.

Varias razones que dan explicación a su menor eficiencia debido a sus pérdidas inherentemente mayores son:

- El giro brusco en la dirección del flujo a la entrada
- Sensibilidad a los flujos secundarios en el rotor.
- Alta velocidad de salida y solo moderada eficiencia del difusor
- Área mojada más grande que las máquinas axiales.

### 3.7 Particularidades de compresores aplicados a $s\text{CO}_2$

Los compresores en aplicaciones de  $s\text{CO}_2$  para producción de potencia operan a presiones similares que los compresores de  $s\text{CO}_2$  ya existentes en aplicaciones tales como captura y reinyección. Sin embargo, las temperaturas de entrada al compresor cerca del punto de presión crítica se mantienen intencionalmente lo suficientemente altas como para evitar los problemas de operatividad causados por la alta sensibilidad de las propiedades del gas a las variaciones de temperatura cercanas al punto crítico. La mayoría de los ciclos de energía de  $s\text{CO}_2$  se configuran con el compresor operando a temperaturas de entrada más bajas, muy cerca de la parte superior de la línea de vapor saturado (cerca del punto crítico) para aprovechar el ahorro de energía en la compresión y las mayores eficiencias con el fluido más frío, hecho que también

observaremos en los posteriores análisis llevados a cabo en AxSTREAM. La siguiente figura compara las regiones de operación de compresores de sCO<sub>2</sub> existentes en la industria con las regiones operativas propuestas de sCO<sub>2</sub> en un diagrama de presión-entalpía. La operación cerca del punto crítico da lugar a desafíos potenciales en el diseño como el diseño mecánico del rodete, la consideración de las propiedades reales del gas y la posible condensación o cavitación a la entrada del compresor.

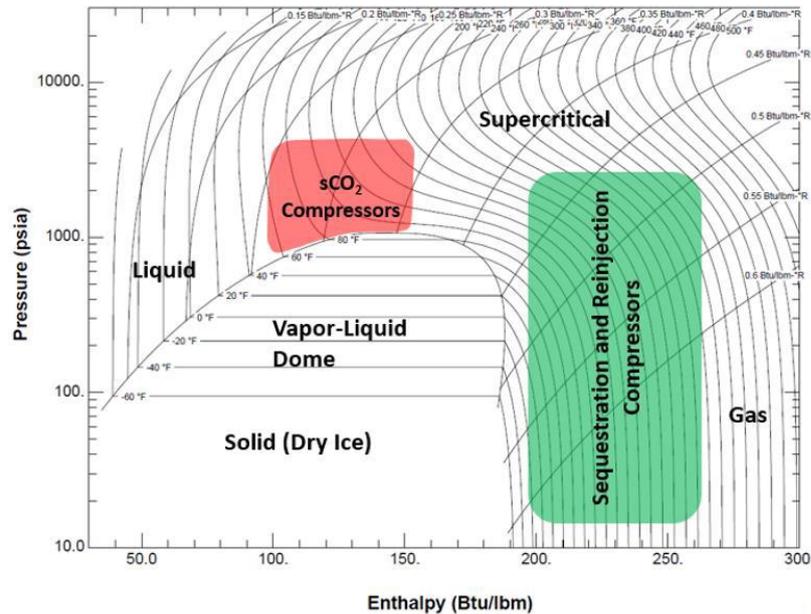


Figura 51 - Diagrama h-s representando los rangos de operación para compresores en ciclos de sCO<sub>2</sub>. (Allison et al., 2016)]

Numerosos estudios han investigado los potenciales riesgos operativos asociados con el diseño de un ciclo en el cual la entrada principal del compresor esté situada cerca del punto crítico del fluido de trabajo. La preocupación principal está asociada con el cambio rápido en la densidad del fluido, que puede ocurrir cerca del punto crítico con una variación modesta bien de temperatura o la presión. Un cambio significativo en la densidad dará como resultado un cambio caudal volumétrico para un cierto caudal másico constante. Además, si las variaciones de temperatura o presión son significativas, será posible la aparición de flujo bifásico. La región que desarrollará inicialmente el flujo multifase es la entrada del compresor debido a la aceleración del flujo local y la reducción de presión y temperatura estáticas que lo acompaña. (Brenes 2014) propuso un criterio no dimensional llamado *Acceleration Margin to Condensation* (AMC) para cuantificar el margen entre las propiedades del fluido en la línea de saturación, ilustrado en la Figura 4. El AMC se define como el número de Mach en la garganta en el que las propiedades estáticas del fluido se encuentran en la línea de saturación. Con base en este criterio, y un análisis detallado del flujo en el compresor, la condición de diseño se puede ajustar según las variaciones esperadas en las condiciones de succión para evitar la condensación.

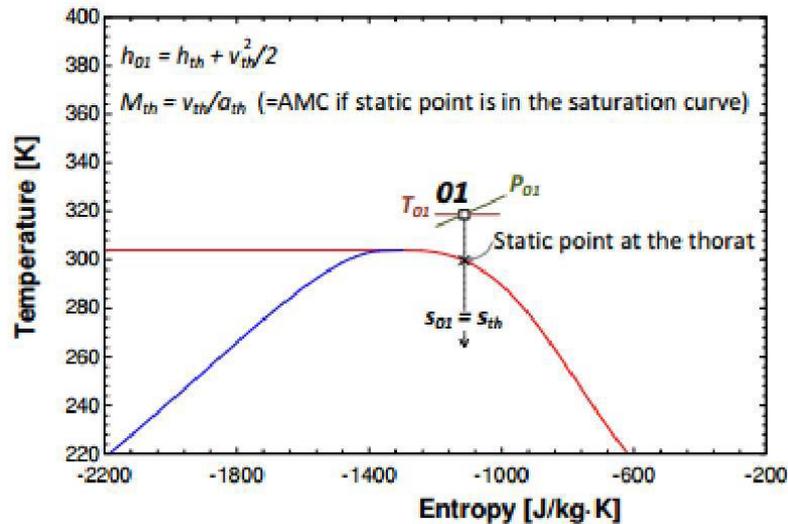


Figura 52 - Definición del AMC (aceleración del margen de condensación). (Karl Wygant 2018)

Si bien el AMC es una pauta de diseño simple, puede ser demasiado conservador de cara a obtener más margen en el diseño de lo que realmente se requiere. Después de que diferentes estudios, principalmente (Lettieri 2015), hayan analizado el tiempo de nucleación requerido para que el sCO<sub>2</sub> se condense descubrieron que es típicamente mayor que el tiempo de residencia del fluido en un compresor típico. Lettieri propuso un límite de condensación alternativo definido como la relación entre el tiempo de residencia del fluido en la región de condensación y el tiempo de nucleación. Afirmó que cuando esta relación es menor que uno, la condensación en el tiempo de residencia no debería ocurrir.

Hay muy pocos datos prácticos de funcionamiento de compresores de sCO<sub>2</sub> disponibles para utilizarlos como punto de referencia para futuros diseños. Por exponer un estudio, en el cuarto simposio internacional de ciclos de potencia de sCO<sub>2</sub>, (Noall 2014) publicó los datos de un compresor centrífugo que operaba cerca del punto crítico. Los resultados de los diferentes test reportados muestran un funcionamiento estable del compresor sCO<sub>2</sub> tanto por encima como ligeramente por debajo de la línea de saturación. Estos resultados sugieren que la operación ligeramente por debajo de la campana puede ser posible sin la existencia de efectos adversos a la estabilidad del compresor.

## 4. DISEÑO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO

### 4.1. Estimación del tipo de compresor y prediseño

Una vez descrito el funcionamiento del software AxStream y las posibilidades operativas que éste nos ofrece lo usaremos para diseñar y analizar diferentes compresores centrífugos para tres ciclos diferentes concernientes al sCO<sub>2</sub>.

Primeramente, antes de empezar a hacer uso del software AxStream, es necesario hacer un prediseño para obtener un rango de diámetros y velocidad de giro que delimiten el espacio de diseño. Esto se realizará mediante una estimación del compresor con el diagrama N<sub>s</sub>-D<sub>s</sub> (Balje, 1981) que aparece en la figura 54. Los diagramas N<sub>s</sub>-D<sub>s</sub> han sido usados, por ejemplo, por Barber-Nichols para la estimación de las turbomáquinas usadas en los Laboratorios de Sandia. Son gráficos teóricos derivados de diferentes estudios que abarcan una amplia gama de tipos y tamaños de turbomáquinas. La velocidad específica (N<sub>s</sub>) será función de la velocidad de giro del eje, el flujo volumétrico y el salto entálpico adiabático. El objetivo típico es buscar la combinación de parámetros de diseño, fundamentalmente velocidad de giro y diámetro característico de la máquina, que proporcionen el máximo rendimiento.

$$N_s = \frac{N * V_1^{1/2}}{H_{ad}^{3/4}} \quad D_s = \frac{D * H_{ad}^{1/4}}{V_1^{1/2}}$$

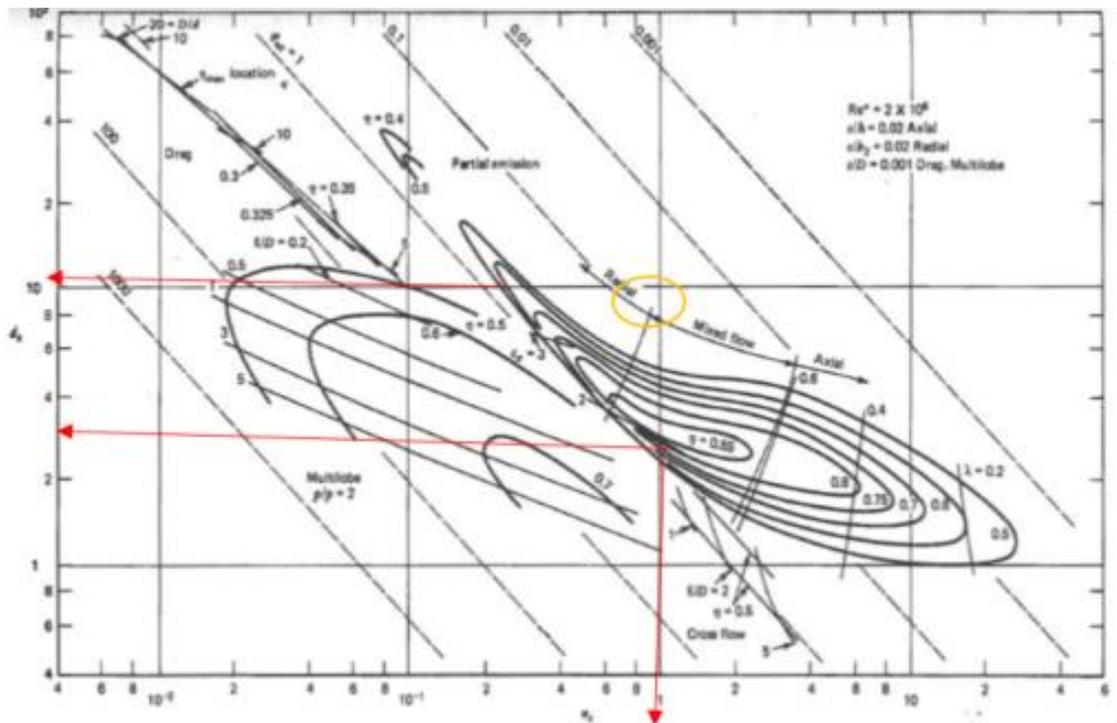


Figura 53 - Gráfica Velocidad Específica vs Diámetro. (Balje, 1981)

En la siguiente tabla se muestra de manera esquemática el proceso de estimación y prediseño llevado a cabo para los distintos compresores, haciendo uso del programa Refprop para el cálculo de las propiedades termodinámicas y del diagrama Ns-Ds comentado anteriormente.

1. Pin, Tin, Pout $\rightarrow$ $\rho, H_{\text{adiabática.1-2}}$ ( <b>REFPROP</b> ©) $\rightarrow$ $V \text{ (m}^3\text{/s)} = G/\rho$
2. Ns óptima de máximo rendimiento para compresor centrífugo $\rightarrow$ 0,7
3 Dentro del rango de uso de compresores radiales $\rightarrow$ Ds máx=12 - Ds min=4
4. Obtenemos régimen de giro (N) de máximo rendimiento aproximado. $N_{\text{óptima}} = \frac{0,7 * Had^{3/4}}{V^{1/2}}$
5. Obtenemos diámetros máximos y mínimos de diseño del compresor centrífugo. $D_{\text{máx}} = \frac{12 * V^{1/2}}{Had^{1/4}}; D_{\text{mín}} = \frac{4 * V^{1/2}}{Had^{1/4}}$

Tabla 2 - Proceso de estimación-prediseño de compresor centrífugo

Los compresores serán seleccionados tomando el mayor rendimiento posible dentro de los que satisfagan las condiciones de operación.

Con respecto a los parámetros que deben ser incluidos en el proceso de prediseño en AxSTREAM:

En primer lugar, como ya se ha indicado, se establecen las condiciones de contorno:

- Condiciones de presión y temperatura de remanso a la entrada del compresor impuestas en cada ciclo, se mantienen fijas sin necesidad de establecer un rango. La presión de salida también se mantendrá fija en función de la relación de compresión elegida.
- El gasto másico es una variable que también quedará fija a lo largo de cada estudio individual. Sin embargo, al haber considerado dos potencias distintas para cada ciclo con el fin de observar si existen cambios apreciables en el diseño de los compresores, será la condición de contorno que variaremos según la potencia del ciclo al que hagamos el estudio.
- En cuanto al ángulo de entrada  $\alpha_1$ , se ha considerado velocidad absoluta del fluido a la entrada con dirección axial. Para el ángulo de incidencia se ha considerado un rango entre  $-5^\circ$  y  $5^\circ$  ya que, según las actuaciones de cascadas de álabes, se consigue mayor rendimiento con incidencias en torno a  $0^\circ$  o ligeramente positivas. Posteriormente, conforme íbamos acotando el estudio, íbamos reduciendo este rango hasta  $-0.5^\circ$  y  $0.5^\circ$  pero nunca manteniéndolo fijo a  $0^\circ$  ya que el espacio de diseño quedaría notablemente reducido.
- Para el régimen de giro, se establece un margen en torno al valor N<sub>óptimo</sub> obtenido en la estimación del compresor conforme el diagrama Ns-Ds con el proceso esquematizado anteriormente.

Con respecto a los denominados parámetros o ratios de diseño:

- Diámetro de entrada al rotor. Hay que tener en cuenta el diámetro del eje de la máquina y, aunque sea un motor pequeño y por tanto, con poco gasto el

diámetro y la sección de paso del turbocompresor tienen que ser suficientemente grandes para evitar problemas de bloqueo de la máquina.

- Relación entre el diámetro de salida y el diámetro medio de entrada al rodete. Se ha considerado una relación de valores entre 1.5 y 2.5. Para valores mayores de 2.5 aumenta la fricción y también las pérdidas, mientras que para valores inferiores a 1.5 se reduce la compresión debida a las fuerzas centrífugas.
- Relación longitud del álabe/longitud del canal. Con esta relación se puede modificar la profundidad a la que empieza el álabe en el interior del canal con el objetivo principal de no congestionar la zona inductora del rodete y, por lo tanto, producir el bloqueo del turbocompresor. Supondremos siempre que en cada diseño el álabe tendrá la misma longitud que el canal.
- Coeficiente de flujo ( $cm_1/u_1$ ). El coeficiente de flujo está ligado principalmente al tamaño de la máquina para un gasto dado. En este caso se define como el cociente entre la componente axial de la velocidad y la velocidad periférica en la sección de entrada a la altura del radio medio. En la búsqueda de soluciones estará siempre entre 0.4 y 1.2 para mantener un funcionamiento estable con rendimientos considerablemente altos.
- Gradiente de la velocidad meridiana. En el diseño de turbocompresores es frecuente utilizar como regla de diseño que la velocidad meridiana es constante a lo largo de toda la máquina. En el diseño mediante AxSTREAM se hace la misma hipótesis, por lo tanto, el gradiente de velocidad meridiana en todos los diseños estudiados será siempre 1.

Por último, el software solicita un rango para una serie de valores constantes:

- Número de etapas. Cada compresor diseñado será de una sola etapa.
- Ángulo de salida del álabe del rotor. Es conocido en el área de turbomáquinas que los turbocompresores enfocados a sCO<sub>2</sub> son de álabes curvados hacia atrás, con ángulos  $\beta_2$  del orden de 40° o más. En este estudio supondremos salida radial, que en la práctica serían 90° (tomando referencia desde la dirección tangencial). Aunque como realizamos en la condición de contorno del ángulo de incidencia, establecemos un pequeño intervalo dentro de este valor, de 91° a 89°, para darle mayor margen al software para buscar soluciones.
- Diámetro interior de entrada al rotor. Rango establecido en función del área de paso calculada en el prediseño con las ecuaciones propias de las turbomáquinas y el diámetro medio obtenido del diagrama Ns-Ds.
- Diámetro a la salida del rotor. Teniendo en cuenta que la relación diámetro interior/diámetro exterior está entre 0.3 y 0.6, se proporciona un valor de referencia para este diámetro que estará vinculado con la velocidad de giro y la relación de compresión del compresor según lo obtenido en el diagrama Ns-Ds.

Cabe destacar que la mayoría de parámetros termodinámicos de funcionamiento de los diferentes ciclos han sido obtenidos en base a la tesis doctoral de Francesco Crespi, actualmente desarrollando un estudio termodinámico y económico de los ciclos de sCO<sub>2</sub>. Así, este TFG sirve de colaboración a la tesis suponiendo un estudio de los compresores centrífugos y sus respuestas finales conforme a su implementación en los distintos ciclos analizados, además de una contribución general para otros trabajos, tanto ya llevados a cabo como futuros, por parte del Grupo de Máquinas y Motores Térmicos de Sevilla (GMTS).

Comentar también que más adelante en el punto 5 será llevado a cabo un estudio de la respuesta de los compresores centrífugos en condiciones fuera de diseño. Los datos obtenidos, serán

proporcionados a Francesco con el fin de que sean implementados en Matlab para analizar como una variación en los distintos parámetros de funcionamiento del compresor hacen variar la respuesta de éste y su eficiencia en diferentes condiciones además de establecer curvas.

## 4.2. Ciclo Allam

El ciclo Allam es un nuevo ciclo de potencia de  $s\text{CO}_2$  que utiliza típicamente gas natural mientras a su vez capta aproximadamente el 100% de las emisiones de  $\text{CO}_2$  con un coste de electricidad competitivo respecto a otros sistemas de producción de energía disponibles que no emplean captura de  $\text{CO}_2$ .

El ciclo de Allam se presentó por primera vez en la GHGT-11 (Conferencia internacional sobre tecnologías de control de gases de efecto invernadero). Desde entonces, se han logrado avances significativos, que incluyen el diseño detallado del sistema, las pruebas de componentes y la construcción de una planta de demostración.

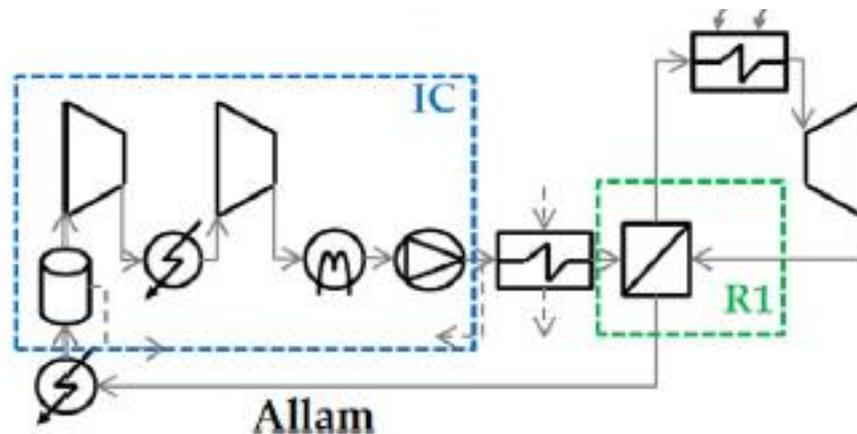


Figura 54 – Configuración Ciclo Allam

El ciclo Allam en cuestión, llamado así por su desarrollador e inventor principal, es un ciclo de oxidación, que quema gas natural o gas de síntesis con oxígeno puro producido por una unidad de separación de aire. Las características a destacar de este ciclo son su muy alta eficiencia y la capacidad para capturar  $\text{CO}_2$  listo para el transporte y almacenamiento sin ningún sistema auxiliar de absorción mediante dispositivos físicos o químicos. El ciclo Allam es considerado un ciclo altamente regenerativo debido a la incorporación de recuperadores internos y la integración térmica entre el ciclo de potencia y la unidad de separación de aire (necesaria para un enfriamiento sustancial, con el fin de reducir el trabajo de compresión de las distintas corrientes). El ciclo del  $\text{CO}_2$  es de tipo semicerrado. Los gases de combustión ricos en  $\text{CO}_2$  se expanden en la turbina y posteriormente se enfrían en un recuperador por etapas. Luego, la separación de agua tiene lugar antes de la compresión inter refrigerada (primero la compresión de gas y luego la compresión de líquido en una bomba). Una fracción de este dióxido de carbono a alta presión se envía al almacenamiento, mientras que el resto fluye hacia el recuperador y la cámara de combustión.

El ciclo en cuestión tendrá tres procesos de compresión diferentes, aunque por las condiciones de entrada al tercer y último compresor, el fluido de trabajo,  $s\text{CO}_2$ , se asemeja mucho más a un líquido que a un gas por lo que también se modelará el tercer compresor como una bomba.

A continuación, se mostrarán los compresores diseñados para el ciclo Allam, en cada uno de sus tres procesos de combustión, para dos potencias diferentes.

#### 4.2.1. Compresores ciclo Allam 8.5 MW

Para el ciclo Allam de 8.5 MW tenemos los siguientes parámetros para cada compresor.

ALLAM – 8.5MW				
	Tin [K]	Pin [Pa]	ṁ [kg/s]	Rc
C1	305.15	3000000	33.06	1.67
C2	305.15	4950000	33.06	1.62
C3	305.15	7920000	33.06	3.79

Tabla 3 - Ciclo Allam 8.5MW

Primeramente, se han diseñado los compresores del ciclo Allam para un ciclo de baja potencia, de 8.5MW. Estos compresores diseñados podrán servir de cara a realizar comparativas con otros diseñados enfocados al mismo ciclo, pero a mayor potencia, del orden de 50MW.

Comentar que, a diferencia de los compresores diseñados para el ciclo de 50MW, éstos han sido diseñados con álabes en el difusor ya que se ha considerado la utilización de varios compresores pequeños en paralelo con condiciones de operación relativamente estables (entrando en servicio o parando en función de la potencia de la planta), no siendo tan importante el comportamiento fuera de diseño.

**COMPRESOR 1 – ALLAM – 8.5MW**

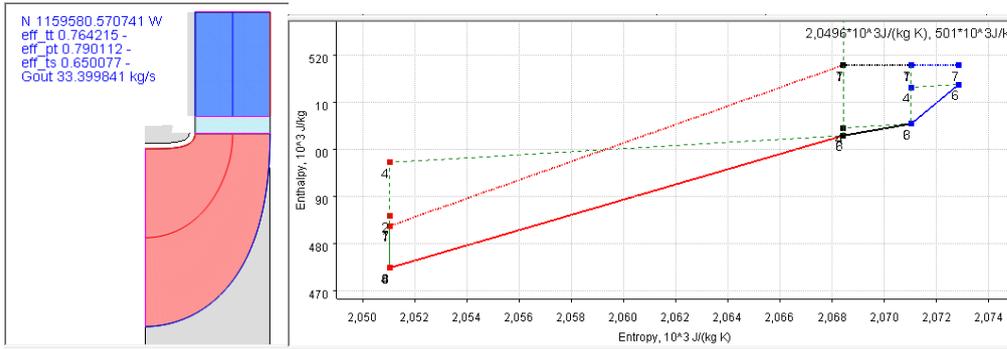


Figura 55 - Geometría y Diagrama h-s C1- Allam 8.5MW

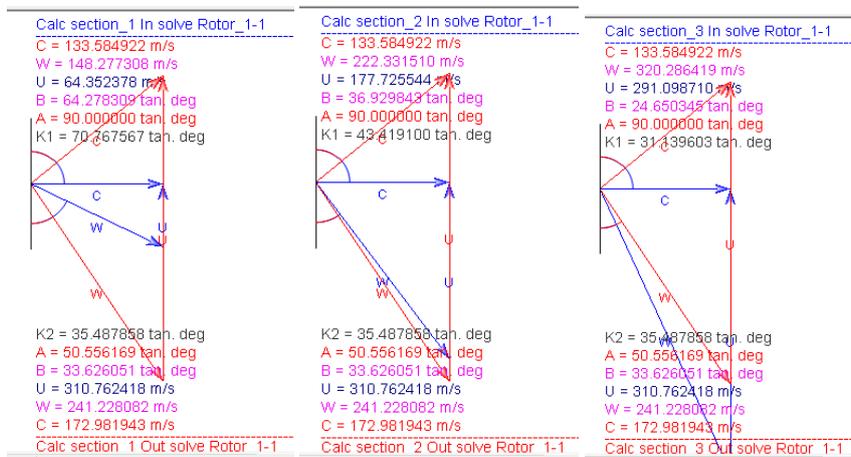


Figura 56 - Triángulos de velocidades C1-Allam 8.5MW

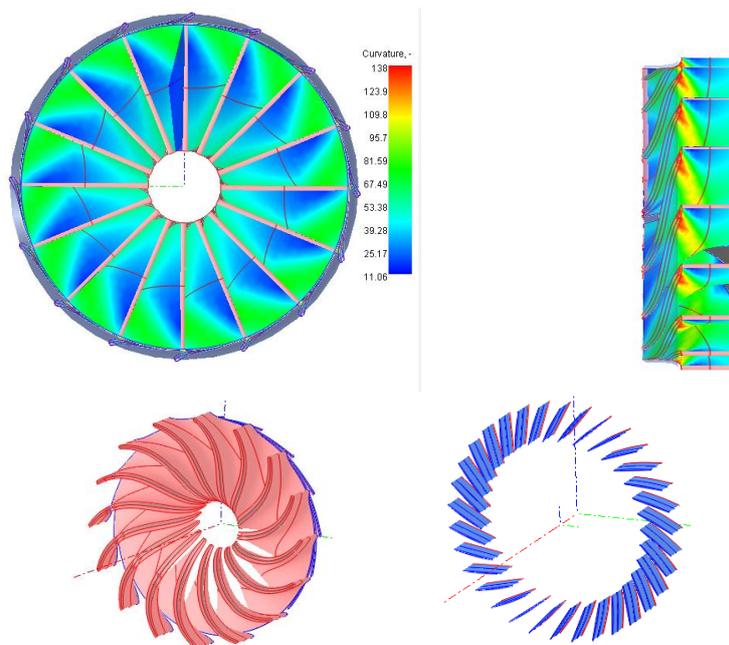


Figura 57 - Diseño 3D C1-Allam

**COMPRESOR 2 - ALLAM - 8.5MW**

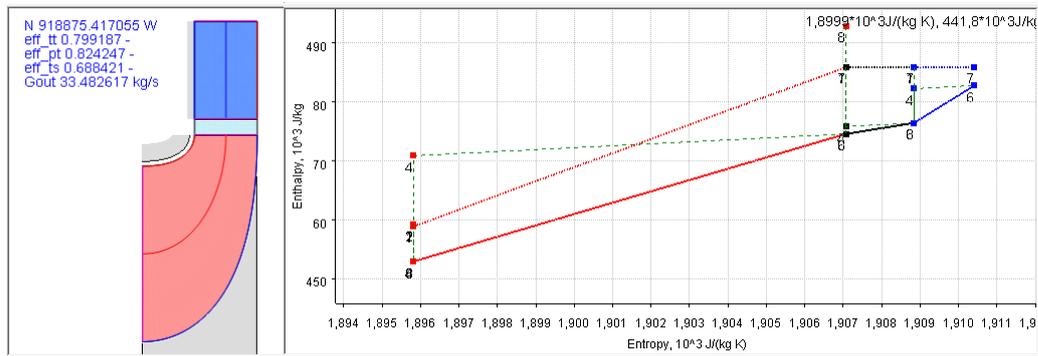


Figura 58 - Geometría y diagrama h-s C2-Allam 8.5MW

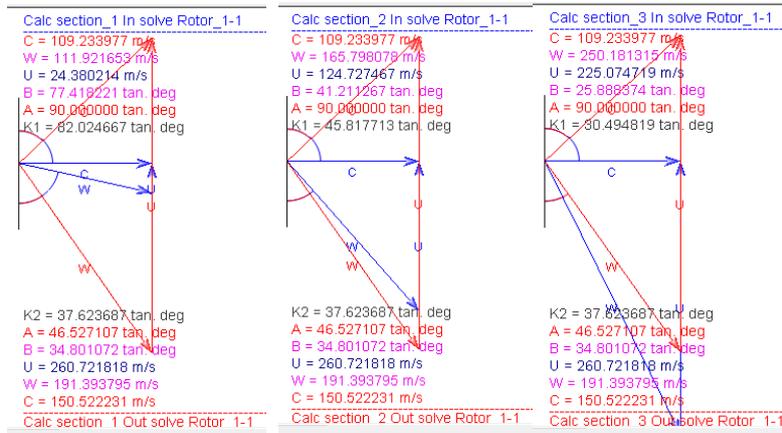


Figura 59 - Triángulos de velocidades C2-Allam 8.5MW

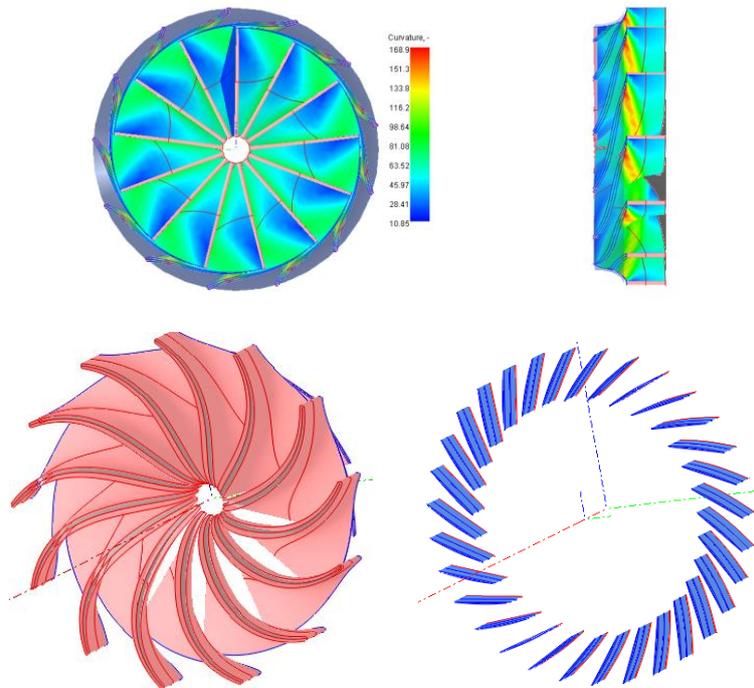


Figura 60 - Diseño 3D C2-Allam 8.5MW

**COMPRESOR 3 - ALLAM - 8.5MW**

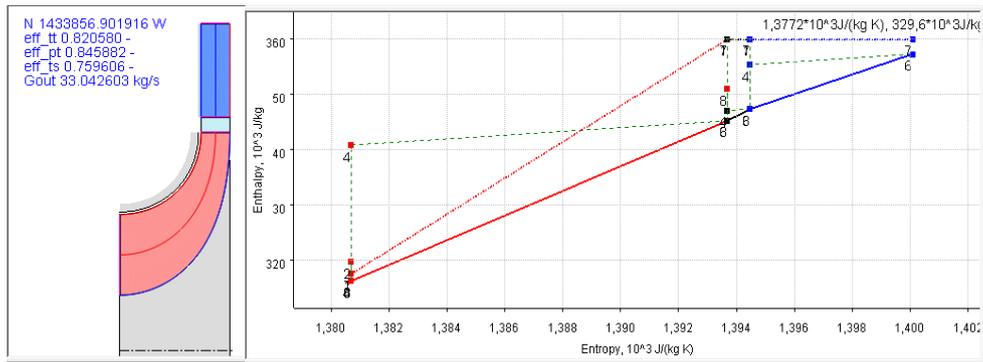


Figura 61 - Geometría y triángulo de velocidades C3-Allam 8.5MW

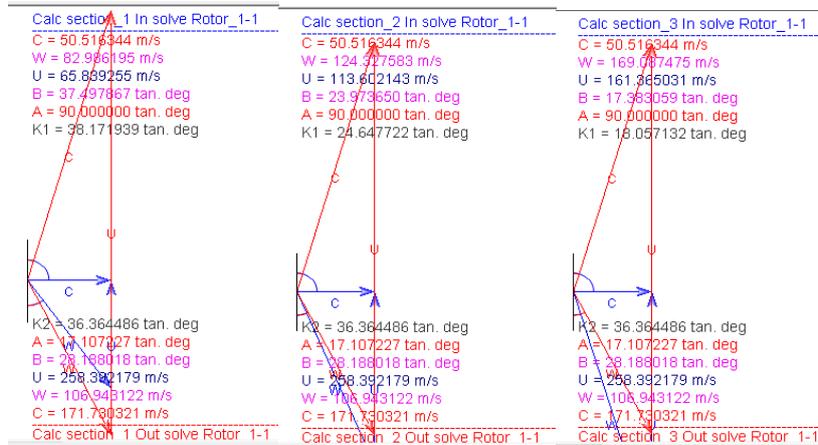


Figura 62 - Diagrama h-s C3 Allam

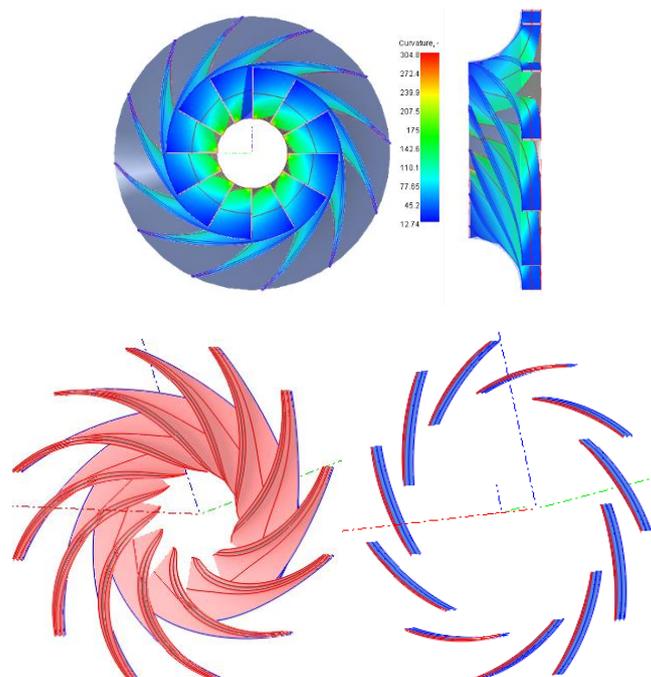


Figura 63 - Diseño 3D C3-Allam 8.5MW

#### 4.2.2. Compresores ciclo Allam 50MW

Recordamos que para el diseño de estos compresores hemos diseñado el difusor sin álabes con el fin de ampliar el rango de funcionamiento, de gran importancia en los posteriores análisis que se harán bajo condiciones no nominales.

Para el ciclo Allam de 50 MW tenemos las siguientes condiciones en cada proceso de compresión.

ALLAM – 50MW				
	Tin [K]	Pin [Pa]	$\dot{m}$ [kg/s]	Rc
C1	305.15	3000000	198.47	1.67
C2	305.15	4950000	198.47	1.62
C3	305.15	7920000	198.47	3.79

Tabla 4 - Ciclo Allam 50MW

La siguiente tabla muestra todos los parámetros de los diseños generados por AxSTREAM para los tres compresores del ciclo Allam.

Datos de funcionamiento - Compresores Allam 50 MW					
		Units	C 1	C 2	C 3
type	machine type	-	Centrifugal	Centrifugal	Centrifugal
Gin	mass flow rate at inlet	kg/s	198.4	198.400000	198.400000
Gout	mass flow rate at outlet	kg/s	198.4	198.400000	198.400000
N	power	W	6872891.33	5010077.44	8869944.89
eff_tt	internal total-to-total efficiency	-	0.765	0.845	0.796
eff_pt	polytropic efficiency	-	0.789	0.867	0.818
eff_ts	internal total-to-static efficiency	-	0.581573	0.673506	0.634202
eff_ss	hydraulic static-to-static efficiency	-	0.769448	0.849641	0.787180
effd_tt	diagram total-to-total efficiency	-	0.776235	0.858139	0.810221
effd_ts	diagram total-to-static efficiency	-	0.589421	0.683586	0.645138
psi_	averaged work coefficient	-	0.903162	0.856362	0.884797
phi_	averaged flow coefficient	-	0.493201	0.410274	0.272524
It_in	total enthalpy at inlet	J/kg	483803.151	458136.71	317569.77
Tt_in	total temperature at inlet	K	305.150000	305.150000	305.150000
Pt_in	total pressure at inlet	Pa	3000000	4950000	7920000
Tout	total temperature at outlet	K	352.412169	347.055303	353.348679
Pt_out	total pressure at outlet	Pa	5010000	8019000	30016800
Pst_out	stat. pressure at outlet	Pa	4451287.17	7303829.49	25046822.9
psr	total-static pressure ratio	-	1.483762	1.475521	3.162478
ptr	total-total pressure ratio	-	1.669987	1.619987	3.789968
prts	total-static pressure rise	Pa	1451287.17	2353829.49	17126822.9
prtt	total-total pressure rise	Pa	2009959.89	3068936.89	22096546.1
prss	static-static pressure rise	Pa	1727088.51	2642053.86	18098481.1
H	isentropic heat drop total-to-static	J/kg	-20146.61	-17007.64	-28353.51
Ht	isentropic heat drop total-to-total	J/kg	-26531.98	-21350.51	-35608.83
Hs	isentropic heat drop static-to-static	J/kg	-24811.59	-19489.42	-30229.86
Lu	specific work	J/kg	34641.58	25252.41	44707.38
Ls	static specific work	J/kg	-32245.97	-22938.41	-38402.73
Pst_out_av	average stat. pressure at outlet	Pa	3624400.07	6247311.69	17650632.9
Pt_out_av	average total pressure at outlet	Pa	5010000	8019000	30016800
Gvin	volume flow rate at inlet	m <sup>3</sup> /s	3.485882	1.748162	0.388142
Gv	volume flow rate at outlet	m <sup>3</sup> /s	2.455579	1.270583	0.302968

Gsp	specific flow rate	-	0.001054	0.000645	0.000146
angIn	flow angle at inlet	tan. deg	90.000000	90.000000	90.000000
RA	machine axial load	N	-10118.41	-38618.38	-94924.06
eps	specific-heat-ratio correction	-	0.37	0.37	0.37
theta	air/fluid critical velocities ratio	-	0.72	0.79	1.06
delta	inlet pressure ratio to standard atmosphere	-	29.61	48.85	78.16
n_corr	rotation speed corrected	rpm	16580.75	12966.16	25204.18
G_corr	mass flow rate corrected	kg/s	5.41	3.02	1.33
restaggerMethodS	stator restaggering mode	-	no restaggering	no restaggering	no restaggering
nominalRestaggerAngleS	stator nominal restagger angle	deg	0	0	0
maxDeqxR	max rotor equivalent diffusion factor	-	2.57	2.63	3.12
n	shaft rotational speed	rpm	14098	11540	26045

Tabla 5 - Parámetros de compresores diseñados con AxStream del ciclo Allam 50 MW

**COMPRESOR 1- ALLAM – 50MW**

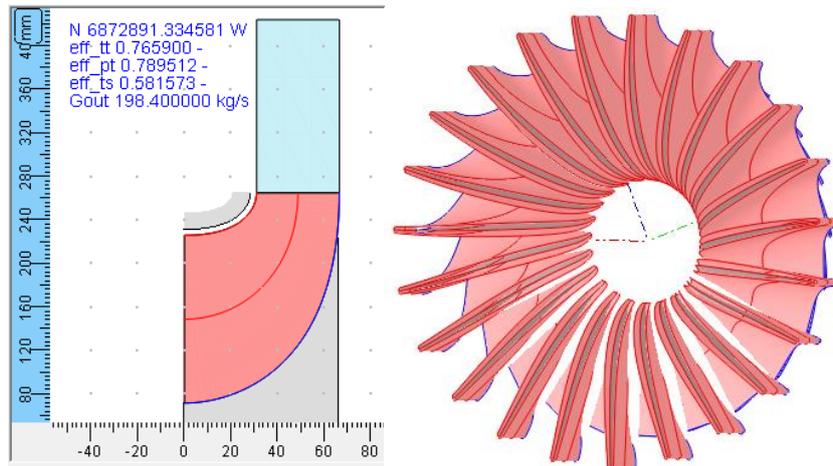


Figura 64 - Geometría y Vista 3D del rodete. Allam-C1 50MW.

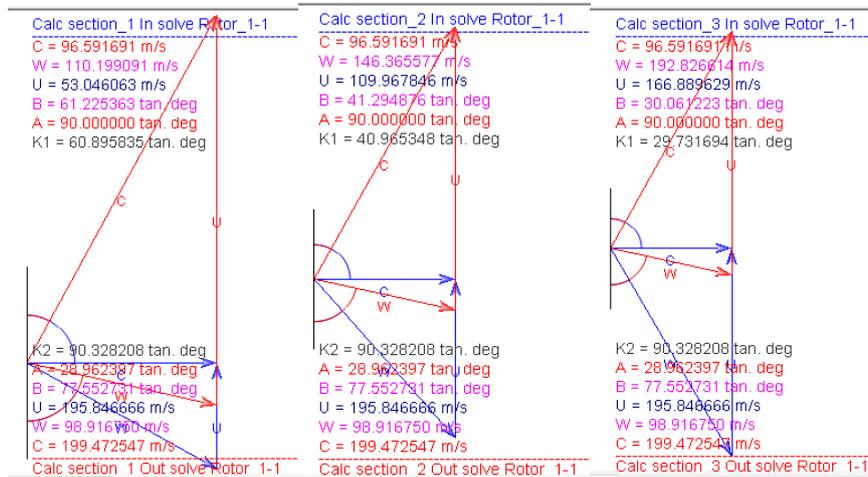


Figura 65 - Triángulos de velocidades Allam-C1 50MW

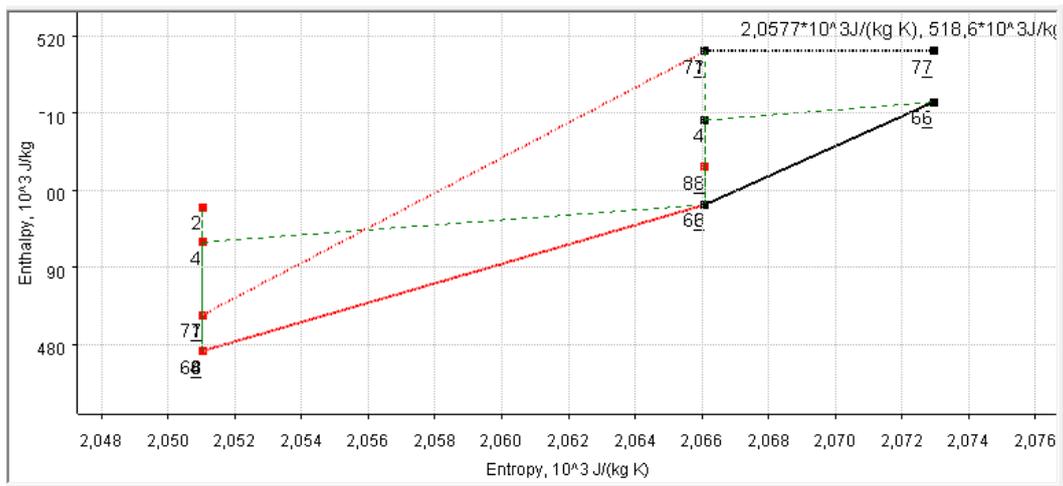


Figura 66. Diagrama h-s Allam-C1 50MW.

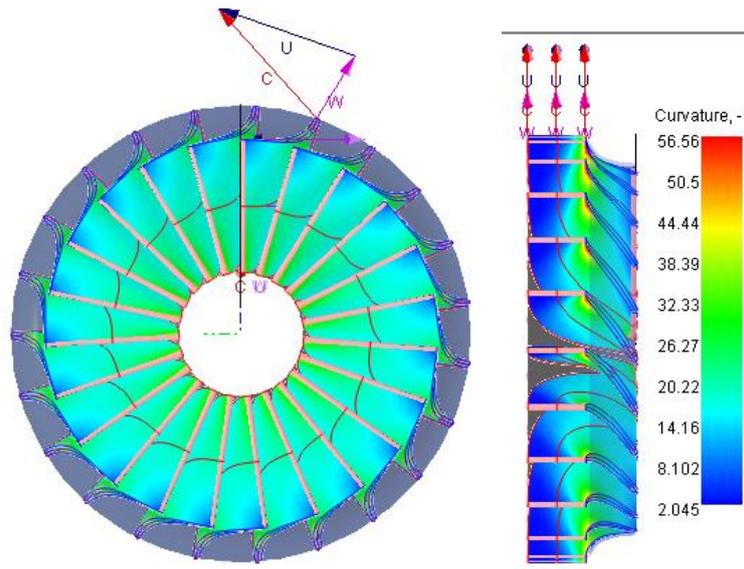


Figura 67 - Diseño 3D Allam-C1 50MW

**COMPRESOR 2- ALLAM – 50MW**

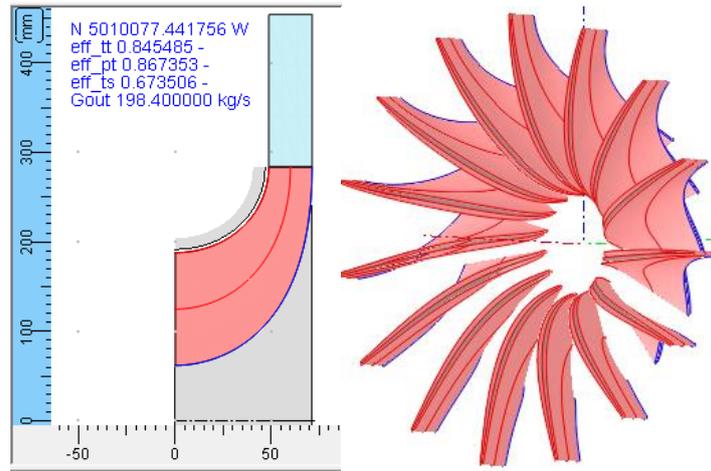


Figura 68 - Geometría y vista 3D del rodete Allam-C2 50MW

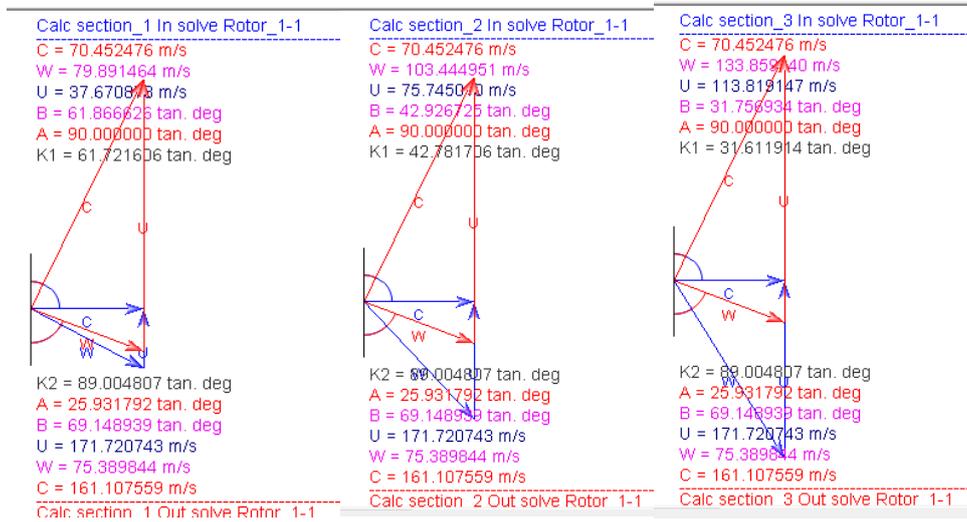


Figura 69 - Triángulos de velocidades Allam-C2 50MW

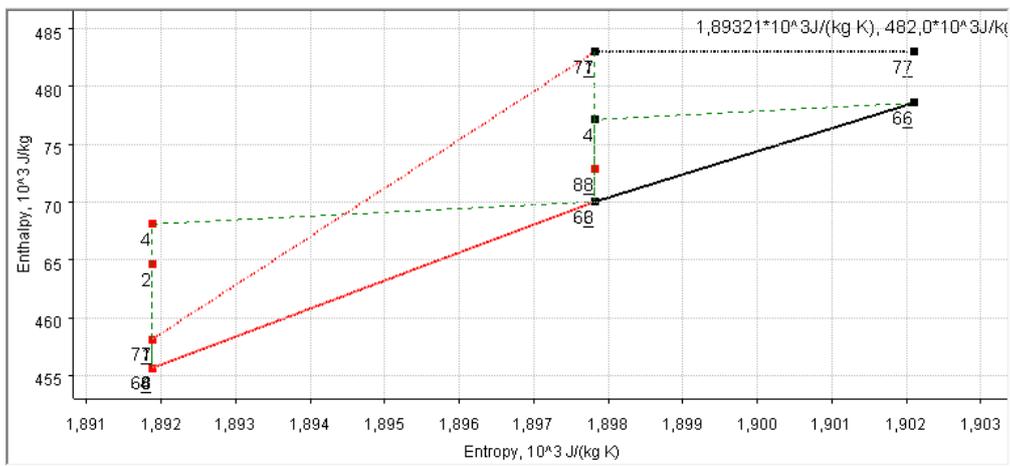


Figura 70- Diagrama h-s Allam-C2 50MW

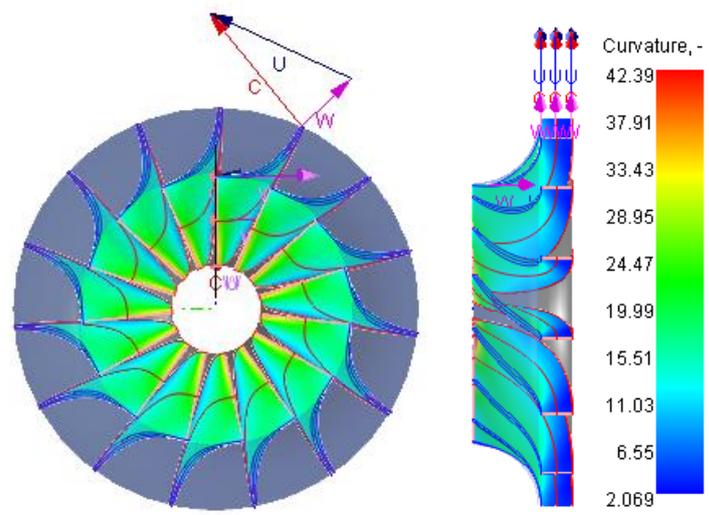


Figura 71 - Diseño 3D Allam-C2 50MW

**COMPRESOR 3- ALLAM – 50MW**

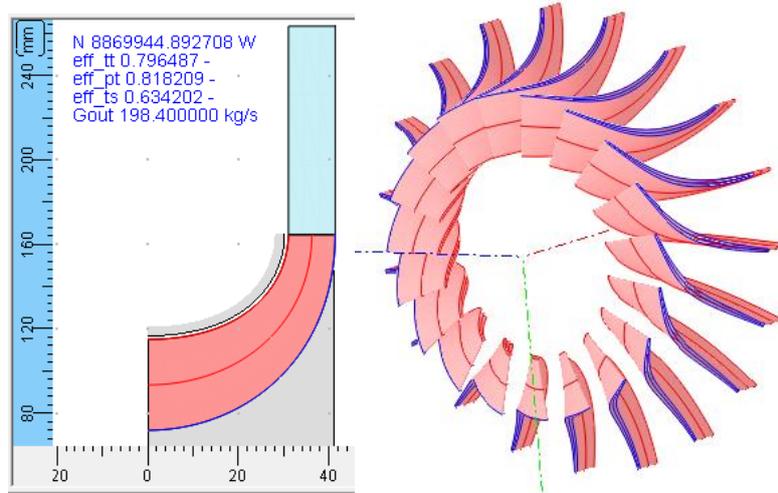


Figura 72 - Geometría y vista 3D del rodete Allam-C3 50MW

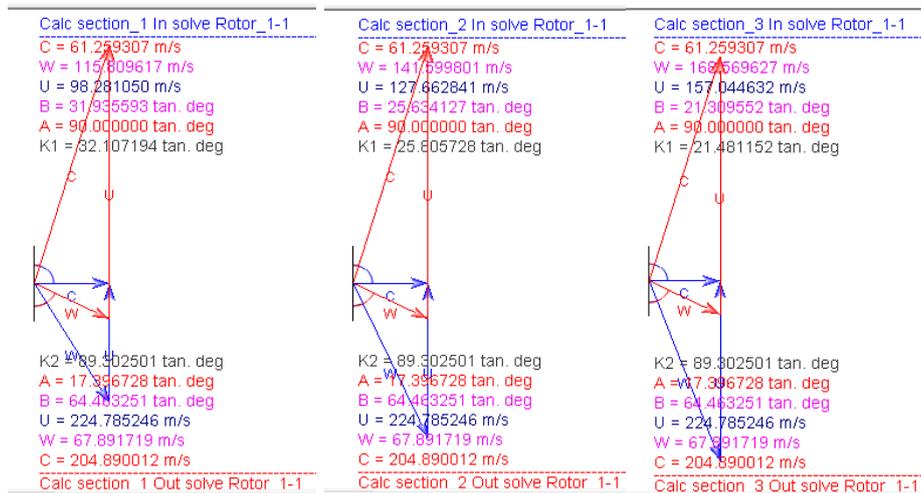


Figura 73 - Triángulos de velocidades Allam-C3 50MW

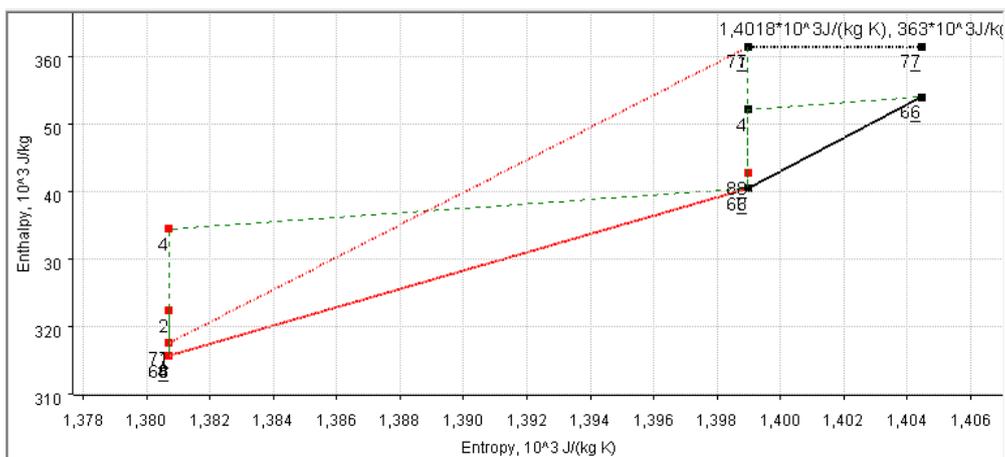


Figura 74 - Diagrama h-s Allam-C3 50MW

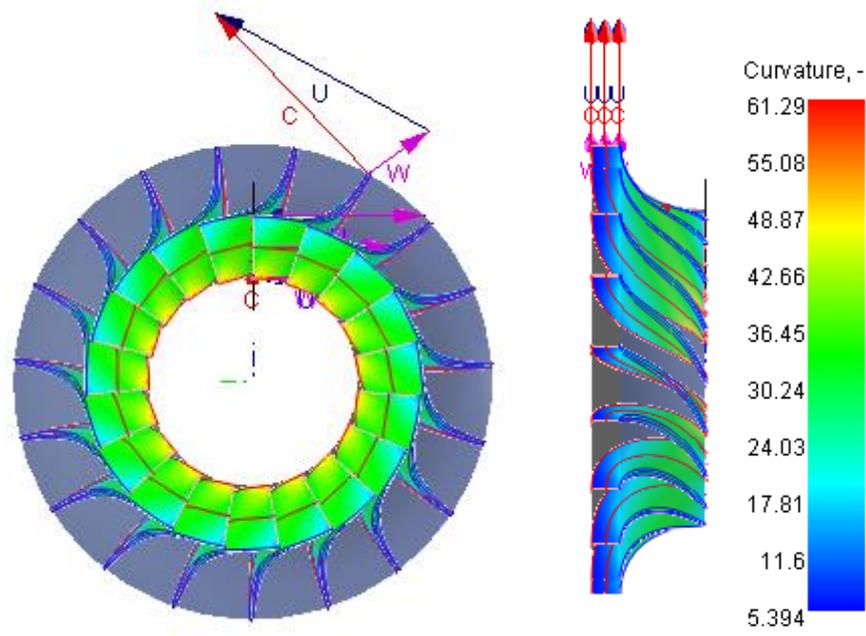


Figura 75 - Diseño 3D Allam-C3 50MW

**COMPRESOR 3 ALLAM DISEÑADO COMO BOMBA(PUMP) – 50MW**

Debido a las condiciones de trabajo de este compresor (C3-Allam-50MW), que hace que funciones más como una bomba en sí, se encontraron problemas durante el diseño en AxSTREAM, y especialmente durante el análisis en condiciones no nominales que será explicado en el siguiente apartado.

Como solución, al problema se dispuso a diseñarlo como una bomba usando la disposición de fluido incompresible en vez de la CO<sub>2</sub> supercrítico que se ha usado a lo largo del trabajo. Una vez escogido el diseño con fluido incompresible es necesario aportar a AxSTREAM la temperatura, la viscosidad cinemática, la densidad y el calor específico a presión constante respectivamente. Para el cálculo de estas propiedades termodinámicas referidas al CO<sub>2</sub> supercrítico se ha usado el software REFPROP.

Temperature	Pressure	Sound Speed	Density	Cp	Kin. Viscosity
(K)	(Pa)	(m/s)	(kg/m <sup>3</sup> )	(kJ/kg-K)	(cm <sup>2</sup> /s)
305.15	7920000.	243.20	642.54	8.5092	0.00076286

Tabla 6 - Propiedades necesarias para obtener Allam C3 como bomba, fluido incompresible.

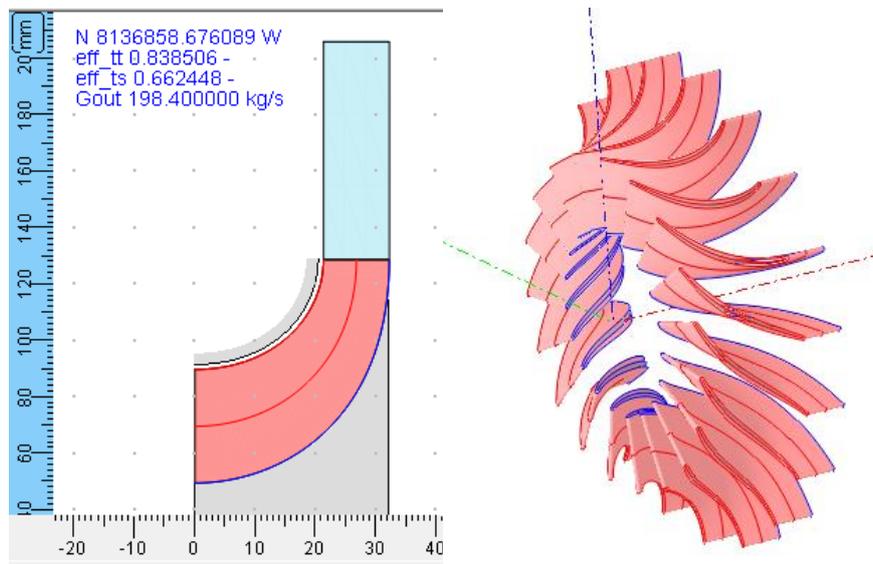


Figura 76 - Geometría y vista 3D del rodete Allam-C3 (como Bomba) 50MW

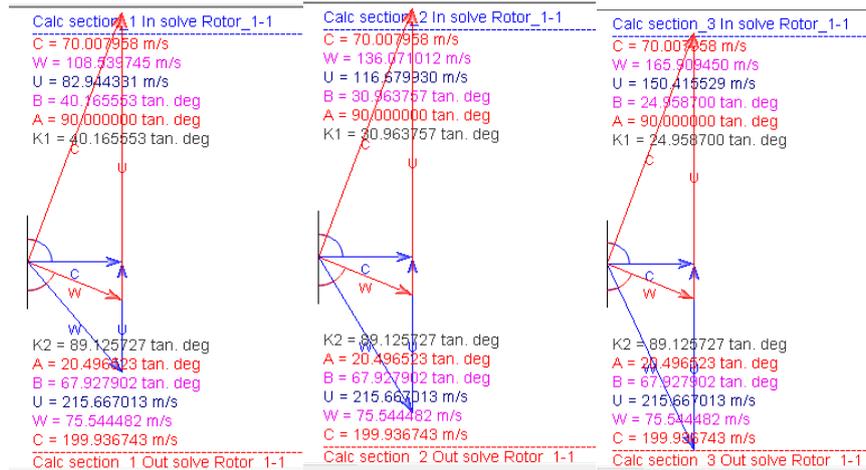


Figura 77 - Triángulos de velocidades Allam-C3(como Bomba)

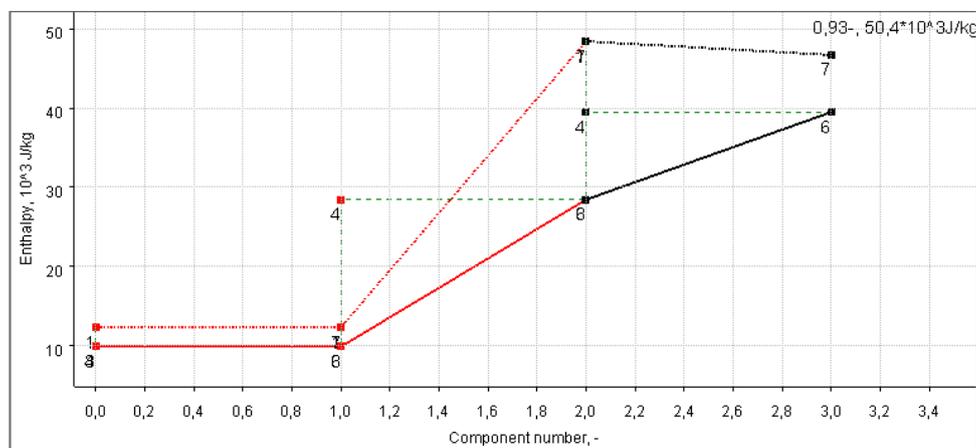


Figura 78 - Diagrama de evolución de entalpía en la Bomba

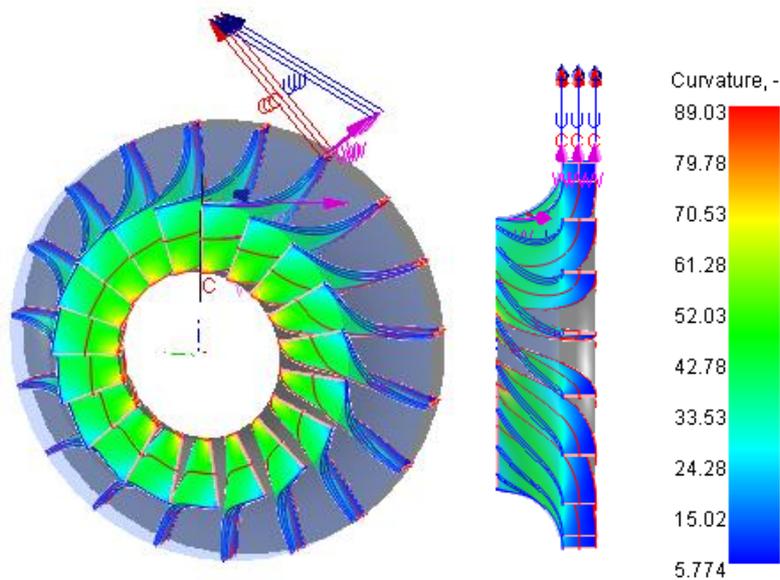


Figura 79 - Diseño 3D Allam-C3(como Bomba) 50 MW

La siguiente tabla muestra todos los parámetros para el compresor 3 del ciclo Allam de 50MW diseñado en AxSTREAM, pero modelado como Bomba

Datos de funcionamiento – Compresor Allam C3 - PUMP (Bomba)			
		Units	C 3
type	machine type	-	Centrifugal Pump
Gin	mass flow rate at inlet	kg/s	198.4
Gout	mass flow rate at outlet	kg/s	198.4
N	power	W	8136858.68
Nss	suction specific speed	-	0.705
eff_tt	internal total-to-total efficiency	-	0.838
eff_ts	internal total-to-static efficiency	-	0.662
psi_	averaged work coefficient	-	0.881754
phi_	averaged flow coefficient	-	0.325
Tt_in	total temperature at inlet	K	305.15
Pt_in	total pressure at inlet	Pa	7920000
Pt_out	total pressure at outlet	Pa	30016396.17
Pst_out	stat. pressure at outlet	Pa	25376903.64
psr	total-static pressure ratio	-	3.20
ptr	total-total pressure ratio	-	3.789
prts	total-static pressure rise	Pa	17456903.64
prtt	total-total pressure rise	Pa	22096396.17
prss	static-static pressure rise	Pa	19031484.60
phtt	total-total pressure head	mm	3505518.57
phts	total-static pressure head	mm	2769478.76
phss	static-static pressure head	mm	3019280.71
Psit	theoretical head rise coefficient	-	0.88
Lu	specific work	J/kg	41012.39
Psi	head rise coefficient	-	0.739
NPSH	net positive suction head	mm	1256488.37
NPSHR	net positive suction head required	mm	320683.59
Hsmax	cavitation suction lift	mm	935804.78
Pst_out_av	average stat. pressure at outlet	Pa	18274222.35
Pt_out_av	average total pressure at outlet	Pa	31116894.55
Gvin	volume flow rate at inlet	m <sup>3</sup> /s	0.309
Gv	volume flow rate at outlet	m <sup>3</sup> /s	0.309
Gsp	specific flow rate	-	0.000144
angIn	flow angle at inlet	tan. deg	90
RA	machine axial load	N	-65378.65
restaggerMethodS	stator restaggering mode	-	no restaggering
nominalRestaggerAngleS	stator nominal restagger angle	deg	0.000000
maxDeqxR	max rotor equivalent diffusion factor	-	2.74
n_	shaft rotational speed	rpm	31979.49
Dt	tip diameter	mm	88.835
Dm	meanline diameter	mm	69.209
Dh	hub diameter	mm	49.585

Tabla 7 - Parámetros Allam C3 diseñado como bomba

### 4.3. Ciclo Transcritical

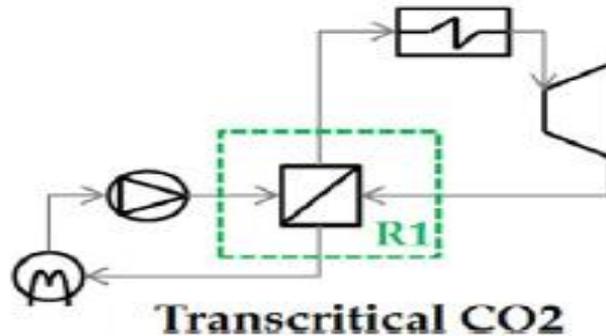


Figura 80 - Disposición Ciclo Transcritical

Primeramente, antes de hacer referencia al ciclo Transcritical referente a este punto, es vital mencionar su precursor, el ciclo simple regenerativo supercrítico.

El ciclo Simple regenerativo supercrítico es un ciclo Brayton simple de recuperación, tan solo que adaptado a la región supercrítica en la que estará el fluido de trabajo. Está dirigido a superar (en la medida de lo posible) las limitaciones inherentes que presenta un ciclo clásico de Brayton, como el excesivamente alto trabajo de compresión y las grandes áreas de transferencia de calor debido a un alto volumen específico.

Aprovechando las propiedades termofísicas del dióxido de carbono en la región supercrítica, no solo se reduce drásticamente el trabajo de compresión, sino que el sistema resultante también es mucho más compacto y menos sensible a las caídas de presión.

La reducción del trabajo del compresor produce una temperatura de salida del compresor más baja que, en combinación con la baja relación de presión y la naturaleza recuperativa del ciclo, permite eficiencias térmicas sustancialmente más altas.

Este proceso es, sin embargo, más complejo que en un ciclo estándar Brayton, debido a las grandes variaciones de las propiedades del CO<sub>2</sub> cerca del punto crítico, y también tiene implicaciones tecnológicas diferentes en el diseño de turbomáquinas e intercambiadores de calor. De hecho, el diseño aerodinámico del compresor está entre el de una maquinaria hidráulica y una turbomáquina y también es probable que se produzca un punto interno de “pinch point” en el recuperador de baja temperatura o en el condensador. Esta última circunstancia es debido a la fuerte influencia de la temperatura y la presión sobre el calor específico y se suma a las diferencias en el valor de  $C_p$  entre el lado caliente y frío del recuperador.

El ciclo Transcritical de CO<sub>2</sub> al que hacemos referencia en este apartado, expuesto en la Figura 81, presenta la misma configuración conceptual que el Ciclo Simple regenerativo supercrítico. Concretamente, este ciclo se adapta a las aplicaciones de recuperación de calor residual a baja temperatura y su uso también es posible en aplicaciones de ciclo combinado.

La principal diferencia de este ciclo con los también analizados en este trabajo es que no tendremos recompresión, por lo que usaremos solo un compresor con una alta relación de compresión.

Además, éste actuaría más como bomba que como compresor debido a que las propiedades del CO<sub>2</sub> estarían debajo de la campana de saturación, por la temperatura y presión a la entrada de éste.

Estos factores suponen una dificultad apreciable para el diseño de este tipo de compresor o bomba, dificultades también sufridas por el algoritmo de diseño de AxStream que encontraba soluciones preliminares de diseño pero no las validaba posteriormente, caso similar al compresor 3 del ciclo Allam aunque en ese caso sí que eran validadas las soluciones.

También al tener un solo compresor el rango de funcionamiento del ciclo en general quedaría bastante limitado por ello.

Debido a éstos factores y a la más que probable baja eficiencia de este ciclo en comparación a los demás presentados, no se ha desarrollado el diseño del compresor de éste. Tanto por ventajas de diseño como por aspectos termodinámica el interés de los ciclos Allam y Partial Cooling es relativamente mayor que el del ciclo Transcritical.

#### 4.4. Ciclo Partial Cooling

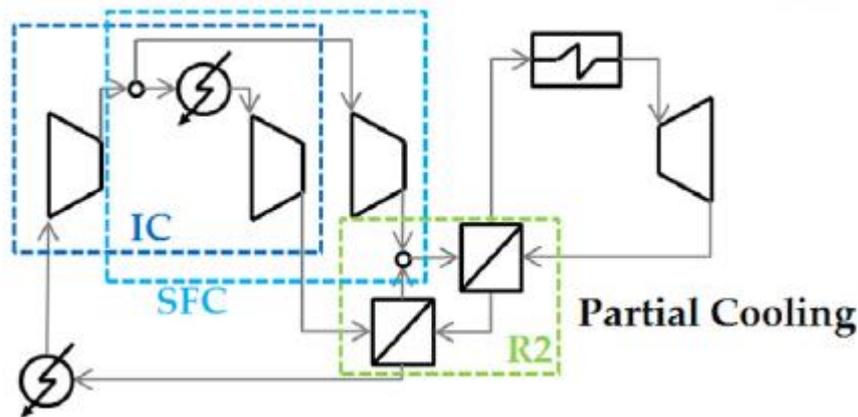


Figura 81 - Disposición Ciclo Partial Cooling

Cabe mencionar primeramente que han sido numerosas las disposiciones desarrolladas por Angelino con respecto a ciclos de condensación debido a que los ciclos Brayton estándar, referentes a turbinas de gas, ofrecen menor eficiencia que los ciclos Rankine, referentes a turbinas de vapor, cuando consideramos temperaturas de entrada a la turbina inferiores a unos 600°C.

Con la utilización del sCO<sub>2</sub> como fluido de trabajo se pretende conseguir la misma eficiencia, o incluso superior, a la de las turbinas de vapor, pero manteniendo la simplicidad de disposición que ofrecen los ciclos cerrados de turbinas de gas. Inicialmente, Angelino consideró un ciclo simple transcrito con un diseño regenerativo debido a la alta ineficiencia de los ciclos no regenerativos. Diferentes configuraciones fueron aplicadas por Angelino con la motivación principal de reducir las pérdidas e incrementar la eficiencia. Finalmente, propuso un ciclo denominado “Partial Condensation”, con un flujo másico menor en el recuperador de baja temperatura que ayudaba a reducir con eficacia las pérdidas. Este ciclo fue el precursor del ciclo de Recomprimión, donde la corriente de dióxido de carbono a baja presión se divide en procesos de compresión paralelos para lograr un efecto de mejora sobre la irreversibilidad del recuperador a baja temperatura.

El principal defecto apreciable en el ciclo anterior fue que la presión de escape de la turbina era impuesta por la presión de condensación. Por lo tanto, para que estas dos presiones fueran independientes una de la otra, se propuso una modificación del diseño del ciclo, por lo con un compresor adicional aseguró la flexibilidad y la convergencia de la presión al mismo tiempo. Este diseño modificado se denominó ciclo de Condensación Parcial con Precompresión y su evolución moderna es el ciclo que tenemos en cuenta en este apartado, el ciclo Partial Cooling.

El ciclo Partial Cooling supercrítico deriva también directamente del trabajo de Angelino. Es una modificación del ciclo de Condensación parcial con precompresión, muy similar a la disposición de recomprimión supercrítica, pero incluyendo un enfriador y un precompresor antes de que el flujo se divida. Por esta razón, también se puede encontrar este ciclo en diversos estudios bajo el nombre “Modified Recompression cycle”. El interés del ciclo de Partial Cooling radica en un trabajo específico más alto y una sensibilidad muy baja de la eficiencia global respecto a desviaciones de la relación de presión conforme al valor óptimo conceptualizado.

En concreto para este ciclo, pasaremos directamente a la descripción de los compresores para el caso de la planta de potencia de 50MW, todos debidamente diseñados según todo lo expuesto en

el apartado referente al proceso de diseño en AxSTREAM. Comentar además que ninguno de los tres compresores ha tenido que ser diseñado en condiciones de bomba con fluido incompresible como se tuvo que realizar en el tercer compresor del ciclo Allam.

#### 4.4.1. Compresores del ciclo Partial Cooling 50MW

Para el ciclo Partial Cooling de 50 MW tenemos las siguientes condiciones en cada proceso de compresión.

PARTIAL COOLING – 50MW				
	Tin [K]	Pin [Pa]	$\dot{m}$ [kg/s]	Rc
C1	305.15	5000000	260.88	1.8
C2	305.15	8910000	146.43	3.36
C3	354.67	9000000	114.44	3.3

Tabla 8 - Partial Cooling 50MW

**COMPRESOR 1 – PARTIAL COOLING – 50MW**

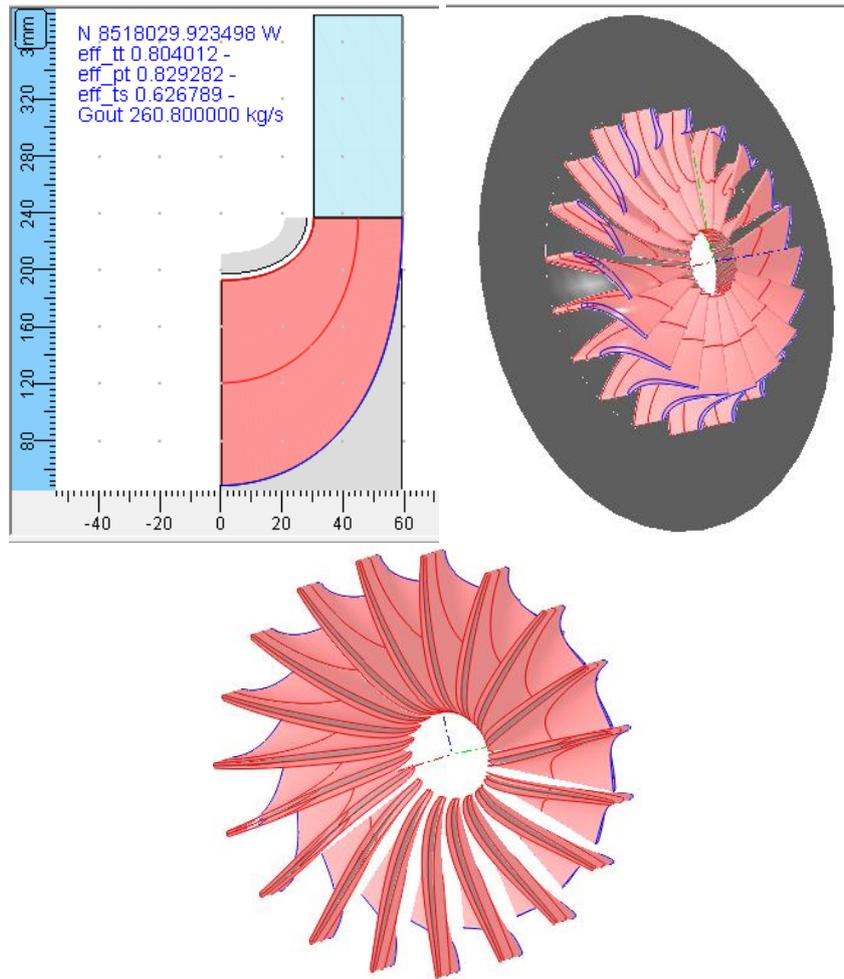


Figura 82. Geometría y vista 3D Partial Cooling-C1 50MW

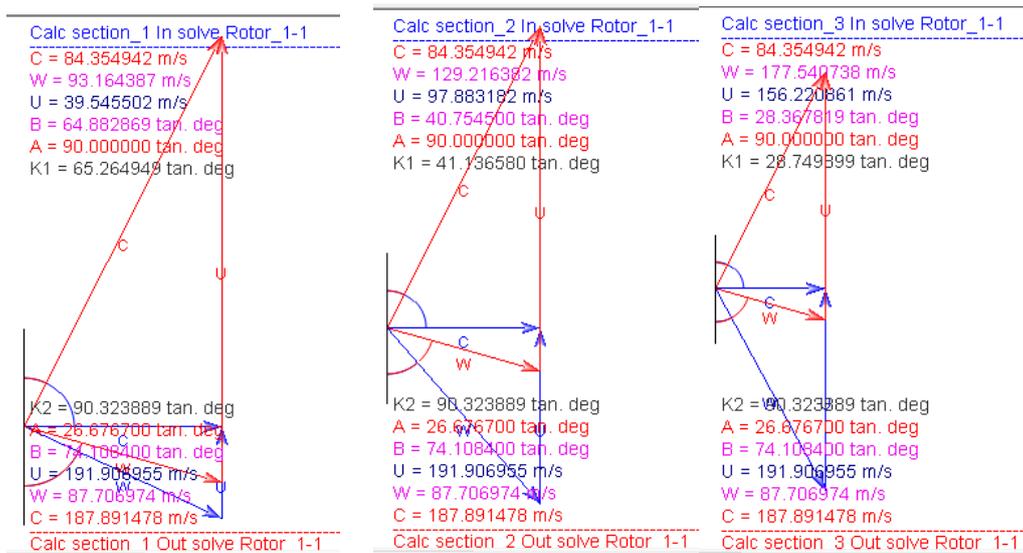


Figura 83 - Triángulos de velocidades Partial Cooling-C1 50MW

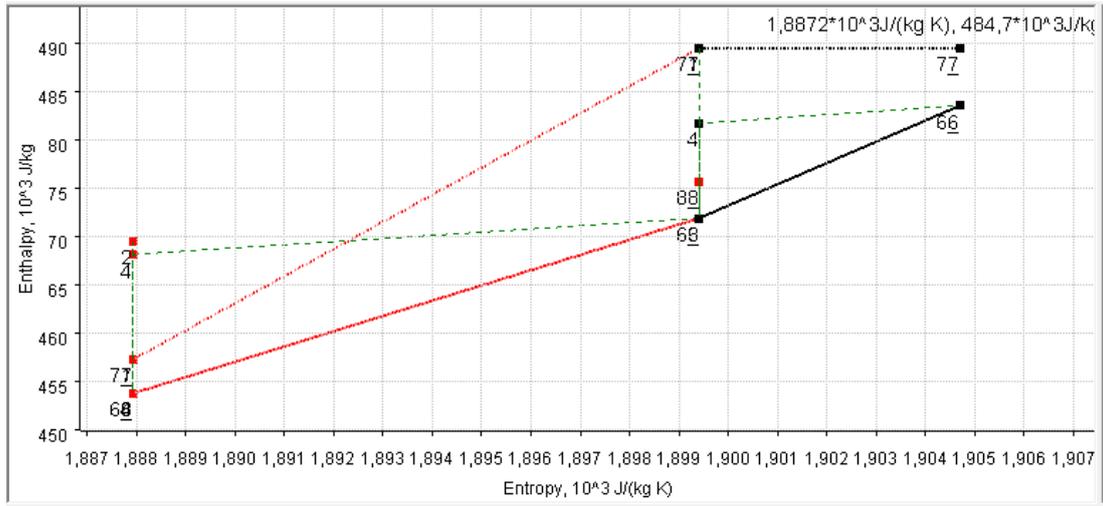


Figura 84 - Diagrama h-s Partial Cooling-C1 50MW

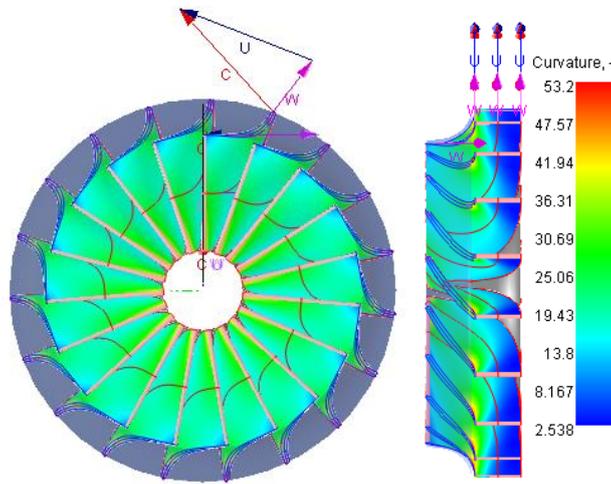


Figura 85 – Diseño 3D Partial Cooling-C1 50MW

**COMPRESOR 2 – PARTIAL COOLING – 50MW**

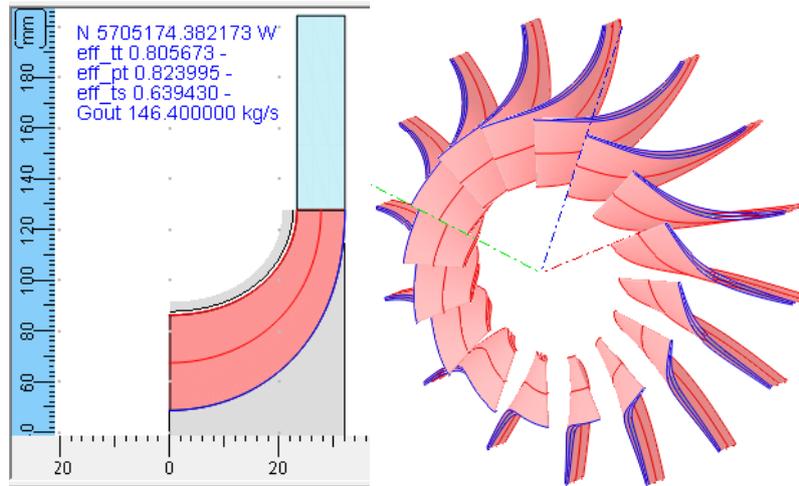


Figura 86 - Geometría y Vista 3D del rodete Partial Cooling-C2

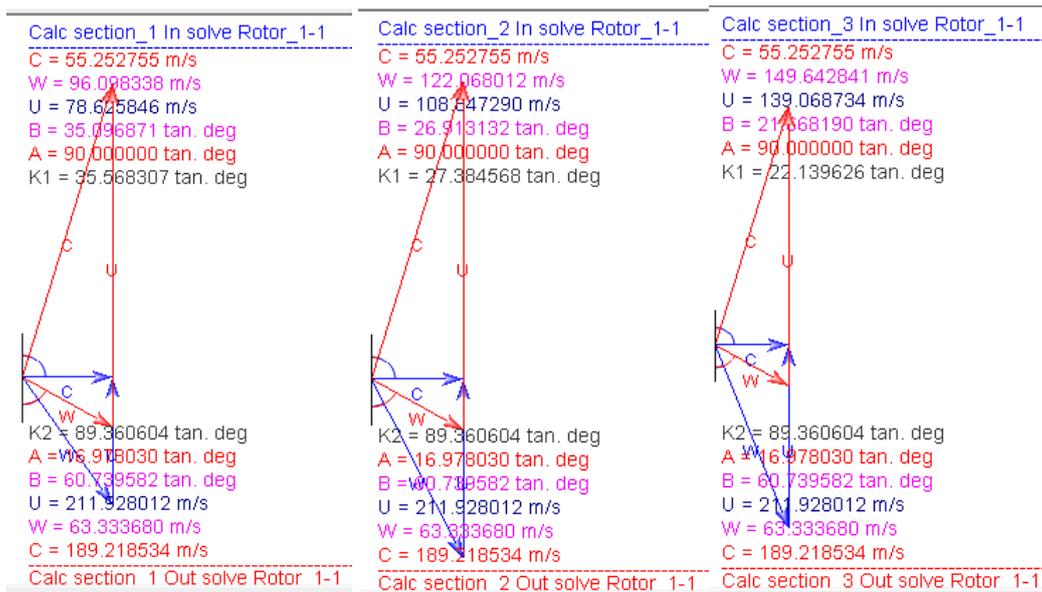


Figura 87 - Triángulos de velocidades Partial Cooling-C2

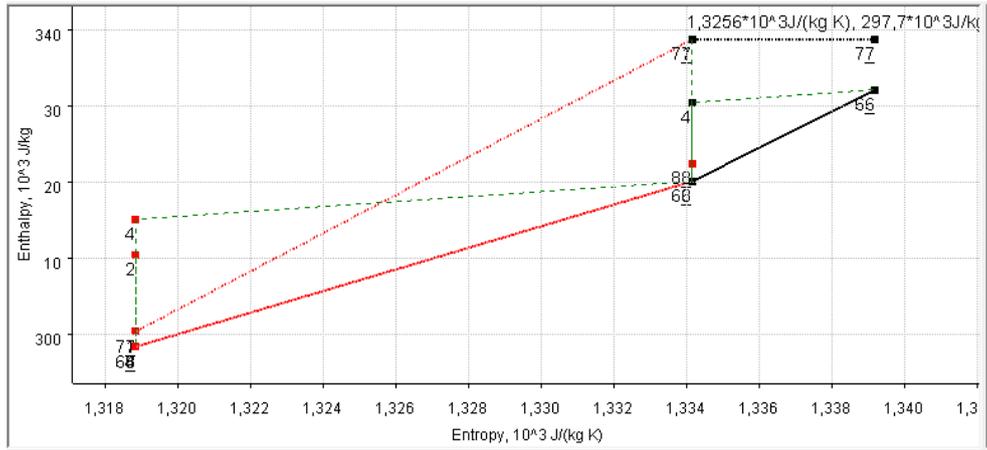


Figura 88 - Diagrama h-s Partial Cooling-C2

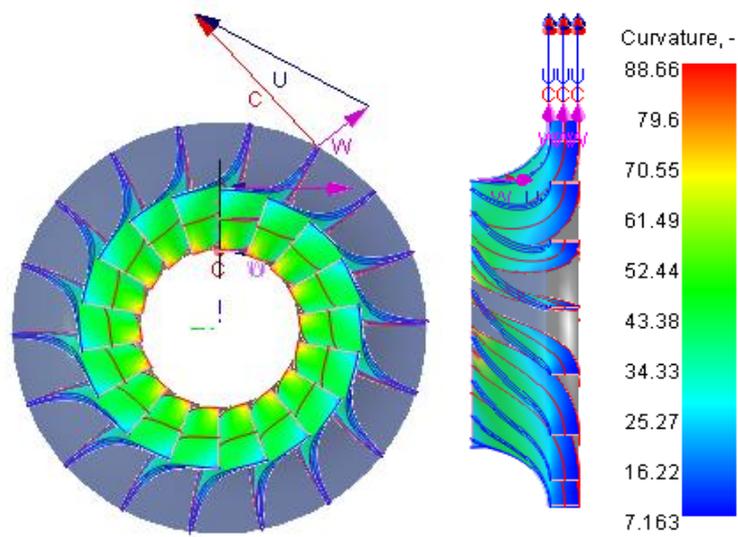


Figura 89 - Diseño 3D Partial Cooling-C2

**COMPRESOR 3 – PARTIAL COOLING – 50MW**

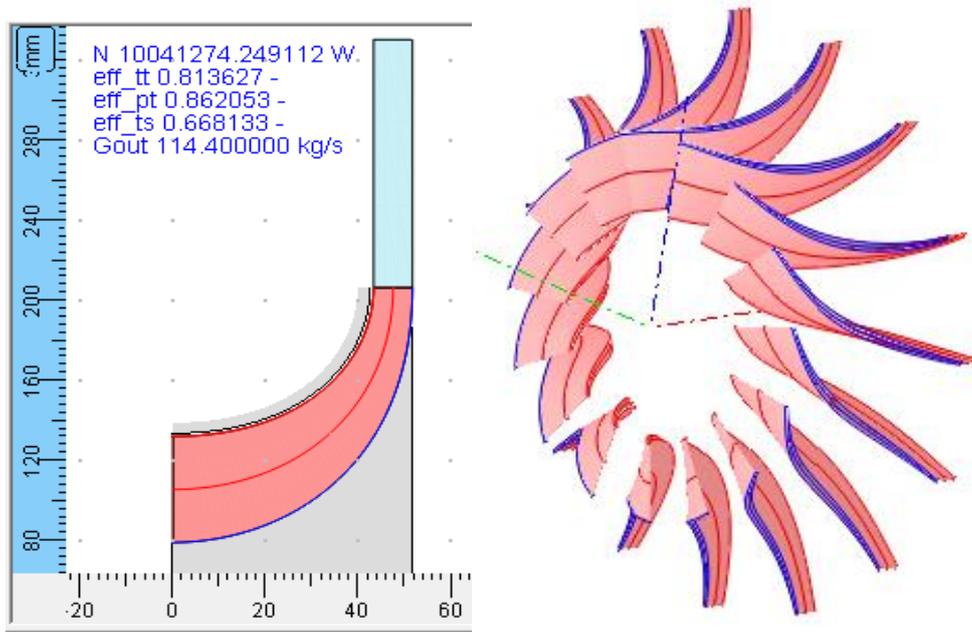


Figura 90 - Geometría y vista 3D del rodete Partial Cooling-C3

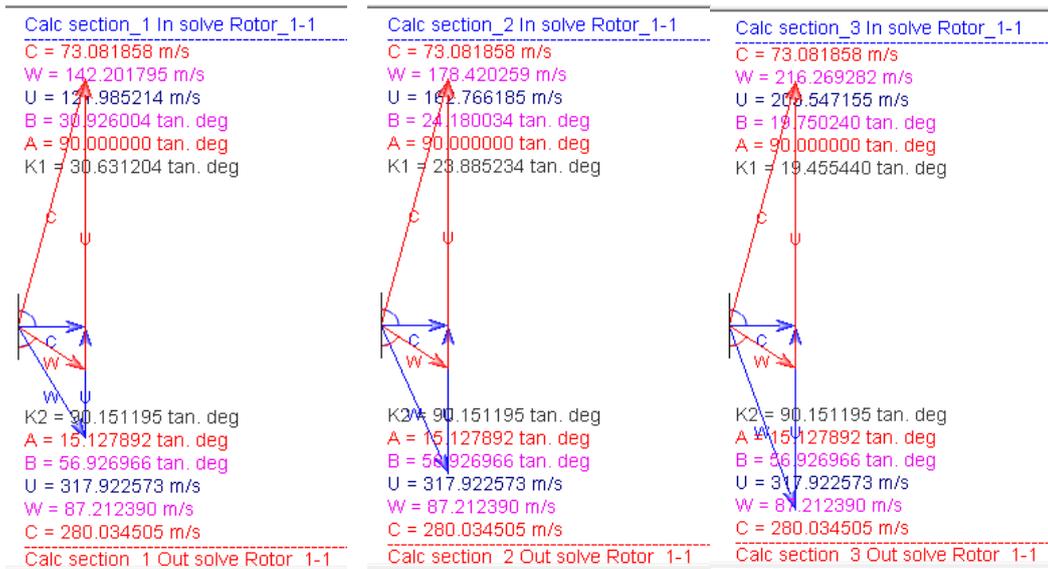


Figura 91 - Triángulos de velocidades Partial Cooling-C3

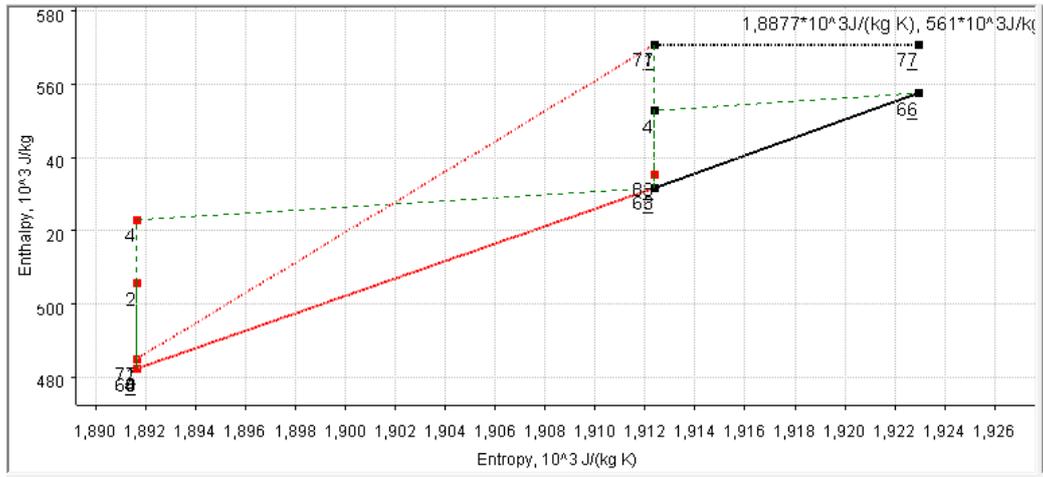


Figura 92 - Diagrama h-s Partial Cooling-C3

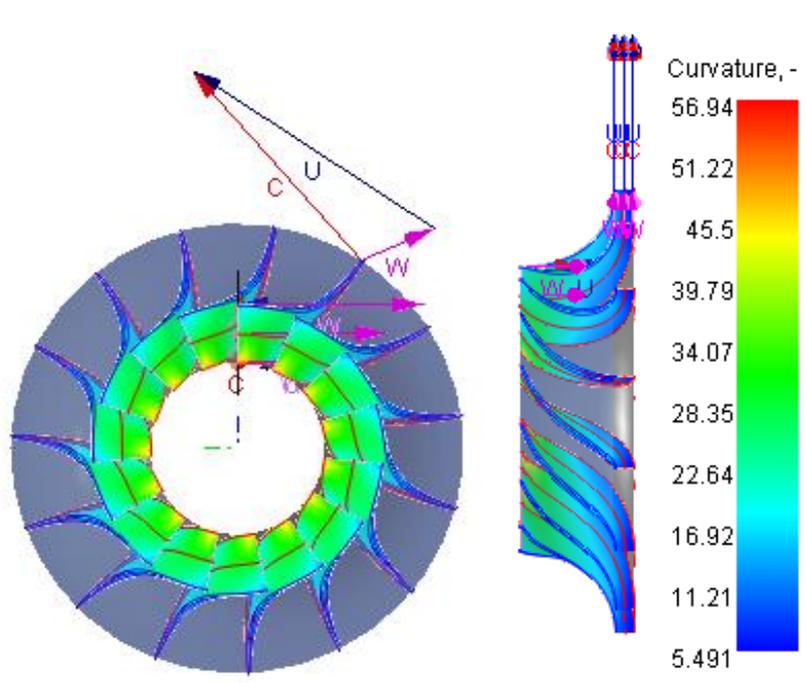


Figura 93 - Diseño 3D Partial Cooling-C3

La siguiente tabla muestra todos los parámetros de los diseños generados por AxSTREAM para los tres compresores del ciclo Partial Cooling de 50MW.

Datos de funcionamiento - Compresores Partial Cooling 50 MW					
		Units	C 1	C 2	C 3
type	machine type	-	Centrifugal	Centrifugal	Centrifugal
Gin	mass flow rate at inlet	kg/s	260.8	146.64	114.4
Gout	mass flow rate at outlet	kg/s	260.8	146.64	114.4
N	power	W	8469844.59	5714400.26	10041556.0
eff_tt	internal total-to-total efficiency	-	0.803	0.805	0.813
eff_pt	polytropic efficiency	-	0.829	0.823	0.862
eff_ts	internal total-to-static efficiency	-	0.627	0.639	0.668
eff_ss	hydraulic static-to-static efficiency	-	0.806	0.798	0.814
effd_tt	diagram total-to-total efficiency	-	0.815	0.819	0.831
effd_ts	diagram total-to-static efficiency	-	0.636	0.649	0.682
psi_	averaged work coefficient	-	0.887	0.882	0.869
phi_	averaged flow coefficient	-	0.437	0.301	0.229
It_in	total enthalpy at inlet	J/kg	457349	300451	484920
Tt_in	total temperature at inlet	K	305.15	305.15	354.6
Pt_in	total pressure at inlet	Pa	5000000	8910000	9000000
Tout	total temperature at outlet	K	357.521	342.707	468.869
Pt_out	total pressure at outlet	Pa	9000000	29999970	29700000
Pst_out	stat. pressure at outlet	Pa	7967463.36	25293714.28	24879921.3
psr	total-static pressure ratio	-	1.593	2.839	2.764
ptr	total-total pressure ratio	-	1.8	3.367	3.3
prts	total-static pressure rise	Pa	2967463.36	16383714.28	15879921.3
prtt	total-total pressure rise	Pa	4000000	21089970	20700000
prss	static-static pressure rise	Pa	3377595.07	17557377.49	16364866.5
H	isentropic heat drop total-to-static	J/kg	-20477.13	-24909.02	-58642.55
Ht	isentropic heat drop total-to-total	J/kg	-26257.89	-31389.21	-71412.89
Hs	isentropic heat drop static-to-static	J/kg	-23988.85	-26908.344	-61313.25
Lu	specific work	J/kg	32660.99	38969.363	87772.43
Ls	static specific work	J/kg	-29775.69	-33732.39	-75347.80
Pst_out_av	average stat. pressure at outlet	Pa	6445633.74	18246970.76	18132013.4
Pt_out_av	average total pressure at outlet	Pa	9349190.53	31253219.48	31640353.4
Gvin	volume flow rate at inlet	m <sup>3</sup> /s	2.295	0.252	0.643
Gv	volume flow rate at outlet	m <sup>3</sup> /s	1.57	0.201	0.332
Gsp	specific flow rate	-	0.000730	0.000108	0.000093
angln	flow angle at inlet	tan. deg	90	90	90
RA	machine axial load	N	-26008.636	-55824.403	136449.825
eps	specific-heat-ratio correction	-	0.832	0.597	0.841
theta	air/fluid critical velocities ratio	-	0.795	0.982	0.917
delta	inlet pressure ratio to standard atmosphere	-	49.35	87.93	88.82
n_corr	rotation speed corrected	rpm	17339.92	31690.40	30698.93
G_corr	mass flow rate corrected	kg/s	3.902	0.987	1.037

restaggerMethodS	stator restaggering mode	-	no restaggering	no restaggering	no restaggering
nominalRestaggerAngleS	stator nominal restagger angle	deg	0	0	0
maxDeqxR	max rotor equivalent diffusion factor	-	2.817	2.975	3.403
n	shaft rotational speed	rpm	15458	31398	29407

Tabla 9 - Parámetros compresores Partial Cooling

## 5. ANÁLISIS EN CONDICIONES FUERA DE DISEÑO

El comportamiento de una turbomáquina se puede especificar mediante curvas que representen la variación de la relación de compresión y el rendimiento con el gasto másico, y la velocidad de giro, para diferentes valores de la presión y temperatura de entrada.

Con el fin de realizar un estudio aproximado del funcionamiento en condiciones fuera de diseño de los compresores ya seleccionados para cada ciclo se hizo uso de la herramienta AxMap, cuyo funcionamiento fue descrito en el punto 2 del documento.

Los datos obtenidos del análisis realizado se usarán para establecer un mapa de funcionamiento válido para compresores centrífugos orientados a aplicaciones de sCO<sub>2</sub>, implementando los datos en distintas hojas de Excel para que puedan ser leídas por un código de Matlab que pueda generar un mapa con variables corregidas adimensionales.

Así si las hojas de Excel generadas con los datos sacados de los diferentes análisis en AxSTREAM están formado por 8 columnas:

[Velocidad de giro ( $rpm$ ), Presión a la salida ( $P_{out}$ ), Temperatura a la entrada ( $T_{in}$ ), gasto másico ( $G_{in}$ ), rendimiento interno total a total ( $\eta_{tt}$ ), salto isentrópico ( $\Delta H$ ) y velocidad del sonido ( $a$ ), densidad ( $\rho$ )]

Los mapas generados por Matlab estarán formados por solo 4 columnas de variables corregidas: velocidad de giro corregida ( $rpm/a$ ); gasto másico corregido  $G_{in}/(\rho*a)$ ;  $\Delta H$  corregido ( $\Delta H/(a^2)$ ); y la última columna corresponderá al rendimiento ( $\eta_{tt}$ ).

Centrándonos en el primer aspecto, obtendremos los datos del comportamiento fuera de diseño en AxSTREAM con la herramienta AxMAP. Serán analizados los 3 compresores del ciclo Allam y los 3 compresores del ciclo Partial Cooling, quedando descartado el análisis off-design del ciclo Transcritical debido a su inestabilidad y la falta de convergencia del código.

AxMAP permite 2 tipos de análisis principalmente:

“Find MRF for given outlet pressure” que permite obtener el gasto másico para la presión de descarga deseada.

“Find pressure ratio for given MFR” el cual realiza el proceso inverso, y nos permite obtener la relación de compresión a partir del gasto másico.

Se escogerá el primer tipo, es decir se aportará la presión a la salida en cada punto analizar junto a la velocidad de giro para obtener el gasto másico comprimido por el compresor. Se escogió esta manera de hacer el estudio debido a que salen más puntos de funcionamiento posibles en el compresor, además de que facilita de algún modo la predicción de las condiciones de funcionamiento fuera de diseño implementadas en el análisis. Por el contrario, el proceso es más lento y requiere de más capacidad del procesador que si realizáramos el análisis a la inversa, aportando nosotros el gasto másico y obteniendo la  $P_{out}$ . Sin embargo, queda justificada la decisión, ya que es primordial obtener la mayor cantidad de puntos de funcionamiento posibles en cada compresor, para posteriormente implementar los datos obtenidos en Matlab y generar el mapa de funcionamiento más exacto posible.

Comentar además que en un primer principio se hizo el análisis con la pretensión de obtener tan solo el gasto másico y el rendimiento interno total a total, aunque después se optó por considerar grupos corregidos distintos para el cálculo de cada compresor. Para ello también variaremos la

temperatura a la entrada, cada régimen de giro será analizado para cuatro temperaturas diferentes, con el fin de obtener además distintos valores de la densidad y la velocidad del sonido a la entrada del compresor. Además se obtendrán la densidad y la velocidad del sonido a la entrada junto con el salto entálpico iso-entrópico del compresor (citado también como  $\Delta h_{0s}$ ) que AxSTREAM puede proporcionar directamente, lo define como “Ht-isentropic heat drop total to total”.

Al no poder proporcionar AxSTREAM ni la densidad ni la velocidad del sonido a la entrada estas variables fueron obtenidas a partir de la base de datos de REFPROP para CO<sub>2</sub>. Para ello tan solo necesario aportar la presión y la temperatura a la entrada, como exponemos en la tabla 10, para el caso particular del segundo compresor del ciclo Partial Cooling. La presión a la entrada siempre será la misma ya que no se variará nunca en el análisis off-design llevado a cabo, en cambio la temperatura variará, teniendo que incluir los 4 puntos de temperatura que serán estudiados en cada compresor dentro del margen impuesto.

	Temperature (K)	Pressure (Pa)	Sound Speed (m/s)	Density (kg/m <sup>3</sup> )
1	298.00	9000000.	405.68	801.09
2	303.00	9000000.	347.67	746.23
3	308.00	9000000.	278.00	665.37
4	313.00	9000000.	205.82	492.75

Tabla 10 - Tabla obtenida con REFPROP. Partial Cooling C2

Con el fin de ilustrar como será tratado el análisis fuera de diseño para cada compresor incluimos la Figura 95 dónde se pueden observar de manera esquemática las variables de diseño, las variables a obtener y el proceso de obtención. Para cada uno de los 10 régimen de giro considerados en cada estudio serán analizados 4 valores de temperatura a la entrada. A su vez, por cada punto al cual le corresponden un régimen de giro y una temperatura determinada serán analizados 15 valores de presiones a la salida del compresor los cuales han sido supuestos dentro de los márgenes de funcionamiento de cada compresor.

N1	T1	P1	m(N1,T1,P1) eta, deltaH etc.
		P2	m(N1,T1,P2)
		P3	m(N1,T1,P3)
		P4	m(N1,T1,P4)
	T2	P1	m(N1,T2,P1)
		P2	m(N1,T2,P2)
		P3	m(N1,T2,P3)
		P4	m(N1,T2,P4)
	T3	P1	m(N1,T3,P1)
		P2	m(N1,T3,P2)
		P3	m(N1,T3,P3)
		P4	m(N1,T3,P4)
	T4	P1	m(N1,T4,P1)
		P2	m(N1,T4,P2)
		P3	m(N1,T4,P3)
		P4	m(N1,T4,P4)
N2	T1	P1	m(N2,T1,P1)
		P2	m(N2,T1,P2)
		P3	m(N2,T1,P3)
		P4	m(N2,T1,P4)
	T2	P1	m(N2,T2,P1)
		P2	m(N2,T2,P2)
		P3	m(N2,T2,P3)
		P4	m(N2,T2,P4)
	T3	P1	m(N2,T3,P1)
		P2	m(N2,T3,P2)
		P3	m(N2,T3,P3)
		P4	m(N2,T3,P4)
	T4	P1	m(N2,T4,P1)
		P2	m(N2,T4,P2)
		P3	m(N2,T4,P3)
		P4	m(N2,T4,P4)
			etc...

Figura 94 - Proceso para realización del análisis off-design

### 5.1. Ciclo Allam Off-Design

Para el análisis de funcionamiento off-design de cada compresor del ciclo Allam se ha optado por variar en los siguientes rangos los parámetros del ciclo:

Nº - Rangos	N (rpm) - 10p	P <sub>out</sub> (Pa) – 15	T <sub>in</sub> (°C) - 4p
<b>Compresor 1</b>	(11200– 15500)	(3750000 – 5050000)	(20 – 36)
<b>Compresor 2</b>	(9000 – 13000)	(6500000 – 8100000)	(30 – 35)
<b>Bomba 3</b>	(25500 – 35500)	(12000000 – 32000000)	(30 – 35)

Tabla 11 - Rangos Allam Off-Design

Exponemos a continuación los diferentes mapas generados con AxSTREAM para los compresores del ciclo Allam. Hemos generados dos tipos de mapas (G<sub>in</sub> vs P<sub>out</sub> y G<sub>in</sub> vs eficiencia), se pueden apreciar las distintas velocidades de giro estudiadas y en la leyenda se encuentra la temperatura a la entrada.

No se han incluido todos los mapas debido a que sería engorroso y no aportaría demasiada información adicional, además que por problemas de cálculo del software algunas gráficas generadas tienen saltos y formas que no tienen sentido físico. El verdadero valor de este estudio radica en los datos obtenidos, que servirán para generar mapas de funcionamiento fuera de

diseño en Matlab más correctos y útiles para el análisis del comportamiento de los ciclos de sCO<sub>2</sub> a diferente carga, temperatura y presiones objetivo a la salida.

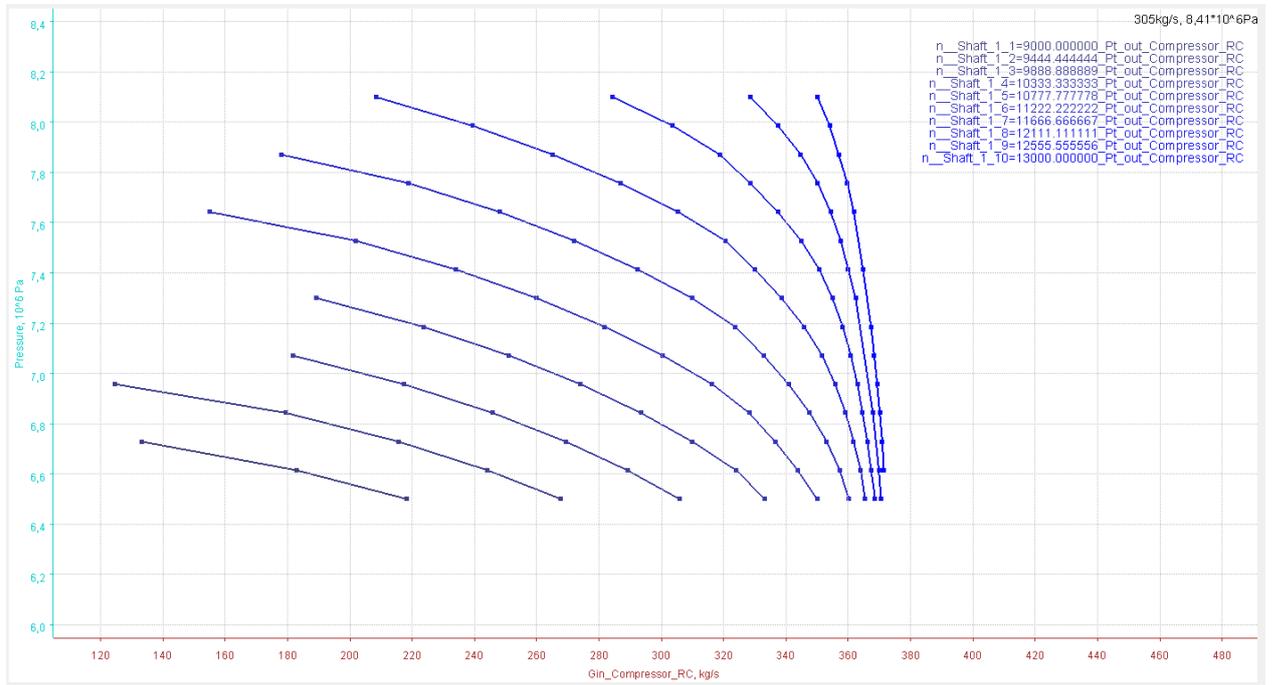


Figura 95 - Allam C2 Off-Design - Ginvspout (304.67K)

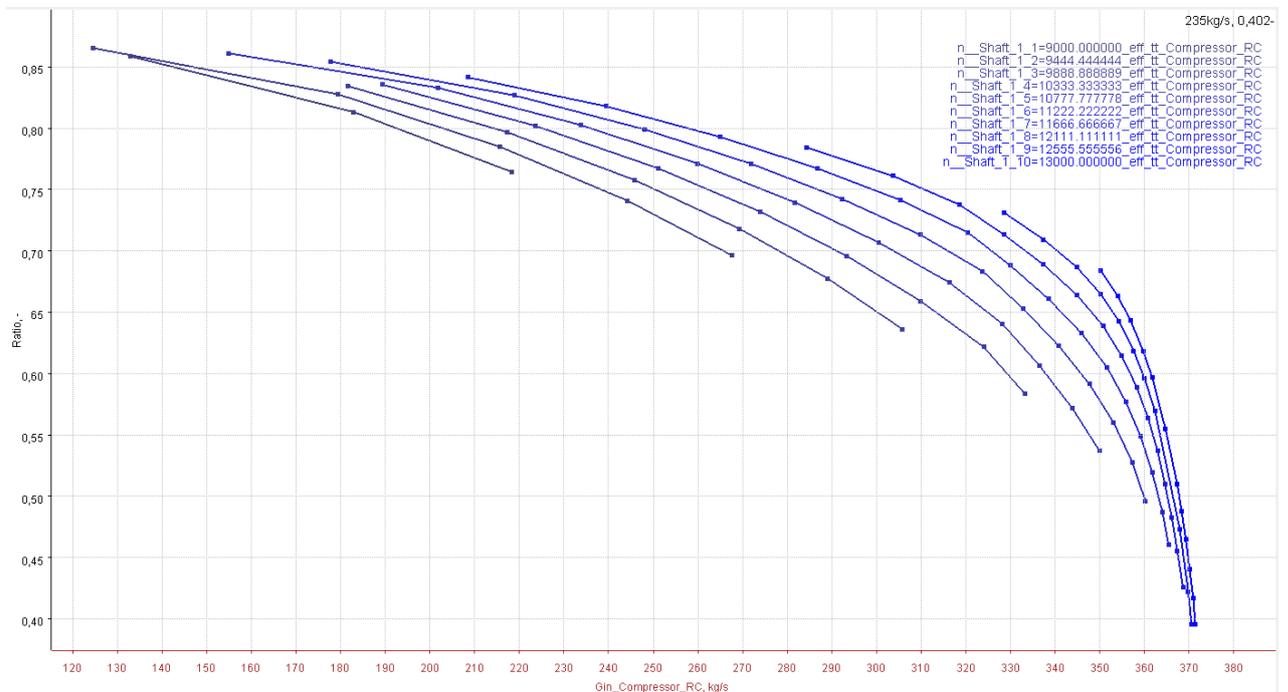


Figura 96 - Allam C2 Off-Design - Ginvsefficiency (304.67K)

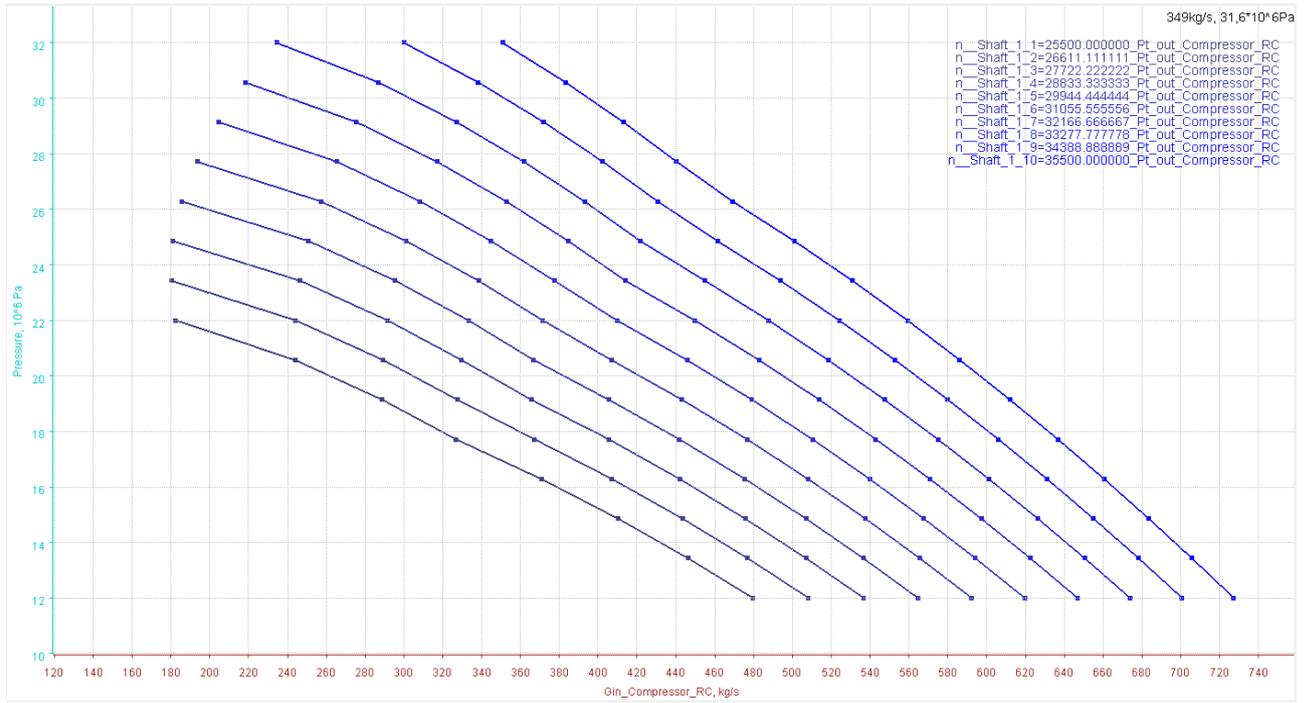


Figura 97 - Allam C3 (BOMBA) Off-Design - Ginvspout (304.67K)

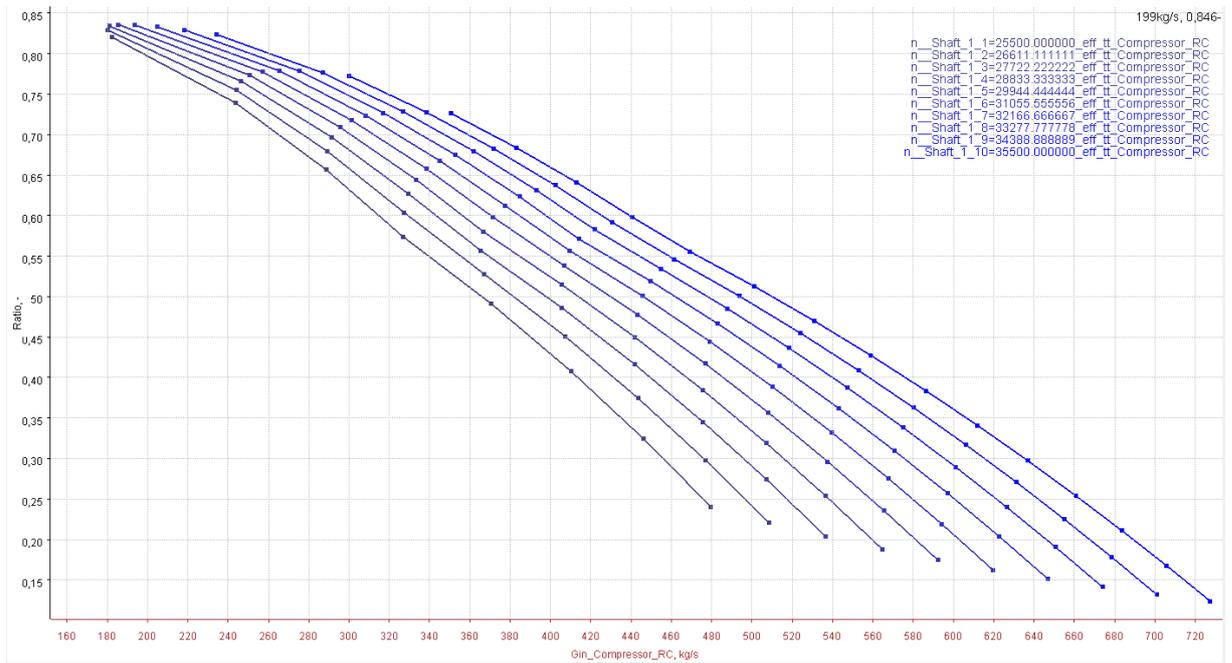


Figura 98 - Allam C3 (BOMBA) Off-Design - Ginvsefficiency (304.67K)

### 5.2. Ciclo Partial Cooling Off-Design

Para el análisis de funcionamiento off-design de cada compresor del ciclo Partial Cooling se ha optado por variar en los siguientes rangos los parámetros del ciclo:

Nº puntos en Rangos	N (rpm) – 10p	P <sub>out</sub> (Pa) – 15p	T <sub>in</sub> (°C) – 4p
<b>Compresor 1</b>	(12000 – 17000)	(6000000- 13000000)	(25 – 40)
<b>Compresor 2</b>	(25000 – 35000)	(18000000 – 35000000)	(30 – 35)
<b>Compresor 3</b>	(23000 – 32500)	(18000000 – 36000000)	(42 – 127)

Tabla 12 - Rangos Partial Cooling Off-Design

A continuación de la misma manera que hicimos respecto a los compresores del ciclo Allam, exponemos los diferentes mapas generados con AxSTREAM:

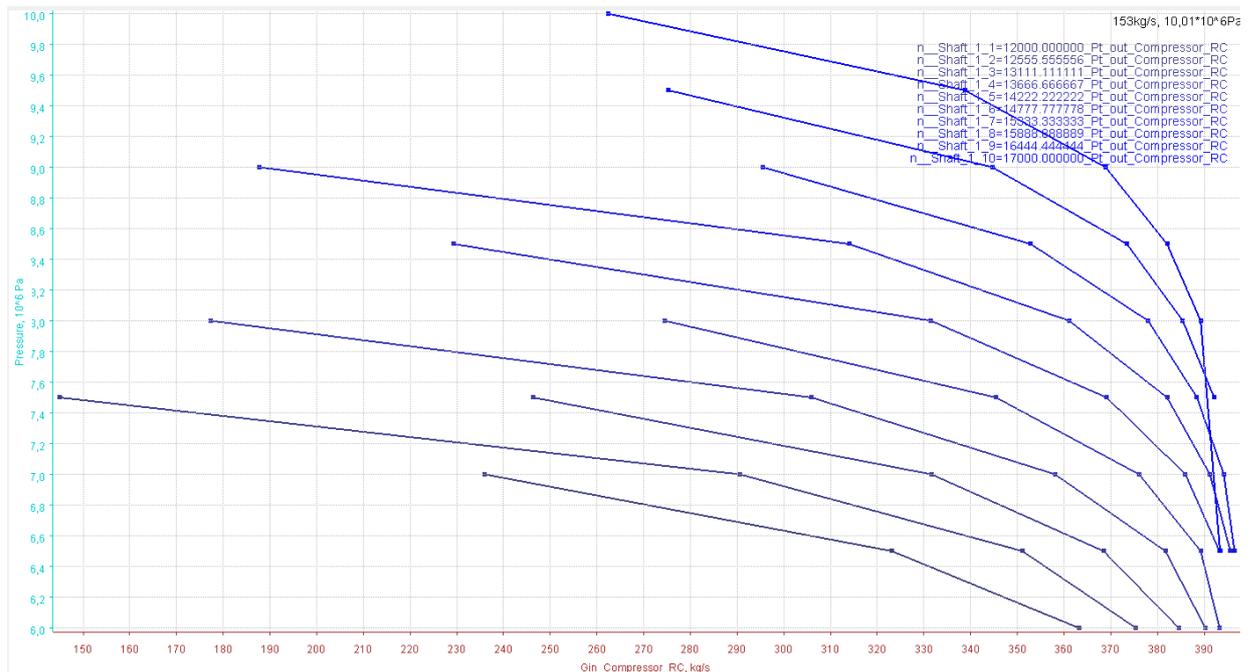


Figura 99 - Partial Cooling C1 Off-Design - GinvsPout (308K)

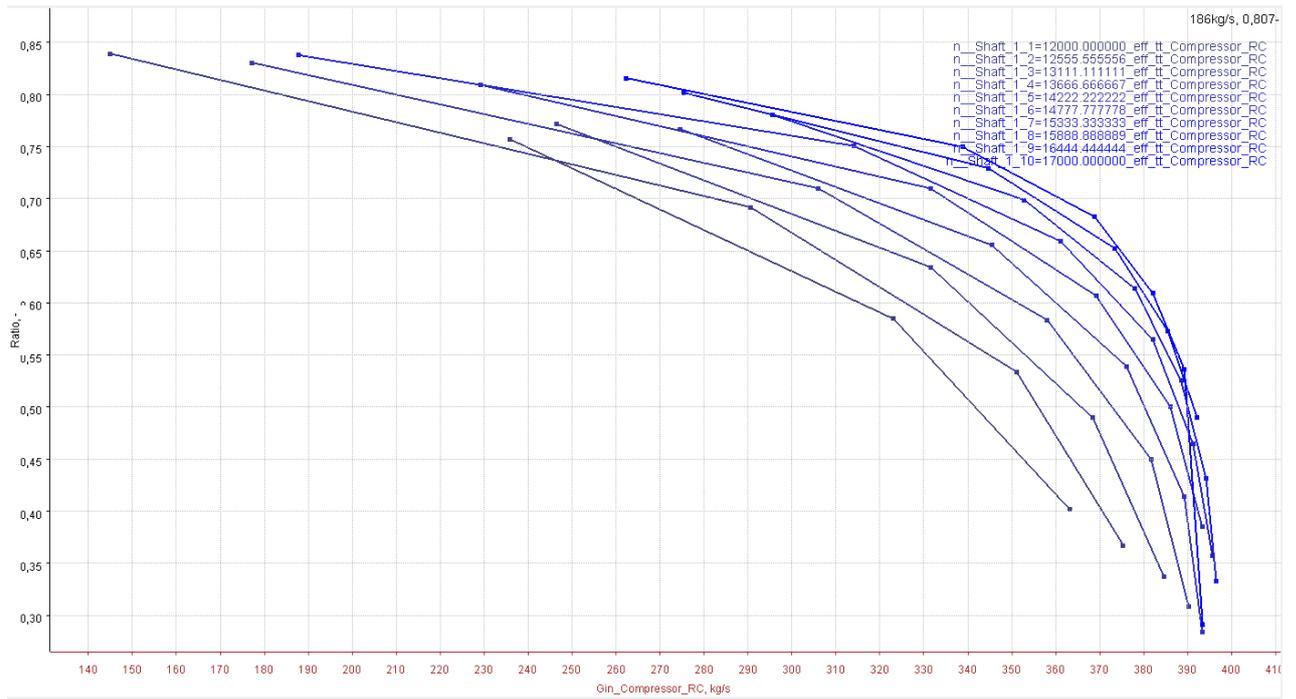


Figura 100 - Partial Cooling C1 Off-Design - Ginvsefficiency (308K)

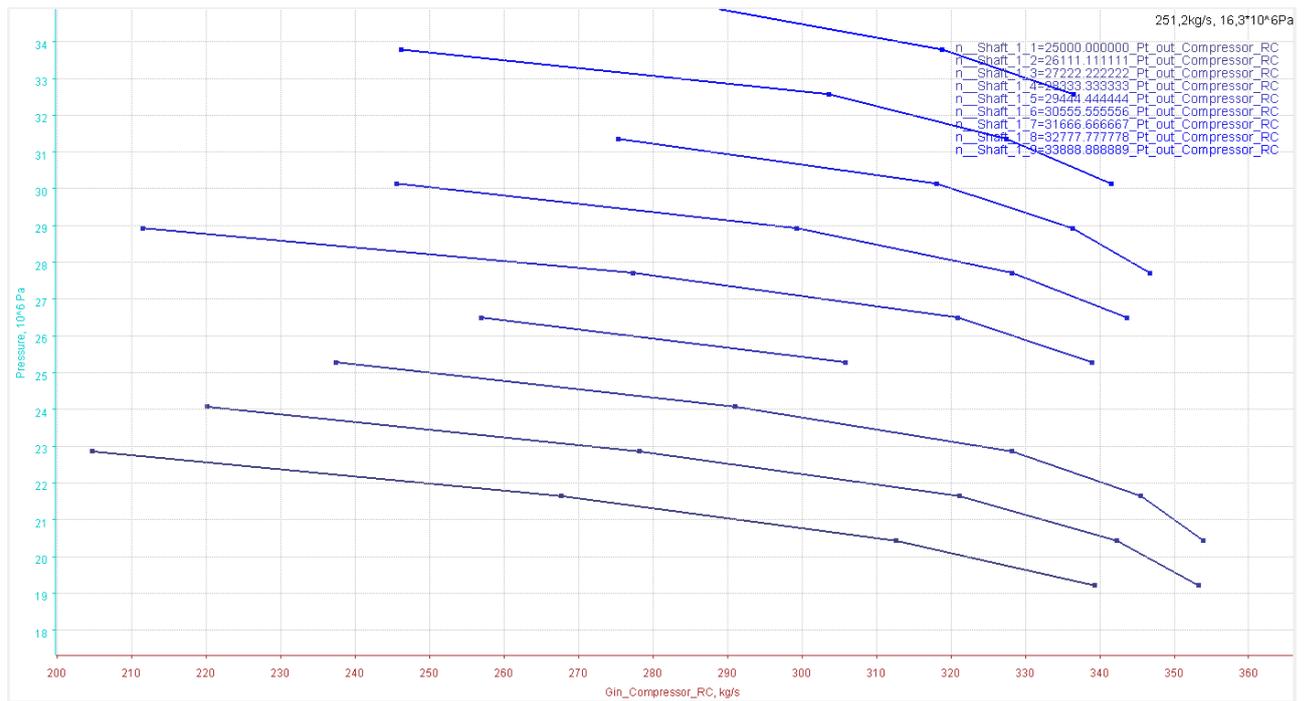


Figura 101 - Partial Cooling C2 Off-Design - Ginvspout (298K)

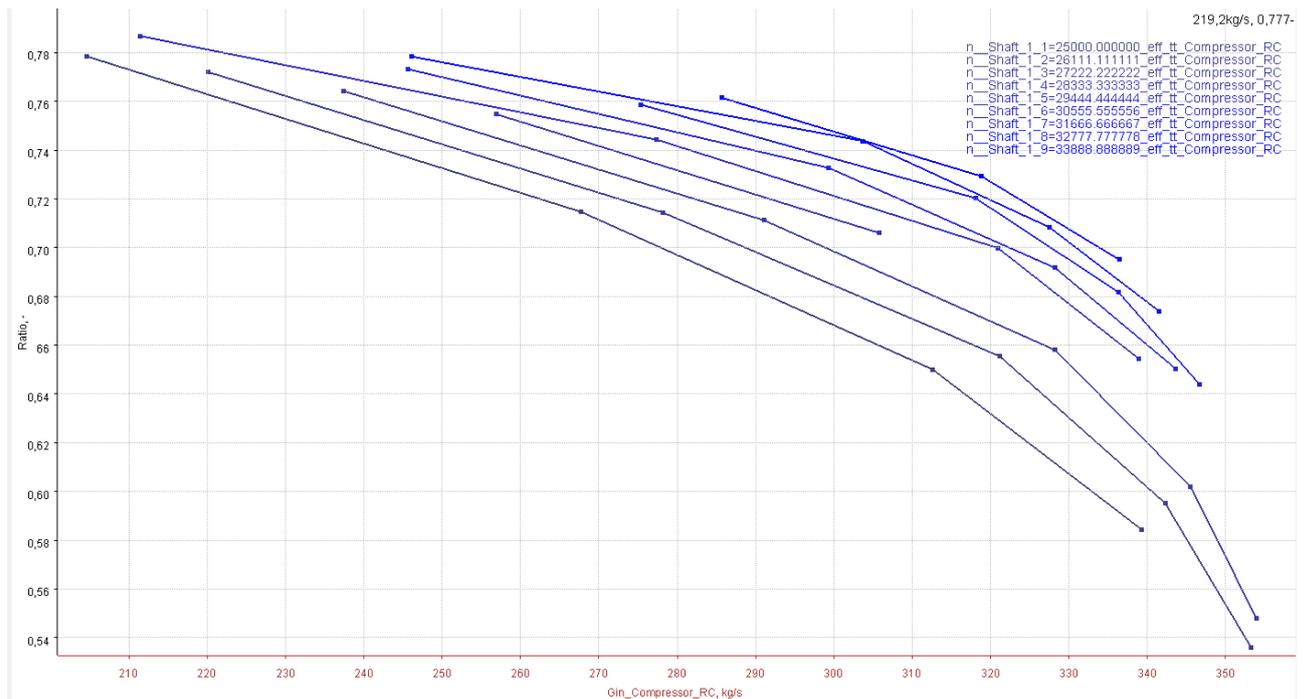


Figura 102 - Partial Cooling C2 Off-Design - Ginvsefficiency (298K)

### 5.3. Curvas Características

Las curvas expuestas anteriormente, dadas por el software AxSTREAM, dan una primera impresión del funcionamiento en condiciones fuera de diseño del compresor, sin embargo, al no poder ir variando más de dos variables en la tarea de diseño, no pueden extrapolarse para todo el rango de funcionamiento ya que no consideran variaciones en la temperatura de manera global.

Para ello habría que hacer uso de curvas características que especifiquen el comportamiento de la turbomáquina de manera total representando la variación de la presión y la temperatura de salida con el gasto másico y la velocidad de giro, para distintos valores de la presión y temperatura de entrada.

Con el fin de reducir el número de variables en juego se utiliza el análisis adimensional que permite además la predicción del comportamiento de un prototipo a partir de los ensayos de un modelo a escala y la elección del tipo de máquina más apropiada, es decir la que trabajaría con mayor rendimiento, para una gama de saltos de energía, velocidades de giro y gastos dados.

En general las curvas características de los compresores centrífugos se caracterizan por:

- Curvas relación de compresión /gasto bastante planas en buena parte del rango de funcionamiento.
- El comienzo del funcionamiento inestable se produce, en general, una vez superado el máximo de la curva relación de compresión/gasto, para cada velocidad.
- Mayor rango operativo (en gastos para velocidad constante) que los axiales, aunque menores rendimientos máximos que éstos.

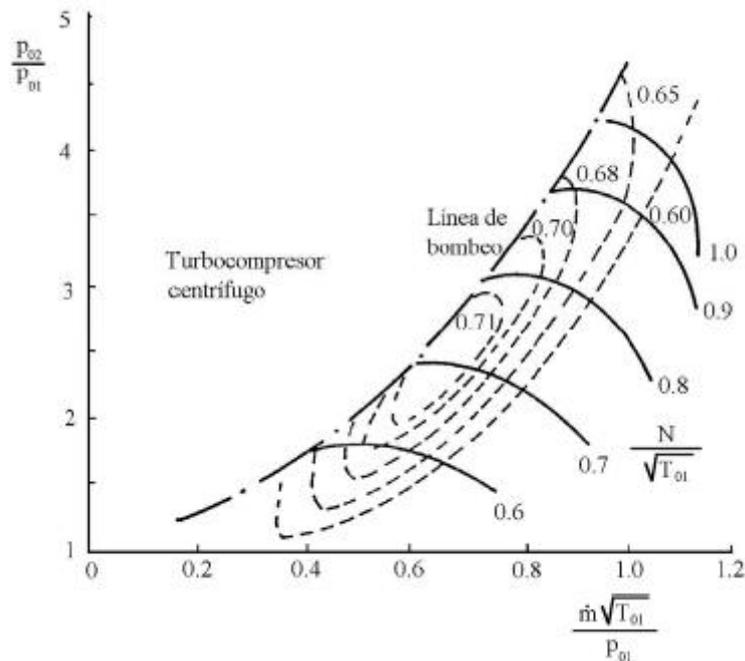


Figura 103 -Curva característica de compresor centrífugo.

Encontrar mapas de funcionamiento de compresores centrífugos es sencillo, pero éstos hacen referencia a fluidos incompresibles. Teniendo en cuenta las limitaciones resaltadas, existe una necesidad comprensible en el desarrollo de un enfoque que sea capaz de adaptarse al comportamiento real del fluido de trabajo y, por lo tanto, puede usarse de manera confiable para la representación precisa de la actuación de compresores de sCO<sub>2</sub> en condiciones no nominales.

El comportamiento del compresor puede quedar totalmente descrito con sólo dos grupos de curvas. La relación de compresión y el rendimiento se pueden representar por separado, frente a una variable descrita como gasto másico adimensional, en forma de una familia de curvas cada una de las cuales se ha obtenido dando una serie de valores fijos a la velocidad de giro.

Por ello haciendo uso de todos los datos dados por AxSTREAM durante los análisis off-design a diferentes temperaturas con la herramienta AxMAP, e importándolos a un código en Matlab que lea los Excel generados, crearemos mapas de funcionamiento más generales a partir de las variables corregidas.

Las variables corregidas que van a formar los mapas serán 4, velocidad de giro corregida (rpm/a); gasto másico corregido  $Gin/(rho*a)$ ; salto entálpico isentrópico corregido  $\Delta H/(a^2)$  y por último el  $\eta_{tt}$  que representa el rendimiento y al ser una variable ya adimensional no ha tenido que ser corregido el valor aportado directamente por AxSTREAM.

Como se ha comentado anteriormente, queda patente la reducción de las variables que entran en juego en el análisis off-design, ya que las tablas de Excel, a partir de las cuales las variables corregidas han sido generadas, están formadas por 8 parámetros: [Velocidad de giro (rpm), Presión a la salida ( $P_{out}$ ), Temperatura a la entrada ( $T_{in}$ ), gasto másico ( $Gin$ ), rendimiento interno total a total ( $\eta_{tt}$ ), salto isentrópico ( $\Delta H$ ) y velocidad del sonido ( $a$ ), densidad ( $\rho$ )].

Es importante destacar además las inestabilidades de funcionamiento de los turbocompresores ante cambios en las condiciones de diseño, que pueden ser observadas en las curvas expuestas. Una de éstas inestabilidades que se presentan es conocida como desprendimiento y entra dentro

de las inestabilidades locales, las cuales se presentan con un funcionamiento estable del escalonamiento. Si se disminuye progresivamente el gasto que atraviesa el compresor, la componente axial del flujo será más pequeña por lo que, para una velocidad de giro constante, se producirá un aumento en el ángulo de incidencia al álabe de rotor. En el momento en el que el ángulo alcanza un valor crítico, el fluido no podrá mantenerse adherido a la cara de succión del álabe, con lo que se producirá el fenómeno de desprendimiento que se traduce en un funcionamiento deficiente, el cual además puede contribuir también a la aparición otra inestabilidad conocida como bombeo.

Como también es observable en las curvas de funcionamiento, para cada valor de velocidad de giro analizado en el compresor, hay un caudal mínimo para el cual la curva no continúa expandiéndose hacia la izquierda. Al unir con una línea los extremos correspondientes al caudal mínimo para cada curva de velocidad de giro tenemos la línea de bombeo.

Comentar que los extremos de la derecha de las diferentes líneas de velocidad constante en las curvas de relación de compresión-gasto másico corresponde a otra limitación en el funcionamiento denominada como bloqueo. Al ir creciendo el gasto másico la presión de salida disminuye junto la densidad, por lo que el valor de la velocidad absoluta será mayor hasta que se alcance un punto en el cual no es posible aumentar más el gasto másico. Se puede decir que en este punto el compresor se encuentra bloqueado para la velocidad de giro dada y no puede suministrar un gasto mayor para esta misma velocidad de giro, ya que en parte el flujo habrá alcanzado un número de Mach igual a la unidad en alguna sección de la máquina.

En el anexo del documento se incluyen los datos correspondientes a las variables corregidas que formarán las curvas características referentes a cada compresor. Por último, incluimos a continuación los mapas de funcionamiento obtenidos para los tres compresores del ciclo Partial Cooling, generados a partir de estas variables corregidas. Quedan representadas dos curvas características para cada compresor, la de relación de compresión y la de rendimiento, las dos en relación a la variable descrita anteriormente como gasto másico adimensional o gasto másico corregido.

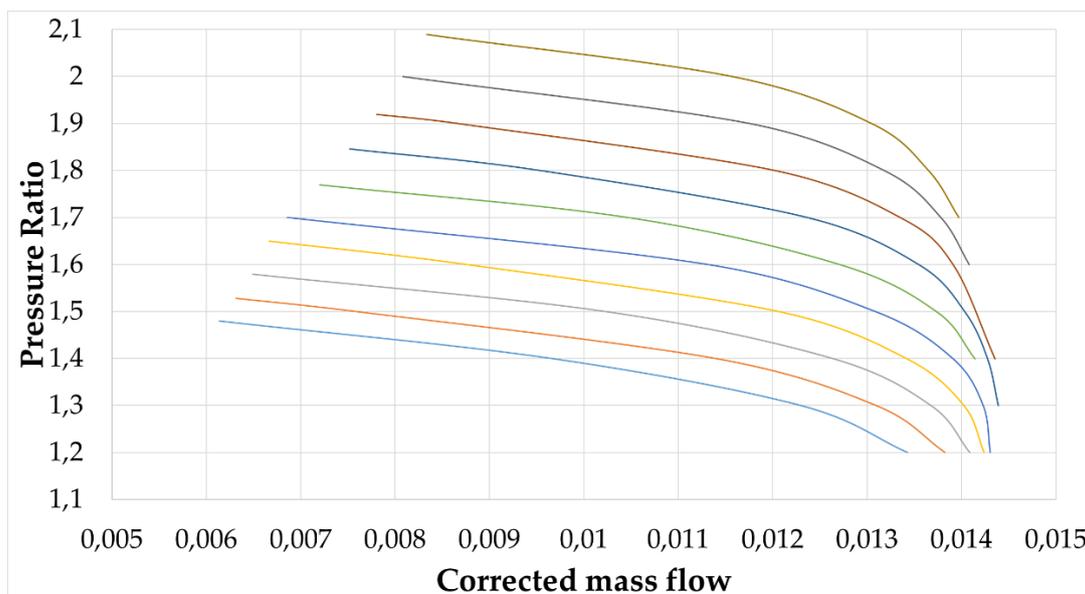


Figura 104 - Partial Cooling C1 Off-Design. Curva Característica de relación de compresión.

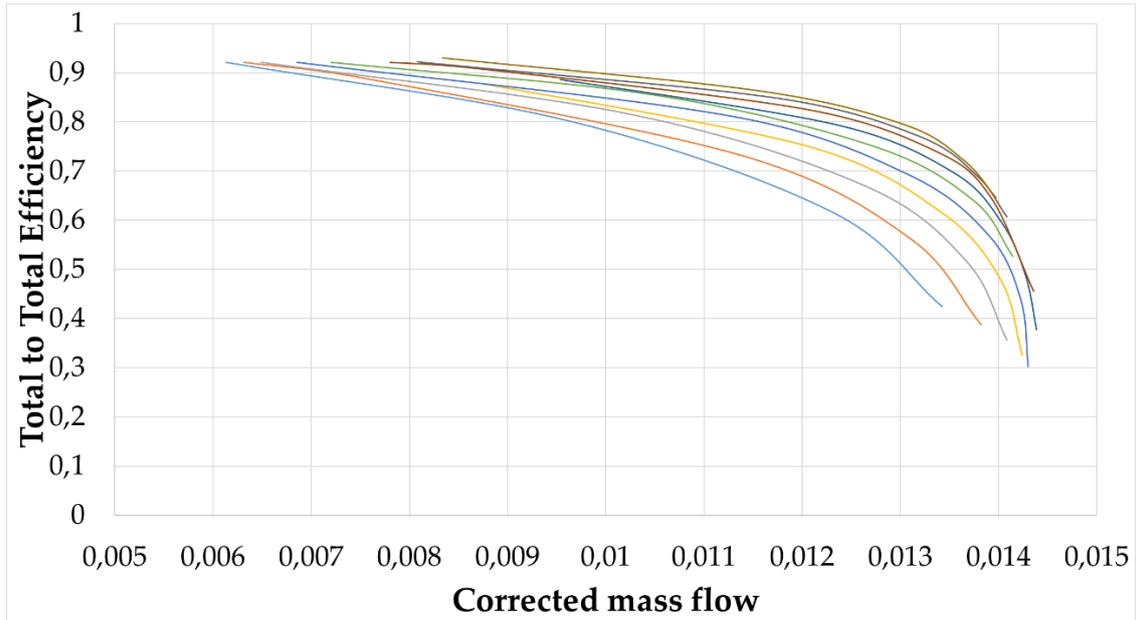


Figura 105 - Partial Cooling C1 Off-Design. Curva Característica de rendimiento.

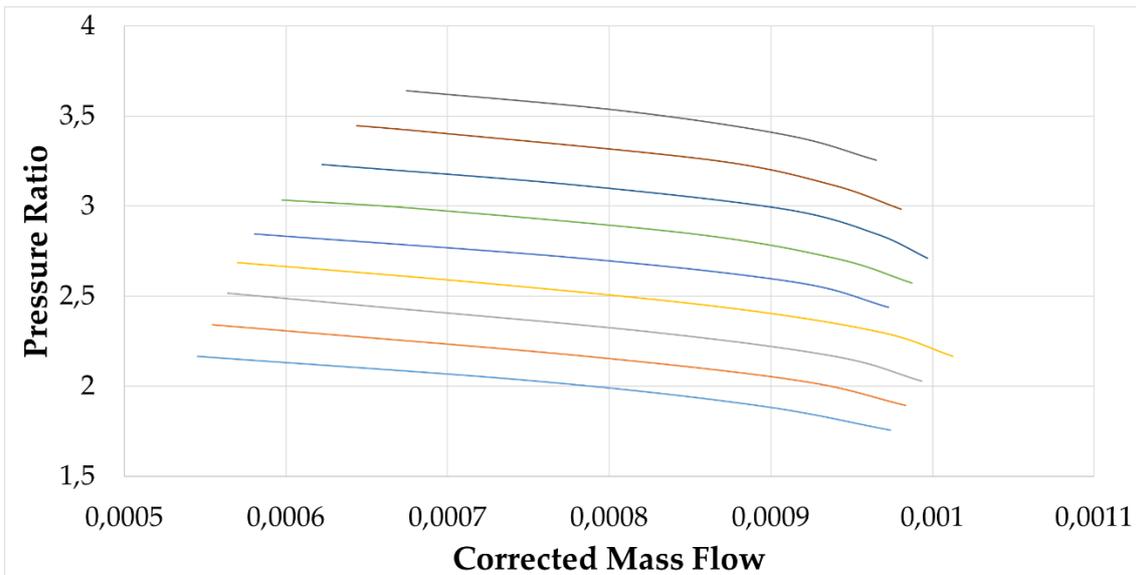


Figura 106 - Partial Cooling C2 Off-Design. Curva Característica de relación de compresión.

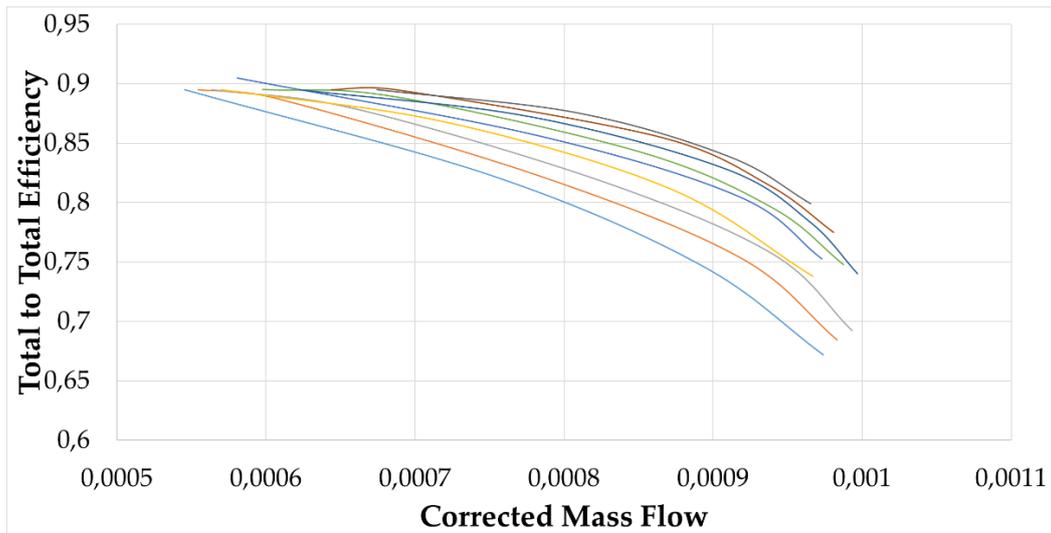


Figura 107 - Partial Cooling C2 Off-Design. Curva Característica de rendimiento.

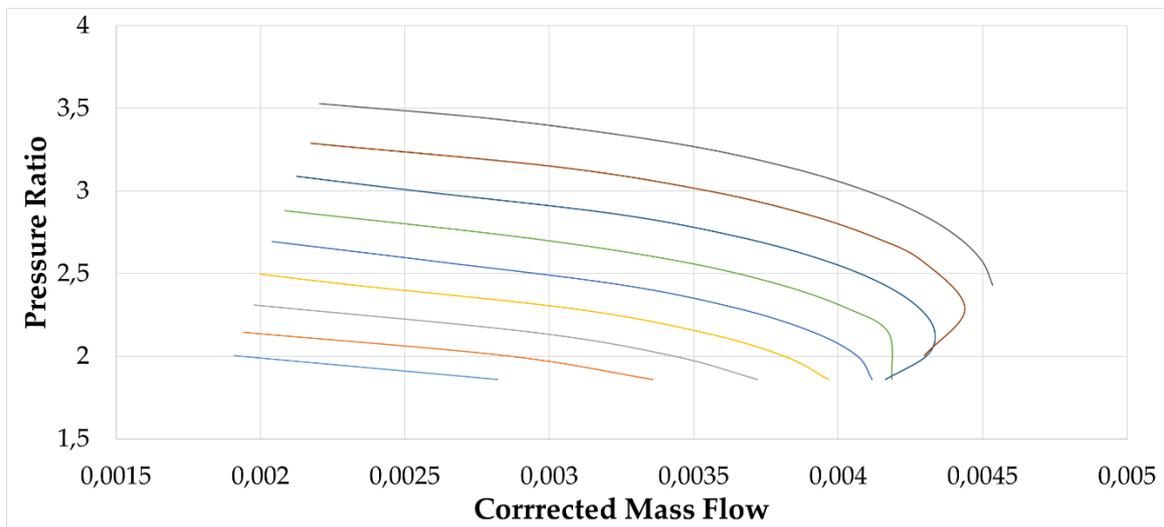


Figura 108 - Partial Cooling C3 Off-Design. Curva Característica de relación de compresión.

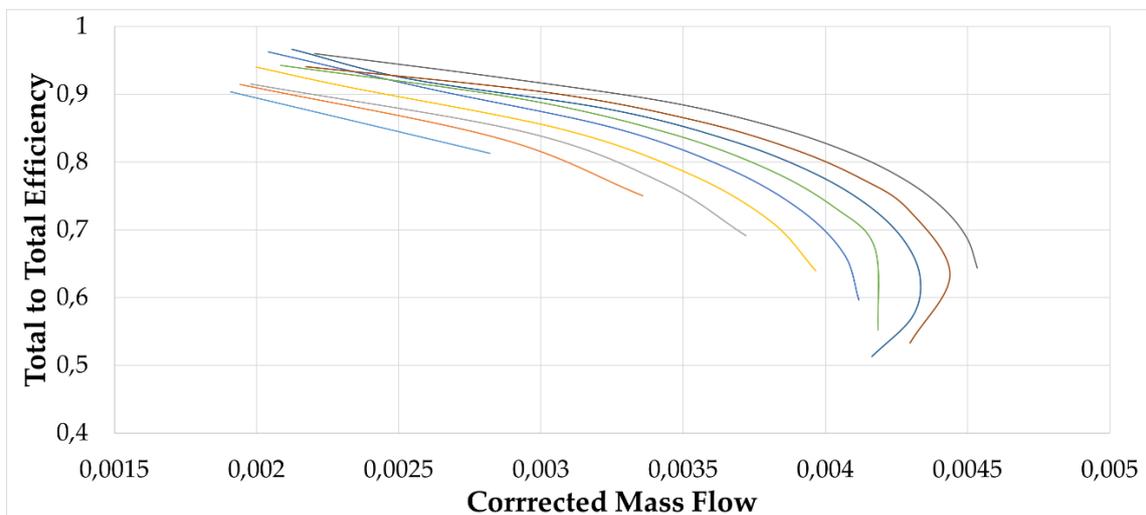


Figura 109 - Partial Cooling C3 Off-Design. Curva Característica de rendimiento.

## 6. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

Como bien se ha comentado, la investigación y el desarrollo de los ciclos de potencia de dióxido de carbono supercrítico data de mediados del siglo pasado, que abarca principalmente estudios termodinámicos y otros estudios teóricos. A pesar de ello, los diseños de turbomáquinas, principalmente compresores, para los ciclos sCO<sub>2</sub> poseen desafíos únicos relacionados con las altas presiones del CO<sub>2</sub> y las demandas operativas de las diversas aplicaciones. Es en la primera década de este siglo, gracias a importantes investigaciones en centros como el Instituto de Tecnología de Massachusetts, los Laboratorios Nacionales SANDIA o el Instituto de Tecnología de Tokio en Asia, se ha dado un verdadero impulso a esta tecnología. Todo lo presentado en este documento está destinado a proporcionar al lector los conocimientos fundamentales para entender todo lo concerniente a los distintos ciclos básicos y tubomaquinaria referente al CO<sub>2</sub> supercrítico. A pesar de que originalmente el interés de esta tecnología estaba orientado a las centrales nucleares de cuarta generación, uno de los mercados más interesante en la actualidad es la industria de la energía solar de concentración.

El documento se ha centrado en todo momento en el diseño de los compresores centrífugos dando siempre nociones para entender la importancia del sCO<sub>2</sub> como fluido de trabajo. Es obvio que, por el alcance limitado del trabajo, otros aspectos vitales para el desarrollo comercial de esta tecnología no han sido debidamente tratados como son el diseño mecánico del compresor en sí (sellos, rodamientos, etc.), el diseño aerodinámico de turbomáquinas o los diseños referentes a intercambiadores de calor compactos que constituyen obstáculos tecnológicos hasta la fecha.

Se han obtenido las condiciones de contorno en las que iban a trabajar los distintos turbocompresores diseñados, y una vez obtenidas, diferentes soluciones que satisficieran las condiciones de diseños con unas buenas prestaciones, tanto de rendimiento como de rango de funcionamiento, han sido generadas con el software AxSTREAM. Posteriormente, una vez aplicadas las soluciones, se ha pasado a realizar un análisis en condiciones fuera de diseño para estudiar como pequeñas variaciones en las propiedades del CO<sub>2</sub> pueden afectar de sobremanera el comportamiento del compresor centrífugo.

Comentar además que AxSTREAM ofrece aún más herramientas de las usadas que podrían servir de cara al desarrollo de trabajos futuros. Por ejemplo, con las herramientas de dinámica de fluidos computacional de AxSTREAM (AxCFD), se podría analizar más detalladamente la evolución del flujo de sCO<sub>2</sub> y estudiar más a fondo los modelos de pérdidas, la forma de los álabes o la curvatura de álabes óptima de manera que se tendría un mayor grado de exactitud en el comportamiento de la máquina.

Para finalizar, es necesario reconocer que tanto en este proyecto como en la mayoría de investigaciones llevadas a cabo hasta la fecha se basan únicamente en modelos numéricos, cuando el principal inconveniente asociado con esta tecnología es la escasez de datos experimentales. Así las plantas experimentales como Net Power, ya en pruebas en Texas (EEUU), son cruciales para la prueba de compresores de sCO<sub>2</sub> con el fin de brindar un apoyo sólido a los desarrollos numéricos y simulaciones realizadas en diferentes programas.



# BIBLIOGRAFÍA

- 2018 SoftInWay, Inc. All rights reserved. «AxSTREAM® Tutorial CC1.» 2018.
- Aungier, Ronald H. «Centrifugal Compressors. A strategy for aerodynamic design and analysis.» 2000.
- Barber-Nichols Incorporated. *TURBOMACHINERY FOR SUPERCRITICAL CO<sub>2</sub> POWER CYCLES*. Copenhagen, Denmark: ASME, 2012.
- Brenes, Benjamín Monje. «Design of supercritical carbon dioxide centrifugal compressors. PhD Thesis.» Sevilla, 2014.
- Cantero, Germán Nieto. «Desarrollo de una herramienta de diseño y análisis de turbocompresores centrífugos.» s.f.
- Francesco Crespi, Giacomo Gavagnin, David Sánchez , Gonzalo S. Martínez. «Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: A review.» 2017.
- Fuller, Robert, L. (Barber-Nichols Inc.). «Centrifugal Compressor Off-Design Performance for Super-Critical CO<sub>2</sub>.» 2011.
- Hong-Son Pham, Nicolas Alpy, Jean-Henry Ferrasse, Olivier Boutin, Mark Tothill, Johann Quenaut, Olivier Gastaldi, Thierry Cadiou, Manuel Saez. «An approach for establishing the performance maps of the sc-CO<sub>2</sub> compressor: Development and qualification by means of CFD simulations.» 2018.
- Karl Wygant, Tim Allison, Robert Pelton. «TUTORIAL: Overview of Turbomachinery for Super-Critical CO<sub>2</sub> Applications.» Asia Turbomachinery & Pump Symposium, 2018.
- Lappeenranta University of Technology. «Compressor Design Method in the Supercritical CO<sub>2</sub> Applications.» 2018.
- Lettieri, C., Yang, D., Spakovszky, Z. «An Investigation of Condensation Effects in Supercritical Carbon Dioxide Compressors.» J. Eng. Gas Turbines Power 137, 2015.
- Machinedesign.com*. s.f. <https://www.machinedesign.com/mechanical/supercritical-co2-path-less-expensive-greener-energy>.
- Matthews, Yifang Gong N.A. Carstens M.J. Driscoll I.A. «Analysis of Radial Compressor Options for Supercritical CO<sub>2</sub> Power Conversion Cycles.» 2006.
- Ming-Jia Li, Han-Hui Zhu, Jia-Qi Guo, Kun Wanga, Wen-Quan Tao. «The development technology and applications of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries.» 2017.
- N.D. Baltadjiev, C. Lettieri, Z.S. Spakovszky. «An investigation of real gas effects in supercritical CO<sub>2</sub> centrifugal compressors.» 2015.
- NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP)*. s.f.
- Noall, J.S. and Pasch, J.J. «Achievable Efficiency and Stability of Supercritical CO<sub>2</sub> Compression Systems.» *4th International sCO<sub>2</sub> Power Cycles Symposium*. Pittsburgh, PA., 2014.

- S.A. Wright, R.F. Radel, M.E. Vernon. «Operation and analysis of a supercritical CO<sub>2</sub> brayton cycle, Sandia Report, No. SAND2010-0171.» 2010.
- Steven A. Wright, Ross F. Radel, Milton E. Vernon, Gary E. Rochau, and Paul S. Pickard. «Operation and Analysis of a Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycle.» 2010.
- T.A. Munroe, M.A. Zaccaria, W.H. Flaspohler. «FLUENT CFD steady state predictions of a single stage centrifugal compressor with supercritical CO<sub>2</sub>.» *Proceedings of the S-CO<sub>2</sub> Power Cycle Symposium*. 2009.
- Tomás Sánchez Lencero, Antonio Muñoz Blanco y Francisco J. Jiménez-Espadafor Aguilar. «Turbomáquinas Térmicas.» s.f.
- Y. Muto, T. Ishizuka, M. Aritomi,. «Design of small centrifugal compressor test model for a supercritical CO<sub>2</sub> compressor in the fast reactor power plant,» 2008.
- Y. Wang, G.R. Guenette, P. Hejzlar, et al. "Aerodynamic design of of turbomachinery for 300 MWe supercritical carbon dioxide Brayton power conversion system." 2005.
- YOONHAN AHN, SEONG JUN BAE, MINSEOK KIM, SEONG KUK CHO, SEUNGJOON BAIK, JEONG IK LEE, JAE EUN CHA. «REVIEW OF SUPERCRITICAL CO<sub>2</sub> POWER CYCLE TECHNOLOGY AND CURRENT STATUS OF RESEARCH AND DEVELOPMENT.» 2015.

# ANEXOS

A continuación, en las siguientes tablas adheridas al documento se muestran las variables corregidas que describen el funcionamiento de cada compresor en condiciones fuera de diseño, tanto para el ciclo Allam (Anexo I) como para el ciclo Partial Cooling (Anexo II)

## ANEXO I

### Allam

#### Compresor 1

Velocidad de giro corregida (rpm/a)	Gasto masico corregido $G_{in}/(\rho \cdot a)$	Salto Entalpico corregido $(\Delta H/a^2)$	Rendimiento total a total
46,7036404	0,01454516	-0,1808893	0,55216023
46,7036404	0,01418063	-0,2012991	0,61459038
46,7036404	0,01398101	-0,2212647	0,67564933
46,7036404	0,01351589	-0,2408939	0,73573566
46,7036404	0,01270047	-0,2601219	0,79466344
46,7036404	0,01139204	-0,2791016	0,85290214
46,7036404	0,00971266	-0,2977502	0,91012987
46,7036404	0,00670146	-0,3156951	0,96501146
45,9204592	0,01422513	-0,180436	0,5697592
45,9204592	0,01407138	-0,201063	0,63498636
45,9204592	0,01373647	-0,2210317	0,6981788
45,9204592	0,01313412	-0,2406413	0,76029403
45,9204592	0,01193234	-0,2599397	0,82152961
45,9204592	0,01043461	-0,2788335	0,88150439
45,9204592	0,00831258	-0,2974299	0,94049841
45,2032127	0,01414348	-0,1806033	0,58852368
45,2032127	0,01392314	-0,2009377	0,65489544
45,2032127	0,01341466	-0,2208977	0,72011098
45,2032127	0,01250681	-0,2404925	0,78421562
45,2032127	0,01115773	-0,2597525	0,84729534
45,2032127	0,00941328	-0,2786464	0,90918282
45,2032127	0,00601644	-0,2965992	0,96771203
44,5416584	0,01404816	-0,1805617	0,60599367
44,5416584	0,01370658	-0,200874	0,67429905
44,5416584	0,01308169	-0,2208492	0,74153768
44,5416584	0,01187036	-0,240408	0,80748878
44,5416584	0,01035742	-0,2596438	0,87238011
44,5416584	0,00824103	-0,2785428	0,93610709
48,6959584	0,01545908	-0,1808867	0,50779154
48,6959584	0,01486568	-0,2012656	0,56516569
48,6959584	0,01434058	-0,2212196	0,62134992
48,6959584	0,01420293	-0,2409157	0,67675442
48,6959584	0,01392514	-0,2600094	0,73049722
48,6959584	0,01336811	-0,2791297	0,78436668
48,6959584	0,01232078	-0,2977878	0,83701136
48,6959584	0,01090911	-0,3160647	0,88860905
48,6959584	0,00895016	-0,3340978	0,93948279
47,8793677	0,01512491	-0,1807007	0,52475836
47,8793677	0,01447438	-0,2010593	0,58405567
47,8793677	0,01424515	-0,2210444	0,64221303
47,8793677	0,01403685	-0,2404932	0,69881675
47,8793677	0,01355769	-0,2598704	0,75526592

47,8793677	0,01271657	-0,2788235	0,81054493
47,8793677	0,01140627	-0,2974096	0,86481413
47,8793677	0,00971003	-0,3157147	0,91825712
47,1315243	0,01479438	-0,1806004	0,54128013
47,1315243	0,01428195	-0,2014793	0,6040124
47,1315243	0,01412777	-0,2208935	0,66230456
47,1315243	0,01377372	-0,2404926	0,72119399
47,1315243	0,01315636	-0,2597385	0,77907711
47,1315243	0,01194704	-0,2786496	0,83604803
47,1315243	0,01043882	-0,2972083	0,89197197
47,1315243	0,00823015	-0,3155126	0,94707202
46,441749	0,01446789	-0,1805423	0,55733708
46,441749	0,01419957	-0,2008809	0,62023553
46,441749	0,01396689	-0,2207401	0,68165936
46,441749	0,01344526	-0,2404089	0,74255562
46,441749	0,0125125	-0,2596436	0,80218643
46,441749	0,0111572	-0,2785335	0,86080396
46,441749	0,0093871	-0,2971071	0,91843491
50,6882764	0,01623956	-0,1808892	0,46857762
50,6882764	0,01577027	-0,2012665	0,521507
50,6882764	0,01522282	-0,2212624	0,57347421
50,6882764	0,01458756	-0,2408927	0,62451529
50,6882764	0,01439854	-0,2601393	0,67450008
50,6882764	0,01423599	-0,2789993	0,7234832
50,6882764	0,01387446	-0,2977014	0,77209214
50,6882764	0,01327775	-0,3160668	0,81986442
50,6882764	0,012074	-0,3341125	0,86688254
50,6882764	0,0105651	-0,3518412	0,91307098
50,6882764	0,0082558	-0,3687754	0,95710268
49,8382762	0,01594431	-0,1807025	0,48423019
49,8382762	0,01542634	-0,2010561	0,53892469
49,8382762	0,01482275	-0,2210274	0,59261985
49,8382762	0,01441123	-0,2407008	0,64549693
49,8382762	0,01427117	-0,2601255	0,69767099
49,8382762	0,01398545	-0,2788255	0,74792769
49,8382762	0,01343698	-0,2974589	0,79805193
49,8382762	0,01239456	-0,3157225	0,84725351
49,8382762	0,01098463	-0,3337155	0,89574625
49,8382762	0,00901335	-0,3513651	0,94327218
49,059836	0,01565138	-0,1805974	0,49946093
49,059836	0,01508474	-0,2009367	0,55587292
49,059836	0,0144294	-0,2208984	0,6112658
49,059836	0,014313	-0,2404619	0,66548155
49,059836	0,01409746	-0,259747	0,71894895
49,059836	0,01361938	-0,2786485	0,77140306
49,059836	0,01278387	-0,2972161	0,82298796
49,059836	0,01147479	-0,3155134	0,87387565
49,059836	0,00977571	-0,3334933	0,92386857
48,3418396	0,01536092	-0,1805436	0,5142873
48,3418396	0,01474551	-0,2008728	0,57236564
48,3418396	0,01435061	-0,2207681	0,62918433
48,3418396	0,01418891	-0,2404287	0,68530581
48,3418396	0,01383045	-0,2596042	0,74008398
48,3418396	0,01321419	-0,2785455	0,79424046
48,3418396	0,01200596	-0,2971493	0,84752077
48,3418396	0,01049935	-0,3153928	0,89977501
48,3418396	0,00808001	-0,3342053	0,95357707
52,6805944	0,01690419	-0,1808889	0,43373062
52,6805944	0,0165386	-0,2012667	0,48271838

52,6805944	0,01610864	-0,2212615	0,53081022
52,6805944	0,01560862	-0,2408966	0,57805727
52,6805944	0,01503103	-0,2601795	0,62447927
52,6805944	0,0145785	-0,2791543	0,67014595
52,6805944	0,01447165	-0,2977251	0,71479701
52,6805944	0,01428655	-0,3160807	0,75894491
52,6805944	0,01387958	-0,3340963	0,80231077
52,6805944	0,01321782	-0,3517613	0,84486785
52,6805944	0,0119772	-0,3693154	0,88721345
52,6805944	0,01038907	-0,3864839	0,92861315
51,7971846	0,01664509	-0,1807032	0,44821999
51,7971846	0,01623689	-0,201057	0,49884041
51,7971846	0,01575903	-0,2210293	0,54853585
51,7971846	0,01520431	-0,2406394	0,59735396
51,7971846	0,01457343	-0,2599022	0,64532844
51,7971846	0,01447116	-0,2794601	0,69396411
51,7971846	0,01431341	-0,2973796	0,73853732
51,7971846	0,01395771	-0,3157272	0,78420748
51,7971846	0,01339	-0,33372	0,82902936
51,7971846	0,01220183	-0,3514297	0,87321678
51,7971846	0,01070993	-0,3688624	0,91671162
51,7971846	0,00841157	-0,3855123	0,95815432
50,9881476	0,01638663	-0,1805993	0,46232008
50,9881476	0,01593616	-0,200937	0,51452435
50,9881476	0,01541012	-0,2208982	0,56578737
50,9881476	0,0147998	-0,2404924	0,61613356
50,9881476	0,01448757	-0,2592615	0,66432533
50,9881476	0,01434689	-0,2786696	0,71413581
50,9881476	0,01406632	-0,2971926	0,76170125
50,9881476	0,01353111	-0,3154926	0,80873681
50,9881476	0,01251533	-0,3334955	0,85507282
50,9881476	0,01112752	-0,35114	0,9005036
50,9881476	0,00915764	-0,3685809	0,94536616
50,2419301	0,01612922	-0,1805432	0,4760367
50,2419301	0,01563655	-0,2008753	0,52979345
50,2419301	0,01506222	-0,2208247	0,58256711
50,2419301	0,01450082	-0,240248	0,63396028
50,2419301	0,01438328	-0,2596578	0,68525352
50,2419301	0,01417266	-0,2785167	0,73511513
50,2419301	0,01370381	-0,2971225	0,78435041
50,2419301	0,01289341	-0,315394	0,83275484
50,2419301	0,01160079	-0,3333615	0,88040278
50,2419301	0,00991691	-0,3510472	0,92728495
54,6729124	0,0174656	-0,1808876	0,40262768
54,6729124	0,01718864	-0,2012658	0,4481003
54,6729124	0,01685694	-0,2212612	0,49273858
54,6729124	0,01646726	-0,2408955	0,53658901
54,6729124	0,01601529	-0,26018	0,57967714
54,6729124	0,01549497	-0,2791305	0,62203551
54,6729124	0,01489811	-0,2977581	0,66368854
54,6729124	0,01467477	-0,3160394	0,70451884
54,6729124	0,01456619	-0,3337574	0,74407672
54,6729124	0,01437191	-0,3518283	0,78443873
54,6729124	0,01395795	-0,3693139	0,82352366
54,6729124	0,0132914	-0,3864791	0,86192183
54,6729124	0,01205807	-0,4034154	0,89985403
54,6729124	0,01042381	-0,4200975	0,93719127
53,7560931	0,01724106	-0,1807024	0,41607936
53,7560931	0,01692618	-0,2010559	0,46306378

53,7560931	0,01655256	-0,2210278	0,5091883
53,7560931	0,01611618	-0,2406395	0,55450172
53,7560931	0,01561138	-0,2598995	0,59902148
53,7560931	0,01503046	-0,2788239	0,64278359
53,7560931	0,01465846	-0,2973628	0,68563002
53,7560931	0,01455347	-0,315677	0,72792216
53,7560931	0,01437435	-0,3337574	0,7696879
53,7560931	0,01398793	-0,3514303	0,81054377
53,7560931	0,0133721	-0,3688589	0,85086394
53,7560931	0,01216251	-0,3860353	0,89065771
53,7560931	0,01060608	-0,4029349	0,9297961
53,7560931	0,00773702	-0,4191871	0,96724024
52,9164593	0,01701525	-0,1805996	0,42916964
52,9164593	0,01666279	-0,2009371	0,47762404
52,9164593	0,01624746	-0,2208961	0,52519877
52,9164593	0,01576404	-0,2404927	0,5719322
52,9164593	0,01520538	-0,2597409	0,61785336
52,9164593	0,01465268	-0,2782764	0,66208377
52,9164593	0,01455386	-0,2971857	0,70714038
52,9164593	0,01439493	-0,3157052	0,75128132
52,9164593	0,01406109	-0,3335246	0,79378262
52,9164593	0,0135169	-0,3512179	0,83601317
52,9164593	0,01238828	-0,3685266	0,8773908
52,9164593	0,01092377	-0,3857393	0,91853252
52,9164593	0,0086971	-0,4021708	0,95772088
52,1420207	0,01678876	-0,1805432	0,44190086
52,1420207	0,01639917	-0,2008728	0,49179036
52,1420207	0,01594217	-0,2208244	0,54077697
52,1420207	0,01541144	-0,2404093	0,58888508
52,1420207	0,01479823	-0,259644	0,63615536
52,1420207	0,01456094	-0,2785007	0,68244721
52,1420207	0,01442544	-0,297318	0,72863216
52,1420207	0,01415907	-0,3154434	0,77314262
52,1420207	0,01364406	-0,3333631	0,81718594
52,1420207	0,01268661	-0,3510306	0,86066335
52,1420207	0,01132075	-0,3684674	0,90359345
52,1420207	0,00940904	-0,3855532	0,94561483
52,1420207	0,00474178	-0,4012936	0,95325519
56,6652303	0,01793274	-0,1808926	0,37476565
56,6652303	0,01773369	-0,2012665	0,41707754
56,6652303	0,01748609	-0,2212628	0,45862366
56,6652303	0,01718883	-0,2408933	0,49942607
56,6652303	0,01683961	-0,2601807	0,53953127
56,6652303	0,0164352	-0,2791289	0,57894506
56,6652303	0,01597075	-0,2977574	0,61770927
56,6652303	0,01544018	-0,3160758	0,65584017
56,6652303	0,01486234	-0,3340871	0,6933401
56,6652303	0,01478581	-0,3519032	0,7303694
56,6652303	0,01467884	-0,3693004	0,76653414
56,6652303	0,01449691	-0,3864771	0,80225267
56,6652303	0,01411117	-0,4034152	0,83749825
56,6652303	0,01352234	-0,4200985	0,87223486
56,6652303	0,01232266	-0,4365255	0,90648342
55,7150016	0,01774223	-0,1807021	0,38727492
55,7150016	0,01750837	-0,2010554	0,43100217
55,7150016	0,01722331	-0,2210285	0,47393226
55,7150016	0,01688523	-0,2406394	0,51610123
55,7150016	0,01649094	-0,2598986	0,55752998
55,7150016	0,0160359	-0,2788242	0,59825802

55,7150016	0,01551418	-0,2974283	0,6383086
55,7150016	0,01491765	-0,3157221	0,6777038
55,7150016	0,0147589	-0,3335273	0,71599274
55,7150016	0,01464933	-0,351808	0,75529846
55,7150016	0,01447153	-0,3688583	0,79196869
55,7150016	0,01408774	-0,3860298	0,82892827
55,7150016	0,01349353	-0,4029697	0,86541141
55,7150016	0,01229406	-0,4196194	0,90131819
55,7150016	0,0107175	-0,436017	0,93665789
54,8447709	0,01754808	-0,1805966	0,39945301
54,8447709	0,01728014	-0,2009385	0,44455843
54,8447709	0,0169582	-0,2208966	0,48883299
54,8447709	0,01657937	-0,2404913	0,53231854
54,8447709	0,01613953	-0,2597358	0,57504644
54,8447709	0,01563299	-0,2786465	0,61704924
54,8447709	0,01505207	-0,2972368	0,65835597
54,8447709	0,01474035	-0,315332	0,69852973
54,8447709	0,01463862	-0,3334486	0,73872324
54,8447709	0,01447048	-0,3512432	0,77821372
54,8447709	0,01411561	-0,3686042	0,81677109
54,8447709	0,01357782	-0,385755	0,85488108
54,8447709	0,01240173	-0,4026491	0,8924821
54,8447709	0,01089699	-0,4192911	0,9295021
54,8447709	0,00842039	-0,434982	0,96427822
54,0421113	0,01735129	-0,1805439	0,41131038
54,0421113	0,01705008	-0,2008718	0,45773819
54,0421113	0,01669149	-0,2208216	0,50332237
54,0421113	0,01627182	-0,2404083	0,54809777
54,0421113	0,01578605	-0,2596447	0,59208996
54,0421113	0,015227	-0,2785443	0,63533032
54,0421113	0,01463555	-0,3153696	0,71952067
54,0421113	0,01448806	-0,3333641	0,76064497
54,0421113	0,01418249	-0,3510439	0,80107437
54,0421113	0,01365856	-0,3684487	0,840903
54,0421113	0,01261188	-0,3855981	0,88020175
54,0421113	0,01120165	-0,4024543	0,91882884
54,0421113	0,00902303	-0,4190798	0,95684819
58,6575483	0,01831286	-0,1808895	0,34968087
58,6575483	0,01818354	-0,2012659	0,38916438
58,6575483	0,01800969	-0,2212628	0,42792859
58,6575483	0,01779162	-0,2408966	0,46600372
58,6575483	0,01752871	-0,2601812	0,50341533
58,6575483	0,01721941	-0,2791307	0,54019014
58,6575483	0,01686109	-0,2977594	0,57635489
58,6575483	0,01645043	-0,3160776	0,611927
58,6575483	0,01598265	-0,3340953	0,64692739
58,6575483	0,01545162	-0,3518279	0,68138395
58,6575483	0,01498467	-0,3695351	0,71578009
58,6575483	0,01491426	-0,3864217	0,74853776
58,6575483	0,01481514	-0,4034348	0,78154527
58,6575483	0,01465577	-0,4201069	0,81389971
58,6575483	0,01432926	-0,4365428	0,84581375
57,6739101	0,01815596	-0,1807054	0,3613651
57,6739101	0,01799423	-0,201057	0,40216171
57,6739101	0,01778627	-0,2210292	0,44221345
57,6739101	0,01753179	-0,2406393	0,48155519
57,6739101	0,0172294	-0,2598994	0,52020901
57,6739101	0,01687674	-0,2788258	0,55820744
57,6739101	0,01647041	-0,2974304	0,59557141

57,6739101	0,01600588	-0,3157226	0,63232182
57,6739101	0,01547685	-0,3337201	0,66849005
57,6739101	0,01494933	-0,3507879	0,70279671
57,6739101	0,01487207	-0,3689135	0,73916249
57,6739101	0,01477088	-0,3860257	0,77350168
57,6739101	0,01460431	-0,4029183	0,80741093
57,6739101	0,01425599	-0,4195982	0,84091346
57,6739101	0,01374696	-0,4360167	0,87390586
56,7730826	0,01799322	-0,1805968	0,37272228
56,7730826	0,01779986	-0,2009392	0,4148081
56,7730826	0,01755852	-0,2208961	0,45611367
56,7730826	0,01726795	-0,2404899	0,49668368
56,7730826	0,016926	-0,2597368	0,53655182
56,7730826	0,01652962	-0,2786481	0,57573785
56,7730826	0,01607439	-0,2972345	0,61426617
56,7730826	0,01555422	-0,315515	0,65217164
56,7730826	0,01496131	-0,3334969	0,68946937
56,7730826	0,0148424	-0,3511756	0,72607917
56,7730826	0,0147424	-0,368575	0,76210913
56,7730826	0,01457688	-0,3858919	0,79797872
56,7730826	0,01423509	-0,4026493	0,83271184
56,7730826	0,01372033	-0,4192934	0,86723115
56,7730826	0,01258675	-0,4357242	0,90135072
55,9422019	0,0178256	-0,1805403	0,38377837
55,9422019	0,0176017	-0,2008729	0,42710588
55,9422019	0,01732745	-0,2208218	0,46963507
55,9422019	0,01700086	-0,2404102	0,51141127
55,9422019	0,01661946	-0,2596452	0,5524519
55,9422019	0,01617891	-0,278546	0,59279299
55,9422019	0,01567368	-0,2971229	0,63245778
55,9422019	0,01509617	-0,3153907	0,67147647
55,9422019	0,01482119	-0,3334199	0,70994553
55,9422019	0,01472209	-0,3516443	0,74881084
55,9422019	0,0145756	-0,3683855	0,78452239
55,9422019	0,01425932	-0,3855912	0,82124608
55,9422019	0,01374646	-0,4024698	0,85729346
55,9422019	0,0126925	-0,4190998	0,89285744
55,9422019	0,01125615	-0,4354878	0,92789734
60,6498663	0,0186095	-0,1808873	0,32703055
60,6498663	0,01854484	-0,2012676	0,3639634
60,6498663	0,01843758	-0,221264	0,4002153
60,6498663	0,01828919	-0,2408957	0,43581879
60,6498663	0,01810051	-0,2601809	0,4708064
60,6498663	0,01787137	-0,2791293	0,5051944
60,6498663	0,01760071	-0,2977572	0,53901068
60,6498663	0,01728677	-0,3160749	0,572275
60,6498663	0,016927	-0,3340953	0,60500826
60,6498663	0,01651787	-0,3518304	0,63723256
60,6498663	0,01605502	-0,3692863	0,66895719
60,6498663	0,01553243	-0,3864781	0,70021003
60,6498663	0,01512409	-0,4030796	0,73037637
60,6498663	0,01505832	-0,4198229	0,76076001
60,6498663	0,01496891	-0,4365938	0,79119478
59,6328185	0,01848735	-0,1807035	0,33795946
59,6328185	0,0183915	-0,2010538	0,37611012
59,6328185	0,01825225	-0,2210276	0,41357053
59,6328185	0,01807052	-0,2406386	0,45036278
59,6328185	0,01784655	-0,2598985	0,48651009
59,6328185	0,01757939	-0,2788256	0,52204502

59,6328185	0,01726749	-0,2974285	0,55698266
59,6328185	0,0169082	-0,3157225	0,59135091
59,6328185	0,01649798	-0,3337199	0,62517184
59,6328185	0,01603249	-0,3514266	0,65845475
59,6328185	0,01550544	-0,3688618	0,69123682
59,6328185	0,01506897	-0,3864028	0,72420249
59,6328185	0,01500239	-0,4028974	0,75516366
59,6328185	0,01491295	-0,4189423	0,78528236
59,6328185	0,01476623	-0,4359981	0,81730795
58,7013942	0,01835624	-0,1805987	0,34858972
58,7013942	0,01823052	-0,2009388	0,38794425
58,7013942	0,01806019	-0,2208978	0,42657599
58,7013942	0,01784586	-0,2404908	0,46451516
58,7013942	0,01758686	-0,2597366	0,50179429
58,7013942	0,01728173	-0,2786475	0,5384378
58,7013942	0,01692802	-0,2972372	0,57447124
58,7013942	0,01652242	-0,3155155	0,6099132
58,7013942	0,01606032	-0,3334966	0,64478809
58,7013942	0,01553586	-0,3511905	0,67911683
58,7013942	0,0150343	-0,3675139	0,710788
58,7013942	0,01495968	-0,3858346	0,7462718
58,7013942	0,0148645	-0,4027382	0,77901669
58,7013942	0,0147164	-0,4192989	0,81110503
58,7013942	0,01441593	-0,4356846	0,84287148
57,8422925	0,01821797	-0,1805428	0,35893181
57,8422925	0,01806343	-0,2008724	0,39944488
57,8422925	0,01786298	-0,2208229	0,43922005
57,8422925	0,01761633	-0,2404103	0,4782864
57,8422925	0,01732252	-0,2596441	0,51666133
57,8422925	0,01697932	-0,2785448	0,55438552
57,8422925	0,01658341	-0,2971241	0,59148105
57,8422925	0,0161305	-0,3153932	0,62796885
57,8422925	0,01561494	-0,3333623	0,66386865
57,8422925	0,01502938	-0,3510439	0,69920022
57,8422925	0,01492816	-0,3684759	0,73397867
57,8422925	0,01483561	-0,3855644	0,76807151
57,8422925	0,01468985	-0,4024558	0,8017774
57,8422925	0,01439558	-0,4191005	0,83500802
57,8422925	0,01390522	-0,4354924	0,86775407
62,6421843	0,01882378	-0,1808855	0,30650791
62,6421843	0,01882171	-0,2012629	0,34111902
62,6421843	0,01877646	-0,2212623	0,37510148
62,6421843	0,01869133	-0,2408939	0,40847037
62,6421843	0,01856817	-0,2601792	0,44126174
62,6421843	0,01840823	-0,2791299	0,47349418
62,6421843	0,01821172	-0,2977586	0,50518859
62,6421843	0,01797813	-0,3160751	0,53636009
62,6421843	0,01770632	-0,3340931	0,56703307
62,6421843	0,01739427	-0,3518306	0,59723544
62,6421843	0,01703968	-0,3692875	0,62696834
62,6421843	0,01663921	-0,3864765	0,65625037
62,6421843	0,01618851	-0,4034126	0,68510826
62,6421843	0,01568255	-0,4200964	0,71354202
62,6421843	0,01526975	-0,4366032	0,74166086
61,591727	0,01873869	-0,1806973	0,31674541
61,591727	0,0187052	-0,2010568	0,35251855
61,591727	0,01862893	-0,2210303	0,38762585
61,591727	0,01851241	-0,2406384	0,42210449
61,591727	0,01835686	-0,2598995	0,45598468

61,591727	0,01816298	-0,278824	0,4892827
61,591727	0,01793012	-0,2974281	0,52202759
61,591727	0,01765737	-0,315723	0,55423794
61,591727	0,01734284	-0,3337202	0,58593235
61,591727	0,01698404	-0,3514287	0,61712709
61,591727	0,01657731	-0,3688634	0,64784656
61,591727	0,01611868	-0,3860277	0,67809773
61,591727	0,01560219	-0,4029368	0,70790384
61,591727	0,01520781	-0,419688	0,73741596
61,591727	0,01514748	-0,4357275	0,7656417
60,6297059	0,0186408	-0,180599	0,32672029
60,6297059	0,01857791	-0,2009396	0,36360666
60,6297059	0,01847215	-0,2208959	0,39980859
60,6297059	0,01832518	-0,2404919	0,43537024
60,6297059	0,01813789	-0,259738	0,47031021
60,6297059	0,0179102	-0,2786463	0,50464708
60,6297059	0,01764104	-0,297236	0,53841688
60,6297059	0,01732868	-0,3155152	0,57163239
60,6297059	0,01697068	-0,3334951	0,60431337
60,6297059	0,01656348	-0,3511898	0,63648421
60,6297059	0,0161028	-0,3686053	0,66815655
60,6297059	0,0155827	-0,385758	0,6993571
60,6297059	0,01509178	-0,4192875	0,76028009
60,6297059	0,01500599	-0,4357483	0,79017335
59,7423831	0,01853269	-0,180543	0,33641396
59,7423831	0,01844197	-0,2008724	0,37438566
59,7423831	0,01830764	-0,2208255	0,41166829
59,7423831	0,01813121	-0,2404084	0,44827228
59,7423831	0,01791264	-0,2596463	0,48424529
59,7423831	0,01765137	-0,2785449	0,51959546
59,7423831	0,01734572	-0,2971222	0,55435647
59,7423831	0,01699321	-0,3153937	0,5885539
59,7423831	0,01659079	-0,3333615	0,62219471
59,7423831	0,01613382	-0,3510449	0,65531145
59,7423831	0,01561682	-0,3684487	0,68791225
59,7423831	0,01511914	-0,3847866	0,71852016
59,7423831	0,01504733	-0,4028112	0,75222256
59,7423831	0,01495984	-0,4193581	0,78316979
59,7423831	0,01483451	-0,4352858	0,8129666
64,6345023	0,01895347	-0,1808818	0,28785033
64,6345023	0,01901475	-0,2012678	0,32036979
64,6345023	0,01903023	-0,221264	0,35227917
64,6345023	0,01900461	-0,240895	0,383618
64,6345023	0,01894133	-0,2601811	0,41441533
64,6345023	0,01884287	-0,2791294	0,4446816
64,6345023	0,01871075	-0,2977553	0,47444239
64,6345023	0,01854535	-0,3160761	0,50372443
64,6345023	0,01834692	-0,3340948	0,53252887
64,6345023	0,01811451	-0,3518267	0,5608836
64,6345023	0,01784702	-0,3692875	0,58881071
64,6345023	0,01754266	-0,3864773	0,61631018
64,6345023	0,01719896	-0,4034125	0,6434076
64,6345023	0,01681308	-0,420097	0,67010992
64,6345023	0,01638096	-0,4365458	0,69643923
63,5506355	0,01890938	-0,1807039	0,29748357
63,5506355	0,01893775	-0,2010549	0,33106629
63,5506355	0,01892164	-0,2210297	0,3640401
63,5506355	0,01886528	-0,2406376	0,39642011
63,5506355	0,01877127	-0,2599001	0,42824118

63,5506355	0,01864144	-0,2788252	0,45951377
63,5506355	0,01847661	-0,2974279	0,49026229
63,5506355	0,01827674	-0,3157229	0,52051114
63,5506355	0,01804136	-0,3337182	0,55027193
63,5506355	0,01776902	-0,3514295	0,57957023
63,5506355	0,01745807	-0,3688621	0,60841418
63,5506355	0,01710583	-0,3860315	0,63682934
63,5506355	0,01670935	-0,4029376	0,66481571
63,5506355	0,01626439	-0,4195995	0,69240118
63,5506355	0,015766	-0,4360174	0,71958807
62,5580175	0,01884765	-0,180599	0,30684258
62,5580175	0,01884569	-0,200935	0,34147577
62,5580175	0,0188003	-0,2208982	0,37548727
62,5580175	0,01871467	-0,2404943	0,40888638
62,5580175	0,01859111	-0,2597381	0,44169402
62,5580175	0,01843058	-0,2786478	0,47394388
62,5580175	0,01823335	-0,2972361	0,50565456
62,5580175	0,0179989	-0,3155156	0,53684698
62,5580175	0,01772618	-0,3334955	0,56753623
62,5580175	0,01741315	-0,3511899	0,59774673
62,5580175	0,01705738	-0,3686064	0,62749009
62,5580175	0,01665562	-0,3857561	0,65678374
62,5580175	0,01620359	-0,4026487	0,68564396
62,5580175	0,01569598	-0,4192926	0,71408468
62,5580175	0,01529714	-0,4353462	0,74150631
61,6424737	0,01877172	-0,180546	0,31595291
61,6424737	0,01874158	-0,2008744	0,35161217
61,6424737	0,01866859	-0,2208243	0,38662069
61,6424737	0,01855512	-0,2404092	0,42100056
61,6424737	0,01840274	-0,259644	0,45477733
61,6424737	0,01821191	-0,2785446	0,4879789
61,6424737	0,01798237	-0,2971237	0,52062502
61,6424737	0,01771323	-0,3153933	0,5527366
61,6424737	0,0174026	-0,3333634	0,58433107
61,6424737	0,01704806	-0,3510446	0,61542472
61,6424737	0,01664623	-0,3684503	0,64604192
61,6424737	0,01619279	-0,3855893	0,67619781
61,6424737	0,01568252	-0,4024677	0,7059005
61,6424737	0,01524294	-0,4194145	0,73571125
61,6424737	0,0151844	-0,4353112	0,76363836

**Compresor 2**

Velocidad de giro Corregida (rpm/a)	Gasto másico Corregido $G_{in}/(\rho \cdot a)$	Salto entálpico corregido ( $\Delta H/a^2$ )	Rendimiento total a total
-0,7827679	-8,76E-05	2,29E-06	0,79244248
-0,7341009	-7,03E-05	2,02E-06	0,84301285
-0,691892	-5,13E-05	1,79E-06	0,89163792
-0,7703919	-8,14E-05	2,23E-06	0,80475428
-0,72238	-6,40E-05	1,96E-06	0,8560794
-0,6818113	-4,39E-05	1,75E-06	0,90368235
-0,7587492	-7,57E-05	2,18E-06	0,81667028
-0,7115017	-5,80E-05	1,91E-06	0,86851857
-0,7475813	-7,02E-05	2,13E-06	0,82841364
-0,7015468	-5,24E-05	1,87E-06	0,88015667
-0,8214538	-0,0001059	2,29E-06	0,72146122
-0,7703741	-9,13E-05	2,02E-06	0,76802731
-0,7257766	-7,69E-05	1,79E-06	0,81369233
-0,6867272	-6,21E-05	1,60E-06	0,85803628
-0,6531287	-4,54E-05	1,45E-06	0,89940017
-0,8084612	-9,99E-05	2,23E-06	0,73277511
-0,7581673	-8,54E-05	1,96E-06	0,78003068
-0,7143108	-7,11E-05	1,74E-06	0,82627255
-0,6758142	-5,60E-05	1,56E-06	0,87119125
-0,643768	-3,70E-05	1,42E-06	0,91091932
-0,7962331	-9,43E-05	2,18E-06	0,74374477
-0,7467051	-8,00E-05	1,91E-06	0,7916351
-0,7035706	-6,56E-05	1,70E-06	0,8383854
-0,6659526	-5,02E-05	1,52E-06	0,88334725
-0,7845568	-8,90E-05	2,13E-06	0,75452181
-0,7357831	-7,48E-05	1,87E-06	0,80300161
-0,6932143	-6,03E-05	1,66E-06	0,85037088
-0,6573364	-4,47E-05	1,49E-06	0,89411797
-0,8601182	-0,0001201	2,29E-06	0,6593317
-0,8066081	-0,0001069	2,02E-06	0,7021493
-0,7599365	-9,44E-05	1,79E-06	0,74421741
-0,7188542	-8,22E-05	1,60E-06	0,78552657
-0,6824122	-6,99E-05	1,44E-06	0,82601676
-0,6497183	-5,70E-05	1,31E-06	0,86573431
-0,6213525	-4,19E-05	1,20E-06	0,90253601
-0,8465102	-0,0001141	2,23E-06	0,66972451
-0,7939039	-0,0001011	1,96E-06	0,7131316
-0,7479239	-8,88E-05	1,74E-06	0,75585551
-0,7075114	-7,66E-05	1,56E-06	0,79772152
-0,6716536	-6,43E-05	1,41E-06	0,8387233
-0,6399	-5,12E-05	1,28E-06	0,87829663
-0,8336859	-0,0001085	2,18E-06	0,67981943

-0,7818499	-9,58E-05	1,91E-06	0,72386863
-0,7366232	-8,35E-05	1,70E-06	0,7671294
-0,6968368	-7,14E-05	1,52E-06	0,80953015
-0,6615733	-5,90E-05	1,37E-06	0,85095194
-0,63042	-4,53E-05	1,24E-06	0,89064738
-0,821471	-0,0001033	2,13E-06	0,6897175
-0,7704052	-9,07E-05	1,87E-06	0,7343604
-0,7258423	-7,86E-05	1,66E-06	0,77819275
-0,6865684	-6,65E-05	1,48E-06	0,82120299
-0,6519371	-5,39E-05	1,34E-06	0,86293426
-0,6213388	-3,90E-05	1,22E-06	0,90255917
-0,8987757	-0,0001297	2,29E-06	0,60458125
-0,8426048	-0,0001186	2,01E-06	0,64431038
-0,7940603	-0,0001077	1,79E-06	0,68296475
-0,7511627	-9,69E-05	1,60E-06	0,72108542
-0,7130826	-8,64E-05	1,44E-06	0,75859346
-0,6790795	-7,61E-05	1,31E-06	0,7954299
-0,6485175	-6,56E-05	1,19E-06	0,83156002
-0,6209052	-5,45E-05	1,09E-06	0,86686064
-0,5964792	-4,16E-05	1,01E-06	0,89996649
-0,8845567	-0,0001243	2,23E-06	0,61420669
-0,8295344	-0,0001133	1,96E-06	0,65432213
-0,7815406	-0,0001021	1,74E-06	0,69367546
-0,7393004	-9,15E-05	1,56E-06	0,73237615
-0,7018428	-8,11E-05	1,41E-06	0,77040209
-0,6683777	-7,08E-05	1,27E-06	0,8077417
-0,6383624	-6,02E-05	1,16E-06	0,8442455
-0,6113989	-4,88E-05	1,07E-06	0,8795956
-0,8711747	-0,0001194	2,18E-06	0,62354896
-0,8169926	-0,000108	1,91E-06	0,66417494
-0,7697353	-9,70E-05	1,70E-06	0,70408196
-0,7281485	-8,64E-05	1,52E-06	0,74331108
-0,6912711	-7,61E-05	1,37E-06	0,78183598
-0,6583129	-6,58E-05	1,24E-06	0,81965349
-0,6288799	-5,51E-05	1,13E-06	0,85640467
-0,6030191	-4,34E-05	1,04E-06	0,89101054
-0,8583884	-0,0001145	2,13E-06	0,63272175
-0,8050326	-0,000103	1,87E-06	0,67384774
-0,7584726	-9,21E-05	1,66E-06	0,71430109
-0,7175087	-8,17E-05	1,48E-06	0,7540439
-0,6811698	-7,15E-05	1,34E-06	0,79307091
-0,64892	-6,11E-05	1,21E-06	0,83106738
-0,6195427	-5,01E-05	1,11E-06	0,8686712
-0,5950129	-3,77E-05	1,02E-06	0,90197811
-0,9374788	-0,0001358	2,29E-06	0,55613302

-0,8790821	-0,0001254	2,02E-06	0,59262104
-0,8282366	-0,0001158	1,79E-06	0,62849747
-0,7834648	-0,000107	1,60E-06	0,66386757
-0,7437647	-9,88E-05	1,44E-06	0,69871766
-0,7082825	-8,98E-05	1,31E-06	0,73289195
-0,6764115	-8,09E-05	1,19E-06	0,76649465
-0,6475983	-7,21E-05	1,09E-06	0,7995405
-0,6214402	-6,30E-05	1,01E-06	0,83196529
-0,5976654	-5,36E-05	9,32E-07	0,86357848
-0,5761629	-4,28E-05	8,66E-07	0,89381059
-0,9225591	-0,0001305	2,23E-06	0,56506266
-0,8652025	-0,0001203	1,96E-06	0,60204121
-0,8151603	-0,0001109	1,74E-06	0,63847238
-0,7711322	-0,0001023	1,56E-06	0,67436038
-0,7320284	-9,36E-05	1,41E-06	0,70967364
-0,6971275	-8,47E-05	1,27E-06	0,74432478
-0,665764	-7,58E-05	1,16E-06	0,77839802
-0,6374121	-6,70E-05	1,07E-06	0,81188388
-0,6116865	-5,79E-05	9,81E-07	0,84468656
-0,5881007	-4,80E-05	9,07E-07	0,8768724
-0,567256	-3,55E-05	8,44E-07	0,90645924
-0,9086167	-0,0001256	2,18E-06	0,57366386
-0,8521365	-0,0001155	1,91E-06	0,61118137
-0,802853	-0,0001064	1,70E-06	0,6481536
-0,7594498	-9,79E-05	1,52E-06	0,68459636
-0,7209907	-8,88E-05	1,37E-06	0,72028752
-0,6866374	-7,99E-05	1,24E-06	0,75539656
-0,6557395	-7,11E-05	1,13E-06	0,78993507
-0,6279726	-6,23E-05	1,04E-06	0,82364619
-0,6024928	-5,29E-05	9,57E-07	0,85699626
-0,5793549	-4,25E-05	8,85E-07	0,88926209
-0,8953128	-0,0001209	2,13E-06	0,58211349
-0,8396438	-0,0001111	1,87E-06	0,62018363
-0,7913005	-0,0001022	1,66E-06	0,65751166
-0,7483603	-9,33E-05	1,48E-06	0,69452706
-0,7104682	-8,42E-05	1,34E-06	0,73069928
-0,6765913	-7,54E-05	1,21E-06	0,76630307
-0,6461892	-6,66E-05	1,11E-06	0,80123316
-0,6186948	-5,77E-05	1,01E-06	0,83551588
-0,5938057	-4,82E-05	9,35E-07	0,86891015
-0,5702791	-3,62E-05	8,62E-07	0,9022139
-0,9738541	-0,0001389	2,28E-06	0,51433649
-0,9140435	-0,0001294	2,01E-06	0,54766235
-0,8623254	-0,000121	1,79E-06	0,58014924
-0,815748	-0,0001129	1,60E-06	0,61286877

-0,7744331	-0,0001053	1,44E-06	0,64510618
-0,737495	-9,81E-05	1,31E-06	0,67690569
-0,704304	-9,13E-05	1,19E-06	0,70825572
-0,6743066	-8,47E-05	1,09E-06	0,7391489
-0,647065	-7,71E-05	1,01E-06	0,7694147
-0,6222132	-6,95E-05	9,31E-07	0,79918892
-0,5994204	-6,18E-05	8,64E-07	0,82848101
-0,5784725	-5,36E-05	8,05E-07	0,85718784
-0,5593987	-4,48E-05	7,53E-07	0,88479043
-0,9590182	-0,0001341	2,22E-06	0,52227558
-0,9008533	-0,000125	1,96E-06	0,55564986
-0,8487539	-0,0001164	1,74E-06	0,58937046
-0,8028813	-0,0001084	1,56E-06	0,62260578
-0,7622187	-0,0001009	1,41E-06	0,65532952
-0,7258781	-9,38E-05	1,27E-06	0,68760273
-0,6932139	-8,72E-05	1,16E-06	0,71943171
-0,6637148	-7,99E-05	1,07E-06	0,75064069
-0,6369036	-7,23E-05	9,81E-07	0,7813307
-0,6124703	-6,47E-05	9,07E-07	0,81147229
-0,5900602	-5,68E-05	8,42E-07	0,84109597
-0,5693183	-4,84E-05	7,84E-07	0,8702807
-0,549736	-3,80E-05	7,31E-07	0,89912964
-0,9451121	-0,0001297	2,17E-06	0,52993782
-0,8872904	-0,0001205	1,91E-06	0,56410474
-0,8359338	-0,000112	1,70E-06	0,59834325
-0,7908144	-0,0001041	1,52E-06	0,63201227
-0,7507299	-9,67E-05	1,37E-06	0,66524022
-0,7149443	-8,98E-05	1,24E-06	0,69798291
-0,6827906	-8,29E-05	1,13E-06	0,73019716
-0,6537289	-7,53E-05	1,04E-06	0,76179773
-0,6273268	-6,78E-05	9,57E-07	0,79288986
-0,6032959	-6,01E-05	8,85E-07	0,82336619
-0,5812739	-5,22E-05	8,22E-07	0,85325408
-0,5610585	-4,34E-05	7,66E-07	0,88235039
-0,5435645	-3,23E-05	7,19E-07	0,90815822
-0,9320751	-0,0001254	2,12E-06	0,53732216
-0,8743739	-0,0001163	1,87E-06	0,57238594
-0,8237173	-0,0001079	1,66E-06	0,6071413
-0,779219	-0,0001001	1,48E-06	0,64131664
-0,7397596	-9,28E-05	1,34E-06	0,67498671
-0,7045052	-8,60E-05	1,21E-06	0,70819046
-0,6728403	-7,86E-05	1,11E-06	0,74072788
-0,6442089	-7,11E-05	1,01E-06	0,77273687
-0,6182113	-6,35E-05	9,35E-07	0,80419953
-0,5944858	-5,58E-05	8,64E-07	0,83509587

-0,5727898	-4,76E-05	8,02E-07	0,86528377
-0,5536133	-3,86E-05	7,50E-07	0,89338111
-1,0106674	-0,0001405	2,27E-06	0,47676741
-0,956033	-0,0001324	2,03E-06	0,50378157
-0,8935661	-0,0001231	1,78E-06	0,53865903
-0,849481	-0,0001164	1,61E-06	0,56634899
-0,8065945	-0,0001096	1,45E-06	0,59614637
-0,7668521	-0,0001031	1,31E-06	0,62667743
-0,7321787	-9,71E-05	1,19E-06	0,65595795
-0,7010015	-9,13E-05	1,09E-06	0,68468162
-0,6726933	-8,56E-05	1,01E-06	0,71299054
-0,6468635	-8,01E-05	9,31E-07	0,74091841
-0,623177	-7,46E-05	8,65E-07	0,76847363
-0,6014114	-6,81E-05	8,05E-07	0,7954299
-0,5813131	-6,14E-05	7,52E-07	0,82196616
-0,5627132	-5,44E-05	7,05E-07	0,84802452
-0,5456874	-4,71E-05	6,63E-07	0,87317128
-0,9942595	-0,0001357	2,21E-06	0,48464018
-0,9397349	-0,0001278	1,98E-06	0,51249541
-0,8806047	-0,000119	1,74E-06	0,54659075
-0,8328151	-0,0001117	1,55E-06	0,57763551
-0,7913573	-0,0001052	1,40E-06	0,60756552
-0,7546271	-9,91E-05	1,27E-06	0,63675972
-0,7206758	-9,31E-05	1,16E-06	0,66632551
-0,6899965	-8,73E-05	1,07E-06	0,69546497
-0,6621283	-8,16E-05	9,81E-07	0,72420443
-0,6367014	-7,62E-05	9,07E-07	0,75256072
-0,6134171	-7,00E-05	8,42E-07	0,78034542
-0,5919927	-6,34E-05	7,84E-07	0,80766591
-0,5722204	-5,67E-05	7,33E-07	0,83452533
-0,5539071	-4,95E-05	6,87E-07	0,86088369
-0,5374054	-4,18E-05	6,46E-07	0,88580308
-0,9871957	-0,0001325	2,19E-06	0,48813077
-0,9188867	-0,0001226	1,90E-06	0,52408298
-0,8674132	-0,000115	1,69E-06	0,55488774
-0,8210576	-0,000108	1,52E-06	0,58588513
-0,7804791	-0,0001016	1,37E-06	0,61598251
-0,7432639	-9,53E-05	1,24E-06	0,64641252
-0,7098595	-8,93E-05	1,13E-06	0,67636253
-0,6796326	-8,35E-05	1,04E-06	0,70592726
-0,6521912	-7,80E-05	9,57E-07	0,73507725
-0,6271523	-7,22E-05	8,85E-07	0,76374723
-0,6042205	-6,57E-05	8,22E-07	0,79185826
-0,5831315	-5,91E-05	7,65E-07	0,81950612
-0,563669	-5,22E-05	7,15E-07	0,84665818

-0,5457032	-4,49E-05	6,70E-07	0,87315654
-0,9668495	-0,0001274	2,12E-06	0,49836884
-0,907069	-0,0001189	1,86E-06	0,53090942
-0,857519	-0,0001116	1,66E-06	0,56127943
-0,8101239	-0,0001045	1,49E-06	0,59375474
-0,7690641	-9,79E-05	1,34E-06	0,62506056
-0,7323557	-9,17E-05	1,21E-06	0,65594322
-0,6994831	-8,57E-05	1,11E-06	0,68627112
-0,6697141	-8,00E-05	1,01E-06	0,71623692
-0,6426927	-7,45E-05	9,35E-07	0,74577428
-0,6180336	-6,81E-05	8,64E-07	0,77469585
-0,5954531	-6,16E-05	8,02E-07	0,80313846
-0,5746618	-5,49E-05	7,47E-07	0,83112738
-0,5554885	-4,79E-05	6,98E-07	0,85855839
-0,5379818	-4,02E-05	6,55E-07	0,88492833
-0,5209958	-2,84E-05	6,14E-07	0,9107351
-0,9887524	-0,0001331	2,02E-06	0,46925254
-0,8794144	-0,0001175	1,60E-06	0,52706935
-0,8326956	-0,0001108	1,43E-06	0,55635619
-0,7930482	-0,000105	1,30E-06	0,58388931
-0,7584581	-9,98E-05	1,19E-06	0,61024556
-0,7264075	-9,48E-05	1,09E-06	0,63685972
-0,6981088	-9,02E-05	1,01E-06	0,66235491
-0,6714304	-8,56E-05	9,31E-07	0,68830379
-0,6469201	-8,10E-05	8,65E-07	0,71395372
-0,6243225	-7,63E-05	8,05E-07	0,73930996
-0,6037776	-7,18E-05	7,53E-07	0,76394724
-0,5841496	-6,72E-05	7,05E-07	0,78904874
-0,5662159	-6,15E-05	6,62E-07	0,81320601
-1,0358989	-0,0001374	2,23E-06	0,44812058
-0,9681629	-0,000128	1,95E-06	0,47922324
-0,9121908	-0,0001202	1,73E-06	0,50836481
-0,864196	-0,0001134	1,55E-06	0,53634109
-0,8196032	-0,000107	1,40E-06	0,56522371
-0,7807261	-0,0001014	1,27E-06	0,59307894
-0,746303	-9,62E-05	1,16E-06	0,62013942
-0,7153492	-9,13E-05	1,06E-06	0,646662
-0,6873428	-8,67E-05	9,81E-07	0,6726572
-0,6609598	-8,20E-05	9,07E-07	0,69909346
-0,6367478	-7,73E-05	8,42E-07	0,72520339
-0,6145449	-7,26E-05	7,84E-07	0,75088701
-0,5940195	-6,81E-05	7,33E-07	0,77628114
-0,5750243	-6,28E-05	6,87E-07	0,80117842
-0,5573755	-5,70E-05	6,45E-07	0,82563465
-0,9537178	-0,0001239	1,90E-06	0,48647916

-0,8989999	-0,0001164	1,69E-06	0,51582178
-0,8512329	-0,0001097	1,51E-06	0,54449598
-0,8134535	-0,0001044	1,38E-06	0,56952379
-0,7727047	-9,85E-05	1,25E-06	0,59924642
-0,735845	-9,29E-05	1,13E-06	0,62892905
-0,7048723	-8,80E-05	1,04E-06	0,65621585
-0,6770334	-8,33E-05	9,57E-07	0,6828058
-0,6510665	-7,86E-05	8,85E-07	0,70958417
-0,6272339	-7,38E-05	8,22E-07	0,73603937
-0,6053419	-6,92E-05	7,65E-07	0,76211668
-0,5851456	-6,44E-05	7,15E-07	0,78776555
-0,5664288	-5,87E-05	6,70E-07	0,81292284
-0,5490567	-5,28E-05	6,30E-07	0,83765381
-1,0012802	-0,0001284	2,11E-06	0,46360612
-0,9389341	-0,00012	1,85E-06	0,49412666
-0,8922542	-0,0001137	1,67E-06	0,51973133
-0,8429862	-0,0001068	1,49E-06	0,54982239
-0,7965351	-0,0001003	1,33E-06	0,58156926
-0,7612671	-9,52E-05	1,22E-06	0,60821816
-0,7255297	-8,98E-05	1,11E-06	0,63782289
-0,6949612	-8,49E-05	1,01E-06	0,66549918
-0,6671656	-8,01E-05	9,35E-07	0,69279229
-0,64157	-7,52E-05	8,64E-07	0,71994119
-0,6181237	-7,06E-05	8,02E-07	0,74671956
-0,5965552	-6,61E-05	7,47E-07	0,77315266
-0,5766515	-6,04E-05	6,98E-07	0,79900154
-0,5581909	-5,47E-05	6,54E-07	0,8244841
-0,5411205	-4,87E-05	6,15E-07	0,84941612
-1,0929997	-0,000143	2,30E-06	0,40972411
-0,9605277	-0,0001252	1,77E-06	0,46571984
-0,8653716	-0,0001121	1,44E-06	0,51646495
-0,8260851	-0,0001067	1,31E-06	0,5407938
-0,7877652	-0,0001014	1,19E-06	0,56684479
-0,7548574	-9,67E-05	1,10E-06	0,59130312
-0,7224293	-9,21E-05	1,00E-06	0,61758569
-0,6938208	-8,79E-05	9,25E-07	0,64276509
-0,6708921	-8,44E-05	8,65E-07	0,66446968
-0,6475229	-8,07E-05	8,06E-07	0,68814484
-0,6251984	-7,69E-05	7,51E-07	0,71236843
-0,6055906	-7,32E-05	7,05E-07	0,73504778
-0,5869931	-6,93E-05	6,62E-07	0,75788187
-1,0754112	-0,0001383	2,24E-06	0,41641897
-1,0081583	-0,0001294	1,96E-06	0,4439584
-0,8975558	-0,0001146	1,56E-06	0,49817726
-0,7442765	-9,36E-05	1,07E-06	0,59971064

-0,7109078	-8,88E-05	9,77E-07	0,62756482
-0,6849595	-8,50E-05	9,07E-07	0,65106523
-0,658932	-8,10E-05	8,39E-07	0,67646042
-0,6367473	-7,74E-05	7,84E-07	0,6997082
-0,6158278	-7,37E-05	7,33E-07	0,72309914
-0,5961154	-6,98E-05	6,87E-07	0,74656693
-0,5778355	-6,59E-05	6,45E-07	0,76968944
-1,0612017	-0,0001343	2,19E-06	0,42199275
-0,8871307	-0,0001114	1,53E-06	0,50402473
-0,8402281	-0,0001052	1,37E-06	0,53190838
-0,8029334	-0,0001001	1,25E-06	0,55637619
-0,761485	-9,45E-05	1,13E-06	0,58636514
-0,7292386	-9,00E-05	1,03E-06	0,61202244
-0,70343	-8,63E-05	9,62E-07	0,6342323
-0,6740886	-8,20E-05	8,83E-07	0,66151384
-0,6501929	-7,82E-05	8,21E-07	0,68550585
-0,6275574	-7,44E-05	7,65E-07	0,70986101
-0,6068931	-7,06E-05	7,16E-07	0,73360775
-0,5872167	-6,66E-05	6,70E-07	0,75769976
-0,5692083	-6,27E-05	6,30E-07	0,78114754
-0,9796899	-0,0001217	1,88E-06	0,45685758
-0,9206628	-0,0001141	1,66E-06	0,48589073
-0,8706759	-0,0001075	1,48E-06	0,51354385
-0,7884218	-9,66E-05	1,21E-06	0,56659005
-0,7553233	-9,21E-05	1,11E-06	0,5911747
-0,719401	-8,71E-05	1,01E-06	0,62038259
-0,6928469	-8,34E-05	9,38E-07	0,64387142
-0,6642144	-7,91E-05	8,62E-07	0,67129296
-0,6404541	-7,53E-05	8,01E-07	0,69584498
-0,618385	-7,14E-05	7,47E-07	0,72026857
-0,5978065	-6,75E-05	6,98E-07	0,74459216
-0,5787074	-6,35E-05	6,54E-07	0,76865153
-0,5609694	-5,97E-05	6,15E-07	0,79240985
-1,1298242	-0,0001434	2,29E-06	0,382811
-1,0563144	-0,0001338	2,00E-06	0,40925779
-0,9990534	-0,0001264	1,79E-06	0,43248662
-0,9462237	-0,0001194	1,61E-06	0,45643862
-0,8530722	-0,0001072	1,30E-06	0,50580897
-0,8151831	-0,0001021	1,19E-06	0,52911044
-0,7829655	-9,79E-05	1,10E-06	0,55065293
-0,6945924	-8,58E-05	8,65E-07	0,6199931
-0,6682428	-8,21E-05	8,01E-07	0,64418406
-0,6462476	-7,89E-05	7,49E-07	0,66585497
-0,6260958	-7,59E-05	7,03E-07	0,68703745
-0,6069913	-7,30E-05	6,61E-07	0,70837994

-1,0391652	-0,0001294	1,95E-06	0,41600317
-0,9842496	-0,0001224	1,75E-06	0,43898989
-0,9317282	-0,0001156	1,57E-06	0,46353243
-0,8825504	-0,0001092	1,40E-06	0,48912868
-0,8404375	-0,0001038	1,27E-06	0,51341016
-0,8031142	-9,89E-05	1,16E-06	0,53704111
-0,7379302	-9,02E-05	9,82E-07	0,58403036
-0,6857269	-8,32E-05	8,48E-07	0,62800377
-0,661232	-7,97E-05	7,88E-07	0,65101892
-0,6357057	-7,61E-05	7,29E-07	0,67685832
-0,6161812	-7,31E-05	6,84E-07	0,6980387
-0,5970818	-7,01E-05	6,43E-07	0,72005699
-1,0974185	-0,0001347	2,18E-06	0,39413226
-1,027082	-0,0001258	1,91E-06	0,42090536
-0,9689904	-0,0001185	1,70E-06	0,44589844
-0,9151923	-0,0001117	1,52E-06	0,47188942
-0,8674352	-0,0001056	1,36E-06	0,49762146
-0,8300508	-0,0001008	1,25E-06	0,51982922
-0,7910835	-9,58E-05	1,13E-06	0,54520862
-0,7570691	-9,13E-05	1,04E-06	0,56946589
-0,727455	-8,74E-05	9,59E-07	0,59241472
-0,6988508	-8,36E-05	8,85E-07	0,61640567
-0,6712685	-7,98E-05	8,17E-07	0,64147349
-0,6479076	-7,66E-05	7,61E-07	0,66433705
-0,626492	-7,35E-05	7,11E-07	0,68675955
-0,6085557	-7,07E-05	6,71E-07	0,70674201
-0,5894285	-6,76E-05	6,30E-07	0,72933189
-1,0801608	-0,0001304	2,13E-06	0,40043763
-0,9043799	-0,0001086	1,49E-06	0,4775411
-0,855812	-0,0001025	1,33E-06	0,50439
-0,8170448	-9,76E-05	1,22E-06	0,52810621
-0,7795539	-9,28E-05	1,11E-06	0,55326455
-0,7140463	-8,43E-05	9,29E-07	0,60350965
-0,6907743	-8,12E-05	8,70E-07	0,62361422
-0,66516	-7,78E-05	8,06E-07	0,64736201
-0,6389849	-7,41E-05	7,44E-07	0,67357616
-0,6197081	-7,12E-05	7,00E-07	0,694266
-0,5991848	-6,80E-05	6,54E-07	0,71770642
-0,5808305	-6,49E-05	6,15E-07	0,74000787

**Bomba 3**

Velocidad de giro	Gasto volumétrico (m <sup>3</sup> )	Altura Geométrica (metros)	Rendimiento total a total
25500	0,72599718	594,179868	0,22392
25500	0,68015278	802,226041	0,302165
25500	0,63097611	1010,27221	0,38031
25500	0,57760539	1218,31839	0,45833
25500	0,51871037	1426,36456	0,536201
25500	0,46267843	1634,41073	0,613953
25500	0,40521037	1842,4569	0,691531
25500	0,33608567	2050,50308	0,768761
25500	0,22456883	2258,54925	0,844462
25500	0,72838493	631,628559	0,240383
25500	0,67771399	852,787017	0,324183
25500	0,62295386	1073,94548	0,407745
25500	0,56289695	1295,10394	0,491026
25500	0,4963238	1516,26239	0,573963
25500	0,43836576	1737,42085	0,656737
25500	0,37029656	1958,57931	0,739025
25500	0,27702634	2179,73777	0,820232
25500	0,7246744	711,588517	0,266133
25500	0,6656314	960,744161	0,359161
25500	0,60076863	1209,8998	0,45208
25500	0,5404128	1459,05545	0,544908
25500	0,47385602	1708,21109	0,63758
25500	0,39524768	1957,36673	0,729995
25500	0,28673173	2206,52238	0,821597
25500	0,74118773	1082,65558	0,400168
25500	0,63679055	1461,73666	0,540048
25500	0,51198063	1840,81775	0,679719
25500	0,33285926	2219,89883	0,818463
26611,1111	0,768413	594,179868	0,205634
26611,1111	0,7252677	802,226041	0,277514
26611,1111	0,67936507	1010,27221	0,3493
26611,1111	0,63011373	1218,31839	0,420997
26611,1111	0,57663982	1426,36456	0,492579
26611,1111	0,51760061	1634,41073	0,564015
26611,1111	0,46718394	1842,4569	0,635393
26611,1111	0,41014129	2050,50308	0,706571
26611,1111	0,34135502	2258,54925	0,777419
26611,1111	0,22633555	2466,59542	0,847097
26611,1111	0,77197447	631,628559	0,220732
26611,1111	0,72437887	852,787017	0,297791
26611,1111	0,6734196	1073,94548	0,374602
26611,1111	0,61828048	1295,10394	0,451196

26611,1111	0,55771462	1516,26239	0,527526
26611,1111	0,4972538	1737,42085	0,603624
26611,1111	0,43924656	1958,57931	0,679512
26611,1111	0,37077728	2179,73777	0,754933
26611,1111	0,27358913	2400,89623	0,829131
26611,1111	0,76997523	711,588517	0,244399
26611,1111	0,7146898	960,744161	0,329845
26611,1111	0,65472095	1209,8998	0,415207
26611,1111	0,59437992	1459,05545	0,500483
26611,1111	0,53463069	1708,21109	0,585662
26611,1111	0,46708012	1957,36673	0,670685
26611,1111	0,38623639	2206,52238	0,755429
26611,1111	0,26414446	2455,67802	0,839054
26611,1111	0,79696918	1082,65558	0,367487
26611,1111	0,70065975	1461,73666	0,495961
26611,1111	0,58965302	1840,81775	0,624263
26611,1111	0,45052079	2219,89883	0,752258
27722,2222	0,81031338	594,179868	0,189509
27722,2222	0,76949661	802,226041	0,255748
27722,2222	0,72639594	1010,27221	0,321927
27722,2222	0,68056164	1218,31839	0,388034
27722,2222	0,63139151	1426,36456	0,454048
27722,2222	0,57801574	1634,41073	0,519956
27722,2222	0,52380718	1842,4569	0,585762
27722,2222	0,47405284	2050,50308	0,651493
27722,2222	0,41775344	2258,54925	0,717045
27722,2222	0,34996234	2466,59542	0,782281
27722,2222	0,23987087	2674,64159	0,846048
27722,2222	0,81508366	631,628559	0,203487
27722,2222	0,7700569	852,787017	0,274489
27722,2222	0,72229768	1073,94548	0,34533
27722,2222	0,67118167	1295,10394	0,415998
27722,2222	0,6158439	1516,26239	0,486461
27722,2222	0,55500351	1737,42085	0,556675
27722,2222	0,50050647	1958,57931	0,626771
27722,2222	0,44273546	2179,73777	0,696602
27722,2222	0,37434825	2400,89623	0,765987
27722,2222	0,27496809	2622,05469	0,834058
27722,2222	0,8145353	711,588517	0,225219
27722,2222	0,76248838	960,744161	0,303978
27722,2222	0,70659693	1209,8998	0,382658
27722,2222	0,64590591	1459,05545	0,461262
27722,2222	0,59133157	1708,21109	0,539811
27722,2222	0,53122319	1957,36673	0,618248
27722,2222	0,4629191	2206,52238	0,696524

27722,2222	0,38016999	2455,67802	0,774497
27722,2222	0,23456167	2704,83366	0,851106
27722,2222	0,8512997	1082,65558	0,338649
27722,2222	0,76164856	1461,73666	0,457067
27722,2222	0,6607907	1840,81775	0,575355
27722,2222	0,54152767	2219,89883	0,693426
27722,2222	0,37755874	2598,97992	0,810909
28833,3333	0,85171893	594,179868	0,1752
28833,3333	0,812978	802,226041	0,23645
28833,3333	0,77231658	1010,27221	0,29765
28833,3333	0,72937958	1218,31839	0,358787
28833,3333	0,68373553	1426,36456	0,419856
28833,3333	0,63479664	1634,41073	0,480841
28833,3333	0,58170993	1842,4569	0,541726
28833,3333	0,53215903	2050,50308	0,602547
28833,3333	0,48318986	2258,54925	0,663286
28833,3333	0,42793854	2466,59542	0,723855
28833,3333	0,36177749	2674,64159	0,784133
28833,3333	0,2582951	2882,68776	0,843426
28833,3333	0,857461	631,628559	0,188171
28833,3333	0,81485297	852,787017	0,253814
28833,3333	0,76989249	1073,94548	0,319351
28833,3333	0,72214987	1295,10394	0,384746
28833,3333	0,67102579	1516,26239	0,449978
28833,3333	0,61567288	1737,42085	0,51502
28833,3333	0,55697932	1958,57931	0,579858
28833,3333	0,50604036	2179,73777	0,644622
28833,3333	0,44878513	2400,89623	0,709113
28833,3333	0,38097258	2622,05469	0,773172
28833,3333	0,28175103	2843,21315	0,835978
28833,3333	0,85847537	711,588517	0,20824
28833,3333	0,80925129	960,744161	0,28103
28833,3333	0,75682931	1209,8998	0,353792
28833,3333	0,70046727	1459,05545	0,426488
28833,3333	0,64509711	1708,21109	0,499125
28833,3333	0,59049707	1957,36673	0,571694
28833,3333	0,53022894	2206,52238	0,644154
28833,3333	0,46145067	2455,67802	0,716458
28833,3333	0,37710181	2704,83366	0,788465
28833,3333	0,90444052	1082,65558	0,313075
28833,3333	0,82040621	1461,73666	0,422568
28833,3333	0,72750918	1840,81775	0,531965
28833,3333	0,62138663	2219,89883	0,641211
28833,3333	0,49125048	2598,97992	0,750174
29944,4444	0,89273072	594,179868	0,16244

29944,4444	0,85584576	802,226041	0,219255
29944,4444	0,817318	1010,27221	0,276012
29944,4444	0,77686875	1218,31839	0,332722
29944,4444	0,73419135	1426,36456	0,389369
29944,4444	0,68885806	1634,41073	0,445961
29944,4444	0,64029723	1842,4569	0,502473
29944,4444	0,58768228	2050,50308	0,558892
29944,4444	0,54249163	2258,54925	0,615281
29944,4444	0,49448701	2466,59542	0,671573
29944,4444	0,44055038	2674,64159	0,727711
29944,4444	0,37653006	2882,68776	0,783599
29944,4444	0,28267975	3090,73394	0,83841
29944,4444	0,89954694	631,628559	0,174435
29944,4444	0,85895869	852,787017	0,235388
29944,4444	0,81642622	1073,94548	0,296189
29944,4444	0,77157365	1295,10394	0,35687
29944,4444	0,72393596	1516,26239	0,41743
29944,4444	0,67294823	1737,42085	0,477835
29944,4444	0,61776065	1958,57931	0,538064
29944,4444	0,56409311	2179,73777	0,598162
29944,4444	0,51378038	2400,89623	0,658158
29944,4444	0,45733843	2622,05469	0,717893
29944,4444	0,39061344	2843,21315	0,777247
29944,4444	0,29388459	3064,37161	0,835565
29944,4444	0,90186234	711,588517	0,193061
29944,4444	0,85514954	960,744161	0,260586
29944,4444	0,80572144	1209,8998	0,328068
29944,4444	0,7530395	1459,05545	0,395495
29944,4444	0,69662882	1708,21109	0,462859
29944,4444	0,64634781	1957,36673	0,530185
29944,4444	0,59186988	2206,52238	0,597438
29944,4444	0,53164631	2455,67802	0,664587
29944,4444	0,46272375	2704,83366	0,731576
29944,4444	0,37727485	2953,98931	0,798266
29944,4444	0,95640913	1082,65558	0,29059
29944,4444	0,87737439	1461,73666	0,391828
29944,4444	0,79098575	1840,81775	0,493288
29944,4444	0,69453414	2219,89883	0,594645
29944,4444	0,58215586	2598,97992	0,695826
29944,4444	0,43608506	2978,061	0,796599
31055,5556	0,93335908	594,179868	0,151048
31055,5556	0,89814097	802,226041	0,20383
31055,5556	0,86154678	1010,27221	0,256655
31055,5556	0,82327006	1218,31839	0,309392
31055,5556	0,78312628	1426,36456	0,362089

31055,5556	0,74080083	1634,41073	0,414733
31055,5556	0,69588842	1842,4569	0,467317
31055,5556	0,64783667	2050,50308	0,519833
31055,5556	0,59771457	2258,54925	0,572269
31055,5556	0,55470406	2466,59542	0,624686
31055,5556	0,50779897	2674,64159	0,677011
31055,5556	0,4553833	2882,68776	0,729196
31055,5556	0,39387669	3090,73394	0,781167
31055,5556	0,30818403	3298,78011	0,832422
31055,5556	0,9410635	631,628559	0,162262
31055,5556	0,90249634	852,787017	0,218875
31055,5556	0,86207374	1073,94548	0,275456
31055,5556	0,81971032	1295,10394	0,331919
31055,5556	0,77504229	1516,26239	0,388275
31055,5556	0,72764084	1737,42085	0,444512
31055,5556	0,67693124	1958,57931	0,500608
31055,5556	0,62209102	2179,73777	0,55654
31055,5556	0,57315694	2400,89623	0,612414
31055,5556	0,52365136	2622,05469	0,668152
31055,5556	0,46826631	2843,21315	0,723655
31055,5556	0,40313573	3064,37161	0,778809
31055,5556	0,31083059	3285,53007	0,833208
31055,5556	0,94482382	711,588517	0,17951
31055,5556	0,90031785	960,744161	0,242293
31055,5556	0,85350994	1209,8998	0,305047
31055,5556	0,80397294	1459,05545	0,367755
31055,5556	0,75115207	1708,21109	0,430413
31055,5556	0,69963036	1957,36673	0,49303
31055,5556	0,64962493	2206,52238	0,555599
31055,5556	0,59542612	2455,67802	0,618096
31055,5556	0,5354709	2704,83366	0,680493
31055,5556	0,46668681	2953,98931	0,742788
31055,5556	0,38096927	3203,14495	0,804678
31055,5556	1,00787044	1082,65558	0,269872
31055,5556	0,93288561	1461,73666	0,364323
31055,5556	0,8519435	1840,81775	0,45868
31055,5556	0,76306845	2219,89883	0,552952
31055,5556	0,66266329	2598,97992	0,64711
31055,5556	0,5426793	2978,061	0,741056
31055,5556	0,36242602	3357,14209	0,834623
32166,6667	0,97369789	594,179868	0,140833
32166,6667	0,94003453	802,226041	0,190043
32166,6667	0,90509474	1010,27221	0,239257
32166,6667	0,86874911	1218,31839	0,288433
32166,6667	0,83081035	1426,36456	0,33757

32166,6667	0,79104289	1634,41073	0,386666
32166,6667	0,74915879	1842,4569	0,435713
32166,6667	0,70477046	2050,50308	0,484705
32166,6667	0,65735445	2258,54925	0,533635
32166,6667	0,61072026	2466,59542	0,582508
32166,6667	0,56866983	2674,64159	0,63136
32166,6667	0,52298616	2882,68776	0,680118
32166,6667	0,47224441	3090,73394	0,72876
32166,6667	0,41346411	3298,78011	0,777219
32166,6667	0,33534113	3506,82628	0,825231
32166,6667	0,98238829	631,628559	0,151245
32166,6667	0,94543776	852,787017	0,204069
32166,6667	0,90701447	1073,94548	0,25679
32166,6667	0,86679708	1295,10394	0,309487
32166,6667	0,82467865	1516,26239	0,362061
32166,6667	0,78029594	1737,42085	0,414538
32166,6667	0,73323757	1958,57931	0,466902
32166,6667	0,68293733	2179,73777	0,519141
32166,6667	0,62868875	2400,89623	0,57123
32166,6667	0,58409063	2622,05469	0,623311
32166,6667	0,53553538	2843,21315	0,675236
32166,6667	0,48142077	3064,37161	0,726952
32166,6667	0,41829379	3285,53007	0,778352
32166,6667	0,33159969	3506,68852	0,82921
32166,6667	0,98733156	711,588517	0,167325
32166,6667	0,94482784	960,744161	0,225866
32166,6667	0,90036899	1209,8998	0,284365
32166,6667	0,8535638	1459,05545	0,34283
32166,6667	0,80400763	1708,21109	0,401261
32166,6667	0,75117091	1957,36673	0,459639
32166,6667	0,70450568	2206,52238	0,517992
32166,6667	0,65488162	2455,67802	0,576296
32166,6667	0,60111373	2704,83366	0,634526
32166,6667	0,54165808	2953,98931	0,692662
32166,6667	0,47354631	3203,14495	0,750656
32166,6667	0,38828554	3452,30059	0,808347
32166,6667	0,98716799	1461,73666	0,339615
32166,6667	0,91090103	1840,81775	0,427583
32166,6667	0,82818215	2219,89883	0,515492
32166,6667	0,73667595	2598,97992	0,603306
32166,6667	0,63184611	2978,061	0,690996
32166,6667	0,50226945	3357,14209	0,778404
33277,7778	1,01391696	594,179868	0,131568
33277,7778	0,98146403	802,226041	0,177564
33277,7778	0,94812386	1010,27221	0,223571

33277,7778	0,91339917	1218,31839	0,269552
33277,7778	0,87749694	1426,36456	0,315459
33277,7778	0,83989476	1634,41073	0,36135
33277,7778	0,80057296	1842,4569	0,407202
33277,7778	0,75920847	2050,50308	0,453011
33277,7778	0,71543496	2258,54925	0,498768
33277,7778	0,66876451	2466,59542	0,544468
33277,7778	0,62529138	2674,64159	0,590134
33277,7778	0,58427323	2882,68776	0,635769
33277,7778	0,53989381	3090,73394	0,681324
33277,7778	0,49091469	3298,78011	0,726772
33277,7778	0,43489844	3506,82628	0,77209
33277,7778	1,0234463	631,628559	0,141336
33277,7778	0,98801824	852,787017	0,190702
33277,7778	0,95126078	1073,94548	0,240003
33277,7778	0,91299474	1295,10394	0,289222
33277,7778	0,87309722	1516,26239	0,338407
33277,7778	0,83129987	1737,42085	0,387486
33277,7778	0,78729433	1958,57931	0,43647
33277,7778	0,74067687	2179,73777	0,485355
33277,7778	0,69091803	2400,89623	0,534121
33277,7778	0,64052682	2622,05469	0,582783
33277,7778	0,59678521	2843,21315	0,631422
33277,7778	0,54931407	3064,37161	0,679915
33277,7778	0,49664665	3285,53007	0,728228
33277,7778	0,43580627	3506,68852	0,776262
33277,7778	0,35580996	3727,84698	0,823616
33277,7778	1,02955178	711,588517	0,156345
33277,7778	0,98888083	960,744161	0,211008
33277,7778	0,94633974	1209,8998	0,265871
33277,7778	0,90202127	1459,05545	0,320359
33277,7778	0,85529213	1708,21109	0,374965
33277,7778	0,80583682	1957,36673	0,429534
33277,7778	0,75715847	2206,52238	0,48407
33277,7778	0,71118897	2455,67802	0,538577
33277,7778	0,66207066	2704,83366	0,593032
33277,7778	0,60889019	2953,98931	0,64742
33277,7778	0,55015045	3203,14495	0,701722
33277,7778	0,48299445	3452,30059	0,755886
33277,7778	0,3991949	3701,45624	0,809768
33277,7778	1,10798441	1082,65558	0,235697
33277,7778	1,04042822	1461,73666	0,317334
33277,7778	0,96820357	1840,81775	0,399543
33277,7778	0,89065443	2219,89883	0,4817
33277,7778	0,80613797	2598,97992	0,56379

33277,7778	0,71183668	2978,061	0,645792
33277,7778	0,60202303	3357,14209	0,727632
33277,7778	0,45820567	3736,22317	0,809106
34388,8889	1,05381926	594,179868	0,123211
34388,8889	1,02266573	802,226041	0,166308
34388,8889	0,99053434	1010,27221	0,209374
34388,8889	0,95750136	1218,31839	0,25247
34388,8889	0,92320951	1426,36456	0,295442
34388,8889	0,88757933	1634,41073	0,338437
34388,8889	0,85047353	1842,4569	0,381393
34388,8889	0,81165906	2050,50308	0,424317
34388,8889	0,7708826	2258,54925	0,467198
34388,8889	0,72780446	2466,59542	0,510033
34388,8889	0,6819719	2674,64159	0,552815
34388,8889	0,64132767	2882,68776	0,595577
34388,8889	0,60138749	3090,73394	0,638306
34388,8889	0,55836487	3298,78011	0,680963
34388,8889	0,51119295	3506,82628	0,723533
34388,8889	1,0641425	631,628559	0,132337
34388,8889	1,03013261	852,787017	0,178612
34388,8889	0,99486379	1073,94548	0,224768
34388,8889	0,95844991	1295,10394	0,270993
34388,8889	0,92050708	1516,26239	0,316995
34388,8889	0,88094178	1737,42085	0,362988
34388,8889	0,83954057	1958,57931	0,408906
34388,8889	0,79598839	2179,73777	0,454741
34388,8889	0,74990967	2400,89623	0,500483
34388,8889	0,70080392	2622,05469	0,546115
34388,8889	0,65394729	2843,21315	0,591685
34388,8889	0,61114612	3064,37161	0,637212
34388,8889	0,56484851	3285,53007	0,682613
34388,8889	0,51376537	3506,68852	0,727848
34388,8889	0,45537661	3727,84698	0,772848
34388,8889	1,07141273	711,588517	0,146393
34388,8889	1,03233045	960,744161	0,197636
34388,8889	0,99178987	1209,8998	0,24882
34388,8889	0,94953057	1459,05545	0,300012
34388,8889	0,90526562	1708,21109	0,351171
34388,8889	0,8587022	1957,36673	0,402289
34388,8889	0,80944139	2206,52238	0,453371
34388,8889	0,76508563	2455,67802	0,504431
34388,8889	0,71964204	2704,83366	0,55546
34388,8889	0,67113048	2953,98931	0,606439
34388,8889	0,61867966	3203,14495	0,657354
34388,8889	0,56085428	3452,30059	0,708191

34388,8889	0,49499005	3701,45624	0,758895
34388,8889	0,41346609	3950,61188	0,809352
34388,8889	1,15711791	1082,65558	0,220477
34388,8889	1,09326387	1461,73666	0,296664
34388,8889	1,02414715	1840,81775	0,37417
34388,8889	0,95107299	2219,89883	0,451161
34388,8889	0,87220414	2598,97992	0,528025
34388,8889	0,78585178	2978,061	0,604856
34388,8889	0,68861306	3357,14209	0,681587
34388,8889	0,57310517	3736,22317	0,758128
34388,8889	0,40401764	4115,30426	0,834087
35500	1,0932766	594,179868	0,115619
35500	1,06326955	802,226041	0,156066
35500	1,03256607	1010,27221	0,196489
35500	1,00095224	1218,31839	0,236913
35500	0,96817344	1426,36456	0,277305
35500	0,93428371	1634,41073	0,317632
35500	0,89910456	1842,4569	0,357959
35500	0,8624904	2050,50308	0,398257
35500	0,82424289	2258,54925	0,438522
35500	0,78411407	2466,59542	0,478749
35500	0,74179559	2674,64159	0,518935
35500	0,6968763	2882,68776	0,559071
35500	0,65871294	3090,73394	0,599203
35500	0,61988956	3298,78011	0,639295
35500	0,5782455	3506,82628	0,679327
35500	1,10455891	631,628559	0,124161
35500	1,07185214	852,787017	0,167625
35500	1,03806722	1073,94548	0,21098
35500	1,00317318	1295,10394	0,254286
35500	0,9670089	1516,26239	0,297557
35500	0,92944273	1737,42085	0,340734
35500	0,89029329	1958,57931	0,383862
35500	0,84934132	2179,73777	0,426922
35500	0,80631901	2400,89623	0,469902
35500	0,76086863	2622,05469	0,512795
35500	0,71251112	2843,21315	0,555591
35500	0,668847	3064,37161	0,598357
35500	0,62704935	3285,53007	0,641069
35500	0,58200246	3506,68852	0,683665
35500	0,53257798	3727,84698	0,726117
35500	1,1129808	711,588517	0,137398
35500	1,07554706	960,744161	0,18547
35500	1,03659465	1209,8998	0,233518
35500	0,99627456	1459,05545	0,281555

35500	0,95413848	1708,21109	0,329569
35500	0,91008498	1957,36673	0,37755
35500	0,8637713	2206,52238	0,425504
35500	0,81705093	2455,67802	0,473428
35500	0,77463145	2704,83366	0,521334
35500	0,72979039	2953,98931	0,569207
35500	0,68198246	3203,14495	0,617034
35500	0,63039025	3452,30059	0,664802
35500	0,57366361	3701,45624	0,712494
35500	0,50935497	3950,61188	0,760073
35500	0,43075005	4199,76752	0,80743
35500	1,14457722	1461,73666	0,278701
35500	1,079068	1840,81775	0,350984
35500	1,00924025	2219,89883	0,42365
35500	0,93561373	2598,97992	0,495547
35500	0,85558403	2978,061	0,567678
35500	0,76739588	3357,14209	0,639739
35500	0,66705254	3736,22317	0,711685
35500	0,54493281	4115,30426	0,783405

## ANEXO II

## Partial Cooling

## Compresor 1

Velocidad de giro Corregida (rpm/a)	Gasto másico Corregido $G_{in}/(\rho \cdot a)$	Salto entálpico corregido ( $\Delta H/a^2$ )	Rendimiento total a total
54,3995648	0,01364997	-0,1472887	0,363035
54,3995648	0,01278023	-0,2143138	0,528764
54,3995648	0,01070163	-0,2775869	0,685628
54,3995648	0,00568217	-0,3369305	0,832964
52,8727529	0,01342587	-0,1469064	0,383337
52,8727529	0,01229548	-0,2135451	0,557823
52,8727529	0,00966241	-0,2763051	0,722634
51,5973685	0,01320582	-0,1466508	0,40185
51,5973685	0,01174956	-0,2131024	0,58463
51,5973685	0,00857934	-0,275585	0,757003
50,4965494	0,01299633	-0,1464823	0,419106
50,4965494	0,01121468	-0,2128499	0,609776
50,4965494	0,00727291	-0,2760497	0,79188
56,9180632	0,01396607	-0,1477109	0,33253
56,9180632	0,01343463	-0,2142927	0,482854
56,9180632	0,01221928	-0,2775513	0,625948
56,9180632	0,00930686	-0,3375843	0,762117
55,3205655	0,0138244	-0,1468159	0,349895
55,3205655	0,01309272	-0,2135698	0,509477
55,3205655	0,01139332	-0,2764831	0,660227
55,3205655	0,00758429	-0,3351142	0,801065
53,9861356	0,01364999	-0,1467396	0,36724
53,9861356	0,01276679	-0,2130918	0,533831
53,9861356	0,01056598	-0,2758608	0,691861
53,9861356	0,00527337	-0,3343596	0,839255
52,8343526	0,01346936	-0,146477	0,382763
52,8343526	0,01234164	-0,2128497	0,556805
52,8343526	0,00972022	-0,2755391	0,721662
59,4365615	0,01415133	-0,1479549	0,305427
59,4365615	0,01388997	-0,2139594	0,442042
59,4365615	0,01311173	-0,2777633	0,574314
59,4365615	0,01144114	-0,3374872	0,698375
59,4365615	0,00722401	-0,3945983	0,817236
57,7683782	0,01408506	-0,1475025	0,322342
57,7683782	0,01367395	-0,2133412	0,466624
57,7683782	0,01263787	-0,2764888	0,605255
57,7683782	0,01024305	-0,3362247	0,736725
56,3749027	0,01398477	-0,1470062	0,337348
56,3749027	0,01339878	-0,2131132	0,489498
56,3749027	0,01205774	-0,2758615	0,634211
56,3749027	0,00895911	-0,3354169	0,771925
55,1721558	0,01385272	-0,1463156	0,350575
55,1721558	0,01312143	-0,2127711	0,510297
55,1721558	0,01139154	-0,2754841	0,661382
55,1721558	0,0075143	-0,3340763	0,802878
61,9550599	0,01424784	-0,148098	0,281354
61,9550599	0,01411925	-0,2153117	0,409374
61,9550599	0,01373204	-0,278118	0,529149
61,9550599	0,01273265	-0,3375693	0,642696
61,9550599	0,01054552	-0,3946277	0,751897
60,2161908	0,01423896	-0,1461311	0,293885

60,2161908	0,01402465	-0,2141346	0,431003
60,2161908	0,01341653	-0,2763054	0,556548
60,2161908	0,01206465	-0,3361991	0,677703
60,2161908	0,00876642	-0,3928845	0,792649
58,7636697	0,01419157	-0,1459784	0,308278
58,7636697	0,01388065	-0,2127711	0,44971
58,7636697	0,01302093	-0,275882	0,583575
58,7636697	0,01112696	-0,3353742	0,710036
58,7636697	0,00644539	-0,3920322	0,830599
57,509959	0,0141087	-0,1471197	0,324394
57,509959	0,01367827	-0,2128384	0,469713
57,509959	0,01263426	-0,2754852	0,608487
57,509959	0,01014168	-0,3349633	0,740581
64,4735583	0,01429415	-0,1474385	0,258627
64,4735583	0,01426633	-0,2141784	0,376007
64,4735583	0,01403915	-0,2777898	0,487989
64,4735583	0,01352435	-0,3382145	0,594472
64,4735583	0,01232274	-0,3947924	0,694336
64,4735583	0,00950138	-0,4494202	0,790945
62,6640034	0,01430322	-0,1472551	0,273445
62,6640034	0,01422792	-0,2132295	0,396277
62,6640034	0,01390575	-0,2760542	0,513369
62,6640034	0,01308394	-0,3362097	0,625645
62,6640034	0,01131048	-0,393074	0,731975
62,6640034	0,00685734	-0,4464028	0,831754
61,1524368	0,01430222	-0,1456823	0,284068
61,1524368	0,01415563	-0,2119353	0,413587
61,1524368	0,01367548	-0,2760964	0,539182
61,1524368	0,012562	-0,3353685	0,655402
61,1524368	0,00998217	-0,392134	0,766956
59,8477623	0,01426466	-0,1475278	0,300358
59,8477623	0,01405063	-0,2124614	0,432906
59,8477623	0,01338364	-0,2754851	0,56175
59,8477623	0,01193532	-0,334859	0,683357
59,8477623	0,00848986	-0,3908363	0,798267
66,9920567	0,01420467	-0,2776521	0,451742
66,9920567	0,01392037	-0,337509	0,549406
66,9920567	0,01331939	-0,395212	0,643646
66,9920567	0,01192147	-0,4495073	0,732458
66,9920567	0,00830227	-0,5018265	0,818149
65,1118161	0,01414326	-0,2762846	0,475856
65,1118161	0,01373747	-0,3360508	0,57911
65,1118161	0,01271882	-0,393288	0,678132
65,1118161	0,01048401	-0,4473925	0,771909
63,5412038	0,01430178	-0,2132146	0,385371
63,5412038	0,01403678	-0,2768492	0,500711
63,5412038	0,0134237	-0,3353695	0,60691
63,5412038	0,01205472	-0,3920318	0,709901
63,5412038	0,0083364	-0,4465438	0,809186
62,1855655	0,01434377	-0,146655	0,276532
62,1855655	0,01424307	-0,2139628	0,403777
62,1855655	0,01390319	-0,2748665	0,519049
62,1855655	0,01300639	-0,3348617	0,632771
62,1855655	0,01105169	-0,3913674	0,740086
62,1855655	0,00585611	-0,4458993	0,843528
69,510555	0,01410827	-0,3381958	0,511329
69,510555	0,01378223	-0,394745	0,597069
69,510555	0,01311914	-0,4495497	0,680242
69,510555	0,01156038	-0,5018349	0,759708

69,510555	0,00740788	-0,5517131	0,835475
67,5596287	0,01438831	-0,2135574	0,341415
67,5596287	0,01427384	-0,2763785	0,442126
67,5596287	0,01403259	-0,3362041	0,538105
67,5596287	0,01354567	-0,3930826	0,629425
67,5596287	0,01236897	-0,4474301	0,716811
67,5596287	0,00953932	-0,4994225	0,800544
65,9299709	0,01438709	-0,2130788	0,357707
65,9299709	0,01422723	-0,2763826	0,464269
65,9299709	0,01389374	-0,3359894	0,564694
65,9299709	0,0131307	-0,3920311	0,659226
65,9299709	0,01141807	-0,4462203	0,750779
65,9299709	0,00682755	-0,497795	0,837873
64,5233687	0,01438608	-0,1462644	0,256156
64,5233687	0,01436891	-0,2128447	0,373069
64,5233687	0,01417177	-0,2745985	0,48161
64,5233687	0,01370944	-0,3343227	0,586686
64,5233687	0,01258137	-0,3913441	0,687162
64,5233687	0,01001649	-0,4452927	0,782406
72,0290534	0,01365574	-0,4493385	0,633134
72,0290534	0,01295923	-0,501458	0,706812
72,0290534	0,01123203	-0,5527254	0,779382
72,0290534	0,00649117	-0,5998745	0,845855
70,0074414	0,01435459	-0,2761195	0,411345
70,0074414	0,01391186	-0,3927068	0,585568
70,0074414	0,01335601	-0,4482833	0,668699
70,0074414	0,01203767	-0,499558	0,745504
70,0074414	0,00868666	-0,5495279	0,820415
68,318738	0,01441918	-0,2128798	0,332792
68,318738	0,01433528	-0,2755696	0,431076
68,318738	0,0141268	-0,3357655	0,52551
68,318738	0,0137461	-0,3918715	0,613588
68,318738	0,01283111	-0,446154	0,698902
68,318738	0,01074489	-0,4980166	0,780542
66,8611719	0,01438393	-0,1474636	0,240496
66,8611719	0,01443463	-0,2126716	0,347138
66,8611719	0,01430539	-0,2764112	0,451466
66,8611719	0,01405204	-0,3338709	0,545587
66,8611719	0,01348195	-0,39096	0,63918
66,8611719	0,01214092	-0,4452621	0,728344
66,8611719	0,00867963	-0,4970432	0,813493
74,5475518	0,01432079	-0,2143119	0,281353
74,5475518	0,01438833	-0,2774278	0,364462
74,5475518	0,01389547	-0,44855	0,590006
74,5475518	0,01352162	-0,5022152	0,660786
74,5475518	0,01280786	-0,5524285	0,72706
74,5475518	0,01100668	-0,601105	0,791382
72,455254	0,01408298	-0,3937566	0,548107
72,455254	0,01378325	-0,4473064	0,622861
72,455254	0,01318364	-0,5002237	0,696769
72,455254	0,01176097	-0,5496335	0,765876
72,455254	0,00808185	-0,5977159	0,833081
70,707505	0,01425991	-0,3354065	0,49006
70,707505	0,01401592	-0,3921278	0,573169
70,707505	0,01358065	-0,446036	0,652197
70,707505	0,01253306	-0,4985625	0,729296
70,707505	0,01001399	-0,5478435	0,801729
69,1989751	0,01446499	-0,2123183	0,323521
69,1989751	0,01420996	-0,3347074	0,510593

69,1989751	0,01389059	-0,3922428	0,59862
69,1989751	0,0132265	-0,4458862	0,680766
69,1989751	0,01168698	-0,497368	0,759714
69,1989751	0,00754554	-0,5464842	0,835002
77,0660501	0,01434175	-0,2143066	0,263205
77,0660501	0,01457884	-0,2775521	0,34112
77,0660501	0,01450597	-0,3375834	0,415142
77,0660501	0,01419859	-0,395357	0,486427
77,0660501	0,0137701	-0,5025571	0,618695
77,0660501	0,01339752	-0,5527835	0,680683
77,0660501	0,01270925	-0,6012407	0,740528
77,0660501	0,01087726	-0,6481718	0,79854
74,9030666	0,01444492	-0,2764836	0,359766
74,9030666	0,01397365	-0,4475433	0,583097
74,9030666	0,0136523	-0,4993353	0,650756
74,9030666	0,01305209	-0,5497243	0,716616
74,9030666	0,01158336	-0,5972984	0,778874
74,9030666	0,00768879	-0,6441292	0,84001
73,0962721	0,01430617	-0,2131038	0,291009
73,0962721	0,01415522	-0,391925	0,536012
73,0962721	0,01389318	-0,4453563	0,609292
73,0962721	0,01341418	-0,498726	0,682519
73,0962721	0,01232115	-0,5476456	0,749718
73,0962721	0,00954086	-0,5956674	0,815732
71,5367783	0,01432175	-0,3343395	0,47723
71,5367783	0,01410967	-0,3906472	0,557824
71,5367783	0,01375184	-0,4455109	0,636388
71,5367783	0,01300575	-0,4974951	0,710897

**Compresor 2**

Velocidad de giro Corregida (rpm/a)	Gasto másico Corregido $G_{in}/(\rho \cdot a)$	Salto entálpico corregido ( $\Delta H/a^2$ )	Rendimiento total a total
61,6249261	0,00104392	-0,0874322	0,584446
61,6249261	0,00096195	-0,0972634	0,649992
61,6249261	0,00082378	-0,106992	0,714664
61,6249261	0,00062978	-0,1166372	0,778388
71,9072684	0,00110889	-0,1138785	0,559007
71,9072684	0,00107801	-0,1282489	0,629459
71,9072684	0,00099557	-0,1426321	0,699855
71,9072684	0,00078238	-0,15675	0,768519
89,9280576	0,00112589	-0,1992008	0,624841
89,9280576	0,00109074	-0,2243153	0,703489
89,9280576	0,00094333	-0,2484194	0,778656
121,465358	0,00116186	-0,4476375	0,768646
64,3638117	0,00108693	-0,0874885	0,536141
64,3638117	0,00105325	-0,0971328	0,595162
64,3638117	0,00098824	-0,1069957	0,655451
64,3638117	0,00085607	-0,1166619	0,714347
64,3638117	0,00067736	-0,126174	0,771987
75,103147	0,00107971	-0,1428616	0,642704
75,103147	0,00100772	-0,1568546	0,705477
75,103147	0,00081544	-0,1707545	0,76745
93,9248601	0,00118247	-0,1992202	0,57291
93,9248601	0,00108702	-0,2482702	0,713657
93,9248601	0,00095832	-0,2723411	0,78246
126,863818	0,00127644	-0,4466113	0,703219
67,1026973	0,00108911	-0,0971811	0,547867
67,1026973	0,00106328	-0,1067816	0,60192
67,1026973	0,00101005	-0,1167451	0,657959
67,1026973	0,0008957	-0,12624	0,7112
67,1026973	0,00073045	-0,1357429	0,764219
78,2990256	0,00086149	-0,1845929	0,763345
132,262279	0,00124018	-0,4999686	0,724067
132,262279	0,00104717	-0,5515459	0,79808
69,8415829	0,00094101	-0,1357491	0,705996
69,8415829	0,00079055	-0,1451943	0,754685
81,4949042	0,00103678	-0,1847163	0,705487
81,4949042	0,00091709	-0,1983138	0,757092
101,918465	0,00108262	-0,2961743	0,722855
101,918465	0,00097845	-0,319817	0,780221
137,660739	0,00121962	-0,5522894	0,738151
137,660739	0,00101048	-0,6028807	0,804975
72,5804685	0,00104289	-0,1358618	0,654421
72,5804685	0,00098759	-0,1453139	0,699811

72,5804685	0,00085342	-0,1546268	0,744304
72,5804685	0,00065072	-0,1636036	0,78674
84,6907828	0,0006312	-0,2254283	0,79561
105,915268	0,00111135	-0,2962831	0,669609
105,915268	0,00108182	-0,3197128	0,722434
105,915268	0,0010008	-0,3430977	0,775
143,0592	0,0012167	-0,6036652	0,746931
75,3193541	0,00105727	-0,145419	0,650411
75,3193541	0,00100999	-0,154681	0,691715
75,3193541	0,00092115	-0,1638895	0,732664
75,3193541	0,00075563	-0,1730837	0,773232
87,8866614	0,00113125	-0,1707268	0,560805
87,8866614	0,0010638	-0,2122635	0,696984
87,8866614	0,00099925	-0,2255342	0,740375
87,8866614	0,00083163	-0,2387385	0,783189
109,91207	0,0011442	-0,3198162	0,671171
109,91207	0,00108112	-0,3431197	0,719877
109,91207	0,0010225	-0,3661439	0,767967
148,45766	0,00123199	-0,6541975	0,751566
78,0582397	0,00106687	-0,1546149	0,64383
78,0582397	0,00103484	-0,1637474	0,681768
78,0582397	0,00097872	-0,1730374	0,720296
78,0582397	0,00084738	-0,1823298	0,758601
91,08254	0,00115844	-0,1845748	0,564482
91,08254	0,00107123	-0,2254581	0,689224
91,08254	0,00102894	-0,2387931	0,729855
91,08254	0,0009395	-0,2520039	0,76996
113,908873	0,00118241	-0,3430903	0,670373
113,908873	0,00103602	-0,3890001	0,759602
153,85612	0,00126545	-0,7038591	0,752831
80,7971253	0,00105075	-0,1734517	0,674017
80,7971253	0,00100768	-0,1823299	0,708399
80,7971253	0,00093431	-0,1914852	0,743764
80,7971253	0,00075741	-0,2005316	0,778312
94,2784186	0,00104825	-0,2520065	0,718886
94,2784186	0,00097907	-0,265272	0,756516
117,905675	0,00110481	-0,3889215	0,70898
117,905675	0,00104406	-0,4114447	0,749821
159,254581	0,00131446	-0,7527978	0,751518
83,5360109	0,00103521	-0,1912307	0,695064
83,5360109	0,00098111	-0,2006771	0,729246
83,5360109	0,00087922	-0,2096084	0,761399
97,4742971	0,00105752	-0,265535	0,708582
97,4742971	0,00101669	-0,2784186	0,742824
97,4742971	0,00092212	-0,2914013	0,777154

---

121,902478	0,00116171	-0,4115031	0,701816
164,653041	0,00101526	-0,8485573	0,791208
100,670176	0,00114571	-0,252089	0,630853
100,670176	0,0010639	-0,2784823	0,696657
100,670176	0,00103806	-0,2914343	0,728956
100,670176	0,00097585	-0,3042812	0,760885
125,899281	0,00109792	-0,4560491	0,728911
170,051501	0,0011362	-0,8955502	0,783203

**Compresor 3**

Velocidad de giro Corregida (rpm/a)	Gasto másico Corregido $G_{in}/(\rho \cdot a)$	Salto entálpico corregido ( $\Delta H/a^2$ )	Rendimiento total a total
113,602687	0,00330132	-0,9593431	0,735253
113,602687	0,00260564	-1,0130152	0,775395
94,1234245	0,00363948	-0,5744376	0,641773
94,1234245	0,00309872	-0,6402568	0,714835
94,1234245	0,00226191	-0,7032627	0,783731
85,5559275	0,00222565	-0,5810753	0,784027
118,816337	0,00328536	-1,0659414	0,746635
118,816337	0,00254303	-1,1182052	0,782056
98,4430985	0,00403112	-0,5744374	0,586818
98,4430985	0,00372095	-0,6402567	0,653865
98,4430985	0,00320706	-0,7035715	0,718053
98,4430985	0,00230539	-0,7643539	0,77853
89,4824073	0,00294143	-0,5809188	0,717493
89,4824073	0,00224261	-0,6460971	0,796667
83,5871836	0,00207923	-0,5834542	0,824273
124,029987	0,00334291	-1,1697071	0,751765
124,029987	0,00261268	-1,2205641	0,783257
102,762773	0,00429154	-0,5744395	0,538582
102,762773	0,0041284	-0,6402561	0,600204
102,762773	0,00383565	-0,7035709	0,65936
102,762773	0,00336688	-0,7646602	0,716175
102,762773	0,00255451	-0,8237636	0,770262
102,762773	0,00218031	-0,8810719	0,822646
93,4088871	0,00353893	-0,5809192	0,658848
93,4088871	0,00291277	-0,6460077	0,732009
93,4088871	0,00226779	-0,7082446	0,801181
87,2549814	0,00240548	-0,5835286	0,757163
129,243637	0,00347311	-1,2709646	0,752235
107,082447	0,00445017	-0,5744376	0,496029
107,082447	0,00439781	-0,6402571	0,55283
107,082447	0,00424337	-0,703572	0,607404
107,082447	0,00397795	-0,764661	0,659952
107,082447	0,00356508	-0,8237628	0,710581
107,082447	0,00289671	-0,8810579	0,759087
107,082447	0,00234121	-0,9366553	0,805599
97,3353668	0,0039437	-0,5809328	0,606944
97,3353668	0,0035712	-0,6460105	0,674666
97,3353668	0,00294753	-0,7083415	0,739051
97,3353668	0,00230204	-0,7683314	0,800234
90,9227793	0,00318159	-0,5834171	0,698046
90,9227793	0,00229413	-0,6483284	0,774243
111,402121	0,00451734	-0,5744379	0,458314

111,402121	0,00456359	-0,640259	0,510824
111,402121	0,00451073	-0,7035721	0,561293
111,402121	0,00437193	-0,764659	0,609931
111,402121	0,00413982	-0,8237652	0,656901
111,402121	0,00378709	-0,8810756	0,702282
111,402121	0,00324529	-0,9367668	0,746012
111,402121	0,00241984	-0,9907158	0,787265
101,261847	0,00422519	-0,5809187	0,560853
101,261847	0,00400693	-0,646011	0,623566
101,261847	0,00364111	-0,7083432	0,683442
101,261847	0,00304714	-0,768232	0,740527
101,261847	0,00234412	-0,8258547	0,794561
94,5905772	0,00367845	-0,5834169	0,645255
94,5905772	0,00313766	-0,6480509	0,71622
94,5905772	0,0023162	-0,7100745	0,783251
115,721795	0,00448537	-0,574439	0,424729
115,721795	0,00463948	-0,6402598	0,473413
115,721795	0,00467489	-0,7035689	0,52021
115,721795	0,00462714	-0,7646892	0,565351
115,721795	0,00450819	-0,8237625	0,608932
115,721795	0,0043122	-0,8810745	0,65114
115,721795	0,00401919	-0,9367658	0,692034
115,721795	0,00358584	-0,9909799	0,731604
115,721795	0,00288365	-1,0438451	0,769505
115,721795	0,00242413	-1,0956729	0,806404
105,188326	0,00441438	-0,5809154	0,519799
105,188326	0,00430731	-0,646011	0,577982
105,188326	0,00409235	-0,7083399	0,633602
105,188326	0,00374692	-0,7682295	0,686881
105,188326	0,00320358	-0,8259381	0,737843
105,188326	0,002389	-0,8819971	0,786253
98,2583751	0,00402802	-0,5834164	0,598116
98,2583751	0,00369327	-0,648049	0,664138
98,2583751	0,00314198	-0,7097975	0,726831
98,2583751	0,00234347	-0,7693495	0,786238
120,041469	0,00434152	-0,5746488	0,394838
120,041469	0,0046184	-0,6402657	0,439956
120,041469	0,00475281	-0,7035698	0,483463
120,041469	0,00478206	-0,764673	0,525429
120,041469	0,00474257	-0,823767	0,565982
120,041469	0,0046454	-0,8810753	0,605267
120,041469	0,00448591	-0,9367664	0,643387
120,041469	0,00424939	-0,9909817	0,680408
120,041469	0,00390784	-1,0438448	0,716349
120,041469	0,00339921	-1,095468	0,751106

120,041469	0,00251512	-1,1467715	0,784399
120,041469	0,00236744	-1,1952957	0,816884
109,114806	0,00452632	-0,5809203	0,483083
109,114806	0,00451011	-0,646009	0,537183
109,114806	0,00440058	-0,7083404	0,588938
109,114806	0,00419816	-0,7682308	0,638582
109,114806	0,00388298	-0,8259408	0,686277
109,114806	0,00340255	-0,8816873	0,732048
109,114806	0,00256371	-0,9356631	0,77532
109,114806	0,00232987	-0,9880253	0,817799
101,926173	0,00427636	-0,5834164	0,555914
101,926173	0,00407629	-0,6480502	0,617377
101,926173	0,0037389	-0,7097973	0,675932
101,926173	0,00319943	-0,7689816	0,731681
101,926173	0,00237614	-0,8261703	0,784437
124,361143	0,00446081	-0,6400538	0,409768
124,361143	0,00473814	-0,7035712	0,450463
124,361143	0,00485618	-0,7646584	0,489576
124,361143	0,00488112	-0,8237618	0,527389
124,361143	0,00485123	-0,8810747	0,564028
124,361143	0,00477626	-0,9367648	0,599596
124,361143	0,00465208	-0,9909807	0,634178
124,361143	0,00446745	-1,0438453	0,667833
124,361143	0,00420364	-1,0954674	0,700593
124,361143	0,00382664	-1,1459439	0,732436
124,361143	0,00325197	-1,1953863	0,763164
124,361143	0,00255044	-1,2437803	0,792345
113,041286	0,00456423	-0,5809181	0,450106
113,041286	0,0046346	-0,646002	0,500534
113,041286	0,00460808	-0,7083391	0,548795
113,041286	0,00450352	-0,7682324	0,595115
113,041286	0,00432015	-0,8259404	0,639671
113,041286	0,0040414	-0,8816882	0,682595
113,041286	0,00362831	-0,935664	0,723926
113,041286	0,00297083	-0,9879965	0,763387
113,041286	0,0024414	-1,0392382	0,801541
105,593971	0,00444637	-0,5834191	0,518003
105,593971	0,00434675	-0,6480522	0,575325
105,593971	0,00414316	-0,7097965	0,629996
105,593971	0,00381629	-0,7689844	0,682249
105,593971	0,00330774	-0,8259083	0,732163
105,593971	0,00241332	-0,8806502	0,778922
105,593971	0,00224628	-0,9337213	0,825059
128,680817	0,0041609	-0,6398069	0,382544
128,680817	0,00458187	-0,7033199	0,420561

128,680817	0,00484506	-0,7646605	0,457266
128,680817	0,00494648	-0,8237618	0,492602
128,680817	0,00496669	-0,8810722	0,526841
128,680817	0,00494628	-0,9367675	0,56009
128,680817	0,00489291	-0,9909783	0,592426
128,680817	0,00480202	-1,0438453	0,623926
128,680817	0,0046644	-1,0954693	0,654639
128,680817	0,00446677	-1,1459441	0,684598
128,680817	0,0041887	-1,1953564	0,713812
128,680817	0,00379224	-1,2437884	0,742229
128,680817	0,00317323	-1,2913016	0,769542
128,680817	0,00180149	-1,3378331	0,792213
116,967766	0,00468725	-0,6460074	0,467506
116,967766	0,00473745	-0,70834	0,512603
116,967766	0,00470729	-0,7682585	0,555917
116,967766	0,00461291	-0,8259397	0,597569
116,967766	0,00445267	-0,8816867	0,637763
116,967766	0,00421322	-0,9356631	0,676584
116,967766	0,00386644	-0,9880269	0,714076
116,967766	0,00334701	-1,0389218	0,750143
116,967766	0,0025067	-1,0888972	0,784353
116,967766	0,00237983	-1,1366709	0,818095
109,261769	0,00454952	-0,5834167	0,483823
109,261769	0,00453358	-0,6480484	0,537393
109,261769	0,00442629	-0,7097823	0,588506
109,261769	0,00422876	-0,7689816	0,637437
109,261769	0,00392279	-0,8258801	0,684326
109,261769	0,00345987	-0,8807305	0,729238
109,261769	0,00267389	-0,9336991	0,771689
109,261769	0,00238348	-0,9850674	0,813115
133,000491	0,00501474	-0,7035727	0,393768
133,000491	0,00493213	-0,7646606	0,427855
133,000491	0,00474451	-0,8237139	0,460738
133,000491	0,00433808	-0,8813651	0,492663
120,894245	0,00474018	-0,5806642	0,393269
120,894245	0,00443809	-0,6456889	0,437113
120,894245	0,00355981	-0,7081185	0,478677
112,929567	0,00462176	-0,7097953	0,55097
112,929567	0,00451494	-0,7689819	0,596823
112,929567	0,00433078	-0,8258825	0,64083
112,929567	0,00405302	-0,8807313	0,683129
112,929567	0,00364391	-0,9337206	0,723766
112,929567	0,00299405	-0,9850707	0,762526
112,929567	0,00245703	-1,034826	0,799559