



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y OPERACIÓN DE UN
TURBORREACTOR A PARTIR DE UN TURBOCOMPRESOR
RADIAL.**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A:

JULIO CÈSAR MOTHELET SALAS

DANIEL RUIZ ZARATE

RODOLFO MOISES SALINAS PLATA

ASESOR: ING. JOSE ANTONIO SÁNCHEZ GUTIÉRREZ

CUAUTITLÁN IZCALLI, EDO. DE MÉX.

2017



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

ÍNDICE

Objetivos.....	1
Justificación.....	1
Introducción.....	1

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN A LAS TURBOMÁQUINAS

1.1 Principios	
Básicos.....	2
1.2 Clasificación De Las	
Turbomáquinas.....	3

Capítulo 2

ANÁLISIS DE LAS TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS (TMT)

2.1 Ecuaciones Fundamentales De Las	
TMT.....	7
2.2 Ecuaciones De Euler	
(fluidos).....	7
2.3 Ecuación De Euler	
(Turbomáquinas).....	7
2.4 Forma Alternativa De La Ecuación De	
Euler.....	9

Capítulo 3

CICLOS TERMODINÁMICOS

3.1 Ciclo de	
Carnot.....	10
3.2 El Ciclo De Carnot De Cuatro	
Étapas.....	11
3.2.1 Trabajo Del	
Ciclo.....	12

3.2.2 Teoremas de Carnot.....	13
3.2.3 Rendimiento.....	14
3.2.4 Ciclo Real.....	16
3.3 Ciclo Brayton.....	16
3.3.1 Objetivo Del Ciclo Brayton Y Sus Aplicaciones.....	18

Capítulo 4

ANÁLISIS TEÓRICO DE LAS TURBINAS DE GAS

4.1 Turbinas De Gas.....	22
4.2 Aplicaciones.....	25
4.2.1 Turbosobrealimentador.....	25
4.2.2 La Producción De Energía Eléctrica.....	26

Capítulo 5

LA PROPULSIÓN A CHORRO Y LAS APLICACIONES AERONÁUTICAS DE LA TURBINA DE GAS.

5.1 Análisis Teórico de los Turborreactores.....	29
5.2 Clasificación de los Motores de Reacción y Características de los Diversos Tipos.....	33
5.3 Montajes De Ciclo Abierto En Uno Y En Dos Ejes.....	43

5.3.1 Ciclos	
Compuestos.....	46
5.3.2 Ciclos	
Cerrados.....	47
5.4 Procedimiento De Diseño De Las Turbinas De	
Gas.....	54

Capítulo 6

ANÁLISIS TEÓRICO DE LOS TURBOCOMPRESORES

6.1 El Turbocompresor Y Sus	
Clasificaciones.....	55
6.2 Rendimiento De Los TC Radiales Y	
Axiales.....	58
6.3 Bombeo De Los Tc Radiales Y	
Axiales.....	59
6.4 Número Específico De Revoluciones De Los TC Radiales Y	
Axiales.....	59
6.5 Descripción Del TC	
Centrífugo.....	60
6.6 Turboalimentación.....	62
6.7 La Construcción Del	
Turbocompresor.....	62
6.8 Funcionamiento Del	
Turbocompresor.....	63
6.9 Ecuaciones Fundamentales Del	
Turbocompresor.....	66
6.10 Objetivos Y Beneficios De Los	
Turbocargadores.....	71

Capítulo 7

SISTEMA DE COMBUSTIÓN

7.1 Quemadores.....	72
7.1.1 Clasificación De Los Quemadores.....	72
7.2 Combustión.....	75
7.2.1 Reacción de Combustión y Cálculos estequiométricos.....	75
7.3 Temperatura Adiabática De La Llama. Disociación.....	77
7.4 Control De La Combustión Y Controles De Seguridad.....	78
7.4.1 Control del caudal de combustible.....	78
7.4.2 Control del caudal de aire.....	79
7.5.4 Controles de seguridad.....	79

Capítulo 8

SISTEMAS DE LUBRICACIÓN

8.1 Lubricación.....	78
8.2 Sistemas Hidráulicos Para La Lubricación (Bombas).....	78

Capítulo 9

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN Y OPERACION DEL TURBORREACTOR A PARTIR DE UN TURBOCOMPRESOR RADIAL

9.1 Diseño Desensamble y Toma de Medidas de la Turbomaquina Térmica.....	83
9.1.1 Desensamble y Toma de Medidas del Turbocompresor y la Turbina de Gas.....	83
9.2 Cálculos Para El Diseño Del Turborreactor.....	87

9.2.1 Cálculos para la Combustión.....	87
9.2.2 Cálculos de los Triángulos de Velocidades para la Entrada y Salida del Tc.....	92
9.2.3 Cálculos de los Triángulos de Velocidades para la Entrada y Salida del TG.....	100
9.2.4 Memoria de Cálculo y Graficas en Excel.....	105
9.3 El Turborreactor y su Construcción.....	109
9.4 Planos de Construcción.....	109
9.4.1 Carcasa de Interconexión.....	115
9.4.2 Base y Soportería.....	120
9.4.3 El Contenedor de Aceite.....	125
9.4.4 Ensamble del Sistema De Lubricación, Enfriamiento y Admisión de Gas.....	127
9.4.5 Diseño y Construcción del Quemador.....	130
9.4.6 Diseño y Construcción del Panel de Control.....	135
9.4.7 Plano de Ensamble Final.....	136
9.5 Pruebas y Resultados.....	139
Conclusiones.....	156
Glosario y Algunas Definiciones fundamentales.....	158
Bibliografía.....	162

OBJETIVO

Efectuar la construcción y el diseño de un turborreactor a partir de un turbocompresor de flujo radial el cual tendrá operación en el laboratorio de ingeniería mecánica eléctrica (Lime 1) de la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán (FESC Campo 4), efectuando la construcción, instalación y puesta en marcha del sistema del turborreactor, el cual tendrá como características principales aprovechar los gases de combustión que son producidos por el quemador propuesto para este proyecto.

Uno de los objetivos principales es comprobar teórica y experimentalmente las ecuaciones básicas del turborreactor, el cual fue construido a partir de un turbocompresor radial.

JUSTIFICACIÓN

- Diseñar y construir un turborreactor a base de un turbocompresor radial para la realización de prácticas en el laboratorio de ingeniería mecánica eléctrica (Lime I).
- La tesis formará parte de una alternativa para incrementar el conocimiento a las generaciones futuras en el campo de las turbomáquinas térmicas (TMT) además de que será la primera máquina térmica desarrolla dentro de la Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán.

INTRODUCCIÓN

Las turbomáquinas se clasifican de varias formas. Existen las bombas centrifugas, los ventiladores y las turbinas hidráulicas como lo son las Kaplan, Francis y Peltón, en las cuales fluido a emplear es incompresible. Existen otras que son las turbomáquinas térmicas que se caracterizan por tener fluido compresible, estas son las que se estudiarán en esta tesis.

La definición de turbomáquina térmica es: Aquella máquina de fluido cuyo principio de funcionamiento es la ecuación de Euler, y cuyo estudio y diseño se hace teniendo en cuenta la variación del volumen específico del fluido a través de la máquina.

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN A LAS TURBOMÁQUINAS

1.1 Principios Básicos

Las turbomáquinas constituyen una clase especial dentro de las máquinas de fluido.

Máquinas de fluido son aquellas que absorben energía de un fluido y restituyen generalmente energía mecánica en el eje, como en una turbina de vapor, que acciona un generador; o energía propulsiva en el chorro, como en un turboreactor o un cohete; o bien absorben energía mecánica en el eje y restituyen energía a un fluido. Los motores diésel, los motores de explosión, las bombas de émbolo, los turbocompresores, etc., etc., son máquinas de fluido.

El fluido puede ser un líquido o un gas; el órgano intercambiador de energía mecánica y de fluido puede estar dotado de movimiento rotativo o movimiento alternativo: estos y otros factores pueden servir para clasificar las máquinas de fluido. Podemos lograr una clasificación binaria rigurosa, si atendemos al principio de funcionamiento.

Según el principio de funcionamiento las máquinas de fluido se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.

Las turbomáquinas se llaman también máquinas de corriente o máquinas dinámicas. En ellas el intercambio de energía es debido, a la variación del momento cinético del fluido en su paso por el órgano intercambiador de energía, dotado de movimiento rotativo, que se llama rodete. La ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas, basada en el teorema del momento cinético, es básica para el estudio de estas máquinas.

El segundo grupo de máquinas de fluido incluye no sólo las máquinas de émbolo o máquinas alternativas, sino todas aquellas, incluso rotativas (motor Wankel, bomba o motor de lóbulos o de engranajes), cuyo principio de funcionamiento es el principio de desplazamiento positivo. Según este principio, en las máquinas de desplazamiento positivo una cierta cantidad de fluido queda positivamente retenido durante su paso a través de la máquina, experimentando cambios de presión al variar el volumen del recipiente, y también por adición y sustracción de calor en las máquinas térmicas; pero sin que la variación del momento cinético del fluido juegue un papel esencial en la transformación de energía. Por eso estas máquinas se llaman también estáticas.

1.2 Clasificación De Las Turbomáquinas

1ra Atendiendo a la dirección de la transformación de la energía.

- a) Turbinas Motrices: Son las que transfieren la energía del fluido al rotor.
- b) Turbinas Generatrices: Como bombas, ventiladores, propelas, mezcladores, turbocompresores y etc.

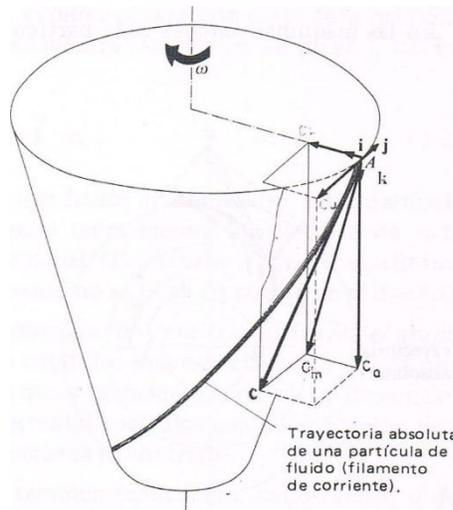


Imagen 1.1 Triédrico intrínseco de una turbomáquina diagonal cónica (superficie de corriente desarrollable en un plano). Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 3.

2da Atendiendo al tipo de fluido manejado.

- a) Hidráulicas: Flujo incompresible (densidad = cte.)
- b) Térmicas: Flujo compresible (densidad \neq cte.)

3ra Atendiendo a la dirección que toma el fluido dentro de la turbomáquina.

- a) Radiales: El fluido entra en dirección axial y sale en dirección radial o viceversa teniendo un cambio de dirección de la trayectoria del fluido.
- b) Radio – Axiales o de flujo mixto: En esta entra en dirección axial y sale con una dirección radio – axial o viceversa teniendo un cambio de dirección menor a los 90° .
- c) Axiales: El flujo de fluidos entra y sale en dirección paralela al eje de las turbomáquinas (Cambio de dirección 0°)

d) Tangenciales (Turbinas Pelton): El fluido entra y sale casi en dirección tangencial al rotor.

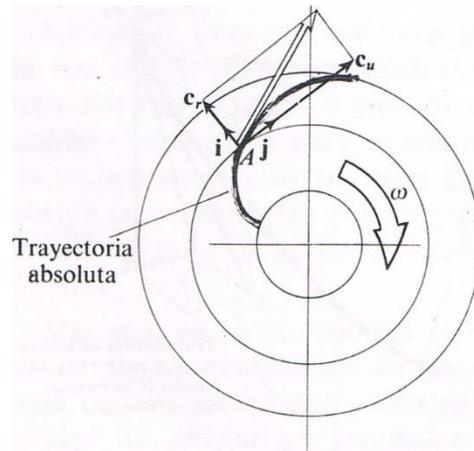


Imagen 1.2 Trayectoria absoluta de una partícula en el rodete de una turbomáquina radial, y componentes de la velocidad absoluta del fluido según el triedro intrínseco. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 4.

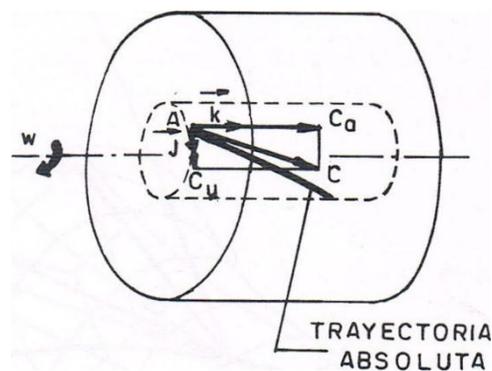


Imagen 1.3 Trayectoria absoluta de una partícula en el rodete de una turbomáquina axial, y componentes de la velocidad absoluta del fluido según el triedro intrínseco. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 5.

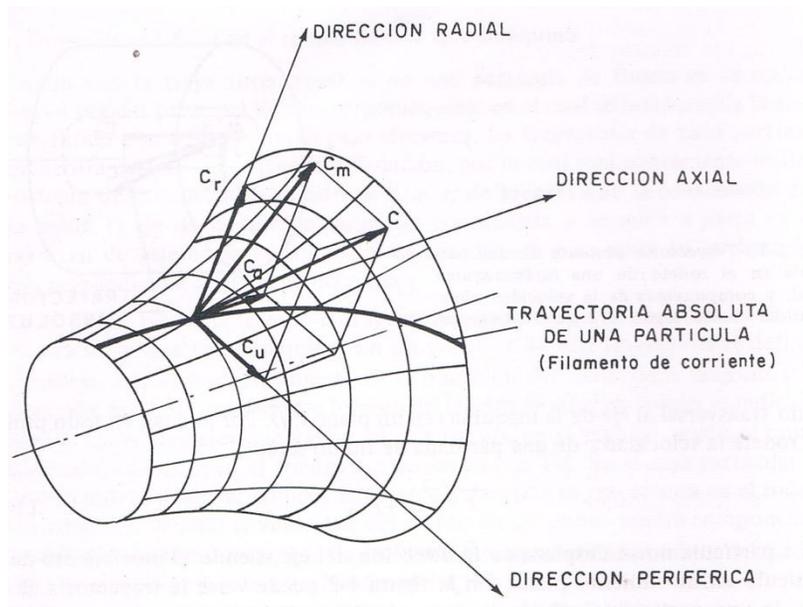


Imagen 1.4 Trayectoria absoluta de una partícula en el rodete de una turbomáquina diagonal y componentes de la velocidad absoluta del fluido según el triedro intrínseco. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 6.

4ta Atendiendo a la posición del eje de la máquina.

- a) Verticales
- b) Inclínados
- c) Horizontales

5ta Atendiendo al grado de reacción.

- a) Turbomáquinas de reacción ($G.R. \neq 0$)
- b) Turbomáquinas de acción o impulso ($G.R. = 0$)

6ta Atendiendo a la construcción del rotor (platos).

- a) Rotor de Canal cerrado
- b) Semi-abierto
- c) Abierto

7ma Atendiendo al número de rotores en serie y/o paralelo dentro de la turbomáquina tenemos.

- a) De un paso o etapa
- b) Multipaso o multietápas

8va Atendiendo a la forma de los álabes.

- a) Curvados hacia atrás ($\beta_2 < 90^\circ$)
- b) Radiales ($\beta_2 = 90^\circ$)
- c) Curvados hacia adelante ($\beta_2 > 90^\circ$)

Capítulo 2

ANÁLISIS DE LAS TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS (TMT)

2.1 Ecuaciones Fundamentales De Las TMT.

Ahora la definición de Turbomáquina es: Es aquella máquina de fluido cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas.

Por lo tanto a continuación se hace mención de las ecuaciones de Euler. También se hace mención de los Ciclos de Carnot (este utilizado para turbinas de vapor) y Brayton abierto (utilizado para turbinas de gas).

2.2 Ecuaciones De Euler (fluidos).

En dinámica de fluidos, las ecuaciones de Euler son las que describen el movimiento de un fluido compresible no viscoso. Su expresión corresponde a las ecuaciones de Navier-Stokes cuando las componentes disipativas son despreciables frente a las convectivas, esto nos lleva a las siguientes condiciones que se pueden deducir a través del análisis de magnitudes de Navier-Stokes:

$$\mathcal{R}_e = \frac{\rho_0 U_0 L_0}{\mu} \gg 1 \quad \mathcal{R}_e \gg 1$$

Aunque habitualmente se expresan en la forma mostrada aquí debido a que de este modo se enfatiza el hecho de que representan directamente la conservación de masa, momento y energía. Estas ecuaciones se llaman así en honor de Leonhard Euler quien las dedujo directamente de las leyes de Newton (para el caso no-relativista).

2.3 Ecuación De Euler (Turbomáquinas).

Se denomina ecuación de Euler a la ecuación fundamental que describe el comportamiento de una turbomáquina bajo la aproximación de flujo dimensional.

$$\dot{W} = \dot{m}(C_{1u}u_1 - C_{2u}u_2) ; \quad \frac{K_g}{s} \cdot \frac{m^2}{s^2} = \frac{K_g m}{s^2} \cdot \frac{m}{s} = \frac{Nm}{s}$$

Donde:

\dot{W} : Es la potencia trasegada por la máquina. Esta es obtenida ($\dot{W} > 0$) para una turbina y cedida ($\dot{W} < 0$) para una bomba.

\dot{m} : Es el caudal másico que atraviesa la máquina.

c : Es la velocidad absoluta del fluido. El subíndice u indica que se considera solo la velocidad tangencial. Los subíndices 1 y 2 indican entrada y salida respectivamente.

u : Es la velocidad del rodete. Se ve que $v = \omega R$.

Partiendo de la Ley de Newton para un sistema abierto podemos enunciar la conservación de momento cinético para un volumen fluido:

$$E = \frac{d(\dot{m}c)}{dt}$$

Donde:

E son las fuerzas en ese volumen, m la masa del mismo y c la velocidad de este.

Si integramos para el volumen encerrado en la turbomáquina, podemos obtener la resultante para toda ella:

$$\iiint_1^2 E = \iiint_1^2 \frac{d\dot{m}c}{dt} F = \dot{m} * (c_1 - c_2)$$

Pero dado que en una turbomáquina la transferencia de energía se produce a través del momento angular solo nos interesa la componente tangencial de c , C_u . Dicha componente produce un par:

$$\Gamma = \dot{m}(r_1 C_{1u} - r_2 C_{2u})$$

Donde:

R : Es la distancia con respecto al eje.

Finalmente, vemos que la potencia \dot{W} transferida es el par por la velocidad angular:

$$\dot{W} = \Gamma \omega = \dot{m} \omega (r_1 C_{1u} - r_2 C_{2u}) = \dot{m} (C_{1u} u_1 - C_{2u} u_2)$$

2.4 Forma Alternativa De La Ecuación De Euler.

Si se parte de los triángulos de velocidades se ve que por trigonometría:

$$W^2 = C^2 + U^2 - 2UC_u$$

Con ello:

$$U_1 C_{u1} = 1/2(C_1^2 + u_1^2 + \omega_1^2)$$

$$U_2 C_{u2} = 1/2(C_2^2 + u_2^2 + \omega_2^2)$$

Y se deduce que la ecuación de Euler se puede escribir también como:

$$\dot{W} = \frac{1\dot{m}}{2}((C_1^2 - C_2^2) + (u_1^2 - u_2^2) - (\omega_1^2 - \omega_2^2))$$

En esta formulación se pueden ver por separado las distintas contribuciones a la potencia transferida, obteniéndose recomendaciones para el diseño de turbomaquinaria:

- Para comunicar o extraer energía por unidad de masa del fluido interesa que u_1 y u_2 sean distintas. Esto ocurre con las turbomáquinas centrífugas, que logran unas mayores potencias específicas. Sin embargo, facilidades constructivas puede interesar una máquina axial que trasiegue mayores caudales sin este efecto adicional.
- Igualmente interesa siempre acelerar la velocidad absoluta del fluido (compresor) o desacelerarla (turbina) mientras que interesa desacelerar la velocidad relativa (compresor) o acelerarla (turbina).

Capítulo 3

CICLOS TERMODINAMICOS.

3.1 Ciclo de Carnot.

El ciclo de Carnot se produce cuando un equipo que trabaja absorbiendo una cantidad de calor Q_1 de la fuente de alta temperatura, cede un calor Q_2 a la de baja temperatura produciendo un trabajo sobre el exterior.

El rendimiento viene definido por:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Como se verá adelante, es mayor que cualquier máquina que funcione cíclicamente entre las mismas fuentes de temperatura. Una máquina térmica que realiza este ciclo se denomina máquina de Carnot.

Como todos los procesos que tienen lugar en el ciclo ideal son reversibles, el ciclo puede invertirse. Entonces la máquina absorbe calor de la fuente fría y cede calor a la fuente caliente, teniendo que suministrar trabajo a la máquina. Si el objetivo de esta máquina es extraer calor de la fuente fría se denomina máquina frigorífica, y si es ceder calor a la fuente caliente, bomba de calor.

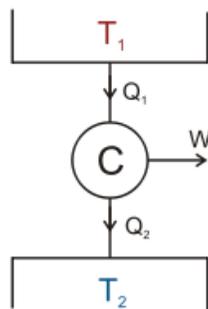


Imagen 3.1 Esquema de una máquina de Carnot. La máquina absorbe calor desde la fuente caliente T_1 y cede calor a la fría T_2 produciendo trabajo.

3.2 El Ciclo De Carnot De Cuatro Etapas.

El ciclo de Carnot consta de cuatro etapas: dos procesos isoterms y dos adiabáticos. Las aplicaciones del Primer principio de la termodinámica están escritos acorde con el Criterio de signos termodinámico.

Expansión isoterma: (proceso $1 \rightarrow 2$) Se parte de una situación en que el gas se encuentra al mínimo volumen del ciclo y a temperatura T_1 de la fuente caliente. En este estado se transfiere calor al cilindro desde la fuente de temperatura T_1 , haciendo que el gas se expanda. Al expandirse, el gas tiende a enfriarse, pero absorbe calor de T_1 y mantiene su temperatura constante. Al tratarse de un gas ideal, al no cambiar la temperatura tampoco lo hace su energía interna, y despreciando los cambios en la energía potencial y la cinética, a partir de la 1ª ley de la termodinámica vemos que todo el calor transferido es convertido en trabajo:

$$Q_{12} > 0; U_{12} = 0 \Rightarrow 0 = U_{12} = Q_{12} - W_{12} \Rightarrow W_{12} = Q_{12} \Rightarrow W_{12} > 0$$

Desde el punto de vista de la entropía, ésta aumenta en este proceso: por definición, una variación de entropía viene dada por el cociente entre el calor transferido y la temperatura de la fuente en un proceso reversible: $dS = \frac{\delta Q}{T} \Big|_{\text{rev}}$. Como el proceso es efectivamente reversible, la entropía aumentará $S_{12} = \frac{Q_{12}}{T_1} > 0$.

Expansión adiabática: ($2 \rightarrow 3$) La expansión isoterma termina en un punto tal que el resto de la expansión pueda realizarse sin intercambio de calor. A partir de aquí el sistema se aísla térmicamente, con lo que no hay transferencia de calor con el exterior. Esta expansión adiabática hace que el gas se enfríe hasta alcanzar exactamente la temperatura T_2 en el momento en que el gas alcanza su volumen máximo. Al enfriarse disminuye su energía interna, con lo que utilizando un razonamiento análogo al anterior proceso:

$$Q_{23} = 0; U_{23} < 0 \Rightarrow U_{23} = -W_{23} \Rightarrow W_{23} > 0$$

Esta vez, al no haber transferencia de calor, la entropía se mantiene constante: $S_{23} = 0$

Compresión isoterma: ($3 \rightarrow 4$) Se pone en contacto con el sistema la fuente de calor de temperatura T_2 y el gas comienza a comprimirse, pero no aumenta su temperatura porque va

cediendo calor a la fuente fría. Al no cambiar la temperatura tampoco lo hace la energía interna, y la cesión de calor implica que hay que hacer un trabajo sobre el sistema:

$$Q_{34} < 0; U_{34} = 0 \Rightarrow 0 = U_{34} = Q_{34} - W_{34} \Rightarrow W_{34} = Q_{34} \Rightarrow W_{34} < 0$$

Al ser el calor negativo, la entropía disminuye: $S_{34} = \frac{Q_{34}}{T_2} < 0$

Compresión adiabática: (4 → 1) Aislado térmicamente, el sistema evoluciona comprimiéndose y aumentando su temperatura hasta el estado inicial. La energía interna aumenta y el calor es nulo, habiendo que comunicar un trabajo al sistema:

$$Q_{41} = 0; U_{41} > 0 \Rightarrow U_{41} = -W_{41} \Rightarrow W_{41} < 0$$

Al ser un proceso adiabático, no hay transferencia de calor, por lo tanto la entropía no varía: $S_{41} = 0$.

3.2.1 Trabajo Del Ciclo.

Por convención de signos, un signo negativo significa lo contrario. Es decir, un trabajo negativo significa que el trabajo es realizado sobre el sistema.

Con este convenio de signos el trabajo obtenido deberá ser, por lo tanto, negativo. Tal como está definido, y despreciando los cambios en energía mecánica, a partir de la primera ley:

$$dU = \delta Q - \delta W \Rightarrow \delta W = \delta Q - dU \Rightarrow W = \oint \delta Q - dU$$

Como dU (diferencial de la energía interna) es una diferencial exacta, el valor de U es el mismo al inicio y al final del ciclo, y es independiente del camino, por lo tanto la integral de dU vale cero, con lo que queda:

$$W = \oint \delta Q = \int_1^2 T_1 dS + \int_3^4 T_2 dS = T_1(S_B - S_A) + T_2(S_A - S_B) = (T_1 - T_2)(S_B - S_A) > 0$$

Por lo tanto, en el ciclo el sistema ha realizado un trabajo sobre el exterior.

3.2.2 Teoremas de Carnot

1. *“No puede existir una máquina térmica que funcionando entre dos fuentes térmicas dadas tenga mayor rendimiento que una de Carnot que funcione entre esas mismas fuentes térmicas.”*

Para demostrarlo supondremos que no se cumple el teorema, y se verá que el no cumplimiento transgrede el segundo principio de la termodinámica. Tenemos pues dos máquinas, una llamada X y otra, de Carnot, R, operando entre las mismas fuentes térmicas y absorbiendo el mismo calor de la caliente. Como suponemos que $\eta_x > \eta_R$, y por definición:

$$\eta_x = \frac{W_x}{Q_1}; \eta_R = \frac{W_R}{Q_1} \Rightarrow W_x > W_R, Q_{2x} < Q_{2R}$$

Donde; W y Q_2 denotan el trabajo producido y el calor cedido a la fuente fría respectivamente, y los subíndices la máquina a la que se refiere.

Como R es reversible, se le puede hacer funcionar como máquina frigorífica. Como $W_x > W_R$, la máquina X puede suministrar a R el trabajo W_R que necesita para funcionar como máquina frigorífica, y X producirá un trabajo neto $W_x - W_R$. Al funcionar en sentido inverso, R está absorbiendo calor Q_{2R} de la fuente fría y está cediendo calor Q_1 a la caliente.

El sistema formado por las dos máquinas funciona cíclicamente realizando un trabajo $W_x - W_R$ e intercambiando un calor $Q_{2x} - Q_{2R}$ con una única fuente térmica, lo cual va en contra del segundo principio de la termodinámica. Por lo tanto:

$$\eta_x \leq \eta_R$$

2. *“Dos máquinas reversibles operando entre las mismas fuentes térmicas tienen el mismo rendimiento.”*

Igual que antes, suponemos que no se cumple el teorema y veremos que se violará el segundo principio. Sean R_1 y R_2 dos máquinas reversibles, operando entre las mismas fuentes térmicas y absorbiendo el mismo calor de la fuente, con distintos rendimientos.

Si es R_1 la de menor rendimiento, entonces $W_{R1} < W_{R2}$.

Invirtiendo R_1 , la máquina R_2 puede suministrarle el trabajo W_{R1} para que trabaje como máquina frigorífica, y R_2 producirá un trabajo $W_{R2} - W_{R1}$.

El sistema formado por las dos máquinas funciona cíclicamente realizando un trabajo $W_{R2} - W_{R1}$ e intercambiando un calor $Q_{2R2} - Q_{2R1}$ con una única fuente térmica, lo cual va en contra de la segunda ley. Por lo tanto:

$$\eta_{R1} = \eta_{R2}$$

3.2.3 Rendimiento.

A partir del segundo teorema de Carnot se puede decir que, como dos máquinas reversibles tienen el mismo rendimiento, éste será independiente de la sustancia de trabajo de las máquinas, las propiedades o la forma en la que se realice el ciclo. Tan solo dependerá de las temperaturas de las fuentes entre las que trabaje. Si tenemos una máquina que trabaja entre fuentes a temperatura T_1 y T_2 , el rendimiento será una función de las dos como variables:

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = \phi(T_1, T_2) \Rightarrow \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{1}{1 - \phi(T_1, T_2)} = f(T_1, T_2)$$

Por lo tanto, el cociente entre los calores transferidos es función de las temperaturas de las fuentes. Nótese que como, por la segunda ley de la termodinámica, el rendimiento nunca puede ser igual a la unidad, la función f está siempre definida.

Consideremos ahora tres máquinas que trabajan entre fuentes a temperaturas tales que $T_1 > T_3 > T_2$. La primera máquina trabaja entre las fuentes 1 y 2, la segunda entre 1 y 3, y la tercera entre 3 y 2, de modo que desde cada fuente se intercambia el mismo calor con las máquinas que actúan sobre ella. Es decir, tanto la primera máquina como la segunda absorben un calor Q_1 , la segunda y la tercera ceden y absorben Q_2 respectivamente y la primera y la tercera ceden Q_3 . De la ecuación anterior podemos poner, aplicada a cada máquina:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = f(T_1, T_2); \frac{Q_1}{Q_3} = f(T_1, T_3); = f(T_3, T_2)$$

Aplicando relaciones matemáticas:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{Q_1}{Q_3} \frac{Q_3}{Q_2} \Rightarrow f(T_1, T_2) = f(T_1, T_3) f(T_3, T_2)$$

Como el primer miembro es función solamente de T_1 y T_2 , también lo será el segundo miembro, independientemente de T_3 . Para que eso se cumpla f debe ser de la forma:

$$f(T_i, T_j) = \frac{\phi(T_i)}{\phi(T_j)} \Rightarrow \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\phi(T_1)}{\phi(T_2)}$$

De las distintas funciones que satisfacen esa condición, la más sencilla es la propuesta por Kelvin, $\phi(T) = T$, con lo que el cociente entre calores queda:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Y trasladando este cociente a la definición de rendimiento:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Otra forma de llegar a este resultado es por medio de la entropía, definida como $dS = \frac{\delta Q}{T} \Big|_{\text{rev.}}$

De ahí se puede sacar los calores transferidos en los procesos $1 \rightarrow 2$ y $3 \rightarrow 4$:

$$\delta Q = T dS \Rightarrow Q = \int T dS$$

$$Q_1 = \int_1^2 T_1 dS = T_1(S_B - S_A)$$

$$Q_2 = \int_3^4 T_2 dS = T_2(S_A - S_B) = -T_2(S_B - S_A)$$

Como puede observarse, el calor transferido con la primera fuente es positivo y con la segunda negativo, por el convenio de signos adoptado.

Teniendo en cuenta que para calcular el rendimiento de un ciclo se utilizan los valores absolutos de los trabajos y calores,

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_2 (S_B - S_A)}{T_1 (S_B - S_A)} = \frac{T_2}{T_1}$$

Tenemos finalmente el resultado querido:

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

3.2.4 Ciclo Real.

Todos los procesos reales tienen alguna irreversibilidad, ya sea mecánica por rozamiento, térmica o de otro tipo.

Sin embargo, las irreversibilidades se pueden reducir, pudiéndose considerar reversible un proceso cuasiestático y sin efectos disipativos.

Los efectos disipativos se reducen minimizando el rozamiento entre las distintas partes del sistema y los gradientes de temperatura; el proceso es cuasiestático si la desviación del equilibrio termodinámico es a lo sumo infinitesimal, esto es, si el tiempo característico del proceso es mucho mayor que el tiempo de relajación (el tiempo que transcurre entre que se altera el equilibrio hasta que se recupera).

Por ejemplo, si la velocidad con la que se desplaza un émbolo es pequeña comparada con la del sonido del gas, se puede considerar que las propiedades son uniformes espacialmente, ya que el tiempo de relajación mecánico es del orden de $V^{1/3}/a$ (donde V es el volumen del cilindro y a la velocidad del sonido), tiempo de propagación de las ondas de presión, mucho más pequeño que el tiempo característico del proceso, $V^{1/3}/w$ (donde w es la velocidad del émbolo), y se pueden despreciar las irreversibilidades.

Si se hace que los procesos adiabáticos del ciclo sean lentos para minimizar las irreversibilidades se hace imposible frenar la transferencia de calor. Como las paredes reales del sistema no pueden ser completamente adiabáticas, el aislamiento térmico es imposible, sobre todo si el tiempo característico del proceso es largo. Además, en los procesos isotermos del ciclo existen irreversibilidades inherentes a la transferencia de calor. Por lo tanto, es imposible conseguir un ciclo real libre de irreversibilidades, y por el primer teorema de Carnot la eficiencia será menor que un ciclo ideal.

3.3 Ciclo Brayton.

La mayor parte de los dispositivos que producen potencia operan en ciclos, y el estudio de los ciclos de potencia es una parte interesante e importante de la termodinámica, y precisamente en este escrito trataremos la base para los motores de turbina de gas el Ciclo Brayton.

Los ciclos que se efectúan en dispositivos reales son difíciles de examinar porque hay demasiadas variaciones y detalles que se tienen que tomar en cuenta al mismo tiempo y se complica demasiado el entorno. Para facilitar el estudio de los ciclos se optó por crear el llamado ciclo ideal, en el cual se eliminan todas esas complicaciones que no permiten un análisis eficaz, por lo tanto se llega a alejar de la realidad pero en una manera moderada. En el siguiente esquema se puede llegar a apreciar una aproximación entre un ciclo ideal y uno real. Se puede notar que difieren pero se encuentran aproximadamente en el mismo rango.

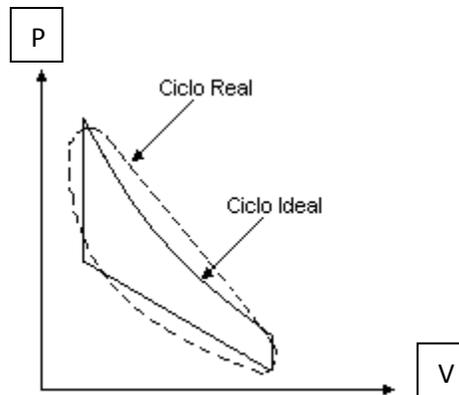


Imagen 3.2 Comparación entre el ciclo real y el ideal.

Los ciclos ideales son internamente reversibles pero, a diferencia del ciclo de Carnot, no es necesario que sean externamente reversibles. Es decir, pueden incluir irreversibilidades externas al sistema como la transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura finita. Entonces, la eficiencia térmica de un ciclo ideal, por lo general, es menor que la de un ciclo totalmente reversible que opere entre los mismos límites de temperatura. Sin embargo, aún es considerablemente más alta que la eficiencia térmica de un ciclo real debido a las idealizaciones empleadas.

Las idealizaciones y simplificaciones empleadas en los análisis de los ciclos de potencia, por lo común pueden resumirse del modo siguiente:

- a) El ciclo no implica ninguna fricción. Por lo tanto el fluido de trabajo no experimenta ninguna reducción de presión cuando fluye en tuberías o dispositivos como los intercambiadores de calor.
- b) Todos los procesos de compresión y expansión se dan en el modo de cuasiequilibrio.
- c) Las tuberías que conectan a los diferentes componentes de un sistema están muy bien aisladas y la transferencia de calor por ellas es despreciable.

Los diagramas de propiedades P-v y T-s han servido como auxiliares valiosos en el análisis de procesos termodinámicos. Tanto en los diagramas P-v como en los T-s, el área encerrada en las curvas del proceso de un ciclo representa el trabajo neto producido durante el ciclo, lo cual es equivalente a la transferencia de calor neta en ese ciclo.

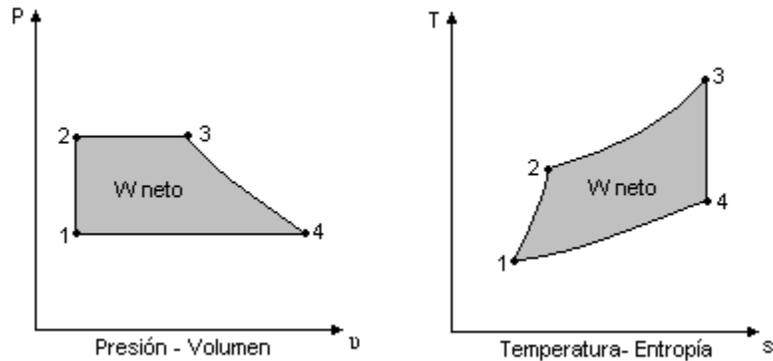


Imagen 3.3 Diagramas P-v y T-s del trabajo neto del ciclo.

El ciclo Brayton también llamado de Joule fue propuesto por primera vez por George Brayton, se desarrolló originalmente empleando una máquina de pistones con inyección de combustible, pero ahora es común realizarlo en turbinas con ciclos abiertos o cerrados. La máquina de ciclo abierto puede emplearse tanto con combustión interna como con transferencia de calor externa, en tanto que la máquina con ciclo cerrado tiene una fuente de energía externa.

3.3.1 Objetivo Del Ciclo Brayton Y Sus Aplicaciones.

El objetivo del ciclo Brayton de turbina de gas es convertir energía en forma de calor en trabajo, por lo cual su rendimiento se expresa en términos de eficiencia térmica.

Las dos principales áreas de aplicación de la turbinas de gas son la propulsión de aviones y la generación de energía eléctrica. Cuando se emplean en propulsión de aviones, la turbina de gas produce la potencia suficiente para accionar el compresor y a un pequeño generador que alimenta el equipo auxiliar. Los gases de escape de alta velocidad son los responsables de producir el empuje necesario para accionar la aeronave. Las turbinas de gas también se utilizan como centrales estacionarias que producen energía eléctrica. Ésta se genera mediante centrales eléctricas de vapor. Las centrales eléctricas de turbina de gas son empleadas por la industria de generación eléctrica en emergencias y durante períodos cortos gracias a su bajo costo y rápido tiempo de respuesta. Las turbinas de gas también se utilizan con las centrales eléctricas de vapor en el lado de alta temperatura, formando un ciclo dual. En estas plantas, los gases de escape de las turbinas de gas sirven como la fuente de calor para el vapor. El ciclo de turbina de gas

también puede ejecutarse como un ciclo cerrado para ser utilizado en centrales nucleoelectricas. Esta vez el fluido de trabajo no se limita al aire., y puede emplearse un gas con características más convenientes (como el helio).

La mayor parte de las flotas navales del mundo occidental ya utilizan motores de turbinas de gas para propulsión y para la regeneración de energía eléctrica. Comparadas con la turbina de vapor y los sistemas de propulsión diésel, la turbina de gas ofrece mayor potencia para un tamaño y peso determinados, alta confiabilidad, larga vida y operación más conveniente. El tiempo de arranque de la máquina ha sido reducido de las 4 horas requeridas de un sistema de propulsión típico a menos de 2 minutos para una turbina de gas. Muchos sistemas de propulsión marina modernos, utilizan turbinas de gas junto a motores diésel, debido al alto consumo de combustible de los motores de turbina de gas de ciclo simple. En sistemas combinados, el quipo diésel se utiliza para dar de manera eficiente baja potencia y operación de crucero, y la turbina de gas se utiliza cuando se necesitan altas velocidades.

A continuación se muestra el ciclo Brayton en su modalidad de ciclo abierto

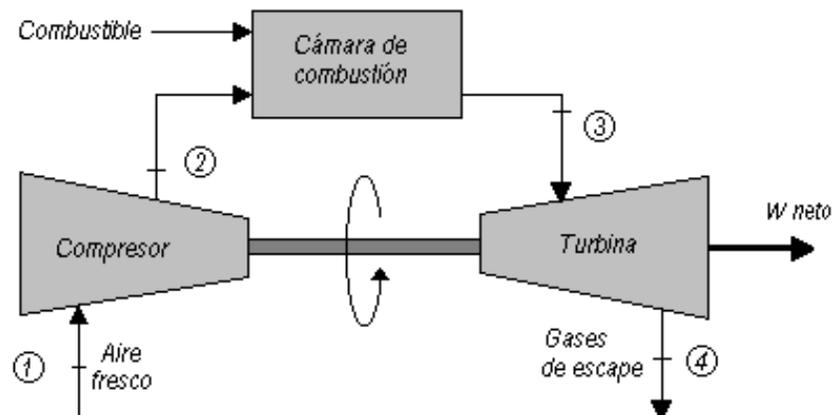


Imagen 3.4 Motor de turbina de gas en ciclo abierto

El funcionamiento de este se explica a continuación:

Las turbinas de gas usualmente operan en un ciclo abierto, como muestra la figura 3.4. Aire fresco en condiciones ambiente se introduce dentro del compresor donde su temperatura y presión se eleva. El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión donde el combustible se quema a presión constante. Luego los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, de tal forma que producen

potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia fuera (no se recirculan), lo que provoca que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.

El ciclo de turbina de gas abierto recién escrito para modelarse como un ciclo cerrado, del modo que se muestra en la figura siguiente, mediante las suposiciones de aire estándar.

En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por un proceso de adición de calor a presión constante de una fuente externa, y el proceso de escape se reemplaza por uno de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente.

El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo cerrado es el ciclo Brayton, que está integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

1-2 compresión isentrópica (en un compresor)

2-3 Adición de calor a P =constante

3-4 Expansión isentrópica (en una turbina)

4-1 Rechazo de calor a P =constante

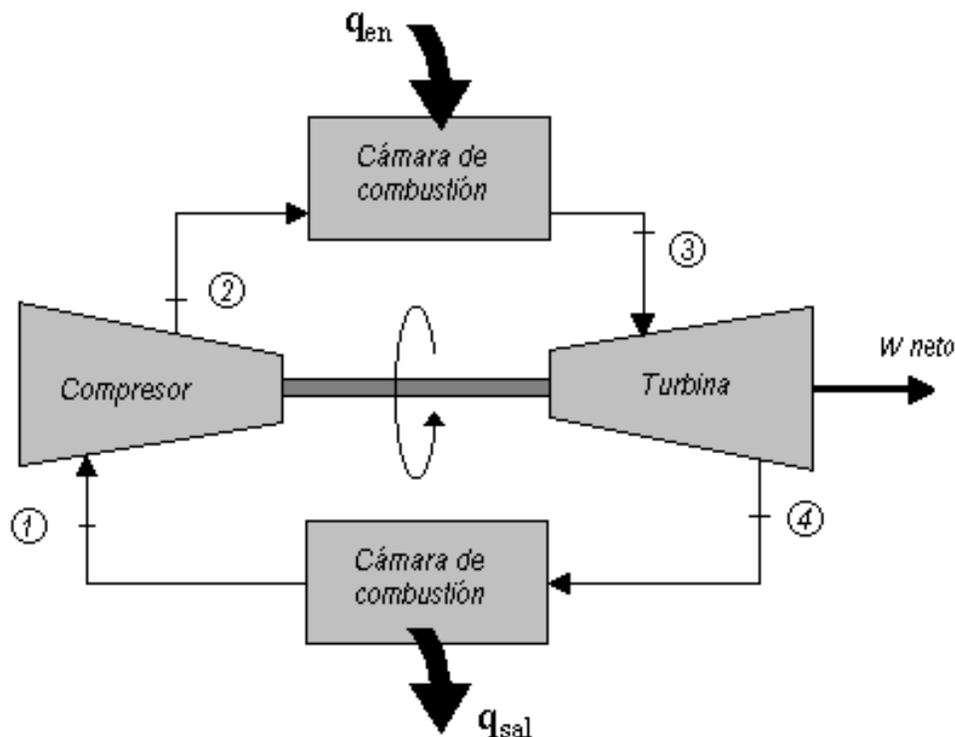


Imagen 3.5 Motor de turbina de gas de ciclo cerrado.

El fluido de trabajo en ciclo cerrado entra al intercambiador de calor de temperatura elevada en el estado 1, donde se le agrega energía a un proceso de presión constante, hasta que alcanza la temperatura elevada del estado 2. Entonces, el fluido entra a la turbina y tiene lugar una expansión isentrópica, produciendo cierta potencia. El fluido sale de la turbina al estado 3 y pasa a ser enfriado, en un proceso a presión constante, en el intercambiador de calor de temperatura baja, de donde sale al estado 4, listo para entrar al compresor. Ahí el fluido es comprimido isentrópicamente al estado 1 y el ciclo se repite.

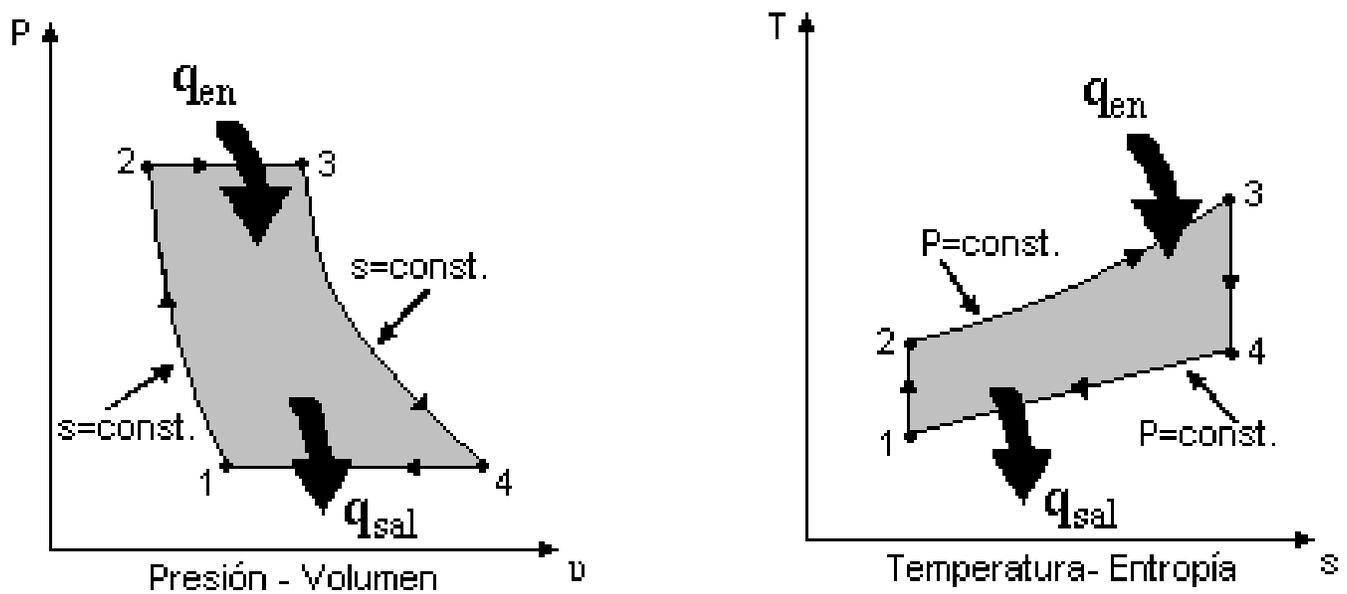


Imagen 3.6 Diagramas P-v y T-s

En estos diagramas se pueden observar los procesos y estados descritos en el ciclo Brayton.

Capítulo 4

ANÁLISIS TEÓRICO DE LAS TURBINAS DE GAS

4.1 Turbinas De Gas

Con este nombre se designa un motor que ha experimentado un progreso espectacular en los últimos decenios desde poco antes del comienzo de la segunda guerra mundial. La turbina de gas en su esquema más sencillo (ciclo abierto simple), que se representa en la imagen 4.1, consta de un compresor, una cámara de combustión y de la turbina de gas propiamente.

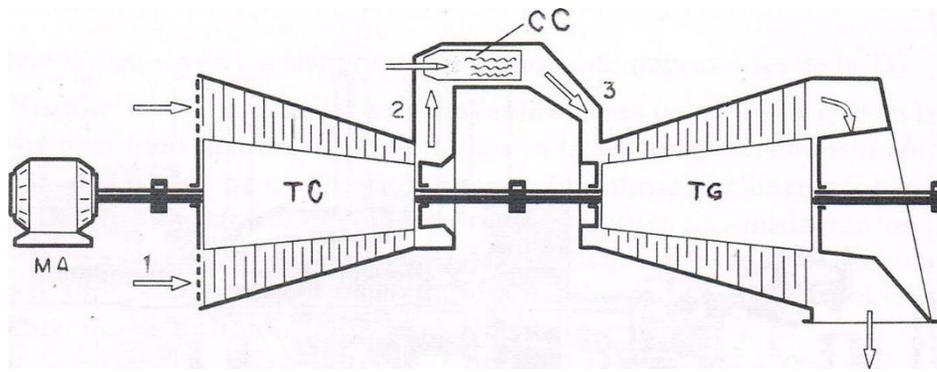


Imagen 4.1 Esquema de TG que funciona según ciclo abierto sencillo: MA motor de arranque; TC compresor; CC cámara de combustión; TG turbina; A acoplamiento para máquina receptora. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 15.

El esquema de la imagen 4.1 funciona así: entra aire de la atmósfera al compresor TC, el cual es accionado por la unidad-TG. El aire comprimido entra en la cámara de combustión CC, donde se inyecta y quema combustible, elevándose la temperatura del aire, a presión aproximadamente constante. A continuación el aire mezclado con los productos de combustión, a alta presión y temperatura, entra en la unidad TG que desarrolla la potencia necesaria para el accionamiento del compresor y la potencia neta adicional en el eje, al cual puede acoplarse un alternador o cualquier otra máquina receptora (bomba, compresor, etc.). Este circuito sencillo se emplea en los turborreactores de los aviones de reacción, pero en ellos la potencia en el eje de la unidad TG es igual a la potencia de accionamiento del TC, y la potencia útil es la potencia propulsiva desarrollada por el chorro.

Además del ciclo abierto sencillo existen multitud de ciclos y esquemas de realización mucho más complejos en que se combinan variedad de elementos: uno o varios compresores, una o varias turbinas, intercambiadores de calor diversos, etc., análogamente a como se combinan los transistores, resistencias, condensadores, etc., de múltiples maneras en los circuitos electrónicos. Los primeros motores-TG de combustión discontinua o continua, proyectados en Francia y Alemania en el primer cuarto de este siglo, presentaban rendimientos muy pobres, a veces no superior al 3 por ciento, y siempre inferior al 15 por ciento. El rendimiento bajo ha sido el obstáculo principal que ha encontrado la TG para competir con el motor Diésel, la TV y otros motores térmicos. Gracias, sin embargo, a la investigación realizada y que continúa en marcha, el rendimiento ha mejorado notablemente y se abren nuevos campos de aplicación a la TG, que aprovechan sus innegables ventajas.

El resultado de estas investigaciones ha sido pues, en primer lugar una elevación drástica del rendimiento lograda principalmente por dos procedimientos: mejora del rendimiento del compresor y elevación de la temperatura de entrada en la turbina, conseguida esta última gracias a la investigación metalúrgica de materiales para altas temperaturas. Actualmente la temperatura de entrada del gas en la turbina es superior en muchos casos a los 1000 °C, La mejora del rendimiento se ha logrado también empleando ciclos diversos. Finalmente se están ensayando con éxito TG que funcionan en circuito cerrado con combustible sólido (polvo de carbón, de hulla, lignito, etc.), lo cual ciertamente no mejoraría el rendimiento, pero sí la economía del motor.

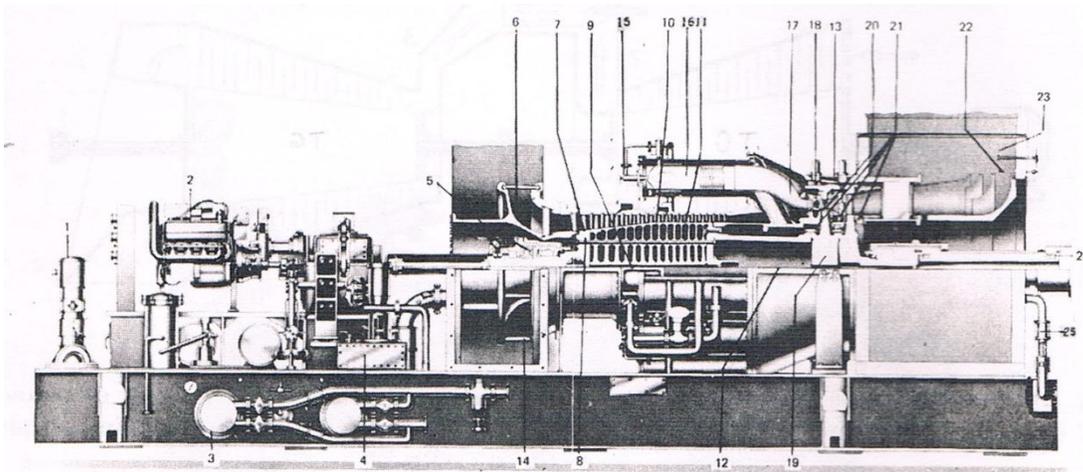


Imagen 4.2 TG de la serie 5000 construida en colaboración de la firma Hitachi, Japón y la General Electric, USA. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 16.

Funciona según el ciclo sencillo no regenerativo de un solo eje. Los grupos de esta serie se construyen para potencias hasta 17000 kW con rendimiento de 27,8 por ciento:

1. Bomba y motor de aceite de lubricación.
2. Motor de arranque.
3. Refrigerador de aceite.
4. Órganos auxiliares montados en bancada.
5. Cojinetes de apoyo y empuje.
6. Carcasa con la admisión radial.
7. Alabes del compresor.
8. Compresor axial.
9. Rodete del compresor.
10. Juego anular.
11. Bulón que atraviesa el compresor.
12. Carcasa seccionada horizontalmente.
13. Refrigeración de la carcasa de la turbina.
14. Conducto de la admisión de aire.
15. Inyector de combustible.
16. Cámaras de combustión de contraflujo.
17. Pieza de transición.
18. Tobera del primer escalonamiento (refrigerada por aire).
19. Turbina de acción de dos escalonamientos.
20. Alabe del primer escalonamiento (refrigerado por aire).
21. Refrigeración del rodete.
22. Medidor de temperatura.
23. Conducto de escape.
24. Acoplamiento de la carga.
25. Tubería del deflector de aceite.

La investigación continúa porque subsisten los mismos problemas que hace años (aunque algunos se encuentran ya parcialmente resueltos) tales como la corrosión y depósitos de cenizas, que junto con la resistencia, imponen un límite en la elección de elevadas temperaturas. Hoy día las temperaturas de 850 a 900 °C sin utilizar procedimientos muy elaborados de refrigeración, son dominables.

En la actualidad se estiman como combustibles ideales para las TG, el gas natural y los combustibles ligeros; y no ideales los que contienen una cantidad relativamente grande de azufre. En particular el gas natural está prácticamente exento de depósitos, lo que permite mayor elevación de la temperatura, y consiguientemente mayor rendimiento. En cambio con aceites pesados de gran contenido de azufre y cenizas no es posible elevar la temperatura por encima de los 650° C, para evitar la corrosión por SO_3 y O_2 .

Algunos de los campos de aplicación más importantes de la TG son:

4.2 Aplicaciones

4.2.1 Turbosobrealimentador

Históricamente una de las primeras aplicaciones de las TG, y que en la actualidad ha adquirido aun mayor importancia es la del turbosobrealimentador de los motores alternativos de combustión interna. El turbosobrealimentador es una TG sin cámara de combustión ni compresor propio, que es accionada por los gases de escape del motor de explosión o Diésel. La potencia útil de la TG se emplea en accionar un compresor que eleva la presión del aire que entra en el motor. De ahí el nombre de turbosobrealimentador con que se le conoce.

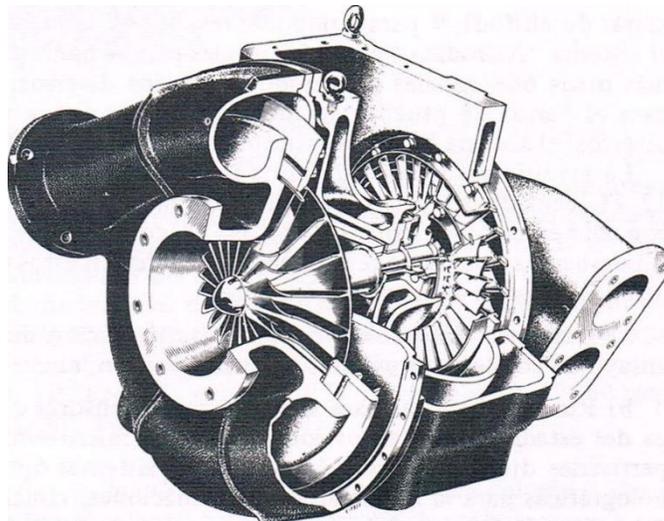


Imagen 4.3 Turbosobrealimentador Hispano- Suiza H-S 400. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 17.

La imagen 4.3 corresponde al turbosobrealimentador H-S 400 construido por la Hispano-Suiza, que en sección longitudinal puede verse en la imagen 4.4, y que se adapta en diferentes tamaños a motores Diésel rápidos de unos 500 a 1850 kW. El compresor centrífugo es de aleación de aluminio y la turbina axial tiene álabes de acero refractario.

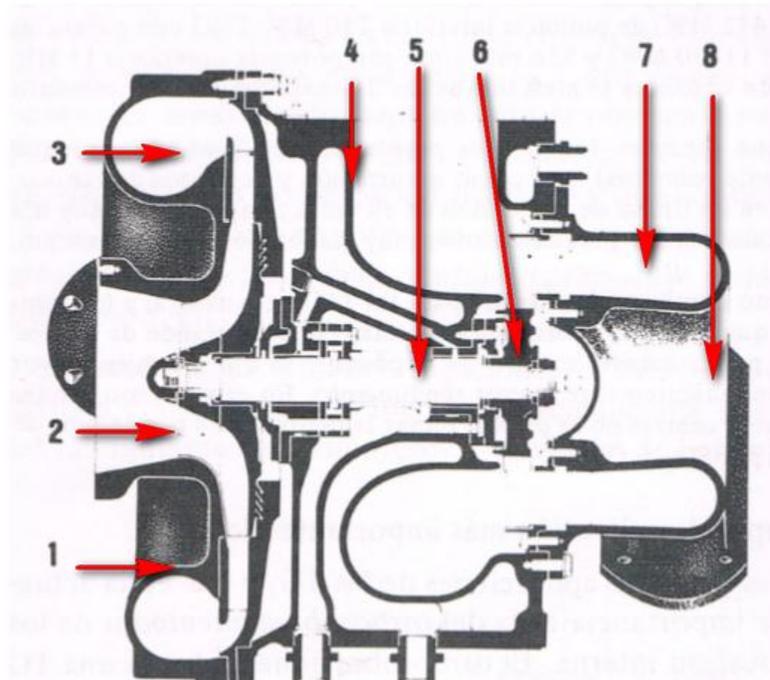


Imagen 4.4 Corte longitudinal del turbosobrealimentador Hispano-Suiza H-S 400.

Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 18.

1. Carcasa del compresor.
2. Rodete del compresor.
3. Difusor.
4. Carcasa principal.
5. Eje.
6. Turbina.
7. Distribuidor.
8. Admisión de gases.

Fue desde el principio y seguirá siendo la aplicación más importante de las TG.

4.2.2 La Producción De Energía Eléctrica.

Las TG como unidades de base son económicamente inferiores a las TV y a los motores Diésel. Sin embargo, como unidades de punta y grupos de emergencia, se emplean cada día más y más y con potencias unitarias cada vez mayores. En efecto, las TG ofrece estas ventajas: potencia

elevada por unidad de peso o de volumen; exigencia mínima de agua de refrigeración; posibilidad de utilizar combustible más barato que el empleado por los motores Diésel; gasto de mantenimiento y revisión reducidos; consumo ínfimo de lubricante y tiempo de puesta en marcha mínimo (de 2 a 10 s. de la TG parada a plena carga).

La TG tiene además menor coste por kW que la TV; aunque el rendimiento es menor, y por tanto el gasto de combustible por hora de funcionamiento mayor. Si el número de horas de funcionamiento previsto no excede de un cierto límite la TG constituye la solución más económica. Para estos grupos de emergencia se utiliza la TG de ciclo sencillo no regenerativo, y modernamente los grupos formados con turborreactores de aviación convencionales como generadores de gas y una TG libre como suministradora de potencia. El coste por kW de los grupos de TG es en la actualidad el más bajo de todas las máquinas térmicas (el precio de las TV por kW viene a ser un 1,5 veces más elevado). Suponiendo iguales los costes de servicio, un rendimiento en la TC del orden del 33 por ciento y en la TG del 24 al 30 por ciento, y teniendo en cuenta el precio del combustible, es fácil calcular el número máximo de horas para el cual los grupos de TG resultarán más económicos en cada caso.

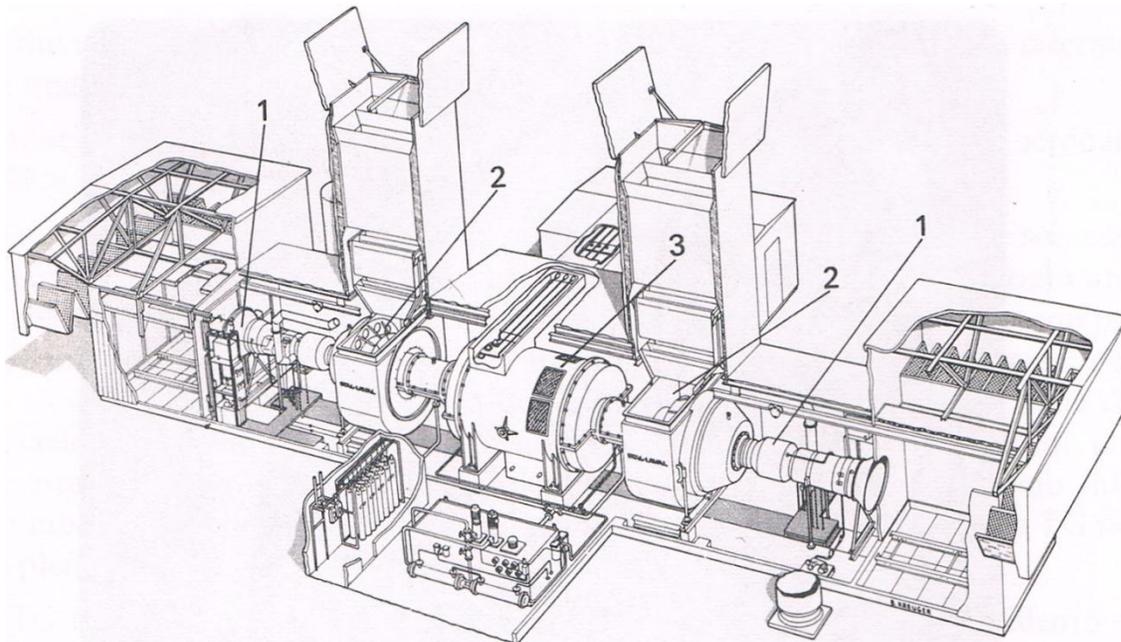


Imagen 4.5 Central térmica de TG “Power Pac Duet” de la firma STAL-LAVAL de Suecia con dos turborreactores y dos TG libre; (1) turborreactores como generadores de gas; (2) turbina libre; (3) alternador. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 22.

El dibujo de la imagen 4.5 corresponde al “Power Pac Duet” construido por la firma Stal-Laval de Suecia. Se trata de una central eléctrica monobloc con TG, que consta de dos turborreactores de aviación (Pratt and Whitney, Rolls-Royce o Stal-Laval), que desempeñan el papel de generadores de gas y dos unidades TG libre, las cuales accionan un mismo alternador. Estas centrales se ofrecen en potencias hasta de 20 MW. Para potencias más grandes se instalan dos o tres “Power Pacs”.

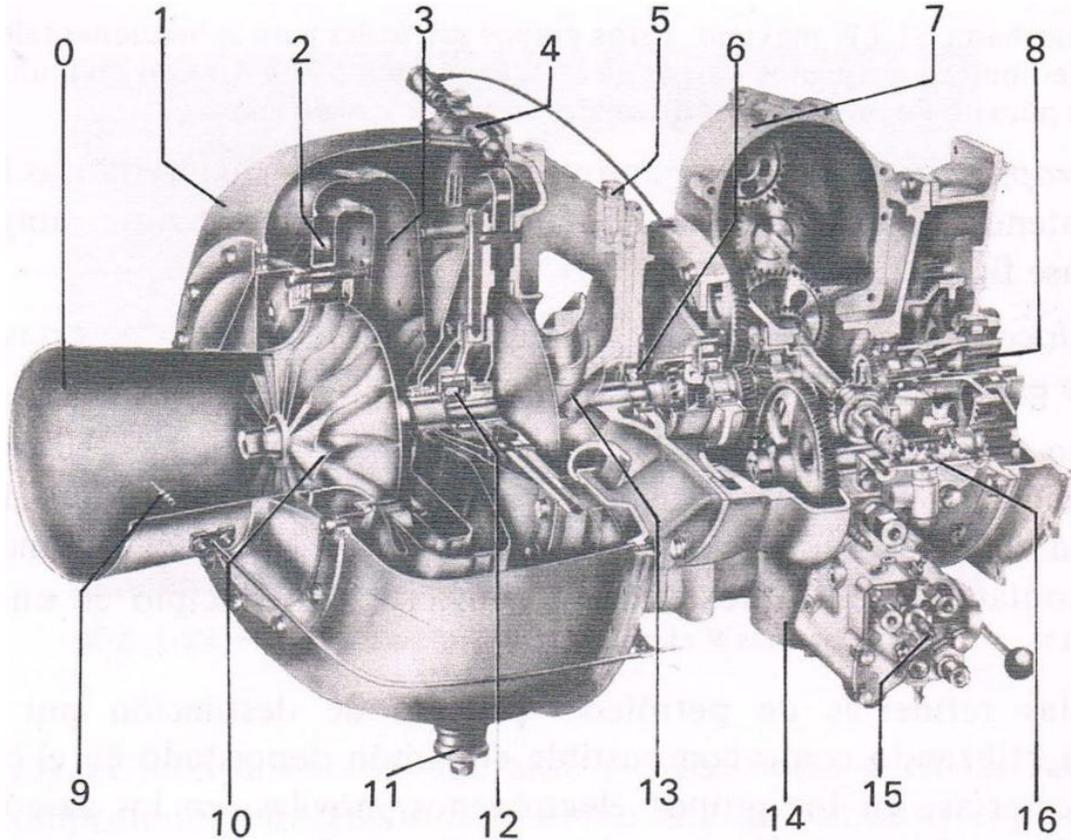


Imagen 4.6 Pequeña turbina de gas M.A.N. Turbo 6012. Se construye en potencias hasta de 81 KW para el accionamiento de bombas, etc. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix

Partes de la turbina de gas

0. Difusor de escape.
1. Carcasa de la turbina.
2. Corona directriz de la turbina.
3. Cámara de combustión.
4. Inyector.
5. Perno de sujeción.
6. Cojinete de bolas de la turbina.
7. Carcasa de transmisión.
8. Eje de salida.
9. Captador de temperatura.
10. Rodete de la turbina.
11. Válvula de drenaje.
12. Cojinetes de rodillos de la turbina.
13. Rodete del compresor.
14. Depósito de aceite de engrase.
15. Regulador.
16. Bomba del inyector.

Capítulo 5

LA PROPULSIÓN A CHORRO Y LAS APLICACIONES AERONÁUTICAS DE LA TURBINA DE GAS.

5.1 Análisis Teórico de los Turborreactores

Una de las aplicaciones más importantes de las TG hace referencia al área aeronáutica.

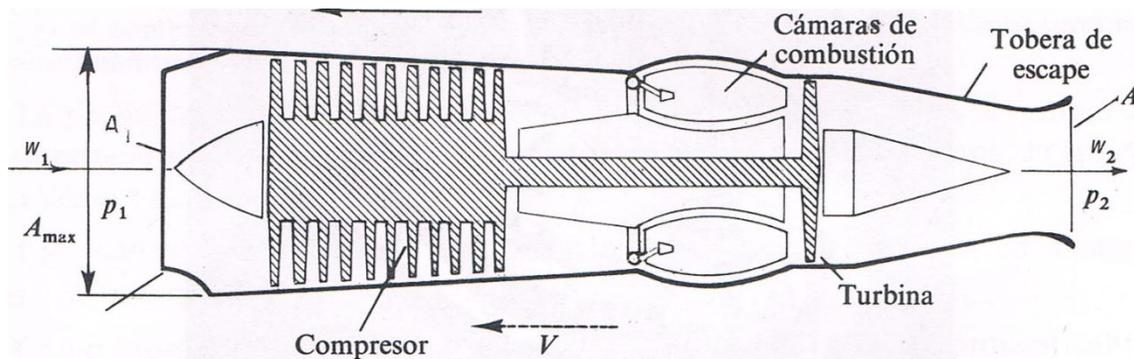


Imagen 5.1 Esquema de un turborreactor para deducir la fórmula de empuje. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 26.

La propulsión a chorro es característica de los motores de reacción. En estos motores con la energía del combustible se obtiene como energía útil la energía cinética del chorro, el cual propulsa la aeronave. El motor de reacción es, pues, a la vez propulsor, en contraposición al motor de émbolo que requiere una hélice como elemento propulsor distinto del motor.

Aplicando el teorema de la cantidad de movimiento, es fácil deducir la fórmula fundamental del empuje \vec{E} desarrollado por un motor de reacción. En la figura, \vec{V} es la velocidad de vuelo. La flecha del vector \vec{V} se ha dibujado de puntos, porque para deducir la fórmula del empuje supondremos precisamente que se suma al conjunto aire, gases de combustión y motor una velocidad $-\vec{V}$, igual y de sentido contrario a la velocidad de vuelo. De esta manera el aire entra en el motor a la velocidad \vec{w} prácticamente igual a $-\vec{V}$ y a una presión p_1 (justo en la sección de entrada de área A_1) y sale con una velocidad w_2 , a una presión p_2 , (justo en la sección de salida de área A_2); \vec{w}_1 es la velocidad del aire con relación al motor a la entrada y \vec{w}_2 la velocidad

del aire mezclado con los productos de la combustión a la salida: a \vec{w}_2 se le suele llamar velocidad del chorro; A_{\max} , es la sección transversal máxima del motor. En el exterior reina la presión atmosférica ; p_{amb} .

El empuje \vec{E} , por definición, será igual a la suma de todas las fuerzas que actúan sobre el casco del motor.

$$\vec{E} = \vec{R} + p_{\text{amb}}(A_{\max} - A_2) - p_{\text{amb}}(A_{\max} - A_1) = \vec{R} + p_{\text{amb}}(A_1 - A_2)$$

Donde:

\vec{R} = reacción de los gases ò la fuerza que los gases que circulan por el interior ejercen sobre el casco del motor.

A continuación es preciso calcular \vec{R} . Para ello se aplica el principio de cantidad de movimiento, eligiendo como superficies de control A_1 y A_2 . Según este principio el caudal másico multiplicado por el incremento de velocidad que experimenta el fluido desde A_1 hasta A_2 es igual a la suma de todas las fuerzas que se ejercen sobre el fluido, a saber de la reacción R y de las fuerzas de presión que el fluido ejerce en A_1 y A_2 sobre la porción aislada del chorro. Tomando, pues, como positiva la dirección del chorro, se tendrá:

$$\vec{R} + p_1 A_1 - p_2 A_2 = (G + G_c) \vec{c}_2 - G \vec{c}_1 = (G + G_c) \vec{w}_2 - G \vec{w}_1$$

Donde:

G = caudal másico de aire.

G_c = caudal másico del combustible adicionado al aire en la cámara de combustión.

\vec{c}_1, \vec{c}_2 =velocidad del fluido que sale y respectivamente del fluido que entra en el motor.

Siendo:

$$\vec{w}_2 = \vec{c}_2 - \vec{V} \quad \text{y} \quad \vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{V}$$

Por tanto:

$$\vec{E} = (G + G_c) \vec{w}_2 - G \vec{w}_1 + A_2(p_2 - p_{\text{amb}}) - A_1(p_2 - p_{\text{amb}})$$

En el motor en vuelo:

$$\vec{w}_2 = \vec{w}_c \text{ (Velocidad del chorro)}$$

$$\vec{w}_1 = \vec{V} \text{ (Velocidad de vuelo)}$$

Si además suponemos, como ocurre en la realidad que $G + G_c \simeq G$ se tendrá la fórmula simplificada del empuje:

$$\vec{E} = G(\vec{w}_c - \vec{V})$$

A la velocidad de vuelo V la potencia desarrollada por el motor, será:

$$P_e = \vec{E}\vec{V} = G(\vec{w}_c - \vec{V})(\vec{V})$$

Se define el rendimiento propulsivo:

$$\eta_p = \frac{\text{Potencia de empuje}}{\text{Potencia del chorro}}$$

Siendo la potencia del chorro P_c producida por el incremento de la energía cinética entre el aire que entra y el aire más los productos de combustión que salen del motor, medida por un observador situado en el motor.

$$P_c = \frac{(G + G_c)W_c^2 - GV^2}{2} \simeq \frac{G(W_c^2 - V^2)}{2}$$

Se tendrá:

$$\eta_p = \frac{P_e}{P_c} = \frac{2G(W_c - V)(V)}{G(W_c^2 - V^2)} = 2 \frac{V}{W_c + V}$$

Si la velocidad del chorro \vec{w}_c (velocidad relativa de los gases) es igual a la velocidad del avión. Si la velocidad absoluta del chorro es igual a 0, $W_c - V = 0$ y $P_c = 0$, el rendimiento $\eta_p = 1$. Es claro que esto representa una condición límite, porque entonces el empuje desarrollado sería nulo; lo cual significa que para alto rendimiento propulsivo la velocidad del chorro no debe variar mucho de la velocidad del avión.

Debe notarse que el rendimiento propulsivo mide solamente la eficiencia con que la energía cinética del chorro es aprovechada para la propulsión, no la eficiencia con que el motor aprovecha la energía térmica para producir un chorro con una cierta energía cinética, la cual eficiencia se evaluará mediante el rendimiento termodinámico.

$$\eta_{\text{termod}} = \frac{P_c}{P_{\text{combust.}}} = \frac{G(W_c^2 - V^2)}{2G_{\text{combust.}}H}$$

Dónde: H - poder calorífico del combustible.

En la figura 5.2 se representa una vista seccionada de un motor de reacción Rolls-Royce Olympus, motor de importancia histórica al ser el primero de doble eje fabricado comercialmente; las primeras versiones del mismo se utilizaron para equipar al bombardero Vulcan, mientras que un modelo más avanzado que de él se deriva es el que propulsa al transporte supersónico Concorde.

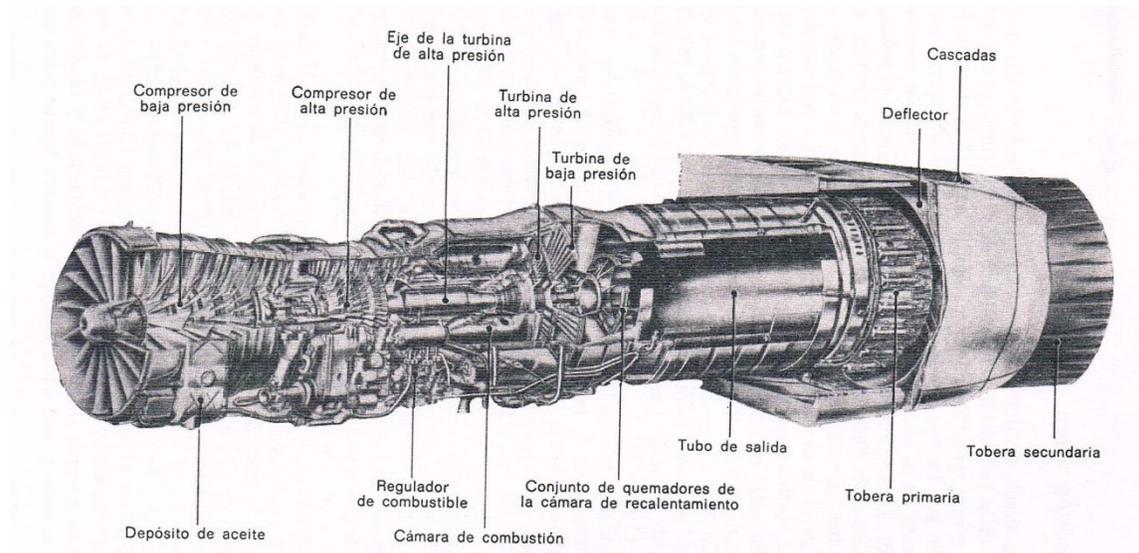


Imagen 5.2 Turborreactor olympus (por cortesía de Rolls-Royce Ltd.). Cohen página 14.

A velocidades subsónicas altas se requiere un chorro propulsivo de menor gasto másico pero mayor velocidad. Esto se consigue utilizando un motor con by-pass o un turbofán, en los cuales se desvía de la corriente principal parte del flujo de aire suministrado por un compresor de baja presión o ventilador, produciendo así un chorro de aire frío de forma anular que rodea al chorro caliente. El resultado es un chorro propulsivo de velocidad media inferior que, no sólo proporciona un mayor rendimiento propulsivo, sino que además reduce el ruido del escape.

5.2 Clasificación de los motores de reacción y características de los diversos tipos.

Los motores de reacción se dividen en dos grupos: autónomos o cohetes y no autónomos o aerorreactores. Los primeros, en contraposición a los segundos, no necesitan aire atmosférico; porque el motor acarrea no sólo el combustible, sino también el oxidante. Las aeronaves espaciales son propulsadas por cohetes. Los cohetes se clasifican en cohetes de combustible sólido y cohetes de combustible líquido. Los últimos, según el sistema de alimentación, se dividen en cohetes con alimentación por grupos turbobomba y cohetes con alimentación por tanque a presión.

Los motores de reacción no autónomos o aerorreactores se dividen en aerorreactores sin compresor y con compresor. En los primeros la compresión del aire, que entra en el motor, se realiza a expensas de su energía cinética y no necesitan compresor.

Los motores de reacción sin compresor se dividen en estatorreactores y pulsorreactores. En los primeros el proceso de combustión es isobárico y continuo; en los segundos es isocórico e intermitente, gracias a la apertura y cierre de la cámara de combustión mediante válvulas, de que carece el primero.

Las TG de aviación pueden reducirse a los tres tipos siguientes: turboreactores de un solo flujo, turboreactores de doble flujo y turbohélices.

Los turbohélices son económicos para velocidades de vuelo moderadas (hasta 800 a 900 km/h); empleándose tanto en los aviones normales como en los helicópteros. El turboreactor de un solo flujo es económico para grandes velocidades de vuelo. Según la magnitud del empuje se construyen con uno o dos ejes, es decir con una o dos velocidades. Para aumentar temporalmente el empuje los aviones militares van provistos de una cámara de postcombustión.

Entre ambos tipos hay una zona amplia de velocidades especialmente interesante en la aviación civil, que se cubre perfectamente con el turboreactor de doble flujo.

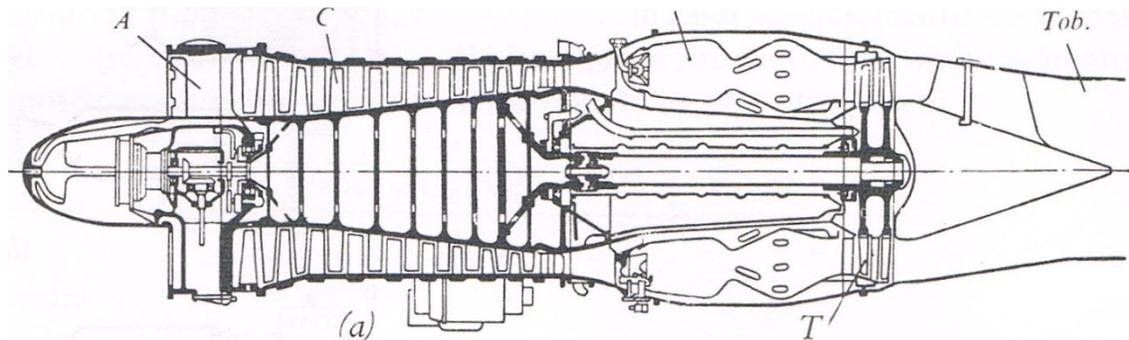


Imagen 5.3 Esquema de un turboreactor de un solo flujo; a) si cámara de postcombustión.

Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 30.

a) Turboreactores de un solo flujo.

En ellos la potencia en el eje de la unidad- TG es igual a la potencia de accionamiento del compresor y la potencia útil del ciclo se emplea en la aceleración del fluido para producir la energía cinética del chorro. El turboreactor de un solo flujo es el motor de

TG más sencillo, y su uso es muy frecuente tanto en la aviación militar como en la civil.

En la imagen 5.3 se ve que el turborreactor de un solo flujo funciona según el ciclo sencillo de Brayton constando de un dispositivo de admisión A, de un TC axial C de 7 a 17 escalonamientos o centrífugo en uno o en dos ejes, de la cámara de combustión C.C., de ordinario de tipo anular con tubos de llama e inyectores individuales, de una turbina axial de uno o dos escalonamientos T y de la tobera de salida Tob.

En la versión del turborreactor de la imagen 5.4, detrás de la turbina se dispone de un difusor D y una cámara de postcombustión C.P.C. donde se inyecta de nuevo combustible, lo cual permite un aumento considerable, durante un cierto tiempo, del empuje del motor en el despegue o vuelo. En el difusor de entrada el aire experimenta un aumento de presión de 0,15 a 0,20 bar, y su velocidad axial queda reducida de 150 a 200 m/s a la entrada del TC. La relación de compresión en el TC suele oscilar entre 6 y 14, la temperatura de entrada en la turbina oscila entre 1100 y 1400 °K. Los gases salen de la turbina a una velocidad de 300 a 400 m/s y se aceleran aún más en la tobera de escape hasta 600 a 750 m/s; siendo la temperatura de salida de los gases de la tobera de 900 a 1000 K. En los turborreactores supersónicos la tobera de salida es de tipo Laval y regulable.

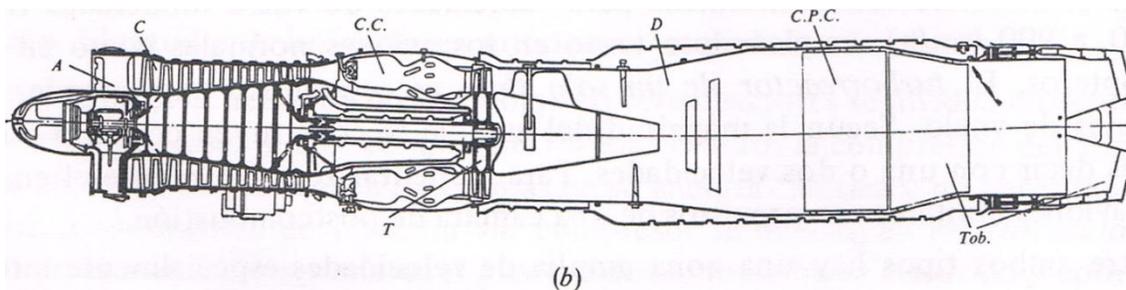


Imagen 5.4 Esquema de un turborreactor de un solo flujo: b) con cámara de postcombustión.

Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 30.

Hace algunos años se inició la tendencia a sustituir en algunas aplicaciones los turborreactores de un solo flujo por turborreactores de doble flujo, conocidos también con los nombres de turboventiladores o turbofans.

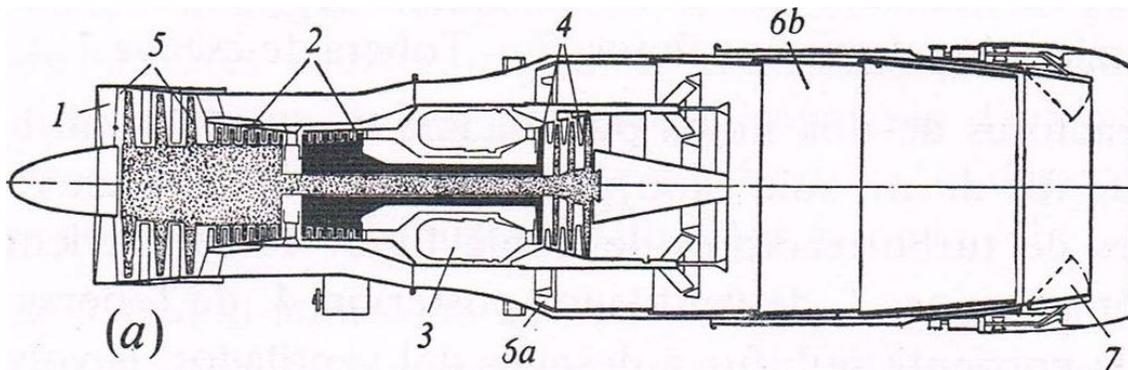


Imagen 5.5 Esquema de turborreactor de doble flujo. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 31.

b) Turborreactores de doble flujo.

En ellos el empuje se crea en dos flujos en el flujo del compresor y de la turbina (flujo principal) y en el del ventilador (flujo secundario). La denominación de ventilador indica que la relación de compresión de esta máquina es mucho menos que la del compresor. El esquema de un turborreactor de doble flujo puede verse en la figura 5.5.

1. Dispositivo de admisión.
2. Compresor del flujo principal.
3. Cámara de combustión del flujo principal.
4. Turbina de varios escalonamientos.
5. Compresor o ventilador del flujo secundario.
- 6a. Cámara de postcombustión del flujo secundario.
- 6b. Cámara de postcombustión de ambos flujos.
7. Tobera de escape.

Los turborreactores de dos flujos por encima de los 900 km/h tienen mejor rendimiento que los de un solo flujo.

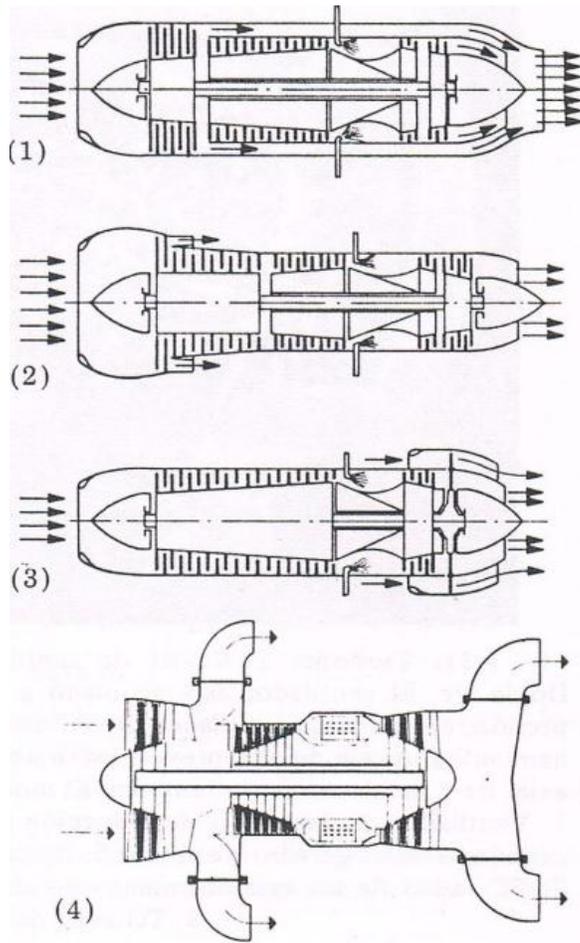


Imagen 5.6 Tipos diversos de turborreactores de dos flujos: 1. turborreactor con flujo envolvente; 2. con compresor anterior; 3. con compresor posterior; 4. con toberas giratorias.

Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 31.

En la imagen 5.6 pueden verse los cuatro tipos principales de turborreactores de doble flujo: 1. de corriente envolvente; 2. de ventilador anterior; 3. de ventilador posterior; 4. de toberas giratorias. En el primer tipo la corriente se bifurca después del ventilador, envolviendo el flujo exterior al motor y confluyendo a la salida en un chorro común con el flujo principal. La imagen 5.7 muestra un turbofan del segundo tipo.

Aunque el turborreactor de doble flujo tiene el inconveniente del aumento de peso y sobre todo de la superficie frontal del motor, en la aviación comercial se prefiere en la actualidad este tipo por sus ventajas de mayor rendimiento, mayor empuje y el nivel de ruido muy inferior al del turborreactor de un flujo.

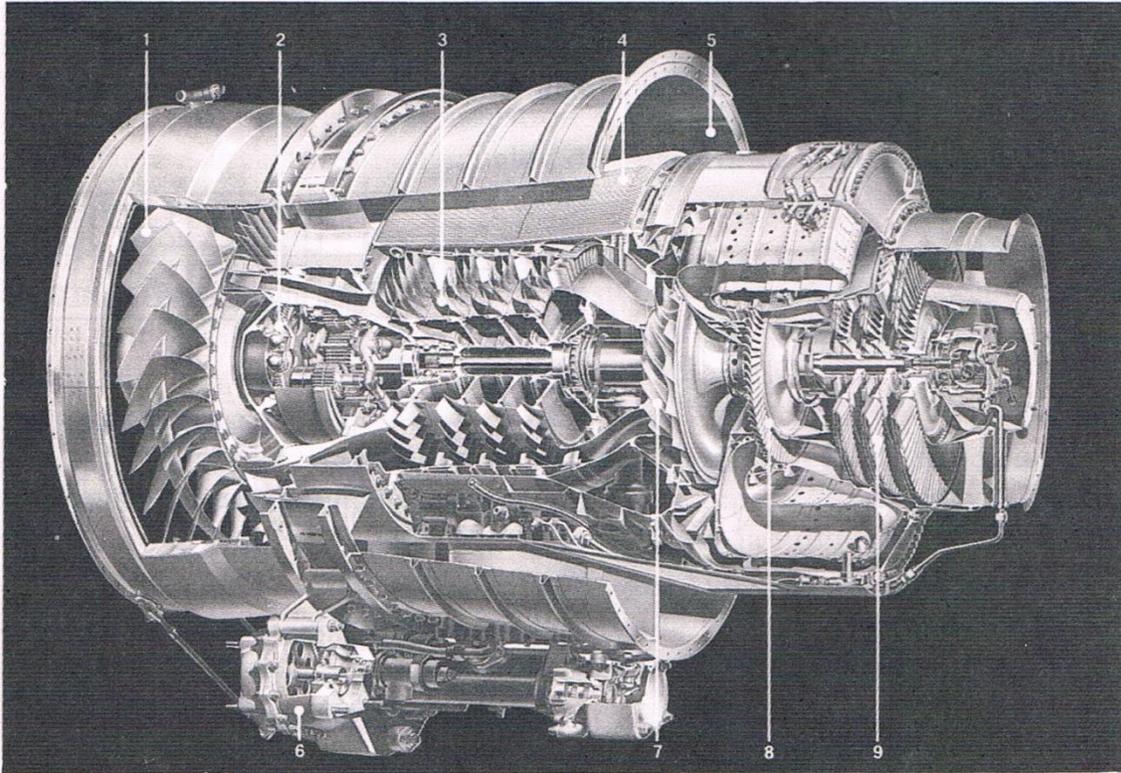


Imagen 5.7 Turbofan TFE 731 de ventilador anterior construido por la casa Garrett, USA. Doble eje. El ventilador está acoplado a través de un engranaje planetario con el eje de baja presión, al que están acoplados un TC axial de 4 escalonamientos y una TG axial de 3 escalonamientos. Al eje de alta presión están acoplados un TC radial de 1 escalonamiento y una TG axial de 1 escalonamiento también. El modelo 731-2 tiene un empuje de 16300 N. En la figura: 1. Ventilador; 2. Engranaje de reducción planetario; 3. TC axial de 4 escalonamientos de baja presión; 4. Refrigerador de aceite; 5. By-pass del ventilador; 6. Caja de engranajes de accesorios; 7. TC radial de un escalonamiento de alta presión; 8. TG axial de AP de un escalonamiento; 9. TG axial de BP de 3 escalonamientos. Turbomáquinas térmicas, (Claudio Mataix página 32).

El gran mercado que tienen hoy día los jets de negocios, helicópteros, etc. estimula el desarrollo de nuevos tipos de turbofan. La figura 5.7 compara el consumo específico de combustible referido a la unidad de empuje de los turbofans de 1984 con los del futuro, utilizando tres mejoras: a) mejoras de los motores existentes (funcionando a mayor temperatura y mayor número de revoluciones); b) desarrollo de motores nuevos (utilizando materiales cerámicos, refrigeración de los álabes, etc.); consiguiéndose por este camino una disminución hasta del 20 por ciento en el consumo específico de

combustible; c) desarrollo de motores revolucionarios, como el llamado turbofan de rotor de onda.

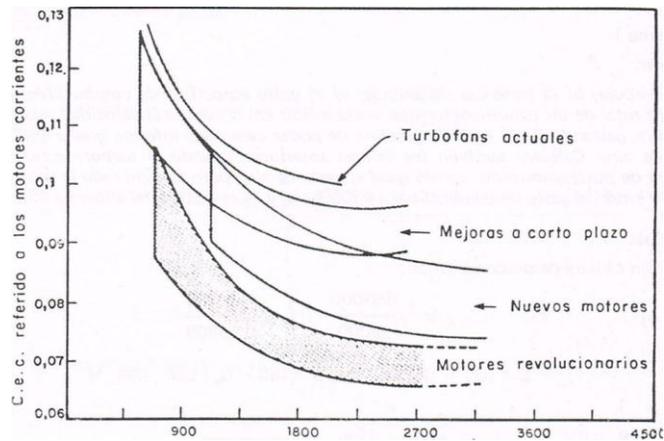


Imagen 5.7 Disminución del consumo específico de combustible de los turbofans gracias a los Nuevos avances en diseño. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 33.

La tendencia actual al ahorro de combustible líquido ha conducido a trabajar en los últimos años en la mejora del rendimiento de los motores de aviación, lo cual es lógico si se tiene en cuenta que el combustible viene a constituir un 50 por ciento de los costes de operación de la aviación comercial.

e) Turbohélices.

En el turbohélice el empuje creado está integrado por dos componentes: el empuje del chorro y el empuje de la hélice. El primero suele ser inferior al 10 por ciento del empuje total. El esquema de un motor de turbohélice puede verse en la imagen 5.8.

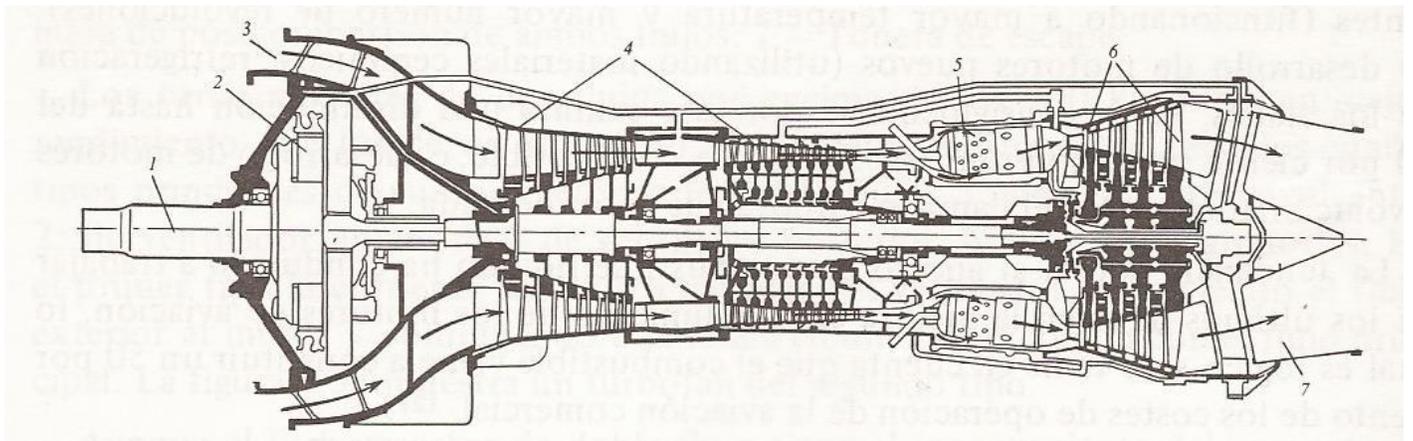


Imagen 5.8 esquema de un turbohélice. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página

1. Eje de la hélice.
2. Reductor.
3. Dispositivo de admisión.
4. Compresor.
5. Cámara de combustión.
6. Turbina de varios escalonamientos.
7. Tobera de escape.

Como la hélice a velocidades de vuelo intermedias tiene un rendimiento elevado, el turbohélice compite con ventaja en muchos casos tanto con los motores de émbolo como con los turborreactores, para velocidades de vuelo en la gama de 400 a 700 km/h.

Es importante observar que en la turbina de gas los procesos de compresión, combustión y expansión no tienen lugar en un único elemento, como sucede en un motor alternativo, sino en elementos separados, en cuanto pueden diseñarse, probarse y desarrollarse individualmente, permitiendo una gran variedad de combinaciones que den lugar a una turbina de gas. El número de elementos posibles no se reduce a los tres ya citados, sino que se pueden añadir otros compresores y turbinas, además de interrefrigeradores entre los compresores y cámaras de recalentamiento entre las turbinas. Se puede introducir también un cambiador de calor que aproveche parte de la energía de los gases de escape de la turbina para precalentar el aire que entra en la cámara de combustión. Mediante estos refinamientos es posible aumentar la potencia y el rendimiento de la planta a expensas de una complejidad, peso y coste superiores. Según cómo se acoplen entre sí estos elementos, se verá afectado no sólo el máximo rendimiento térmico global, sino también la variación del rendimiento con la potencia y la del par con la velocidad de giro.

Uno de estos montajes puede ser adecuado para mover un alternador a velocidad de giro constante y carga variable, mientras que otro resultará más adecuado para accionar la hélice de un barco, donde la potencia varía con el cubo de la velocidad.

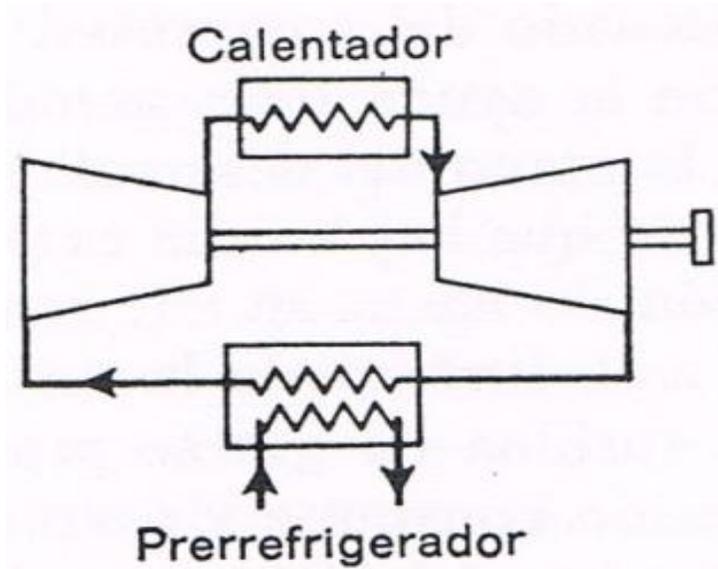


Imagen 5.9 Prerrefrigerador: ciclo cerrado simple. Teoría de turbinas de gas, H. Cohen página 4.

Al margen de las variantes del ciclo simple que es posible obtener mediante la adición de estos elementos, hay que distinguir dos sistemas según que el ciclo sea abierto o cerrado. En el caso más común de turbina de gas de ciclo abierto, hay una entrada continua de aire fresco de la atmósfera en el circuito, aportándose la energía por medio de la combustión de un combustible en el seno del propio fluido motor. En este caso, los productos de la combustión se expanden en la turbina y son descargados a la atmósfera. En el ciclo cerrado alternativo, cuyo esquema puede verse en la imagen 5.9, un mismo fluido motor, ya sea aire u otro gas, circula reiteradamente a través de toda la máquina. Es evidente que en este caso el combustible no puede quemarse en el seno del fluido motor, por lo que la energía necesaria deberá añadirse en un calentador o (caldera de gas), donde el combustible se quema en una corriente independiente de aire producida por un soplante auxiliar. El ciclo cerrado se asemeja más al de la turbina de vapor, en que los gases originados en la combustión no atraviesan la turbina. En la turbina de gas el (condensador) pasa a ser un prerrefrigerador que enfría los gases antes de que vuelvan a entrar en el compresor.

Se atribuyen a este ciclo numerosas ventajas, resulta sin duda el tipo de ciclo de turbina de gas más adecuado cuando la fuente de calor utilizada es un reactor nuclear, ya que la descarga a la atmósfera de un gas que hubiera atravesado el núcleo del reactor resultaría peligrosa ante la posibilidad de contaminación radiactiva.

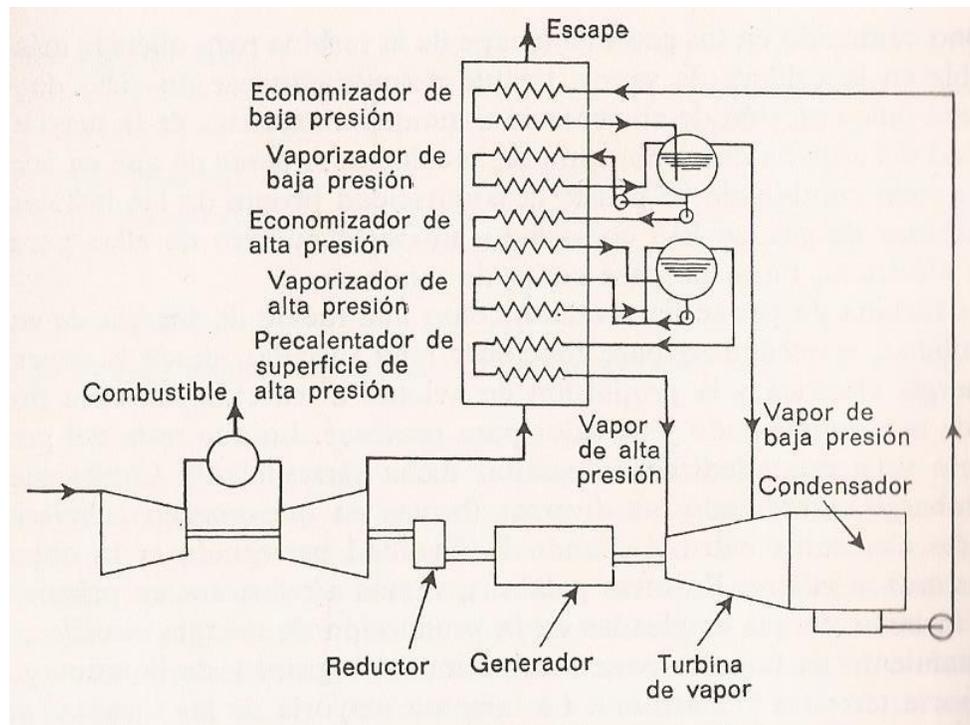


Imagen 5.10 Ciclo combinado de vapor y gas, Teoría de turbinas de gas, H. Cohen página 5.

Existen, por último, distintas combinaciones de ciclos de vapor y ciclos de gas en las que se emplea el escape de la turbina de gas como fuente de calor para la caldera de vapor. En la imagen 5.10 puede verse un sistema de este tipo. Para aprovechar mejor el nivel térmico relativamente bajo del escape de una turbina de gas, se utiliza un ciclo de vapor con doble presión de alimentación. Este sistema es parecido al que se adopta en las centrales nucleares alimentadas con uranio natural y que también funcionan a temperaturas relativamente bajas. Otra alternativa consiste en aprovechar el oxígeno contenido en los gases de escape de la turbina para quemar más combustible en la caldera de vapor, lo que permite emplear un ciclo de vapor con una única presión de alimentación, aunque a expensas de la mayor complejidad del sistema de combustión de la caldera.

5.3 Montajes De Ciclo Abierto En Uno Y En Dos Ejes

Cuando se requiere que la turbina de gas funcione en condiciones de velocidad y carga fijas, como sucede en las centrales de punta, resulta adecuado una instalación de ciclo simple. En este caso carecen de importancia la flexibilidad de funcionamiento, es decir, la rapidez con que la máquina se adapta por sí misma a las variaciones de carga y de régimen, y el rendimiento a cargas parciales. Una ventaja evidente que ofrece este montaje es su elevada inercia, consecuencia del arrastre ejercido por el compresor, pues disminuye así el peligro de que se alcancen velocidades excesivas en el caso de una eventual pérdida de carga eléctrica. El rendimiento térmico de la máquina puede mejorarse añadiendo un cambiador de calor, tal como se ve en la imagen 5.11 a), aunque las pérdidas de carga por fricción que tienen lugar en el mismo pueden ocasionar una disminución de la potencia de hasta el 10 %.

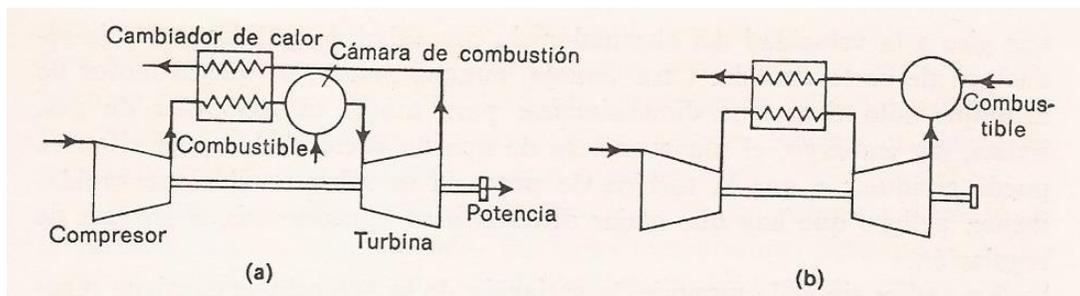


Imagen 5.11 Ciclos abiertos de turbinas de gas de eje único con cambiador de calor. Teoría de turbinas de gas, H. Cohen página 7.

En la imagen 5.11 b) puede verse una modificación de este ciclo para el caso en que los productos de la combustión contengan elementos corrosivos o que puedan erosionar los álabes de la turbina, lo que sucede con algunos combustibles, como por ejemplo con carbón pulverizado. El rendimiento es en este caso mucho menor que en el ciclo normal, ya que en el cambiador de calor, que inevitablemente nunca es perfecto, se transmite la totalidad de la energía aportada en vez de sólo una pequeña parte. Un ciclo así sería de interés únicamente en el caso de una oferta a bajo precio de combustible (sucio). A principio de los años cincuenta se emprendió, aunque con escaso éxito, el desarrollo de una turbina de gas a carbón. Con aceite residual se han obtenido mejores resultados, pudiendo además utilizarse el ciclo normal a condición de que la temperatura máxima se mantenga a un nivel suficientemente bajo.

Cuando es de una importancia alta y necesita una gran flexibilidad de funcionamiento, como en el caso de las aplicaciones de automoción, ferroviarias y marinas, es aconsejable el uso de una turbina de potencia (o libre) mecánicamente independiente. En este montaje en dos ejes, que se representa en la imagen 5.12, la turbina de alta presión mueve al compresor, actuando la combinación de ambos como generador de gas para la turbina de potencia de baja presión. Los montajes en dos ejes se emplean también en grupos para generación de energía eléctrica a gran escala, diseñándose la turbina de potencia para que gire a la velocidad del alternador sin necesidad de utilizar una caja reductora de coste elevado. Otra ventaja, aunque menor, es que el motor de arranque sólo tiene que dimensionarse para mover al generador de gas. Existe, sin embargo, el inconveniente de que un corte de la carga eléctrica puede conducir a que la turbina de potencia se sobrerevolucione rápidamente, peligro que hay que atajar diseñando en consecuencia el sistema de regulación.

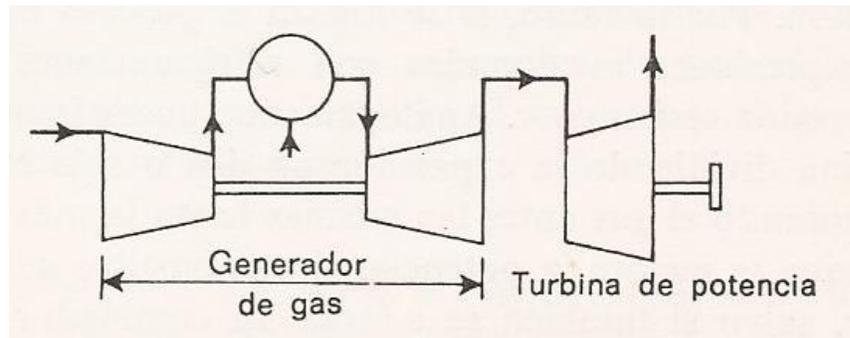


Imagen 5.12 Turbina de gas con turbina de potencia separada. Teoría de turbinas de gas, H.

Cohen página 7.

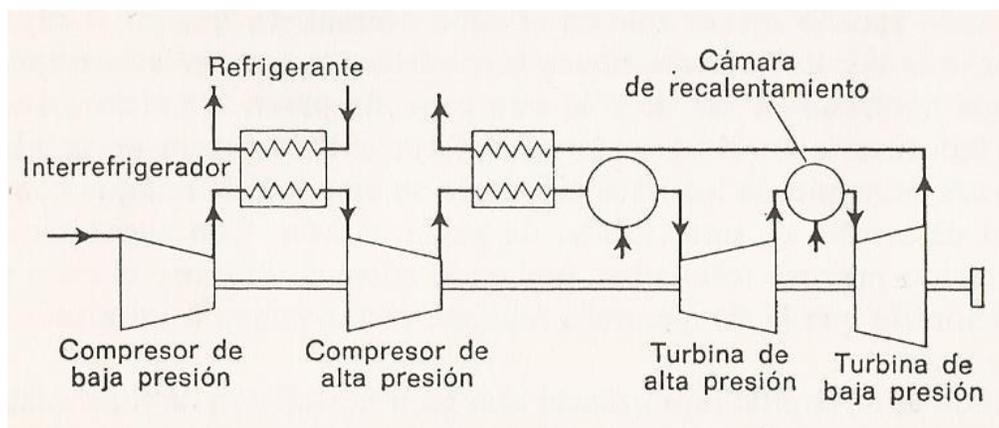


Imagen 5.13 Instalación compleja dotada de refrigeración intermedia, regeneración y recalentamiento. Teoría de turbinas de gas, H. Cohen página 8.

En ambos tipos de montaje, la variación de la potencia se consigue regulando el gasto de combustible de la cámara de combustión. Aunque se comportan de modo bastante diferente, la relación de compresión y la temperatura máxima del ciclo disminuyen en ambos casos a medida que la potencia decrece desde su valor de diseño, con el resultado de que a cargas parciales el rendimiento térmico empeora considerablemente.

El comportamiento de una turbina de gas puede verse sustancialmente mejorado si se disminuye el trabajo de compresión y/o se aumenta el de expansión. Para una relación de compresión dada, la potencia necesaria por unidad de masa del fluido motor es directamente proporcional a la temperatura de admisión. Por lo tanto, si se realiza el proceso de compresión en dos o más compresiones escalonadas con refrigeraciones intermedias, el trabajo de compresión será menor. Análogamente, puede incrementarse el trabajo de la turbina dividiendo la expansión en dos o más expansiones escalonadas y recalentando el gas entre las mismas hasta la máxima temperatura permisible. Aunque se mejore la potencia, el combustible adicional supondrá un coste mayor, salvo si también se adopta un cambiador de calor. En la imagen 5.13 puede verse la disposición de una planta dotada de refrigeración intermedia, regeneración y recalentamiento. Los ciclos complejos de este tipo ofrecen la posibilidad de variar la potencia regulando el gasto de combustible de la cámara de recalentamiento, permitiendo que el generador de gas funcione en condiciones próximas a las óptimas. Puede conseguirse así una economía de combustible a cargas parciales mucho más favorable.

Los ciclos complejos hicieron su aparición en los primeros tiempos de la turbina de gas, cuando, dadas las bajas temperaturas permisibles en las turbinas, resultaban necesarios para obtener un rendimiento térmico razonable. Con su utilización se pierde, sin embargo, la sencillez y compacidad propias de la turbina de gas. Conviene señalar que en muchas aplicaciones tienen más importancia un tamaño y un coste reducidos que un rendimiento térmico elevado, siendo significativo el hecho de que la turbina de gas no empezó a utilizarse de un modo notable (aparte de en aplicaciones aeronáuticas) hasta que las mayores temperaturas de entrada a la turbina no hicieron económicamente viable el ciclo simple. Salvo en el caso de que la turbina de gas desplazase a la de vapor en las centrales eléctricas de base, seguirá siendo siempre preferible el ciclo simple con o sin regeneración.

5.3.1 Ciclos Compuestos

Para obtener un alto rendimiento térmico sin recurrir a un cambiador de calor, es imprescindible una relación de compresión elevada, lo que da lugar a dificultades derivadas del propio proceso de compresión.

En las turbinas de gas, como consecuencia de los grandes gastos de aire, se utilizan siempre turbocompresores. Aunque a potencias moderadas el compresor centrífugo de varios escalonamientos es capaz de proporcionar una elevada relación de compresión, su rendimiento es apreciablemente inferior al del compresor axial, razón por la cual suele ser preferible este último, sobre todo en máquinas grandes. Por desgracia este tipo de compresor resulta más propenso a la inestabilidad al alejarse de las condiciones de diseño. A velocidades de giro muy inferiores a la de diseño, la densidad del aire en los últimos escalonamientos se hace muy baja, la velocidad del flujo axial resulta excesiva y los álabes experimentan el fenómeno de desprendimiento. Este funcionamiento inestable, que se exterioriza por violentas vibraciones de origen aerodinámico, tiene lugar en el momento del arranque o cuando se trabaja a potencias reducidas.

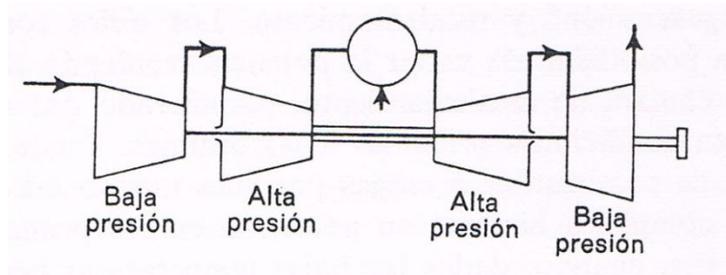


Imagen 5.14 Montaje en doble eje. Teoría de turbinas de gas, H. Cohen página 10.

El problema se agrava cuando se trata de conseguir relaciones de compresión de orden superior a 8 : 1 con un solo compresor. Una solución consiste en dividir el compresor en dos o más secciones, entendiéndose por división separación mecánica, permitiendo que cada sección gire a distinta velocidad y no como en el compresor con refrigeración intermedia representado en la imagen 5.13 Al ser los compresores mecánicamente independientes, cada uno necesitará su propia turbina. En la imagen 5.14 puede verse un montaje de este tipo, en el cual el compresor de baja presión es accionado por la turbina de baja presión y el compresor de alta presión, por la turbina de alta presión. La potencia suele tomarse del eje de la turbina de baja presión o bien de una turbina de potencia libre suplementaria. Esta configuración recibe el nombre de (montaje

en doble eje). Hay que señalar que, aunque los dos ejes sean mecánicamente independientes, sus velocidades respectivas se hallan relacionadas entre sí aerodinámicamente.

El montaje en doble eje se utiliza frecuentemente para la obtención de potencia mecánica, así como en los turborreactores de aviación. En algunos casos, sobre todo si los gastos de aire son bajos, el compresor de alta presión es de tipo centrífugo, pues debido a las elevadas presiones que tienen lugar, los caudales volumétricos son bajos, por lo que los álabes que precisaría un compresor axial resultarían demasiado pequeños para que el rendimiento de éste fuera aceptable. Los primeros montajes en doble eje trabajaban con relaciones de compresión del orden de 10 : 1, aunque resultaban adecuados para valores de al menos 20 : 1. Con relaciones de compresión muy elevadas es deseable un montaje en triple eje.

Como alternativa al ciclo compuesto, se puede emplear con seguridad una relación de compresión elevada en un solo compresor si se adopta un número grande de escalonamientos con álabes de estator variables. Este procedimiento ha sido investigado por General Electric y ha permitido obtener relaciones de compresión de alrededor de 15 : 1. En máquinas tecnológicamente avanzadas no es raro encontrar combinaciones de montajes en varios ejes y estatores variables.

Hay ciclos compuestos especiales por así decirlo, por ejemplo, los primeros montajes de este tipo, caracterizado por estar movido el compresor de baja presión por la turbina de alta presión y el compresor de alta presión por la turbina de baja presión. La principal ventaja que se atribuye a este (ciclo compuesto cruzado) es un mejor rendimiento a cargas parciales. Por desgracia, el efecto que tiene este montaje en la estabilidad de funcionamiento es el opuesto al del (ciclo compuesto directo), es decir que el problema en vez de solucionarse se agrava. Por esta razón se propuso el empleo de compresores Lysholm de desplazamiento positivo, pero ante su bajo rendimiento el proyecto fue abandonado.

5.3.2 Ciclos Cerrados

Entre las muchas ventajas que se atribuyen al ciclo cerrado, destaca la posibilidad de utilizar una presión elevada (y por tanto una densidad grande) a lo largo de todo el ciclo, lo que permite un reducido tamaño de la turbomáquina para una potencia dada, así como el poder regular la potencia variando la presión en el circuito. Gracias a este tipo de regulación, se puede trabajar con un margen muy amplio de cargas sin que la temperatura máxima del ciclo se vea por ello alterada y, por tanto, sin que varíe mucho el rendimiento global. El inconveniente principal del ciclo cerrado es la necesidad de un sistema exterior de calentamiento, lo que implica el uso de

un ciclo auxiliar e introduce una diferencia de temperaturas entre los gases de la combustión y el fluido motor. La temperatura permisible de trabajo de las superficies del calentador impondrá un límite superior a la temperatura máxima del ciclo principal. Una disposición típica de turbina de gas de ciclo cerrado es la representada en la imagen 5.15. Se incluye en este ciclo un prerrefrigerador por agua del fluido del ciclo principal, entre el cambiador de calor y el compresor. En este montaje en particular, el calentador de gases forma parte del ciclo de una turbina de gas auxiliar, regulándose la potencia por medio de una válvula de descarga y un suministro auxiliar de gas comprimido, como se aprecia en la imagen 5.15.

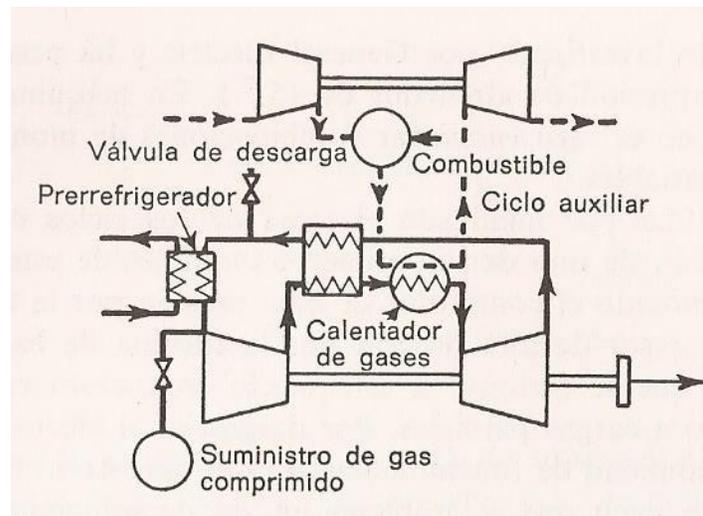


Imagen 5.15 Turbina de gas de ciclo cerrado simple. Teoría de turbinas de gas, H. Cohen
página 12.

Otra ventaja del ciclo cerrado, además del empleo de un compresor y una turbina más pequeños y de lo eficaz de su regulación, es la inexistencia de peligro de erosión de los álabes de la turbina ni de otros efectos nocivos debidos a los productos de la combustión. Se elimina además la necesidad de filtrar el aire de admisión, un problema serio en las máquinas de ciclo abierto. La gran densidad del fluido motor mejora la transmisión de calor, posibilitando un intercambio calorífico más efectivo. Finalmente cabe señalar que el circuito cerrado hace posible el empleo de gases distintos del aire, de propiedades térmicas más deseables, la razón de calores específicos y del fluido motor juega un importante papel en el comportamiento de una turbina de gas.

Hasta el presente se han construido cerca de una docena de plantas de ciclo cerrado de 2 a 20 MW de potencia, la mayoría de la casa Escher-Wyss, y utilizando todas ellas aire como fluido

motor aunque con distintos combustibles como carbón, gas natural, gas de altos hornos y gasóleo. Las presiones que se alcanzan a la entrada de la turbina son de hasta 40 atmósferas. Con el uso de helio se espera conseguir plantas mayores, de hasta 250 MW, que de ser posible, resultarían muy adecuadas para centrales nucleares. Sus ya considerables ventajas serán aún mayores si el fluido motor pasa directamente a través del núcleo del reactor, pues no serán ya necesarias las bombas de circulación del refrigerante del reactor y se eliminará además el indeseable salto de temperatura derivado de la existencia de un fluido intermedio (por ejemplo entre el CO_2 y el vapor).

En la figura 5.16 puede apreciarse la robusta construcción del motor Orenda OT-5, diseñado para funcionamiento continuo en zonas remotas. El Ruston TA-1750 de la figura 5.17 es de una potencia comparable de 1230 kW y de similar robustez. Se diferencia de aquél en que posee una única y ancha cámara de combustión cilíndrica y una turbina de potencia separada de dos escalonamientos. Ambas máquinas están diseñadas para trabajar con combustible tanto líquido como gaseoso.

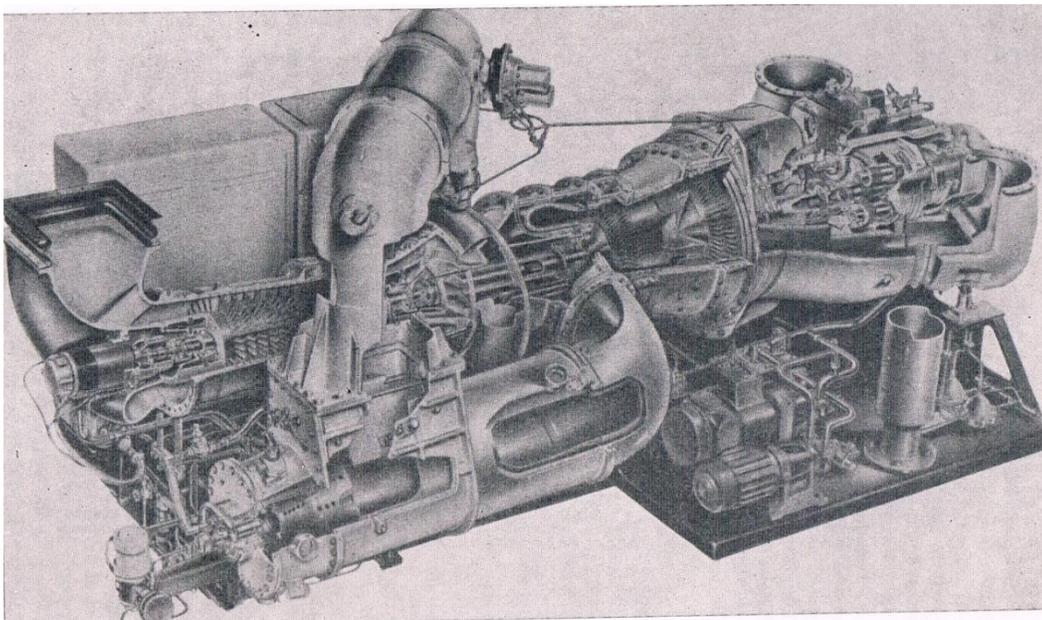


Imagen 5.16 Turbina de gas industrial de un solo eje (por cortesía de Orenda Ltd.). Teoría de turbinas de gas, H. Cohen página 19.

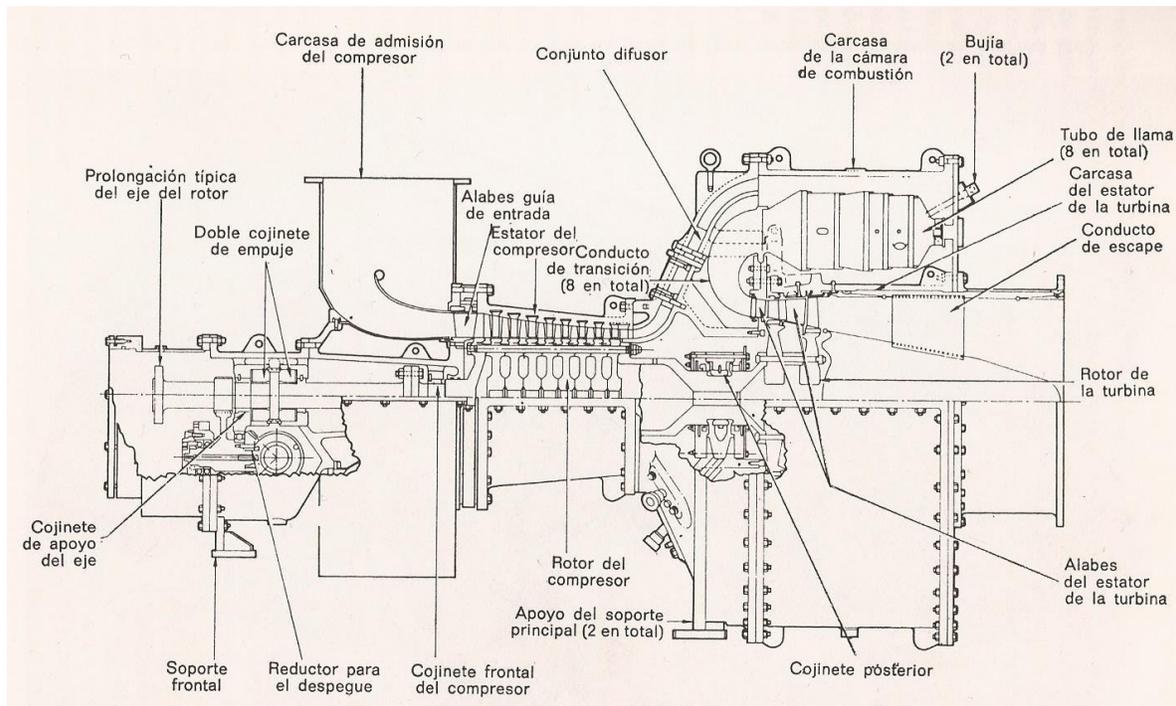


Imagen 5.17 Turbina de gas industrial con turbina de potencia (por cortesía de Ruston Gas Turbines Ltd). Teoría de turbinas de gas, H. Cohen página 20.

Aparte del campo de la aviación, donde el uso de las turbinas de gas está más extendido es en grupos bomba para conducciones de aceite y de gas, y en centrales eléctricas de punta. Cuando se utilizan en conducciones, el combustible es frecuentemente el propio fluido que se bombea. Existen también grupos bombas móviles que pueden ser trasladados en camiones para remplazar a otros grupos durante sus revisiones. En las centrales eléctricas de punta se requieren principalmente máquinas de gran potencia. Este campo ha estado dominado en Gran Bretaña por el generador de gas aerorreactor con turbina libre de gran potencia. Una de las ventajas más destacables que presenta es su capacidad de alcanzar la máxima potencia en dos minutos partiendo del reposo.

A finales de 1970 se han hecho pedidos en Gran Bretaña de plantas del orden de 2400 MW para cargas punta y emergencias, equipadas con turbinas de gas Rolls-Royce Avon y Olympus. En los Estados Unidos se han construido grupos semejantes basados en las turbinas Pratt & Whitney JT-4 y GEJ-79. En la imagen 5.18 puede verse un grupo generador dotado de cuatro motores Olympus, que desarrolla cerca de 80 MW, mientras que en la imagen 5.19 se aprecia claramente la diferencia de tamaño que hay entre una central convencional de vapor de 128 MW y una

central de punta con turbinas de gas de 160 MW. Esta última, rodeada por un círculo en la imagen 5.19, consta de dos de los grupos mostrados en la imagen 5.18.

Hasta el presente las turbinas de gas no han conseguido realmente introducirse en el campo de la navegación mercante. Al comienzo de los años cincuenta se probó su implantación en buques mercantes, aunque en la época los rendimientos eran de un nivel bajo. El motor diésel marino ocupa una posición privilegiada y resulta además económico, pero la necesidad de velocidades superiores y tiempos de maniobra más cortos en los grandes buques contenedores movidos por turbinas de vapor, puede favorecer a las turbinas de gas. Actualmente se construyen en Alemania buques contenedores propulsados por dos turbinas de tipo aviación de unos 20 MW de potencia, cuya entrada en servicio data de 1971.

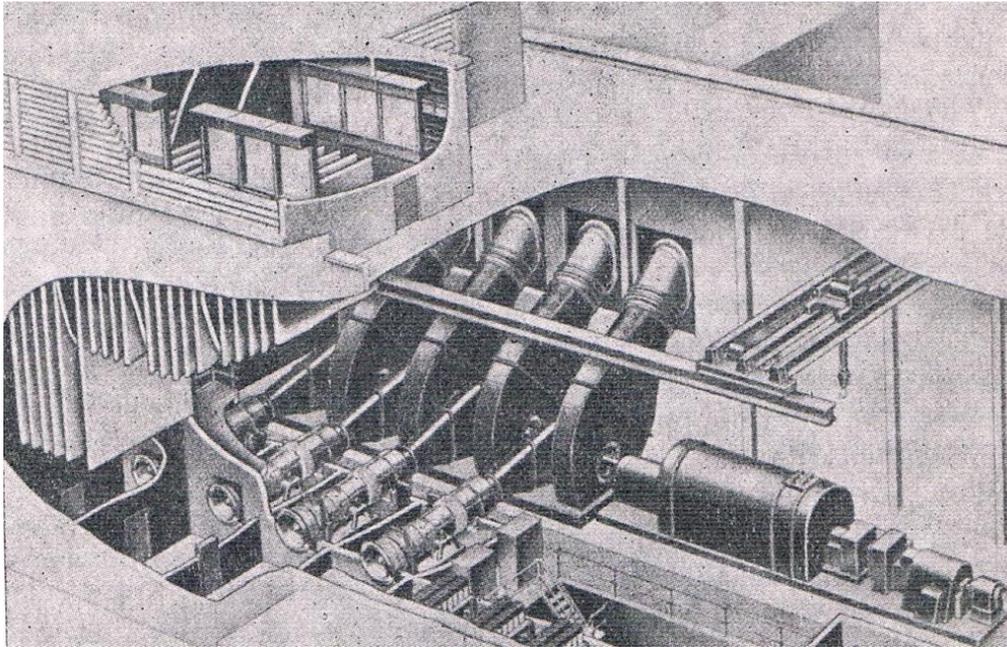


Imagen 5.18 Generador de turbinas de gas (por cortesía de Rolls-Royce Ltd.). Teoría de turbinas de gas, H. Cohen página 22.

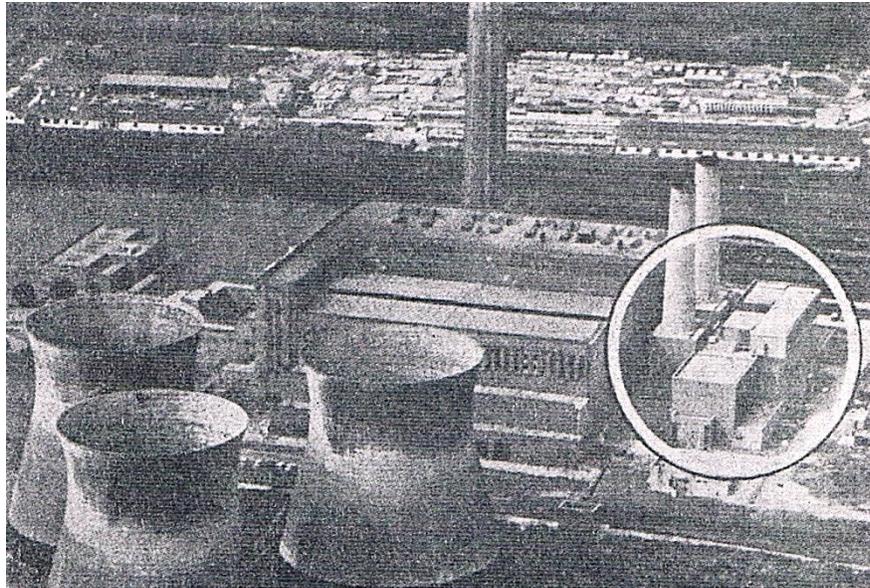


Imagen 5.19 Proporciones relativas de centrales equipadas con turbinas de vapor y con turbinas de gas (por cortesía de Rolls-Royce Ltd.). Teoría de turbinas de gas, H. Cohen página.

El impacto de la turbina de gas en el campo de los transportes férreos ha sido hasta el momento más bien escaso. Desde 1955 la Unión Pacific utiliza con éxito este tipo de propulsión en sus trenes grandes de mercancías y en muchos países han circulado trenes experimentales. La British Rail prevé el uso de la turbina de gas en su Advanced Passenger Train hacia mediados de los años setenta. La idea de un tren de alta velocidad movido por turbinas de gas resulta atrayente cuando una densidad de tráfico insuficiente no justifique la elevada inversión que supone la electrificación.

El mercado de los largos camiones remolque puede muy bien constituir una aplicación importante de las turbinas de gas. En este terreno despliegan actualmente una gran actividad marcas como Ford, General Motors y Leyland, las cuales están trabajando en motores del orden de los 200 a 300 kW de potencia. Resulta interesante el hecho de que en todas las turbinas de gas destinadas a la automoción se emplea el mismo ciclo, es decir, baja relación de compresión, compresor centrífugo, turbina de potencia libre y cambiador de calor rotativo. El creciente interés despertado por el problema de la contaminación del escape de los motores puede ser muy bien el factor crítico que permita a la turbina de gas dar un paso de gigante en este mercado. No cabe duda de que el coste de estas plantas de potencia se abarataría considerablemente si se fabricasen en número comparable a los motores de émbolo. El principal problema que presentan sigue siendo el de su elevado consumo de combustible a cargas parciales.

Otro concepto que va a tener gran importancia en el futuro es la llamada planta de energía total, en la cual se aprovecha la energía calorífica de los gases del escape para la calefacción de edificios en invierno y para la refrigeración y aire acondicionado de los mismos en verano. Esta idea está muy extendida en los Estados Unidos, donde es muy común la generación de electricidad a nivel privado, habiéndose aplicado en escuelas, centros comerciales y edificios importantes. Otra posibilidad de utilización de esta energía la ofrecen las industrias de elaboración. En muchos procesos químicos se requieren grandes cantidades de gas caliente conteniendo una proporción elevada de oxígeno libre a suficiente presión para vencer las pérdidas de carga de los reactores químicos. La limitación de que es objeto la temperatura del ciclo de la turbina de gas obliga a emplear relaciones aire-combustible altas, lo que se traduce en una gran proporción de oxígeno sin quemar en el escape, razón por la cual los gases del escape de una turbina de gas resultan a menudo adecuados para dicha finalidad. El grupo puede diseñarse para satisfacer los requerimientos de gas caliente, con o sin potencia mecánica para otros fines, pudiendo utilizarse en ocasiones un producto derivado del propio proceso químico como combustible.

Finalmente, la turbina de gas puede emplearse como un compresor de aire de proporciones compactas adecuado para suministrar grandes cantidades de aire a presiones moderadas. En este caso la turbina sólo desarrollará la potencia justa para arrastrar al compresor, obteniéndose la potencia neta en forma de aire comprimido que se extrae del compresor. En la imagen 5.20 se representa un posible ciclo para una soplante de altos hornos: como puede verse, el gas de alto horno es utilizado como combustible de la turbina de gas.

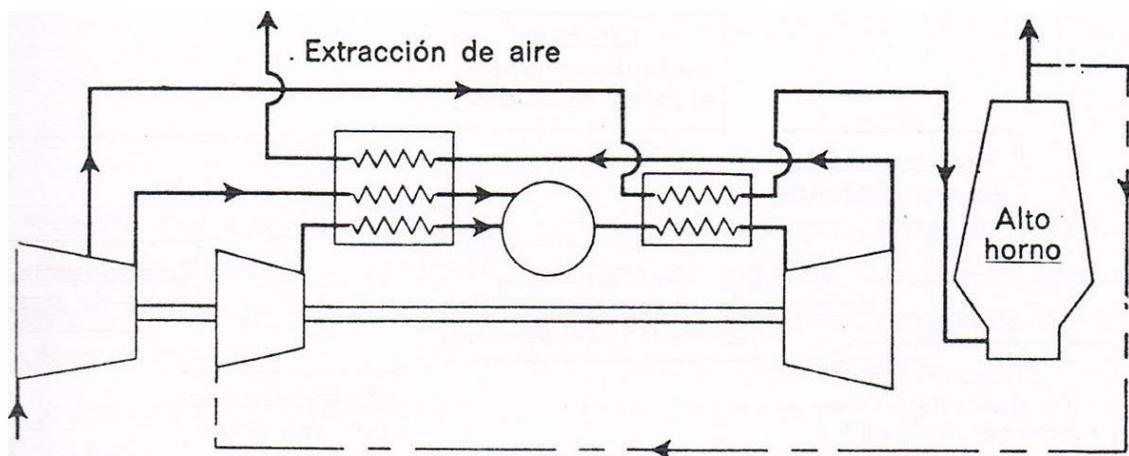


Imagen 5.20 Planta soplante de un alto horno. Teoría de turbinas de gas, H. Cohen página 25.

5.4 Procedimiento De Diseño De Las Turbinas De Gas.

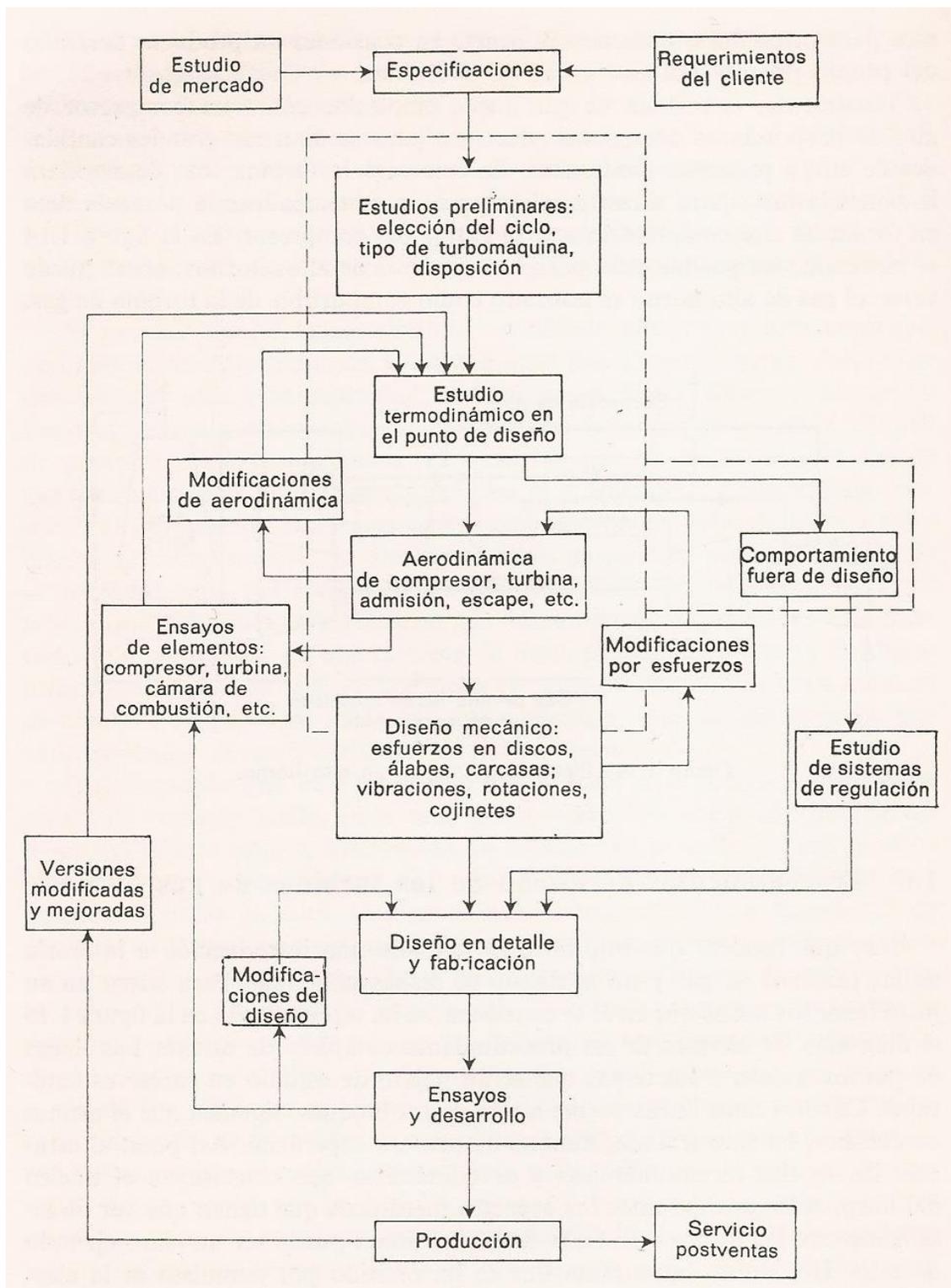


Imagen 5.21 Procedimiento típico de diseño de una turbina de gas. Teoría de turbinas de gas, H. Cohen página 26.

Capítulo 6

ANÁLISIS TEÓRICO DE LOS TURBOCOMPRESORES

6.1 El Turbocompresor y sus Clasificaciones

Los turbocompresores son turbomáquinas térmicas generadoras (TMTG), y sirven para comprimir un gas, estas se denominan turbocompresores.

Se dividen en dos grupos.

- Soplantes o turbosoplantes.
- Turbocompresores.

Los soplantes y turbosoplantes son máquinas para comprimir gases en los cuales la relación de compresión es mayor a 1.1 y menor que 2.5 a 4.0, este tipo de máquinas no tienen refrigeración incorporada y son generalmente, no siempre, de un escalonamiento.

La siguiente clasificación de los turbosoplantes es solo orientativa:

Soplantes de BP..... $\epsilon_c = 1,1$ a $1,5$

Soplantes de MP..... $\epsilon_c = 1,5$ a $2,5$

Soplantes de AP..... $\epsilon_c = 2,5$ a 4

El número de revoluciones de los turbo soplantes varia de 3000 a 21000 r.p.m.

Los turbocompresores son máquinas que sirven para comprimir gases en que la relación de compresión es mayor a la de los turbosoplantes, y por consecuencia deben de tener incorporado un sistema de refrigeración a no ser que su destino aconseje lo contrario. Es claro que el límite en la relación de compresión para esta clasificación es convencional y no universalmente empleado.

Tanto los turbocompresores y turbosoplantes pueden ser radiales, diagonales (semiaxiales o de flujo mixto) y axiales, siendo los primeros y los últimos los más importantes.

Clasificación

- a) Radiales
- b) Diagonales (semiaxiales, radioaxiales o de flujo mixto)
- c) Axiales

Los dos primeros se denominan compresores centrífugos. Los compresores axiales no son compresores centrífugos. Los compresores diagonales no han sido hasta los tiempos actuales muy corrientes, su teoría fundamental no difiere de los compresores radiales.

Todo lo de los turbocompresores radiales es aplicable igualmente a los diagonales, es decir, es válido para todos los turbocompresores centrífugos. Así mismo el diseño del de un turbocompresor diagonal puede dividirse en dos partes. En la primera se diseñan las magnitudes fundamentales, según el procedimiento de cálculo. La segunda se emprende en diseño de los alabes de doble curvatura.

Comparación de los TC centrífugos y TC axiales.

El TC centrífugo:

- A) Mayor robustez y, por lo tanto, mayor seguridad en la explotación.
- B) Menor número de escalonamientos.
- C) Mayor facilidad de alojamiento de los inter refrigeradores en el TC refrigerado.
- D) Mayor estabilidad de funcionamiento, por lo que respecta al fenómeno de bombeo.

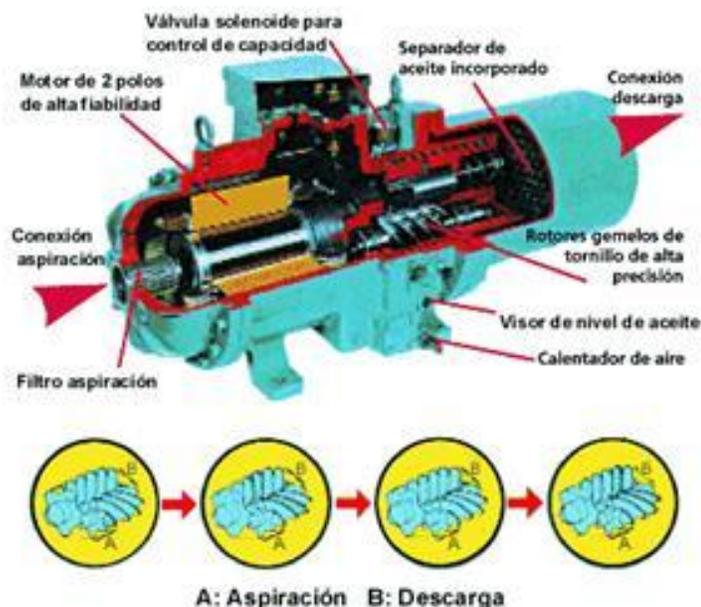


Imagen 6.1 Partes del Turbocompresor axial.

El TC axial ofrece por el contrario las ventajas con relación al TC radial:

- a) Mejor rendimiento.
- b) Para un mismo caudal y presión mayor número de revoluciones.
- c) En general, el compresor axial tiene menos volumen, menos superficie frontal y menos peso para igualdad de gasto másico y de relación de compresión. Esta ventaja es excepcional importante en aviación, e históricamente, constituyó en el estímulo para la evolución del TC axial con destinos a los turborreactores.

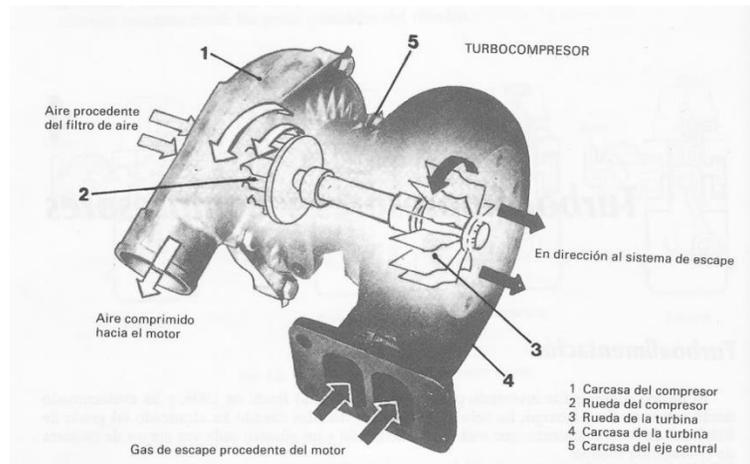


Imagen 6.2 turbocompresor accionado por gases de escape. Motores diésel y sistemas de Inyección, Alan Asmus página 42

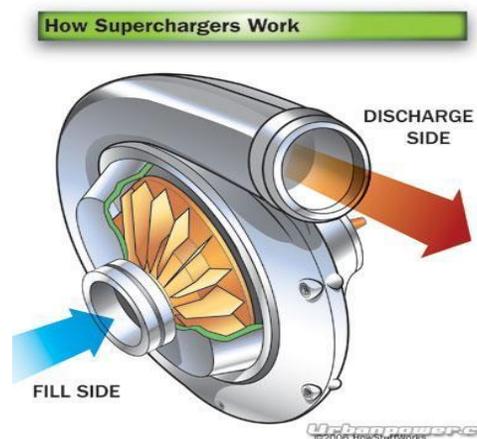


Imagen 6.3 Turbocompresor radial

La última ventaja se hace patente en el campo de las relaciones de compresión elevadas y de las grandes potencias. Por esta razón, los TC de los motores TG de gran potencia suelen ser

axiales y los de los motores TG de pequeña potencia son radiales. Por lo que respecta a la relación de compresión, si esta es pequeña, podrá lograrse con un TC radial de un solo escalonamiento, con lo cual el peso y volumen de la maquina será menor si se emplea un TC axial que necesariamente seria de varios escalonamientos, la relación de compresión por escalonamiento seria:

Escalonamiento TC radial: Máxima realizable de 3 a 5

Valores normales de 1,5 a 2,5

Escalonamiento TC axial: Máximo realizable de 1.5 a 2

Valores normales de 1.05 a 2

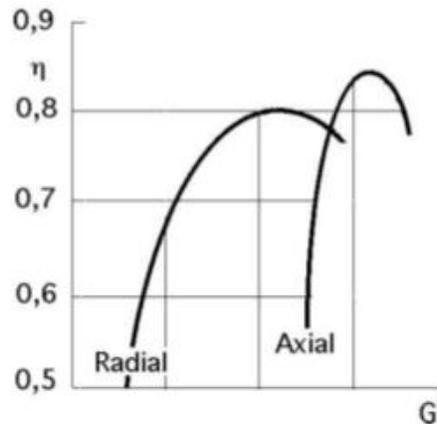


Imagen 6.4 Curvas típicas de rendimiento a cargas parciales de un TC. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 481.

6.2 Rendimiento de los TC Radiales y Axiales

Aunque el TC axial tiene mejor rendimiento que el TC radial, es en contraposición mucho más sensible a la variación de la carga y su rendimiento disminuye más rápidamente al variar las condiciones de funcionamiento con relacional punto de diseño. Es decir, la curva de rendimiento en la función del caudal del TC radial es más plana puede verse en las curvas características relación P_F/P_E en función del caudal volumétrico Q_E a la entrada de la máquina, a diferentes número de revoluciones, correspondientes a un TC radial o axial respectivamente, en el llamado punto nominal o punto de diseño, determinado por el caudal volumétrico nominal a la entrada

Q_{EN} , y la relación de presión nominal $(P_F/P_E)_N$, el rendimiento es máximo. Este rendimiento máximo en general es más elevado que el TC axial.

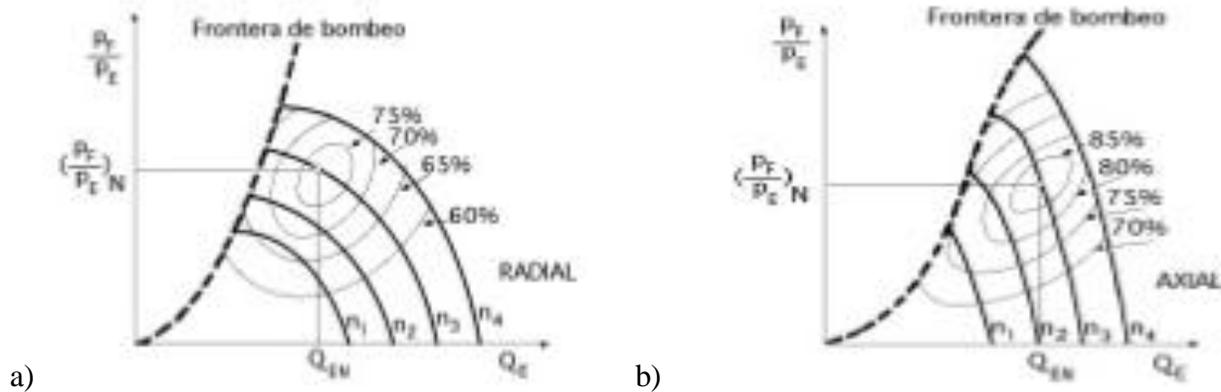


Imagen 6.5 Curvas características de un TC: a) radial; b) axial, con las curvas límites de bombeo Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 482.

6.3 Bombeo de los TC Radiales y Axiales

El TC radial tiene una zona de funcionamiento estable mayor. A cada número de revoluciones el caudal solo puede disminuir, respectivamente la relación de compresión aumentar, hasta un cierto valor límite. El lugar geométrico de los puntos de funcionamiento límites es la curva límite de bombeo trazado con punto en el diagrama 6.5. Al disminuir el caudal por debajo de este valor la difusión inherente al proceso de compresión es excesiva, se origina el desprendimiento de la capa límite, y tiene lugar un flujo de retroceso, acompañado de vibraciones y ruido. Pues bien, el TC axial es más sensible a este fenómeno, que se conoce con el nombre de bombeo.

6.4 Número Específico de Revoluciones de los TC Radiales y Axiales

Los TC centrífugos son máquinas de números específicos de revoluciones σ , inferiores a los TC axiales. El TC centrífugo de admisión sencilla puede diseñarse hasta caudales mínimos de $500 \text{ m}^3/\text{h}$ y con admisión doble pueden alcanzarse caudales de $290000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Por el contrario los TC axiales exigen caudales superiores a los $1400 \text{ m}^3/\text{h}$ y pueden construirse para caudales superiores $1000000 \text{ m}^3/\text{h}$. los TC centrífugos pueden alcanzarse relaciones de compresión de 10 a 12. Por el contrario con los TC axiales no es fácil alcanzar en un solo cuerpo una relación de compresión mayor de 6 a 8. Los TC radiales se construyen actualmente hasta una presión final de 600 bar y los axiales hasta 50 bar.

6.5 Descripción del TC Centrífugo (Radial)

Nos enfocaremos más a este tipo de turbocompresores ya que es el que será usado en esta tesis. El gas de entrada en el turbocompresor por el dispositivo de admisión, que se debe de garantizar una entrada uniforme del mismo en el rodete con el mínimo de pérdidas. La entrada en el rodete sin rotación ($c_{1u} = 0$) es el caso más frecuente, algunas otras veces le comunica al gas una contrarotación ($c_{1u} > 0$), o una rotación ($c_{1u} < 0$), para esto se establece una corona directriz fija antes del rodete, dotada de alabes, que establecen un ángulo de entrada más conveniente en cada caso. En algunos casos se establece un difusor, a base de una corona directriz de alabes orientables a la salida y esto sirve además para regular el caudal estos TC son de gran rendimiento.

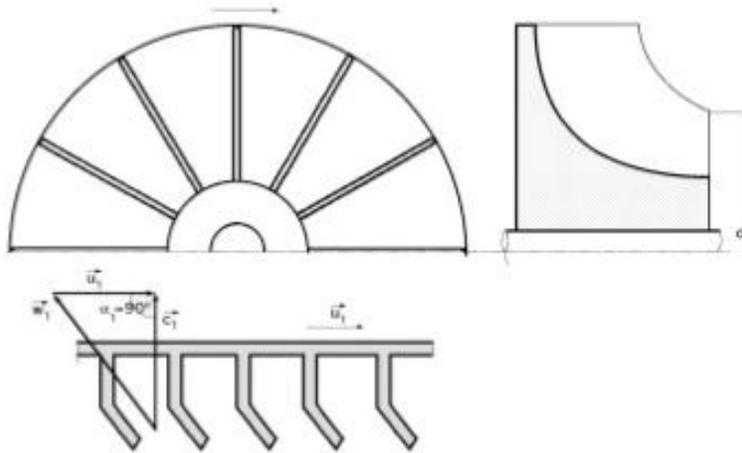


Imagen 6.6 Rodete de salida radial y entrada axial con el triángulo de velocidades a la entrada.
Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 487.

Se muestra en la parte inferior izquierda de la figura 6.6 un TC centrífugo, se presenta la vista desde arriba del desarrollo cilíndrico en el radio r_1 , junto con el triángulo de velocidades de entrada sin rotación ($c_{1u} = 0$). El rodete consta de un cierto número de alabes, que se fijan solamente al cubo del rodete, existen varios tipos de rodetes:

- A) Rodete abierto; se fijan en un solo disco a un lado del mismo.
- B) Rodete semiabierto de simple aspiración; uno y otro lado del disco.
- C) Rodete semiabierto de doble aspiración; este se fija entre la superficie anterior 1 y posterior 2.
- D) Rodete cerrado.

El tipo abierto tiene un mal rendimiento y poca resistencia, permitiendo solamente velocidades periféricas muy pequeñas, el tipo cerrado tiene un buen rendimiento; pero es de difícil construcción y solo permite velocidades periféricas moderadas.

El tipo semiabierto, su parámetro fundamental por el cual se caracteriza a este son sus alabes que tienen un ángulo de salida β_2 y según este, se clasifican:

- a) Alabes curvados hacia atrás, $\beta_2 < 90^\circ$
- b) Alabes curvados hacia adelante, $\beta_2 > 90^\circ$
- c) Alabes de salida radial, $\beta_2 = 90^\circ$

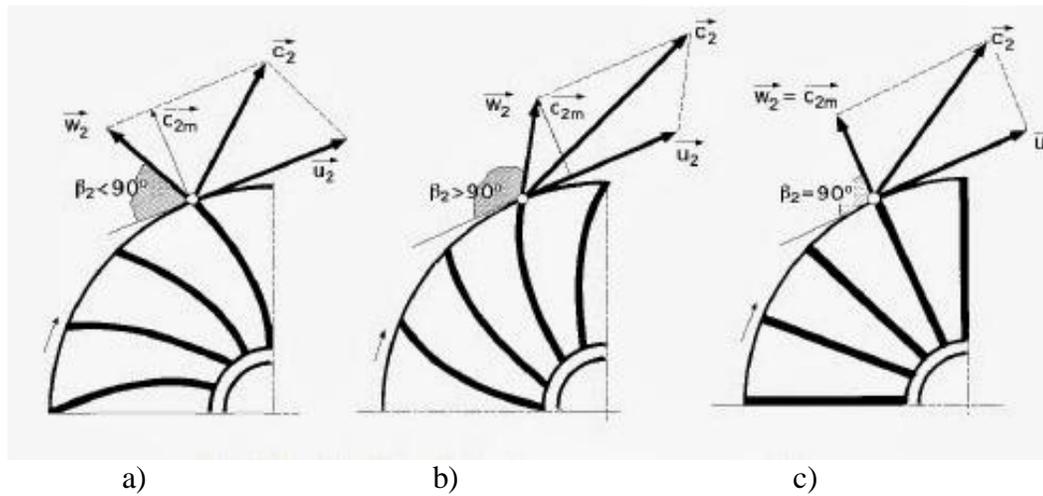


Imagen 6.7 Rodete de TC con alabes a) curvados hacia atrás; b) curvados hacia adelante; c) de salida radial, con el triángulo de velocidades de salida en cada caso. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 488.

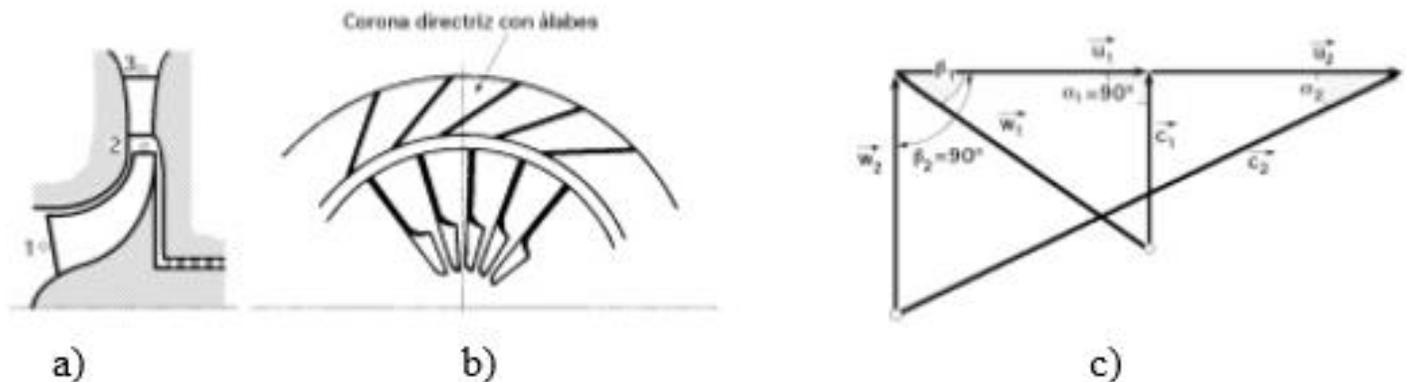


Imagen 6.8 Turbocompresor axial de alabes curvados hacia atrás: a) corte meridional, b) corte transversal, c) triángulos de velocidad. Turbomáquinas térmicas, Claudio Mataix página 489.

El sistema difusor consta de uno o varios órganos fijos, cuya misión es recuperar una gran parte de la energía cinética a la salida del rodete, o lo que es lo mismo conseguir con el mejor rendimiento posible, a expensas de la energía cinética que crea el rodete, un incremento adicional de presión. El difusor suele estar constituido de al menos una caja espiral, a la cual se añade con frecuencia uno de los siguientes elementos: corona directriz con alabes, con lo cual mejora el rendimiento de la difusión muy notablemente.

TC radial con alabes curvados a la entrada y salida radial de la corriente relativa (triángulo de entrada rectángulo en α y triángulo de salida rectángulo en β : este tipo de triángulos es frecuente en los TC)

6.6 Turboalimentación

El turbocompresor es básicamente un compresor accionado por los gases de escape, cuya misión fundamental es presionar el aire de admisión, para de este modo incrementar la cantidad que entra en los cilindro del motor en la carrera de admisión, permitiendo que se quemeficazmente más cantidad de combustible. De este modo, el par del motor y la potencia final pueden incrementarse hasta un 35%, gracias a la acción del turbocompresor.

6.7 La Construcción Del Turbocompresor

El turbocompresor está compuesto de tres secciones: la carcasa central, la turbina y el compresor, tal y como se muestra:

La carcasa central contiene dos cojinetes planos, juntas de tipo segmento y un manguito de separación. Posee también conductos para el suministro y vaciado del aceite que entra y sale de la carcasa. La rueda de la turbina gira dentro de su carcasa y es solidaria con el eje central, que gira apoyado en unos cojinetes lisos, acoplados en el interior de la carcasa central. La rueda del compresor, que se monta en el otro extremo de eje, forma con la turbina un conjunto de rotación simultánea. Un turbocompresor puede girar a velocidades de 120000 r.p.m. en algunas unidades de alto rendimiento.

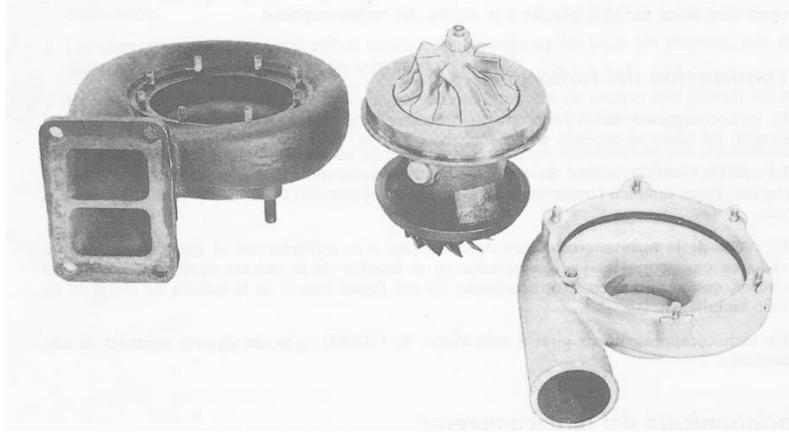


Imagen 6.9 Despiece del turbocompresor. Motores diésel y sistemas de inyección, Alan Asmus página 42.

6.8 Funcionamiento Del Turbocompresor

En términos generales existen dos tipos de turbocompresores: el de impulso y el de presión constante. Cada uno tiene sus propias características de funcionamiento y, sin embargo, ambos actúan de la misma forma básica.

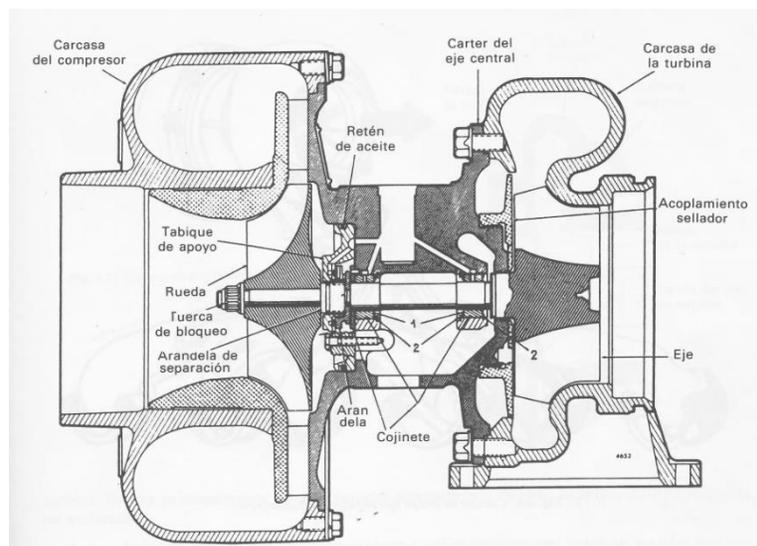


Imagen 6.10 Sección longitudinal de un turbocompresor típico. 1: tabique de frotamiento. 2: aro elástico de retención. Motores diésel y sistemas de inyección, Alan Asmus página 43.

El gas de escape procede del motor, pasa a través del colector de escape del interior de la carcasa de la turbina, donde choca contra las paletas de la misma, haciendo que la turbina, el eje y la rueda del compresor giren.

Cuando la rueda del compresor gira, el aire es comprimido por la fuerza centrífuga desarrollada y pasa de la carcasa del compresor al colector de admisión del motor, siendo la cantidad y presión del aire a la velocidad de rotación.

El turbocompresor tipo impulso, necesita un colector de escape especialmente diseñado para llevar impulso de escape de alta energía a la turbina del turbocompresor. Este diseño, con sus bifurcaciones individuales, evita la interferencia entre las descargas de gas de escape procedentes de los diferentes cilindros del motor, produciéndose de este modo una corriente de impulso de alta velocidad que no se consigue con otros diseños.

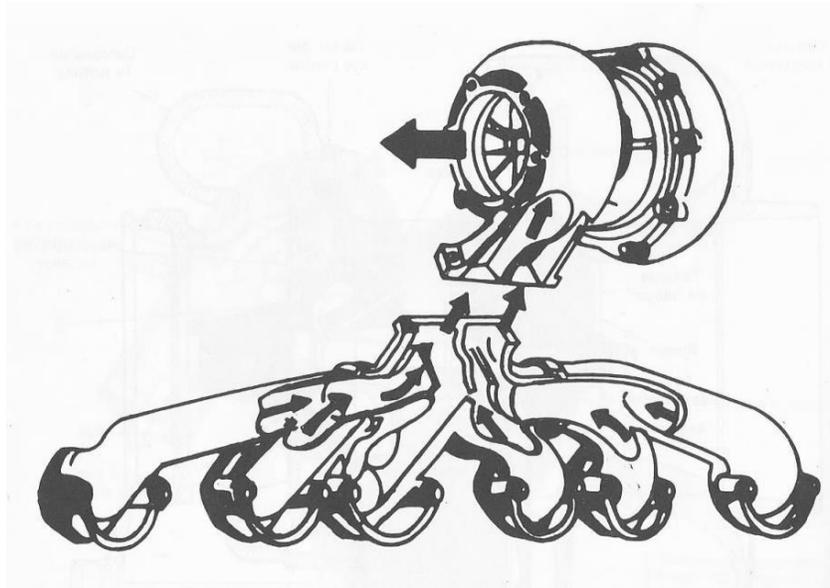


Imagen 6.11 Colector de escape tipo impulso y turbocompresor. Motores diésel y sistemas de inyección, Alan Asmus página 44.

En algunas aplicaciones, la carcasa de la turbina se divide en dos zonas (impulso dividido), consiguiéndose con ello una mejor ayuda para cebar el conjunto de rotación, al inicio de esta, es diseño presenta dos cámaras en espiral en vez de una. El término “cámara en espiral” viene dado por la forma en espiral por la cascara de la turbina la cual disminuye en volumen hacia el centro, como la concha de un caracol.

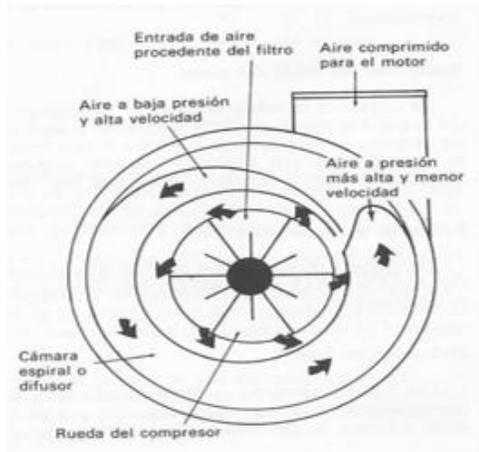
Cada cámara recibe la corriente de escape del motor, por ejemplo, un motor de 4 cilindros, los dos delanteros vierten el gas de escape en la cámara primera, mientras los otros dos lo hacen en la segunda.

Con el tipo de turbocompresor de presión constante, el gas de escape de todos los cilindros fluye al interior de un colector común, donde desaparecen los impulsos, dando lugar a una entrada de gas de la turbina a una presión constante.

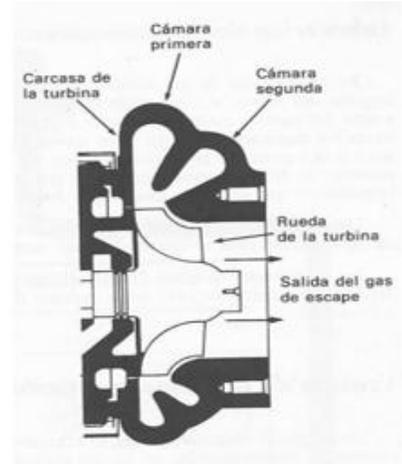
En ambos tipos de turbocompresor el gas de escape entra en la turbina formando un anillo en espiral (toroide), lo que produce una aceleración radial a una presión reducida y velocidad incrementada sobre las paletas de la turbina, las cuales están especialmente diseñadas, de tal forma que se aprovecha la forma del gas para la impulsión de la turbina, su eje y la rueda del compresor unida a él.

El conjunto del compresor es de diseño y construcción similar, tanto en el turbocompresor de impulso, como el de presión constante. El compresor consta de una rueda y una cascara, que lleva incorporada una última espiral o difusor el aire entra en la cámara del compresor (aspirado por el giro del mismo) entre las paletas de la rueda, y es expulsado por el efecto de la fuerza centrífuga, al interior de la espiral durante la rotación de la rueda. En este momento la velocidad del aire disminuye y se produce el correspondiente incremento de la presión. A medida que el aire asciende alrededor de la espiral, se va reduciendo su velocidad y su presión aumenta en función del diámetro de la sección transversal de la cámara.

En resumen el turbocompresor tipo impulso presenta una rápida excitación del conjunto giratorio debida a la rápida sucesión de impulsos de gas de escape sobre el conjunto de la turbina. Se usa principalmente en aplicaciones automotrices, cuando es importante la respuesta en aceleración. Los turbocompresores de presión constante son utilizados en grandes motores dicen máquinas excavadoras y aplicaciones marina donde la respuesta de aceleración no es tan crítica.



a)



b)

Imagen 6.12 a) Carcasa del compresor, b) Carcasa de una turbina de impulso dividida.
Motores diésel y sistemas de inyección, Alan Asmus página 45.

6.9 Ecuaciones Fundamentales Del Turbocompresor

En el turbocompresor centrífugo varía el peso específico a su paso por el rotor, dicho valor depende de la ley de variación de la presión en función del peso o del volumen específico y por consiguiente, de los intercambios térmicos con el exterior. Para esta máquina se utiliza la ecuación de Saint-Venant.

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \int_{p_1}^{p_2} \frac{d\rho}{\bar{\omega}} + \tau_m + \Delta_h = 0$$

Partiendo de esta ecuación se obtiene la expresión de la potencia interna del compresor:

$$p_i = \frac{Q_p}{75\rho} + \int_{p_1}^{p_2} \frac{d\rho}{\bar{\omega}} = \frac{Q_p}{75\rho} \int_{p_1}^{p_2} v dp$$

$$v = \text{volumen específico}$$

La carga estática $\int v dp$ depende de la ley de evolución del gas, Esta puede ser isotérmica, adiabática o politrópica.

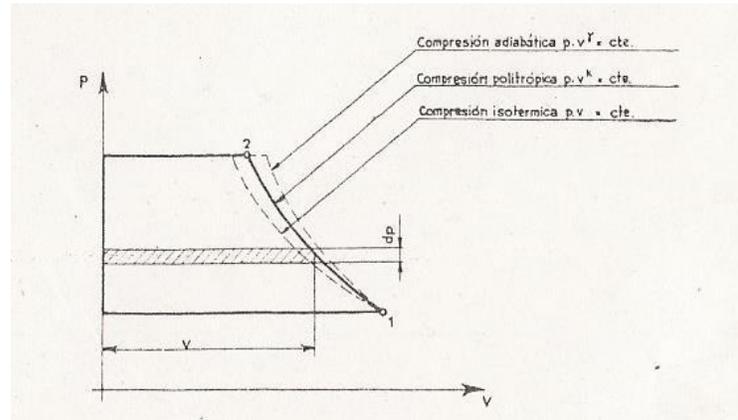


Imagen 6.13 Trabajo de compresión. Ventiladores y turbocompresores, José Masana Tarda
página 113.

En caso de compresión isotérmica, el calor total resultante del trabajo de compresión se evacua al exterior por medio de un energético enfriamiento, la temperatura se mantiene constante y el gas evoluciona según la ley de Mariotte, $p v = cte$.

En estas condiciones el trabajo de compresión propiamente dicho representa el trabajo total por ciclo.

$$\tau = \tau_c = \int_{p_1}^{p_2} v dp = - \int_{p_1}^{p_2} v dp$$

$$p_1 v_1 \log \frac{p_2}{p_1} = 2.302 p_1 v_1 \log \frac{p_2}{p_1}$$

Teniendo en cuenta que la relación de estado los gases

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^m = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{m}{m-1}}$$

Y siendo isotérmica la evolución, podemos sustituir $p_1 v_1$ por $p_2 v_2$, $\frac{p_2}{p_1}$ por $\frac{v_1}{v_2}$, y $p_1 v_1$ por RT si se conoce la temperatura t de evolución del gas, indicando v_1 el volumen específico a la presión p_1 , R la constante específica del gas considerando (para el aire $R = 29.27$) y $T = t + 273$ en grados absolutos. En caso de una compresión adiabática no se efectúa ningún intercambio térmico con el exterior. El calor desarrollado durante el trabajo de compresión se emplea completamente en incrementar la temperatura del gas el cual evoluciona según la ley de Laplace:

$$p v^\gamma = cte. \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

Siendo c_p y c_v los calores respectivamente presión o a volumen constante.

En estas condiciones el incremento de temperatura absoluta depende de la variación de volumen o presión.

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Para el aire y los gases diatómicos

$$\gamma = 1.4 \quad \frac{\gamma - 1}{\gamma} = 0.286 = \frac{1}{3.5}$$

Para gases monoatómicos

$$\gamma = 1.67 \quad \frac{\gamma - 1}{\gamma} = 0.400 = \frac{1}{2.5}$$

Para gases triatómicos

$$\gamma = 1.33 \quad \frac{\gamma - 1}{\gamma} = 0.248 = \frac{1}{4.03}$$

El trabajo de compresión propiamente dicho valdrá:

$$\tau_c = \frac{p_1 v_1}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Que corresponde para cada kilogramo de gas calentado a volumen constante:

$$\tau_c = E c_v (t_2 - t_1)$$

Siendo $E = 427$ kgm el equivalente mecánico al calor c_v y el calor específico a volumen constante e igual a 0.171 para el aire.

El trabajo total por ciclo será más elevado ya que el trabajo de impulsión es superior al de aspiración a causa del calentamiento

$$\tau_c = \frac{\gamma - 1}{\gamma} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Que corresponde para cada kilogramo, con gas calentado a presión constante:

$$\tau_c = Ecv(t_2 - t_1)$$

C_p = calor específico a presión constante (0.240 para el aire).

Los turbocompresores son refrigerados para evitar una dilatación del gas, que daría lugar a una pérdida en el rendimiento del compresor. En este caso la ley de variación se encuentra entre la isotérmica y la adiabática y se utiliza la siguiente ley politrópica:

$$pv^k = Cte. \quad 1 < k < \gamma$$

La temperatura de impulsión permite determinar el valor del exponente k que satisface la relación:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Si el turbocompresor esta refrigerado el coeficiente k varía entre 1.3 y 1.25 para el aire según el refrigerante y según el tipo de maquina en caso de un turbocompresor no refrigerado $k > \gamma$. Estos valores son válidos también para los gases diatómicos; para otros tipos de gases siendo ligeramente inferior a γ para maquinas refrigeradas.

Las ecuaciones que dan el trabajo de compresión son las mismas que en compresión adiabática con la condición de sustituir γ por k. Las expresiones del trabajo por kg de fluido, en función del incremento de temperatura y de calor específico, no son válidas ya que estas expresiones suponen que no da lugar a un intercambio térmico con el exterior. Las ecuaciones para la compresión politrópica son:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

El trabajo de compresión:

$$\tau_c = \frac{p_1 v_1}{k - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Este trabajo por kg de aire vale:

$$\tau_c = \frac{R}{k - 1} (t_2 - t_1)$$

El trabajo total por ciclo:

$$\tau = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Y por kg de aire:

$$\tau = \frac{R}{k-1} R(t_2 - t_1)$$

Potencia de un turbocompresor.

La potencia interna de un turbocompresor se toma en consideración la carga politrópica, el rendimiento interno Q depende solamente de las perdidas.

La expresión de la potencia interna (en CV), partiendo del caudal-peso Q_p (kg/s) o del caudal-volumen Q (m³/minuto), son

- Considerando el rendimiento interno isotérmico, Q_{is}

$$P_i = Q_p \frac{5.75 \text{ cp } T_1}{\rho_{is}} 2.802 \log \frac{p_2}{p_1} = Q \frac{p_1}{4555 \rho_{is}} 2302 \log \frac{p_2}{p_1}$$

- Considerando el rendimiento interno adiabático Q_{ad}

$$P_i = Q_p \frac{5.75 \text{ cp } T_1}{\rho_{ad}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = Q \frac{p_1}{4500 \rho_{ad}} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

- Considerando el rendimiento interno politrópico Q_{pol}

$$P_i = Q_p \frac{R T_1}{75 \rho_{pol}} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = Q \frac{p_1}{4500 \rho_{pol}} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Donde:

p_1, p_2 con las presiones de entrada y de salida en kg/m^2 .

R, constante específica del gas (29.27 para el aire).

c_p , calor específico a presión constante (0.24 para el aire).

T_1 , temperatura absoluta de aspiración.

Dividiendo estas expresiones por el rendimiento externo, se obtendrá la potencia en el eje. Así a cada expresión del rendimiento interno Q corresponde un valor del rendimiento global η , producto del precedente por el Q_{ex} :

$$\eta_{is} = Q_{igs} Q_{ex} \quad \eta_{ad} = Q_{ad} Q_{ex} \quad \eta_{pol} = Q_{pol} Q_{ex}$$

Prácticamente puede considerarse

$$\eta_{is} \approx 0.6 - 0.7 \quad \eta_{ad} \approx 0.6 - 0.8$$

6.10 Objetivos y Beneficios de los Turbocargadores

El objetivo de un turbocargador es mejorar la eficiencia del motor solucionando una de sus limitaciones principales. Un motor de aspiración natural utiliza solamente el golpe descendente de un pistón para crear un área de baja presión que succione aire hacia el cilindro a través de las válvulas de admisión (vacío). Esta capacidad para llenar el cilindro con aire es su eficiencia volumétrica.

Debido a que el turbocargador incrementa la presión en el punto en donde el aire está entrando al cilindro, una mayor masa de aire (oxígeno) será forzada hacia adentro mientras la presión del múltiple de admisión se incrementa. El oxígeno adicional hace posible agregar más combustible, incrementando la potencia y el torque del motor mientras se reducen las emisiones contaminantes, así como el ruido de la combustión.

Capítulo 7

SISTEMA DE COMBUSTIÓN

7.1 Quemadores

Estos son dispositivos, los cuales permiten realizar la combustión que se origina entre combustible y comburente de una manera controlada y regulable. Logrando una aportación adecuada de ambos elementos para así conseguir una potencia calorífica específica, distribuyendo la zona de reacción (llamas) y la circulación de los productos de la combustión de modo que se transfiera la carga, del modo más eficiente posible, todo el calor producido.

7.1.1 Clasificación de los Quemadores

Los quemadores se clasifican según el combustible utilizado, por ejemplo, pueden ser quemadores de gas, de combustibles líquidos o de combustibles sólidos.

Tipos y clasificación de quemadores:

- Quemadores industriales de gas.
 - Quemadores de premezcla
- a) Quemadores de premezcla a presión.
- b) Quemadores atmosféricos.
- c) Quemadores oxi-gas.
- Quemadores de mezcla en la boca de salida con aire a presión baja.
 - Quemadores de mezcla en la boca de salida y aire a presión:
- a) Llamas axiales.
- b) Derrame concurrente.
- c) Derrame giratorio del gas.
- d) Derrame a contrarrotación.
- Quemadores especiales:
- a) Quemadores radiantes.

b) Quemadores jet.

c) Quemadores de vena de aire.

- Quemadores para altas temperaturas.
- Quemadores para combustibles líquidos:

a) Quemadores de gasificación.

b) Quemadores de pulverización por aire a baja presión.

c) Quemadores de pulverización por aire o vapor a presión.

d) Quemadores de pulverización mecánica.

e) Quemadores por copa rotativa (Pulverización centrífuga).

f) Quemadores por pulverización mixta (Mecánica y fluido de arrastre).

- Quemadores especiales:

a) Quemadores duales: gas/fuel-oíl.

b) Quemadores para aire precalentado.

c) Quemadores con control de forma de llama.

d) Quemadores de residuos líquidos.

e) Quemadores con enriquecimiento de oxígeno.

- Quemadores para combustibles sólidos:

a) Quemadores para combustibles sólidos.

b) Cámaras de combustión tipo ciclón.

c) Lechos fluidizados.

d) Parrillas.

Quemadores de gas.

Estos pueden clasificarse en dos tipos:

- Quemadores de mezcla previa (aire-gas).
- Quemadores de alimentación separada gas y aire (sin mezcla previa).

Quemadores de mezcla previa.

Estos se caracterizan porque una parte del aire (aire primario) o la totalidad del aire necesario para la combustión completa, se mezcla con el gas a la entrada del quemador o inmediatamente antes del mismo. En caso de ser necesario, se admite la parte del aire (aire secundario) correspondiente a la combustión completa, para poder terminar esta.

Estos quemadores tienen las siguientes características:

- Su potencia específica es unitaria (relación de la potencia térmica a la sección del orificio de salida).
- El factor de aire de la premezcla (relación de aire primario respecto al aire teórico).

Sistemas de mezcla.

- **Máquinas de mezcla:** están compuestas por un supresor con mezclador de dos orificios calibrados en la aspiración, alimentados por aire atmosférico y gas regulado.
- **Cámaras de mezcla:** estas son alimentadas con el aire y gas a presión por dos canalizaciones provistas de válvulas de regulación progresivas y de mando simultáneo.

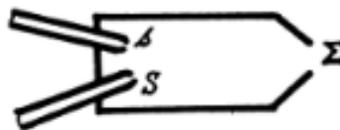


Imagen 7.1 Cámara premezcla.

- **Mezcladores de inducción:** estos dispositivos (generalmente un inyector Venturi) en los cuales se utiliza la energía del fluido para aspirar al otro.

7.2 Combustión

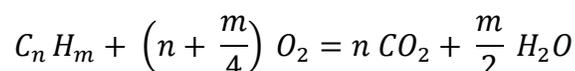
La combustión de alcanos, es decir, de hidrocarburos en cuya estructura se encuentran solo átomos de carbono e hidrogeno; se produce al ser oxidados por el oxígeno que se encuentra en el aire a temperatura elevada. De esta reacción no se obtienen beneficios de los productos sino del calor producido.

Se debe evitar la existencia de inquemados y humos, esto se logra con cantidades más o menos importantes de aire, pero esto también implica mayores pérdidas de calor en los productos de la combustión. De ahí que constituya uno de los parámetros más importantes a controlar.

Los productos de esta reacción, además las sustancias completamente oxidadas que se originan en este proceso, darán como resultado otros componentes indeseados (contaminantes atmosféricos).

7.2.1 Reacción de combustión y cálculos estequiométricos.

La reacción de combustión de un hidrocarburo de formula $C_n H_m$ se escribe:



De la cual:

- A) 1 Kmol de $C_n H_m$, requiere, para una combustión completa $(n + m/4)$ Kmol de dióxido de carbono y $m/2$ Kmol de vapor de agua.
- B) En el caso que todas las especies químicas sean gases la lectura puede cambiarse por m^3 .
- C) La masa molecular del hidrocarburo vale $(12n + m)$ Kg, la del oxígeno 32 Kg, la del dióxido de carbono 44 y la del agua 18, puede hacerse la siguiente lectura: la combustión de 1 Kg de $C_n H_m$ requiere el consumo de:

$$\frac{8(4n + m)}{12n + m}, \text{Kg de } O_2 \text{ y produce;}$$

$$\frac{44n}{12n + m} \text{ Kg de } CO_2 \text{ y } \frac{9m}{12n + m} \text{ Kg de } H_2O$$

Las reacciones químicas que estequiométricamente se expresan siempre según la lectura “A”, ya que es así como pueden igualarse (los átomos del primer miembro han de ser iguales al del segundo), se suelen leer como en el caso “B”, si los combustibles son gaseosos, y en el caso “C”, se utiliza si los combustibles son líquidos o sólidos, en este último caso se suele expresar las cantidades de oxígeno y productos en unidades de volumen, para lo cual basta dividir cada especie química por su masa molar y multiplicar el resultado por $22.41 \text{ m}^3_{(n)} / \text{Kmol}$.

Las combustiones no se realizan con el aire al mínimo, si no con una proporción adecuada para esta. La cantidad de aire utilizado se expresa en función del aire mínimo mediante un coeficiente α :

$$\text{aire utilizado} = \alpha (\text{Aire mínimo}) = \alpha A_{\min}$$

El aire en exceso es, por tanto:

$$A - A_{\min} = (\alpha - 1)A_{\min}$$

La cantidad de nitrógeno obtenido en este proceso será en volumen 3.76 veces el volumen del oxígeno.

El volumen de los productos de la combustión también pueden determinarse por medio del llamado volumen mínimo V_{\min} , que se obtiene añadiendo el volumen de productos calculados según la reacción el volumen del nitrógeno del aire mínimo, es decir, $0.79 A_{\min}$.

Si se emplea una cantidad de aire A, el exceso del mismo se encontrara en los productos, por lo tanto;

$$V = V_{\min} + (\alpha - 1) A_{\min}$$

Entre los productos de la combustión figura el vapor de agua, el cual puede separarse por condensación al enfriarlos, el volumen de los productos secos se designaran alternativamente, por V' y V'_{\min} .

En el caso de combustibles gaseosos, se parte de la composición molecular del mismo. Se designan las partes en volumen por:

$$CO, H_2, CH_4 \dots C_n H_m \dots O_2 N_2 m^3_{(n)} / m^3_{(n)} \text{ de combustible se tiene:}$$

$$O_{min} = \frac{1}{2} CO + \frac{1}{2} H_2 + 2 CH_4 + \frac{3}{2} C_2H_6 + \dots + \left(n + \frac{m}{2}\right) C_nH_m$$

$$- O_2 m^3_{(n)} \text{ por } m^3_{(n)} \text{ comb.}$$

$$A_{min} = \frac{4.76 O_{2min} m^3_{(n)}}{m^3_{(n)}}$$

$$V_{min} = CO + H_2 + 3 CH_4 + 5 C_2H_6 + \dots + \left(n + \frac{m}{4}\right) C_nH_m + 0.79 A_{min} + N_2$$

$$V'_{min} = CO + CH_4 + 2C_2H_6 + \dots + nC_nH_m + 0.79 A_{min} + N_2$$

7.3 Temperatura Adiabática de la Llama, Disociación

Esta es la máxima temperatura que pueden alcanzar los productos de la combustión, ya que es la que se obtendría si todo el calor desarrollara por el proceso se utilizase íntegramente para calentar dichos productos.

Su valor depende del exceso de aire, y crecerá al tender a cero dichos excesos. Crecerá aún más si disminuye la proporción de inerte (N_2), si se emplea aire enriquecido con oxígeno, o solo oxígeno. También puede elevarse si se utiliza aire y combustibles precalentados.

Se plantea el siguiente balance referido a la unidad de combustible:

$$H_i + h_c + A h_A = V C_{pm} t$$

Donde:

H_i : El poder calorífico.

H_c : La entalpia del combustible, que depende de su temperatura.

h_a : La entalpia del aire, en función de la temperatura.

A : Cantidad de aire por unidad de combustible.

V : Cantidad de producto de la combustión.

C_{pm} : calor específico medio de los productos de combustión.

t : Temperatura adiabática.

Si la temperatura sobre pasa 1500 °C, aparecerán fenómenos de disociación, con producción de CO y H₂ en reacciones endotérmicas, cuyo efecto térmico es la absorción de q_{dis} por unidad de combustible.

7.4 Control de la Combustión y Controles de Seguridad.

Existen dos categorías de conceptos diferentes. La primer categoría se refiere a los sistemas que aseguran el correcto funcionamiento del proceso: que el desarrollo de calor sea adecuado mediante el control del caudal del combustible; o que la proporción de utilizada de cada combustible es la más conveniente, en sistemas de varios combustibles; que la proporción de aire-combustible se mantenga en los límites prefijados, y que la presión de la cámara de combustión u hogar permanezca dentro de los márgenes.

La segunda categoría corresponde a los sistemas utilizados para garantizar la seguridad de funcionamiento, se deben de tomar en cuenta las propiedades de las mezclas aire-combustible y las posibilidades de formación de mezclas explosivas en espacios confinados y los sistemas para prevenir estas situaciones.

También es muy impórtate el control de producción de contaminantes (formación de CO o de NO). Ya que este es un problema muy nocivo para el ambiente.

7.4.1 Control del caudal de combustible.

El flujo de calor solicitado vendrá solicitado por una señal determinada, la cual estará adecuada para el proceso que se trate (una temperatura, una presión, etc.), la cual actuara sobre el controlador del caudal de combustible alimentado. En este proceso se debe de distinguir entre el combustible si es sólido, liquido o gaseoso.

Para un combustible gaseoso:

Pueden darse diferencias en poder calorífico para los distintos combustibles gaseoso que hay, lo usual es que se utilice un cierto tipo de combustible (gas natural, gas LP, propano, etc.) prácticamente de poder calorífico constante. El flujo de calor se determina a partir del caudal másico que se mide en Kg/s:

$$q_m \approx \sqrt{p \rho}$$

En el caso de los gases el caudal másico se suele medir en metro cubico. Teniendo en cuenta que:

$$\rho = \rho_a d$$

Siendo ρ_a = la masa volumétrica del aire:

$$q_m = \sqrt{\frac{p}{d}}$$

El flujo calorífico es:

$$\Phi \approx H_i q_m \approx W_i \sqrt{\Delta_p}$$

7.4.2 Control del caudal de aire.

Este es de gran importancia ya que se debe de asegurar un exceso, siempre necesario en los procesos normales, para que la combustión sea completa y no se produzcan inquemados como se vio en los procesos de combustión.

Formas de realización de control.

- Control mecánico.
- Control por presión.
- Control por caudal.
- Control electrónico.
- Control de la presión en el hogar (cámara de combustión).

7.4.3 Controles de seguridad

- Válvulas de cierre rápido automático.
- Válvula de supervisión.
- Dispositivos de vigilancia de llama.
- Sistemas de encendido.
- Sistemas de operación automática.

Capítulo 8

SISTEMAS DE LUBRICACIÓN

8.1 Lubricación

Aunque no sea específicamente uno de los puntos a tratar, este es un tema de suma importancia en el funcionamiento y en el mantenimiento del turbocompresor, motores de combustión interna, y en todas las demás maquinas en general. Ya que para una buena operación de las máquinas y un mayor tiempo de vida se debe reducir al mínimo los rozamientos entre sus piezas que se encuentran en movimiento. Se le debe de suministrar el aceite habitual y realizar el cambio de filtros periódicamente, al igual que se debe de controlar la presión del y la calidad del aceite utilizado y siempre utilizar en el turbocompresor el recomendado por el fabricante ya que este funciona con uno diferente a los motores convencionales.

8.2 Sistemas Hidráulicos Para La Lubricación (Bombas)

Una bomba es un mecanismo para levantar o transportar fluidos. Su acción mecánica crea un vacío parcial en la entrada de la misma que permite que la presión atmosférica del depósito, fuerce al líquido a través del tubo o línea de entrada hacia el interior de la bomba. Además su acción mecánica fuerza al fluido hacia el interior del sistema.

Basándonos en el diseño las bombas pueden clasificarse en cinco;

- Bomba de engrane.
- Bombas centrifugas.
- Bombas de tornillo.
- Bombas de aspas.
- Bombas de pistón.

Bomba de engranes: existen dos tipos de bombas de engranes exterior e interior. El tipo de engranes exterior consiste de dos engranes encerrados en una caja de ajuste preciso. Los engranes giran en direcciones opuestas y engranan su punto dentro de la caja situado entre la entrada y la salida. Este tipo puede usar engranes rectos, helicoidales y de diente angular. Conforme giran los engranes se forma un vacío parcial que hace que el líquido sea atraído hacia el interior de la bomba por el orificio de entrada.

Bomba de engranes internos tiene las mismas características que la de engranes externos. Consiste en dos engranes; un engrane externo y el otro interno. El interno lleva ese nombre por el hecho de que los dientes señalan hacia adentro de su eje en lugar que hacia afuera. El engrane externo está montado en una flecha y está posicionado dentro del engrane interno. Cuando la bomba opera, el engrane interno impulsa al externo; cada engrane gira en la misma dirección.

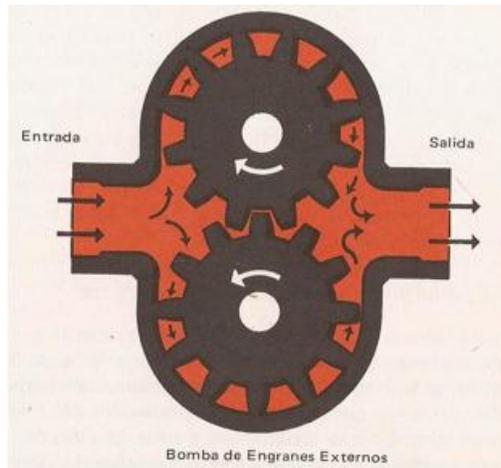


Imagen 8.1 Bomba de Engranes Externos. Manual de lubricación, Ing. Guillermo Valencia Andrade, página 124

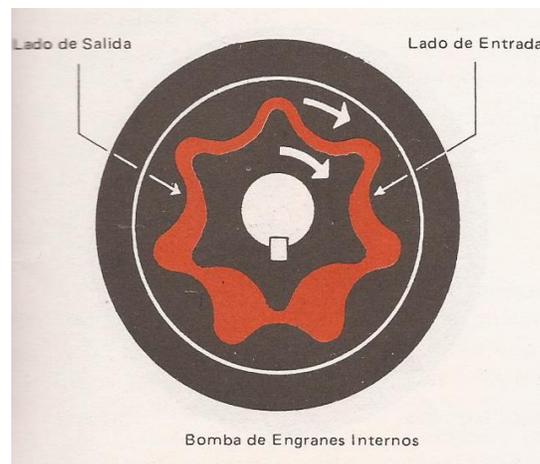


Imagen 8.2 Bomba de Engranes Internos. Manual de lubricación, Ing. Guillermo Valencia Andrade, página 125

Bomba de aspas: esta bomba emplea dos principios para su operación. Hace uso de la fuerza centrífuga y de compartimientos o cámaras de volumen variable. La expansión y disminución de estas cámaras da origen al flujo del fluido hacia el interior de la bomba. Están constituidas por un rotor ranurado, aspas, un anillo de contorno elíptico interior, bujes y cojinetes. El rotor

esta ranurado y es impulsado por la flecha. Las ranuras están hechas a un ángulo ligero respecto de la circunferencia exterior del rotor. Tienen una inclinación en dirección de la rotación. Cada una de las ranuras sirve para sostener una aspa plana y rectangular. Las aspas quedan libres para moverse radialmente en la ranura. Específicamente pueden moverse hacia el interior o exterior del eje de rotación. Sin embargo no pueden moverse hacia los lados debido a que los buges que retienen el conjunto de la bomba.

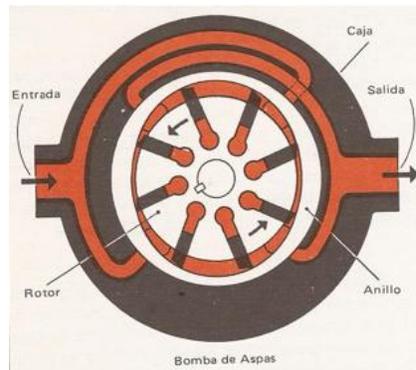


Imagen 8.3 Bomba de Aspas. Manual de lubricación, Ing. Guillermo Valencia Andrade, página 126.

CAPITULO 9

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y OPERACIÓN DEL TURBORREACTOR A PARTIR DE UN TURBOCOMPRESOR RADIAL

9.1 Diseño, desensamble, toma de medidas de la turbomaquina térmica.

El diseño del turborreactor a partir del turbocompresor radial requirió de un análisis sistemático de todo el proceso que desarrolla la maquina térmica, para culminar con la obtención de un proyecto que tenga un funcionamiento adecuado, que cumpla las características específicas para poder trabajar en un laboratorio de termofluidos, y sirva como herramienta de estudio para compañeros universitarios.

Con este fin, se realizaron los cálculos necesarios para su diseño, dichos cálculos se podrán consultar en esta sección para mayor comprensión. En consecuencia los resultados obtenidos permitieron elegir los materiales adecuados para la construcción del proyecto, tomando en cuenta diferentes aspectos como el grosor de las láminas lo cual implica un aumento o disminución en su desempeño, prevención de fallas en las piezas manufacturadas.

En la selección del grosor de las láminas se debe tener en consideración que dicho grosor permita su manipulación y por consiguiente poder realizar un buen acabado de las piezas. Se selecciona la soldadura ideal para prevenir accidentes o fallas mecánicas.

El turborreactor fue adaptado para dar uso a un turbocompresor donado por el laboratorio de termofluidos, este turbocompresor fue retirado de un motor que había cumplido su tiempo de vida útil y se buscaba dar uso a sus piezas. El turbocompresor extraído es un modelo A/R.54 M24 TP, número de serie 30653, el fabricante es Garrett, en base a sus especificaciones se realizaron los cálculos para diseñar y manufacturar las piezas faltantes. Más adelante se mostraran las características de cada una de las piezas.

9.1.1 Desensamble y toma de medidas del turbocompresor y la turbina de gas



Imagen 9.1 Rodete del turbocompresor montado en la base.

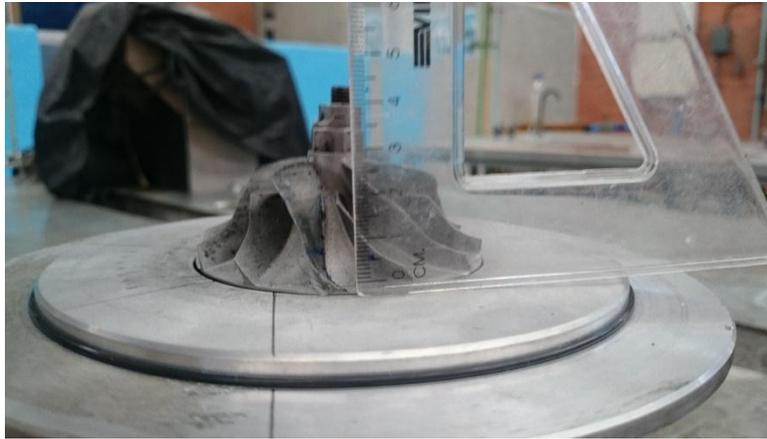


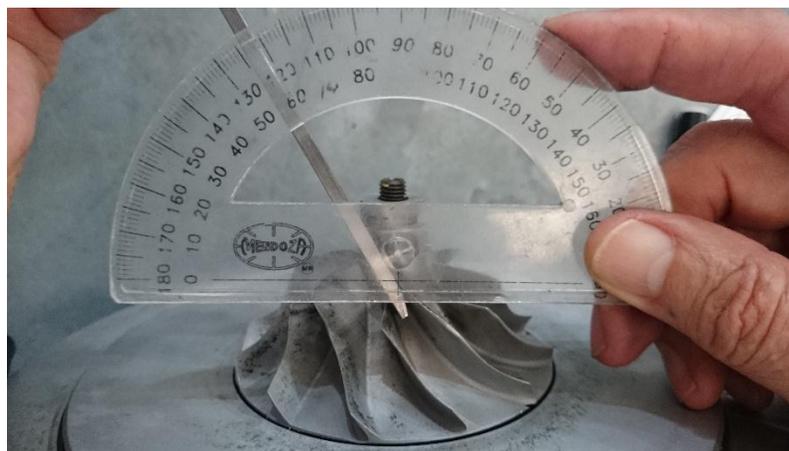
Imagen 9.2 Rodete del turbocompresor.



a)



b)



c)

Imagen 9.3 a) molde de los alabes del rodete vista inferior, b) corte del molde de los alabes del rodete vista lateral, c) medida del algnulo de entrada al rodete vista lateral.



Imagen 9.3 Tapa del turbocompresor, se observan (remarcada con plumón) la trayectoria absoluta de las partículas.

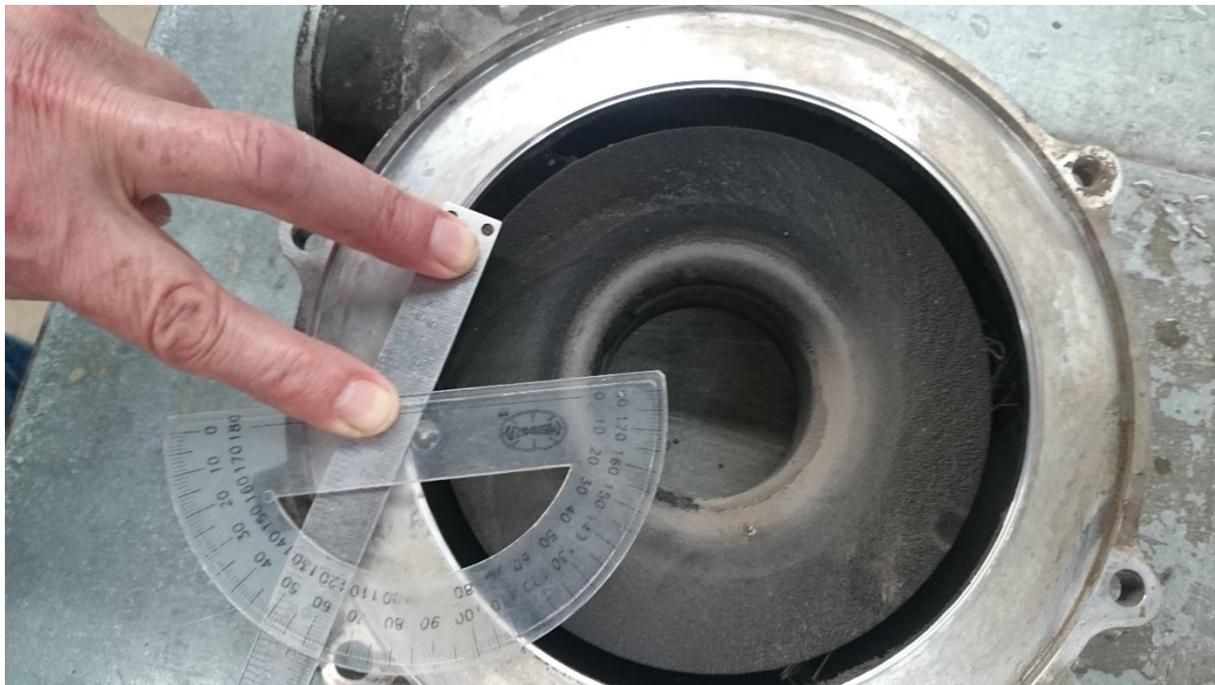


Imagen 9.4 Angulo de la trayectoria de la partículas.



Imagen 9.5 Carcasa vista Frontal.



Imagen 9.6 Turbina de gas vista superior y lateral.

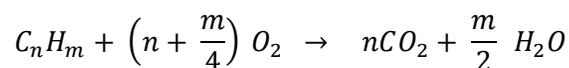
Se tomaron las medidas correctas de cada pieza del turbocompresor con exactitud para así poder desarrollar los planos correspondientes de cada pieza mostrada anteriormente, y algunos otros planos más necesarios para la construcción y ensamble final del turborreactor los cuales se mostraran a partir del subcapítulo 9.4.

9.2 Cálculos Para el Diseño del Turborreactor

9.2.1 Cálculos de la combustión.

La combustión de alcanos, es decir, de hidrocarburos en cuya estructura se encuentran solo átomos de carbono e hidrogeno; se produce al ser oxidados por el oxígeno que se encuentra en el aire a temperatura elevada. De esta reacción no se obtienen beneficios de los productos sino del calor producido.

- Reacción general de combustión para un hidrocarburo:

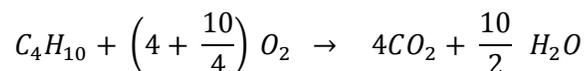


Se utilizara gas licuado de petróleo, comúnmente llamado Gas LP, en México este gas es una mezcla de Propano y Butano.

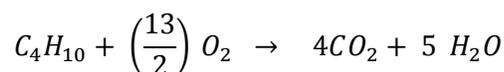
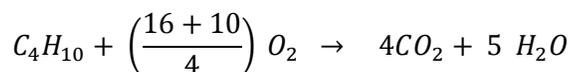
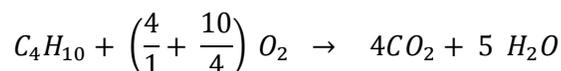
- Desarrollo de la reacción de combustión del Gas LP:

a) Gas Butano: C_4H_{10}

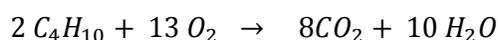
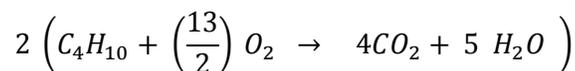
Sustituyendo en reacción general de combustión:



Simplificando:

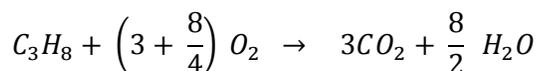


Ajustando reacción:

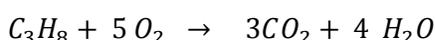
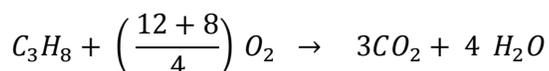
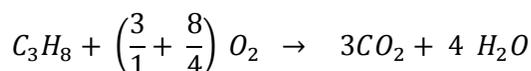


b) Gas Propano: C_3H_8

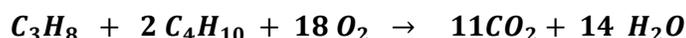
Sustituyendo en reacción general de combustión:



Simplificando:



Agrupando para obtener la Reacción de Combustión del Gas LP:



Se debe tener presente que el oxígeno molecular se obtendrá del aire, el cual tiene una composición de 21% de O_2 y un 79% de N_2 . Si bien el nitrógeno NO es relevante en la reacción de combustión ya que no interviene en ella, se expresara su presencia, respetando así la Ley de Conservación de la Materia de Lavoisier, la cual expresa que: la materia no se crea ni se destruye solo se transforma.

Calculando las moles de N_2 presentes en la reacción de combustión:

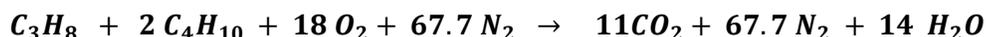
Datos:

100 moles de aire = 21 moles de O_2 y 79 moles de N_2

Según la reacción de combustión se requieren 18 moles de O_2 para que reaccione todo el Gas LP.

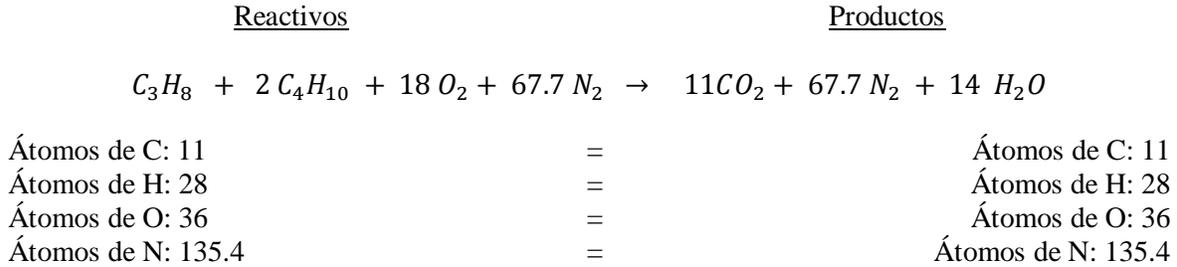
$$18 \text{ moles } O_2 \left(\frac{79 \text{ moles de } N_2}{21 \text{ moles de } O_2} \right) = 67.7 \text{ moles de } N_2$$

Se integra el N_2 para obtener la reacción de combustión completa:



Leemos la reacción de combustión completa de la siguiente forma: Para llevar a cabo la combustión de 1 mol de Gas Propano y 2 moles de Gas Butano son necesarias 18 moles de Oxígeno molecular, generando 11 moles de dióxido de carbono y 14 moles de vapor de agua. El N_2 al no reaccionar saldrá sin transformarse en otra especie química.

Comprobando balance de la reacción:



- Calculo del aire requerido para asegurar la combustión de la totalidad del Gas LP.

Se calculara en primera instancia la necesidad mínima de oxígeno para una combustión ideal o combustión en condiciones estequiométricas de 1Kg de Gas LP, este gas está compuesto por 60% de Propano y 40% de Butano, por tanto, en 1Kg de Gas LP encontraremos 0.6Kg de C_3H_8 y 0.4Kg de C_4H_{10} .

a) Obteniendo las moles de Gas Butano (C_4H_{10}) y Gas Propano (C_3H_8) en 1Kg de Gas LP

Datos:

$$PM C_4H_{10} = 58 \text{ g/mol}$$

$$PM C_3H_8 = 44 \text{ g/mol}$$

$$PM O_2 = 32 \text{ g/mol}$$

$$400 \text{ g de } C_4H_{10} \left(\frac{1 \text{ mol de } C_4H_{10}}{58 \text{ g de } C_4H_{10}} \right) = 6.8965 \text{ mol de } C_4H_{10}$$

$$600 \text{ g de } C_3H_8 \left(\frac{1 \text{ mol } C_3H_8}{44 \text{ g de } C_3H_8} \right) = 13.6364 \text{ mol de } C_3H_8$$

b) Relación estequiométrica de los gases con O_2 :

$$6.8965 \text{ mol de } C_4H_{10} \left(\frac{13 \text{ mol } O_2}{2 \text{ mol } C_4H_{10}} \right) = 44.8276 \text{ mol } O_2$$

$$13.6364 \text{ mol de } C_3H_8 \left(\frac{5 \text{ mol } O_2}{1 \text{ mol de } C_3H_8} \right) = 68.1818 \text{ mol } O_2$$

c) Obteniendo necesidad mínima de oxígeno:

$$68.1818 + 44.8276 = 113.0094 \text{ mol } O_2 \text{ mín.}$$

$$113.0094 \text{ mol } O_2 \left(\frac{32 \text{ g } O_2}{1 \text{ mol } O_2} \right) \left(\frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ g}} \right) = 3.6 \text{ Kg de } O_2 \text{ mín.}$$

En base a tablas tenemos que 1Kg de $O_2 = 0.88L$ o $0.74m^3$:

$$3.6 \text{ Kg } O_2 \text{ mín.} \left(\frac{0.88L O_2}{1Kg O_2} \right) = 3.17L O_2 \text{ mín}$$

ó

$$3.6 \text{ Kg } O_2 \text{ mín.} \left(\frac{0.74 \text{ m}^3 O_2}{1 \text{ Kg } O_2} \right) = 2.66 \text{ m}^3 O_2 \text{ mín}$$

Se ha ya mencionado que el oxígeno para generar la reacción se obtendrá del aire y tiene una composición del 79% de Nitrógeno y 21% de Oxígeno.

d) Obteniendo aire mínimo ($A_{\text{mín.}}$)

$$A_{\text{mín.}} = 4.76 \cdot O_{\text{mín.}}$$

$$A_{\text{mín.}} = (4.76)(2.66 \text{ m}^3) = 12.66 \text{ m}^3 A_{\text{mín.}}$$

Se ha calculado el $A_{\text{mín.}}$ que debe proporcionarse para que la reacción de 1Kg de Gas LP sea completa, sin embargo, el aire y el combustible pueden tener pequeñas variaciones en su composición; así que para asegurar que la reacción se realice por completo se introduce un exceso de O_2 , en esta caso será del 20%.

$$A_{20\% \text{ Exceso}} = 0.2 \cdot A_{\text{mín}}$$

$$A_{20\% \text{ Exceso}} = (0.2) (12.66 \text{ m}^3) = 2.532 \text{ m}^3$$

$$A_{\text{Total}} = A_{\text{mín}} + A_{20\% \text{ Exceso}}$$

$$A_{\text{Total}} = (2.532) + (12.66) = \mathbf{15.193 \text{ m}^3}$$

Finalmente tenemos que para asegurar la combustión de 1Kg de Gas LP se deben proporcionar 15.193m³ de aire.

- Calculo de los productos generados en la reacción

a) Dióxido de carbono CO_2

Datos:

$$PM \text{ } CO_2 = 44 \text{ g/mol}$$

Ya se han calculado las moles de propano y butano presentes en 1Kg de Gas LP en el ejercicio anterior, por lo tanto iniciamos con la relación estequiométrica.

Relación estequiométrica de los gases con CO_2

$$6.8965 \text{ mol de } C_4H_{10} \left(\frac{8 \text{ mol } CO_2}{2 \text{ mol } C_4H_{10}} \right) = 27.586 \text{ mol } CO_2$$

$$13.6364 \text{ mol de } C_3H_8 \left(\frac{3 \text{ mol } CO_2}{1 \text{ mol de } C_3H_8} \right) = 40.9092 \text{ mol } CO_2$$

Obteniendo la masa producida de CO_2 al consumirse 1Kg de Gas LP

$$27.586 + 40.9092 = 68.4952 \text{ mol } CO_2$$

$$68.4952 \text{ mol } CO_2 \left(\frac{44 \text{ g } CO_2}{1 \text{ mol } CO_2} \right) \left(\frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ g}} \right) = \mathbf{3.014 \text{ Kg de } CO_2}$$

b) Vapor de agua H₂O

Datos:

$$PM \text{ H}_2\text{O} = 18 \text{ g/mol}$$

Relación estequiométrica de los gases con H₂O

$$6.8965 \text{ mol de } C_4H_{10} \left(\frac{10 \text{ mol } H_2O}{2 \text{ mol } C_4H_{10}} \right) = 34.4825 \text{ mol } H_2O$$

$$13.6364 \text{ mol de } C_3H_8 \left(\frac{4 \text{ mol } H_2O}{1 \text{ mol de } C_3H_8} \right) = 54.5456 \text{ mol } H_2O$$

Obteniendo la masa producida de H₂O al consumirse 1Kg de Gas LP

$$34.4825 + 54.5456 = 89.0281 \text{ mol } H_2O$$

$$89.0281 \text{ mol } H_2O \left(\frac{18 \text{ g } H_2O}{1 \text{ mol } H_2O} \right) \left(\frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ g}} \right) = \mathbf{1.6 \text{ Kg de } H_2O}$$

c) Nitrógeno molecular N₂

Datos:

$$PM \text{ N}_2 = 28.02 \text{ g/mol}$$

Se requieren de 113.0094 mol de O₂ mín. para reaccionar con 1 Kg de Gas LP

100 moles de aire = 21 moles de O₂ y 79 moles de N₂

Relación estequiométrica

$$113.0094 \text{ moles } O_{2\text{mín.}} \left(\frac{79 \text{ moles de } N_2}{21 \text{ moles de } O_2} \right) = 425.13 \text{ moles de } N_2$$

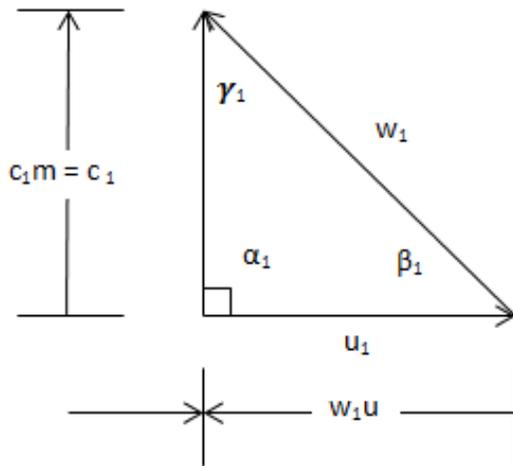
Obteniendo la masa producida de N₂ al consumirse 1Kg de Gas LP

$$425.13 \text{ mol } N_2 \left(\frac{28.02 \text{ g } N_2}{1 \text{ mol } N_2} \right) \left(\frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ g}} \right) = \mathbf{11.91 \text{ Kg de } N_2}$$

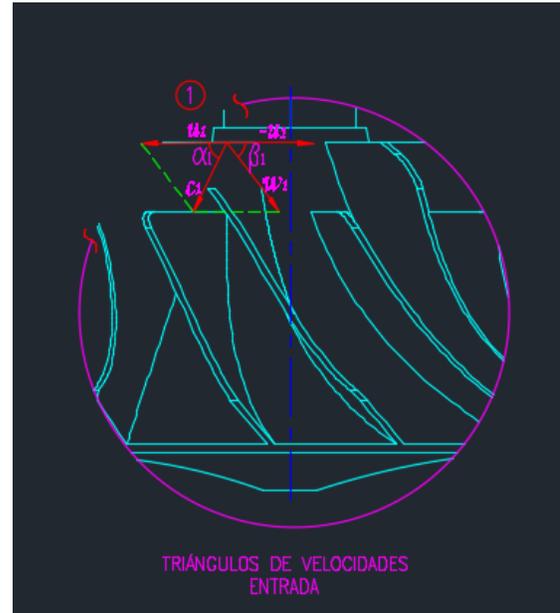
9.2.2 Cálculos de los Triángulo de Entrada y Salida Para el Turbocompresor

Para estos cálculos se utilizaron intervalos de revoluciones propuestas, y se desarrollaron iteraciones hechas para triángulos de entrada Axial y de salida radial tenemos:

Entrada sin prerrotación



a)



b)

Imagen 9,7 Triángulos de velocidades a la entrada del compresor a) triángulos de velocidad resultante en vectores b) triángulos de velocidades mostrados en la entrada del rotor.

$$n = 6,000 \text{ rpm}$$

$$\text{Con diámetro } D_e = (0.0262\text{m})$$

$$u_1 = \pi D_1 n / 60 = 8.2309 \text{ m/s}$$

$$u_1 \tan \beta_1 = c_1 m = c_1 = 7.4111 \text{ m/s}$$

$$c_1 u = 0$$

Por Pitágoras sacamos la hipotenusa

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 m^2 + w_1 u^2} = 11.0758$$

$$A_1 = A_e - A_c = \pi D_{1e}^2 / 4 - \pi D_{1c}^2 / 4$$

$$A_1 = 0.00047123 \text{ m}^2$$

$$Q_1 = c_1 m A_1 = (7.4111 \text{ m/s}) (0.00047123 \text{ m}^2) = 0.003492 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = \rho_1 Q_1 = 0.003240 \text{ kg/s}$$

Estos son posibles valores para los términos en un rango de 40,000 – 80,000 rpm:

Con $n = 40,000$

Con diámetro $D_e = (0.0262 \text{ m})$

$$u_1 = 54.8732 \text{ m/s}$$

$$c_1 m = 49.4081 \text{ m/s}$$

$$w_1 = 73.8392 \text{ m/s}$$

$$Q = 0.02328 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0.02160 \text{ kg/s}$$

Con $n = 50,000$

$$u_1 = 68.5914 \text{ m/s}$$

$$c_1 m = 61.7599 \text{ m/s}$$

$$w_1 = 92.2988 \text{ m/s}$$

$$Q = 0.02910 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0.02700 \text{ kg/s}$$

Con $n = 60,000$

$$u_1 = 82.3097 \text{ m/s}$$

$$c_1 m = 74.1120 \text{ m/s}$$

$$w_1 = 110.7586 \text{ m/s}$$

$$Q = 0.03492 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0.03240 \text{ kg/s}$$

Con $n = 70,000$

$$u_1 = 96.0280 \text{ m/s}$$

$$c_1 m = 86.4640 \text{ m/s}$$

$$w_1 = 129.2184 \text{ m/s}$$

$$Q = 0.04079 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0.03780 \text{ kg/s}$$

Con $n = 80,000$

$$u_1 = 109.7463 \text{ m/s}$$

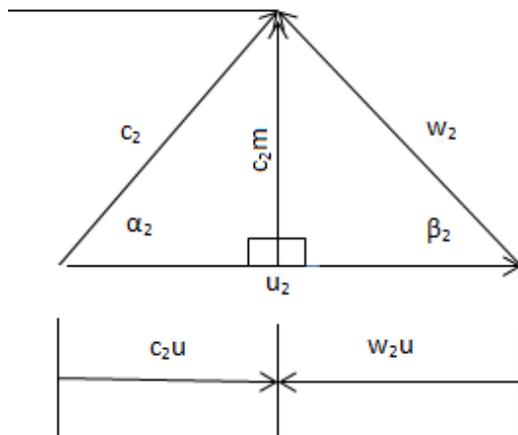
$$c_{1m} = 98.8160 \text{ m/s}$$

$$w_1 = 147.6782 \text{ m/s}$$

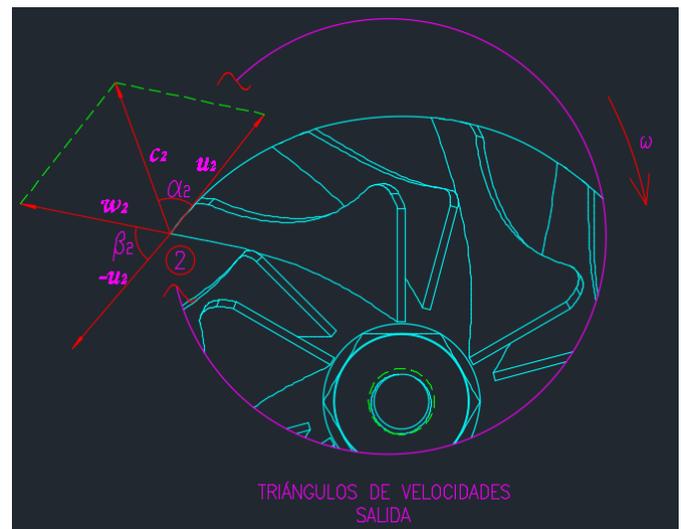
$$Q = 0.04656 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0.04320 \text{ kg/s}$$

Triángulo de salida para el turbocompresor



a)



b)

Imagen 9,8 Triángulos de velocidades a la salida del compresor a) triángulos de velocidad resultante en vectores b) triángulos de velocidades mostrando en la salida del rotor.

Con $n = 6,000 \text{ rpm}$

Con diámetro $D_e = (0.0818 \text{ m})$

$$u_2 = \pi D_e n / 60 = 25.6982 \text{ m/s}$$

$$c_{2m} = Q / \pi D_e b_2 = 2.0910 \text{ m/s}$$

$$w_{2u} = c_{2m} / \text{tg} \beta_2 = 1.1118 \text{ m/s}$$

$$c_{2u} = u_2 - w_{2u} = 24.5864 \text{ m/s}$$

Por Pitágoras sacamos la hipotenusa

$$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2} = 24.6751$$

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + w_{2u}^2} = 2.3681 \text{ m/s}$$

Estos son posibles valores para los términos en un rango de 40,000 – 80,000 rpm:

Con $n = 40,000$

Con diámetro $D_e = (0.0818\text{m})$

$$u_2 = 171.3218\text{m/s}$$

$$c_{2m} = 13.9401\text{m/s}$$

$$w_{2u} = 7.4121\text{m/s}$$

$$c_{2u} = 163.9094\text{m/s}$$

$$c_2 = 164.5011\text{m/s}$$

$$w_2 = 15.7881\text{m/s}$$

Con $n = 50,000$

$$u_2 = 214.1518\text{m/s}$$

$$c_{2m} = 17.4251\text{m/s}$$

$$w_{2u} = 9.2652\text{m/s}$$

$$c_{2u} = 204.8866\text{m/s}$$

$$c_2 = 205.6262\text{m/s}$$

$$w_2 = 19.7351\text{m/s}$$

Con $n = 60,000$

$$u_2 = 256.9822\text{m/s}$$

$$c_{2m} = 21.5955\text{m/s}$$

$$w_{2u} = 11.4826\text{m/s}$$

$$c_{2u} = 245.4996\text{m/s}$$

$$c_2 = 246.4475\text{m/s}$$

$$w_2 = 24.4584\text{m/s}$$

Con $n = 70,000$

$$u_2 = 299.8126\text{m/s}$$

$$c_{2m} = 24.3952\text{m/s}$$

$$w_{2u} = 12.9713\text{m/s}$$

$$c_{2u} = 286.8413\text{m/s}$$

$$c_2 = 287.8768\text{m/s}$$

$$w_2 = 27.6293\text{m/s}$$

Con $n = 80,000$

$$u_2 = 342.64\text{m/s}$$

$$c_{2m} = 27.8802\text{m/s}$$

$$w_{2u} = 14.8243\text{m/s}$$

$$c_{2u} = 327.8184\text{m/s}$$

$$c_2 = 329.0021\text{m/s}$$

$$w_2 = 31.5763\text{m/s}$$

$$\dot{m}_1 = \rho_1 c_1 m A_1 = \rho_1 Q$$

$$\dot{m}_2 = \rho_2 c_2 m A_2 = \rho_2 c_2 m \pi D_2 b_2$$

$$A_2 = 0.0016703887 \text{ con } 0.0818\text{m}$$

$$\gamma_{\text{aire}} = \rho \cdot g = (0.9276\text{kg/m}^3) (9.81\text{m/s}^2) = 9.099756\text{N/m}^3$$

$$P_1 = 78,048.36\text{N/m}^2$$

Relación de presiones

$$\bullet = P_1/RT_1$$

Donde: $R = 8314.3/28.97$

T_1 la tomaremos como la temperatura del aire al despreciar la compresibilidad

$$T_1 = 293.15^\circ\text{K}$$

$$\rho = 78,048.36\text{N/m}^2 / 286.9968\text{J/kg}^\circ\text{K} * 293.15^\circ\text{K} = 0.927676786\text{kg/m}^3$$

Lo cual es correcto

$$\rho_1 = P_1/RT_1$$

$$P_1 = P_{\text{atm}} = P_{\text{bar}} = 78,048\text{N/m}^2$$

$$\rho_2 = P_2/RT_2$$

Con $n=6,000$

$$\rho_2 = 78,330.7218 \text{N/m}^2 / 286.9968 \text{J/kg}^\circ\text{K} * 293.5027^\circ\text{K} = 0.927994245$$

Para sacar P_2 a $n = 6,000$ rpm

$$P_2 = P_1 \left\{ \frac{1}{1} + \frac{1[2(u_2 c_2 u - u_1 c_1 u) - (c_2 - c_1)]}{2 C_p T_1} \right\}^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

Donde:

$$P_1 = 78,048.36 \text{N/m}^2$$

$$C_p = 1,005 \text{J/kg}^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 293.15^\circ\text{K}$$

$$u_2 = 25.6982 \text{m/s}$$

$$c_2 u = 24.5864 \text{m/s}$$

$$u_1 = 8.2309 \text{m/s}$$

$$c_1 u = 0$$

$$c_2 = 24.6751 \text{m/s}$$

$$c_1 = 7.4111 \text{m/s}$$

El termino $u_1 c_1 u$ se elimina porque $c_1 u$ vale cero

$$P_2 = 78,330.7218 \text{N/m}^2$$

A continuación se dan algunos valores de P_2 en el rango de 40,000 – 80,000 rpm Con $n = 40,000$ rpm

$$P_1 = 78,048.36 \text{N/m}^2$$

$$C_p = 1,005 \text{J/kg}^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 293.15^\circ\text{K}$$

$$u_2 = 171.3215 \text{m/s}$$

$$c_2 u = 163.9044 \text{m/s}$$

$$u_1 = 54.8732 \text{m/s}$$

$$c_1 u = 0$$

$$c_2 = 164.5011 \text{m/s}$$

$$c_1 = 49.4081 \text{m/s}$$

$$P_2 = 91,264.9109 \text{N/m}^2$$

Con $n = 50,000\text{rpm}$

$$P_1 = 78,048.36\text{N/m}^2$$

$$C_p = 1,005\text{J/kg}^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 293.15^\circ\text{K}$$

$$u_2 = 214.1518\text{m/s}$$

$$c_{2u} = 204.8866\text{m/s}$$

$$u_1 = 68.5914\text{m/s}$$

$$c_{1u} = 0$$

$$c_2 = 205.6262\text{m/s}$$

$$c_1 = 61.7599\text{m/s}$$

$$P_2 = 99,317.0838\text{N/m}^2$$

Con $n = 60,000\text{rpm}$

$$P_1 = 78,048.36\text{N/m}^2$$

$$C_p = 1,005\text{J/kg}^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 293.15^\circ\text{K}$$

$$u_2 = 256.9822\text{m/s}$$

$$c_{2u} = 245.4996\text{m/s}$$

$$u_1 = 82.3097\text{m/s}$$

$$c_{1u} = 0$$

$$c_2 = 246.4475\text{m/s}$$

$$c_1 = 74.1120\text{m/s}$$

$$P_2 = 109,759.4087\text{N/m}^2$$

Con $n = 70,000\text{rpm}$

$$P_1 = 78,048.36\text{N/m}^2$$

$$C_p = 1,005\text{J/kg}^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 293.15^\circ\text{K}$$

$$u_2 = 299.8126\text{m/s}$$

$$c_{2u} = 286.8413\text{m/s}$$

$$u_1 = 96.0280\text{m/s}$$

$$c_{1u} = 0$$

$$c_2 = 287.8768\text{m/s}$$

$$c_1 = 86.4640\text{m/s}$$

$$P_2 = 123,066.6540\text{N/m}^2$$

$$\text{Con } n = 80,000\text{rpm}$$

$$P_1 = 78,048.36\text{N/m}^2$$

$$C_p = 1,005\text{J/kg}^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 293.15^\circ\text{K}$$

$$u_2 = 342.6430\text{m/s}$$

$$c_{2u} = 327.8187\text{m/s}$$

$$u_1 = 8.2309\text{m/s}$$

$$c_{1u} = 0$$

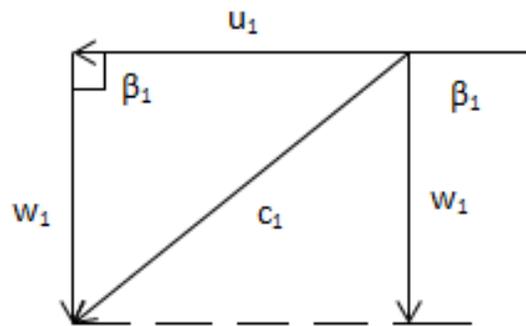
$$c_2 = 329.0021\text{m/s}$$

$$c_1 = 98.8160\text{m/s}$$

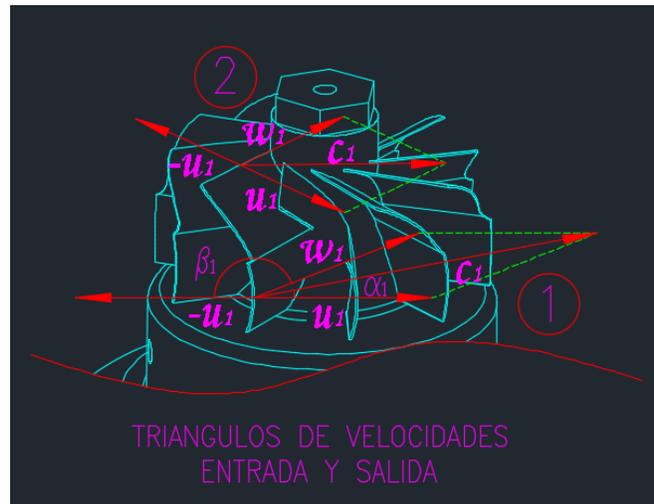
$$P_2 = 139,687.8732\text{N/m}^2$$

9.2.3 Triángulos Velocidades de Entrada y Salida de la Turbina de Gas.

Triángulo de Entrada Turbina de Gas



a)



b)

Imagen 9,9 Triángulos de velocidades a la entrada y salida de la turbina de gas a) triángulos de velocidad resultante en vectores b) triángulos de velocidades mostrando en la entrada (mostrados con el # 2) y los triángulos de salida (mostrados con el #1) de la turbina de gas.

$$u_1 = \pi D_1 n / 60 = 22.6194 \text{ m/s}$$

$$c_1 m = \dot{m}_{\text{gases comb}} / \rho_{\text{aire}} * \pi D_1 b_1 = 0.07299838 \text{ m/s}$$

$$c_1 m = w_1$$

$$c_1 = \sqrt{u_1^2 + w_1^2} = 22.6195 \text{ m/s}$$

Estos son posibles valores para los términos en un rango de 40,000 – 80,000 rpm:

Con $n = 40,000$

$$u_1 = \pi D_1 n / 60 = 150.7964 \text{ m/s}$$

$$c_1 m = \dot{m}_{\text{gases comb}} / \rho_{\text{aire}} * \pi D_1 b_1 = 0.4866 \text{ m/s}$$

$$c_1 m = w_1$$

$$c_1 = \sqrt{u_1^2 + w_1^2} = 150.7971 \text{ m/s}$$

Con $n = 50,000$

$$u_1 = \pi D_1 n / 60 = 188.4955 \text{ m/s}$$

$$c_1 m = \dot{m}_{\text{gases comb}} / \rho_{\text{aire}} * \pi D_1 b_1 = 0.6083 \text{m/s}$$

$$c_1 m = w_1$$

$$c_1 = \sqrt{u_1^2 + w_1^2} = 188.4964 \text{m/s}$$

$$\text{Con } n = 60,000$$

$$u_1 = \pi D_1 n / 60 = 226.1946 \text{m/s}$$

$$c_1 m = \dot{m}_{\text{gases comb}} / \rho_{\text{aire}} * \pi D_1 b_1 = 0.7299 \text{m/s}$$

$$c_1 m = w_1$$

$$c_1 = \sqrt{u_1^2 + w_1^2} = 226.1957 \text{m/s}$$

$$\text{Con } n = 70,000$$

$$u_1 = \pi D_1 n / 60 = 263.8937 \text{m/s}$$

$$c_1 m = \dot{m}_{\text{gases comb}} / \rho_{\text{aire}} * \pi D_1 b_1 = 0.8516 \text{m/s}$$

$$c_1 m = w_1$$

$$c_1 = \sqrt{u_1^2 + w_1^2} = 263.8950 \text{m/s}$$

$$\text{Con } n = 80,000$$

$$u_1 = \pi D_1 n / 60 = 301.5928 \text{m/s}$$

$$c_1 m = \dot{m}_{\text{gases comb}} / \rho_{\text{aire}} * \pi D_1 b_1 = 0.9733 \text{m/s}$$

$$c_1 m = w_1$$

$$c_1 = \sqrt{u_1^2 + w_1^2} = 301.5743 \text{m/s}$$

Triángulo de salida de la turbina de gas

Sin posrotación

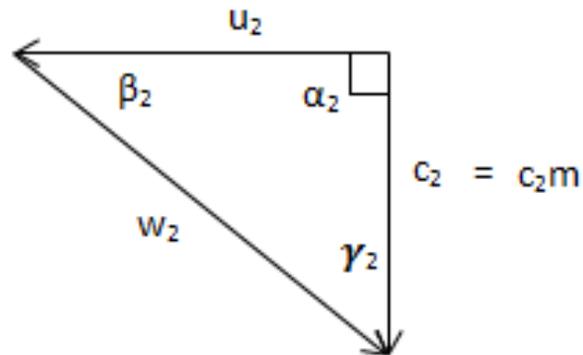


Imagen 9,10 Triángulos de velocidades en vectores a la salida de la turbina de gas.

$$u_2 = \pi D_2 n / 60 = 7.2256 \text{ m/s}$$

$$c_{2m} = \dot{m}_{\text{gases comb}} / \rho_{2\text{aire}} * \pi / 4 (D_{2e}^2 - D_{2n}^2) = 0.0743623 \text{ m/s}$$

Por Pitágoras

$$w_2 = \sqrt{u_2^2 - c_2^2} = 7.225976041 \text{ m/s}$$

Estos son posibles valores para los términos en un rango de 40,000 – 80,000 rpm:

Con $n = 40,000$

$$u_2 = \pi D_2 n / 60 = 48.1710 \text{ m/s}$$

$$c_{2m} = \dot{m}_{\text{gases comb}} / \rho_{2\text{aire}} * \pi / 4 (D_{2e}^2 - D_{2n}^2) = 0.4477280 \text{ m/s}$$

Por Pitágoras

$$w_2 = \sqrt{u_2^2 - c_2^2} = 48.17308067 \text{ m/s}$$

Con $n = 50,000$

$$u_2 = \pi D_2 n / 60 = 60.2138 \text{ m/s}$$

$$c_{2m} = \dot{m}_{\text{gases comb}} / \rho_{2\text{aire}} * \pi / 4 (D_{2e}^2 - D_{2n}^2) = 0.528986137 \text{ m/s}$$

Por Pitágoras

$$w_2 = \sqrt{u_2^2 - c_2^2} = 60.21612347 \text{ m/s}$$

Con $n = 60,000$

$$u_2 = \pi D_2 n / 60 = 72.2566 \text{ m/s}$$

$$c_{2m} = \dot{m}_{\text{gases comb}} / \rho_{2\text{aire}} * \pi / 4 (D_{2e}^2 - D_{2n}^2) = 0.593855149 \text{ m/s}$$

Por Pitágoras

$$w_2 = \sqrt{u_2^2 - c_2^2} = 72.25904002 \text{ m/s}$$

Con $n = 70,000$

$$u_2 = \pi D_2 n / 60 = 84.2994 \text{ m/s}$$

$$c_{2m} = \dot{m}_{\text{gases comb}} / \rho_{2\text{aire}} * \pi / 4 (D_{2e}^2 - D_{2n}^2) = 0.64201194 \text{ m/s}$$

Por Pitágoras

$$w_2 = \sqrt{u_2^2 - c_2^2} = 84.301844 \text{ m/s}$$

Con $n = 80,000$

$$u_2 = \pi D_2 n / 60 = 96.3421 \text{ m/s}$$

$$c_{2m} = \dot{m}_{\text{gases comb}} / \rho_{2\text{aire}} * \pi / 4 (D_{2e}^2 - D_{2n}^2) = 0.67425669 \text{ m/s}$$

Por Pitágoras

$$w_2 = \sqrt{u_2^2 - c_2^2} = 96.34445939 \text{ m/s}$$

Adentro del tubo al pasar por el quemador no se aprovecha toda la mezcla de combustible aire, así que se calcula solo lo que sale de los orificios del quemador

$\dot{m}_{aT} = 0.003240 \text{ kg/s}$ esté es el flujo másico de aire calculado para el turbocompresor

$$\dot{m}_{ai} = \dot{m}_{aT} \left(\frac{A_1}{A_T} \right) = 0.003240 (0.000314159 \text{ m}^2 / 0.0053406 \text{ m}^2) = 0.000190591911 \text{ kg/s}$$

q es el calor al pasar por el quemador que es igual a

$$q = \dot{m}_{\text{gases comb}} * PC = 11.06651229 \text{ kJ/s}$$

$$T'_2 = T_2 + \dot{m}_{\text{gases comb}} * PC / \dot{m}_{ai} C_p = 351.2777^\circ \text{K y en } ^\circ \text{C } 78.1277 \text{ grados Celsius.}$$

A continuación se dan algunos valores de T'_2 en el rango de 40,000 – 80,000 rpm

Con $n = 40,000$

$\dot{m}_{aT} = 0.02160 \text{ kg/s}$ esté es el flujo másico de aire calculado para el turbocompresor

$$\dot{m}_{ai} = \dot{m}_{aT} \left(\frac{A_1}{A_T} \right) = 0.02160 (0.000314159 \text{ m}^2 / 0.0053406 \text{ m}^2) = 0.00127061274 \text{ kg/s}$$

q es el calor al pasar por el quemador que es igual a

$$q = \dot{m}_{\text{gases comb}} * PC = 73.7767 \text{ kJ/s}$$

$$T'_2 = T_2 + \dot{m}_{\text{gases comb}} * PC / \dot{m}_{ai} C_p = 366.6010^\circ \text{K y en } ^\circ \text{C } 93.451 \text{ grados Celsius.}$$

Con $n = 50,000$

$\dot{m}_{aT} = 0.02700 \text{ kg/s}$ este es el flujo másico de aire calculado para el turbocompresor

$$\dot{m}_{ai} = \dot{m}_{aT} \left(\frac{A_1}{A_T} \right) = 0.02700(0.000314159 \text{ m}^2 / 0.0053406 \text{ m}^2) = 0.001588265925 \text{ kg/s}$$

q es el calor al pasar por el quemador que es igual a

$$q = \dot{m}_{\text{gases comb}} * PC = 92.2209 \text{ kJ/s}$$

$$T'_2 = T_2 + \dot{m}_{\text{gases comb}} * PC / \dot{m}_{ai} C_p = 375.9197^\circ \text{K y en } ^\circ \text{C } 102.7697 \text{ grados Celsius.}$$

Con n = 60,000

$\dot{m}_{aT} = 0.03240 \text{ kg/s}$ este es el flujo másico de aire calculado para el turbocompresor

$$\dot{m}_{ai} = \dot{m}_{aT} \left(\frac{A_1}{A_T} \right) = 0.03240(0.000314159 \text{ m}^2 / 0.0053406 \text{ m}^2) = 0.00190591908 \text{ kg/s}$$

q es el calor al pasar por el quemador que es igual a

$$q = \dot{m}_{\text{gases comb}} * PC = 110.6651184 \text{ kJ/s}$$

$$T'_2 = T_2 + \dot{m}_{\text{gases comb}} * PC / \dot{m}_{ai} C_p = 386.1725^\circ \text{K y en } ^\circ \text{C } 113.0225 \text{ grados Celsius.}$$

Con n = 70,000

$\dot{m}_{aT} = 0.03780 \text{ kg/s}$ este es el flujo másico de aire calculado para el turbocompresor

$$\dot{m}_{ai} = \dot{m}_{aT} \left(\frac{A_1}{A_T} \right) = 0.03780(0.000314159 \text{ m}^2 / 0.0053406 \text{ m}^2) = 0.002223572261 \text{ kg/s}$$

q es el calor al pasar por el quemador que es igual a

$$q = \dot{m}_{\text{gases comb}} * PC = 129.1233462 \text{ kJ/s}$$

$$T'_2 = T_2 + \dot{m}_{\text{gases comb}} * PC / \dot{m}_{ai} C_p = 398.9345205^\circ \text{K y en } ^\circ \text{C } 125.7845205 \text{ grados Celsius.}$$

Con n = 80,000

$\dot{m}_{aT} = 0.04320 \text{ kg/s}$ este es el flujo másico de aire calculado para el turbocompresor

$$\dot{m}_{ai} = \dot{m}_{aT} \left(\frac{A_1}{A_T} \right) = 0.04320(0.000314159 \text{ m}^2 / 0.0053406 \text{ m}^2) = 0.00254122544 \text{ kg/s}$$

q es el calor al pasar por el quemador que es igual a

$$q = \dot{m}_{\text{gases comb}} * PC = 147.553491 \text{ kJ/s}$$

$$T'_2 = T_2 + \dot{m}_{\text{gases comb}} * PC / \dot{m}_{ai} C_p = 413.6285^\circ \text{K y en } ^\circ \text{C } 140.4785 \text{ grados Celsius.}$$

P'_2 es relativamente igual a P_2 al pasar por el tubo del quemador

9.2.4 Memoria de cálculo y Graficas en Excel para en Turbocompresor y la Turbina de Gas.

Para el turbocompresor

n	u_1	u_2	$c_1 m$	$c_2 m$	$w_1 u$	$w_2 u$	$c_1 u$
6000	8.2310	25.6983	7.4112	2.0912	8.2310	1.1119	0
10000	13.7183	42.8305	12.3520	3.4854	13.7183	1.8532	0
12000	16.4620	51.3966	14.8224	4.1825	16.4620	2.2239	0
18000	24.6930	77.0949	22.2336	6.2737	24.6930	3.3358	0
20000	27.4366	85.6610	24.7040	6.9708	27.4366	3.7065	0
24000	32.9240	102.7932	29.6447	8.3650	32.9240	4.4478	0
30000	41.1550	128.4914	37.0559	10.4562	41.1550	5.5597	0
36000	49.3860	154.1897	44.4671	12.5474	49.3860	6.6717	0
40000	54.8733	171.3219	49.4079	13.9416	54.8733	7.4130	0
50000	68.5916	214.1524	61.7599	17.4270	68.5916	9.2662	0
60000	82.3099	256.9829	74.1119	20.9124	82.3099	11.1195	0
70000	96.0282	299.8134	86.4638	24.3978	96.0282	12.9727	0
80000	109.7466	342.6438	98.8158	27.8832	109.7466	14.8260	0
90000	123.4649	385.4743	111.1678	31.3686	123.4649	16.6792	0
100000	137.1832	428.3048	123.5198	34.8540	137.1832	18.5325	0
110000	150.9015	471.1353	135.8717	38.3394	150.9015	20.3857	0
120000	164.6198	513.9658	148.2237	41.8248	164.6198	22.2390	0

Imagen 9.12 Tabla 1 cálculos obtenidos a la entrada y salida del compresor.

$c_2 u$	c_1	c_2	w_1	w_2	$\text{tg } \beta_1$	$\text{tg } \beta_2$	Q_1
24.5863	7.4112	24.6751	11.0759	2.3685	0.9004	1.8807	0.003492
40.9772	12.3520	41.1252	18.4598	3.9475	0.9004	1.8807	0.005821
49.1727	14.8224	49.3502	22.1517	4.7370	0.9004	1.8807	0.006985
73.7590	22.2336	74.0254	33.2276	7.1055	0.9004	1.8807	0.010477
81.9545	24.7040	82.2504	36.9196	7.8949	0.9004	1.8807	0.011641
98.3454	29.6447	98.7005	44.3035	9.4739	0.9004	1.8807	0.013969
122.9317	37.0559	123.3756	55.3793	11.8424	0.9004	1.8807	0.017462
147.5180	44.4671	148.0507	66.4552	14.2109	0.9004	1.8807	0.020954
163.9089	49.4079	164.5008	73.8391	15.7899	0.9004	1.8807	0.023282
204.8862	61.7599	205.6260	92.2989	19.7374	0.9004	1.8807	0.029103
245.8634	74.1119	246.7512	110.7587	23.6848	0.9004	1.8807	0.034924
286.8406	86.4638	287.8764	129.2185	27.6323	0.9004	1.8807	0.040744
327.8179	98.8158	329.0016	147.6783	31.5798	0.9004	1.8807	0.046565
368.7951	111.1678	370.1268	166.1380	35.5273	0.9004	1.8807	0.052386
409.7723	123.5198	411.2519	184.5978	39.4747	0.9004	1.8807	0.058206
450.7496	135.8717	452.3771	203.0576	43.4222	0.9004	1.8807	0.064027
491.7268	148.2237	493.5023	221.5174	47.3697	0.9004	1.8807	0.069847

Imagen 9.13 Continuación de la tabla 1 cálculos obtenidos a la entrada y salida del compresor.

Q_2	\dot{m}_1	\dot{m}_2	ρ_1	ρ_2
0.003492	0.003241	0.003248	0.9279	0.929914
0.005821	0.005401	0.005437	0.9279	0.934085
0.006985	0.006481	0.006541	0.9279	0.936512
0.010477	0.009722	0.009931	0.9279	0.947899
0.011641	0.010802	0.011091	0.9279	0.952730
0.013969	0.012962	0.013463	0.9279	0.963777
0.017462	0.016203	0.017189	0.9279	0.984387
0.020954	0.019443	0.021161	0.9279	1.009872
0.023282	0.021604	0.023973	0.9279	1.029652
0.029103	0.027005	0.031704	0.9279	1.089357
0.034924	0.032406	0.040666	0.9279	1.164435
0.040744	0.037807	0.051205	0.9279	1.256747
0.046565	0.043208	0.063678	0.9279	1.367498
0.052386	0.048609	0.078505	0.9279	1.498608
0.058206	0.054010	0.096173	0.9279	1.652282
0.064027	0.059410	0.117223	0.9279	1.830836
0.069847	0.064811	0.142273	0.9279	2.036917

Imagen 9.14 Continuación de la Tabla 1 cálculos obtenidos a la entrada y salida del compresor.

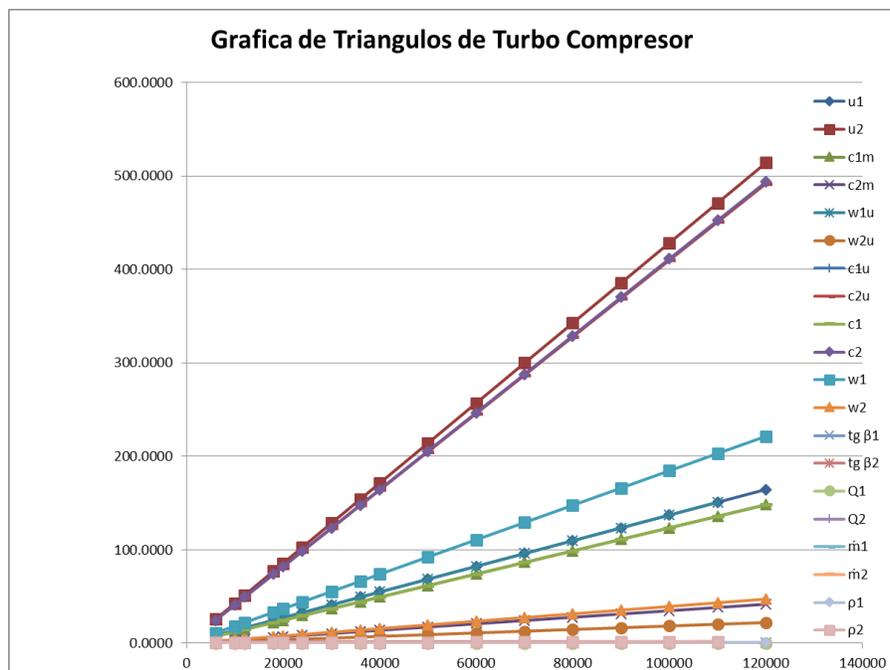


Imagen 9.15 Graficas obtenida de los cálculos del turbocompresor.

Para la turbina de gas

n	u_1	u_2	c_{1m}	c_{2m}	w_{1u}	w_{2u}	c_{1u}
6000	22.6195	7.2257	0.072998	0.074362	0	7.2257	22.6195
10000	37.6992	12.0428	0.121685	0.123405	0	12.0428	37.6992
12000	45.2390	14.4514	0.146018	0.147698	0	14.4514	45.2390
18000	67.8586	21.6770	0.219016	0.218875	0	21.6770	67.8586
20000	75.3984	24.0856	0.243349	0.241959	0	24.0856	75.3984
24000	90.4781	28.9027	0.292015	0.287019	0	28.9027	90.4781
30000	113.0976	36.1284	0.365034	0.351277	0	36.1284	113.0976
36000	135.7171	43.3541	0.438033	0.410887	0	43.3541	135.7171
40000	150.7968	48.1712	0.486698	0.447766	0	48.1712	150.7968
50000	188.4960	60.2140	0.608383	0.529041	0	60.2140	188.4960
60000	226.1952	72.2568	0.730068	0.593923	0	72.2568	226.1952
70000	263.8944	84.2996	0.851732	0.642003	0	84.2996	263.8944
80000	301.5936	96.3424	0.973418	0.674302	0	96.3424	301.5936
90000	339.2928	108.3852	1.095103	0.692231	0	108.3852	339.2928
100000	376.9920	120.4280	1.216767	0.697598	0	120.4280	376.9920
110000	414.6912	132.4708	1.338452	0.692538	0	132.4708	414.6912
120000	452.3904	144.5136	1.460116	0.679213	0	144.5136	452.3904

Imagen 9.16 Tabla 2 cálculos obtenidos a la entrada y salida de la turbina de gas.

c_{2u}	c_1	c_2	w_1	w_2	Q	$\dot{m}_{\text{gases comb}}$	T_1
0	22.6196	0.074362	0.072998	7.226063	0.003492	0.00022984	293.15
0	37.6994	0.12340503	0.121685	12.043432	0.005821	0.00038314	293.15
0	45.2393	0.147698	0.146018	14.452115	0.006985	0.00045975	293.15
0	67.8589	0.218875	0.219016	21.678145	0.010477	0.00068959	293.15
0	75.3988	0.241959	0.243349	24.086815	0.011641	0.00076621	293.15
0	90.4786	0.287019	0.292015	28.904145	0.013969	0.00091944	293.15
0	113.0982	0.351277	0.365034	36.130108	0.017462	0.00114935	293.15
0	135.7178	0.410887	0.438033	43.356027	0.020954	0.00137919	293.15
0	150.7976	0.447766	0.486698	48.173281	0.023282	0.00153242	293.15
0	188.4970	0.529041	0.608383	60.216324	0.029103	0.00191555	293.15
0	226.1964	0.593923	0.730068	72.259241	0.034924	0.00229869	293.15
0	263.8958	0.642003	0.851732	84.302045	0.040744	0.00268176	293.15
0	301.5952	0.674302	0.973418	96.344760	0.046565	0.00306490	293.15
0	339.2946	0.692231	1.095103	108.387411	0.052386	0.00344804	293.15
0	376.9940	0.697598	1.216767	120.430020	0.058206	0.00383111	293.15
0	414.6934	0.692538	1.338452	132.472610	0.064027	0.00421424	293.15
0	452.3928	0.679213	1.460116	144.515196	0.069847	0.00459731	293.15

Imagen 9.16 Continuación de la tabla 2 cálculos obtenidos a la entrada y salida de la turbina de gas.

P_1	T_2	P_2	T'_2	P'_2
0.07804836	293.50	0.07833072	351.15	0.07833075
0.07804836	294.16	0.07885838	352.06	0.07885840
0.07804836	294.54	0.07916599	352.35	0.07916600
0.07804836	296.32	0.08061418	354.18	0.08061420
0.07804836	297.07	0.08122408	354.88	0.08122410
0.07804836	298.79	0.08264825	356.60	0.08264830
0.07804836	301.97	0.08531335	359.75	0.08531340
0.07804836	305.85	0.08864779	363.66	0.08864780
0.07804836	308.83	0.09126491	366.63	0.09126495
0.07804836	317.64	0.09931708	375.44	0.09931710
0.07804836	328.40	0.10975940	386.21	0.10975945
0.07804836	341.15	0.12306665	398.95	0.12306670
0.07804836	355.85	0.13968787	413.64	0.13968790
0.07804836	372.50	0.16025088	430.28	0.16025090
0.07804836	391.12	0.18552174	448.89	0.18552175
0.07804836	411.69	0.21639277	469.47	0.21639280
0.07804836	434.22	0.25393852	492.00	0.25393855

Imagen 9.17 Continuación de la tabla 2 cálculos obtenidos a la entrada y salida de la turbina de gas.

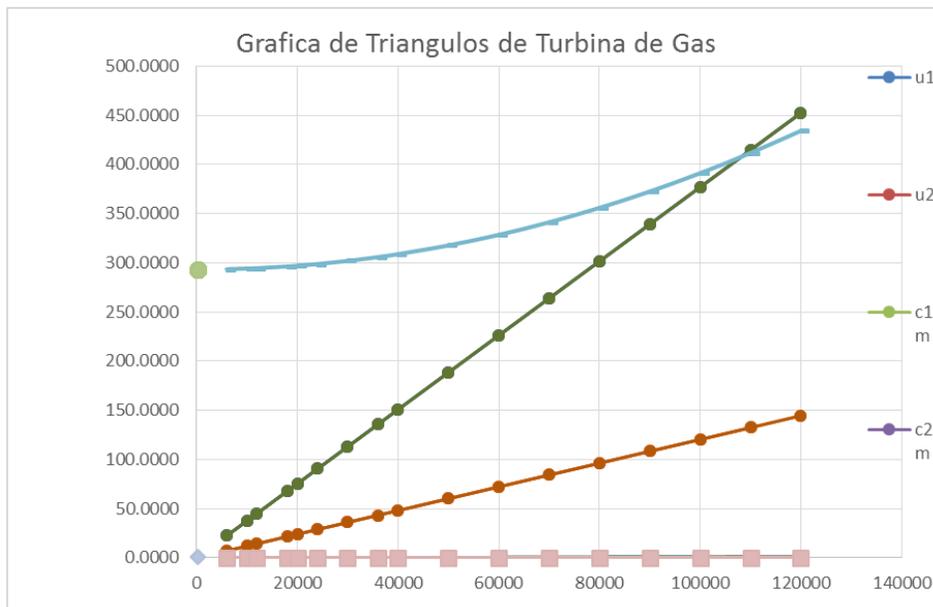


Imagen 9.18 Grafica de los cálculos obtenidos de la turbina de gas

9.3 El Turborreactor y su Construcción.

Una vez realizados los cálculos, se seleccionaron los materiales adecuados y teniendo en cuenta los parámetros establecidos así como las dimensiones de cada pieza se realizó su construcción.

Todos los planos desarrollados fueron diseñados en AutoCAD y Solidworks, a continuación se muestran los planos de detallamiento de cada uno de los elementos que se diseñaron y se construyeron para el funcionamiento del sistema del turborreactor. Cada uno de los elementos del turbocompresor fue medido, modelado y detallado con precisión, esto fue un factor de vital importancia para el diseño del sistema del turborreactor en su máxima expresión, ya que todos los elementos de palería y ensamble fueron diseñados y modelados a partir de la geometría del turbocompresor.

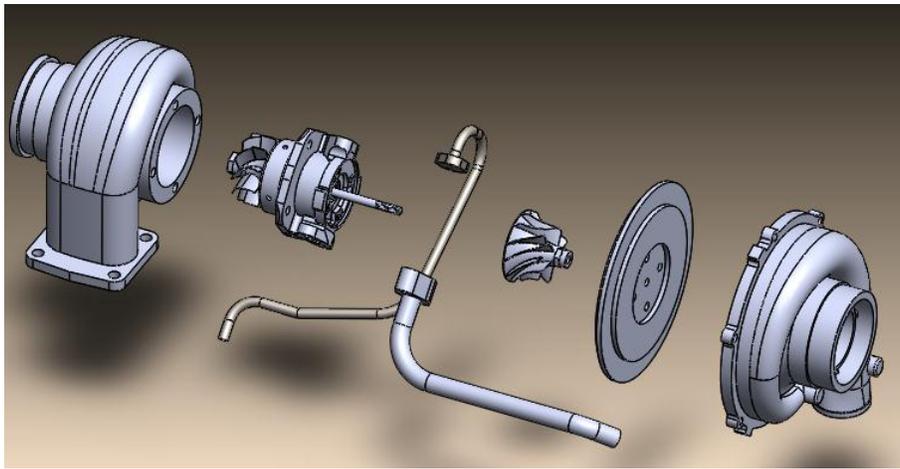


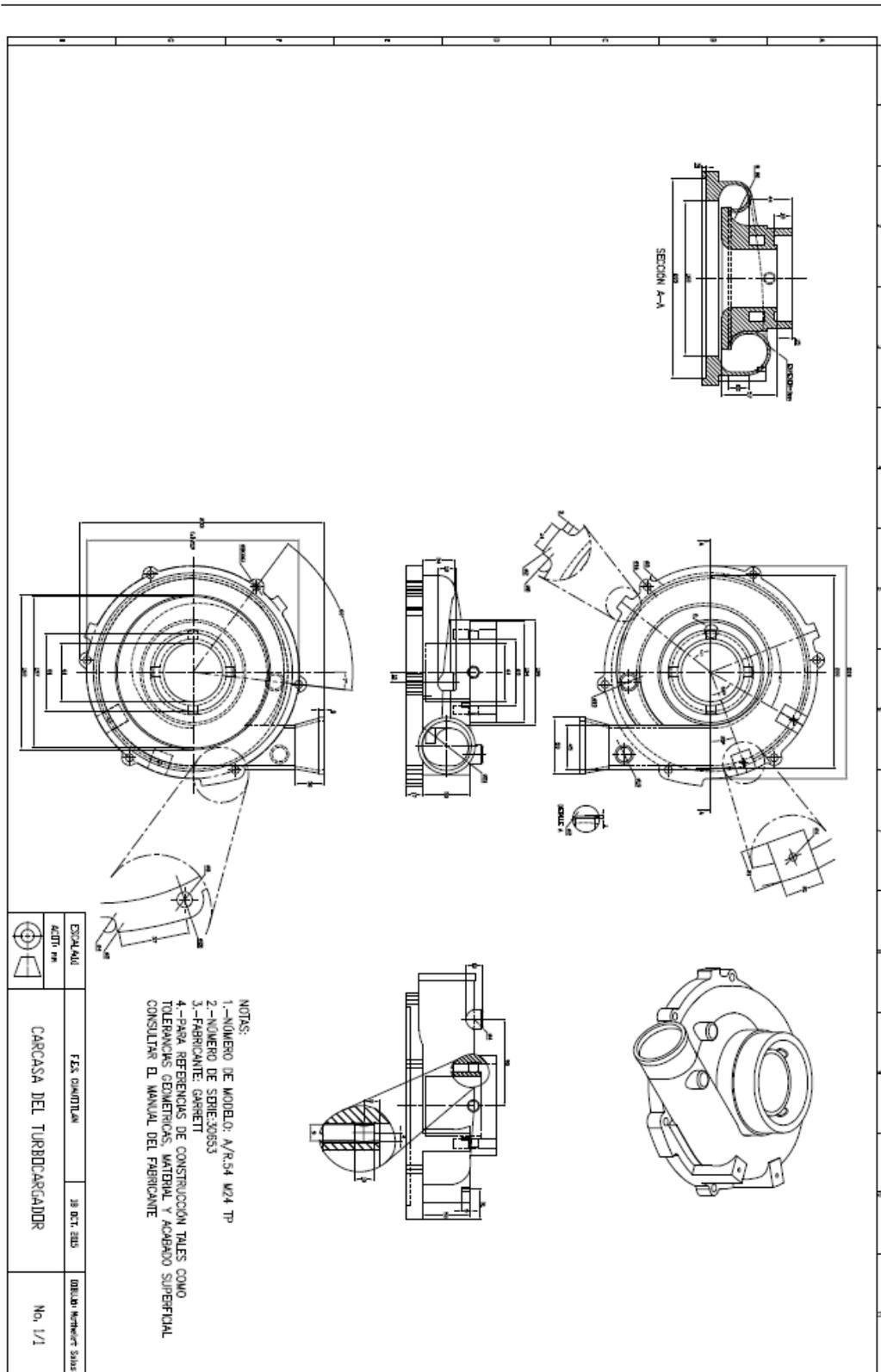
Imagen 9.19 Piezas del turbocompresor desarrolladas en 3D.

9.4 Planos de Construcción.

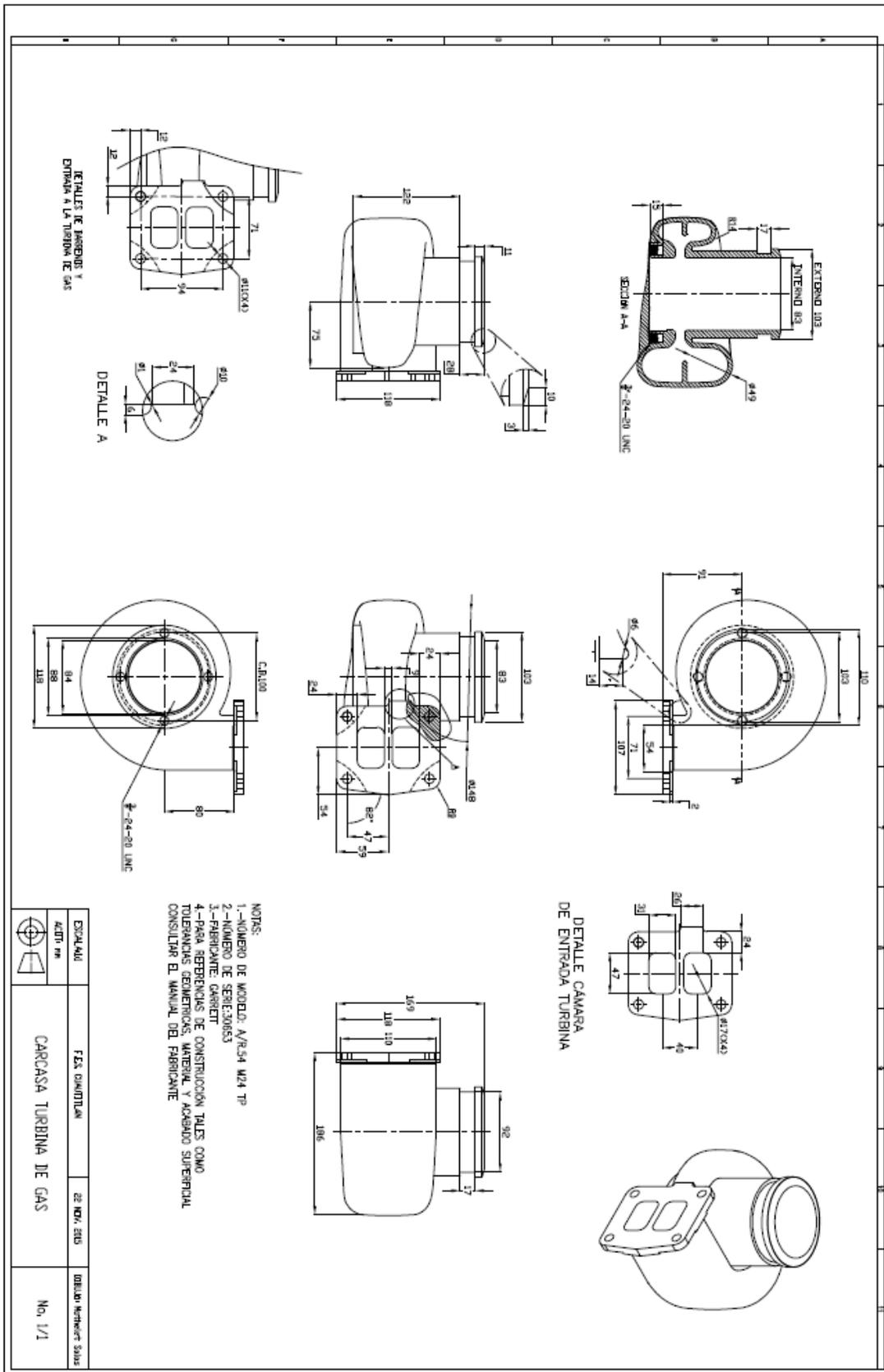
Una vez que se tomaron medidas con gran precisión del turbocompresor se procedió hacer el modelaje en 3D de cada uno de los elementos que conforma el turbocompresor.

A continuación se mostraran los planos que representan la geometría de cada uno de los elementos más importantes que conforman el turbocompresor.

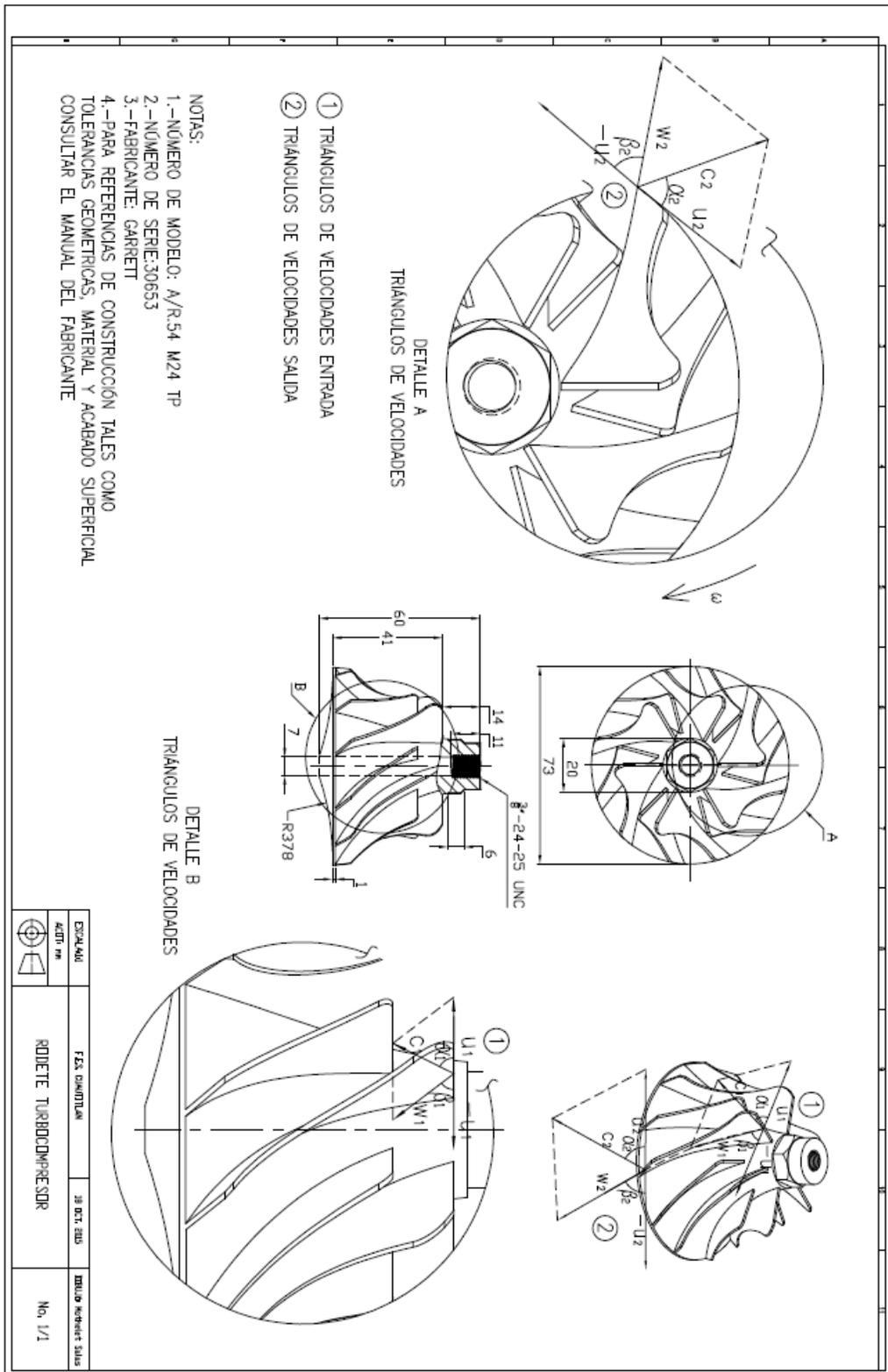
Plano # 1 Carcasa del Turbocompresor.



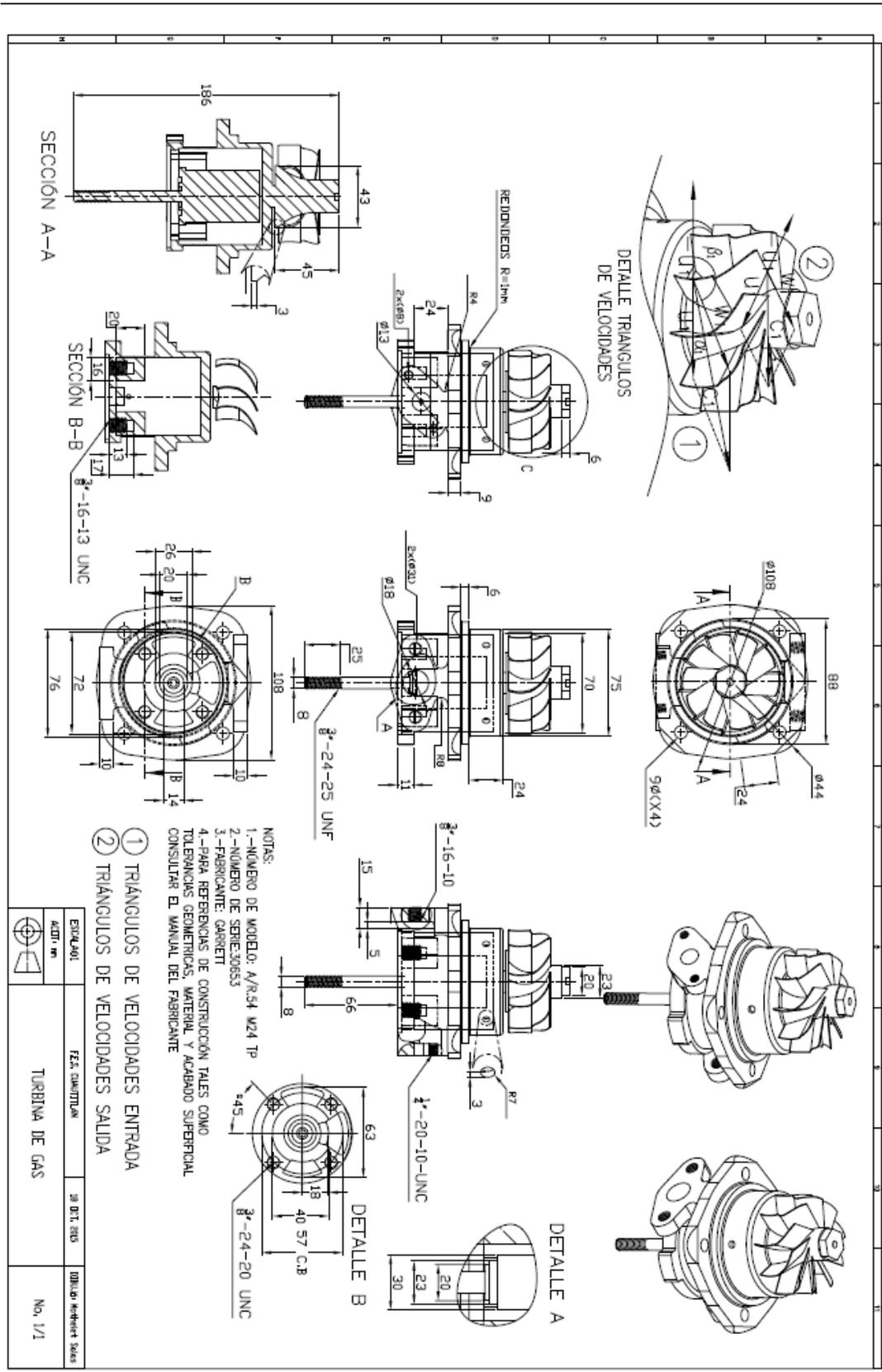
Plano #2 Carcasa de la Turbina de Gas.



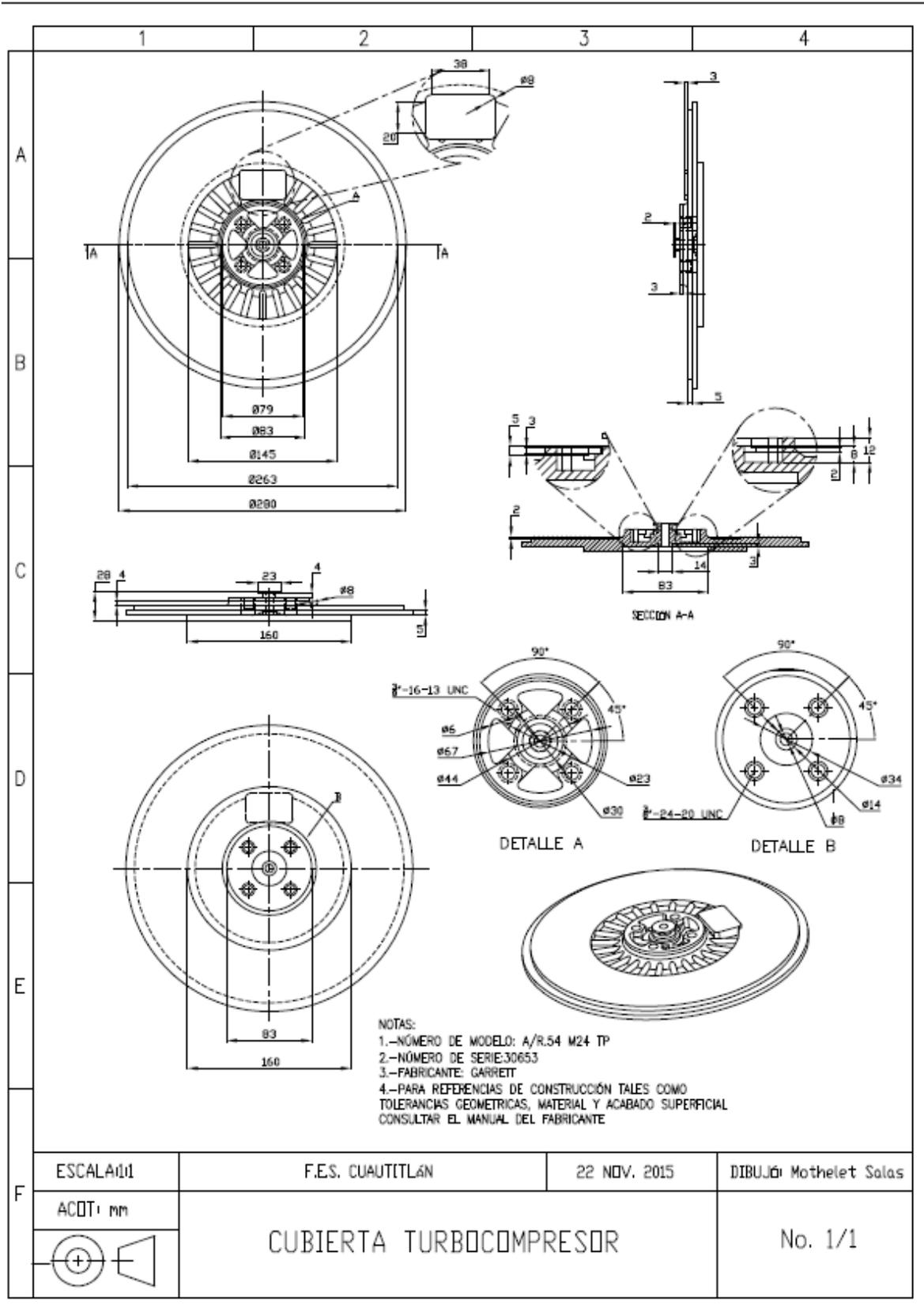
Plano #3 Rodete del Turbocompresor.



Plano #4 Turbina de Gas.



Plano #5 Cubierta del Turbocompresor.



9.4.1 Carcasa de Interconexión.

Uno de los primeros elementos que fue diseñado, fue la carcasa de interconexión entre el turbocompresor y la turbina de gas, además de ser una carcasa de interconexión, tiene la función secundaria de almacenar en su interior el ensamble completo del quemador de gas.

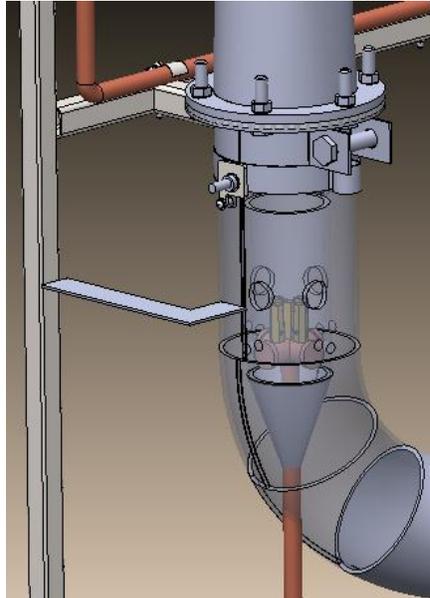


Imagen 9.20 Carcasa de interconexión entre la turbina de gas y el turbocompresor, en su interior se puede observar el quemador.

Una de las consideraciones más esenciales en el diseño de esta interconexión fue la temperatura de funcionamiento del turborreactor.

Como se puede notar en los cálculos preliminares del diseño, a la salida de la turbina de gas se pueden encontrar temperaturas alrededor de los 400 °C. Sin embargo en el interior de la carcasa de interconexión y alrededor del quemador se pueden encontrar temperaturas mayores a 900 °C. Debido a las temperaturas de funcionamiento se decidió construir la carcasa de interconexión de acero inoxidable 316.

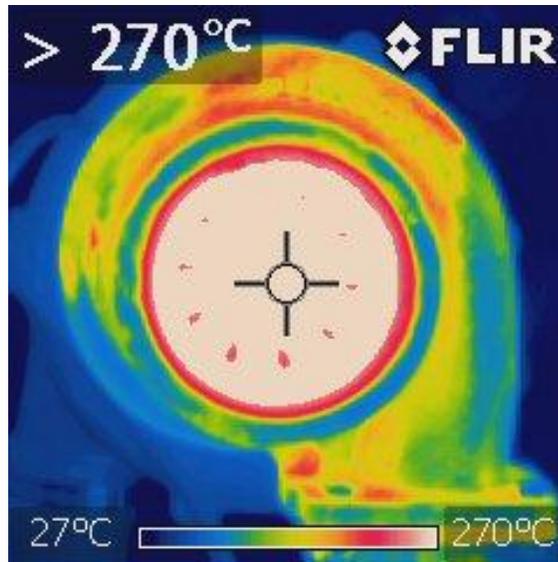


Imagen 9.21 Foto tomada con cámara termografía a la salida de la turbina de gas durante una prueba se puede observar la temperatura alcanzada es mayor a 270 °C.

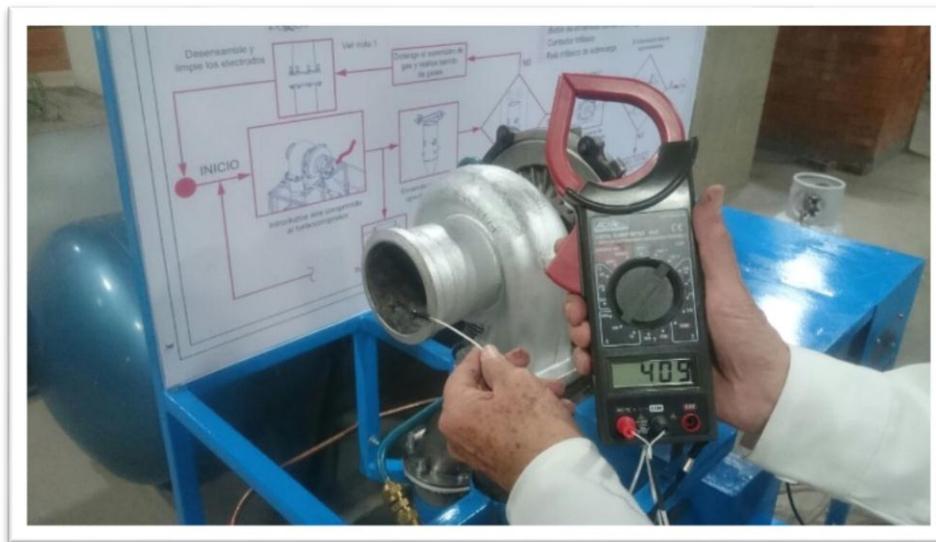
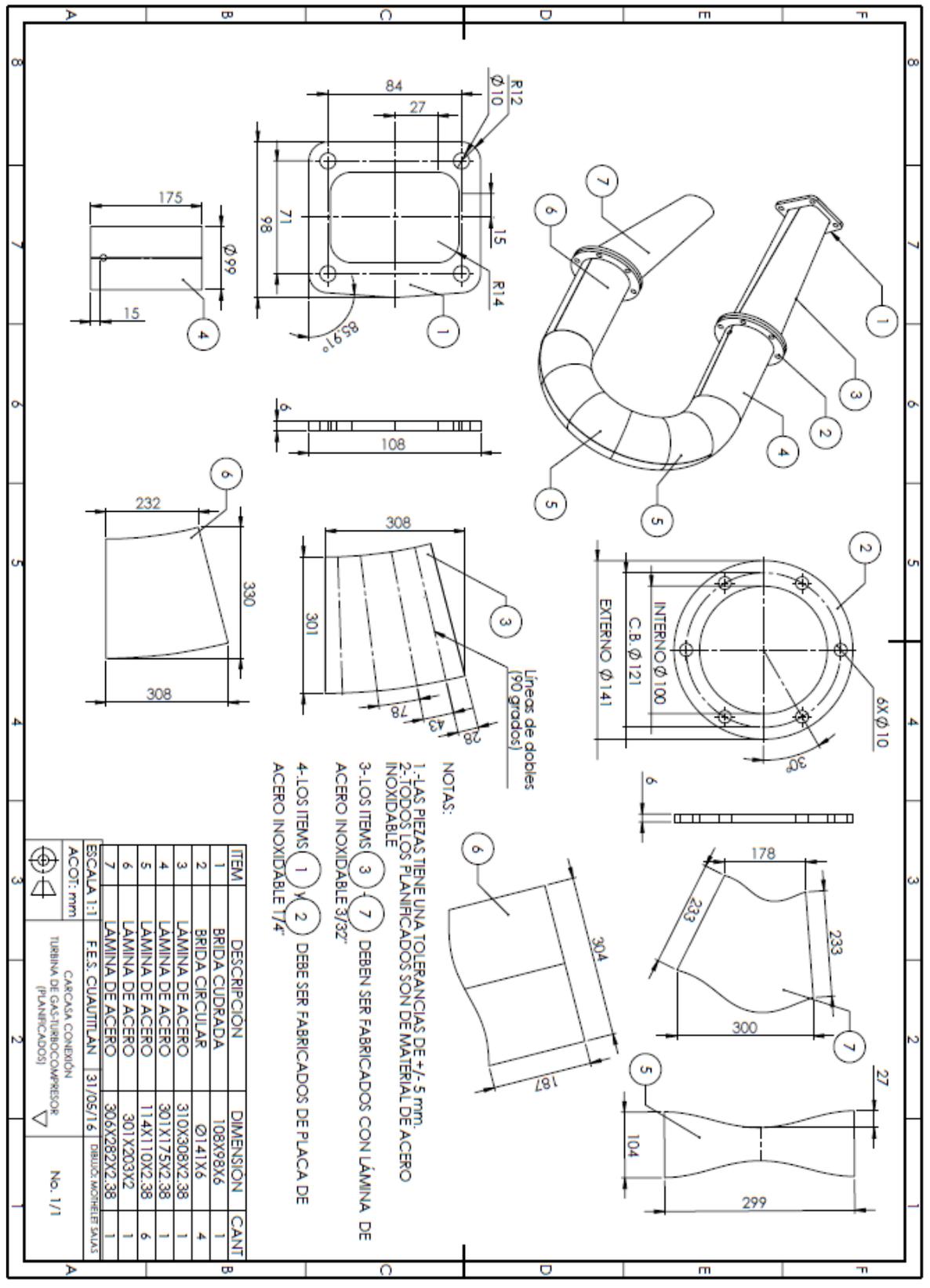


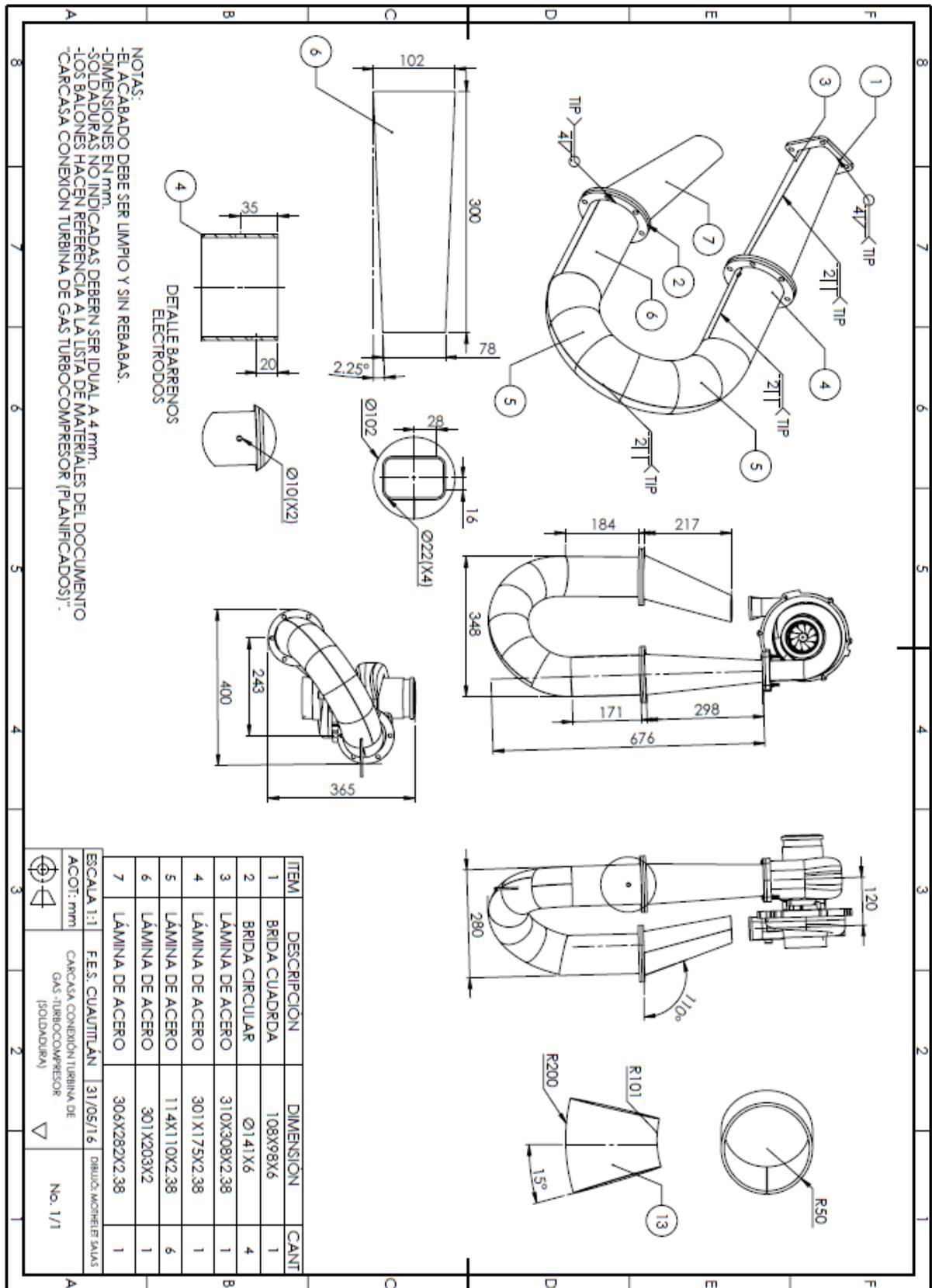
Imagen 9.22 Temperatura medida directamente con un termómetro digital a la salida de la turbina de gas, se puede observar la temperatura con mayor exactitud (409 °C)

Se presentaran planos de detallamiento, así como fotos de la construcción de la carcasa de interconexión.

Plano #6 Carcasa de Interconexión Turbina de Gas-Turbocompresor (Planificados).



Plano #6 Carcasa de Interconexión Turbina de Gas-Turbocompresor (soldadura).



Nótese que la carcasa de interconexión no se presenta en un solo plano si no en dos, como lo muestra la siguiente figura.

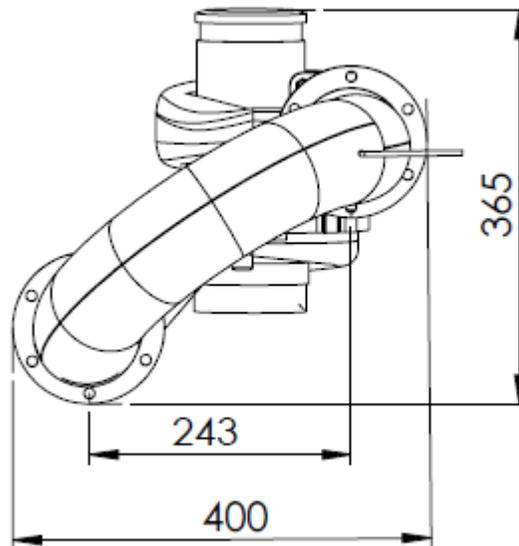


Imagen 9.22 Carcasa de interconexión mostrado desde la parte inferior.

Uno de los retos principales fue diseñar y construir la carcasa de tal manera que se lograra una conexión óptima entre la turbina y turbocompresor, además de alojar el sistema del quemador.

Como un factor de tolerancia entre dicha carcasa de conexión se agregó una junta flexible que absorbiera el desfase de la conexión, se puede observar a continuación

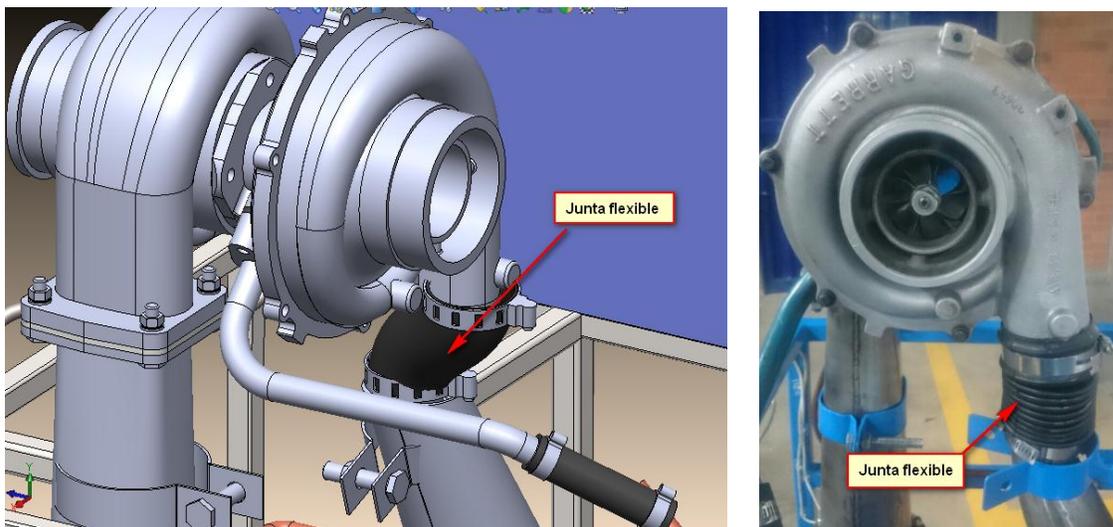


Imagen 9.23 Se observa de lado izquierdo el diseño en 3D la junta flexible y del lado derecho la junta flexible montada en el prototipo del turborreactor.

A continuación se mostraran las piezas de la carcasa interconexión.

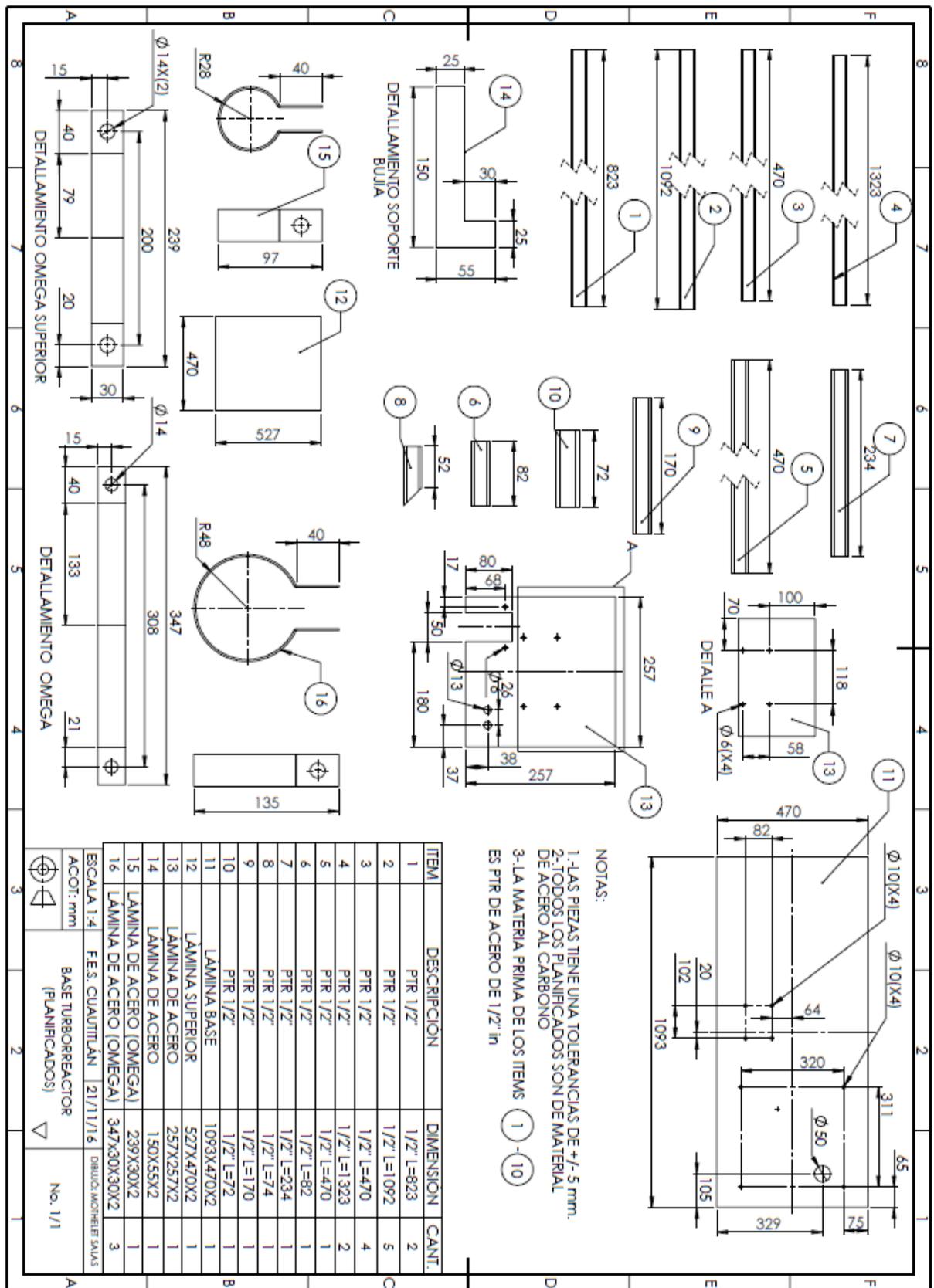


Imagen 9.24 a) Piezas inferiores cortadas del tubo de interconexión, b) ducto soldado de conexión de la turbina de gas, c) molde utilizado para soldar del tubo de interconexión de la turbina de gas (b).

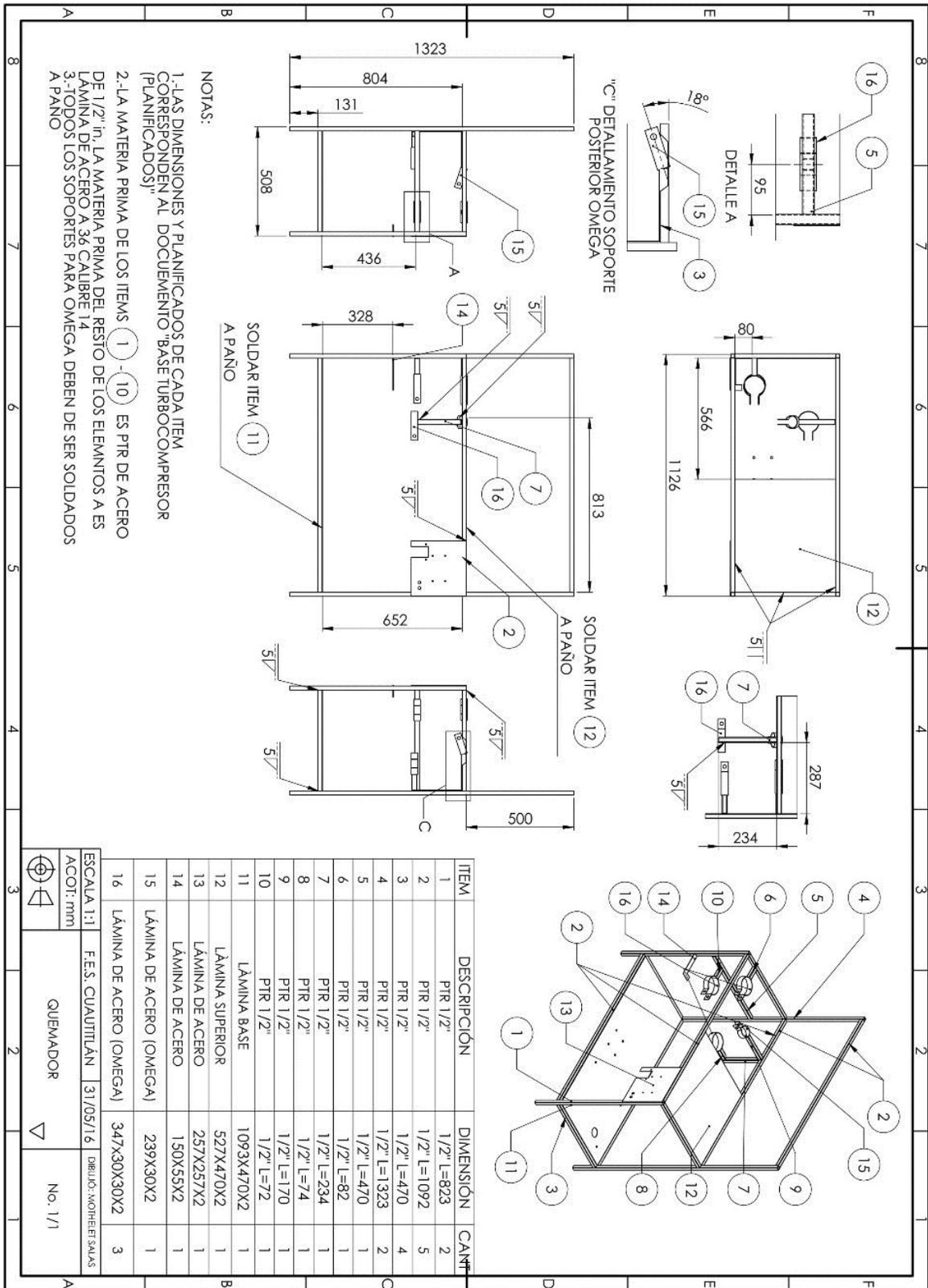
9.4.2 Base y Soportería

Ya diseñado y construido el tubo de interconexión, el siguiente paso fue diseñar el sistema de soportería para el sistema del turborreactor.

Plano #7 Base y Soportería del Turborreactor (Planificados).



Plano #8 Base y Soporte del Turborreactor (Soldadura).



ITEM	DESCRIPCION	DIMENSION	CANT.
1	PR 1/2"	1/2" L=823	2
2	PR 1/2"	1/2" L=1092	5
3	PR 1/2"	1/2" L=470	4
4	PR 1/2"	1/2" L=1323	2
5	PR 1/2"	1/2" L=470	1
6	PR 1/2"	1/2" L=82	1
7	PR 1/2"	1/2" L=234	1
8	PR 1/2"	1/2" L=74	1
9	PR 1/2"	1/2" L=170	1
10	PR 1/2"	1/2" L=72	1
11	LAMINA BASE	1093X470X2	1
12	LAMINA SUPERIOR	527X470X2	1
13	LAMINA DE ACERO	257X257X2	1
14	LAMINA DE ACERO	150X55X2	1
15	LAMINA DE ACERO (OMEGA)	239X30X2	1
16	LAMINA DE ACERO (OMEGA)	347X30X30X2	3

ESCALA 1:1
ACOT: mm

QUEMADOR

No. 1/1

DRBLIO-MOBIERT S.A.S

Otro de los factores importantes fue diseñar la estructura que soportaría el sistema completo del turborreactor.

Una vez que se modelado el turborreactor en su totalidad y el diseño de la carcasa de interconexión se realizaron los diseños de la base y soportes para todo el sistema.

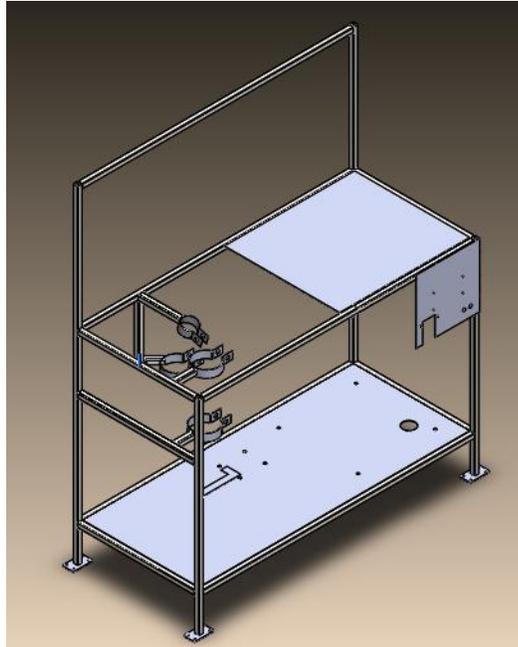


Imagen 9.25 Base del turborreactor modelada en 3D.

La base del turborreactor fue construida con PTR de $\frac{1}{2}$ " y lamina de acero calibre 14.



a)



b)

Imagen .9.26 a) Medición y marcado de la lámina que se utilizó para la base, b) corte con plasma de la lámina.



a)

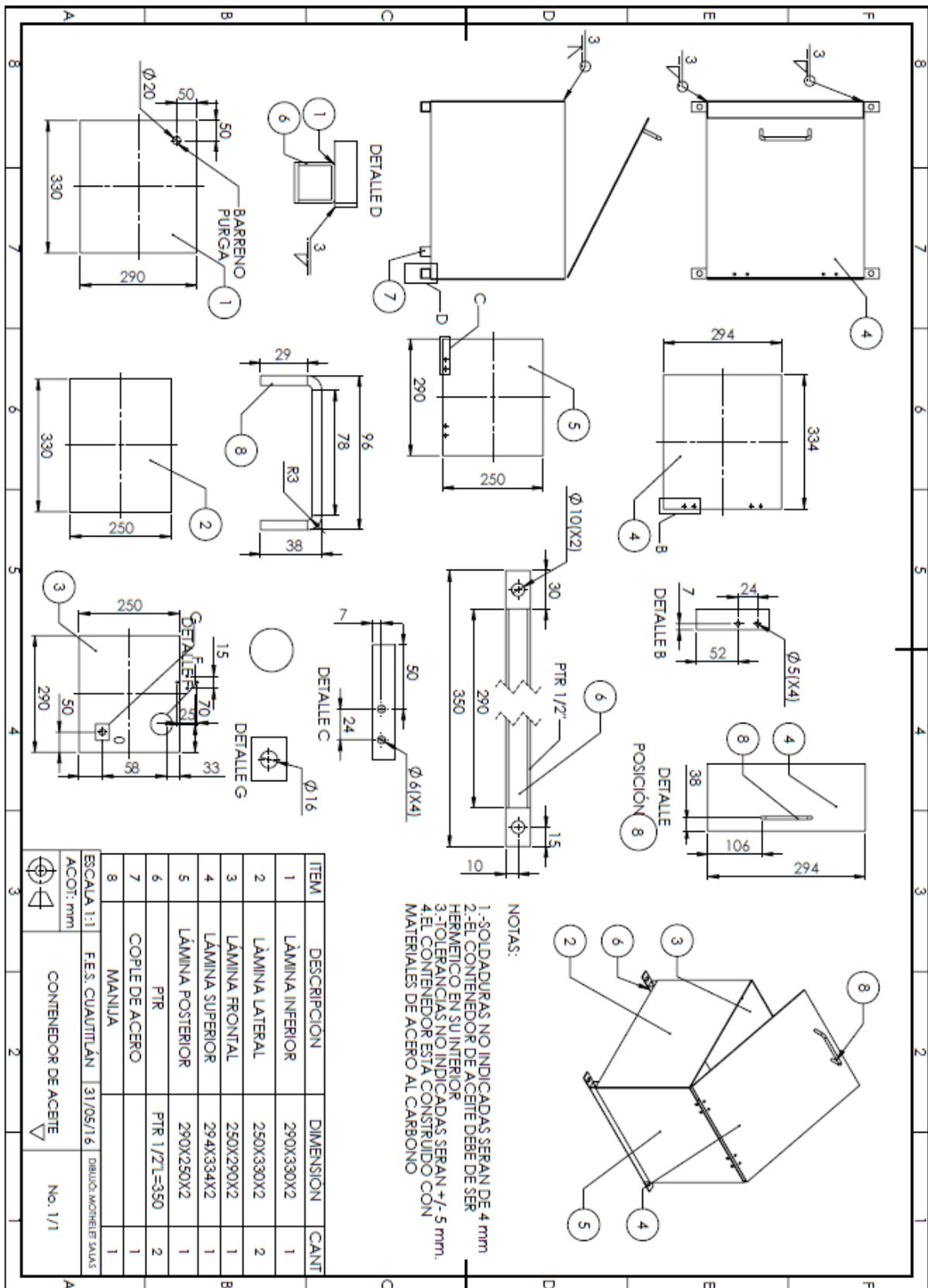


b)

Imagen 9.27 Soportería “soportes omegas para el soporte del tubo de interconexión” soldadas a la base (esta soportería fue soldada con máquina de arco eléctrico), a) vista superior, b) vista lateral.

9.4.3 El Contenedor de Aceite.

Plano # 9 Contenedor para Aceite.



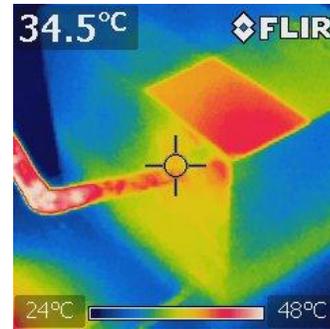
El contenedor de aceite fue construido de lámina de acero calibre 14.

El tamaño del contenedor fue designado de acuerdo a las capacidades en las características de la bomba centrífuga para aceite utilizada en el sistema de lubricación y enfriamiento, además de tener en cuenta el tipo de aceite a emplear y el caudal necesario para mantener constantemente la flecha lubricada y un adecuado enfriamiento.

El contenedor se optó por ser construido de acero al carbono ya que aunque el aceite contenido se le exige altas temperaturas ya que estas son las generadas en el sistema del turborreactor, este no alcanzaría más de 100 grados centígrados ya depositado en el contenedor.



a)



b)

Imagen 9.28 a) se observa el contenedor de aceite ensamblado en el turborreactor, b) imagen del contenedor de aceite tomada con la cámara termográfica ya en operación el turborreactor.

El aceite que se empleó para el sistema de lubricación y enfriamiento fue aceite sintético SAE 10 (de alta velocidad).

Ya manufacturado el contenedor de aceite se sometió a una prueba hidrostática, esto con el fin asegurar de que no existiera ninguna clase de fuga en el contenedor, con esta prueba hidrostática se aseguró que el contenedor era apto para ser puesto en operación una vez que el sistema así lo requiera.

En esta sección se muestran detalles de la construcción del contenedor de aceite.



a)



b)



c)

Imagen 9.29 a) Marcado de láminas para poder cortar con plasma las piezas necesarias para el contenedor de aceite, b) contenedor de aceite ya ensamblado, c) contenedor de aceite ya pintado ensamble final.

9.4.4 Ensamble del Sistema de Lubricación, Enfriamiento y Admisión de Combustible.

Una condición muy importante dentro del funcionamiento del turborreactor fue el diseño y ensamble del sistema de enfriamiento.

El aceite que se empleó en primera instancia fue un aceite SAE 40 monogrado el cual tiene como punto de inflamación alrededor de los 220 °C. En esta primera prueba de funcionamiento se observó que durante la operación el aceite se evaporaba de manera drástica, dando hincapié que la flecha que conecta la turbina de gas y el turbocompresor tendiera a dañarse, además de un deterioro de los sellos internos del turbocompresor.

Otra problemática que se encontró, con este tipo de aceite es una viscosidad relativamente alta, la cual frenaba considerablemente la rotación del turborreactor.

Por estas razones se optó en el aceite sintético SAE 10 de alta velocidad, el cual tiene un punto mayor de inflamación, además de que tiene la capacidad de reaccionar de manera óptima a una alta velocidad de revoluciones por minuto.

Durante las primeras puestas en marcha se pudo observar que era de vital importancia suministrar un caudal adecuado al turborreactor, ya que un caudal en demasiada abundancia

afectaba de manera considerable la rotación del turborreactor y un caudal en poca abundancia podía provocar un carente enfriamiento y lubricación.

Para dar a solución a este problema se optó por la implementación de una válvula tipo aguja en la succión del sistema de lubricación. La válvula tipo aguja permitió un suministro de aceite de un manera más óptima y controlada,

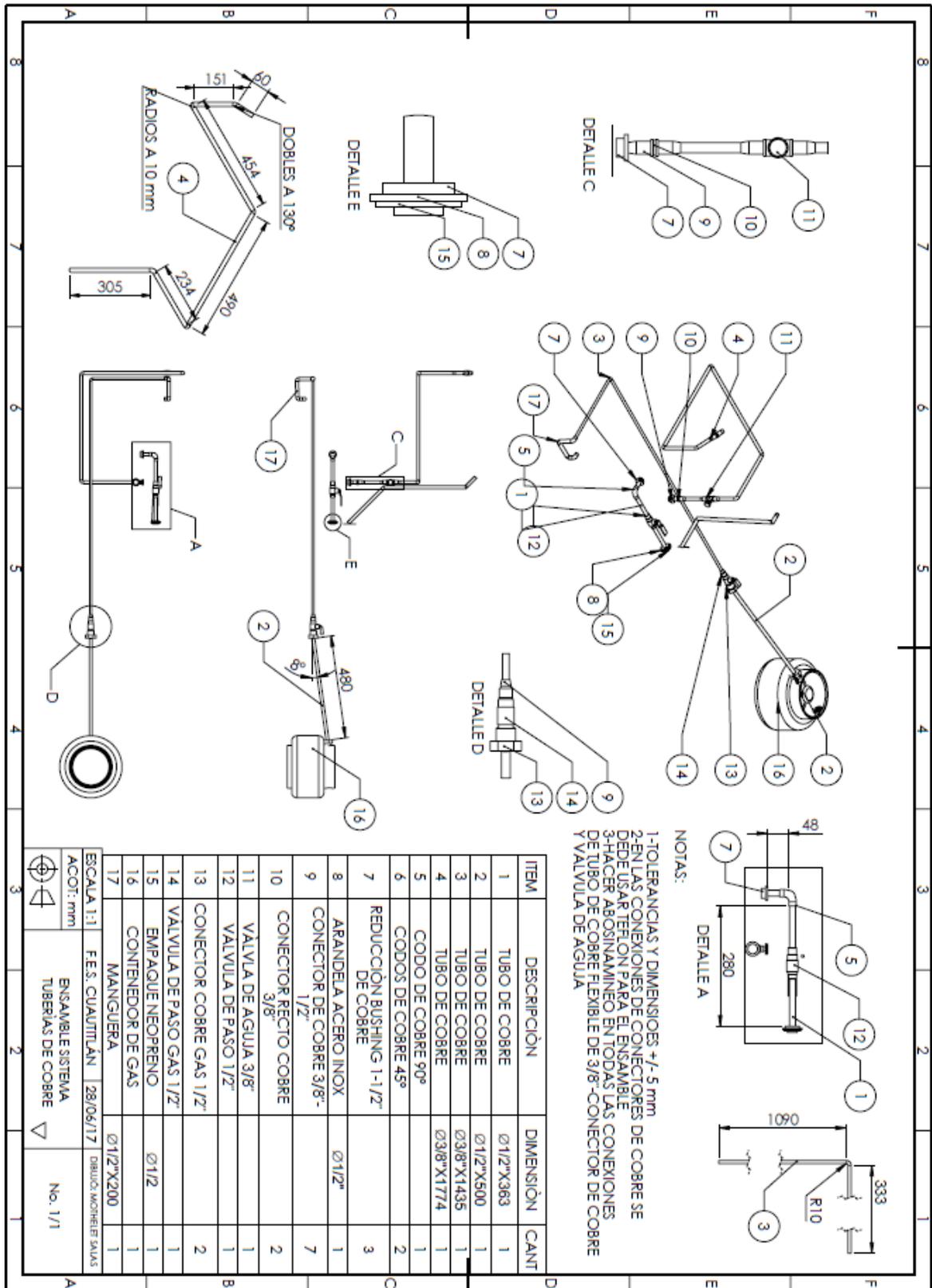


Imagen 9.30 Válvula tipo aguja instalada en la salida de la bomba.

Con la implementación de este dispositivo se logró mantener el sistema del turborreactor en constante enfriamiento, además de reducir considerablemente la disminución de la rotación en la turbina a consecuencia de un caudal abundante de aceite.

A continuación se muestra el plano de ensamble, así como algunos detalles durante su implementación.

Plano #10 Ensamble del Sistema de Tubería para la Lubricación y Admisión de Combustible.



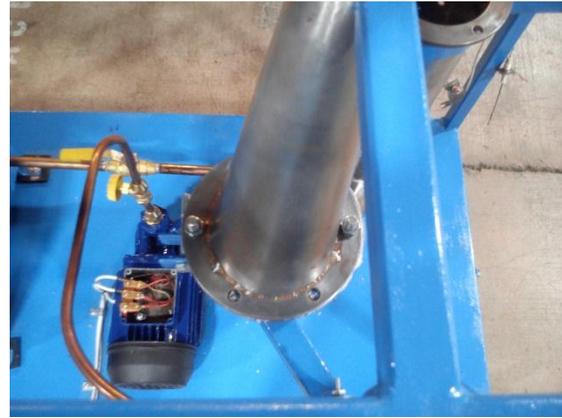


Imagen 9.31 Sistema de lubricación ensamblado con la bomba de aceite.

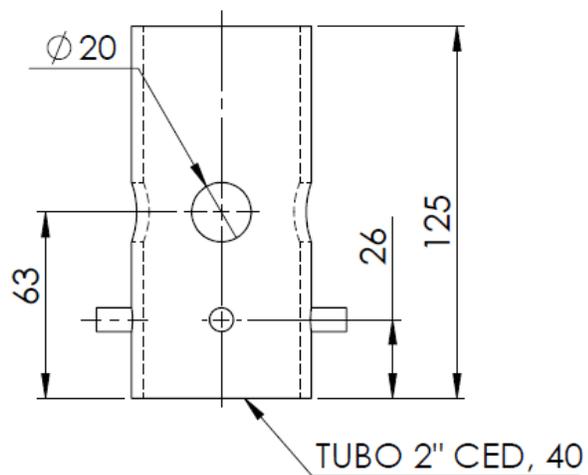
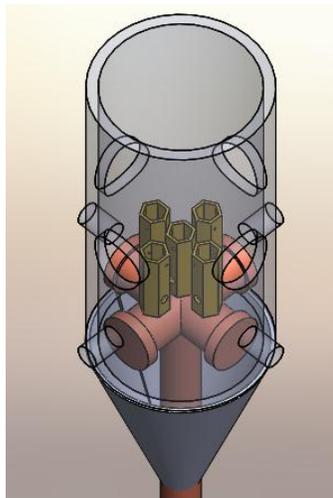
9.4.5 Diseño y Construcción del Quemador

El elemento más importante y más esencial en el funcionamiento del turborreactor fue el quemador de gas.

Una vez que se realizaron los cálculos estequiométricos, obtenida la relación de aire-combustible y el poder calorífico del combustible que se empleó se inició el diseño del factor más crucial de todo el proyecto.

De acuerdo a los cálculos obtenidos fue posible seleccionar los distintos materiales que se utilizaron en la manufactura del quemador.

Fue seleccionado una carcasa de acero al carbono la cual tenía como objetivo proteger la llama que provenían de las espreas.



a)

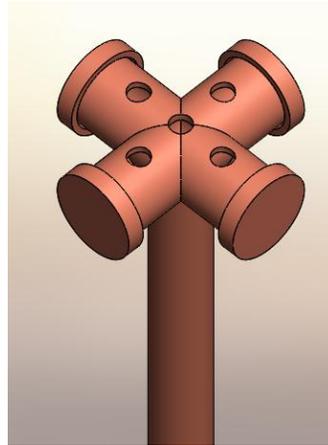
b)

Imagen 9.32 a) quemador dentro de la carcasa de acero, b) carcasa del quemador vista desde afuera para proteger la llama (plano de detallamiento).

Como se puede observar en la imagen de detallamiento se realizaron 4 barrenos en el centro del cuerpo de la carcasa, estos barrenos tiene como función enriquecer con oxígeno la combustión.

Los barrenos tienen una geometría específica con el fin de evitar que se apague la flama pero a su vez proveen un cantidad óptima de oxígeno.

El tubo de alimentación fue seleccionado de material de cobre flexible de 3/8", Este material fue seleccionado debido a las aplicaciones que tiene en las alimentaciones de gas tanto doméstico como industriales.



9.33 Cruceta de cobre sirve como base de las espreas.

Para la manufactura de este dispositivo se utilizó además de tubo cobre de 3/8", una cruzeta 1/2" y cuatro tapones 1/2".

Los tapones fueron unidos a la cruzeta con soldadura oxiacetileno y con material de aporte conocido comercialmente como "fosco", el cual es un material de aporte con un bajo contenido en plata, óptimo para soldar materiales como: bronce, cobre y latón.

En la parte superior fue machueado, el machuelo utilizado fue un OSG ROYCO M 6X1 6H.

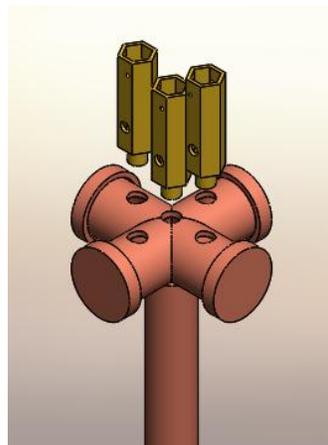


Imagen 9. 34 Espreas sobre la cruceta.

Las espreas fueron seleccionadas de bronce, esto debido a las buenas propiedades que tiene el material para resistir altas temperaturas. Sin embargo despues de la primera prueba que realizada, las espreas sufrieron deformación plastica debido a la altura temperatura que se genero en el interiorde la carcasa del quemador.



Imagen 9.35 Espreas de bronce las cuales sufrieron deformación plástica.

Debido a esta deformacion se manufacturaron espreas de acero inoxidable, material que tiene una excelente resistencia a las altas temperaturas.



Imagen 9.36 Espreas de acero inoxidable.

La construcción de la carcasa del quemador se llevó a cabo a partir de seccionar el tubo cedula 2" cedula 40.



a)



b)



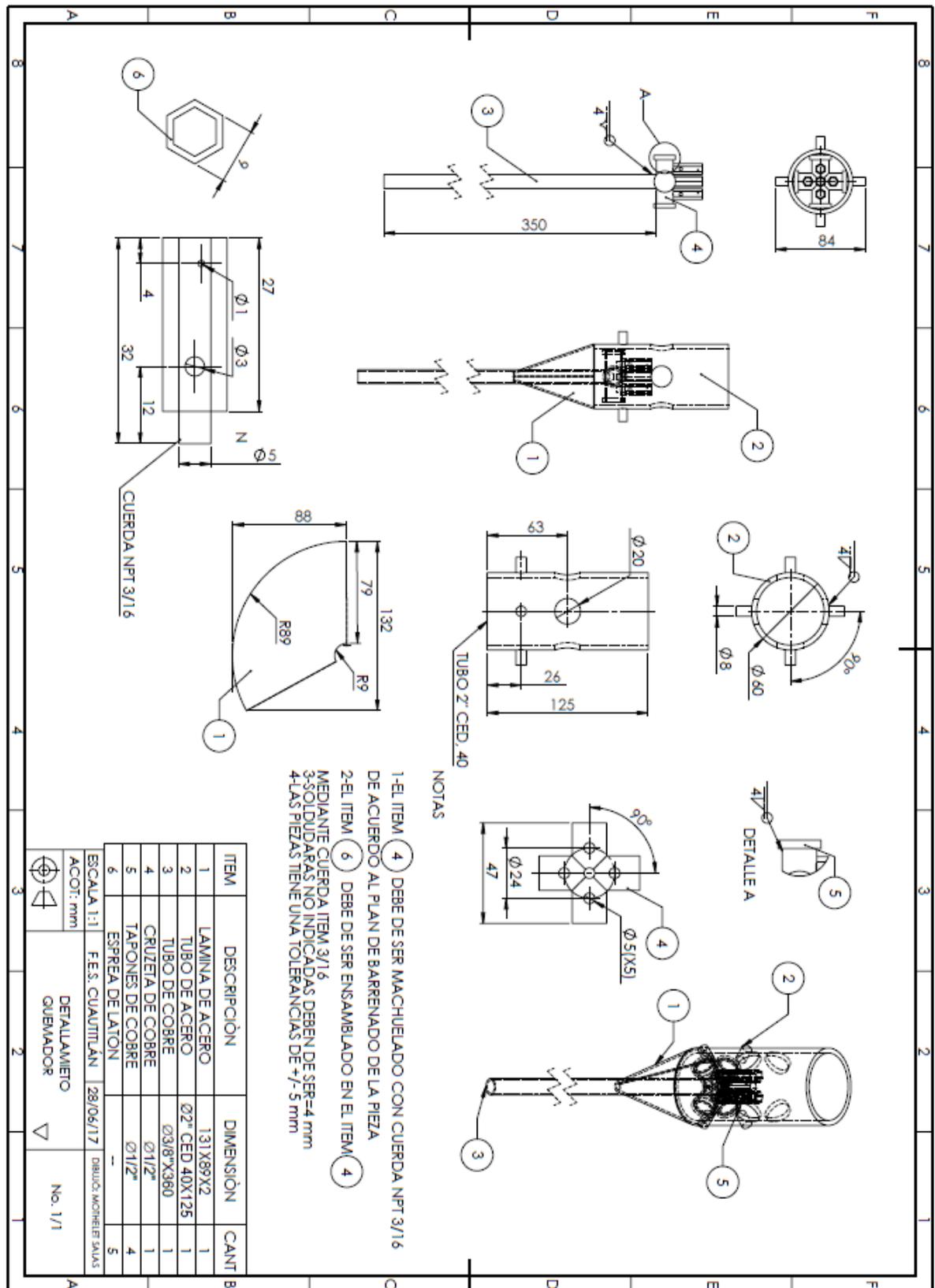
c)



d)

Imagen 9.37 a) seccionamiento y corte del tubo, b) dobles de las secciones del tubo, c) tubo con las secciones soldadas, d) espreas montadas en el tubo.

Plano # 11 El Quemador



9.4.6 Diseño y Construcción del Panel de Control.

Uno de los últimos procesos que se realizaron fue la construcción de un pequeño tablero de control, el cual tiene la función del accionamiento de la bobina de alto voltaje y el accionamiento de la bomba centrífuga.

Bobina de alto voltaje.

Este dispositivo tiene como función la ignición del combustible, cuando se acciona el botón de encendido (botón 1) la bobina se activa y crea un arco eléctrico entre sus terminales, este arco eléctrico es conducido a través de un cable de alto voltaje a los electrodos, los electrodos reproducen este arco eléctrico y provocan el encendido del combustible.

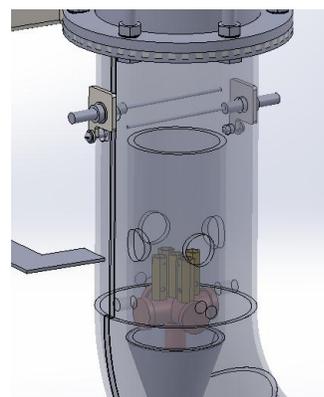


Imagen 9.38 Del lado izquierdo se observa la bobina de alto voltaje, y del lado derecho se observan los electrodos montados sobre el ducto de interconexión.

El resto de los dispositivos que comprenden este tablero de control son para el accionamiento de la bomba centrífuga.

- Contactor trifásico.
- Relevador de sobrecarga.

El contactor trifásico tiene la función de realizar el enclavamiento de las tres fases para accionamiento de la bomba.

Relevador de sobrecarga tiene la función de proteger al contactor y a la bomba centrífuga en caso de una descarga eléctrica.



Imagen 9.39 Tablero de control de los componentes eléctricos.

9.4.7 Plano de Ensamble Final.

El plano de ensamble final contiene el ensamble maestro del turborreactor en su más amplia expresión, dicho plano y ensamble está conformado por los subensambles que se realizaron para conformar completamente el sistema del turborreactor, por ejemplo el ensamble final contiene los ensambles que fueron mencionados anteriormente: carcasa de interconexión, base del turborreactor, contenedor de aceite, quemador, panel de control. A su vez el ensamble final contiene todos los elementos de tornillería, empaques y juntas que se utilizaron para el sistema.

A continuación se mostraran algunos detalles de ensambles, cada uno de los balones que aparecen en el plano de ensamble final pertenecen a la lista de materiales que se encuentra a la derecha del plano.

Ensamble de tornillería.

El plano de ensamble final, muestra el conjunto de tornillería que fue utilizado para el ensamble de distintos elementos.

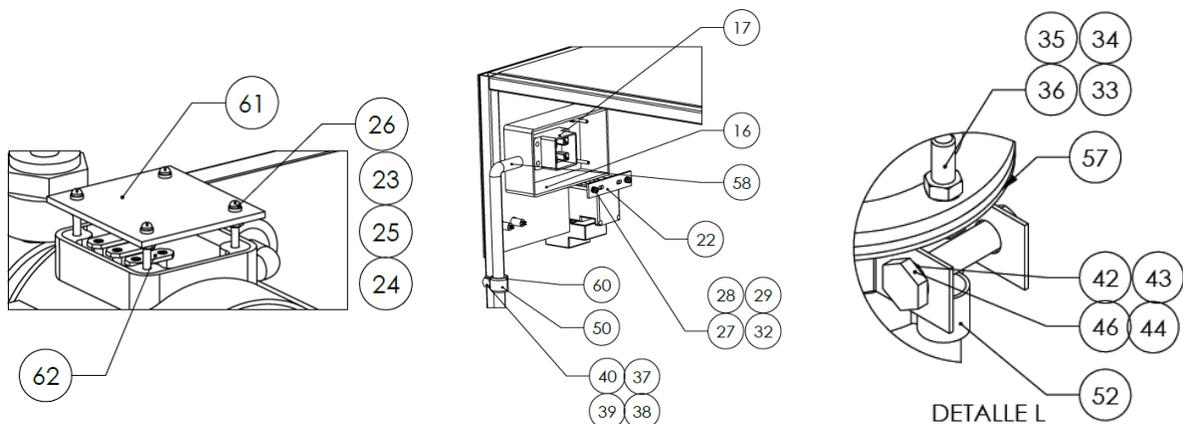


Imagen 9.40 Diferentes planos de tornillería usada en el ensamble.

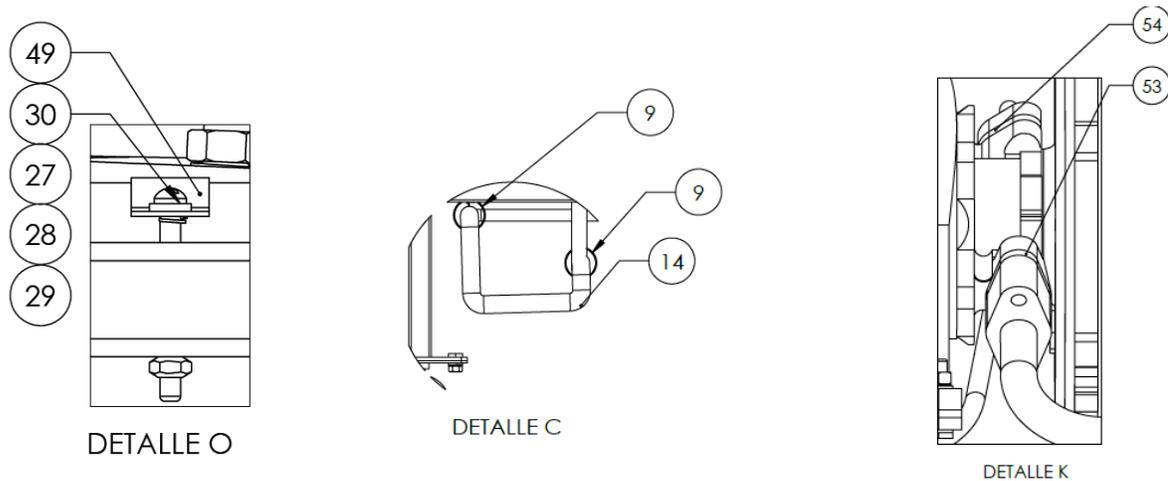


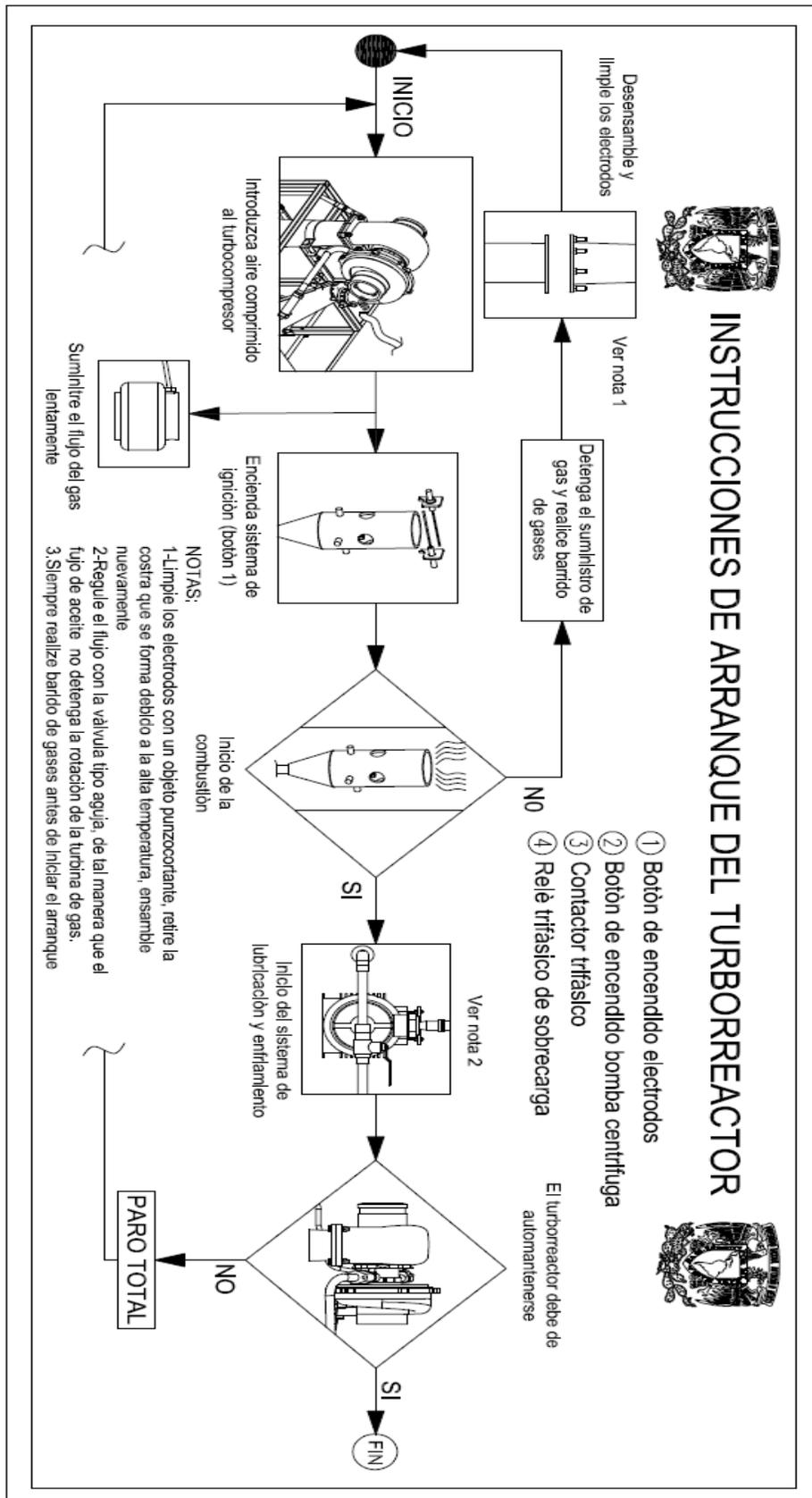
Imagen 9.43 Detallamiento de los sistemas; “k” sistema de lubricación, “o” y “c” admisión de gas.

Una vez que se finalizaron los procesos de ensamble y pruebas se decidió hacer un plano para el arranque del turborreactor, dicho plano muestra un diagrama de flujo detallado, el cual indica paso a paso el procedimiento para el arranque de todo el sistema para evitar algún accidente o algún daño al sistema.



Imagen 9.44 Del lado izquierdo se observa el corte de el acrílico donde va a ir pegado el diagrama del turborreactor, del lado derecho se muestra el diagrama montado sobre la base.

Plano # 12 Diagrama de Flujo para el Arranque del Sistema del Turborreactor.



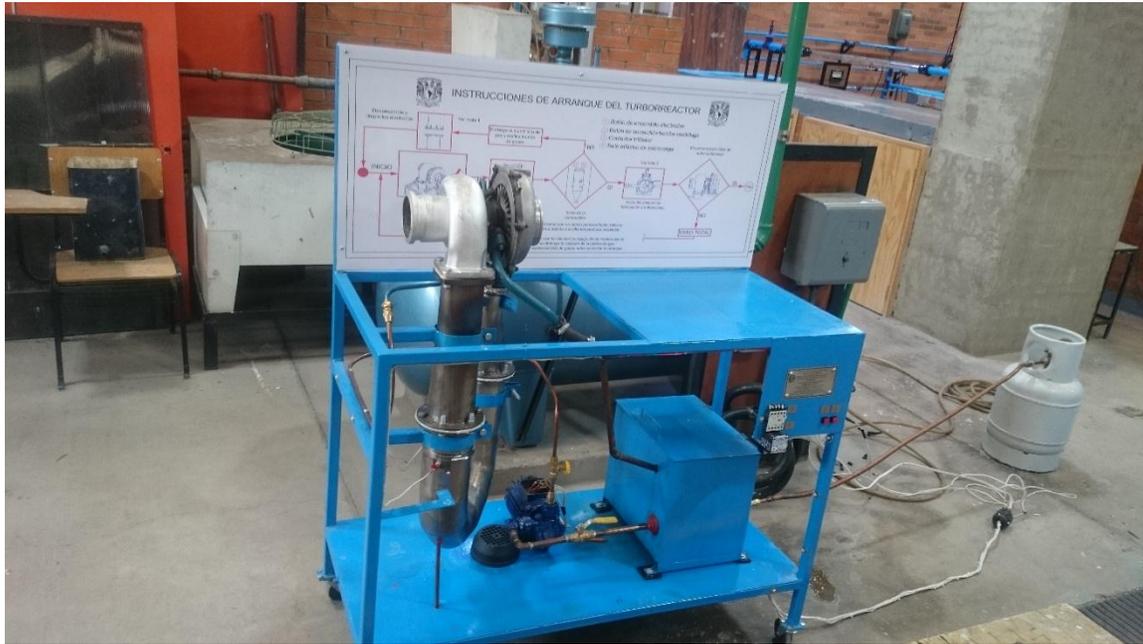


Imagen 9.45 Ensamble final del Turborreactor.

9.5 Pruebas y Resultados.

En esta sección se podrán observar los resultados medidos durante las pruebas estos datos fueron medidos con diferentes aparatos, así como algunos cálculos que fueron realizados a partir de los datos obtenidos durante las pruebas.



Imagen 9.46 Algunos instrumentos utilizados para la medición.

Los datos medidos fueron medidos a 27000 rpm, cabe mencionar que los datos fueron tomados erróneamente ya que dichos instrumentos no son muy precisos en la variación tan pequeña que fue medida, y por una toma errónea de los instrumentos debido a que la densidad del aire en la salida de la TG fue tomada a temperatura ambiente, haciendo que el cálculo del aparato fuera erróneo en las velocidades de salida, por tal motivo las estas velocidades se le realizo un ajuste para poder acercarse más a los valores reales.

Datos Tomados En la entrada

r	r(cm)	h_{Te} (mm)	h_{Pe} (mm) (-)	ΔP_e (mm)	V_e (m/s) Medida	$\Delta P_e(h_{Te}-h_{Pe})$	V_e (m/s) Calculada $\Delta P_e(h_{Te}-h_{Pe})$	V_e (m/s) Calculada de ΔP_e
0	0	1.0	4.4	4.7	7.8	5.4	10.7	9.9826
1	1.1	0.9	5.7	5.8	8.9	6.6	11.8295	11.0844
2	2.6554	0.8	6.5	6.3	9.2	7.3	12.441	11.5575
3	3.4605	0.8	6.35	5.75	9.35	7.15	12.3125	11.0415
4	4.1052	0.7	5.65	5.35	8.9	6.35	11.6033	10.6505
Promedio			6.05		9.0875		12.04657	11.0487

En la Salida

r	r(cm)	h_{Ts} (mm)	h_{Ps} (mm) (-)	ΔP_s (mm))	V_s (m/s) Medida	V_s (m/s) Medida corregidas	$\Delta P_s(h_{Ts}-h_{Ps})$	V_s (m/s) Calculada $\Delta P_s(h_{Ts}-h_{Ps})$	V_e (m/s) Calculada de ΔP_s
0	0	4.3	2.5	8.3	12.41		6.8	22.466	20.335
1	1.0375	4.3	2.4	7.9	11.57	25.6594	6.7	21.9178	20.185
2	2.5045	1.2	2.7	5.6	9.46	20.4799	3.9	18.4531	15.4
3	3.2639	5.5	2.4	10.5	15	34.375	7.9	25.2687	21.918
4	3.872	9.2	1.3	13	16.3	36.1493	10.5	28.1164	23.268
Promedio			2.2		13.20	29.166		23.4391	20.299

PRINCIPIO DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO

Se usara este teorema para el cálculo de las fuerzas resultantes

$$\sum \vec{F} = \frac{d\vec{M}}{dt} = \frac{d}{dt} (m\vec{v})$$

Integramos la ecuación;

$$\int_{t_1=0}^{t_2=t} \sum \vec{F} dt = \int_1^2 d(m\vec{v})$$
$$\sum \vec{F} dt = m(\vec{v}_2 - \vec{v}_1)$$
$$\sum \vec{F} = \frac{m}{t} (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) = m (\vec{v}_2' - \vec{v}_1')$$

Fuerzas por cantidad de movimiento en su forma escalar

$$\dot{m} = \text{Flujo masico}$$

$$\sum F_x = \dot{m}(\bar{v}_{2x} - \bar{v}_{1x})$$

$$\sum F_y = \dot{m}(\bar{v}_{2y} - \bar{v}_{1y})$$

$$\sum F_z = \dot{m}(\bar{v}_{2z} - \bar{v}_{1z})$$

Mas la debida al gradiente de presión

$$\bar{v}_e = \sum_{n=1} \frac{v_e}{n} \rightarrow \dot{m}_e \cong \dot{m}_s$$

$$\dot{m}_e = \bar{v}_e A_e$$

$$P_e = \sum_{n=1} \frac{P_e}{n} \rightarrow P_e = \frac{F_e}{A_e} \rightarrow F_{ep} = P_e A_e$$

$$P_s = \sum_{n=1} \frac{P_s}{n} \rightarrow P_s = \frac{F_s}{A_e} \rightarrow F_{sp} = P_s A_e$$

$$\dot{m} = \rho \bar{v} A \quad ; \quad \rho = \frac{P}{RT}$$

$$v = \sqrt{2g \Delta h \left(\frac{\gamma_{H_2O} - \gamma_{aire}}{\gamma_{aire}} \right)}$$

$$PV = RT_{abs} \quad ; \quad \gamma = g \rho$$

Para la entrada

$$P = 0.585 \text{ mHg} \left(13600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) = 78048.36 \text{ N/m}^2$$

Con $T_e = 21^\circ\text{C}$

$$T_e = 21^\circ\text{C} + 273.15^\circ\text{K} = 294.15^\circ\text{K}$$

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{P}{R T_{\text{abs}}} = \frac{78048.36 \text{ N/m}^2}{\left(287 \frac{\text{N m}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \right) (294.15^\circ\text{K})}$$

$$\rho_{\text{airea}21^\circ\text{C}} = 0.9245 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_{\text{airea}21^\circ\text{C}} = (9.81 \text{ m/s}^2)(0.9245 \text{ kg/m}^3)$$

$$\gamma_{\text{airea}^\circ\text{C}} = 9.06935 \text{ N/m}^3$$

$$v = \sqrt{2g \left(\frac{\gamma_{\text{H}_2\text{O}} - \gamma_{\text{aire}}}{\gamma_{\text{aire}}} \right) \sqrt{\Delta h}} = \sqrt{(2)(9.81 \text{ m/s}^2) \left(\frac{(9810 - 9.06935) \text{ N/m}^3}{9.06935 \text{ N/m}^3} \right) \sqrt{\Delta h}}$$

$$v = 145.6113 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = \dots \dots \text{ecuacion para la entrada}$$

Velocidades calculadas con dP ($h_{te} - h_{pe}$)

Para la entrada

Para r_0 de los datos obtenidos tenemos que $h_{te} = 1$; $h_{pe} = -4.4$

$$v_{e0} = 145.6113 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (145.6113 \text{ m/s}) \left(\sqrt{((1 - (-4.4)) \times 10^{-3} \text{ m})} \right)$$

$$v_{e0} = 10.70 \text{ m/s}$$

Para r_1 de los datos obtenidos tenemos que $h_{te} = 0.9$; $h_{pe} = -5.7$

$$v_{e1} = 145.6113 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (145.6113 \text{ m/s}) \left(\sqrt{((0.9 - (-5.7)) \times 10^{-3} \text{ m})} \right)$$

$$v_{e1} = 11.8295 \text{ m/s}$$

Para r₂ de los datos obtenidos tenemos que h_{te}= 0.8 ; h_{pe} = -6.5

$$v_{e2} = 145.6113 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (145.6113 \text{ m/s}) \left(\sqrt{(((0.8 - (-6.5)) \times 10^{-3})m)} \right)$$

$$v_{e2} = 12.441 \text{ m/s}$$

Para r₃ de los datos obtenidos tenemos que h_{te}= 0.8 ; h_{pe} = -6.35

$$v_{e3} = 145.6113 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (145.6113 \text{ m/s}) \left(\sqrt{(((0.8 - (-6.35)) \times 10^{-3})m)} \right)$$

$$v_{e3} = 17.3125 \text{ m/s}$$

Para r₄ de los datos obtenidos tenemos que h_{te}= 0.7 ; h_{pe} = -5.65

$$v_{e4} = 145.6113 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (145.6113 \text{ m/s}) \left(\sqrt{(((0.7 - (-5.65)) \times 10^{-3})m)} \right)$$

$$v_{e4} = 11.6033 \text{ m/s}$$

Para la salida

P = se utilizara la misma que en la entrada

Con T_e= 570°C

T_e= 570 °C + 273.15 °K = 843.15 °K

$$\rho_{aire} = \frac{P}{R T_{abs}} = \frac{78048.36 \text{ N/m}^2}{\left(287 \frac{\text{N m}}{\text{kg } ^\circ\text{K}}\right) (843.15 \text{ } ^\circ\text{K})}$$

$$\rho_{airea570^\circ\text{C}} = 0.3225 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_{airea570^\circ\text{C}} = \left(0.3225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (9.81 \text{ m/s}^2)$$

$$\gamma_{airea570^\circ\text{C}} = 3.1641 \text{ N/m}^3$$

$$v = \sqrt{2g \left(\frac{\rho_{H_2O} - \rho_{aire}}{\rho_{aire}} \right) \Delta h} = \sqrt{(2)(9.81 \text{ m/s}^2) \left(\frac{(9810 - 3.1641) \text{ N/m}^3}{3.1641 \text{ N/m}^3} \right) \Delta h}$$

$$v = 246.5970 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = 7.7981 \sqrt{\Delta h} \dots \dots \text{ecuacion para la salida}$$

Velocidades calculadas con dP ($h_{te} - h_{pe}$)

Para la salida

Para r_0 de los datos obtenidos tenemos que $h_{ts} = 4.3$; $h_{ps} = -2.5$

$$v_{s0} = 7.7981 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (7.7981 \text{ m/s}) \left(\sqrt{(4.3 - (-2.5)m)} \right)$$
$$v_{s0} = 20.185 \text{ m/s}$$

Para r_1 de los datos obtenidos tenemos que $h_{ts} = 4.3$; $h_{ps} = -2.4$

$$v_{s1} = 7.7981 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (7.7981 \text{ m/s}) \left(\sqrt{(4.3 - (-2.4)m)} \right)$$
$$v_{s1} = 20.185 \text{ m/s}$$

Para r_2 de los datos obtenidos tenemos que $h_{ts} = 1.2$; $h_{ps} = -2.7$

$$v_{s2} = 7.7981 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (7.7981 \text{ m/s}) \left(\sqrt{(1.2 - (-2.7)m)} \right)$$
$$v_{s2} = 15.40 \text{ m/s}$$

Para r_3 de los datos obtenidos tenemos que $h_{ts} = 5.5$; $h_{ps} = -2.4$

$$v_{s3} = 7.7981 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (7.7981 \text{ m/s}) \left(\sqrt{(5.5 - (-2.4)m)} \right)$$
$$v_{s3} = 21.9181 \text{ m/s}$$

Para r_4 de los datos obtenidos tenemos que $h_{ts} = 9.2$; $h_{ps} = -1.3$

$$v_{s4} = 7.7981 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (7.7981 \text{ m/s}) \left(\sqrt{(9.2 - (-1.3)m)} \right)$$
$$v_{s4} = 25.2687 \text{ m/s}$$

Velocidades calculadas con ΔP

Para la entrada

Se toman los mismos datos que para las velocidades de entrada y salida calculadas con dP , solo se cambiara $\sqrt{\Delta h} = \sqrt{\Delta P}$

Para r_0 de los datos obtenidos tenemos que $\Delta P_0=0.0047$

$$v_{e0} = 145.6113 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (145.6113 \text{ m/s})(\sqrt{0.0047m})$$
$$v_{e4} = 9.9826 \text{ m/s}$$

Para r_1 de los datos obtenidos tenemos que $\Delta P_1=0.0058$

$$v_{e1} = 145.6113 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (145.6113 \text{ m/s})(\sqrt{0.0058m})$$
$$v_{e1} = 11.089 \text{ m/s}$$

Para r_2 de los datos obtenidos tenemos que $\Delta P_2=0.0063$

$$v_{e2} = 145.6113 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (145.6113 \text{ m/s})(\sqrt{0.0063m})$$
$$v_{e2} = 11.5575 \text{ m/s}$$

Para r_3 de los datos obtenidos tenemos que $\Delta P_3=0.00575$

$$v_{e3} = 145.6113 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (145.6113 \text{ m/s})(\sqrt{0.00575m})$$
$$v_{e3} = 11.04115 \text{ m/s}$$

Para r_4 de los datos obtenidos tenemos que $\Delta P_4=0.00535$

$$v_{e4} = 145.6113 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (145.6113 \text{ m/s})(\sqrt{0.00535m})$$
$$v_{e4} = 10.6505 \text{ m/s}$$

Para la salida

Para r_0 de los datos obtenidos tenemos que $\Delta P_0=8.3$

$$v_{s0} = 7.7981 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (7.7981 \text{ m/s})(\sqrt{8.3m})$$
$$v_{s0} = 22.466 \text{ m/s}$$

Para r_1 de los datos obtenidos tenemos que $\Delta P_1=7.9$

$$v_{s1} = 7.7981 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (7.7981 \text{ m/s})(\sqrt{7.9m})$$
$$v_{s1} = 21.9171 \text{ m/s}$$

Para r_2 de los datos obtenidos tenemos que $\Delta P_2=5.6$

$$v_{s2} = 7.7981 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (7.7981 \text{ m/s})(\sqrt{5.6m})$$
$$v_{s2} = 18.4534 \text{ m/s}$$

Para r₃ de los datos obtenidos tenemos que $\Delta P_3=10.5$

$$v_{s3} = 7.7981 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (7.7981 \text{ m/s})(\sqrt{10.5m})$$

$$v_{s1} = 25.2687 \text{ m/s}$$

Para r₄ de los datos obtenidos tenemos que $\Delta P_4=13$

$$v_{s4} = 7.7981 \text{ m/s} \sqrt{\Delta h} = (7.7981 \text{ m/s})(\sqrt{13m})$$

$$v_{s1} = 28.1164 \text{ m/s}$$

Calculo del Flujo másico (\dot{m})

$$A = \frac{\pi(d)^2}{4}$$

Para A_e ; d_e = 8.8 cm = 0.088

$$A_e = \frac{\pi(0.088)^2}{4} = 6.08212 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Para A_s ; d_s = 8.2 cm = 0.083

$$A_s = \frac{\pi(0.083)^2}{4} = 5.4106 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Flujo másico para dP

$$\dot{m} = \bar{v} \rho A$$

$$\dot{m}_e = (12.04657 \text{ m/s}) \left(0.9245 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (6.08212 \times 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$\dot{m}_e = 0.06774 \text{ kgm/s}$$

$$\dot{m}_s = (20.693 \text{ m/s}) \left(0.3225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (5.4106 \times 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$\dot{m}_e = 0.06774 \text{ kgm/s}$$

Flujo másico para ΔP

$$\dot{m}_e = (11.0847 \text{ m/s}) \left(0.9245 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (6.08212 \times 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$\dot{m}_e = 0.06232 \text{ kgm/s}$$

$$\dot{m}_s = (23.4391 \text{ m/s}) \left(0.3225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (5.4106 \times 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$\dot{m}_s = 0.0409 \text{ kgm/s}$$

Flujo másico para velocidades medidas directamente

$$\dot{m}_e = (9.0875 \text{ m/s}) (0.9245 \text{ kg/m}^3) (6.08212 \times 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$\dot{m}_e = 0.0511 \text{ kgm/s}$$

Se hace la corrección de la velocidad de salida debido a que la velocidad medida se toma a temperatura ambiente y se necesita una densidad a temperatura de 570 °C

$$\dot{m}_e = \bar{v}_s \rho_s A_s = \bar{v}_e \rho_e A_e$$

$$\bar{v}_s = \frac{\dot{m}_e}{\rho_s A_s} = \frac{0.0511 \text{ kgm/s}}{(0.3225 \text{ kg/m}^3) (5.4106 \times 10^{-3} \text{ m}^2)}$$

$$\bar{v}_s = 29.295 \text{ m/s}$$

$$\dot{m}_s = (29.295 \text{ m/s}) (0.3225 \text{ kg/m}^3) (5.4106 \times 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$\dot{m}_s = 0.0509 \text{ kgm/s}$$

Fuerza de empuje producida

$$\sum F_x = \dot{m} dv + (\bar{P}_s A_s - \bar{P}_e A_e)$$

$$P = \gamma h = (9810 \text{ N/m}^3) (0.001 \text{ m}) = 9.81 \text{ N/m}^2$$

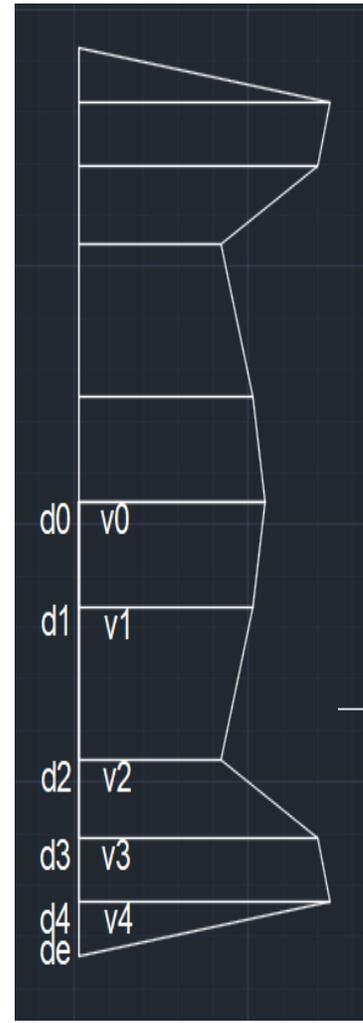
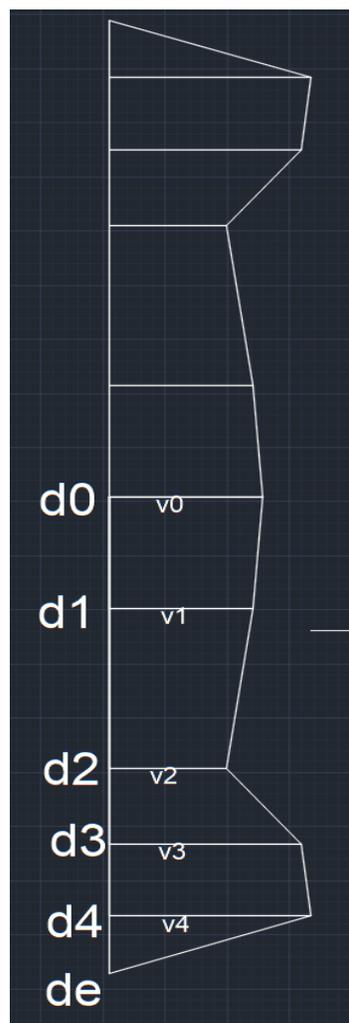
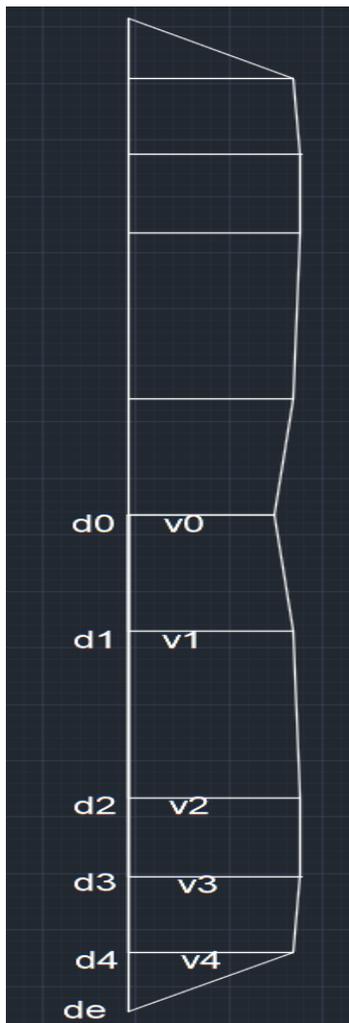
$$\begin{aligned} \sum F_x = & \left((0.511 \text{ kgm/s}) ((29.166 - 9.0875) \text{ m/s}) \right) \\ & + \left[((-2,2) (9.81 \text{ N/m}^2) (5.4106 \times 10^{-3} \text{ m}^2)) \right. \\ & \left. - ((-6.5) (9.81 \text{ N/m}^2) (6.08212 \times 10^{-3} \text{ m}^2)) \right] \end{aligned}$$

$$\sum F_x = (1.02598 - 0.1168 + 0.3878) \text{ N}$$

$$\sum F_x = 1.297 \text{ N}$$

Perfiles de Velocidades

Para la entrada y salida de las velocidades tomadas digitalmente



a)

b)

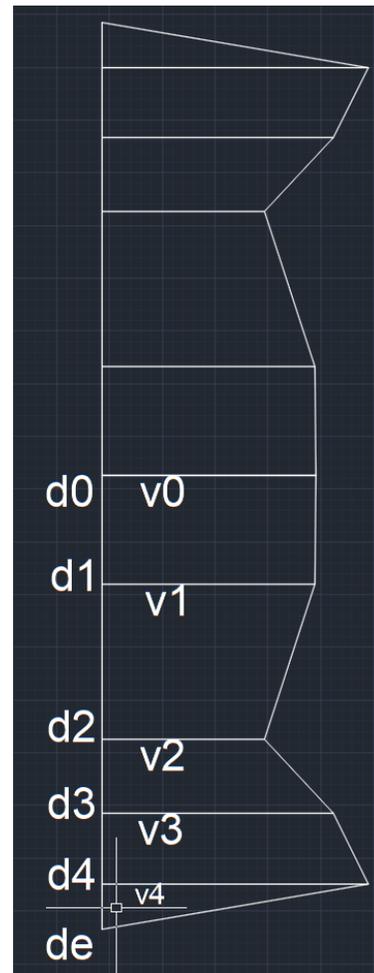
c)

- a) Perfil de velocidades a la entrada, b) Perfil de velocidades de salida sin corrección,
c) Perfil de velocidades a la salida con corrección.

Perfiles de velocidades calculados con DP



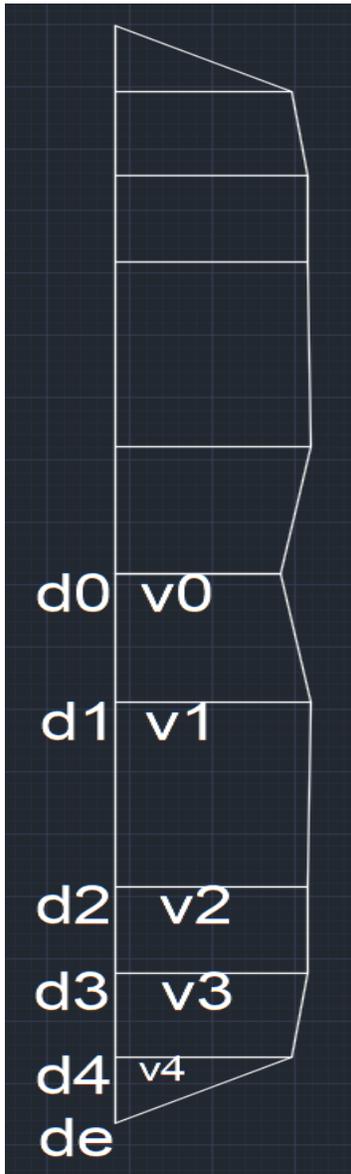
a)



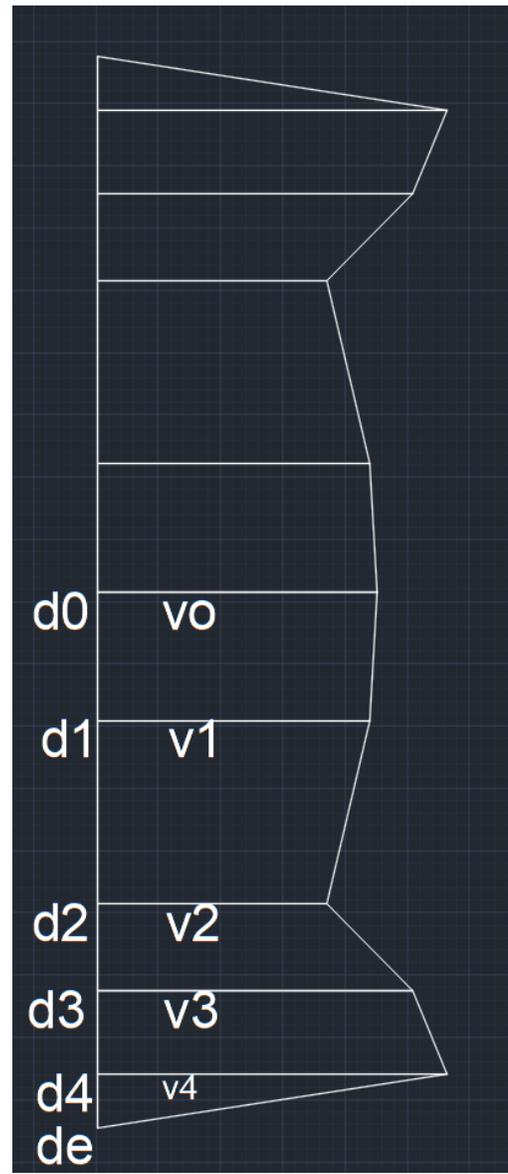
b)

a) Perfil de velocidades en la entrada, b) Perfil de velocidades en la salida.

Perfiles de velocidades de ΔP



a)



b)

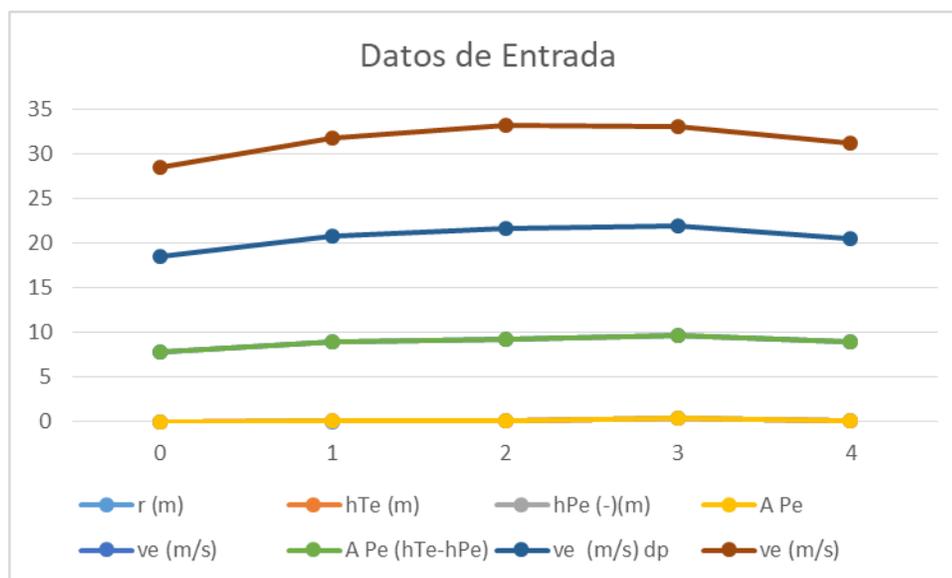
a) Perfil de velocidades de entrada, b) Perfil de velocidades de salida.

Memoria de Cálculo de los Datos Obtenidos y Gráficas.

Para la Entrada.

r	r (m)	h_{Te} (m)	h_{Pe} (-)(m)	$A P_e$
0	0	0.001	0.0044	0.0047
1	0.01	0.0009	0.0057	0.0058
2	0.026554	0.0008	0.0065	0.0063
3	0.34605	0.0008	0.00635	0.00575
4	0.041052	0.0007	0.00565	0.00535
Pomedio			0.00605	

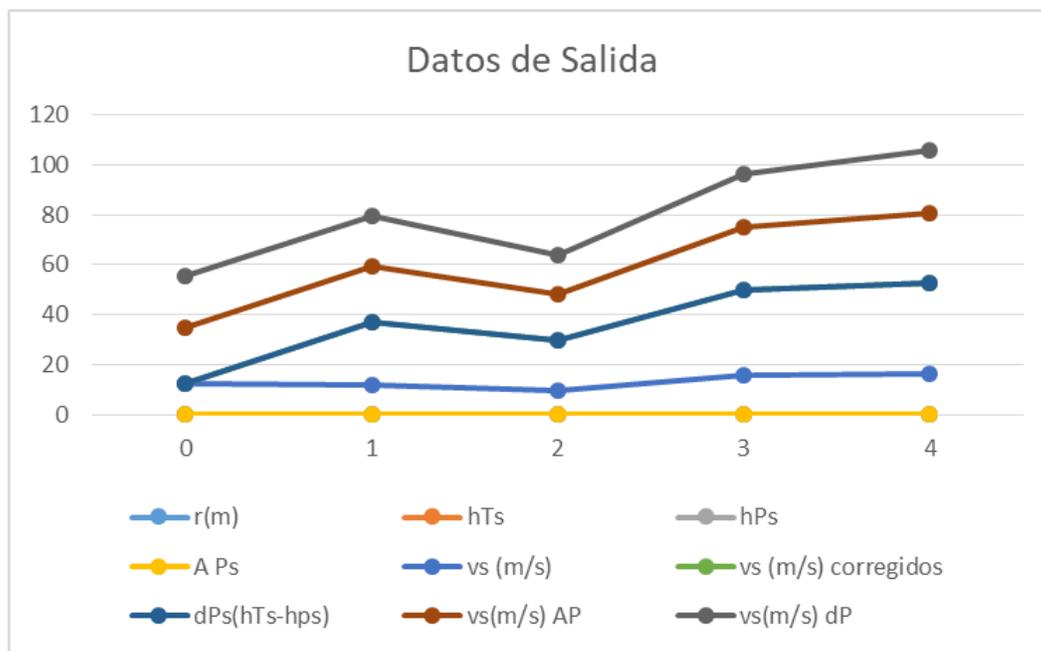
v_e (m/s)	$A P_e (h_{Te}-h_{Pe})$	v_e (m/s) dp	v_e (m/s)
7.8	0.0054	10.7002016	9.98260779
8.9	0.0066	11.8295179	11.0894262
9.2	0.0073	12.4410349	11.5575386
9.35	0.00715	12.3125526	11.0415235
8.9	0.00635	11.6033112	10.6505484
9.0875		12.0466042	11.0847592



Para la Salida.

r	r(m)	h_{Ts}	h_{Ps}	$A P_s$
0	0	0.0043	0.0025	0.0083
1	0.010375	0.0043	0.0024	0.0079
2	0.025045	0.0012	0.0027	0.0056
3	0.032639	0.0055	0.0024	0.0105
4	0.03872	0.0092	0.0013	0.013
Promedio			0.0022	

v_s (m/s)	v_s (m/s) corregidos	$dP_s(h_{Ts}-h_{Ps})$	v_s (m/s) AP	v_s (m/s) dP
12.41		0.0068	22.4660559	20.3349096
11.57	25.6594	0.0067	21.9180208	20.1848344
9.46	20.4799	0.0039	18.4536297	15.3999777
15.5	34.375	0.0079	25.2686732	21.0292013
16.3	36.1493	0.0105	28.1163839	25.2686732
13.2075	29.1659		23.4391769	20.4706717



Conclusiones

Con la realización de este proyecto se pudo tener acceso a un tema que no está muy desarrollado en la facultad, se dio una introducción para que se pueda seguir trabajando en este tema que es muy amplio y de suma importancia en la ingeniería.

El turborreactor representa una de las maquinas más eficientes que han sido creado por el hombre, sin duda este proyecto tiene la capacidad de ser estudiado no sólo desde el punto termodinámico, el turborreactor puede ser estudiado desde el punto de la aerodinámica, abarcando las ecuaciones básicas de los turborreactores, ecuaciones que determinan fuerza de empuje y arrastre, desde la perspectiva de resistencia de materiales ya que uno de los factores que aumenta considerablemente la eficiencia de una turbomáquina térmica es la propiedad de resistencia a altas temperaturas de los mismos, desde la perspectiva de generación de energía eléctrica, ya que hoy en día las turbinas térmicas son de las principales fuentes generadores de energía eléctrica, en la aviación, ya que este proyecto cuenta con los fundamentos y componentes básicos de las grandes turborreactores utilizados en la industria de la aviación, otro punto de gran importancia es la posibilidad de utilizar el proyecto en pruebas experimentales y mediciones, dando cavidad a medir presiones, temperaturas de entrada y salida, revoluciones por minuto, calcular el arrastre, empuje, eficiencia del turborreactor, relación de aire combustible, eficiencia del turborreactor, velocidad del fluido, entre otras cosas.

Fue demostrada la gran capacidad de los alumnos para la generación de nuevos proyectos, que se realizan desde el diseño, la manufactura y puesta en operación de estos.

Durante el proceso de construcción encontramos diversos retos, al inicio de este proyecto de tesis se vivía un gran tiempo de incertidumbre, ya que aunque se tenía la idea en mente, no se sabía por dónde, ni cómo empezar a desarrollarlo, era un proyecto con la idea central bien definida pero sin forma, concepto o visualización del mismo.

Se pudo demostrar con este proyecto la gran importancia de las turbinas de gas ya sean por su gran eficiencia de combustible así como su costo de fabricación que es relativamente bajo comparado con otros sistemas de generación de energía eléctrica, incluso un ciclo combinado de turbinas de gas es más eficiente, dinámico, estable y potente que un ciclo combinado de turbinas de vapor. Estas turbinas de gas han logrado un cambio muy importante en la industria y en aplicaciones tales como, aviación, generación de energía eléctrica, transportes marítimos, trenes de alta velocidad e incluso como turbosopladores para alimentación de aire en altos hornos.

Puede ser usado en estas turbinas algún otro tipo de combustible no fósil y así poder lograr un ciclo que genere una cantidad menor de contaminantes.

El objetivo de este proyecto fue cumplido, tal objetivo consistió en comprobar las ecuaciones teóricas y fundamentales de las turbinas de gas, así como las ecuaciones básicas de los turbocompresores y turborreactores.

Se les hace una invitación a los alumnos de otras generaciones a que continúen con este proyecto a que puedan instrumentarlo, hacerle alguna mejora o desarrollar algún tipo de combustible

alternativo y así poder desarrollar una maquina superior y con la cual se pueda implementar en un futuro en algún proceso industrial o de transporte.



Glosario y Algunas Definiciones Fundamentales.

TMG.- Turbomaquina generadora.

TMT.- Turbomaquina térmica.

TC.- Turbocompresor.

TV.- Turbina de vapor.

TG.- Turbina de gas.

GT.- caudal másico del gas atrás vez de la unidad TG.

Presión absoluta.- Es la presión total medida a partir de cero absoluto (vacío perfecto) e igual a la suma de la presión mano métrica y efectiva (lectura en el manómetro) y de la presión atmosférica (lectura en el barómetro).

Temperatura absoluta.- Es la temperatura en grados Kelvin ($^{\circ}\text{K}$) e igual al número de grados Celsius ($^{\circ}\text{C}$) mas 273.

Compresión adiabática.- Es la compresión realizada sin intercambio térmico del gas con el exterior ($pv^k = C$).

Compresión politrópica.- Es la compresión realizada con intercambio térmico entre el gas y el exterior ($pv^n = C$).

Compresión isotérmica.- Es un caso particular de la temperatura politrópica. El intercambio térmico entre el gas y el exterior se efectúa de forma tal que la temperatura del primero permanece constante durante todo el ciclo de compresión ($pv = C$).

Altura adiabática.- Es la energía, en kilográmetros, necesaria para comprimir adiabáticamente un kilogramo de un gas y variar su nivel de presión hasta otro determinado.

Exponente “k”.- Viene definido por la ecuación de compresión adiabática o isentrópica de un gas determinado.

$$pv^k = C$$

Exponente “n”.- Viene definido por la ecuación de compresión politrópica de un gas dado.

$$pv^n = C$$

Factor de compresión.- Indica en cuanto se diferencian las características del gas dado de las del gas perfecto.

Tanto por ciento de compresión.- Es la relación existente entre la presión absoluta de impulsión y la de aspiración.

Incremento de presión.- Diferencia entre las presiones de impulsión y de aspiración.

Aire atmosférico.- Se denomina así al aire correspondiente a las condiciones atmosféricas existentes en un lugar determinado.

Aire internacional.- Se denomina aire internacional al que se encuentra a temperatura de 20°C, 1033 kg/cm² de presión y con 36 % de humedad (densidad 0.0750).

Volumen engendrado por un compresor.- Es el volumen de gas desplazado en unidad de tiempo, expresándose generalmente en metros cúbicos por minuto.

Caudal efectivo.- Es la cantidad efectiva de aire o de gas comprimido e impulsado, medido en metros cúbicos por minuto en las condiciones de presión y de temperatura de impulsión y de composición del gas en la aspiración. Este caudal se expresa siempre según las condiciones del aire o del gas a la entrada del compresor y no en el del aire o gas normalizados.

Potencia teórica.- Es la potencia necesaria para comprimirlo adiabáticamente el aire o un gas desplazándolo por un compresor dentro de los límites de presión previstos.

Potencia teórica politrópica.- Es la potencia mecánica necesaria para comprimir politrópicamente y para desplazar, en el incremento de presión preestablecido, el gas impelido por el compresor.

Potencia al freno en el árbol.- Es la potencia útil a la entrada del turbocompresor.

Grado de refrigeración intermedia.- Es la diferencia de la temperatura entre el aire o el gas en la boca de aspiración del compresor y en la salida de los enfriar.

Refrigeración intermedia perfecta.- Se la considera así cuando la temperatura del aire o del gas a la salida de los enfriadores es igual a la temperatura de aspiración.

Rendimiento mecánico.- Es la relación entre la potencia absorbida por el fluido y la potencia en el árbol.

Rendimiento de compresión adiabática.- Es la relación entre la potencia teórica y la potencia comunicada al fluido efectivamente impulsado por el turbocompresor. Esta última equivale a la existente en el árbol disminuida en las pérdidas mecánicas.

Rendimiento del compresor.- Es la relación entre la potencia teórica y la potencia al freno. Equivale al producto del rendimiento de compresión y del rendimiento mecánico.

Rendimiento politrópico.- Es la relación entre la potencia teórica politrópica y la potencia en el árbol. Se le denomina también rendimiento hidráulico, de la célula o de la etapa.

Incremento de temperatura.- Es la relación entre incremento de la temperatura isentrópica calculado y el del total obtenida durante la compresión. En un gas perfecto es igual a la relación existente entre el incremento de la entalpía isentrópica y el incremento real.

Presión estática.- Es la presión medida en el aire o en un gas, de forma que dicha medida no venga influenciada por la velocidad de desplazamiento del fluido en cuestión.

Presión resultante.- es la presión que se origina cuando inmovilizáramos la corriente de fluido (se mide con el llamado tubo de impacto).

Presión dinámica.- Es igual a la presión total menos la presión estática en el fluido (se mide con el tubo de Pitot).

Presión de aspiración.- Es la presión de entrada, o sea la absoluta resultante medida en el orificio de aspiración del turbocompresor.

Presión de impulsión.- O presión de salida; es la total absoluta en la boca de impulsión del compresor.

Temperatura estática.- Es la efectiva de la vena fluida en movimiento. Se mide de forma tal que no sea influenciada por la velocidad de desplazamiento del fluido.

Temperatura resultante.- Es la que se mide en el punto de inmovilización de la vena fluida, con compresión adiabática entre las condiciones iniciales y las de inmovilización.

Temperatura de admisión.- Es la resultante medida en el orificio de aspiración del compresor.

Temperatura de impulsión.- Es la resultante medida en el orificio de impulsión del compresor.

Peso específico del gas.- Es el peso por unidad de volumen, en las condiciones de presión y temperatura resultantes y de compresión del gas en la boca de aspiración del compresor.

Densidad específica.- Es la relación entre el peso específico del aire o del gas y el del aire seco en las mismas condiciones de presión y temperatura.

Factor de carga.- Es la relación existente entre la carga media del turbocompresor durante un tiempo dado y la carga máxima prevista.

BIBLIOGRAFÍA.

1.- COMBUSTION Y QUEMADORES

Autor: Manuel Marquez Martinez

Editorial: Marcombo, S.A, 1989 Barcelona España.

2.- TURBOMAQUINAS TERMICAS

Autor: Claudio Mataix

Editorial: Dossat CIE. S.L. 2000. 3° edición Madrid España.

3.- MANUAL DE INGENIERIA MECANICA

Autor: Lionel S. Marks de la Universidad de Columbia en la ciudad de N.Y.

Editorial Mc. Graw Hill 1958. 6° edición Estados Unidos.

4.- LA PRODUCCION DE ENERGIA MEDIANTE EL VAPOR DE AGUA, EL AIRE Y LOS GASES

Autor: Severns

Editorial Reverte México, S.A. de C.V. 1976. 5° edición en español Barcelona España.

5.- TEORIA DE LAS TURBINAS DE GAS

Autor: Henry Cohen

Editorial: Marcombo, S.A. 1983. 7° edición Barcelona España.

6.- FUNDAMENTOS DE TURBINAS DE GAS

Autor: William W. Bathie

Editorial Limusa 1987. 1° edición en español México.

7.- MAQUINAS TERMICAS Tomo II. Estudio Termodinámico de las Turbinas y Turbocompresores.

Autor: Manuel Muñoz Torralbo – Francisco Payri González

Universidad Nacional de Educación a Distancia. Madrid 1990. Ministerio de Educación y Ciencia.

8.- VENTILADORES Y TURBOCOMPRESORES

Autor: José Masana Tarda.

Editorial: Marcombo S.A, Ediciones Técnicas 1966.

9.- AIRCRAFT PROPULSION

Autor: Dr. V. Babu.

CRC Taylor y Francis 2009.

10.- MANUAL DE TURBOCARGADORES

Autor: Hugh Macinnes. Traducción: Gabriel Sánchez García.

Editorial: Prentice – Hall Hispanoamericana S.A. 1° edición en español 1994.

11.- MANUAL DE LUBRICACION

Autor: Ing. Guillermo Valencia Andrade

Editorial: Del Toro S.A de C.V. 2º edición 1993.

12.- TEORIA DE TURBINAS DE GAS

Autor: H. Cohen, Traducción: Rafael Blasco del Rio

Editorial: Marcombo S.A.1983.

13.- MOTORES DIESEL Y SISTEMAS DE INYECCION

Autor: Alan Asmus, Traducción: Lourdes De Diego Zurro

Editorial: Paraninfo S.A. 2º edición 1991.