



Departamento: Centro de Estudios Energéticos y
Tecnologías Ambientales. (CEETA)

TRABAJO DE DIPLOMA

Título del trabajo: “Estudios y diseño de sistemas auxiliares para la adaptación de la turbina de gas TC-21 a gas propano e inyección de vapor”

Autores del trabajo: Carlos Manuel Gómez Navarro

Jonathan Oliver Alvarez

Tutor del trabajo Dr.C Manuel Alejandro Rubio Rodríguez.

Este documento es Propiedad Patrimonial de la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas, y se encuentra depositado en los fondos de la Biblioteca Universitaria “Chiqui Gómez Lubian” subordinada a la Dirección de Información Científico Técnica de la mencionada casa de altos estudios.

Se autoriza su utilización bajo la licencia siguiente:

Atribución- No Comercial- Compartir Igual



Para cualquier información contacte con:

Dirección de Información Científico Técnica. Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas. Carretera a Camajuaní. Km 5½. Santa Clara. Villa Clara. Cuba. CP. 54 830

Teléfonos.: +53 01 42281503-1419

Pensamiento

“Nunca consideres el estudio como una obligación, sino como una oportunidad para penetrar en el bello y maravilloso mundo del saber.”

Albert Einstein

Dedicatoria

A nuestros padres

A nuestros hermanos

A nuestros familiares

A nuestros amigos

Agradecimientos

A nuestros padres por apoyarnos en todo momento, por los valores que nos han inculcado, y por habernos dado la oportunidad de tener una excelente educación en el transcurso de nuestras vidas. Sobre todo por ser excelentes ejemplos de vida a seguir.

A nuestros hermanos por ser parte importante de nuestras vidas y representar la unidad familiar.

A nuestras familias les agradecemos por habernos apoyado y ayudado en el transcurso de la carrera.

A nuestro tutor Dr. Manuel Alejandro Rubio, por la orientación y ayuda que nos brindó para la realización de esta tesis, por su apoyo y amistad que nos permitieron aprender mucho más que lo estudiado en el proyecto.

A nuestros profesores no solo de la carrera de Ingeniería Mecánica sino de toda la vida, les agradecemos la confianza, apoyo y dedicación de tiempo, por haber compartido con nosotros sus conocimientos y sobre todo su amistad.

A los técnicos y trabajadores de la Facultad de Ingeniería Mecánica e Industrial de la Universidad Central “Marta Abreu de las Villas”.

A todos nuestros amigos.

A todas las personas que de una forma u otra nos prestaron ayuda en nuestra formación como profesionales.

Resumen

Las micro-turbinas de gas han ido ganando espacio en la generación de electricidad a nivel mini-industrial, lo que justifica que sea una tecnología a estudiar y desarrollar. En este Trabajo de Diploma se realiza el cálculo y diseño de los componentes para la puesta en marcha con gas propano de una turbina de arranque TC-21 y se realiza la modelación de la misma en ciclo de inyección de vapor. Primeramente, se hace una revisión bibliográfica sobre micro-turbinas a gas, ciclos de inyección de vapor en turbinas a gas y sobre la turbina en cuestión que es la TC-21. Se realiza la modelación en el software Engineering Equation Solver (EES) de un ciclo de inyección de vapor en esta turbina, obteniéndose como resultados principales que se puede llegar a generar vapor a 400°C y que con la inyección de vapor en la cámara de combustión la temperatura de los gases de la combustión disminuye cerca de 80°C. En el tercer capítulo se diseñan los sistemas auxiliares necesarios para la puesta en marcha del turbo-arrancador. Se tiene en cuenta que estos sistemas reemplazan los de fábrica, pero tienen que mantener los parámetros de funcionamiento del TC-21, como presiones y flujos en los sistemas de lubricación y alimentación respectivamente. Para el diseño del sistema de alimentación se calcula el flujo del nuevo combustible (gas propano) que puede ser inyectado y se compara con el flujo de keroseno para el que está construida la turbina, y resulta que el flujo de gas es un 4% inferior al flujo de keroseno referenciado en la literatura encontrada, lo que no representa un problema para los propósitos docentes de la misma. El funcionamiento del TC-21 con el diseño de los sistemas auxiliares y la inyección de vapor en la cámara de combustión, además de ser posible, se considera factible y resultaría en una extensión de la vida útil de la turbina al disminuirse la temperatura de entrada a la turbina.

Abstract

The gas micro-turbines have been gaining space in the generation of electricity at the mini-industrial level, which justifies that it is a technology to be studied and developed. In this Diploma Work, the calculation and design of the components for the start-up with propane gas of a TC-21 starter turbine is carried out and its modeling is performed in the steam injection cycle. Firstly, a bibliographic review is made on gas micro-turbines, steam injection cycles in gas turbines and on the turbine in question that is the TC-21. Modeling is performed in the Engineering Equation Solver (EES) software of a steam injection cycle in this turbine, obtaining as main results that it is possible to generate steam at 400°C and that with the injection of steam into the combustion chamber the temperature of the combustion gases decreases near 80°C. In the third chapter the auxiliary systems necessary for the start-up of the turbo-starter are designed. It is taken into account that these systems replace the factory ones, but they have to maintain the operating parameters of the TC-21, such as pressures and flows in the lubrication and feeding systems respectively. For the design of the feed system, the flow of the new fuel (propane gas) that can be injected is calculated and compared to the kerosene flow for which the turbine is built, and it turns out that the gas flow is 4% lower to the flow of kerosene referenced in the literature found, which does not represent a problem for the teaching purposes of the same. In addition to being possible, the operation of the TC-21 with the design of the auxiliary systems and the injection of steam into the combustion chamber is considered feasible and would result in an extension of the turbine life as the inlet temperature decreases to the turbine.

Índice

PENSAMIENTO	II
DEDICATORIA.....	III
AGRADECIMIENTOS	IV
RESUMEN	V
ABSTRACT	VI
ÍNDICE	VII
LISTA DE FIGURAS	IX
LISTA DE TABLAS	XI
NOMENCLATURA	XII
INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVO GENERAL.....	3
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
CAPÍTULO 1.....	4
CAPÍTULO 1: MICRO-TURBINAS DE GAS. CARACTERÍSTICAS DEL GRUPO TURBO-ARRANCADOR TC-21.	5
1.1 CICLO TEÓRICO DE LAS TURBINAS DE GAS	5
1.2 VARIANTES CONSTRUCTIVAS DE LAS MICRO-TURBINAS DE GAS	7
1.3 SISTEMAS AUXILIARES DE LAS TURBINAS A GAS.....	10
1.4 PRINCIPALES APLICACIONES DE LAS MICRO-TURBINAS	12
1.4.1 <i>Vehículos de transporte</i>	13
1.4.2 <i>Aplicación directa del calor</i>	14
1.5 VENTAJAS Y DESVENTAJAS	14
1.6 SISTEMAS DE ALIMENTACIÓN DE LAS TURBINAS DE GAS CON GLP	15
1.7 MEJORAS DEL CICLO BRAYTON Y LA INYECCIÓN DE VAPOR.....	16
3.7.1 <i>Ciclos con inyección de agua o de vapor</i>	16
1.7.2 <i>Principales ventajas de la Inyección de vapor en Turbina de Gas</i>	17
1.7.2.1 <i>Mayor generación de energía, así como reducción de emisiones</i>	17
1.7.2.2 <i>Inyección de vapor vs Inyección de agua</i>	18
1.8 FUNCIONAMIENTO Y OPERACIÓN DEL TC-21 Y SUS COMPONENTES	21
1.9 CONCUSIONES PARCIALES	24
CAPÍTULO 2.....	26
CAPÍTULO 2: MODELACIÓN DEL CICLO CON INYECCIÓN DE VAPOR EN LA MICRO-TURBINA TC-21	27
2.1 MODELACIÓN MEDIANTE EL ENGINEERING EQUATION SOLVER DEL CICLO DE INYECCIÓN DE VAPOR EN LA MICRO-TURBINA DE GAS TC-21	27
2.1.2 <i>Funciones para el cálculo de propiedades de la mezcla</i>	28
2.1.3 <i>Modelo de la turbina</i>	30
2.1.3 <i>Modelo de la caldera recuperativa</i>	31
2.2 RESULTADOS DE LA MODELACIÓN	33

2.3	ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	36
2.4	CONCLUSIONES PARCIALES	38
CAPÍTULO 3.....		40
CAPÍTULO 3: DISEÑO DE LOS SISTEMAS AUXILIARES PARA LA PUESTA EN MARCHA DE LA MICRO-TURBINA.....		41
3.1	SISTEMA DE LUBRICACIÓN	41
3.1.1	<i>Modificación de la válvula bypass</i>	42
3.1	SISTEMA DE IGNICIÓN.....	45
3.2	SISTEMA DE ENCENDIDO	46
3.3	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE CON GLP	47
3.4	ESQUEMA DE PUESTA EN MARCHA Y PARADA	52
3.5	MEDIDAS DE SEGURIDAD A TENER EN CUENTA	54
3.6	CONCLUSIONES PARCIALES	54
CONCLUSIONES.....		56
RECOMENDACIONES		57
BIBLIOGRAFÍA		58
ANEXOS		60
ANEXO 1 RESULTADOS DE MODELACIÓN		60
ANEXO 2 RESULTADOS DE LA FUNCIÓN DEL SONIDO AIRE-VAPOR.		60
ANEXO 3 RESULTADOS DE LA FUNCIÓN DE ENTALPÍA AIRE-VAPOR.		60
ANEXO 4 RESULTADOS DE LA FUNCIÓN ENTROPÍA AIRE-VAPOR.		61
ANEXO 5 RESULTADOS DE LA FUNCIÓN (VOLUMEN AIRE-VAPOR).....		61
ANEXO 6 RESULTADOS DEL SUBPROGRAMA REALIZADO PARA LA CALDERA RECUPERATIVA.....		61
ANEXO 7 INYECTOR-ENTREDOS-TOMA 1		62
ANEXO 8 PIZARRA DE CONTROL.....		62
ANEXO 9 GENERADOR DE CORRIENTE DIRECTA		63
ANEXO 10 TURBINA TC-21		63

Lista de figuras

Figura 1 Turbogenerador C30 (Rodríguez, 2010)	5
Figura 2 Ciclo termodinámico de las turbinas a gas (p-v) (constructivas., 1999)	6
Figura 3 Ciclo termodinámico de las turbinas a gas (T-S)(constructivas., 1999)	6
Figura 4 Compresor centrífugo (Baskharone, 2006)	8
Figura 5 Cámaras de combustión a la izquierda de tipo barril y a la derecha de tipo anular (MATAIX, 2000)	8
Figura 6 Turbina a la derecha de flujo axial y a la izquierda de flujo radial (S.L.DIXON, 2005)	10
Figura 7 Esquema de Hotel (TRIGENERACION) (Europe, 2013)	13
Figura 8 Turbina a gas de doble eje con inyección de agua (TIBAQUIRÁ and BURBANO, 2003).....	16
Figura 9 Turbina a gas de doble eje con inyección de vapor (TIBAQUIRÁ and BURBANO, 2003)	17
Figura 10 Instalación de vapor en turbina de gas (Inc, 2017)	18
Figura 11 Ciclo Stig Y Cheng (Barrón, 2015)	20
Figura 12 Esquema de una turbina a gas y caldera de recuperación (Barrón, 2015).....	20
Figura 13 Esquema del ciclo Cheng (Barrón, 2015)	21
Figura 14 Electro motor de arranque (Karhanov, 2010).....	22
Figura 15 Bomba de aceite-combustible (Karhanov, 2010).....	23
Figura 16 Ciclo Brayton con inyección de vapor	33
Figura 17 Resultados de los parámetros de la modelación	35
Figura 18 Variación del flujo de vapor de entrada a la cámara de combustión vs temperatura a la entrada de la turbina y eficiencia mecánica.....	37
Figura 19 Variación de Temperatura de entrada del vapor en la cámara de combustión VS Eficiencia del ciclo Brayton	38
Figura 20 Esquema del sistema de lubricación	41
Figura 21 Esquema del Bypass	44
Figura 22 Plancha y la Base del Filtro.....	45
Figura 23 Esquema del sistema eléctrico de la bomba de aceite y el electromotor de arranque	47
Figura 24 Dimensiones del conducto interno del inyector	47
Figura 25 Factor Y (García., 1990).....	49

Figura 26 Esquema del sistema de alimentación.....	52
--	----

Lista de tablas

Tabla 1 Datos de la turbina (Estévez, 2016).....	24
Tabla 2 Principales datos de entrada y resultados de la modelación.....	33
Tabla 3 Comparación de los resultados de la modelación con los datos de la literatura.....	36
Tabla 4 Propiedades de saturación del propano a temperatura ambiente (30°C)	47

Nomenclatura

<u>Simbología</u>	<u>Parámetros</u>	<u>Unidad de medida</u>
P	Presión	kPa
V	Volumen	m ³ /kg
T	Temperatura	°C
T _e	Temperatura de los gases a la salida del expansor	°C
T _{ie}	Temperatura de los gases a la entrada del expansor	°C
S	Entropía	kJ/kg*K
S _{ie}	Entropía de la mezcla a la entrada del expansor	kJ/kg*K
Q	Calor	kJ/kg
P _{max}	Presión máxima	kPa
P _{amb}	Presión ambiente	kPa
P _e	Presión a la salida del expansor	kPa
Q _{abs}	Calor absorbido	kJ/kg
Q _{ced}	Calor cedido	kJ/kg
T _{amb}	Temperatura Ambiente	°C
pp	Valor utilizado en intervalo de presiones	kPa
V _{air}	Volumen específico del aire	m ³ /kg
V _{steam}	Volumen específico del vapor	m ³ /kg
V _m	Volumen específico de la mezcla	m ³ /kg
f _m _{air}	Fracción másica del aire	-
f _m _{steam}	Fracción másica del vapor	-
C _p _m	Calor específico a presión constante de la mezcla	kJ/kg-K
C _v _m	Calor específico a volumen constante de la	kJ/kg-K

	mezcla	
k	Relación de calores específicos	-
EntalphyAS	Entalpía de la mezcla	kJ/kg
EntrophyAS	Entropía de la mezcla	kJ/kg
η_{cp}	Rendimiento icentrópico del compresor	-
η_{exp}	Rendimiento isentrópico de la rueda de álabes fijos (expansor)	-
η_m	Rendimiento mecánico	-
η_{mcp}	Rendimiento mecánico de la transmisión del compresor	-
η_{mtb}	Rendimiento mecánico del reductor de la turbina	-
η_{tb}	Rendimiento isentrópico de la turbina	-
A_{re}	Área de paso del flujo por el expansor	m ²
FM	Fracción del vapor	-
h	Entalpía	kJ/kg
h_e	Entalpía de la mezcla en la salida del expansor	kJ/kg
h_{ie}	Entalpía de la mezcla en la entrada del expansor	kJ/kg
m_a	Flujo másico del agua	kg/s
m_g	Flujo másico de los gases	kg/s
W_{cp}	Trabajo del compresor	kW
W_m	Trabajo mecánico	kW
W_t	Trabajo de la turbina	kW
rp	Relación de potencias entre la turbina del compresor y la de potencia	-
V_e	Velocidad de los gases en el expansor	m/s
rh	Por ciento de vapor a inyectar en el ciclo	-
Q_{ec}	Calor del economizador	kJ/kg

Q_{ev}	Calor en el evaporador	kJ/kg
Q_{sc}	Calor en el sobre-calentador	kJ/kg
k	Constante elástica del muelle	kg/mm
F	Fuerza	kg
x	Distancia	mm
d	Diámetro de conducto del bypass	mm
A	Área del conducto del bypass	mm^2

Introducción

El desarrollo de la técnica y la tecnología en la actualidad ha demostrado que no hay máquina ni equipo mejor que otro, sino que cada cual es el ideal para una aplicación determinada. Un ejemplo de esto se puede encontrar en las máquinas térmicas como motores de ciclo Otto y Diésel que tienen su mayor aplicación en la industria automovilística, sin embargo, en la aeronáutica son más utilizadas las turbinas de gas. Las turbinas debido a sus características de construcción y funcionamiento ya no solo se encuentran instaladas en aeronaves, sino que también han ganado espacio en otros campos de la industria. Estas se pueden encontrar como motores propulsores de cualquier máquina automotriz, o sencillamente de una máquina que necesite movimiento rotacional, pero la aplicación estacionaria que más ha estimulado su estudio y mejoras, es su utilización en la generación de energía eléctrica. Las turbinas han ido ganando espacio en la generación de electricidad por dos motivos fundamentales, uno es el bajo costo y sencilla obtención del combustible que más utilizan que es el gas, y el otro motivo es la alta eficiencia que se puede lograr empleando mejoras al propio ciclo.

Las turbinas de gas surgen como el desarrollo de una máquina de flujo discontinuo cuyo ciclo fue creado por John Barber para los motores de pistón, pero no tuvo éxito porque los motores llegaban a tener a penas dos atmósferas de presión. Luego este ciclo fue perfeccionado por James Prescott Joule y llevado a la práctica por George Brayton, pero para obtener grandes potencias se necesitaban máquinas de pistones exageradamente grandes. Es por ello que más tarde con el desarrollo de los compresores centrífugos se crea la máquina de flujo continuo o turbina de gas. Primeramente solo se utilizaron en la aviación de guerra en la Primera Guerra Mundial, y luego en la aviación en general.(WEBSCOLAR, 2010)

Los motores de flujo continuo o turbinas de gas, son máquinas que mediante la combustión de un combustible transforman la energía química en trabajo, lo que las clasifica como máquinas térmicas y su funcionamiento asemeja el ciclo Brayton, y sus cuatro etapas son: compresión, combustión, expansión y escape. Se caracterizan por ser de baja eficiencia debido a las altas temperaturas de salida de los gases de escape, lo que da la posibilidad de utilizar ese calor como energía. La eficiencia aumenta considerablemente al utilizar esa energía que sale con los gases de escape para generar vapor y este es utilizado de varias formas dándole mayor eficiencia al ciclo en general. El vapor generado puede ser inyectado en la cámara de combustión de la turbina, para mejorar el rendimiento de la combustión y disminuir la formación de NO_x resultantes de esta (Rice, 1993). El vapor también puede ser utilizado en una turbina de vapor donde se expande y produce un trabajo, formando un ciclo combinado de una

alta eficiencia global entre los dos ciclos: Brayton y Rankine. Igualmente el vapor se puede utilizar para suministro de calor a proceso en modo cogeneración. En algunas instalaciones hoteleras las micro-turbinas son utilizadas en la trigeneración, donde se obtiene trabajo que luego es transformado en electricidad por el árbol de salida de la turbina, y el vapor generado es utilizado en procesos de cocido de alimentos, lavandería, entre otros, así como en plantas de refrigeración por absorción para climatización.(Rebollar et al., 2006)

Por lo tanto, la optimización en el rendimiento es nuestra propuesta ya que para modificar la potencia de una turbina de gas se deben alterar, principalmente, dos parámetros: el flujo másico que pase a través de los álabes de la turbina y la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del rotor. Así mismo, es posible incrementar la eficiencia y la potencia de un ciclo simple recuperando la energía remanente en los gases de escape mediante un recuperador de calor ya que este equipo produce vapor que puede ser expandido en el mismo eje de la turbina de gas o en otro eje mediante una turbina de vapor. Dicho lo anterior, se trabajará en una propuesta de optimización de las turbinas a gas para un mejor funcionamiento. (Barrón, 2015)

En el laboratorio de motores de la facultad de Ingeniería Mecánica e Industrial de la Universidad Central Marta Abreu de las Villas, se encuentra una micro-turbina de gas TC-21 utilizada originalmente como motor de arranque del turborreactor principal de un avión caza MIG-23. Cabe destacar que de este modelo de micro-turbina se encuentra muy poca información disponible, por lo que anteriormente se realizó un trabajo de diploma, donde quedan estimados los parámetros de funcionamientos de la misma aplicando el método de la modelación por ingeniería inversa. Se pretende utilizando la información encontrada y los datos calculados en el trabajo antes mencionado, diseñar todos los sistemas auxiliares correspondientes para su puesta en marcha, incluyendo el sistema de alimentación, el cual presenta mayor cambio, ya que se necesita cambiar de combustible T1 (utilizado normalmente) a Gas Licuado Propano (GLP). Asimismo, se pretende modelar un ciclo de inyección de vapor en la cámara de combustión con el propósito de elevar la eficiencia de la TC-21. Además, se requiere de una detallada información sobre toda la instrumentación instalada, así como los esquemas de puesta en marcha y parada de la misma.

Objetivo general

Desarrollar los modelos matemáticos de la turbina TC-21 con vistas al desarrollo sistemas auxiliares necesarios para su puesta en marcha con gas propano e inyección de vapor en el banco de pruebas disponible en laboratorio de motores del CEETA con propósitos docentes.

Objetivos específicos

1. Establecer a partir de una revisión bibliográfica las principales tendencias tecnológicas relacionadas con las micro-turbinas de gas, sus variantes constructivas, su funcionamiento, mejoras del ciclo y campos de aplicación.
2. Recopilar información referente al ciclo de inyección de vapor en turbinas de gas con el propósito de establecer sus ventajas en la disminución de la temperatura de los gases de entrada a la turbina.
3. Realizar una revisión exhaustiva de la información técnica disponible de la turbina TC-21 con vista a validar un modelo de la misma con recuperación de calor para la generación de vapor y su inyección en la cámara de combustión.
4. Modelar y calibrar un modelo del ciclo de inyección de vapor en la micro-turbina de gas TC-21 y su implementación en Engineering Equation Solver.
5. Realizar un análisis de sensibilidad de la eficiencia, la temperatura de entrada a la turbina y el consumo de combustible contra el flujo de la inyección de vapor y la temperatura del mismo.
6. Diseñar las modificaciones necesarias de los sistemas de alimentación de combustible para el empleo de propano.
7. Diseñar los esquemas de lubricación, ignición y evacuación de gases de escape, así como la pizarra de control, e instrumentación de parámetros críticos.
8. Diseño de los esquemas de puesta en marcha, parada y medidas de seguridad a tener en cuenta durante la operación de la turbina.

Capítulo 1

Micro-turbinas de gas. Características del grupo turbo-arrancador TC-21

Capítulo 1: Micro-turbinas de gas. Características del grupo turbo-arrancador TC-21.

1.1 Ciclo teórico de las turbinas de gas

Si bien la turbina a gas es un motor de combustión interna y su ciclo tiene puntos en común con los ciclos Otto o Diésel, tiene una diferencia fundamental. Se trata (igual que todas las turbinas) de máquina de funcionamiento continuo. Es decir, en régimen permanente cada elemento de ella está en condición estable.

Clasificación de las turbinas a gas.

Las turbinas a gas, al igual que las turbinas a vapor, se clasifican en:

1. Turbinas de gas de acción
2. Turbinas de gas de reacción

En las turbinas de acción la caída total de presión de los gases de combustión se produce en las toberas que están ubicadas antes del/los etapas móviles y fijos de la misma, de esta manera se produce una transformación de energía de presión a energía de velocidad (energía cinética) en los gases.

En las turbinas de reacción, en cambio, la caída de presión de los gases de combustión se produce tanto en las toberas, como en las etapas móviles y fijos que componen la misma. (Estévez, 2016)

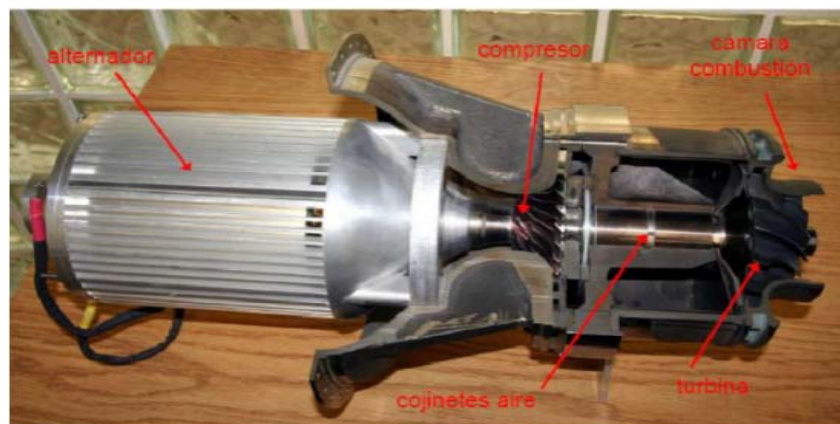


Figura 1 Turbogenerador C30 (Rodríguez, 2010)

Descripción:

Las micro-turbinas de gas son turbinas de combustión de tamaño pequeño, con

potencias que actualmente se sitúan entre 28 y 200 kW. Están dotadas de generadores de alta velocidad de imán permanente que pueden girar a la misma velocidad que la turbina a gas, con lo que pueden acoplarse directamente sin necesidad de disponer de un sistema de caja de cambios. Las principales aplicaciones de las micro-turbinas para diferentes condiciones de uso. (Blanc, 2008)

Las micro-turbinas pueden clasificarse, por su configuración, en: **eje simple o eje doble**.

La configuración en un solo eje permite reducir los costes de producción y tiene un mantenimiento más fácil.

ANTECEDENTES BÁSICOS SOBRE EL FUNCIONAMIENTO

Ciclo Utilizado:

El ciclo de la turbina a gas es el ciclo **Joule** o **Brayton**. Este se ilustra en la **figuras 2 y 3**, en los diagramas p - V y T - S respectivamente.

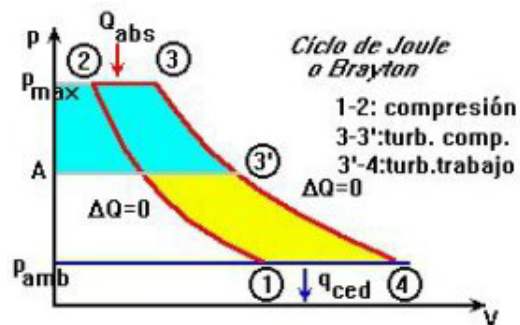


Figura 2 Ciclo termodinámico de las turbinas a gas (p - v) (constructivas., 1999)

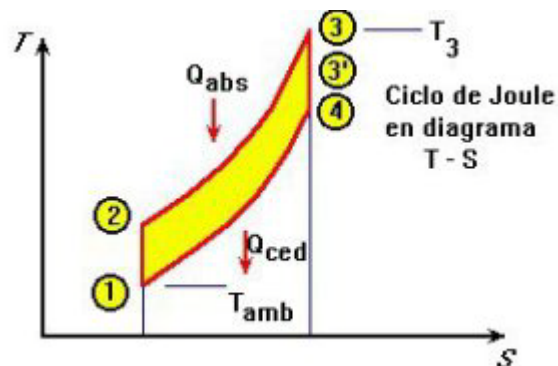


Figura 3 Ciclo termodinámico de las turbinas a gas (T - S) (constructivas., 1999)

Los procesos que sufre el fluido en el ciclo de Brayton son: en 1 se toma aire ambiente y se comprime hasta 2 según una adiabática (idealmente sin roce, normalmente una

politrópica con roce), luego el aire comprimido se introduce a una cámara de combustión y allí se le agrega una cierta cantidad de combustible y este se quema. Al producirse la combustión (adición de calor) se realiza la evolución **2-3**. Típicamente esta es isobárica (o casi isobárica, pues se pierde un poco de presión por roce). Como a la cámara de combustión entra tanto fluido como el que sale, la presión casi no varía. La temperatura T_3 es una temperatura crítica, pues corresponde a la mayor temperatura en el ciclo. Además, también es la mayor presión. Por lo tanto, los elementos sometidos a T_3 serán los más críticos. Luego sigue la expansión de los gases hasta la presión ambiente. Esta expansión la debemos dividir en dos fases. En la primera (de **3** a **3'**) el trabajo de expansión se recupera en una turbina que sirve para accionar el compresor. En la segunda fase (de **3'** a **4**) existen dos opciones: (**Blanc, 2008**)

- o Si entre **3'** y **4** se instala una turbina, el trabajo de expansión se convierte en trabajo mecánico, en este caso la turbina se denominaría **turbopropulsor** o lo que comúnmente se llama **turbina a gas**.
- o Si entre **3'** y **4** se sigue con la expansión de los gases en una tobera, el trabajo de expansión se convierte en energía cinética en los gases. Esta energía cinética sirve para impulsar el motor y el vehículo en el que esté instalado (un avión, por ejemplo). En este caso se trata de un **turborreactor** o lo que comúnmente se llama **un motor a reacción**.

Finalmente, los gases de combustión se evacúan a la atmósfera en **4**. La evolución **4-1** es virtual y corresponde al enfriamiento de los gases hasta la temperatura ambiente.

Si bien este ciclo se realiza normalmente como ciclo abierto, también es posible realizarlo como ciclo cerrado. Es decir, tener un fluido de trabajo que siga las evoluciones del ciclo. Entre **2** y **3** se le aporta calor externo y entre **4** y **1** se le extrae. También es posible realizarlo sin combustión interna, haciendo un aporte de calor entre **2** y **3**. Esto se ha hecho en algunos motores solares en que se opera según un ciclo Brayton.(constructivas., 1999)

1.2 Variantes constructivas de las micro-turbinas de gas

Componentes de las micro-turbinas de gas.(Fernandez, 2009)

1. Compresor



Figura 4 Compresor centrífugo (Baskharone, 2006)

Los compresores utilizados en las turbinas a gas son del tipo giratorio, pudiendo ser:

- a) Compresores centrífugos
- b) Compresores axiales

La compresión del aire se produce al pasar éste a través de etapas fijas y móviles, por lo tanto, el compresor está formado por un gran número de escalonamientos de compresión.

Como en el caso de las turbinas a gas, o a vapor, los compresores axiales pueden ser:

- a) Compresores axiales de acción
- b) Compresores axiales de reacción

La relación de compresión está dada por el cociente entre la presión de salida del aire del compresor y la presión a su entrada.

Las micro-turbinas de gas por lo general usan compresores centrífugos que permiten obtener relativamente altas relaciones de compresión con una sola etapa lo que implica simplicidad y bajos costos de mantenimiento.

2. Cámara de combustión

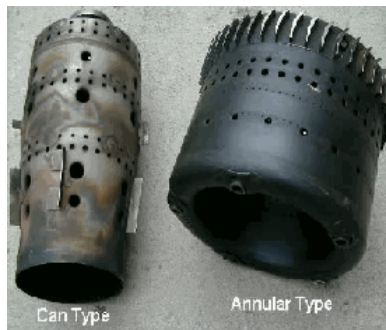


Figura 5 Cámaras de combustión a la izquierda de tipo barril y a la derecha de tipo anular (MATAIX, 2000)

La combustión en turbinas a gas tiene lugar en la cámara de combustión, ubicada entre el compresor y la turbina.

La cámara consiste en un recipiente al cual ingresa el aire comprimido, al que se le añade el combustible que quemará en forma ininterrumpida. Los gases producto de la combustión dejan la cámara a elevada temperatura y velocidad, para ser utilizados en impulsar la turbina y/o proveer un chorro de empuje.

Los requisitos a cumplir por una adecuada realización de la cámara de combustión son:

- Combustión completa (eficiencia de la combustión)

- Poca pérdida de presión total
- Estabilidad de la combustión
- Buena distribución de temperaturas en la salida
- Corta y de mínima sección
- Operación aceptable en un amplio rango de riquezas de mezcla
- Reencendido

El sistema de combustión provisto en las turbinas a gas puede ser de dos tipos:

- a) Turbinas a gas mono-cámara
- b) Turbinas a gas multi-cámaras

Las turbinas con diseño mono-cámaras, como es el caso del fabricante Asea -Brown Boveri (ABB), la cámara se ubica en posición perpendicular al eje de la máquina.

En el caso de las turbinas multi-cámaras, diseño General Electric (GE), las cámaras se ubican en forma concéntricas (paralelas) al eje de la máquina. Las cámaras de combustión de las turbinas a gas han sido objetos de permanentes desarrollos a fin de lograr una eficiente combustión y por otro lado asegurar bajas emisiones contaminantes, especialmente en contenidos de óxidos de nitrógeno (NO y NO₂)

Entre las funciones esenciales que debe obtenerse en la cámara de combustión podemos mencionar:

- a) Estabilizar la llama dentro de una corriente de gases que se encuentran a alta velocidad, de manera que ésta se mantenga estable.
- b) Asegurar una corriente de gases continua hacia la turbina
- c) Mantener una temperatura constante de los gases de combustión que ingresan a la misma.
- d) Lograr la máxima eficiencia de combustión, es decir producir la menor cantidad de inquemados: CO; CH y MP (material particulado u hollín)
- e) La caída de presión dentro de la cámara debe ser la menor posible a fin de minimizar las caídas de presión entre el compresor axial y la turbina.

El sistema de combustión está formado por: bujías de encendido, tubos pasa llama y detectores de llama.

Normalmente se instalan dos bujías y dos detectores de llama.

En el caso de turbinas a gas multi-cámaras el encendido se produce en una de las cámaras de combustión creando un aumento de presión dentro de ella, forzando a los

gases calientes que se producen a pasar a través de los tubos pasa llama al resto de las cámaras, propagando de esta manera la ignición en todas ellas en un tiempo no mayor a 2 segundos.

3. La turbina a gas

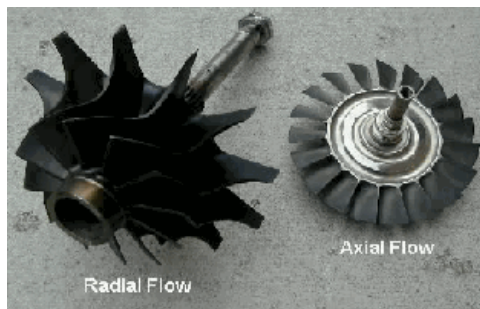


Figura 6 Turbina a la derecha de flujo axial y a la izquierda de flujo radial (S.L.DIXON, 2005)

Turbina. - Máquina roto dinámica que convierte una parte de la energía termodinámica proporcionada por los gases de combustión en energía cinética de rotación aplicada al eje común compresor-turbina. La otra parte de la energía termodinámica es usada para el impulso que adquiere el chorro de gases. En la micro-turbina se ha usado una turbina del tipo axial; debido a su facilidad de construcción. (José Villalobos Toro 2004)

Fabricación del cuerpo central (enfriamiento por aire).

Cuerpo central o apoyo de eje es construido a partir de un eje de aluminio. Escogido así por las siguientes razones:

f No es afectado por la temperatura; ya que esta refrigerado en la parte exterior por el flujo de aire y en la parte interior por el baño de aceite en que se encuentra junto con el eje.

f Para disminuir el peso final de la micro turbina.(José Villalobos Toro 2004)

1.3 Sistemas auxiliares de las turbinas a gas

4. Sistemas auxiliares

a) Sistemas de lubricación.

A pesar de la muy baja fricción requerida en este sistema de alta velocidad, en el sistema rotor se genera calor, lo que sumado al calor transferido al eje desde la cámara de combustión y, considerando la ubicación céntrica del eje, produce una alta temperatura en el eje y los rodamientos. Por esta razón, además de mantener la baja fricción y evitar el desgaste prematuro de los rodamientos, se hace necesaria una lubricación adecuada de los rodamientos para retirar el calor excesivo que puede producir condiciones de operación indeseable.

En condiciones de muy alta temperatura y altas velocidades, la lubricación de los rodamientos mediante grasa se hace inviable debido a su alta viscosidad y la dificultad de retirar el calor excedente. Para solucionar esto, las turbinas cuentan con sistemas que alimentan aceite a los rodamientos constantemente, reduciendo la fricción y evacuando el calor en exceso de los rodamientos y eje. Es crítico proveer suficiente aceite para una buena lubricación, evacuarla para su posterior enfriamiento y recircularlo. En este sentido, es similar a la necesidad de un cárter con aceite en un motor a pistones. Sin embargo, hay diferencias notorias con respecto a un cárter. Se hace necesario evacuar suficientemente rápido el aceite para evitar su acumulación y eventual inflamación. El uso de aceite en vez de grasa hace necesario el uso de buenos sellos en los rodamientos que eviten fugas de aceite.

La alimentación de aceite se produce mediante una bomba, enfriador y filtro; el sistema hace circular el aceite hacia un conducto en el túnel del eje y lo extrae por un canal, logrando una lubricación adecuada. La energía para la bomba se puede extraer del generador de la turbina.

b) Sistema de alimentación de combustible con propano.

Los tamaños requeridos del sistema de propano son bastante pequeños. Muy pocos de los equipos convencionales de vaporización de propano disponible son prácticos para las micro-turbinas. Por ejemplo, un generador de micro-turbina de 30 kW utiliza aproximadamente 4 GPH de combustible de propano mientras que el vaporizador de gas de menor capacidad es de 40 GPH.

En estos casos, la generación por micro-turbina se iniciará con un sistema de batería. El sistema de vaporización de propano debe también ser capaz de entregar inicialmente vapor de propano a la micro-turbina sin línea poder; Utilizando un quemador de gas no eléctrico o un sistema de baterías para hacer funcionar el eléctrico durante los pocos minutos necesarios durante el arranque.(Council, 2003)

c) Sistema de regulación de velocidad.

La regulación de velocidad se logra mediante sensores que reciben una señal de la velocidad de rotación y envían una señal de regulación o corte de combustible, para disminuir la velocidad. También se puede lograr esto manualmente mediante un tacómetro y una válvula de cierre en el sistema de alimentación.

d) Sistema de puesta en marcha y parada.

Antes de poner ningún dispositivo en marcha, es conveniente realizar una serie de comprobaciones, para asegurar que determinados sistemas se encuentran operativos y en la situación necesaria. Estas comprobaciones son:

- Presión de gas a la entrada de la turbina, en las condiciones requeridas
- Sistema de refrigeración en funcionamiento

- Red eléctrica de transporte de energía eléctrica perfectamente operativa
- Niveles adecuados en los diversos calderines y en el tanque de agua de alimentación
- Sistemas auxiliares del generador operativos (refrigeración, aceite de sellos, etc.)
- Sistema de lubricación operativo
- Sistemas auxiliares de la turbina a gas operativos
- Sistemas de seguridad (contraincendios, etc.) operativos y sin alarmas activas

El eje de la turbina a gas, o el eje común en caso de ser una central de eje único, deben haber estado a giro lento (menos de 1 rpm) durante varias horas. Esto se realiza para evitar que por efecto del peso del eje o de la temperatura éste se haya deformado, arqueándose, lo que puede producir desequilibrios y aumento de vibraciones, o incluso, el bloqueo del propio eje.

El operador debe seleccionar el tipo de arranque deseado, que como veremos más adelante, depende de la temperatura del eje de la turbina de vapor y de las condiciones de presión y temperatura de la caldera y del ciclo agua vapor, fundamentalmente. Lógicamente, hay una relación entre el tiempo transcurrido entre la parada y esas temperaturas y presiones.(gas, 2014)

e) Sistemas de protección de máquina.

El sistema de protección de la máquina se basa fundamentalmente en evitar entradas de cuerpos extraños por el conducto de admisión de las turbinas a gas, lo que garantiza una óptima combustión. Además, se debe mantener aislado del agua para que evitar la corrosión de los componentes internos de la turbina. Siempre las instalaciones con turbinas a gas se van a encontrar bajo techo o dentro de paneles para evitar que tanto la lluvia como el sereno corroan las partes de la instalación.

1.4 Principales aplicaciones de las micro-turbinas

Las aplicaciones principales de las micro-turbinas con combustibles convencionales (gas natural, propano y gasoil), son como equipos generadores para centrales de cogeneración o como equipos de emergencia para el suministro de electricidad en centros aislados de la red eléctrica. También se utilizan como sistemas de carga de baterías de automóviles (ya sea como “extensores de autonomía” o en puntos de recarga) usando combustibles convencionales.

Micro-cogeneración:

Los sistemas de micro-cogeneración son sistemas de cogeneración de baja potencia con los que puede generarse energía eléctrica, producir agua caliente, vapor o refrigeración activada térmicamente.(Blanc, 2008)

Las micro-turbinas permiten la alta eficiencia energética que supone la cogeneración en aplicaciones a pequeña escala como edificios, hoteles, hospitales, clubes deportivos, etc. Además de la generación eléctrica, todas las turbinas Capstone tienen un rendimiento térmico aproximado del 50% del combustible, que se traduce en una potencia térmica únicamente en forma de gases de escape que facilita su recuperación en forma de calor útil. Con los gases a 300°C aproximadamente, todas las aplicaciones de climatización y producción de agua caliente sanitaria son posibles, incluso la utilización de máquinas de frío por absorción (trigeneración). (Europe, 2013)

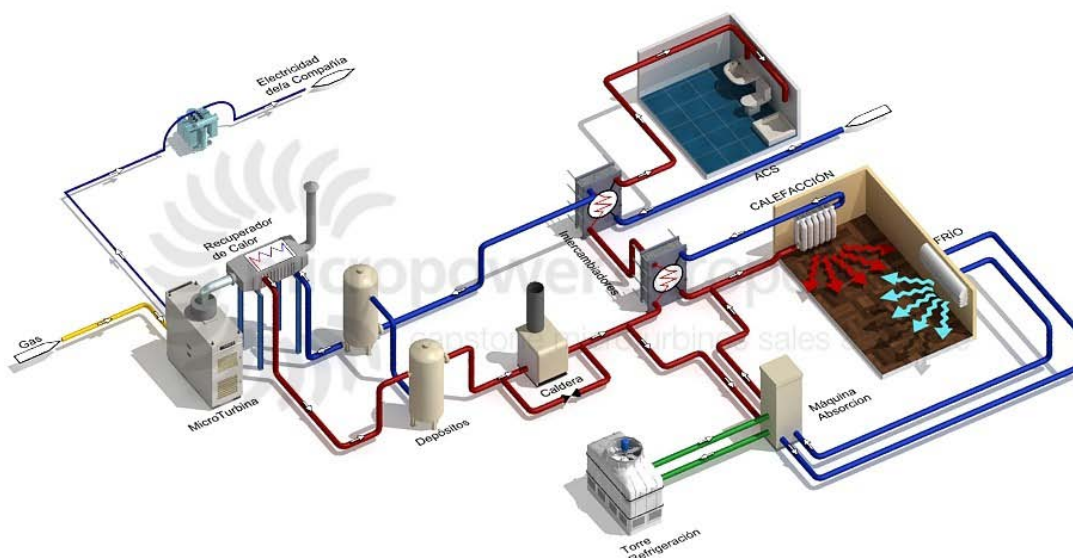


Figura 7 Esquema de Hotel (TRIGENERACION) (Europe, 2013)

Biogás:

Las micro-turbinas también se aplican para la valorización energética de productos susceptibles de ser utilizados como combustible, como por ejemplo, en la combustión de gas de bajo poder calorífico como el biogás que se genera en vertederos, depuradoras de aguas residuales, etc. (Blanc, 2008)

Las micro-turbinas se adaptan muy bien a combustibles con poderes caloríficos bajos y contenidos altos de ácido sulfhídrico. Pueden trabajar con biogás desde una riqueza de metano del 35% y hasta 70.000 ppm de H₂S (modelo CR30).

1.4.1 Vehículos de transporte

Las micro-turbinas en vehículos híbridos permiten, entre otras ventajas, recargar las baterías de los vehículos e incrementar su autonomía y capacidad de carga. Por eso se utiliza una versión de micro-turbina con generador de corriente continua. (Blanc, 2008)

2.4.2 Aplicación directa del calor

Esta aplicación consiste en la utilización directa del calor contenido en los gases de escape para diversas aplicaciones, entre las que se prevén como más destacadas las siguientes: (Blanc, 2008)

- Accionamiento de equipos de refrigeración por absorción de llama directa con o sin poscombustión.
- Calefacción en invernaderos.
- Regeneración de desecantes en equipos de deshumidificación.
- Procesos de secado, favorecidos por la alta temperatura de los gases de escape.

1.5 Ventajas y desventajas

Ventajas energéticas y ambientales

El uso de las micro-turbinas ofrece un gran número de ventajas, en comparación con otras tecnologías de producción de energía a pequeña escala, como pueden ser los motores de gas natural, principalmente: (Blanc, 2008)

- Menor número de partes móviles, únicamente el eje de la micro-turbina. Ello implica un bajo mantenimiento y, además, en algunos equipos no hay consumo de aceite lubricante. (Blanc, 2008)
- Reducido peso y dimensiones. Un sistema similar de producción de energía eléctrica y agua caliente con un motor de gas de pistones de unos 40 kW de potencia eléctrica pesa más de 2.000 kg ante los 700 kg del sistema de micro-turbina de gas. Las dimensiones externas son similares en ambos casos. (Blanc, 2008)
- Energía térmica recuperable en una sola corriente. A diferencia de los motores de pistón, las turbinas a gas concentran el calor excedente en una sola corriente a alta temperatura, con lo que se simplifica la instalación. Los gases de escape de las micro-turbinas de gas son generalmente de alta calidad, dado que se encuentran a alta temperatura y libres de aceites. Ello los convierte en un sistema ideal para combinar con equipos de refrigeración para absorción de alta eficiencia (doble efecto, ciclos GAX, etc.) para la producción de frío y, también, para aplicaciones en los invernaderos de horticultura donde es necesario un suministro de calor y CO₂ con un bajo nivel de hidrocarburos. La eficiencia de estos sistemas puede ser muy elevada y, por lo tanto, muy atractiva para los casos en que, además de la demanda eléctrica, hay una demanda en climatización muy importante. (Blanc, 2008)

1.6 Sistemas de alimentación de las turbinas de gas con GLP

La alimentación en las turbinas a gas en la actualidad se puede encontrar mayormente con diversidad de combustibles. Por esta causa los componentes que conforman un sistema de alimentación están fabricados para funcionar con cualquier combustible, sin ser reemplazados. Los combustibles que se queman en las turbinas a gas presentan varias diferencias de calor específico, densidad, y hasta de estado, ya que pueden ser tanto líquidos como gas. Los componentes de este sistema son de fácil fabricación, ya que estos motores son de flujo continuo y no hay corte de inyección por ciclos como en los motores de combustión interna. En los sistemas de combustible líquido el flujo puede ser regulado por la propia bomba de inyección o por una válvula, y en los sistemas de alimentación con gas el flujo es regulado por válvulas.

Un sistema de alimentación para quemadores de turbinas a gas que utilizan tubos de una flexibilidad predeterminada capaces de conectar de manera fiable, dentro de la máquina, los respectivos acoplamientos de cada quemador a los respectivos colectores de alimentación anulares de un combustible fluido; el fluido puede consistir en gas metano, sin gas, aceite combustible y agua (este último utilizado para conseguir una reducción en las emisiones de NOx) u otros. [0002] Los quemadores de turbinas a gas se instalan, a través de una brida, en la carcasa exterior de la turbina, en una zona en donde las temperaturas alcanzan del orden de 400-450° C; esta zona queda sometida, durante la puesta en marcha de la máquina, a considerables expansiones térmicas tanto radiales como axiales y, en consecuencia, la conexión con las líneas de alimentación de combustible, que se encuentran a una temperatura operativa del orden de 20° C a 210° C (por tanto considerablemente más baja, también cuando están “calientes”) debe efectuarse con tuberías que tienen una rigidez limitada y adecuada para impedir un excesivo empuje sobre los acoplamientos de las tuberías, con la consecuente rotura. En US-A5261222 se describe una turbina a gas que tiene un sistema de alimentación del quemador con las características del preámbulo de la reivindicación 1. [0003] Actualmente, por ejemplo como se muestra en US-A-5168698 y US-A5261222, la conexión entre colectores y quemadores (estando presentes un elevado número de los mismos) en turbinas a gas anulares para la producción de energía eléctrica, se efectúa con tuberías de acero de pared rígida, las cuales no son rectas y realmente presentan un recorrido tortuoso con numerosas curvas, para limitar su rigidez con respecto al eje longitudinal de la turbina, dispuestas de un modo esencialmente horizontal en la práctica. [0004] Se utilizan tres colectores para turbinas a gas alimentadas con gas natural únicamente: gas experimental, gas de premezcla, gas de difusión, y las tuberías de pared rígida están conectadas de forma estanca al fluido a los colectores por medio de uniones ahusadas que efectúan un contacto de metal sobre metal. Los tres colectores tienen una configuración octogonal, dos de ellos son relativamente muy grandes (línea de gas de difusión y línea de gas de premezcla) en comparación con el tercero (línea de gas experimental) y se construyen empleando numerosas soldaduras entre segmentos rectos y segmentos curvados.

ppm según referencia [5]). Este es un método simple y probado para reducir estas emisiones. La cantidad de agua que se adiciona es tal que el aire a la salida del compresor se satura, así se logra un incremento en la potencia de la turbina sin incrementar la potencia del compresor. Una turbina a gas con inyección de agua también es conocida como un ciclo evaporativo-regenerativo. Una variación a este método consiste en inyectar vapor de agua sobrecalentado en la cámara de combustión (Ver figura No. 3), el vapor se sobrecalienta usando los productos de combustión que salen de la turbina en un recuperador de calor. Este ciclo tiene una ventaja adicional, con una inversión de capital posterior puede ser convertido en un ciclo combinado.(TIBAQUIRÁ and BURBANO, 2003)

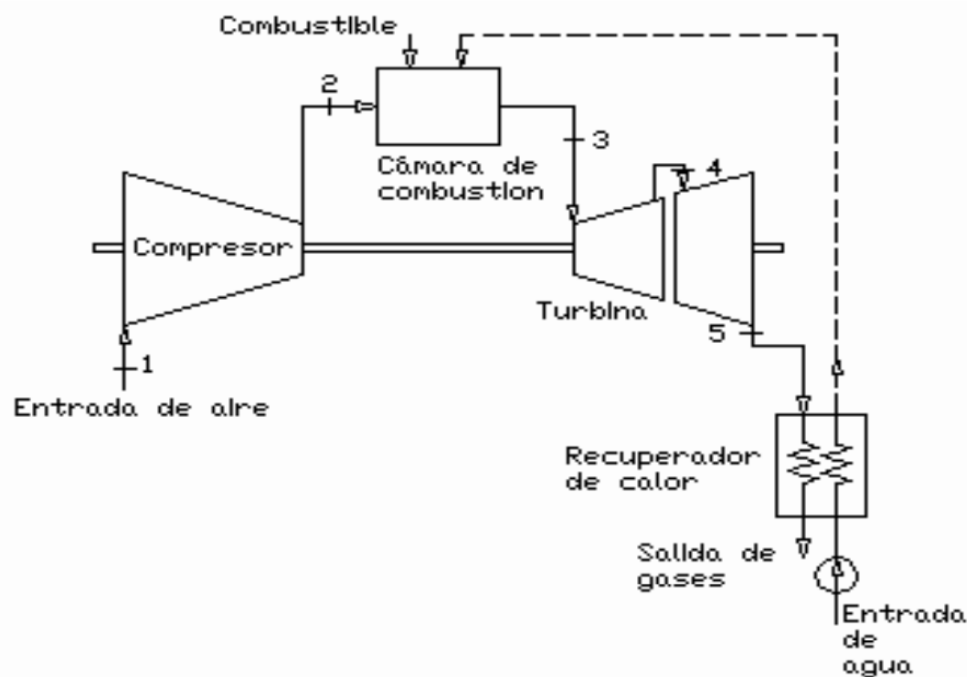


Figura 9 Turbina a gas de doble eje con inyección de vapor (TIBAQUIRÁ and BURBANO, 2003)

1.7.2 Principales ventajas de la Inyección de vapor en Turbina de Gas

1.7.2.1 Mayor generación de energía, así como reducción de emisiones

- hasta un 18% más de mayor generación de energía
- menor consumo de combustible y mayor rendimiento térmico de la planta
- una reducción de hasta el 80% en emisiones constantes de NOx
- una disminución en las emisiones de CO

GTI ofrece uno de los menores costos por kW* para energía adicional, especialmente si se considera el mayor costo de instalación y capital para construir una planta más grande. (Inc, 2017)

Se ha demostrado que el proceso de inyección en turbina a gas es altamente confiable para mejorar el desempeño de la turbina a gas. (Inc, 2017)

Este proceso consiste en inyectar vapor en la cabecera de la cámara de combustión de las turbinas a gas, para reducir las emisiones constantes de NOx, y en la salida del compresor para incrementar el flujo másico y la generación de energía. En general, las turbinas están diseñadas para permitir hasta un 5% del caudal de aire del compresor, permitiéndose en algunas turbinas a gas un caudal de hasta el 10%. El vapor inyectado contiene por lo menos 50 °F (28 °C) de sobrecalentamiento y soportará presiones comparables con las presiones de gases combustibles. Un caudal de inyección de vapor del 5% del caudal total de salida aumentará la generación de energía en aproximadamente un 17.5% para todas las condiciones ambientales independientemente de la temperatura y la humedad mientras reduce de manera drástica los niveles constantes de NOx. (Inc, 2017)

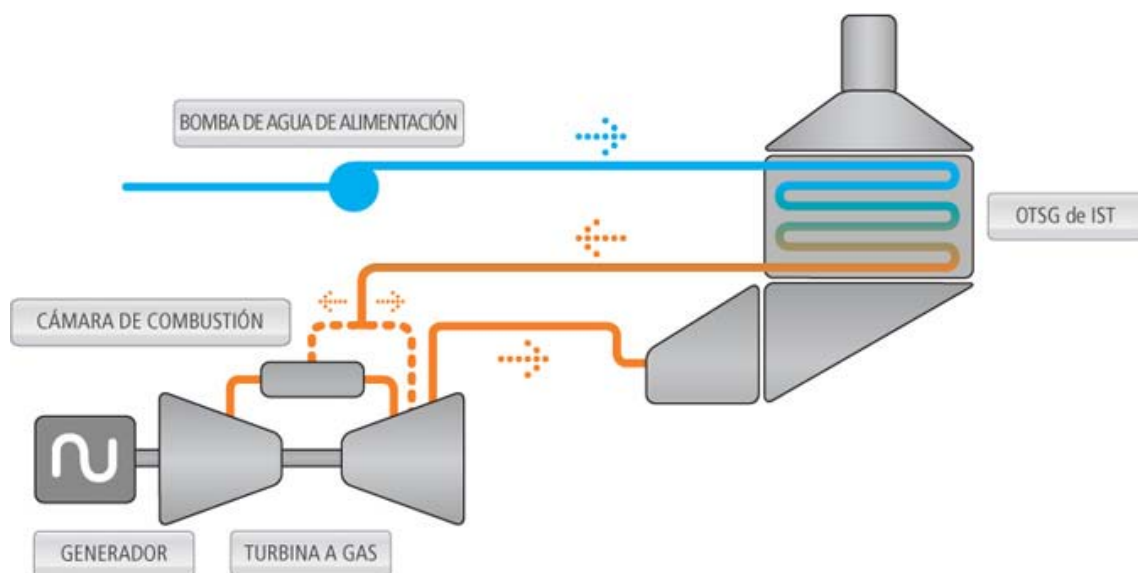


Figura 10 Instalación de vapor en turbina de gas (Inc, 2017)

El vapor se inyecta directamente en la turbina a gas como una manera de incrementar la generación de energía, reducir el consumo de combustible, controlar las emisiones de NOx o enfriar las paletas de las turbinas. Este tipo de aplicación de OTSG permite una mayor producción de energía. (Inc, 2017)

1.7.2.2 Inyección de vapor vs Inyección de agua

En principio, la inyección de agua es similar a la inyección de vapor. Sin embargo, no resulta tan eficaz en cuanto al incremento de la potencia o al control de NOx. Cuando el agua se inyecta en la cámara de combustión de la turbina a gas, absorbe más energía térmica que el vapor. La pérdida de energía resultante le quita potencia a la turbina a gas y, por lo tanto, hace que sea menos eficaz. (Inc, 2017)

Ciclo Stig (Steam Injected Gas Turbine System)

Se denomina ciclo combinado en la generación de energía. El ciclo STIG proporciona una alternativa eficiente a un relativamente bajo costo para recuperar la energía de los gases de escape de una turbina a gas. Este sistema utiliza un recuperador de calor acoplado a la salida de los gases de escape de la turbina para generar vapor que sería inyectado en la cámara de combustión de la misma turbina a gas.

El propósito de esta configuración es incrementar el flujo másico que pasa a través de los álabes de la turbina, que son los encargados de transmitir la energía del fluido del trabajo, en este caso, la mezcla de gases de combustión y vapor sobrecalentado, al rotor. (Castro and Santos, 2000)

La gran cantidad de agua requerida para la formación de vapor representa un problema importante, debido a que no hay recuperación del agua utilizada por lo cual el ciclo STIG también conocido como el Ciclo Cheng, en el que el vapor generado en la caldera de recuperación de calor), se inyecta en la cámara de combustión y se expande, mezclado con los productos de la combustión, en una única turbina. (Barrón, 2015)

Ciclo Cheng.

En este sistema Cheng opera como un carburador, en un motor de gasolina, al momento de inyectar vapor sobrecalentado dentro de la cámara de combustión de la turbina para alcanzar la mayor eficiencia y potencia posibles.

En esta técnica, la combustión de gas calienta la mezcla de aire y vapor a la temperatura de trabajo de la turbina de combustión y permite su operación a temperaturas superiores a 1.450°C (2650°F).

En consecuencia, el incremento de potencias es debido no solo al aumento de flujo másico a través de las maquina sino también a las elevadas temperaturas de los gases a la entrada del rotor de la turbina. En este proceso el vapor trabaja sinérgicamente con la mezcla de aire-combustible, lo cual eleva su potencia térmica.

Las diferencias entre el sistema tradicional de inyección de vapor y el ciclo cheng consiste básicamente en que este último inyecta mayores cantidades de vapor ya que no solo lo usa para incrementar la potencia de salida, sino también para reemplazar parte del aire de sangrado del compresor en la misión de enfriar los combustores. Además de esto, el sistema Cheng es aplicable tanto en turbinas modernas y de gran capacidad (Barrón, 2015)

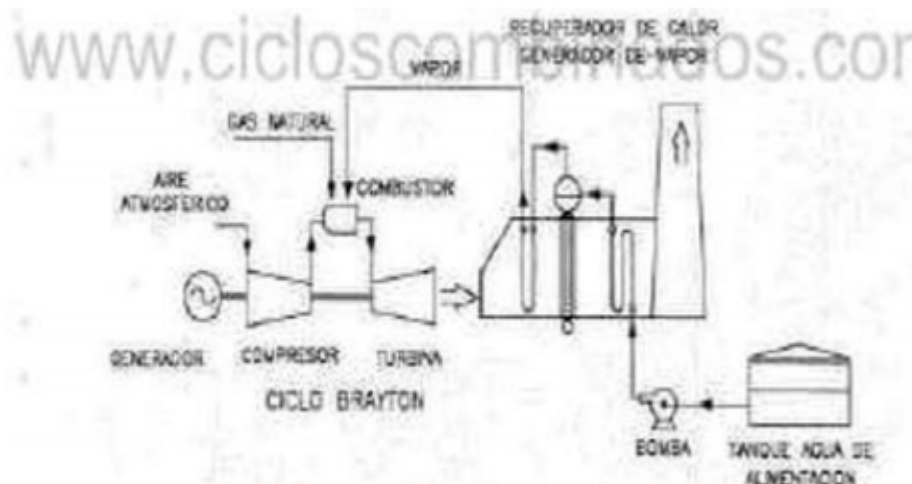


Figura 11 Ciclo Stig Y Cheng (Barrón, 2015)

Ventajas Del Ciclo Cheng.

- Flexibilidad de operación.

El ciclo Cheng es capaz de adaptar la producción de energía térmica y eléctrica a las necesidades de la industria, manteniendo un rendimiento aceptable. Esto se consigue tanto regulando la cantidad de vapor inyectado en la cámara de combustión de la turbina (lo que caracteriza al ciclo Cheng), como variando el grado de postcombustión de la caldera de recuperación. Esta flexibilidad posibilita, asimismo, la adaptación del ciclo cogenerativo a futuras variaciones en las necesidades de la industria.

- Medio ambiental.

Se trata fundamentalmente de la importante disminución de emisiones de NOx, que, según la cantidad de vapor inyectado, puede ser hasta un 75 por 100 del total emitido por una turbina a gas convencional.

- Modelo.

1.-Ciclo simple

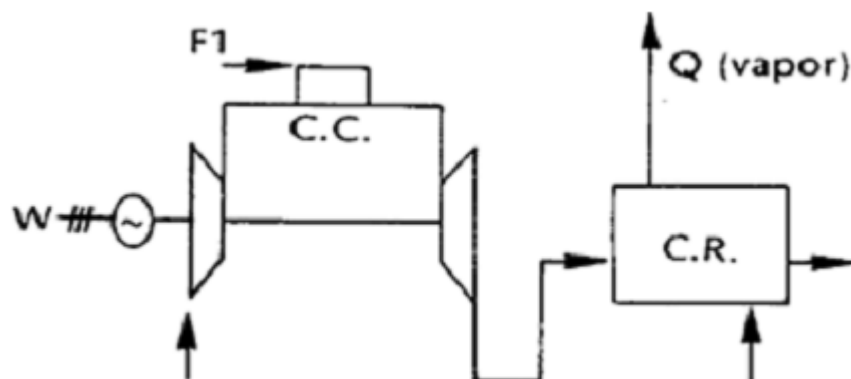


Figura 12 Esquema de una turbina a gas y caldera de recuperación (Barrón, 2015)

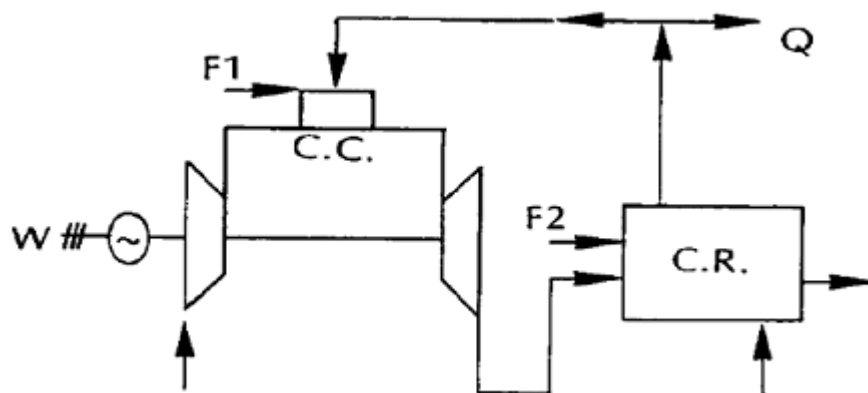


Figura 13 Esquema del ciclo Cheng (Barrón, 2015)

Permite aumentar la producción de vapor manteniendo constante la de energía eléctrica, mientras que quede oxígeno en los gases de escape para poder quemar combustible adicional. Cuando aumenta el grado de post-combustión, también lo hace la temperatura de los gases de escape, y que, al superar estos los 800°C, es obligatorio incorporar a la caldera de recuperación una cámara de combustión refrigerada con pantallas de agua. El ciclo Cheng provee eficiencias de ciclo combinado a costos de ciclo simple basándose en que la eficiencia pico del ciclo se logra a una única relación de flujo másico entre el vapor sobrecalentado y el aire comprimido en la cámara de combustión. Es así como este ciclo alcanza incrementos en la potencia de salida y la eficiencia de hasta el 80 y 40%, respectivamente.

1.8 Funcionamiento y operación del TC-21 y sus componentes

El TC-21 es una micro-turbina de gas que opera como turbo-arrancador de la turbina principal del avión caza MIG-23. Por su función se utiliza solamente en tierra, para darle el torque inicial al motor principal del avión. Está diseñada para funcionar un corto período de tiempo, desde su puesta en marcha hasta que alcanza la velocidad necesaria para encender el motor principal y ya con este funcionando, un sistema automatizado desconecta el TC-21 y comienza el proceso de parada del mismo.

Aunque presentan diferencias de tamaño y funcionamiento, ambas turbinas comparten varios accesorios, como la fuente de alimentación de corriente del sistema de ignición y sobre todo la instalación eléctrica en general, así como una serie de sensores que rigen la puesta en marcha y parada del TC-21 cuando corresponde. El combustible que utilizan ambas también es el mismo (T1), aunque las bombas de alimentación de combustible sean independientes para cada una.

A pesar de ser una turbina pequeña, el TC-21 desempeña una potencia de 60 kW, la turbina libre alcanza cerca de las 32 000 rpm, y por el árbol de salida la velocidad es de 3 000 rpm aproximadamente dado un reductor de engranajes planetarios que contiene acoplado en su parte trasera. El consumo de combustible es de 1 kg/minuto y el flujo de aceite de lubricación durante el arranque es de 1,6 a 2,5 kg/min a una presión de 1,5

a 2,5 kgf/cm² en el conducto central de lubricación. La presión del combustible está dada en tres intervalos:

- ✓ Presión inicial del combustible, $P_{c.inic} = (3...5)$ kgf/cm².
- ✓ Presión inicial de la inyección (brozka) de combustible, $P_{c.br.} + (6...15)$ kgf/cm².
- ✓ Presión final del combustible, $P_c = (12,5...21,0)$ kgf/cm². (Karhanov, 2010)

Los principales componentes con que cuenta el TC-21 para su funcionamiento son los siguientes

- Electromotor de arranque CT- 115H (**Error! Reference source not found.**): Este es el encargado de dar el embalamiento inicial al árbol del compresor de la micro-turbina. Este está diseñado para la desconexión automática cuando alcanza de 17500 a 20500 rpm. La tensión de alimentación es de 16 a 29,7 Volt de Corriente Directa y menos de 40 Ampere la corriente. (Karhanov, 2010)

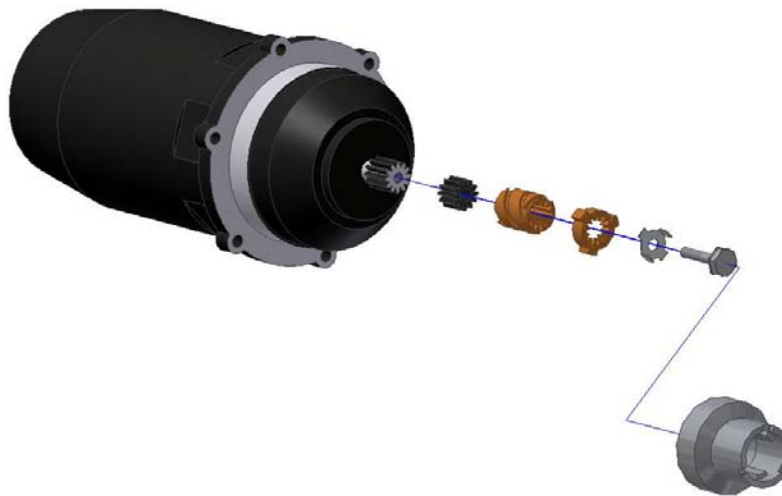


Figura 14 Electro motor de arranque (Karhanov, 2010)

- Electromotor 7M-660T: Designado para girar la bomba de aceite-combustible. La tensión es de 16 a 29,7 Volts y la corriente no mayor de 40 Ampere, la cual consume del avión. (Karhanov, 2010)

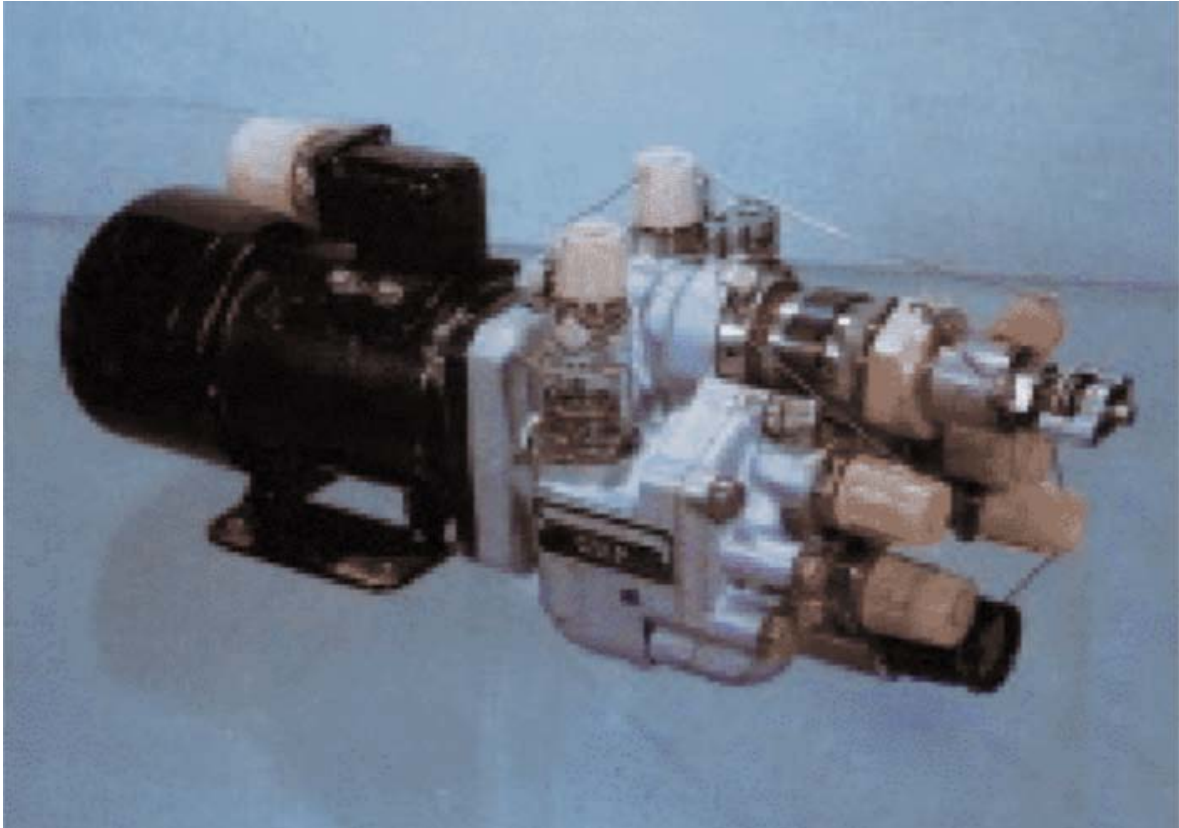


Figura 15 Bomba de aceite-combustible (Karhanov, 2010)

Sistema de lubricación: Está compuesto por el electromotor antes mencionado y una bomba que da un flujo de aproximadamente $2,4 \text{ kgf/cm}^2$ para mantener lubricados los rodamientos de los árboles y los engranajes planetarios del reductor. También presenta una válvula electromagnética que se encuentra en el motor principal destinado para la apertura de los canales de paso de combustible-aceite al turbo-arrancador (TC-21). Este transporta el aceite a la turbina, la cual tiene una conexión en T que permite la entrada del lubricante para el árbol del compresor y el reductor. Luego es llevado por las tuberías de retorno al depósito donde es succionado nuevamente por la bomba.

Sistema de alimentación de combustible: Está compuesto por una bomba que es accionada al igual que la de aceite por el electromotor 7M-660T. Su función es transportar y elevar la presión del combustible por el conducto hacia la turbina, y aquí se distribuye a los cuatro inyectores que la conforman. El flujo y presión del combustible aumentan progresivamente para no tener un exceso de combustible en la cámara de combustión, lo que provocaría una llama en la salida de los gases. Para asegurar el nivel de entrega del combustible durante el proceso de arranque se utiliza una válvula electromagnética MK9-4-2. (Karhanov, 2010)

- Sistema de ignición: el sistema cuenta con un agregado de encendido CK-224 que se encuentra colocado en el motor principal. Este garantiza la formación de la chispa en las bujías ЦП-20Y que se encuentran en el turbo-arrancador TC-21. El agregado consta de dos grupos de nudos y elementos que forman circuitos eléctricos independientes. Garantiza además las descargas permanentes de las bujías con una tensión no mayor a 2.5 kilovoltio (por amplitud). La cantidad de descargas en cada bujía es de 15-40 en cada segundo. El valor nominal de la energía en cada descarga es de un joule. La tensión de alimentación del agregado es de 12-30 V de corriente directa. La corriente necesaria en cada circuito debe ser 2.5 $\pm$ 1 Ampere. (Karhanov, 2010)

Dos bujías semiconductoras ЦП-20Y instaladas en el turbo-arrancador y destinadas para la inflamación del combustible en su cámara de combustión durante el arranque. La bujía trabaja de conjunto de agregado CK-22Y-1. La descarga en la holgura entre el electrodo central y periférico se le realiza por la superficie del semiconductor recubierto por el aislador cerámico. La bujía TC -20Y es apantallada con la izolación cerámica fijada con su aro y angular desmontable. (Karhanov, 2010)

Estos son los principales sistemas que componen la puesta en marcha del TC-21, pero no son los únicos, ya que este cuenta además con una serie de sensores y manómetros destinados principalmente para controlar la automática del motor. Dado que gran parte de estos sistemas son compartidos con el motor principal del avión, hace más complejos estos sistemas. Sucede también que esta micro-turbina es de dos ejes, y cuenta con un sistema de engranajes planetarios que reducen en aproximadamente 10 veces la velocidad de rotación de la turbina.

Tabla 1 Datos de la turbina (Estévez, 2016)

Parámetros	Valores
Flujo de aire	1.14 kg/s
Relación de presiones del compresor	2 – 2.5
Flujo de combustible (keroseno)	1.061 kg/min

1.9 Conclusiones parciales

- Las turbinas a gas son motores de flujo continuo que se desempeñan con el ciclo Brayton donde los componentes principales son el compresor, la cámara de combustión y la turbina.
- La mayor aplicación estacionaria de micro-turbinas de gas es para la generación de electricidad y una de sus mejoras es la inyección de vapor en la cámara de combustión, que trae consigo beneficios termodinámicos.

- La turbina TC-21 funciona con keroseno y su régimen de trabajo es corto periodo de tiempo.

Capítulo 2

Simulación de la modelación del ciclo por inyección de vapor en la micro- turbina TC-21

Capítulo 2: Modelación del ciclo con inyección de vapor en la micro-turbina TC-21

2.1 Modelación mediante el Engineering Equation Solver del ciclo de inyección de vapor en la micro-turbina de gas TC-21

Dado la falta de bibliografía sobre el TC-21 se realizó anteriormente a este trabajo un trabajo de diploma donde se hace un modelo sobre el funcionamiento de la micro-turbina por el método de ingeniería inversa. En este se modela solamente el funcionamiento de la micro-turbina alimentada con gas propano y en el presente trabajo se realiza con la inyección de vapor en la cámara de combustión. Para el desarrollo de la modelación es necesario asumir determinados valores que no se tienen y son necesarios para lograr el resultado.

Para la realización de la modelación del ciclo de inyección de vapor en turbina de gas, se utiliza el software Engineering Equation Solver (EES), principalmente para la solución de las ecuaciones y la obtención de propiedades de sustancias. También para la graficación de los resultados y que estos puedan ser comparados. Se modela aquí el funcionamiento del compresor y de las turbinas y se obtienen como resultado todas las presiones temperaturas y potencias que interactúan dentro de la turbina. Se hace también la modelación de la caldera recuperativa, de donde se obtiene el vapor para introducir en el ciclo Brayton.

Como se menciona anteriormente, la modelación que se realiza tiene como fundamento obtener una mezcla de aire vapor y con ella analizar el comportamiento de la combustión y demás parámetros resultado de esta, en la turbina en cuestión. Se realiza el cálculo de propiedades de mezcla aire vapor de agua sobre la base de las leyes de Amagat de los volúmenes aditivos teniendo en cuenta las limitaciones de la función AirH₂O del EES. En el caso de la velocidad del sonido se hace una estimación numérica a partir de la tasa de variación de la presión con la densidad a temperatura constante, evitándose el uso de la ecuación para gases ideales.

Para el cálculo de esta mezcla se utiliza la ley de Amagat evaluando las propiedades del vapor y el aire como gases reales. El desarrollo de estas funciones fue necesario debido a que la función de aire húmedo en el EES está limitada a 100 °C. Aunque esta ley se cumple para gases ideales es necesario suponer que se cumple también para gases reales, lo que se hace es evaluar las propiedades para gases reales, es decir evaluar el volumen específico, la entalpía, etc., con funciones de modelos reales de aire y de vapor, y con la entropía se hace igual.

2.1.2 Funciones para el cálculo de propiedades de la mezcla

Se define un intervalo de presiones

$$P1 := P + pp \quad (1)$$

$$P0 := P - pp \quad (2)$$

$$P1 := P + pp \quad (3)$$

(1)

(3)

Se suman los volúmenes específicos del aire y del vapor multiplicados por sus fracciones másicas correspondientes para hallar el volumen específico de la mezcla.

$$vair := v ('Air_{ha}', T=T, P=P) \quad (4)$$

$$vair0 := v ('Air_{ha}', T=T, P=P0) \quad (5)$$

$$vair1 := v ('Air_{ha}', T=T, P=P1) \quad (6)$$

$$vsteam := v ('Steam_{IAPWS}', T=T, P=P) \quad (7)$$

$$vsteam0 := v ('Steam_{IAPWS}', T=T, P=P0) \quad (8)$$

$$vsteam1 := v ('Steam_{IAPWS}', T=T, P=P1) \quad (9)$$

$$vm := vair \cdot fmair + vsteam \cdot fmsteam \quad (10)$$

$$vm0 := vair0 \cdot fmair + vsteam0 \cdot fmsteam \quad (11)$$

$$vm1 := vair1 \cdot fmair + vsteam1 \cdot fmsteam \quad (12)$$

(5)

Para calcular la relación de calores específicos se calculan estos a presión y volumen constantes para la mezcla

$$C_{pm} := C_p \left['Air_{ha}', T=T, v=\frac{v_m}{f_{mair}} \right] \cdot f_{mair} + C_p \left['Steam_{IAPWS}', T=T, v=\frac{v_m}{f_{msteam}} \right] \cdot f_{msteam} \quad (13)$$

(13)

$$C_{vm} := C_v \left['Air_{ha}', T=T, v=\frac{v_m}{f_{mair}} \right] \cdot f_{mair} + C_v \left['Steam_{IAPWS}', T=T, v=\frac{v_m}{f_{msteam}} \right] \cdot f_{msteam} \quad (14)$$

(14)

$$k := \frac{C_{pm}}{C_{vm}} \quad (15)$$

(15)

Por último se aplica la ecuación de la velocidad del sonido para evaluar el intervalo de presiones

$$SoundAS := \left[k \cdot (P1 - P0) \cdot \left(\frac{1000}{\frac{1}{v_{m1}} - \frac{1}{v_{m0}}} \right) \right]^{(1/2)} \quad (16)$$

(16)

Cálculo de entalpía de la mezcla

La entalpía se calcula con las propiedades de temperatura y volumen de la mezcla

$$EnthalpyAS := h \left['Air_{ha}', T=T, v=\frac{v_m}{f_{mair}} \right] \cdot f_{mair} + h \left['Steam_{IAPWS}', T=T, v=\frac{v_m}{f_{msteam}} \right] \cdot f_{msteam} \quad (17)$$

(17)

Cálculo de la entropía de la mezcla

Al igual que la entalpía, la entropía también se calcula con la temperatura y presión de la mezcla

$$EntropyAS := s \left['Air_{ha}', T=T, v=\frac{v_m}{f_{mair}} \right] \cdot f_{mair} + s \left['Steam_{IAPWS}', T=T, v=\frac{v_m}{f_{msteam}} \right] \cdot f_{msteam} \quad (18)$$

(18)

Cálculo del volumen específico de la mezcla

El volumen específico de la mezcla es la suma de los volúmenes específicos de cada sustancia por la fracción másica de cada una respectivamente

$$VolumeAS := v_{air} \cdot f_{mair} + v_{steam} \cdot f_{msteam} \quad (19)$$

(19)

2.1.3 Modelo de la turbina

Compresor

La eficiencia isentrópica del compresor

$$\eta_{cp} = \frac{h_1 - h_0}{h_1 - h_0} \quad (20)$$

Trabajo que consume el compresor

$$W_{cp} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_0) \quad (21)$$

Mezclador de aire-vapor

Para calcular la masa de aire-vapor que entra a la cámara de combustión

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_7 \quad (22)$$

Calculo de la fracción másica del agua en la mezcla

$$fm_{st,2} = \frac{\dot{m}_1 \cdot fm_{st,0} + \dot{m}_7}{\dot{m}_2} \quad (23)$$

Balance de energía en el mezclador

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_1 \cdot h_1}{h_2} \quad (24)$$

Cámara de combustión

Balance de masa en la cámara de combustión, la masa de los gases de la combustión está determinada por la mezcla de aire-vapor menos un 2 % que se utiliza para el enfriamiento del cuerpo d la micro-turbina

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \cdot 0.98 \quad (25)$$

Balance de energía en la cámara de combustión

$$h_3 = \frac{\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_{fuel} \cdot HHV_{kno}}{\dot{m}_3} \quad (26)$$

Expansor

Eficiencia isentrópica de la expansión

$$\eta_{\text{exp}} = \frac{h_3 - h_e}{h_3 - h_{ie}} \quad (27)$$

Balance de energía que demuestra que la entalpia que entra en el expansor sale como entalpia y velocidad

$$h_3 = h_e + \frac{V_e^2}{2 \cdot 1000} \quad (28)$$

Cálculo de la velocidad del flujo de gases para parámetros de presión y temperatura en el expansor

$$V_e = \text{SoundAS} (P_e, T_e, f_{m_{st,3}}) \quad (29)$$

Si se alcanza la velocidad del sonido, el flujo másico de gases que pasa por el expansor es:

$$\dot{m}_3 = A_{re} \cdot \frac{V_e}{\text{VolumeAS} (P_e, T_e, f_{m_{st,3}})} \quad (30)$$

Turbina

Eficiencia isentrópica para la turbina

$$\eta_{tb} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (31)$$

Trabajo de la turbina despreciando la velocidad de salida de los gases

$$W_t = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4) \quad (32)$$

Trabajo neto mecánico de las turbinas (turbina del compresor y turbina de fuerza)

$$W_m = \left[W_t - \frac{W_{cp}}{\eta_{mcp}} \right] \cdot \eta_{mtb} \quad (33)$$

2.1.3 Modelo de la caldera recuperativa

Caldera recuperativa

A la caldera recuperativa que se instala a la salida de los gases es necesario hacerle balances de masa en sus tres componentes fundamentales (economizador, evaporador

y sobre-calentador) para saber así cual es la capacidad de generación de la misma. La temperatura de entrada de los gases a la caldera es la de salida de la turbina y el agua entra a temperatura ambiente de 30°C.

Balance de masa del economizador para agua y gases de escape

$$Q_{ec} = \dot{m}_a \cdot (h('Steam', T=Ta_2, P=P) - h('Steam', T=Ta_1, P=P)) \quad (34)$$

$$Q_{ec} = \dot{m}_g \cdot (EnthalpyAS(101.3, Tg_3, fmsteam) - EnthalpyAS(101.3, Tg_4, fmsteam)) \quad (35)$$

Balance de masa del evaporador para agua y gases de escape

$$Q_{ev} = \dot{m}_a \cdot (h('Steam', T=Ta_3, x=1) - h('Steam', T=Ta_2, P=P)) \quad (36)$$

$$Q_{ev} = \dot{m}_g \cdot (EnthalpyAS(101.3, Tg_2, fmsteam) - EnthalpyAS(101.3, Tg_3, fmsteam)) \quad (37)$$

Balance de masa del sobre-calentador para agua y gases de escape

$$Q_{sc} = \dot{m}_a \cdot (h('Steam', T=Ta_4, P=P) - h('Steam', T=Ta_3, x=1)) \quad (38)$$

$$Q_{sc} = \dot{m}_g \cdot (EnthalpyAS(101.3, Tg_1, fmsteam) - EnthalpyAS(101.3, Tg_2, fmsteam)) \quad (39)$$

La fracción másica de vapor que se inyecta en la cámara de combustión de la micro-turbina es el 5 % del flujo másico de gases que pasan por el expansor. La cantidad de vapor que se inyecta es la misma que se genera, por lo que el vapor no tiene otra utilidad en este modelo (Delattin, 2010)

$$FM = 0.05$$

En la **Error! Reference source not found.** se muestra el ciclo Brayton con el ciclo de inyección de vapor con la numeración de las partes del ciclo para la identificación de estas. De 0 a 1 ocurre la etapa de compresión, obteniéndose en el punto 1 aire comprimido a 354.9 kPa. De 1 a 2 ocurre la inyección de vapor, conformando así en el punto 2 la mezcla aire-vapor. De 2 a 3 se inyecta el combustible y combustiona la mezcla aire-vapor-propano, resultando un aumento en la temperatura, presión y velocidad de los gases, los cuales pierden estas tres condiciones en la etapa de 3 a 4 donde se expanden en la turbina. Los gases con una temperatura todavía alta de 575.4°C aproximadamente, salen de la turbina y en la etapa de 4 a 5 generan vapor en una caldera recuperativa. La etapa de 6 a 7 representa el ciclo de circulación del agua, entrando agua por 6 y saliendo vapor por 7, el cual es inyectado en la turbina.

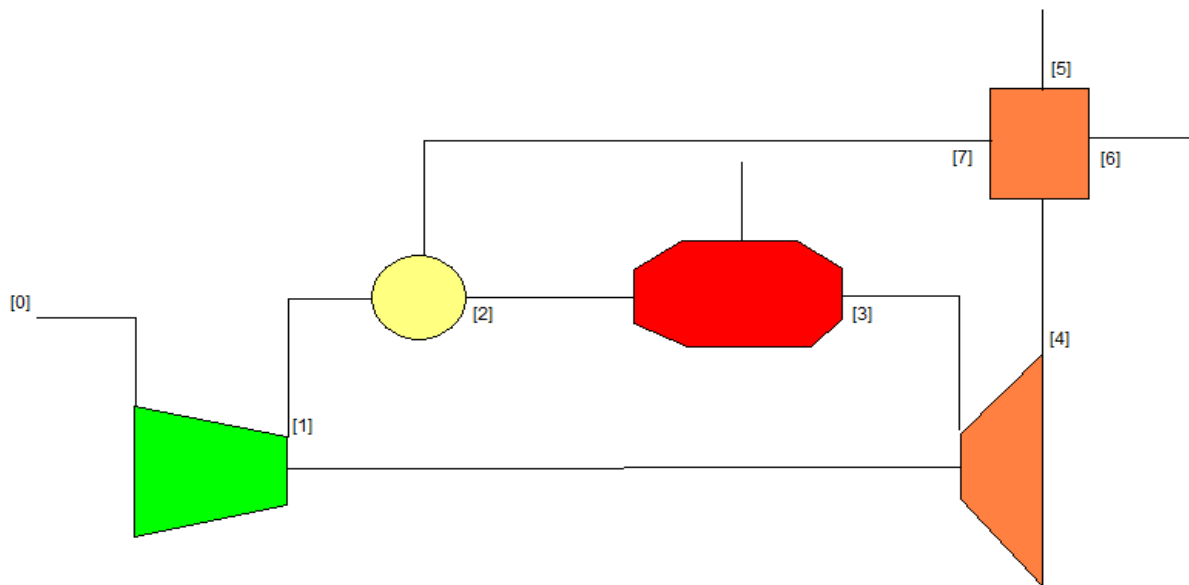


Figura 16 Ciclo Brayton con inyección de vapor

2.2 Resultados de la modelación

Entre los resultados generales de la modelación se puede apreciar principalmente que se puede llegar a generar vapor sobrecalentado a 400°C con una caldera recuperativa, y con la inyección de vapor se muestra claramente las mejoras en la turbina. Las mejoras más significativas son el aumento de la eficiencia de la micro-turbina y la temperatura de los gases de la combustión que es menor con la inyección de vapor.

Como datos de entrada al programa para la modelación se tienen la presión atmosférica, la temperatura ambiente, temperatura de entrada del agua a la caldera recuperativa, las eficiencias de los componentes del turbo-arrancador, el área de paso de los gases por el expansor y la potencia de salida del reductor se fija a 55.55 kW, para analizar la variación de los otros parámetros como flujo de combustible, temperatura de los gases y demás resultados.

Tabla 2 Principales datos de entrada y resultados de la modelación

Símbolo	Parámetro	Valor numérico
P_0	Presión atmosférica	101.3 kPa
T_0	Temperatura ambiente	15 °C
P_1	Presión del aire a la entrada de la cámara de combustión	354.9 kPa
T_1	Temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión	138.5 °C
T_3	Temperatura de la cámara de combustión	883.2 °C
T_4	Temperatura de salida de los gases de escape	575.4 °C
P_4	Presión de salida de los gases de escape	101.3 kPa
T_5	Temperatura de salida de los gases de la caldera	543.7 °C
T_6	Temperatura de entrada del agua a la caldera recuperativa	30 °C
T_7	Temperatura del vapor sobre-calentado	400 °C
m_{fuel}	Flujo másico de combustible	0.01986 kg/s
W_{cp}	Trabajo del compresor	232.5 kW
W_T	Trabajo de la turbina	297 kW
W_m	Trabajo mecánico a la salida del reductor	55.55 kW
m_7	Flujo másico de vapor	0.05938 kg/s
η_{cp}	Eficiencia del compresor	0.62
η_{mcp}	Eficiencia mecánica del compresor	0.98
η_{exp}	Eficiencia del expansor	0.85
η_{mtb}	Eficiencia mecánica de la turbina	0.93
η_t	Eficiencia de la turbina	0.675
A_{re}	Área de paso por el expansor	0.003289 m ²

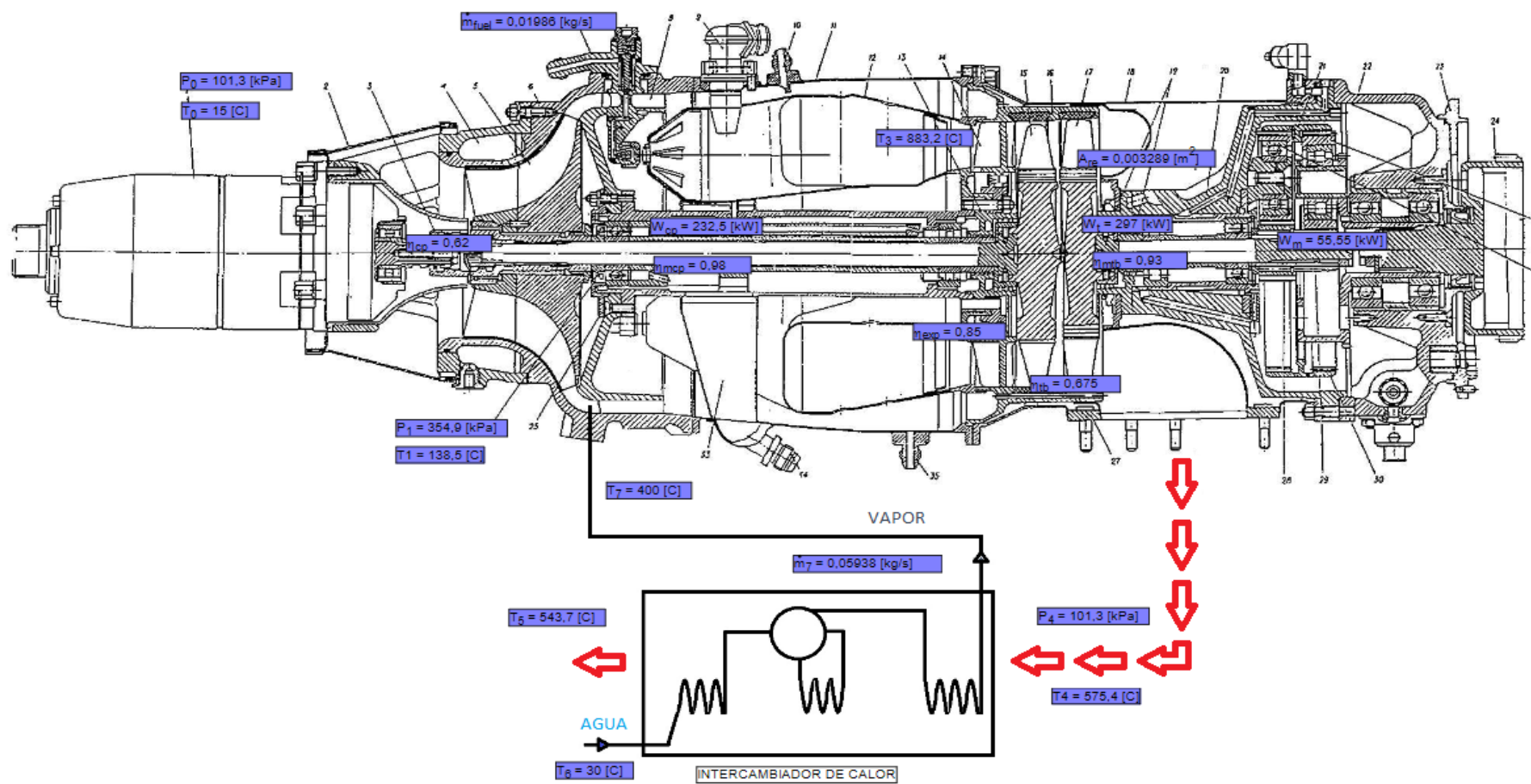


Figura 17 Resultados de los parámetros de la modelación

Comparación de los resultados más significativos con y sin inyección de vapor

Los principales parámetros que se pueden comparar del resultado de la modelación son el consumo de aire y combustible de la turbina.

Tabla 3 Comparación de los resultados de la modelación con los datos de la literatura

	Resultados del modelo	Valor en literatura	Error relativo
Flujo másico de combustible	1.192 kg/min	1.44* kg/min	17.2 %
flujo másico de aire	1.168 kg/s	1.18 kg/s	1.01 %
Temperatura de salida de los gases	753.8 °C	760 °C	0.82 %

* Calculado a partir del combustible consumido en un arranque y el tiempo consumido en el mismo.

2.3 Análisis de sensibilidad

Para una mejor comprensión de los resultados y búsqueda de soluciones más eficientes se varían parámetros como la temperatura y flujo del vapor que se inyecta. Luego se grafica y se obtienen resultados interesantes, que dan varias opciones para la implementación del ciclo (ver gráfico 2.1), según las condiciones existentes. Cuando se varía el flujo de vapor que se inyecta en la cámara de combustión, la temperatura de los gases de la combustión disminuye considerablemente, lo que facilita una mayor durabilidad de los materiales que componen la turbina. Además, aumenta la eficiencia del ciclo, de 0.57 a 0.63, dado que se necesita menor cantidad de combustible para lograr los mismos parámetros de salida. En estos resultados se muestra que el aumento de la eficiencia varía en 5 unidades, lo cual es un aumento considerable, pero la temperatura de los gases varia en cerca de 80°C y esto contribuye a una mejora económica considerable.

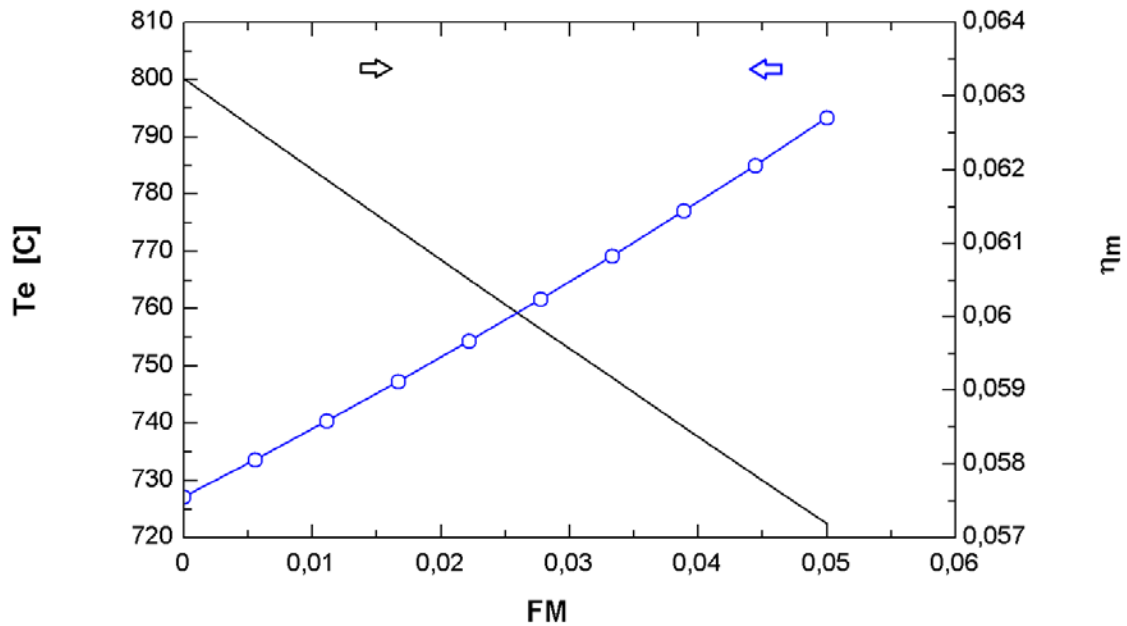


Figura 18 Variación del flujo de vapor de entrada a la cámara de combustión vs temperatura a la entrada de la turbina y eficiencia mecánica

En la Figura 18 se tiene la variación del flujo de vapor que se inyecta en la cámara de combustión de 0 a 5%, por la parte izquierda se tiene la temperatura de la cámara de combustión y por la derecha la eficiencia mecánica de la turbina en general. Las curvas muestran claramente como a medida que se aumenta el flujo de vapor inyectado disminuye la temperatura de los gases en la cámara de combustión y aumenta la eficiencia mecánica del turbo-arrancador.

Una importante observación es cuando se varía la temperatura de entrada del vapor en la cámara de combustión, ver cuál es el comportamiento de la eficiencia del ciclo Brayton. En la Figura 19 que se muestra a continuación se ve como al aumentar la temperatura del vapor aumenta también la eficiencia mecánica, pero para interiorizar bien esta situación es necesario analizar los valores que se manejan. Los valores de la eficiencia varían en un rango pequeño al aumentar la temperatura del vapor, que varía en un amplio rango desde 145-500°C. A medida que se aumenta la temperatura del vapor, se necesita una caldera recuperativa con mayor costo, y habría que valorar hasta qué punto es factible la construcción de esta para un aumento ínfimo de la eficiencia del ciclo.

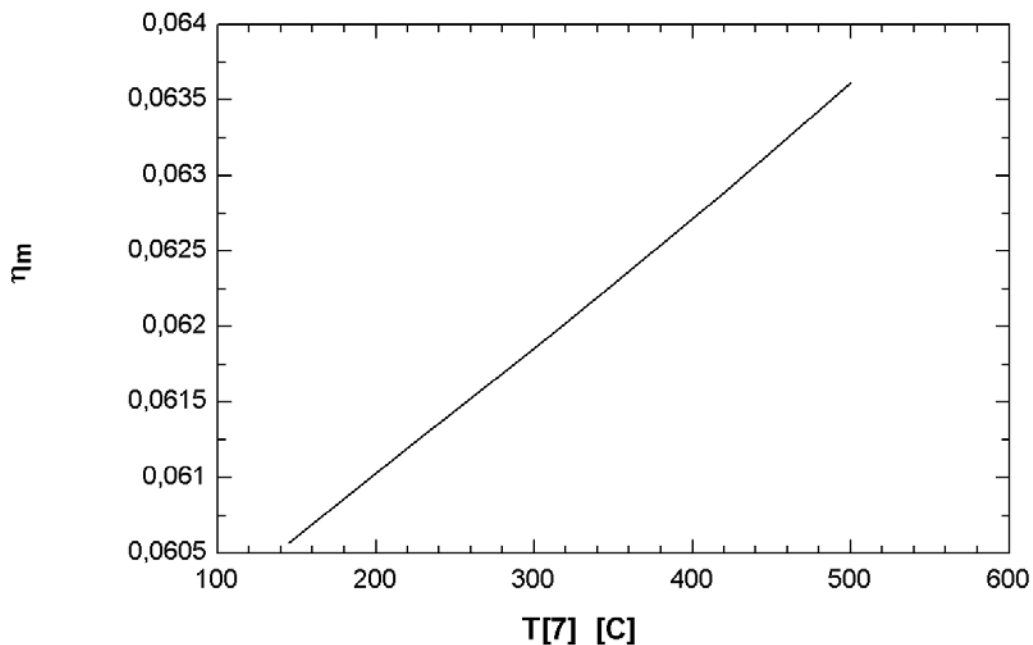


Figura 19 Variación de Temperatura de entrada del vapor en la cámara de combustión VS Eficiencia del ciclo Brayton

En la Figura 19 se muestra la variación de la temperatura del vapor que se inyecta en la cámara de combustión desde 145°C hasta 500°C. por la parte izquierda se muestra la eficiencia mecánica de la turbina. La curva muestra claramente como aumenta la eficiencia a medida que se aumenta la temperatura del vapor, pero al observar los valores la eficiencia solo aumenta de 0.605 a 0.635 con un incremento de la temperatura del vapor de 355°C.

2.4 Conclusiones parciales

- El modelo desarrollado se calibró para una potencia de salida fija a 55.55 kW con temperatura de entrada del aire de 15 °C obteniéndose errores en la temperatura de salida de los gases, el flujo de combustible y el flujo de aire de 0.82 %, 17.2 %, 1.01 %, respectivamente.
- Con una inyección de vapor de 0.059 kg/s equivalente a 5 % del flujo de aire del compresor, se obtiene un aumento de la eficiencia desde 0.50 a 0.63 y una disminución de la temperatura de los gases de escape 800 a 720 °C.
- El efecto en la eficiencia de la máquina de la temperatura del vapor que entra en la cámara de combustión no es significativo, ya que variando la temperatura desde 145 °C hasta 400 °C, la eficiencia varia solo entre 0.605 a 0.638 rango que se encuentra dentro del margen de error del modelo.

Capítulo 3

Diseño de los sistemas auxiliares para la puesta en marcha de la micro- turbina

Capítulo 3: Diseño de los sistemas auxiliares para la puesta en marcha de la micro-turbina

3.1 Sistema de lubricación

El sistema de lubricación de aceite es totalmente remodelado, dado que ninguno de sus componentes son los de fábrica. Este mismo debe mantener una presión de 2.4 kgf/cm^2 , y un flujo de 1.064 kg/min para lubricar la turbina. Este sistema además de mantener lubricados los rodamientos de la micro-turbina, también sirve de enfriador a estos. Pues debido a las altas temperaturas que opera el combustor y turbina, además de los conductos internos de la turbina, y las altas revoluciones a las que se somete el árbol compresor-turbina, los rodamientos pueden tomar temperaturas de fundición o dilatamiento, por lo que es necesario extraerle el calor, usando como refrigerante el propio aceite. En caso de turbinas que operan largo periodo, se le adiciona un enfriador de aceite al sistema de lubricación.

El sistema en general cuenta con un depósito de aceite, una bomba de desplazamiento positivo (bomba de engranajes), una válvula bypass con su retorno al depósito, un manómetro de medir presión, un filtro de aceite, y las conexiones a la turbina con la descarga de esta al depósito también. La turbina tiene dos tomas de entrada del lubricante conectadas por una tubería con una toma en T para darle entrada de la descarga de la bomba. La función de la válvula bypass es regular la presión para lograr la demandada por el equipo. En este caso se cuenta con una base de filtro del vehículo Great Wall o Gran Muralla, y esta trae consigo tres canales, uno para la entrada al filtro, otro para la salida del lubricante filtrado, y otro con una válvula bypass encargada de desviar el lubricante al vencer la presión que está regulada para 3 kgf/cm^2 . Esta presión con la que se debe vencer el resorte de la válvula bypass no es precisamente la presión de trabajo de la micro-turbina, por tanto, es necesario realizar un experimento que se muestra a continuación y se decide regular el bypass para 3 kgf/cm^2 , asumiendo que la presión de entrada a la turbina sea la de trabajo por las pérdidas en la tubería.

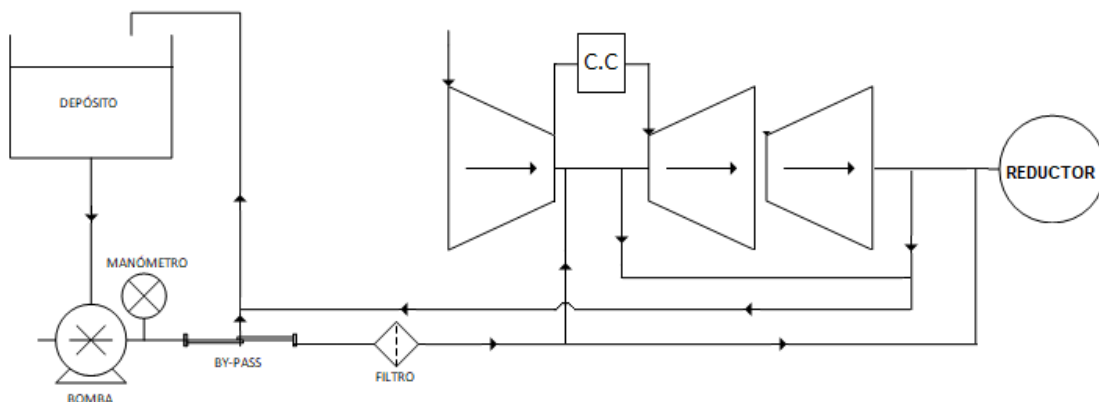


Figura 20 Esquema del sistema de lubricación

3.1.1 Modificación de la válvula bypass

Se tiene una base de filtro, con un bypass, este regula una presión de 10 kgf/cm². La presión de lubricación de la turbina es de 2.4 kgf/cm².

Datos

- al muelle se le picaron 7 mm
- longitud del muelle 48 mm
- constante elástica del muelle es 0.4 kg/mm
- apertura completa de los agujeros es con un desplazamiento de 13 mm del muelle.
- a partir de 7 mm de recorrido del muelle, comienza a abrir los agujeros del bypass.

Regulación del bypass

El bypass que se utiliza en el sistema de lubricación de la turbina está ubicado en una misma pieza con la base del filtro Figura 22 y los canales de paso del aceite de este. Como ya se ha destacado anteriormente esta pieza pertenece a una camioneta de producción china Gran Muralla, y el bypass está regulado para una presión mayor que la presión de trabajo del sistema de lubricación de la turbina TC-21. De no realizarse una modificación en este elemento, la presión de trabajo del sistema dependería de la presión que desarrolle la bomba. Por este motivo se hace necesaria la modificación del bypass regulándolo, a 2.5 kg/cm², permitiendo así que si la presión en el sistema supera la regulada, se abre el bypass desviando el flujo de aceite que está de más y de esta forma mantiene la presión del aceite que circula por la turbina.

Del bypass con el que se cuenta, no se tiene información ninguna, solamente se pueden obtener sus medidas.

Datos

El muelle del bypass mide 48 mm de largo y para saber su constante elástica k se le realiza una prueba. Se coloca este sobre una superficie plana fija, y se comprime con una fuerza de 8 kg, luego se mide la distancia que se comprimió, resultando 22 mm. Luego se aplica la ecuación correspondiente para calcular la constante elástica.

$$k = \frac{F}{x} = \frac{8}{22} = 0.36 \frac{kg}{mm} \quad (40)$$

Se calcula la fuerza que ejerce el fluido sobre el muelle

$$F = P * A \quad (41)$$

Donde

F es la fuerza

P es la presión de trabajo del sistema de lubricación

A es el área del conducto del bypass.

Se calcula el área del conducto sabiendo que su diámetro es $d=13 \text{ mm} = 1.3 \text{ cm}$.

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{3.14 * 1.3^2}{4} = 1.33 \text{ cm}^2 \quad (42)$$

$$F = 2.5 * 1.33 = 3.32 \text{ kg} \quad (43)$$

Con la fuerza que ejerce el fluido sobre el muelle se calcula la distancia que se deforma el muelle teniendo su constante elástica.

$$x = \frac{F}{k} = \frac{3.32}{0.36} = 9.22 \text{ mm} \quad (44)$$

Ya se sabe que el muelle retrocede 9.22 mm cuando se le aplica una presión de 2.5 kg/cm^2 , ahora se calcula cuanto es que debe retroceder el muelle para que se abran los canales del bypass.

El muelle se encuentra pre-tensionado dentro del conducto del bypass, el largo del muelle es de 48 mm y se encuentra comprimido a 40.5 mm como ilustra Figura 21.

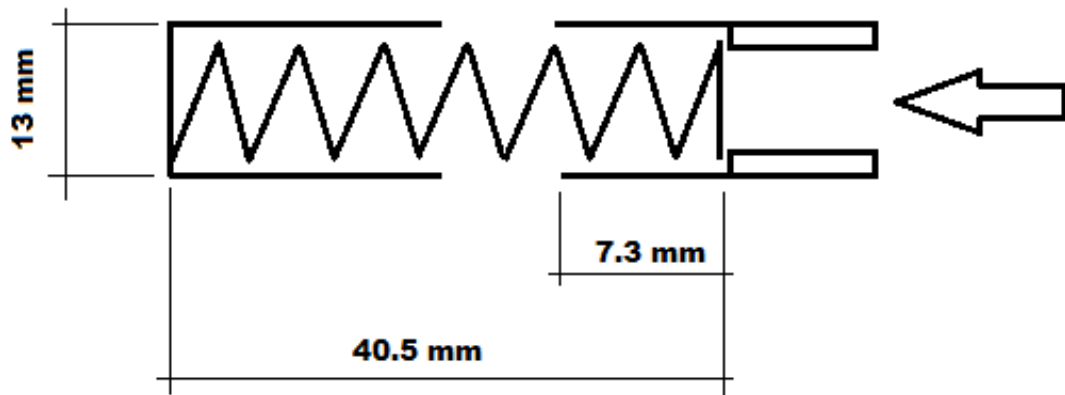


Figura 21 Esquema del Bypass

La distancia del extremo móvil del muelle a los agujeros de salida del lubricante es de 7.3 mm ver Figura 21, pero para el cálculo de la longitud que se le recorta al muelle se asume una distancia de 9 mm, para que el extremo del muelle no se encuentre en los límites de los agujeros, sino más al medio para que estos estén dando paso al aceite.

El muelle debe llegar a una distancia del extremo fijo de:

$$40.5 - 9 = 31.5 \text{ mm}$$

Por tanto el muelle mide 48 mm, al aplicarle la presión de trabajo se comprime 9.22 mm

$$48 - 9.22 = 38.78 \text{ mm}$$

La distancia que falta para que la longitud del muelle comprimido sea de 31.5 mm hay que recortársela

$$38.78 - 31.5 = 7.28 \text{ mm}$$

La distancia que se le recorta al muelle es de 7 mm para que pueda hacer la función de bypass a la presión de trabajo del sistema de lubricación d la turbina $P = 2.5 \text{ kg/cm}^2$.

Adaptación de la base del filtro

En el sistema de lubricación se necesita filtrar el aceite para eliminar impurezas que puedan dañar los elementos lubricados y además regular la presión que da la bomba a la presión de trabajo de la micro-turbina. Para ello se utiliza una base

de filtro del vehículo Gran Muralla que cumple estas dos funciones. Este cuenta con tres canales de paso para el aceite de entrada, el de salida ya filtrado y el que se encuentra a una mayor presión que la que regula el muelle del bypass. La base del filtro cuenta con una cara plana que es por donde se conecta con los conductos del sistema. Para conectarla al sistema de aceite en elaboración, se toma una plancha de 7 mm de espesor, a la cual se le abrieron cuatro agujeros de 9 mm para la fijación a la base del filtro y tres agujeros de 12 mm para dar paso a los canales. En estos tres agujeros se sueldan tubos de cobre a los cuales por el otro extremo se le conectan las mangueras de conexión con los demás componentes del sistema. La plancha que se utiliza además tiene un largo de 210 mm y un ancho de 71 mm, por un extremo está acoplada la base del filtro como se describió anteriormente y por el otro extremo se le taladran dos agujeros de 9 mm para la fijación de esta mediante dos tornillos M-8 con tuercas.



Figura 22 Plancha y la Base del Filtro

3.1 Sistema de ignición

La ignición es el sistema que produce la chispa para que se inflame el combustible dentro de la cámara de combustión. Es utilizado en todos los equipos o máquinas que queman un combustible, como motores de combustión interna, quemadores de calderas, turbinas de gas, entre otras. En las turbinas se utiliza en el proceso de puesta en marcha para inflamar el combustible dentro de la cámara de combustión y luego se desconecta ya que la cámara permanece encendida a flujo continuo hasta la parada. Se utilizan varias bujías en las

turbinas para dar seguridad al proceso de arranque, ya que si alguna falla, las demás cumple su función.

La turbina TC-21 cuenta con dos bujías semiconductoras, de las cuales se utiliza una sola. Para garantizar que la corriente llegue a las bujías se instala un chispero que originalmente se utiliza para probar las bujías de los carros, este se alimenta con corriente alterna de la red de 220 V. Del chispero a la bujía del TC-21 se coloca un cable de alta tensión por el que transita la corriente de alimentación a la bujía. La cantidad de descargas de la bujía es de 15 a 40 por segundo y el valor nominal de la energía en cada descarga es de 1 joule.

3.2 Sistema de encendido

El sistema de encendido utilizado en la instalación es el encargado de suministrar la corriente necesaria al electro-motor de arranque de la turbina para dar el movimiento inicial al árbol del compresor. Este electro-motor funciona con una corriente de 24 voltios aproximadamente y 15 ampere, y es alimentado por un generador de corriente directa. El electromotor de arranque de la micro-turbina tiene un conector que consta de dos pines para la alimentación eléctrica y dos pines conectados al interruptor centrífugo que se encuentra dentro del electromotor, para la desconexión automática. En este caso la alimentación del electromotor tiene incorporado un interruptor que se acciona manualmente, y en los pines del interruptor centrífugo se coloca un bombillo de 20 voltios que es el que da la señal para desconectar manualmente el encendido.

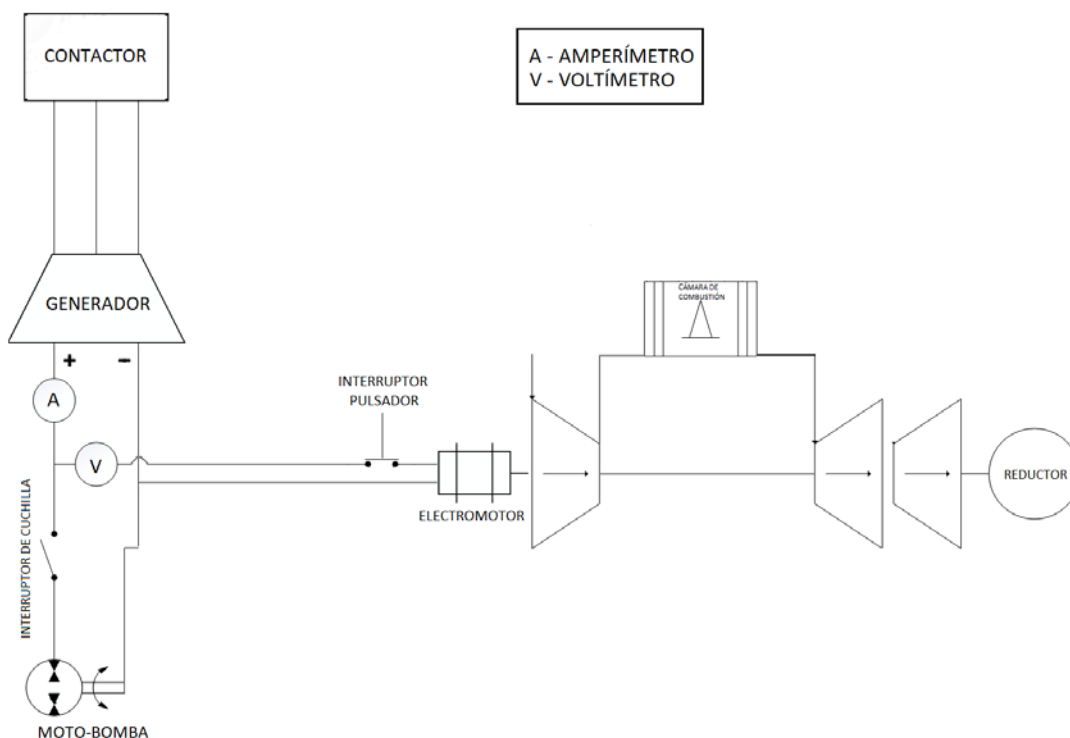


Figura 23 Esquema del sistema eléctrico de la bomba de aceite y el electromotor de arranque

3.3 Sistema de alimentación de combustible con GLP

El sistema de alimentación de combustible es el que más cambios sufre en la instalación. Esta micro-turbina es alimentada normalmente con combustible líquido propulsado por una bomba, y para ser alimentada con propano, se modifica totalmente el sistema debido a las diferentes propiedades que presentan estos combustibles. El propano está almacenado en un depósito a una presión de aproximadamente 10 bar la cual es suficiente para introducir el gas en la cámara de combustión. Se debe tener en cuenta que el gas no debe alcanzar velocidades supersónicas. Además, se debe asegurar que con estas presiones y velocidades el flujo de propano sea equivalente energéticamente al del combustible líquido (keroseno).

Tabla 4 Propiedades de saturación del propano a temperatura ambiente (30°C)

Propano	Temperatura [°C]	Presión de saturación [kPa]
	30	1057

Para saber si el flujo de propano es similar al de T-1 en términos energéticos, se calcula en el software Engineering Equation Solver (EES) el paso de este por el inyector suponiendo la presión de entrada a este igual a la presión crítica de forma tal que no se alcance la velocidad del sonido durante la expansión. Se supone además que la tobera de salida del propano es solo una extensión del canal que conduce el combustible dentro del inyector, con esto se verifica si es necesaria la modificación del inyector o si se puede utilizar con los diámetros interiores que presenta.

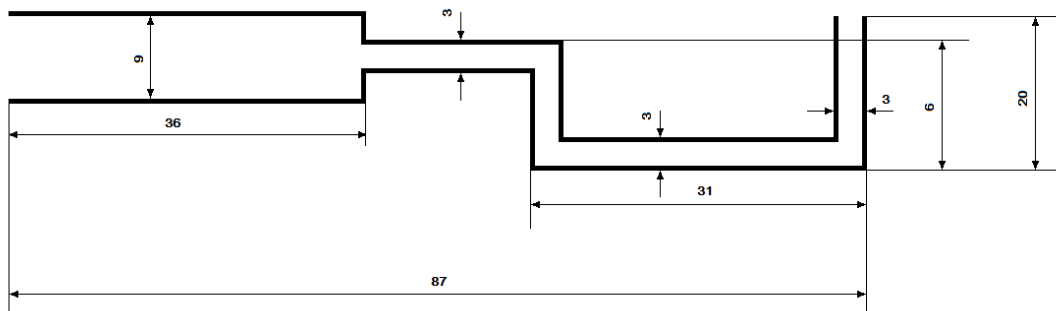


Figura 24 Dimensiones del conducto interno del inyector

Para calcular este flujo se utiliza la ecuación de Darcy para flujos compresibles en conductos que acaban en espacios de diámetros muy superiores a los del conducto.

$$W = 1.265 * Y * d^2 * \left(\frac{\Delta P}{k * v} \right)^{\frac{1}{2}} \text{ [kg/s]} \quad (\text{García., 1990}) \quad (45)$$

Donde:

- ΔP es la caída de presión en el inyector.
- Y factor neto de expansión para flujo compresible para una tubería hacia zona de mayor presión.
- d diámetro del conducto interior del inyector.
- v volumen específico del propano.
- k coeficiente de resistencia.

-Caída de presión en el inyector (ΔP)

$$\Delta P = P[1] - P[2] \text{ [bar]} \quad (46)$$

La presión crítica en condiciones de expansión sónica en la entrada del inyector se calcula:

$$P[1] = \frac{P[2]^{\frac{1}{k}}}{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \text{ (Faires, 1987) [bar]} \quad (47)$$

Donde

La presión en la cámara de combustión según el modelo de (Estévez, 2016)

$$P[2] = 3,243 \text{ [bar]}$$

El exponente k es la relación C_p/C_v para el propano y en este caso se le pide al propio EES.

$$k = 1.224$$

Entonces

$$P[1] = 5.793 \text{ [bar]}$$

Por último, la caída de presión en el inyector es:

$$\Delta P = P[1] - P[2] \text{ [bar]} \quad (48)$$

$$\Delta P = 2.55 \text{ bar}$$

-Factor neto de expansión para flujo compresible para una tubería hacia zona de mayor presión. Y se encuentra en la siguiente tabla.

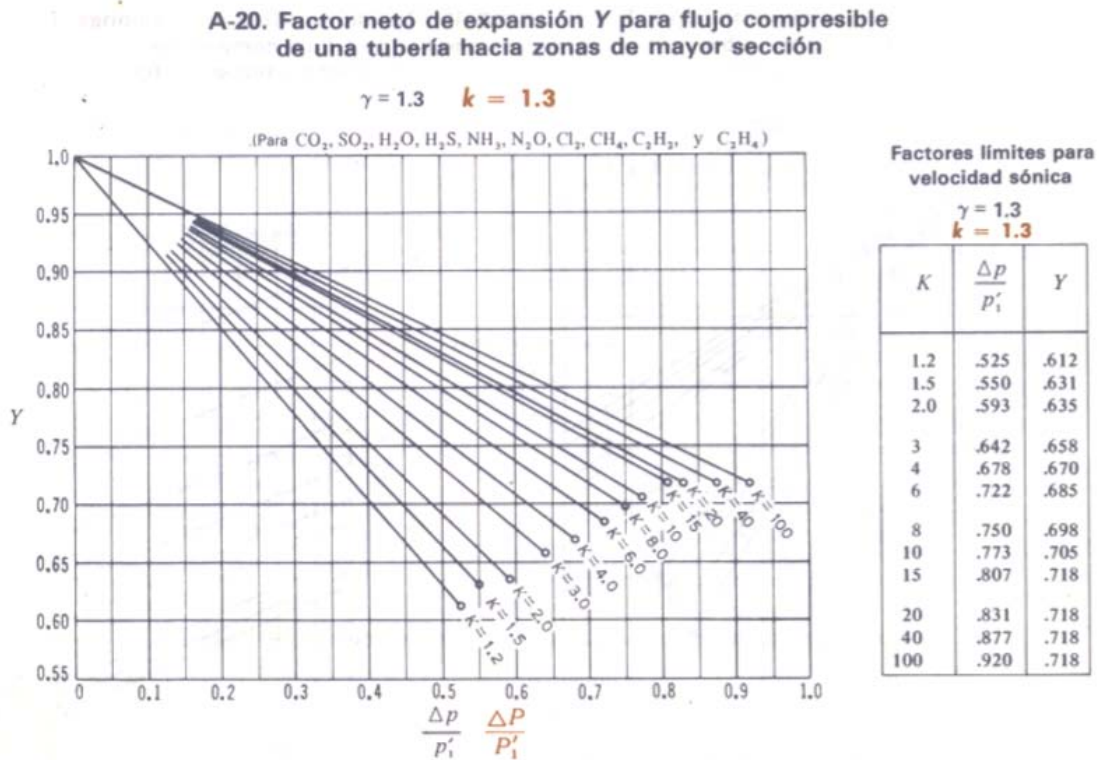


Figura 25 Factor Y (García., 1990)

Para buscar Y se necesita conocer el valor de $k = C_p/C_v$ además de la relación de $\Delta P/P_1$.

El exponente k para el propano es el utilizado en la ecuación (61) para calcular la presión.

$$k = 1.224$$

La relación de presiones.

$$RP = \Delta P / P_1 \quad (\text{García., 1990}) \quad (49)$$

$$RP = 0.44$$

-Con estos valores se entra a la Figura 25 Factor Y (García., 1990) y se obtiene:

$$Y = 0.67$$

-Diámetro del conducto interior del inyector

$$d = 3[\text{mm}]$$

-Volumen específico del propano. Se le pide también al EES para la presión de saturación a temperatura ambiente

$$v=0.08097 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

Coeficiente de resistencia k. En este caso se encuentran tres, una por fricción en los conductos (k1), otra por los tres codos (k2) y la otra por cambio de diámetro del conducto interior del inyector (k3).

$$k_1 = f * l/d \text{ (García., 1990)} \quad (50)$$

Donde

- f coeficiente de fricción para tubería de acero de diámetro 3 mm.
- l longitud del conducto del inyector.
- d diámetro del conducto del inyector.

f=0.03865, hallado por una extrapolación de coeficientes de fricción para tuberías de acero. Se extrapoló porque los valores mostrados son para diámetros mayores que el del conducto interno del inyector.

l=77 [mm] es la longitud completa de diámetro 3mm del conducto interno del inyector.

d=3 [mm] diámetro del conducto.

Finalmente

$$k_1=0.992$$

$$k_2 = 60 * 3 * f \text{ (García., 1990)}$$

Donde

3 es la cantidad de codos que conforman el conducto.

f es el coeficiente de rugosidad utilizado en la ecuación (67).

Por lo tanto

$$k_2=6.957$$

$$k_3 = \frac{\left[0.5 * (1 - \beta^2) * \left(\sin\left(\frac{180}{\alpha}\right) \right)^{\frac{1}{2}} \right]}{\beta^4} \cdot \text{(García., 1990)}$$

β : es la división de los diámetros de los conductos de la entrada del inyector que es 9 y el que le sigue hasta la salida del inyector que es 3.

180° es el ángulo que se forma en el cambio de diámetros.

$$k = k_1 + k_2 + k_3 \text{ (García., 1990)}$$

Por tanto

$$k = 7.9$$

Luego de tener todos los componentes de la ecuación se obtiene que el flujo: $W=1.015 \text{ kg/min}$, lo que sugiere al compararlo con el flujo de keroseno (1.061 kg/min) que es menor, pero por una diferencia mínima ya que el flujo de propano representa el 96% del flujo de keroseno y por lo tanto se asume que es posible el diseño del sistema de alimentación del TC-21 con propano. Es necesario destacar que se debe hacer una pequeña modificación en la punta del inyector para que el conducto sea íntegramente de 3 mm como se asume en los cálculos.

Estructuralmente el sistema de alimentación de combustible con propano es diferente en su totalidad con el sistema de alimentación original que es con T-1. Al tratarse de un combustible que está almacenado a una presión de 10 kg/cm^2 y ser un gas no se puede ni es necesario el uso de bombas. El fluido es estrangulado por un sistema de tres válvulas que están conectadas dos (de cuña) en paralelo y la otra (de bola) en serie con estas. Mientras permanece cerrada la de bola no hay paso ninguno de combustible a la turbina y cuando esta se abre totalmente hay una de cuña que está regulada para el funcionamiento de la turbina en ralentí, mientras que la otra está totalmente cerrada y se abre a medida que se requiera un mayor régimen de trabajo. Este sistema de tubería conduce hacia un rail común que está conectado a los cuatro inyectores. Con este rail común se logra que el combustible llegue a la cabeza del inyector a la misma presión que está almacenado, y esto garantiza que la caída de presión en el inyector no sea demasiado como para que la presión del combustible sea menor que la de la cámara de combustión. Para lograr este sistema se realizan modificaciones tanto en la punta del inyector como en la cabeza de este, donde se coloca una pieza de bronce que mediante un tubo de cobre lo conecta con el rail común. La punta del inyector se modifica haciendo una tobera que concentra y dirige el fluido hacia la cámara de combustión.

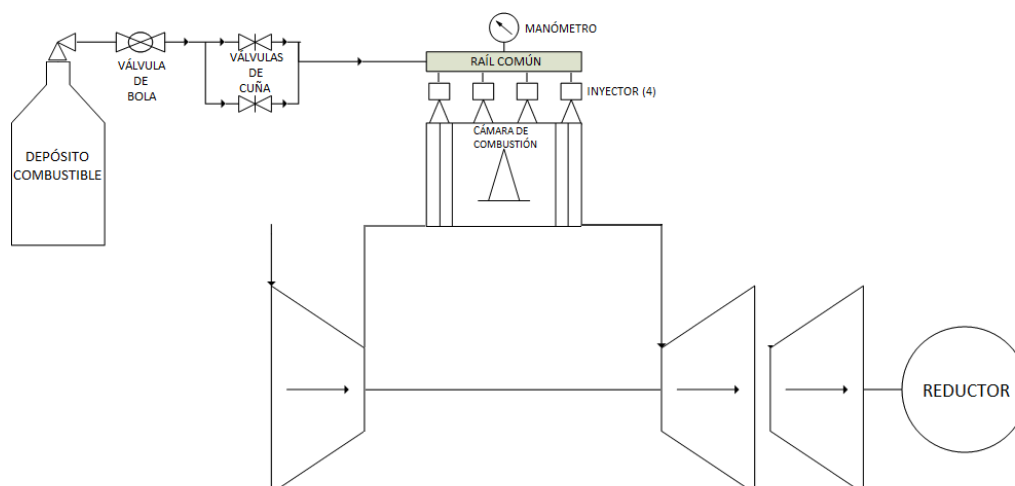


Figura 26 Esquema del sistema de alimentación

3.4 Esquema de puesta en marcha y parada

El esquema de puesta en marcha de la turbina se mantiene similar al del avión, aunque aquí la principal diferencia es el combustible, así como los demás sistemas auxiliares que no son legítimos y son adaptados a la turbina para cumplir funciones determinantes. A pesar de ello el ciclo es el mismo, y el funcionamiento de cada uno de los componentes también, la gran variación es el combustible, que antes era líquido y lo inyectaba una bomba que le aumentaba la carga, en este caso el combustible en estado gaseoso se almacena a una presión y se estrangula con una válvula colocada en los conductos para ser inyectado.

Para el diseño del esquema es necesario tener en cuenta principalmente que los rodamientos siempre deben estar lubricados mientras ruedan, ya que, si son utilizados en seco por tiempo inadecuado, estos pueden dejar de servir. Otra cuestión a tener en cuenta y quizás la más peligrosa de no realizarse correctamente es que las descargas de las bujías estén funcionando bien con la energía requerida para la inflamación del combustible al ser inyectado, de no ser así, el combustible puede pasar a los conductos de escape y combustionar en ellos, lo que puede provocar daños severos tanto a la instalación, como al personal que se encuentre cerca de esta.

Puesta en marcha

1-Alimentar el electromotor de arranque accionando el interruptor pulsador colocado en la pizarra de control.

2-Rapidamente encender el sistema de lubricación conectando interruptor de cuchilla que alimenta la bomba de aceite.

3-Accionar el botón del chispero para transmitir corriente de alto voltaje a la bujía.

4-Abrir válvula de bola al máximo (aquí ya debe estar abierta la válvula del depósito de combustible, regulada la del ralentí y cerrada la de aceleración).

5-Una vez comenzada la combustión se desconectan los sistemas de ignición y encendido dejando de accionar los interruptores del chispero y del electromotor de arranque rápidamente.

6-Luego accionando la válvula de alimentación de aceleración se varían los regímenes de trabajo del TC-21.

Parada

1-Primeramente, se asegura que el sistema esté funcionando en ralentí y luego se corta la inyección cerrando la válvula de bola.

2-Lo último sería desconectar el sistema de lubricación y se recomienda que sea cuando la turbina esté a punto de parar, para que el eyector que se encuentra en la parte inferior del reductor pueda bombear el aceite que queda dentro de la turbina hacia el depósito de almacenamiento.

Primera puesta en marcha

El primer arranque de la turbina tiene requisitos especiales porque se ponen a prueba todos los sistemas auxiliares de la instalación, pero principalmente por el sistema de alimentación de combustible. Este requiere de una válvula de cuña que se regula para que se suministre a la turbina la menor presión de gas con la que ella es capaz de funcionar, es decir poner a trabajar la turbina en ralentí. Después que se consigue regular esta válvula para estas condiciones, se queda fija su regulación, pero para conseguir esto se necesita realizar un procedimiento.

Puesta en marcha

1-Alimentar el electromotor de arranque accionando el interruptor pulsador colocado en la pizarra de control.

2-Rapidamente encender el sistema de lubricación conectando interruptor de cuchilla que alimenta la bomba de aceite.

3-Accionar el botón del chispero para transmitir corriente de alto voltaje a la bujía.

4-Permanecen abierta completamente las válvulas del depósito de combustible y la de bola, las dos válvulas de cuña están cerradas y se comienza a abrir lentamente la seleccionada para el ralentí, hasta que el flujo de combustible que circula por ella sea capaz de encender la turbina. Una vez logrado esto esa válvula se queda con la regulación fija y la que se acciona en caso de un cambio de régimen es la otra válvula de cuña que se encuentra en paralelo con esta.

El procedimiento de parada es el mismo que el anterior.

3.5 Medidas de seguridad a tener en cuenta

La puesta en marcha del TC-21 puede traer graves consecuencias debido a las altas temperaturas y presiones con las que se opera, la alta velocidad de rotación que alcanza la turbina y los productos inflamables con los que se trabaja como propano y aceite de lubricación. Para evitar que estos componentes provoquen una catástrofe es necesario seguir cuidadosamente las medidas de seguridad propuestas a continuación.

- ✓ Mantener limpios, organizados y seguros toda la instrumentación auxiliar de la instalación.
- ✓ No acercarse demasiado al área de trabajo de la instalación.
- ✓ Tener actualizado el mural contra incendios.
- ✓ Revisar toda la instalación eléctrica y asegurarse de que tenga todas las protecciones necesarias.
- ✓ Colocar interruptores que puedan cortar rápidamente la electricidad y el combustible.
- ✓ No tocar partes calientes de la instalación.
- ✓ Cumplir la secuencia de puesta en marcha.
- ✓ Evitar derrames de lubricante y fugas de combustible.

3.6 Conclusiones parciales

- La bomba de aceite utilizada en el sistema de lubricación desarrolla mayor presión que la presión de trabajo del turbo-arrancador, por lo que se regula con un bypass a 2.5 kg/cm^2 .
- Para alimentar el electro-motor de arranque se utiliza un generador de corriente directa regulado a 24 voltios. También lo alimenta con una corriente de 40 Ampere.
- El flujo de gas propano que pasa por el inyector es similar al de keroseno, representando el 96% de este, pero se asume el funcionamiento de la instalación bajo esas condiciones.

- El muelle del Bypass se recortó 7 mm para regularlo a la presión de trabajo del sistema de lubricación.

Conclusiones

Realizados los objetivos del trabajo se puede llegar a varias conclusiones

Con la modelación del ciclo de inyección de vapor se mostró claramente que:

- Con la potencia de salida de la turbina fija a 55.55 kW se determinó que con la inyección de vapor aumenta la eficiencia de 0.57 a 0.63 y la temperatura de los gases de la cámara de combustión disminuyen de 800 °C a 720 °C teniendo una variación de 80 °C.
- Al variarse la temperatura de entrada del vapor a la cámara de combustión de 145 °C hasta 400 °C la eficiencia solamente varía de 0.605 a 0.638 siendo despreciable prácticamente.
- El flujo de propano que se puede inyectar fue de 1.015 kg/min y resultó ser un 4% menor al compararlo con el flujo de keroseno referenciado en (Karhanov, 2010) con valor de 1.061kg/min, y se asumió que puede funcionar con estas condiciones.
- El generador de corriente directa utilizado se reguló a 24 voltios para alimentar el electromotor de arranque y al sistema de aceite se le incorporó un bypass que regula la presión de este a 2.5 kg/cm², que es la presión de trabajo.
- El muelle del Bypass se recortó 7 mm para regularlo a la presión de trabajo de 2.5 kg/cm² del sistema de lubricación.
- Se diseñó un sistema de arranque y parada que garantiza la puesta en marcha segura del turbo arrancador alimentado con propano mediante una secuencia de pasos.

Recomendaciones

Realizar un análisis económico del diseño de la caldera, para ver hasta cuanto es factible aumentar la temperatura del vapor.

Realizar la puesta en marcha de la turbina con y sin el ciclo de inyección de vapor y comparar los resultados del trabajo con los de la práctica.

Bibliografía

- BARRÓN, M. V. Y. A. 2015. Optimización de las turbinas a gas para la Universidad Tecnológica de Salamanca.
- BASKHARONE, E. A. 2006. Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines.
- BLANC, U. S. M. 2008. *Microturbinas de gas* [Online]. Available: http://www.caib.es/conselleries/industria/dgener/user/portalenergia/pla_eficiencia_en_ergetica.
- CASTRO, M. C. & SANTOS, D. V. 2000. Alternativas para incrementar la eficiencia y capacidad de las turbinas de gas. *Ingeniería y desarrollo*.
- CONSTRUCTIVAS., V. 1999. La turbina a gas.
- COUNCIL, P. E. R. 2003. *Propane-Fueled microturbine: case study*. [Online]. Available: http://www.propanecouncil.org/uploadedFiles/Council/Research_and_Development/R_EP_10466%20Microturbines%20Case%20Study%281%29.pdf.
- DELATTIN, F. 2010. Co-utilización de Biomasa y Gas Natural: Una Nueva Ruta para la Producción de Energía.
- ESTÉVEZ, C. A. M. 2016. Modelo termodinámico para la predicción del desempeño de la turbina de gas TS-21.
- EUROPE, M. 2013. "Energía fiable donde y cuando quieras, limpio y simple" [Online]. BARCELONA: Micropower Europe. Available: <http://www.powereurope.com>.
- FAIRES, V. M. 1987. Termodinámica.
- FERNANDEZ, I. J. F. 2009. Ciclo Brayton Turbinas de Gas.
- FUSHIMI, A., ZÁRATE, L., DE QUINTANA, G. D., MOREDA, M., FERNANDEZ, J. & HALL, M. 2007. Análisis de la mejora de la eficiencia energética de los ciclos de vapor por utilización del calor de baja exergía. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 11, 09-015.
- GARCÍA, C. R. 1990. Flujo de fluidos en válvulas accesorios y tuberías.
- GAS, T. D. 2014. El Proceso de Arranque de una Turbina de Gas.
- INC, I. S. T. 2017. Preguntas Frecuentes de GTI.
- JOSÉ VILLALOBOS TORO, J. D. 2004. "Diseño y construcción de una micro turbina a gas para modelos de aviones a escala usando el rotor de un turbo compresor".
- KARHANOV 2010. *Manual del TC-21*.
- MATAIX, C. 2000. Turbomáquinas Térmicas.
- PARTES. 1999. La turbina de gas.
- REBOLLAR, J. V., RAMOS, G. Q. & JANSSENS, A. 2006. Consideraciones preliminares acerca de los sistemas de cogeneración para instalaciones hoteleras en condiciones cubanas de operación.
- RICE, I. G. Steam-injected gas turbine analysis: Part I—steam rates. ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1993. American Society of Mechanical Engineers, V002T09A008-V002T09A008.
- RODRÍGUEZ, C. S. 2010. Manual práctico de sistemas de micro-cogeneración a base de micro-turbinas.
- S.L, R. T. *PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE TURBINA DE GAS* [Online]. Available: <http://www.renovetec.com>.
- S.L.DIXON 2005. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery.

- SALGADO SILVA, L. V. & MENA CACERES, F. A. 2011. *Diseño termo-hidraulico de una caldera para recuperar la energia de los gases de escape de una turbina de gas.*
- SILVA SALGA, L. V. & MENA CACERES, F. A. 2010. *Diseño termo-hidráulico de una caldera para recuperar la energía de los gases de escape de una turbina de gas.*
- SOSA, M. I., MASPOLI, M. & FUSHIMI, A. Factibilidad Económica de Sistemas de Cogeneración con Turbina de Gas. Proceedings of 5th Latin-American Congress of Electricity Generation and Transmission CLAGTEE, 2003. 16-20.
- TIBAQUIRÁ, J. E. & BURBANO, J. C. 2003. Técnicas para controlar las emisiones de NOx en Turbinas de Gas. *Scientia et technica.*
- WEBSCOLAR. 2010. LA TURBINA A GAS [Online]. Available: <http://www.webscolar.com/la-turbina-a-gas>.

Anexos

Anexo 1 Resultados de Modelación

$A_{re} = 0,003289 \text{ [m}^2\text{]}$	$\eta_{cp} = 0,62$	$\eta_{exp} = 0,85$	$\eta_m = 0,06271$
$\eta_{mcp} = 0,98$	$\eta_{mtb} = 0,93$	$\eta_{tb} = 0,675$	$FM = 0,05$
$h_1 = 425,2 \text{ [kJ/kg]}$	$h_4 = 1026 \text{ [kJ/kg]}$	$h_e = 1200 \text{ [kJ/kg]}$	$HHV_{kno} = 44600 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{ie} = 1166 \text{ [kJ/kg]}$	$\dot{m}_{fuel} = 0,01986 \text{ [kg/s]}$	$P_e = 170,3 \text{ [kPa]}$	$P_{nchP} = 422,2$
$r_p = 0,798$	$s_1 = 6,838 \text{ [kJ/kg-K]}$	$s_4 = 8,093 \text{ [kJ/kg-K]}$	$s_{ie} = 8,093 \text{ [kJ/kg-K]}$
$T_1 = 138,5 \text{ [C]}$	$T_4 = 575,4 \text{ [C]}$	$T_e = 722,4 \text{ [C]}$	$T_{ie} = 693,6 \text{ [C]}$
$V_e = 626,4 \text{ [m/s]}$	$W_{cp} = 232,5 \text{ [kW]}$	$W_m = 55,55 \text{ [kW]}$	$W_t = 297 \text{ [kW]}$

Anexo 2 Resultados de la Función del Sonido Aire-Vapor.

$C_{pm} = 1,202 \text{ [kJ/kg-K]}$	$C_{vm} = 0,9058 \text{ [kJ/kg-K]}$
$f_{mair} = 0,946$	$f_{msteam} = 0,054$
$k = 1,328$	$P = 170,3$
$P_0 = 170,3$	$P_1 = 170,3$
$p_p = 0,01$	$SoundAS = 626,4$
$T = 722,4$	$v_{air} = 1,68 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
$v_{air0} = 1,68 \text{ [m}^3\text{/kg]}$	$v_{air1} = 1,68 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
$v_m = 1,735 \text{ [m}^3\text{/kg]}$	$v_{m0} = 1,735 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
$v_{m1} = 1,735 \text{ [m}^3\text{/kg]}$	$v_{steam} = 2,697 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
$v_{steam0} = 2,697 \text{ [m}^3\text{/kg]}$	$v_{steam1} = 2,697 \text{ [m}^3\text{/kg]}$

Anexo 3 Resultados de la Función de Entalpía Aire-Vapor.

$EnthalpyAS = 812,2 \text{ [kJ/kg]}$	$f_{mair} = 0,946$
$f_{msteam} = 0,054$	$P = 101,3$
$T = 388,5$	$v_{air} = 1,876 \text{ [m}^3\text{/kg]}$
$v_m = 1,937 \text{ [m}^3\text{/kg]}$	$v_{steam} = 3,01 \text{ [m}^3\text{/kg]}$

Anexo 4 Resultados de la Función Entropía Aire-Vapor.

EntropyAS=8,093 [kJ/kg-K]	fmair=0,946
fmsteam =0,054	P =101,3
T =575,4	vair=2,406 [m ³ /kg]
vm =2,485 [m ³ /kg]	vsteam =3,864 [m ³ /kg]

Anexo 5 Resultados de la Función (Volumen Aire-Vapor)

fmair=0,946	fmsteam =0,054
P =170,3	T =722,4
vair=1,68 [m ³ /kg]	VolumeAS=1,735 [m ³ /kg]
vsteam =2,697 [m ³ /kg]	

Anexo 6 Resultados del Subprograma realizado para la Caldera Recuperativa.

ApchP = 10 [C]	fmsteam = 0,054	$\dot{m}_a = 0,05938$
$\dot{m}_g = 1,188$	P = 354,9	PnchP = 1 [C]
Qec = 24,81 [kJ/kg]	Qev = 130 [kJ/kg]	Qsc = 32,12 [kJ/kg]
Ta ₁ = 30	Ta ₂ = 129,4 [C]	Ta ₃ = 139,4 [C]
Ta ₄ = 400	Tg ₁ = 677,4	Tg ₂ = 654,7
Tg ₃ = 561,6 [C]	Tg ₄ = 388,5	

Anexo 7 Inyector-entredos-toma 1



Anexo 8 Pizarra de control



Anexo 9 Generador de corriente directa



Anexo 10 Turbina TC-21



