



SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DE OPERACIÓN DE TURBINA DE GAS TIPO

PT6

Universidad ECCI

Facultad de Ingeniería Mecánica

Ingeniería Mecánica

Bogotá D.C

2019

SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DE OPERACIÓN DE TURBINA DE GAS TIPO PT6

Tesis de grado presentada como requisito de grado para optar al título de:

Ingeniero mecánico.

Diego Alejandro Castellanos Proaños (Tesisista).

Anderson Guillermo Rodriguez Melendez, Ing. Mecánico (Asesor de tesis).

Camilo Andrés Bayona Roa, Ph.D (Director de tesis).

Línea de investigación:

Energía térmica

Grupo de investigación:

GIATME

Universidad ECCI

Facultad de Ingeniería Mecánica

Ingeniería Mecánica

Bogotá D.C

2019

DEDICATORIA

A mi madre, Doris Proaños; mi padre, German Castellanos; y a mi hermano, David Castellanos, quienes me han enseñado que la fortaleza, la perseverancia y el amor deben primar sobre mi vida.

AGRADECIMIENTOS.

Agradezco al profesor Vladimir Silva, quien puso su confianza en mí y me permitió hacer parte de este proyecto; al Ph.D. Camilo Bayona, quien estuvo trabajando hombro a hombro para sacar este trabajo adelante y con paso seguros; al Ing. Anderson Melendez, quien hizo las correcciones pertinentes.

Agradecimientos especiales a la Fuerza Aérea Colombiana (FAC), quienes permitieron que se llevara a cabo mi trabajo por medio de la facilitación del acceso a sus instalaciones, suministrar información técnica y permitir hacer uso del motor; y a COLCIENCIAS, quienes apoyaron enormemente este proyecto.

RESUMEN

El siguiente trabajo pretende, de manera detallada, proporcionar una metodología para predecir computacionalmente escenarios de operación de un motor tipo PT6 haciendo uso de teorías de termofluidos para cada una de sus etapas, las cuales son: compresor, cámara de combustión y turbinas. Los escenarios simulados comprenden el combustible convencional JET A1 y opciones alternativas de biocombustible con poder calorífico por encima y por debajo del combustible convencional. Esta metodología permite obtener un escenario de operación del motor sin tener que utilizar el dispositivo físico para evitar daños en el mismo, debido a que genera escenarios en condiciones estacionarias y transitorias, escenarios de encendido, flujo másico variable y variación de cargas. Se demuestra que al utilizar combustibles por encima del poder calorífico convencional, si no se validan los escenarios con los planteados por el manual del motor, puede resultar afectado el funcionamiento del mismo.

Palabras clave: simulación, termofluido, turbohélice, Ciclo Brayton, turbina de gas.

ABSTRACT

This work aims to provide quite a detailed methodology to predict operational computational scenarios for a PT6 gas turbine, making use of thermofluid theory for each engine stage, which are: compressor, combustion chamber and turbines. The simulated scenarios comprise the conventional fuel JET A1 and different Biofuel alternatives with a heat power range over and below the conventional fuel. This methodology allow us to obtain a prediction without the need to use the physical device to avoid structural damage within the device, this is possible due to the methodology gives stationary and transitory scenarios, as startup scenario and variable fuel mass flow and variable loads. It has been proved that by using fuels over the conventional heat power without a scenario validation based on the gas turbine manual it could undergo an operational damage.

Keywords: simulation, thermofluid, turboprop, Brayton cycle, gas turbine.

ÍNDICE DE CONTENIDO

1. INTRODUCCION.....	15
2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	18
2.1. PROBLEMAS DEL MODELO	19
2.1.1. PROBLEMAS EXTERNOS.....	20
3. JUSTIFICACIÓN.....	21
4. ANTECEDENTES	23
4.1. OBJETIVOS.....	23
4.1.1. OBJETIVO GENERAL.....	23
4.1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	23
4.2. TEORÍA DE TURBINAS A GAS	24
5. ANÁLISIS DEL MOTOR GENÉRICO.....	29
5.1. GENERALIDAD DEL MOTOR GENÉRICO	29
5.2. ANÁLISIS DEL COMPRESOR AXIAL	29
5.3. ANALISIS COMPRESOR CENTRÍFUGO	34
5.4. ANÁLISIS DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN	38
5.5. ANÁLISIS DE TURBINA.....	41

5.6.	ANÁLISIS DE POTENCIA DE EJE.....	44
5.7.	SOLUCIÓN GENERAL DEL MOTOR GENÉRICO.....	46
6.	MODELO MOTOR PT6.....	48
6.1.	CONSIDERACIONES GENERALES.....	48
6.2.	SECCIÓN DE GENERACIÓN DE GASES	48
6.2.1.	COMPRESOR AXIAL.....	48
6.2.2.	COMPRESOR CENTRÍFUGO	49
6.2.3.	CÁMARA DE COMBUSTIÓN	50
6.2.4.	Turbina.....	51
6.2.5.	EJE.....	51
6.3.	SECCIÓN DE GENERACIÓN DE POTENCIA	52
6.3.1.	EJE.....	53
6.3.2.	CAJA REDUCTORA.....	53
6.3.3.	SOLUCIÓN GENERAL MODELO PT6.....	54
7.	RESULTADOS	57
7.1.	VALIDACIÓN DEL MODELO.....	57
7.2.	RESULTADOS EN ESTADO ESTACIONARIO	59
7.2.1.	TEMPERATURA GENERAL EN EL MOTOR.....	60
7.2.2.	PRESIÓN GENERAL EN EL MOTOR	62
7.3.	RESULTADOS EN ESTADO TRANSITORIO	65

7.3.1.	TEMPERATURA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	65
7.3.2.	PRESIÓN EN EL COMPRESOR CENTRÍFUGO	67
7.3.3.	VELOCIDAD ANGULAR EN LA SECCIÓN DE GENERACIÓN DE GASES 68	
8.	CONCLUSIONES.....	70
8.1.	CONCLUSIONES DEL MODELO	70
8.2.	TRABAJOS FUTUROS.	72
9.	RESULTADOS DE DIVULGACIÓN DE ÉSTA TESIS.....	73
10.	BIBLIOGRÍAS	74

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 4.2.1 Ciclo Brayton simple ideal y actual. (M., 2014)	26
Figura 4.2.2 Mapeo típico en compresor. (Bernie MacIsaac, 2011).....	27
Figura 4.2.3 Modelo de turbinas de gas por bloques. (Bernie MacIsaac, 2011)	28
Figura 5.2.1 Triángulo de velocidades del compresor axial. (H. Cohen, 1996)	30
Figura 5.2.2 Bloque genérico para etapa de compresión axial	32
Figura 5.2.3 Compresor axial genérico.....	33
Figura 5.3.1 Bloque genérico para etapa de compresión centrífuga.....	36
Figura 5.3.2 Compresor centrífugo.....	37
Figura 5.4.1 Bloque genérico para etapa de cámara de combustión.....	40
Figura 5.4.2 Cámara de combustión.....	41
Figura 5.5.1 Bloque genérico para etapa turbina	43
Figura 5.5.2 Turbina	44
Figura 5.6.1 Bloque genérico para etapa de eje	45
Figura 5.6.2 Eje de sección de generación de gas.....	46
Figura 5.7.1 Motor genérico.....	47
Figura 6.2.1 Cámara de combustión modelada en SolidWorks.....	50
Figura 6.2.1 Aproximación del eje de la etapa de generación de gas por medio del software SolidWorks.....	52
Figura 6.3.1 Aproximación del eje de la etapa de generación de potencia por medio del software SolidWorks	53
Figura 6.3.1 Modelo motor PT6.....	56

Figura 7.1.1 Distribución de presión y temperatura a través de las etapas del motor PT6. (Pratt & Whitney Canada, Corp., 2001)	58
Figura 7.2.1 Distribución de temperatura a través de las etapas del motor. Resultados de operación con flujo de combustible al 100% (izquierda) y 60% (derecha) para las 5 tipos de mezcla de combustible.....	61
Figura 7.2.2 Distribución de presión a través de las etapas del motor. Resultados de operación con flujo de combustible al 100% (izquierda) y 60% (derecha) para las 5 tipos de mezcla de combustible.	63
Figura 7.2.3 Velocidad angular vs torque en la sección de potencia bajo operación convencional. Resultados de operación con flujo de combustible al 100% para las 5 tipos de mezcla de combustible.	64
Figura 7.3.1 Temperatura transitoria en la cámara de combustión. Resultados de operación con flujo de combustible al 100% (izquierda) y 60% (derecha) para las 5 tipos de mezcla de combustible.....	66
Figura 7.3.2 Presión transitoria en el compresor centrífugo. Resultados de operación con flujo de combustible al 100% (izquierda) y 60% (derecha) para las 5 tipos de mezcla de combustible ...	67
Figura 7.3.3 Velocidad angular transitoria en el compresor centrífugo. Resultados de operación con flujo de combustible al 100% (izquierda) y 60% (derecha) para las 5 tipos de mezcla de combustible.....	68

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 7.2.1 Geometrías por rotor del compresor axial.	49
Tabla 7.2.1 Geometrías del rotor del compresor centrífugo.	49
Tabla 7.2.1 Geometrías del rotor de la turbina.	51
Tabla 7.3.1 Geometrías la turbina (sección de potencia).	52
Tabla 7.3.1 Relación de reducción para la etapa de generación de potencia que conduce la hélice.	54
Tabla 8.1.1 Resultados comparados de presión a la salida de la etapa de compresión, temperatura en la cámara de combustión y velocidad angular en el compresor. Se presentan los resultados de la simulación comparados con los referenciados en el manual de operación. Además, se presenta el cálculo de error relativo entre ambos.	59
Tabla 8.2.1 LHV y símbolo para cada combustible.	60

LISTA DE SÍMBOLOS, ABREVIATURAS Y SUBÍNDICES

LISTA DE SÍMBOLOS

A_{eff}	Área efectiva
b	Largo del álabe
c_p	Calor específico
C_a	Velocidad axial del aire.
$\frac{d}{dt}$	Operador diferencial
I	Momento de principal de inercia
k	Coefficiente de fricción en cojinetes
P	Presión
r_t	Radio hasta la punta del rotor
r_s	Radio hasta la base del rotor
R	Constante del aire.
T	Temperatura.
U	Velocidad periférica.
V	Volumen en la cámara de combustión
\dot{V}	Flujo volumétrico
\dot{W}	Potencia
	Eficiencia

α	Ángulo de la velocidad absoluta del aire respecto a la dirección axial.
β	Ángulo de la velocidad relativa respecto a la dirección axial
η	Eficiencia
ρ	Densidad.
ω	Velocidad angular.

ABREVIATURAS

LHV	Lower heating value
-----	---------------------

SUBÍNDICES

a	Aire
ac	Compresor axial.
cc	Compresor centrífugo
g	sección se generación de gas
i	Número de tapa.
<i>l</i>	Pérdida
p	Sección de generación de potencia.

1. INTRODUCCION

Esta tesis tiene como objetivo la predicción de funcionamiento de un motor PT6 realizando el cambio de combustible por un biocombustible, esto debido a que el motor no cuenta con sensores de temperatura o presión internamente para determinar cuál es el comportamiento, la predicción está contemplada bajo el criterio de utilizar como únicas variables de entrada: presión atmosférica, temperatura ambiental y consumo de combustible. Por tanto, es tomado como problema principal todos los conceptos asociados a los procesos termodinámicos que se encuentran dentro de una turbina a gas (regida por el ciclo Brayton), contemplando la complejidad de cada una de las etapas que compone este tipo de dispositivos, tanto en la entrada de aire, donde adquiere las propiedades específicas que le otorga tanto la presión atmosférica de referencia, como la temperatura ambiental, pasando por las diferentes etapas de adquisición de energía cinética y de presión debida a los compresores, el aumento de temperatura en la cámara de combustión que obedece al tipo de combustible, cuyo fin es abastecer energéticamente el sistema por expansión de gases. El motor es considerado de eje partido, teniendo en cuenta que se divide en dos secciones principales: sección de generación de potencia y sección de generación de gases, en ésta última sección los gases tendrán como fin retroalimentar la sección de generación de gases y, como consecuencia, a la sección de generación de potencia, ésta cuenta con una carga que extrae potencia debida a su hélice. (Benie M., 2011)

Las técnicas de predicción del desempeño de una turbina a gas varían dependiendo de la proximidad de resultados que se prevea tener, una de las metodologías más utilizadas es la generación de bloques para cada una de las etapas del motor, generando una dependencia entre cada una por medio de uno o varios lazos cerrados, ésta metodología de generación de bloques es muy apropiada para detallar el comportamiento de un termofluido que está en cada una de las

etapas, ya sea el aire que está siendo conducido a través de los compresores axiales o centrífugos, como también los gases generados en la cámara de combustión que aporta energía a las turbinas para su generación de potencia y recircular energía al sistema. (Benie M., 2011).

La simulación por bloques es ampliamente estudiada en “Gas Turbines Modeling, Simulation, and Control” donde las técnicas no sólo aportan una descripción del compresor, cámara de combustión y turbina, sino también permite realizar una descripción de entradas y salidas del motor, todo en una sola caja que no es más que el sistema complejizado del motor, ahora bien, éste no es el concepto concreto del motor que se requiere modelar, pero es una opción de las muchas que aporta este trabajo, pues aparte de mostrar los modelos, incluye cada una de las pruebas simuladas con una variación de combustible, realiza comparativos de solución entre diferentes software utilizados y el valor real del motor, mostrando la desviación de obtención de datos, específicamente la temperatura de la cámara de combustión, RPM y eficiencia. (Hamid Asgar, 2016)

La utilización de combustibles no convencionales en las turbinas es un trabajo del que ya se ha hecho estudios, Douglas M. Todd y Robert A. Battista, en su trabajo “Demonstrated Applicability of Hydrogen Fuel for Gas Turbines”, dan a conocer los progresos significativos en su uso en ciclos de gasificación combinados en plantas de poder, explicando los resultados de factibilidad por medio de los resultados en la turbina en tests de combustión y el efecto de inyectar vapor a los óxidos de nitrógeno para disminuir sus efectos (Douglas M. Todd R. A., 2008).

Otro estudio realizado para la utilización de biomasa ha sido por parte de R. Strenziok, U. Hansen, H. Künstner en su trabajo “Combustion of Bio-Oil in Gas Turbine” para una turbina T216, haciendo el cambio de combustible, de Diesel por bio-oil, se llegó a la conclusión que para el uso

de bio-oil, las emisiones de COx y HC son mucho mayores en operación, y la emisión de óxidos de nitrógeno son un poco más bajos comparados con el combustible por defecto. (R. Strenziok, 2008).

2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

La complejidad que conduce describir cuantitativamente el comportamiento de un motor que carece de medidores de presión en la salida del compresor, de presión en la cámara de combustión y en general en la etapa de generación de gases y potencia hace que deba aplicarse conceptos de termodinámica para poder aproximar los fenómenos que se presentan en cada una de las etapas del motor, tanto de compresión como de turbina.

La formulación de una solución por número de incógnitas en las etapas del motor debe ser consecuente con los resultados de salida del motor, a partir de estos resultados se busca dar una viabilidad no sólo al motor para que opere bajo el cambio de combustible, sino también para aglomerar posibilidades de uso de combustibles específicos para la operatividad del motor.

La condición de testeo del motor con cambio de combustible se realiza en un banco de prueba, se establece que para conocer el desempeño del motor se requiere saber su comportamiento termodinámico. Del motor sólo se saben sus condiciones iniciales y finales las cuales son a condición ambiental, tanto temperatura como presión. De modo que no se conoce el flujo másico en el compresor, la presión y la temperatura a la salida del compresor, como tampoco el flujo másico en la turbina ni temperatura en la cámara de combustión, mucho menos la potencia generada en el eje. Esto nos conduce a un sistema que tiene 7 incógnitas: presión, temperatura, eficiencia del ciclo Brayton, potencia, RPM para cada eje y velocidad del fluido. ¿Cómo llegar a este tipo de solución termodinámica? Para poder determinar ya que debe saberse 7 sistemas de comportamiento del motor que involucren las 7 incógnitas es necesario no sólo tener la solución algebraica, sino también un sistema más dinámico para realizar estudios en estados estacionarios, esto quiere decir que para poder resolver este sistema de ecuaciones no sólo se desconoce este tipo

de sistemas de ecuaciones, sino también la solución del sistema nos lleva a una solución de un sistema invariante respecto al tiempo.

El planteamiento para soportar el funcionamiento correcto del motor se debe consolidar a partir de un sistema dinámico que por medio de señales de entrada a un algoritmo, genere como resultado una predicción actual del desempeño del motor, por medio de unos parámetros establecidos por el fabricante y por conceptos basados en la teoría de este tipo de motores, lo cual dará una fiabilidad predicción aceptable para que el método tenga una validez y robustez necesaria.

Las propiedades que caracteriza cada uno de los combustibles, con los cuales se desea realizar las pruebas preliminares del motor, en este caso Jet A1 y biocombustible, deben ser conocidas y además analizadas para entender las repercusiones que puede llegar a tener su utilización, lo cual permita que la operación sirva como vehículo para concretar cuál combustible aporta un óptimo desempeño respecto al consumo necesario para este.

El análisis de este tipo de motores puede convertirse en un modelo base para poder aproximar el comportamiento de motores que tengan condiciones similares a éste. Podrá a ser un recurso que ayude no sólo a predecir cuál será el comportamiento por etapas sino también ayudará a determinar si el motor no opera dentro de las especificaciones del fabricante, tanto de presión, temperatura, RPM, torque y en general el desempeño del motor.

2.1. PROBLEMAS DEL MODELO

La predicción del motor depende de las geometrías que se encuentran en él, se da como ejemplo a la sección de compresión axial, compuesta por 3 etapas de compresión con geometrías

establecidas, como: el diámetro base, alto y ancho del aspa, ángulos de ataque, etc. Todas estas geometrías se pretendían tomar con cierta aproximación, ya que los parámetros geométricos de cada una de las etapas han sido establecidos para que el fluido entre con la menor cantidad de pérdidas posibles, por tanto no son geoméricamente definidas. Ahora bien, la precisión que se debe tomar para modelar el motor debe realizarse por medio de un modelador por escáner 3D, el cual no está establecido dentro del alcance del proyecto; la aproximación será la única forma para implementar el método.

2.1.1. PROBLEMAS EXTERNOS.

Como segunda instancia, el motor, al ser separado por etapas, cuenta con otro problema, pues la única etapa que se puede aproximar con medidas tomadas directamente de éste es la sección caliente, o sea, cámara de combustión y turbina de la etapa de generación de gas, debido que si se quitan los pines puestos por la casa fabricante, ubicados en los pernos que sujetan la carcasa del compresor, se pierde totalmente la garantía de reparación del motor, lo cual incrementa 4 veces el valor de la reparación. Debido a lo anterior, es imposible saber datos exactos, y que son necesarios en el modelo planteado; únicamente haciendo uso de literatura se ha podido aproximar muchas de las piezas que conforman el motor.

Las pruebas de validación que se pretenden hacer con el motor, ya sea con el combustible por defecto JET A-1 como con la mezcla de biocombustible, aún no son posibles pues no se tienen establecidas las pruebas a realizar, ya que el proceso de ejecución ha tenido imprevistos y, por ende, no se podrá realizar la validación entre el modelo realizado y la operatividad del motor en tiempo real. Actualmente, La única forma de validar los escenarios del motor con el modelo es haciendo uso del manual del motor, el cual cuenta con escenarios de operación detallados.

3. JUSTIFICACIÓN

Es importante desarrollar la simulación computacional como una herramienta predictiva del funcionamiento del motor, que permita establecer su operación al variar sus parámetros de operación, específicamente en la composición del combustible, a un bajo costo y sin el riesgo al que se exponen las turbinas cuando se realizan pruebas experimentales.

La evaluación computacional del rendimiento puede servir como apoyo para mejorar el diseño de los componentes de la turbo maquinaria, ya que se pueden obtener, en base a ellos, modelos preliminares para cuantificar su comportamiento y eficiencia. Dentro de la evaluación se toma un rango de modelos, tanto sistemáticos como matemáticos con el fin de dar una descripción operacional de cada componente; adoptar usos computacionales es importante cuando se tiene como objetivo simular aplicaciones en servicio y respuesta.

Las simulaciones rápidas de la turbina basadas en PC puede ser el hito para prevenir fallas operacionales, pero, entre más sean los detalles, el método de puede carecer de madurez y robustez. Los modelos complejos basados en dinámica de fluidos computacional describen una aproximación detallada del flujo del aire a través de los componentes de la turbina y el fenómeno de combustión, así como medios computacionales completos en 3D de la dinámica del fluido que pueden resolver las entradas aerodinámicas, estos modelos complejos son indispensables y ampliamente usados para el diseño de los componentes del motor, pero no nos permiten obtener una respuesta operativa fácil de evaluar. En vez de esto, el ajuste aerodinámico de las etapas dentro de la turbo máquina y su acoplamiento con las otras descripciones físicas tales como la combustión o la dinámica de las aspas, impide enormemente la utilidad de esos modelos. Sintetizando, Estos modelos complejos computacionales son limitados en su capacidad de cubrir la operación de los

componentes del motor, especialmente en las condiciones de operación fuera del diseño. Por lo tanto, para las simulaciones del rendimiento del motor estos cálculos son complejos y poco viables.

4. ANTECEDENTES

4.1. OBJETIVOS

A continuación, se presentan los objetivos de la presente tesis.

4.1.1. OBJETIVO GENERAL

Predecir el desempeño de un motor tipo PT6A-61 al cambiar el combustible convencional de operación por mezclas de combustible no convencionales.

4.1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

-Desarrollar un programa computacional que modele la operación del motor para obtener una predicción cuantitativa de desempeño y que permita realizar un análisis detallado de su desempeño bajo condiciones de cambio de combustible.

-Formular termodinámicamente cada una de las etapas del motor y resolver el modelo resultante mediante programación computacional.

-Utilizar el software matemático MATLAB, en su entorno de programación visual Simulink, para modelar la operación y el desempeño del motor, ya que este software es muy completo, versátil y ampliamente utilizado para este tipo de modelaciones.

-Validar el modelo desarrollado entre los resultados obtenidos y la información técnica suministrada por el manual del motor en condiciones de operación con el combustible Jet A1 para verificar la correcta operación. Finalmente realizar la validación entre 5 tipos de mezclas de combustible no convencionales para evaluar el rendimiento de operación del modelo.

4.2. TEORÍA DE TURBINAS A GAS

Hoy en día, en los motores de turbina, los sistemas de compresión consisten de una o más etapas de compresión axial, este compresor debe operar de manera estable aún con drástica entrada de presión o distorsión de temperatura. El motor también cuenta con un compresor centrífugo, el conjunto de estos dos compresores se denomina etapa de compresión. Cuando se genera la expansión de los gases generados por la liberación de energía de la mezcla, estos pasan por la turbina, cuya etapa se denomina etapa de expansión, donde se genera trabajo en el eje debido a la energía química absorbida por las aspas de la turbina, transformada a energía mecánica. (Boyce, 2002)

El ciclo Brayton, conocido también como el ciclo Joule, describe el comportamiento de las turbinas a gas según sus etapas de operación. Es fácil evidenciar éste ciclo cumple con las etapas de: admisión, compresión, combustión y escape. (ARMY INSTITUTE FOR PROFESSIONAL DEVELOPMENT)

Dentro de características principales se tiene que en la salida de la caja de reducción de engranes epicicloidales oscila entre 1,700 rpm y 2,200 rpm, cuenta con etapas multi-axiales, entre 3 y 4 etapas axiales y 1 etapa centrífuga, cuenta con indicadores de velocidad del compresor, temperatura del aceite y presión, torque, velocidad del propulsor y temperatura interna según lo específica. (UNITED TURBINE CORP.)

En las etapas de compresión, el aire siempre es forzado a cambiar su densidad. La primera etapa donde el flujo de aire, el cual se encuentra a temperatura ambiente, este entra hacia el compresor axial, el aire pasa por las aspas del eje, en su misma dirección, al momento de pasar hacia el estator,

se genera un cambio de geometría que aumenta la velocidad del fluido, disminuyendo su volumen, este proceso se da según el número de etapas de compresión axial que tenga el compresor, generalmente esta etapa de compresión es de alta eficiencia. La segunda parte de compresión se da en la etapa centrífuga, el aire entra a una presión considerable y estable hacia el impeler, la velocidad angular de este y el diámetro de sus aspas dan una alta velocidad al fluido, llevándolo al sentido contrario al su eje de rotación, como el fluido lleva una alta energía cinética, al ser conducido hacia el difusor, disminuye dicha energía para convertirse en energía de presión. (Henry Cohen)

El fluido de alta presión entra hacia la cámara de combustión, en este espacio se genera la mezcla, ya que se combina el combustible, el cual entra por medio de una tobera, siendo suministrado por medio de una bomba, y entra en contacto con el aire, cuya mezcla debe tener una relación estequiométrica para que el poder calorífico de la sea aprovechado efectivamente en la ignición. Cuando ocurre la combustión, debe igualmente conservarse exactitud estequiométrica, para que los gases de escape tengan mayor energía, puesto que estos son quienes, en la última etapa de expansión de la turbina, genera trabajo en el eje, siendo finalmente liberados al ambiente. (Benie M., 2011)

La asunción termodinámica que se estima es ideal, para tener un ciclo real en el proceso de operación se debe tener en cuenta que según la eficiencia isentrópica en la turbina y el compresor, variarán los estados en el proceso, como se ve en la figura 4.2.1.

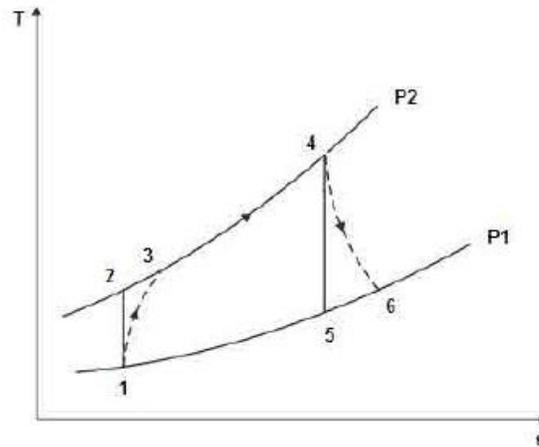


Figura 4.2.1 Ciclo Brayton simple ideal y actual. (M., 2014)

Para cada una de las etapas se puede medir un rendimiento que no implique directamente el pormenor de diseño. Algunos autores han documentado rigurosamente los cálculos para predecir el rendimiento de turbinas a gas, quienes ofrecen una gran ayuda a la hora de realizar aproximaciones de rendimiento su operación, dentro de ellos se encuentran Henry Cohen, G.F.C. Rogers, H.I.H. En su libro *Gas Turbine Theory*, cuyo trabajo va directamente relacionado al cálculo del rendimiento de turbinas simples y con regenerador, en este caso, para las turbinas simples, se examina el comportamiento del motor por medio de términos no dimensionales, tal como la compatibilidad de flujo entre el compresor y la turbina, la compatibilidad de velocidad rotacional y la relación de presión. (H. Cohen, 1996) Otros autores como Bernie MacIsaac, Roy Langton (Bernie MacIsaac, 2011), cociben de la misma forma que el desempeño de una turbina es medible bajo estas 3 características bajo un mapeo típico del compresor, como se verá en la figura 4.2.2 figura.

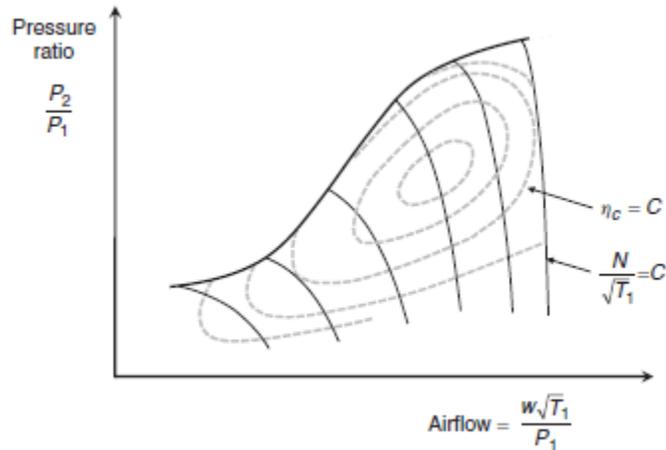


Figura 4.2.2 Mapeo típico en compresor. (Bernie MacIsaac, 2011)

El mapeo que se genera aquí introduce las curvas de nivel representativas para la eficiencia del compresor, y las curvas que son ortogonales a la línea de equilibrio dependen de la compatibilidad del flujo en el compresor, esta línea a su vez se forma dependiendo de la compatibilidad de flujo en el compresor y la relación de presión. En este mapeo se puede obtener, por medio del cambio de temperatura y presión actual a la salida del compresor, la curva de eficiencia dentro del mapeo.

Las líneas de eficiencia deben, en este caso, ser trazadas con datos experimentales bajo ajustes matemáticos pertinentes. La máxima eficiencia sólo se puede comprender bajo el criterio de diseño del motor. Su capacidad de para generar energía en el eje dependerá únicamente de dichos parámetros, los cuales, como se desconoce totalmente el desempeño por defecto. Se procura llegar primero a los datos experimentales para obtener un modelo que aproxime las líneas de equilibrio.

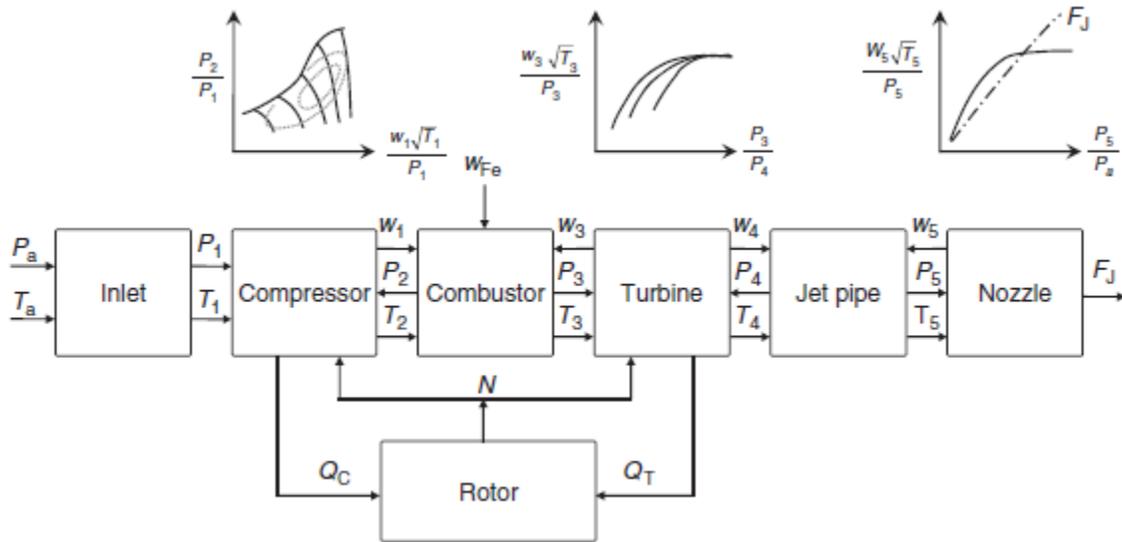


Figura 4.2.3 Modelo de turbinas de gas por bloques. (Bernie MacIsaac, 2011)

En este modelo todos los componentes que le conforman están descritos de forma unidimensional (sin distorsión de flujo), y desempeño cuasi-estable. El cual describe el comportamiento funcional del motor bajo operación de su uso común en aplicaciones aeronáuticas.

Los procesos termodinámicos y las características del compresor y la turbina permiten que haya una fácil determinación, con el estudio necesario, para que, en el estudio que se haga en búsqueda de un mejor combustible, cumpla con las especificaciones para el buen funcionamiento del motor, con el aporte de consumo mínimo entre los combustibles usados, y con los estudios realizados en el uso de nuevos combustibles no convencionales en turbinas, se prediga su rendimiento.

5. ANÁLISIS DEL MOTOR GENÉRICO

5.1. GENERALIDAD DEL MOTOR GENÉRICO

El motor genérico, basado en su principio de funcionamiento, debe comprender todas las etapas indispensables para su operación; etapa de compresión, etapa de combustión o cámara de combustión, turbina y un eje que conecte la primera y la última de las etapas, pues esto permite que se transfiera la potencia otorgada por los gases que se expanden en la cámara de combustión. En caso de la etapa de compresión, puede haber la posibilidad de encontrarse 2 tipos de compresores: compresor axial y centrífugo, cada una de las etapas de compresión axial o centrífuga puede llegar a ser compuesta por uno o más elementos, generando así sub etapas. La turbina por su parte, también puede llegar a componerse por varias sub-etapas.

5.2. ANÁLISIS DEL COMPRESOR AXIAL

El inicio del proceso de compresión de aire en el compresor axial se establece con las condiciones iniciales del aire a temperatura y a presión atmosférica, de acuerdo con esto, el aire entra por la primera etapa de compresión, absorbiendo la energía entregada al rotor cambiando de estado. La velocidad del aire en esta etapa se direcciona respecto al ángulo del álabe.

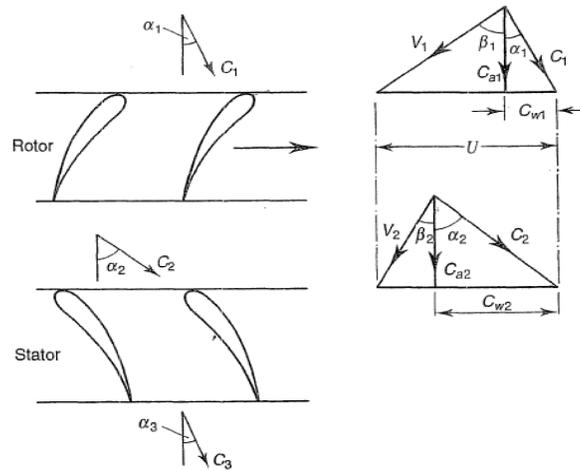


Figura 5.2.1 Triángulo de velocidades del compresor axial. (H. Cohen, 1996)

La velocidad C_{a1} es ortogonal a la velocidad del álabe del rotor, la cual describe el comportamiento del flujo másico en el sistema. Toda la energía cinética que se transmite por cada una de las etapas se transforma en energía de presión y en el incremento temperatura.

El flujo másico en el sistema puede escribirse en relación de velocidad del aire en base y punta del álabe, el área efectiva por la cual el aire de entrada está siendo comprimido su la densidad.

El área efectiva del rotor para cada una de las etapas se expresa de la siguiente forma:

$$A_{a,i} = \pi(r_{t,i}^2 - r_{s,i}^2) . \quad (1)$$

Siendo i el número etapa $i = 1,2,3 \dots , n$.

La velocidad axia $C_{a,1}$ la cual conduce al aire por medio de la primera etapa se puede escribir como:

$$C_{a,i} = \frac{U_{ac,1}}{\tan(\alpha_{ac,1}) + \tan(\beta_{ac,1})}. \quad (2)$$

El flujo másico que se considerará en todo el sistema es:

$$\dot{m}_a = \frac{\pi U_{ac,1} \rho_{ac,1} (r_{t,1}^2 - r_{s,1}^2)}{\tan(\alpha_{ac,1}) + \tan(\beta_{ac,1})}. \quad (4)$$

Como puede apreciarse, el flujo másico está prescrito por la primera etapa del compresor axial.

Por consiguiente, la potencia para la primera etapa de compresión axial será:

$$\dot{W}_{ac,1} = \dot{m}_{ac,1} C_{ac,1} U_{ac,1} \tan(\beta_{t,1} - \beta_{t,1}). \quad (4)$$

Y el incremento de temperatura se determina por medio del balance de energía es:

$$\Delta T_{ac,i} = \frac{\dot{W}_{ac,1}}{\dot{m}_{ac,1} c_p}. \quad (5)$$

Teniendo como referencia que $T_{ac,0}$ será la temperatura ambiental de referencia.

En caso del incremento de la presión dentro de la etapa se realiza por medio de la relación

$$\frac{P_{ac,1}}{P_{ac,0}} = \left(\frac{T_{ac,1}}{T_{ac,0}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}. \quad (6)$$

Ya que la presión inicial es $P_{ac,0}$, ésta será la presión de referencia o presión atmosférica.

El bloque respectivo para la etapa genérica de compresión axial sería:

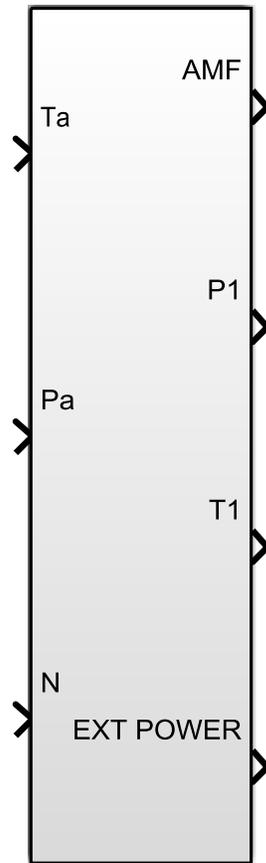


Figura 5.2.2 Bloque genérico para etapa de compresión axial

Teniendo como entradas: temperatura ambiente, presión atmosférica, velocidad angular. Y salidas:

Temperatura y presión producidas dentro de la etapa, y potencia extraída.

Internamente la programación de la etapa quedaría como se ve en la siguiente figura:

Para un sistema multi-etapa se consideran las etapas i -ésimas $i \geq 2$ como sigue.

El incremento de temperatura se determina por medio del balance de energía continua en su forma habitual, teniendo en cuenta que el flujo másico a través de compresor es continuo

$$\Delta T_{ac,i} = \frac{\dot{W}_{ac,i}}{\dot{m}_a c_p} \quad (7)$$

Pero ahora la potencia está descrita por el flujo másico que aporta la primera etapa, entonces:

$$\dot{W}_{ac,i} = \dot{m}_{ac,1} C_{ac,i} U_{ac,i} [\tan(\beta_{l,i}) - \tan(\beta_{t,i})], \quad (8)$$

Siendo $C_{a,i}$

$$C_{a,i} = \frac{\dot{m}_{ac,1}}{\pi \rho_{i,t} [r_{t,i}^2 - r_{s,i}^2]}$$

Y la presión continúa teniendo la misma relación isentrópica

$$\frac{P_{ac,i}}{P_{ac,i-1}} = \left(\frac{T_{ac,i}}{T_{ac,i-1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (9)$$

5.3. ANALISIS COMPRESOR CENTRÍFUGO

Para este modelo se establece que, por la función de continuidad de fluidos, el flujo másico de entrada del compresor axial es el mismo de salida del compresor centrífugo, pues

$$\dot{m}_{ac} = \dot{m}_{cc} \quad (10)$$

De esta manera, se puede determinar la velocidad de entrada del compresor centrífugo, generado iteraciones bajo el balance de energía de la siguiente manera:

$$C_{a,c} = \frac{\dot{m}_{ca}}{\rho_i A_{\text{eff},c}} . \quad (11)$$

Donde

$$A_{\text{eff},c} = \frac{\pi}{4} (r_{t,1}^2 - r_{s,1}^2) . \quad (12)$$

El compresor, como se sabe, tiene una presión de entrada y temperatura de entrada que cumplen con las mismas condiciones que las de salida del compresor centrífugo. Al fluir el aire dentro del compresor cambia su temperatura y a su vez la presión en el sistema, lo cual nos permite tener una densidad preliminar

$$\rho_{1,c} = \frac{P_{1,c}}{RT_{1,c}} \quad (13)$$

Eventualmente se tiene que las velocidades normales relacionadas con el flujo volumétrico como a continuación se expresa:

$$\dot{V} = 2\pi V_{1n} r_{s,1} b_1 = 2\pi V_{2n} r_{t,1} b_2 . \quad (14)$$

Por conservación de energía

$$\dot{W}_{cc} = \rho_{1,c} \omega \dot{V} \left[r_{t,1} \left(\omega r_{t,1} - \frac{V_{2n}}{\tan(\beta_2)} \right) - r_{s,1} \left(\omega r_{s,1} - \frac{V_{1n}}{\tan(\beta_1)} \right) \right] \quad (15)$$

El cambio de temperatura dentro del sistema entonces será, por medio de balance de energía, como a continuación se presenta:

$$\Delta T_{cc} = \frac{\dot{W}_{cc}}{\dot{m}_a c_p} . \quad (16)$$

El incremento de presión en el compresor centrífugo se dará por la relación

$$\frac{P_{cc}}{P_{ac}} = \left(\frac{T_{cc}}{T_{ac}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (17)$$

El bloque respectivo para la etapa genérica de compresión centrífuga sería:

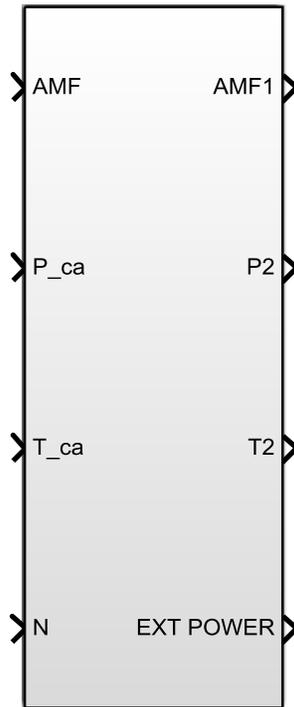


Figura 5.3.1 Bloque genérico para etapa de compresión centrífuga.

Teniendo como entradas: temperatura y presión de salida de la etapa de compresión axial, flujo másico de aire y velocidad angular. Y como salidas: Temperatura y presión producidas dentro de la etapa, flujo másico de aire, y potencia extraída.

Internamente la programación de la etapa quedaría como se ve en la siguiente figura:

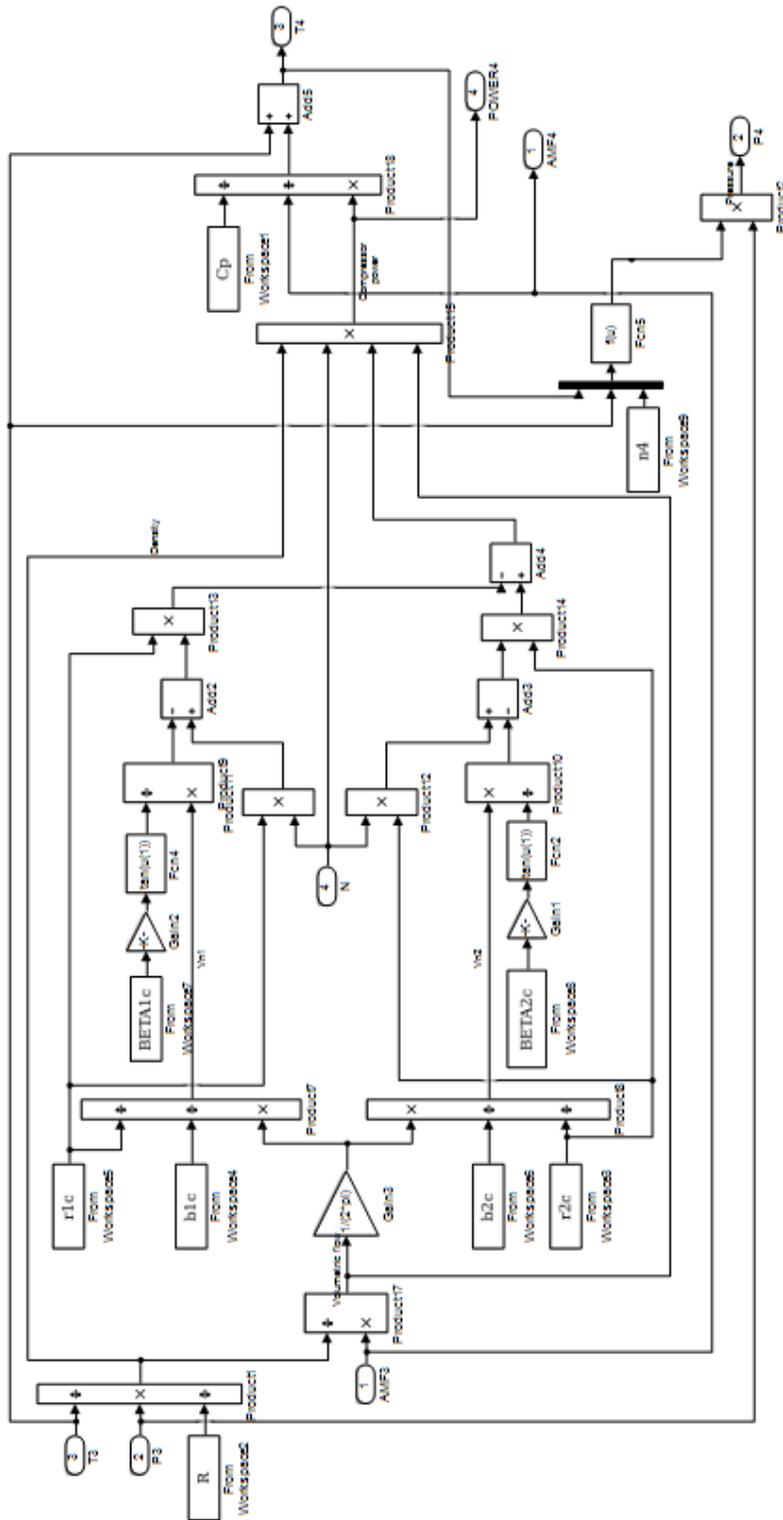


Figura 5.3.2 Compresor centrífugo.

5.4. ANÁLISIS DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN

La cámara de combustión del motor PT6 cuenta con una geometría que permite el flujo reverso, lo cual impide que haya contraflujo. Dentro de los cálculos, se tiene que el flujo que entra a la cámara de combustión es el 100% entregado por el compresor más el combustible suministrado.

La temperatura máxima en la cámara de combustión puede llegar a observarse cuando se realiza el start up, pues puede alcanzar aproximadamente los 1000 °C, pues aún no es eficiente la refrigeración en el sistema, por esto, solamente se utilizan 7 de los 14 inyectores para encender el motor. Estos inyectores se denominan inyectores principales, los cuales proporcionan un caudal mínimo de combustible para que el motor no vaya a sufrir daño alguno en su estructura, ya sea por un cambio en sus propiedades como la misma fundición de la cámara de combustión. Esta representación térmica es la que se busca aproximar, pues si se cambia el combustible con mayor poder calorífico, la temperatura inicial en la cámara de combustión aumentará, con el efecto no deseado de perjudicar la operatividad del motor, ya que no hay forma de medir esta temperatura, pues no existen sensores en esta etapa.

La temperatura y presión de la cámara de combustión pueden ser descritas bajo la ley de los gases ideales.

En la práctica, el cambio de la constante de gas respecto al tiempo genera una varianza mínima, así que se omite dicho término, resultando

$$\frac{dP_3}{dt} = R \left[\rho_3(t) \frac{d}{dt}(T_3) + T_3(t) \frac{d}{dt}(\rho_3(t)) \right]. \quad (18)$$

Como se sabe

$$\rho_3(t) = \frac{m(t)}{V}. \quad (19)$$

El volumen permanece constante en la cámara de combustión, lo que quiere decir que finalmente tenemos que

$$\frac{dP_{03}(t)}{dt} = R \left[\rho_3(t) \frac{d}{dt}(T_3) + T_3(t) \frac{d}{dt}(\rho_3(t)) \right]. \quad (20)$$

El flujo másico en la cámara de combustión se escribe como

$$\dot{m}_{cc}(t) = \dot{m}_c(t) + \dot{m}_{fuel}(t) - \dot{m}_t(t). \quad (21)$$

Por tanto, la ecuación diferencial queda de manera muy sencilla la reescribir el diferencial de presión en la cámara de combustión respecto al tiempo, en muchos de los casos prácticos esta ecuación considera según como se presenta a continuación:

$$\frac{dP_{03}(t)}{dt} = R \left[\rho_3(t) \frac{d}{dt}(T_3) + T_3(t)(\dot{m}_c(t) + \dot{m}_{fuel}(t) - \dot{m}_t(t)) \right]. \quad (22)$$

La temperatura en la cámara de combustión se estimará principalmente con el valor calorífico neto del combustible, también conocido como LHV (lower heating value) como se encuentra en la mayor parte de la literatura aeroespacial, o PCI (poder calorífico inferior), como se conoce en español, el cual se relaciona entre el compresor y la cámara de combustión, de modo que la temperatura de entrada del compresor que actúa sobre el combustible tendrá repercusión en la mezcla alcanzada en la combustión.

El comportamiento termodinámico dentro de la cámara de combustión está descrito por medio del incremento de temperatura agregada por el poder calorífico del combustible

$$\frac{dT_3}{dt} = \frac{\dot{m}_f LHV + c_p (T_2 \dot{m}_a - T_3 (\dot{m}_f + \dot{m}_a))}{c_p V_c \rho} \quad (23)$$

El bloque respectivo para la etapa genérica de cámara de combustión sería:

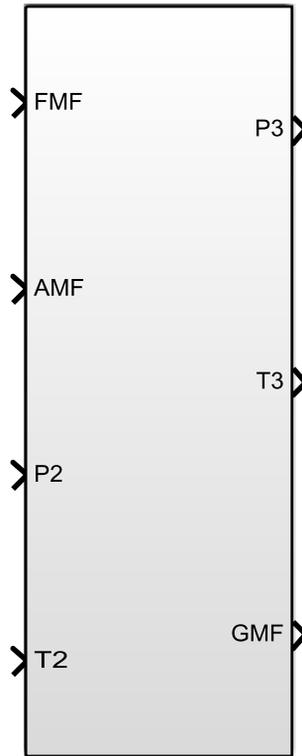


Figura 5.4.1 Bloque genérico para etapa de cámara de combustión

Teniendo como entradas: temperatura y presión de salida de la etapa de compresión, flujo másico de aire, flujo másico de combustible y velocidad angular. Y como salidas: Temperatura y presión producidas dentro de la etapa, flujo másico gas.

Internamente la programación de la etapa quedaría como se ve en la siguiente figura:

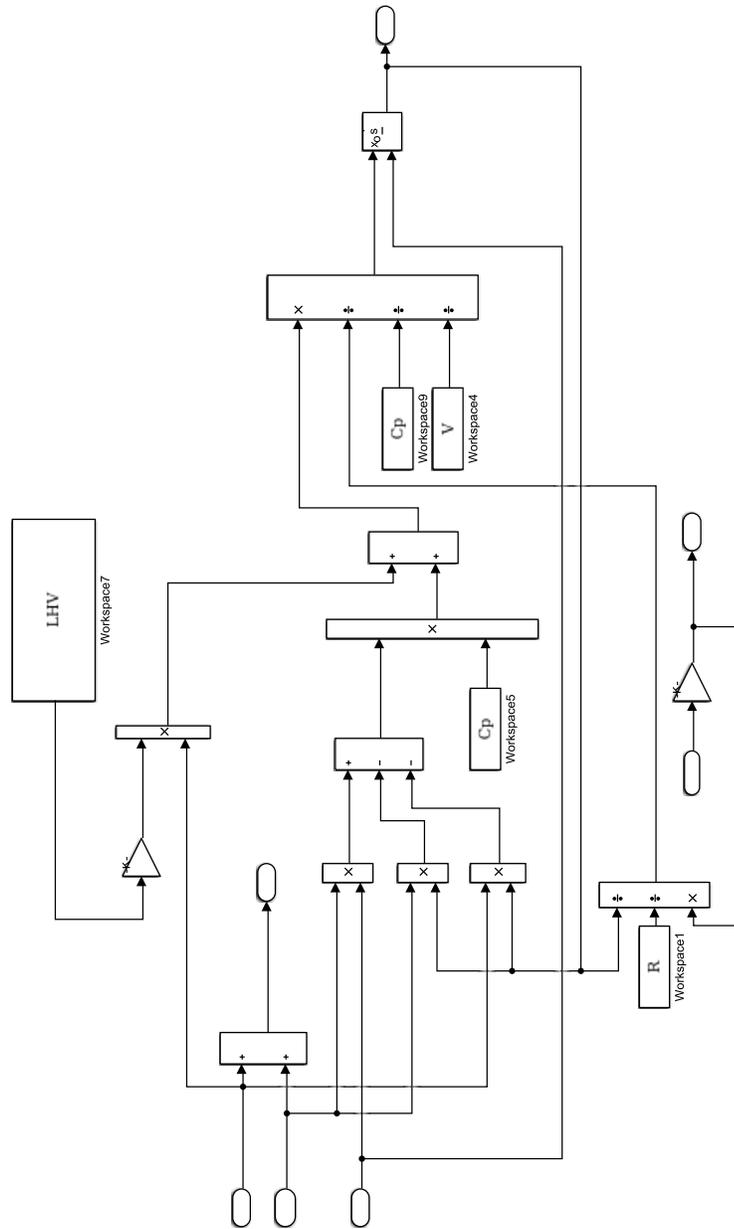


Figura 5.4.2 Cámara de combustión.

5.5. ANÁLISIS DE TURBINA

La turbina adquiere toda la energía otorgada por los gases de escape, pues al calentarse, aumenta su volumen y con esto su energía cinética, los elementos por los cuales se transfiere dicha energía son las turbinas, las cuales agregan energía mecánica al sistema.

La temperatura y presión de la cámara de combustión son la fase inicial con la que entra el gas a la turbina, al ingresar la temperatura dentro de la turbina, debe aumentar la velocidad de salida del gas y por ende, aumentar la energía cinética, esto incide en la temperatura y la presión de salida por cada una de las etapas que pertenezcan al motor, dicha varianza se describe cómo:

$$\frac{P_{i+1}}{P_i} = R_{p,i} \quad (24)$$

Donde $R_{p,i}$ es la relación de presión para cada una de las etapas. Por esta misma relación podemos encontrar la caída de temperatura en el sistema:

$$\frac{T_{i+1}}{T_i} = R_{p,i}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (25)$$

El flujo másico de gas dentro de la etapa de turbina es menor al que sale de la cámara de combustión, pues dentro de este volumen de control existirá una compresión de gas, por lo que alojará cierta parte del flujo másico de gas. Por geometría se calcular que el flujo másico como

$$\dot{m}_{t,i} = \frac{\pi \rho_i \Delta T C_p (r_{t,i}^2 - r_{s,i}^2)}{\omega_p [\tan(\beta_{1,i}) - \tan(\beta_{t,i})] r_{s,i}} \quad (26)$$

Dicho esto, es necesario tener una potencia mayor a la que se extrae de los compresores, lo cual corresponde a

$$\dot{W}_{t,i} = \Delta T_i \dot{m}_{t,i} C_p \quad (27)$$

El bloque respectivo para la etapa genérica de turbina sería:

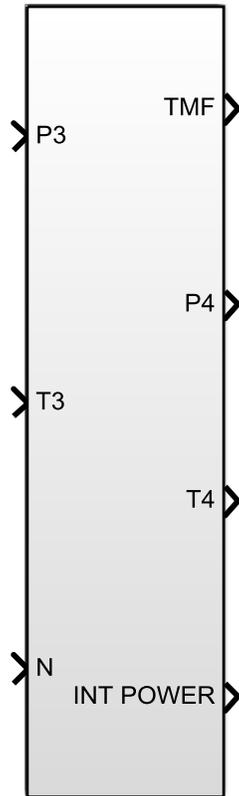


Figura 5.5.1 Bloque genérico para etapa turbina

Teniendo como entradas: temperatura y presión de salida de la etapa de cámara de combustión, y velocidad angular. Y como salidas: Temperatura y presión producidas dentro de la etapa, flujo másico turbina y potencia generada.

Internamente la programación de la etapa quedaría como se ve en la siguiente figura:

La ecuación diferencial que permite saber la velocidad angular (o RPM) en el eje que comparte tanto la turbina como el compresor en general, está descrito por medio de la siguiente ecuación diferencial

$$\dot{W}_{net} = I\omega\dot{\omega} . \quad (28)$$

Fácilmente se puede evidenciar que esta ecuación está escrita se define por la diferencia entre la potencia de entrada y la potencia extraída del sistema. Como el eje compresor-turbina está totalmente separado de la etapa de generación de potencia para la hélice, no se tiene en cuenta la potencia extraída por la hélice, ya que esta se alimenta de los gases de escape de la primera turbina.

Al agregar cojinetes se podría tener una pérdida para la potencia neta debido al torque contrario que generaría al eje, lo cual se explica de la siguiente manera.

$$\dot{W}_{l,i} = k_{l,i}\omega_p^2 . \quad (29)$$

El bloque respectivo para la etapa genérica de eje sería:



Figura 5.6.1 Bloque genérico para etapa de eje

Teniendo como entradas: potencia extraída de la etapa genérica de compresión axial y centrífuga, y potencia generada por la turbina. Y como salidas: velocidad angular.

Internamente la programación de la etapa quedaría como se ve en la siguiente figura:

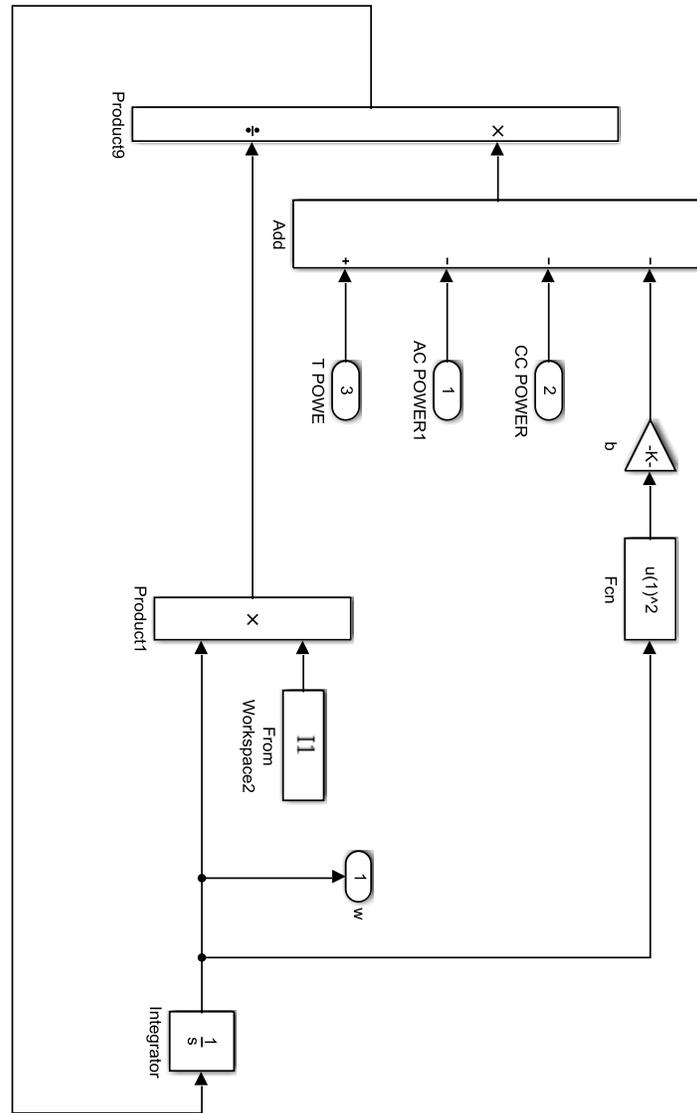


Figura 5.6.2 Eje de sección de generación de gas.

5.7. SOLUCIÓN GENERAL DEL MOTOR GENÉRICO.

El motor genérico es comprendido como la composición de 1 etapa de cada uno de los componentes dentro de una turbina a gas, con esto se encuentra generalmente las etapas de: compresión axial y centrífuga, cámara de combustión y turbina. Debido a que estos componentes son los que usualmente se encontrará en un motor, con la unión de los las cajas que anteriormente

se han desarrollado y que representan cada uno de dichos subsistemas tenemos que el motor genérico es como se representa a continuación:

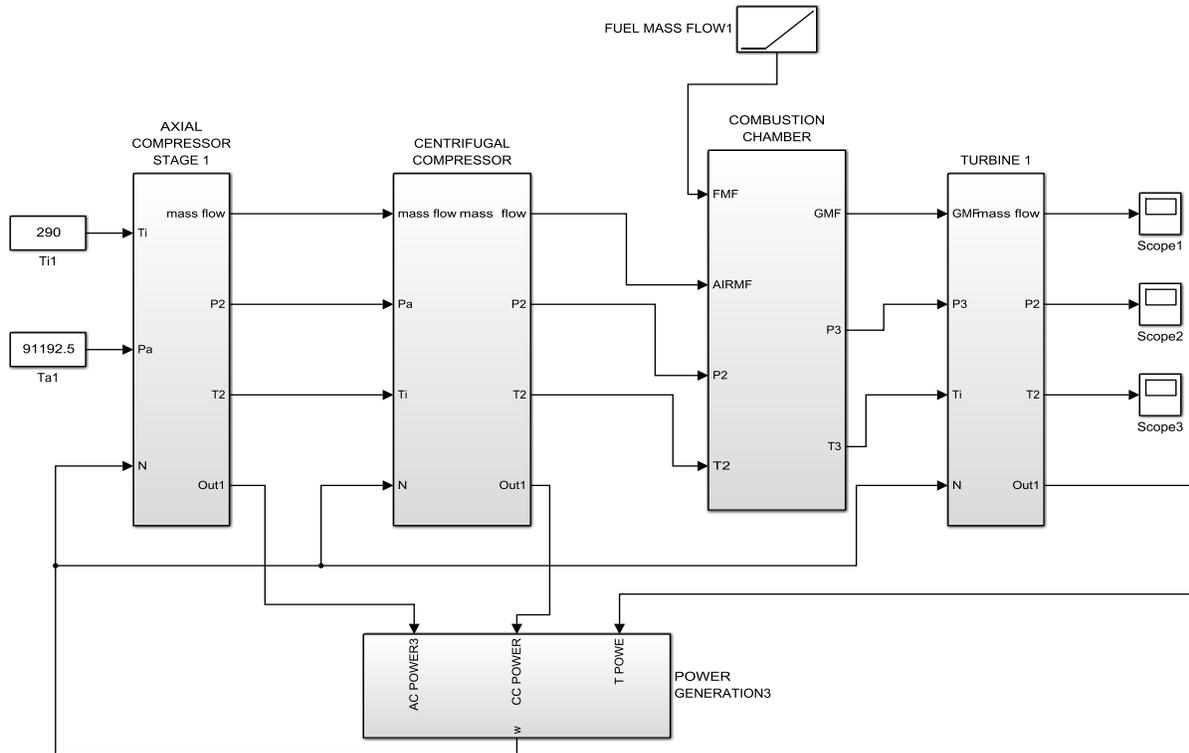


Figura 5.7.1 Motor genérico.

6. MODELO MOTOR PT6

6.1. CONSIERACIONES GENERALES

El motor PT6 está compuesto en términos generales por 2 secciones: generación de gases y generación de potencia. Cada una de las secciones tiene una alimentación de potencia de gases con destino a la extracción de potencia independiente, debido a esto, es considerado un sistema de eje partido. La primera (generación de gases) está compuesta por 3 compresores axiales; los cuales tienen como función crear una baja presión para que el aire sea estable. Un compresor centrífugo; el cual prepara el aire con presión y temperatura específicas para preparar la mezcla. Una cámara de combustión; encargada de servir como medio en el cual se produce la combustión y expansión de gases y como elemento final. Una turbina; la cual se extrae la potencia de los primeros gases generados en la cámara de combustión, todos los elementos comparte un único eje. La segunda sección, la cual se considera de generación de potencia, comprende 2 elementos de extracción de potencia de los gases de la primera sección, estos elementos son específicamente turbinas, dichas turbinas extraen potencia para entregarla a la requerida por la hélice.

6.2. SECCIÓN DE GENERACIÓN DE GASES

6.2.1. COMPRESOR AXIAL

La sección de compresión axial del motor está compuesta por 3 etapas, quiere decir que es una sección multi-etapa compuesta por 3 rotores encargados de entregar la energía de presión y cinética al aire, cuyo fin es generar una entrada de flujo estable. Las consideraciones para cada una de las etapas son:

-Flujo de entrada estable.

-Flujo másico continuo a través de la sección.

Las características geométricas del compresor axial son:

Geometría	Etapa 1	Etapa 2	Etapa 3
$r_{t,1}(m)$	0.10	0,096	0,092
$r_{s,1}(m)$	0.072	0,076	0,08
$\beta_1(^{\circ})$	61.5	57,85	57,1
$\beta_t(^{\circ})$	50,5	43,5	36,2
$\alpha(^{\circ})$	61,5	N/A	N/A

Tabla 6.2.1 Geometrías por rotor del compresor axial.

6.2.2. COMPRESOR CENTRÍFUGO

La sección de compresión centrífuga en el motor comprende una sola etapa. El aire que pasa por esta sección prepara el aire para que la reacción con la mezcla sea la más óptima.

Las características geométricas del compresor centrífugo son:

Geometría	Etapa 1
$r_{t,1}(m)$	0,117
$r_{s,1}(m)$	0,092
$b_1(m)$	0,0201
$b_2(m)$	0,02
$\beta_1(^{\circ})$	38
$\beta_t(^{\circ})$	40

Tabla 6.2.2 Geometrías del rotor del compresor centrífugo.

6.2.3. CÁMARA DE COMBUSTIÓN

La cámara de combustión del motor PT6 está conformada por una geometría que permite un flujo reverso de la mezcla, lo cual evita un contraflujo de la presión ejercida por la combustión. El punto crítico en todo motor se encuentra específicamente en la cámara de combustión, pues la temperatura máxima a la que puede llegar es aproximadamente 1000 °C en el start up del motor, en este punto la refrigeración aún no es efectiva en la cámara de combustión y el combustible, por ignición genera una gran cantidad calor. Inicialmente, al realizar el start up, funcionan 7 de las 14 toberas que conforman el sistema de inyección de combustible, en condiciones de operación entran a funcionar las toberas en su totalidad.

Una aproximación del volumen de la cámara de combustión, respecto a medidas tomada, se ha realizado basada en la simulación de esta cavidad por medio de SolidWorks, cuyo resultado se evidencia en la siguiente figura:

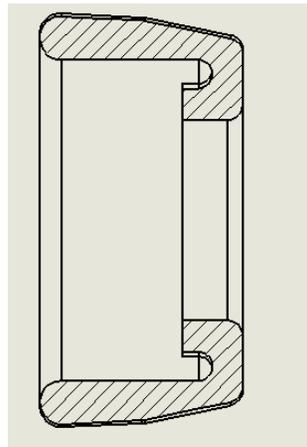


Figura 6.2.1 Cámara de combustión modelada en SolidWorks.

Con un volumen de 0.02882 m^3 .

6.2.4. TURBINA

La sección de extracción de potencia o turbina, puede considerarse como un solo rotor que extrae la energía necesaria que proporcionan la expansión de los gases, esta turbina debe soportar aproximadamente la misma temperatura que se encuentra dentro de la cámara de combustión.

Las características geométricas del rotor de la etapa de turbina son

Geometría	Etapas 1
$r_{t,1}(m)$	0,117
$r_{s,1}(m)$	0,092
$\beta_1(^{\circ})$	-20
$\beta_t(^{\circ})$	80

Tabla 6.2.1 Geometrías del rotor de la turbina.

Para esta etapa se considera una relación de presión de 1/3.03.

6.2.5. EJE

Para este eje, con base a las medidas obtenidas para el compresor y turbina, se ha realizado una aproximación geométrica, la cual nos da la siguiente aproximación el eje.

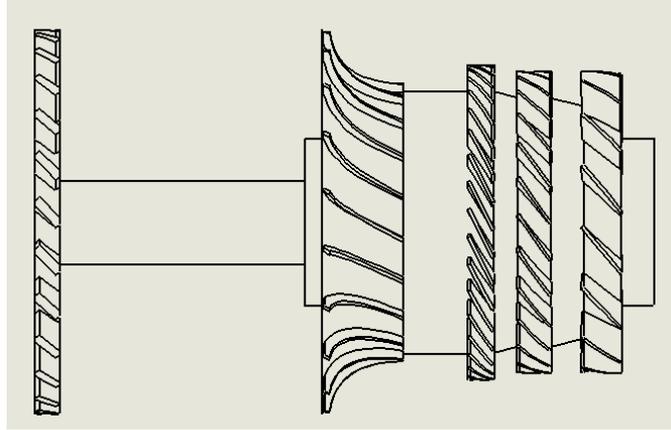


Figura 6.2.1 Aproximación del eje de la etapa de generación de gas por medio del software SolidWorks.

Por aproximación SolidWorks genera un momento principal de inercia respecto al eje x de 0.12 Kg. m^2

6.3. SECCIÓN DE GENERACIÓN DE POTENCIA

La sección de extracción de potencia está compuesta por 2 turbinas, cuyo trabajo es extraer potencia directamente del gas que es producido en cámara de combustión. Estas turbinas están unidas por un solo eje, el cual gobierna la caja reductora, y este elemento a la hélice.

Las características geométricas de la turbina son:

Geometría	Etapas 1	Etapas 2
$r_{t,1}(m)$	0,125	0,142
$r_{s,1}(m)$	0,09	0,088
$\beta_1(^{\circ})$	-20	-20
$\beta_t(^{\circ})$	43	43

Tabla 6.3.1 Geometrías la turbina (sección de potencia).

Para ambos compresores se tiene una relación de presión de 1/1,47

6.3.1. EJE

Este eje es el encargado de conducir las turbinas, éstas absorben la energía generada por la sección de generación de gas, y conecta directamente con la caga de reducción, donde se llega aproximadamente a 2000 RPM, necesarias para que el propeller genere el empuje necesario.

Para este eje, con las medidas obtenidas de ambas turbinas, se ha realizado una aproximación geométrica, como se ve en la siguiente figura.

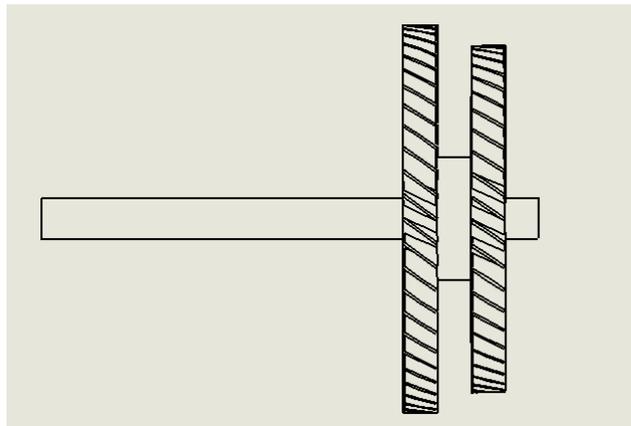


Figura 6.3.1 Aproximación del eje de la etapa de generación de potencia por medio del software SolidWorks

Por aproximación SolidWorks genera un momento principal de inercia respecto al eje x de 0.06 Kg. m^2

6.3.2. CAJA REDUCTORA

La caja reductora cuenta con 2 etapas de reducción, lo cual nos lleva desde los 35000 RPM a 2200 RPM aproximadamente, las reducciones van de la siguiente manera.

Reducción	Relación
1° reducción	5,33
2° reducción	2,83

Tabla 6.3.2 Relación de reducción para la etapa de generación de potencia que conduce la hélice.

6.3.3. SOLUCIÓN GENERAL MODELO PT6

El compresor axial, centrífugo, cámara de combustión y turbina, en conjunto, modelan la generación de potencia para el eje que une tanto compresor como turbina, y que, en su conjunto permiten representar la potencia necesaria que debe agregar la turbina al sistema para que el compresor lo retroalimente, generando la velocidad angular necesaria para el eje, esto implica de forma directa la potencia otorgada en el sistema por parte de la energía química agregada a los gases de escape. Este primer subsistema se denomina: sección de generación de gases. Después, los gases pasan por un nuevo arreglo de 2 turbinas, las cuales también transfieren energía a un subsistema unificado por un eje, que alimentan la salida de potencia el moto, este subsistema se denomina: sección de generación de potencia.

Los resultados que se encuentran en cada una de las gráficas evidencian el comportamiento necesario para identificar el cambio de cada uno de los estados del fluido a través del motor, en caso del compresor axial, las gráficas de temperatura de presión están expresadas para la entrada y salida de cada una de las etapas, la potencia, se toma como la suma de cada una de las potencias extraídas por cada etapa, entonces la sumatoria nos produce la potencia general del compresor axial, de esta forma queda expresada gráficamente.

En caso del compresor centrífugo, tanto la potencia como la presión y temperatura están expresadas por su única etapa.

La cámara de combustión simplemente cuenta con la temperatura y presión del gas, esta etapa es fundamental en el modelo pues desde este punto influirá el ingreso del combustible en todo el sistema, la precisión que debe tenerse será fundamental para que se obtengan los resultados deseados.

Finalmente, la turbina muestra la presión y temperatura de salida, como también la potencia generada para transmitir potencia en todo este sub-sistema del motor.

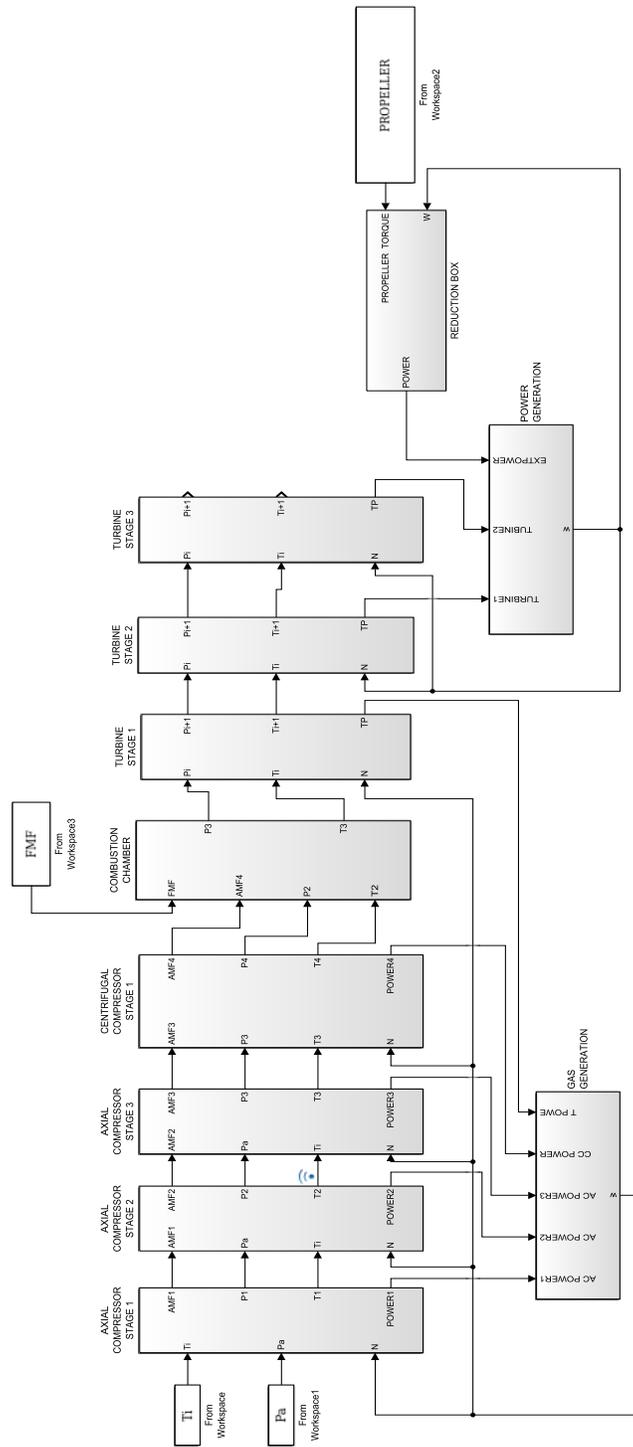


Figura 6.3.2 Modelo motor PT6.

7. RESULTADOS

7.1. VALIDACIÓN DEL MODELO.

Se usan los valores de referencia para la operación estacionaria del motor en condición estándar proporcionados en el manual, que son: temperatura ambiental de 288 K y la presión atmosférica de 101.3 kPa. Además, se establece un flujo másico de combustible de 0.06 kg/s que corresponde al 100% del flujo másico posible del motor, así como una carga en el eje de potencia de 2684,1 N.m Los datos de referencia hacen parte del manual de operación del motor, los cuales están especificados como la operación estándar del motor PT6A-61. (PIPER AIRCRAFT CORPORATION, 1998)

En la figura 7.1.1 se muestra el comportamiento termodinámico del motor a través de cada una de sus etapas, donde la máxima temperatura evidenciada se encuentra en la cámara de combustión y la presión máxima a la salida del compresor centrífugo, siendo éstos los valores críticos en el motor, por tanto debe realizarse la validación del modelo para que cada uno de estos parámetros sean acordes con los planteados por el manual. (PIPER AIRCRAFT CORPORATION, 1998)

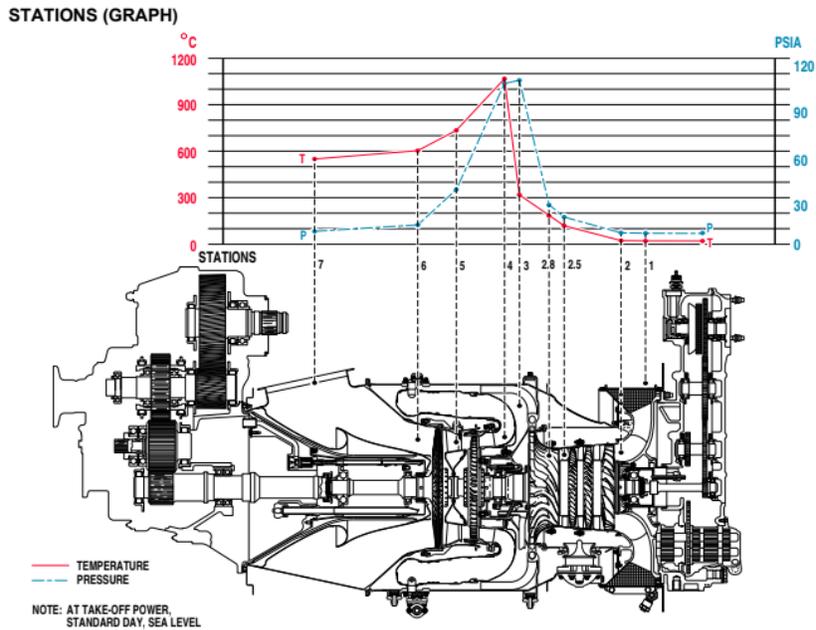


Figura 7.1.1 Distribución de presión y temperatura a través de las etapas del motor PT6.

(Pratt & Whitney Canada, Corp., 2001)

En el modelo planteado se establecen las etapas como sigue: 1.2 para la entrada del compresor, 1.5 para la salida de las etapas axiales de compresión, 2 para la salida de la etapa centrífuga de compresión, 3 para la salida de la cámara de combustión, 3.5 para la salida de la turbina de compresión y 4 para la salida de las etapas de turbina.

Así mismo se designan las RPM de los ejes como:

N_c = Velocidad eje de compresión,

N_p = Velocidad eje de potencia.

Se realiza una primera simulación computacional fijando los parámetros de operación mencionados anteriormente y se evalúan los resultados obtenidos. Algunos parámetros del motor se fijan en este punto: ángulos de turbinas y de compresor centrífugo.

Dato	$P_2(kPa)$	$T_3(K)$	$N_g (RPM)$
Modelo	749,71	1231,14	37294,43
Referencia (manual PT6)	787,38	1212,25	40000
Error (%)	4,78	2,01	6,76

Tabla 7.1.1 Resultados validación del modelo comparado con los referenciados en el manual de operación del motor PT6. Además, se presenta el cálculo de error relativo entre ambos.

En la tabla 7.1.1 se presentan los resultados obtenidos para la validación del modelo, los cuales son: presión a la salida de la etapa de compresión, temperatura en la cámara de combustión y velocidad angular en el compresor, los resultados se validan mediante la comparación entre los anteriores datos y los reportados en el manual del motor. Además, se presenta el cálculo de error cometido teniendo en como referencia los datos aportados por el manual. Se observa que la presión simulada es menor que la presión reportada, con un error cometido de 4,87 %. Para la temperatura en la cámara de combustión, se presenta una temperatura mayor a la estipulada por el manual, con un error de 2,01 % de diferencia. En caso de la velocidad angular en el eje del compresor se encuentra el mayor error relativo en el comparativo de escenarios, con un 6,76 %. Debido a que los resultados se encuentran en un rango bajo de error, se valida que el modelo computacional implementado es capaz de predecir la respuesta del motor.

7.2. RESULTADOS EN ESTADO ESTACIONARIO

Una vez el modelo computacional ha sido validado, se plantean los siguientes escenarios de simulación: se evalúa el desempeño del motor con el 100 % del flujo másico combustible y con el 60 % éste flujo, se simula el estado estacionario para cada una de las etapas del motor. Para cada escenario se evalúan 5 tipos de mezclas de combustibles, como se muestra a continuación:

Mezcla de combustible	Símbolo	LHV(MJ/kg)
1		36
2		40
3 (Jet A1)		42.8
4		44
5		48

Tabla 7.2.1 Símbolo y LHV para cada combustible.

Quiere decir que, de los combustibles utilizados, dos están por debajo del poder calorífico del combustible convencional del motor (Jet A1) y dos están por encima; como podría ocurrir con un biocombustible o una nueva hipotética mezcla de combustible.

7.2.1. TEMPERATURA GENERAL EN EL MOTOR

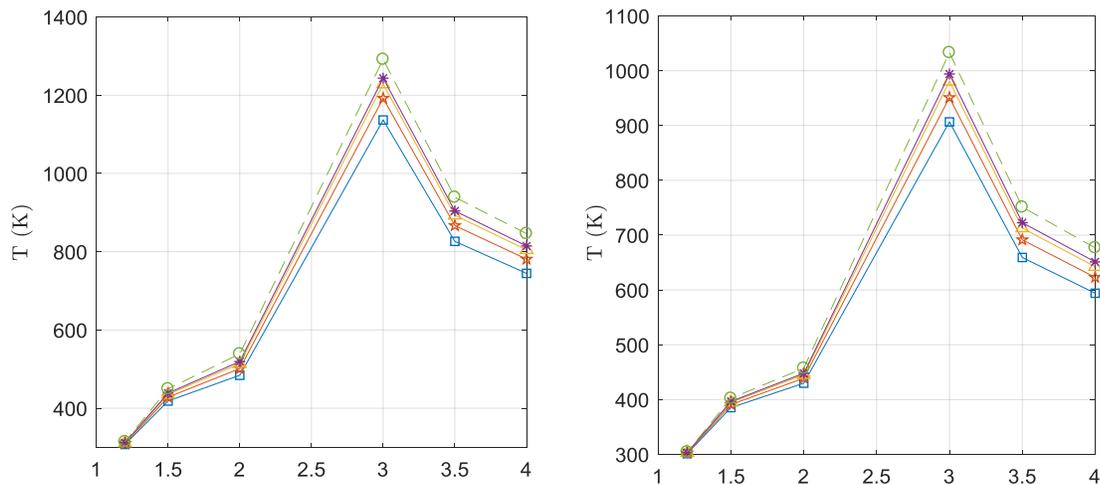


Figura 7.2.1 Distribución de temperatura a través de las etapas del motor. Resultados de operación con flujo de combustible al 100% (izquierda) y 60% (derecha) para las 5 tipos de mezcla de combustible.

En la Figura 7.2.1 se presentan los resultados de temperatura del aire a través de las etapas del motor. Se presentan los resultados de la operación convencional del motor con distintos flujos de combustible para los 5 distintos tipos de combustibles evaluados. Dichas figuras, sirven también para garantizar la validación del modelo, ya que el comportamiento de la temperatura del aire a lo largo de las distintas etapas del motor concuerda con lo reportado en el manual (PIPER AIRCRAFT CORPORATION, 1998). Como se puede observar en dicha figura, en la gráfica de operación con 100 % de flujo másico de combustible, inicialmente se ve que la temperatura a la entrada del compresor axial (etapa 1.2), donde se aprecia que para todos los combustibles converge a un mismo punto según la operación del motor. Ahora bien, en las etapas de salida del compresor axial (etapa 1.5) y centrífugo (etapa 2), se verifica que por el proceso de compresión aumenta debido a la mayor energía proporcionada por el combustible, lo que se traduce en una mayor

potencia extraída en la turbina de compresión. Se evidencia que la máxima temperatura del aire se presenta en la cámara de combustión (etapa 3). Para la operación al 100 % de combustible respecto a los combustibles utilizado existe una diferencia de temperaturas dentro de la cámara de combustión en un rango de 130 K, la máxima temperatura leída es de 1300 K y la mínima 1170 K aproximadamente; y para la operación al 60 % de flujo másico de combustible, el rango de variación de temperatura respecto al cambio de combustible es de 140 K, la máxima temperatura es de 1040 K y la mínima 900 K aproximadamente. A la salida del aire de las turbinas (etapa 4), la temperatura de cada una de las operaciones tiene una diferencia con respecto a cada una de las mezclas de combustible entre 100 K y 200 K aproximadamente, esto debido a que hay mayor salida de temperatura a la salida de ésta operación al 100 % de flujo másico de combustible. El combustible que mayor temperatura aporta al motor es el tipo 5, se visualiza que para ambos escenarios, este combustible alcanza la máxima temperatura, independientemente del flujo másico de combustible suministrado.

7.2.2. PRESIÓN GENERAL EN EL MOTOR

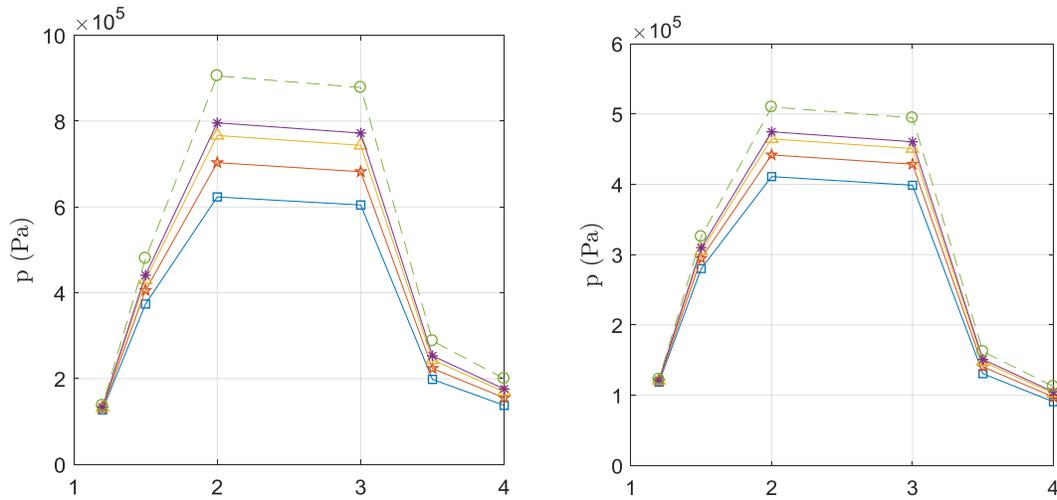


Figura 7.2.2 Distribución de presión a través de las etapas del motor. Resultados de operación con flujo de combustible al 100% (izquierda) y 60% (derecha) para las 5 tipos de mezcla de combustible.

En la Figura 7.2.2 se presentan los resultados de presión del aire a través de las etapas del motor. Se presentan los resultados de la operación convencional del motor con distintos flujos de combustible para los 5 distintos tipos de combustibles evaluados. En ambas gráficas de dicha figura se evidencia que la máxima presión observable se presenta en el compresor centrífugo (etapa 2) y que, la presión en la cámara de combustión (etapa 3) es levemente menor. Para el 100 % de flujo másico de combustible respecto a cada uno de los combustibles se aprecia que la presión decrece respecto al poder calorífico suministrado al motor, con un rango de diferencia aproximado de 290 kPa, la máxima presión leída es de 900 kPa y la menor 610 kPa, y para el 60 % de flujo másico de combustible un rango de diferencia 100 kPa, con una presión máxima de 510 kPa y una la presión mínima de 410 kPa aproximadamente. La máxima presión generada a la salida de la etapa de compresión es debida al combustible tipo 5 en ambos escenarios presentados.

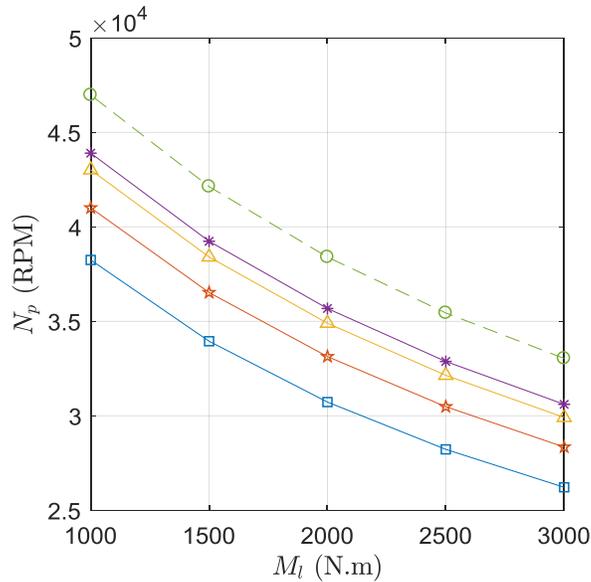


Figura 7.2.3 Velocidad angular vs torque en la sección de potencia bajo operación convencional.
 Resultados de operación con flujo de combustible al 100% para las 5 tipos de mezcla de combustible.

En la Figura 7.2.3 se presentan los resultados de velocidad angular vs torque en la etapa de generación de potencia. Se presentan los resultados de la operación convencional del motor con distintos flujos de combustible para los 5 distintos tipos de combustibles evaluados. Al variar la carga en el motor en condiciones de flujo másico de combustible constante y de potencia constante, la velocidad angular en la etapa de sección de generación de potencia disminuye proporcionalmente al aumento de torque generado. El rango de diferencia de velocidad angular presentado en este eje para cada una de las cargas es de 9000 RPM para cada una de las cargas aplicadas con base a los combustibles. Para máximo torque y mayor poder calorífico, se tiene que la velocidad angular es de 33500 RPM y para este mismo torque (3000 N.m) el combustible con menor poder calorífico genera la mínima velocidad angular leída, la cual es 26000 RPM aproximadamente. El combustible que genera mejor rendimiento al aplicar la máxima carga es el

tipo 5, ya que la velocidad angular es la máxima comparada con los otros combustibles, como se mencionó anteriormente.

7.3. RESULTADOS EN ESTADO TRANSITORIO

Se evalúa el proceso de arranque del motor, como se explica a continuación: se fija una velocidad inicial de rotación del eje de compresión de 12000 RPM, y se incrementa gradualmente el flujo másico de combustible desde el instante de tiempo $t=10$ s. A partir de $t=10$ s se presenta la ignición del combustible en la cámara de combustión. Los escenarios presentados a partir de este instante de tiempo son dos; en el primero, a partir del instante de tipo $t=10$ s se realiza la ignición del combustible y se suministra gradualmente el flujo de combustible hasta entregar el 100% de flujo másico en el instante de tiempo $t=40$; en segundo escenario, a partir del instante de tipo $t=10$ s se realiza la ignición del combustible y se suministra gradualmente el flujo de combustible hasta entregar el 60% de flujo másico en el instante de tiempo $t=40$, después de ser suministrado el porcentaje límite establecido, se suministra de forma constante hasta $t=50$ s para ambos escenarios. Para ambos escenarios son establecidos los mismos 5 tipos de mezclas de combustibles en operación.

Se presentan a continuación los resultados transitorios para algunas de las variables más importantes del motor, la cuales son: temperatura en la cámara de combustión, presión a la salida de la etapa de compresión y velocidad angular a la salida en el eje de la sección de generación de gas.

7.3.1. TEMPERATURA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

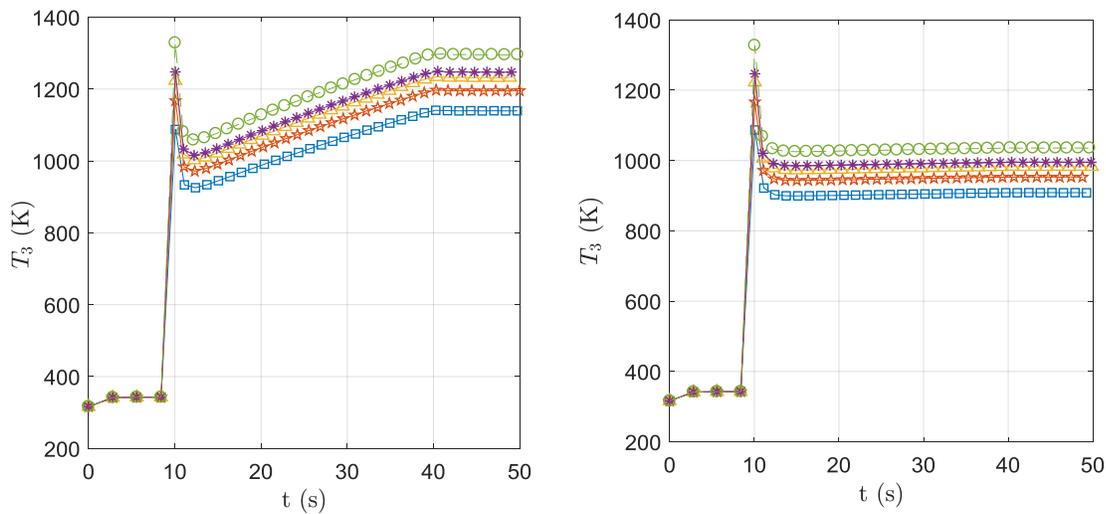


Figura 7.3.1 Temperatura transitoria en la cámara de combustión. Resultados de operación con flujo de combustible al 100% (izquierda) y 60% (derecha) para las 5 tipos de mezcla de combustible.

En la Figura 7.3.1 se presentan los resultados transitorios de temperatura en la cámara de combustión. Se presentan los resultados del arranque del motor con distintos flujos de combustible para los 5 distintos tipos de combustibles evaluados. Como se evidencia en el segundo 10, se realiza el ingreso de combustible, lo cual genera un pico de temperatura en la cámara de combustión, ésta es la máxima temperatura en toda la operación del motor. Como en las 2 operaciones el flujo másico de entrada para generar el encendido es el mismo, no varía la máxima temperatura en el motor, únicamente varía por el tipo de combustible utilizado, teniendo como máxima temperatura dentro de la cámara de combustión de 1330 K y la mínima de 1050 K aproximadamente. Después de este punto crítico de temperatura, para cada la operación, al realizar el incremento de flujo másico varía la temperatura alrededor de 150 K aproximadamente entre cada combustible. En la condición de menor flujo másico de combustible (derecha), la temperatura decrece rápidamente al estado estacionario debido a que las condiciones energéticas son muy

próximas al estado de balance. Por el contrario, el escenario de flujo completo de combustible tarda unos 30 s en converger al estado estacionario. Intervalo de tiempo en el cual se presenta el acondicionamiento del motor a su carga. En ambos escenarios el combustible que mayor temperatura aporta al motor es el tipo 5.

7.3.2. PRESIÓN EN EL COMPRESOR CENTRÍFUGO

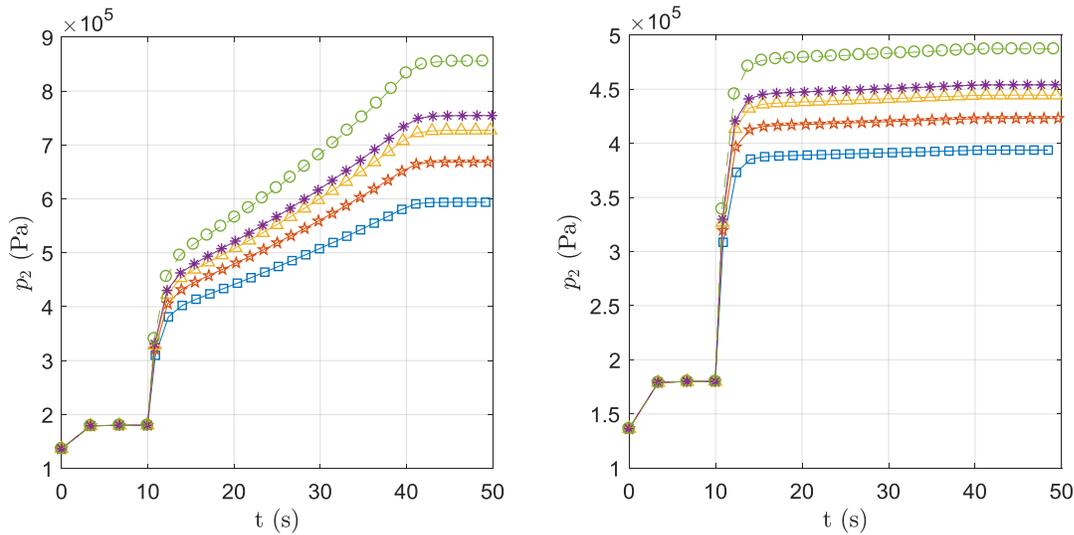


Figura 7.3.2 Presión transitoria en el compresor centrífugo. Resultados de operación con flujo de combustible al 100% (izquierda) y 60% (derecha) para las 5 tipos de mezcla de combustible

En la Figura 7.3.2 se presentan los resultados transitorios de presión a la etapa de compresión. Se presentan los resultados del arranque del motor con distintos flujos de combustible para los 5 distintos tipos de combustibles evaluados. La presión en el compresor, a partir del segundo 10, para cada una de las operaciones, no presenta variación de presión respecto los combustibles entre sí, pues la entrada de flujo másico es el mismo, pero en la medida de que se suministra más combustible (izquierda), se puede ver que en su máxima operación aumenta la presión entre los 600 kPa y 900 kPa aproximadamente, según el combustible. Pero, como en la operación con flujo

parcial (derecha) el suministro de combustible es bajo, pues éste es muy cercano al combustible inicial suministrado, la variación de la presión es muy poca. El combustible tipo 5 es el que presenta mayor presión a la salida de la etapa de compresión, previamente mencionado. La máxima presión generada a la salida de la etapa de compresión es debida al combustible tipo 5 en ambos escenarios presentados.

7.3.3. VELOCIDAD ANGULAR EN LA SECCIÓN DE GENERACIÓN DE GASES

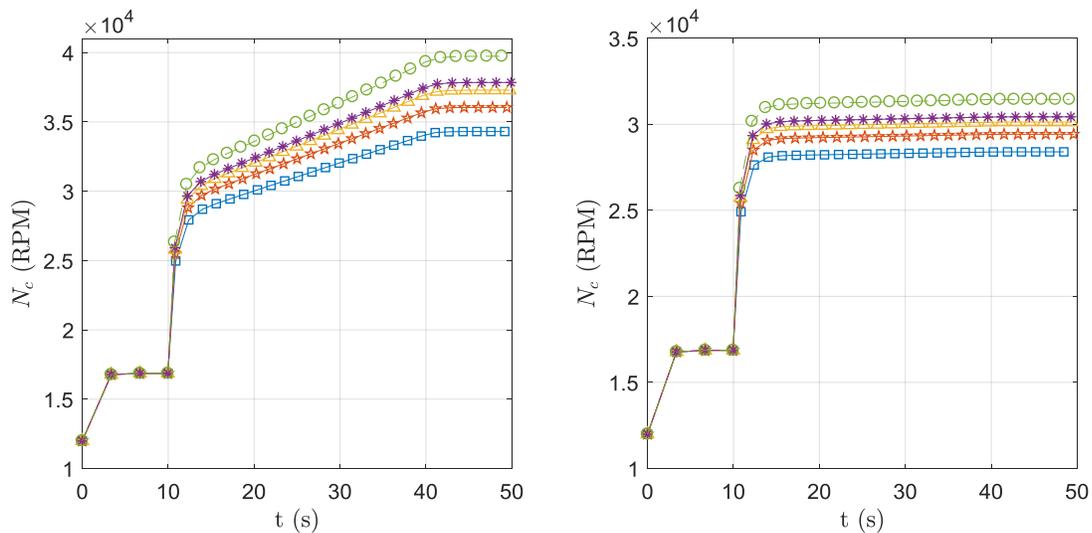


Figura 7.3.3 Velocidad angular transitoria en el compresor centrífugo. Resultados de operación con flujo de combustible al 100% (izquierda) y 60% (derecha) para las 5 tipos de mezcla de combustible.

En la Figura 7.3.3 se presentan los resultados transitorios de rotación de eje de la sección de compresión. Se presentan los resultados del arranque del motor con distintos flujos de combustible para los 5 distintos tipos de combustibles evaluados. La velocidad angular inicial establecida para el procedimiento de arranque del motor (antes del suministro de combustible) es de 12000 RPM.

En los instantes de tiempo posteriores se equilibra el ciclo de potencia con respecto a la extracción de potencia en la turbina. En el segundo 10 se inicia el incremento de velocidad angular del eje para cada una de las operaciones debido a la ignición del combustible en la cámara de combustión, lo cual, en máximo flujo de combustible (izquierda) genera entre 35000 RPM y 40000 RPM, dependiendo del combustible. Pero, en la otra operación con flujo parcial de combustible (derecha) el suministro de combustible es bajo, la variación de velocidad angular es muy poca. El combustible tipo 5 es el que presenta mayor velocidad angular, previamente mencionado. La máxima velocidad angular en el eje de la etapa de generación de gas es debida al combustible tipo 5 en ambos escenarios presentados.

8. CONCLUSIONES.

8.1. CONCLUSIONES DEL MODELO

Tras evaluar el modelo con base los escenarios aportados por de referencia (PIPER AIRCRAFT CORPORATION, 1998), se observa que el modelo computacional desarrollado en el presente trabajo es capaz de realizar una predicción completa y versátil del comportamiento del motor ya que permite realizar la evaluación modelo en condiciones estacionarias y transitorias estableciendo la distribución de temperaturas y presión para cada una de las etapas. Además, el modelo computacional no solamente genera soluciones en condiciones estacionarias, sino también es capaz de determinar soluciones transitorias en condiciones variables de operación; la distribución de temperaturas y presiones a través de cada una de las etapas del motor muestra un comportamiento semejante a lo predicho en la teoría termodinámica, así como en las mediciones experimentales previamente reportadas por el manual del motor. Usando el modelo computacional se puede, por lo tanto, predecir el comportamiento del motor desde su arranque hasta las condiciones de operación determinadas que se requieran evaluar.

El modelo demuestra una buena aproximación al ser evaluados los escenarios de operación establecidos por el manual del motor. El error relativo entre los resultados de la simulación y los reportados en el manual es bajo, tanto en la presión de salida del compresor centrífugo, que genera un error del 4 %, así como en la temperatura en cámara de combustión, con un error del 2 %, y finalmente en la velocidad angular en la sección de gas, la cual sólo genera un error del 6,7 %. Además, el modelo predice escenarios con distintas cargas en el eje de potencia y determina la influencia de dicha carga sobre la velocidad angular de respuesta. Esto muestra la respuesta que tendrá cada combustible debido a que la potencia extraída en la etapa de generación de gases será

distinta. Esto permitirá predecir la operación del motor al variar las condiciones de carga establecida, por ejemplo, durante el vuelo de la aeronave.

Es remarcable que el modelo planteado en el presente trabajo permite evaluar escenarios transitorios de operación del motor tales como el arranque del motor, lo cual es indispensable en la predicción de la respuesta del motor al sustituir el combustible convencional por una mezcla de combustible no convencional. Dentro de los resultados transitorios que permite el modelo sobresale la predicción de la temperatura máxima del ciclo termodinámico, la cual se presenta en la cámara de combustión. En el procedimiento transitorio de arranque del motor el aire dentro de la cámara alcanza un pico de temperatura en el instante de la ignición del combustible, y la relación de dicha temperatura con el tipo de combustible es clave si el combustible varía. El modelo computacional tiene la capacidad de predecir dicho incremento en la temperatura con respecto al poder calorífico del combustible. Situación que es necesaria puesto que su predicción podría evitar daños en la estructura del motor.

Por medio del modelo se concluye que el utilizar combustibles que estén por encima de poder calorífico del combustible convencional generaría un sobrecalentamiento en la cámara de combustión, pues la temperatura máxima en la cámara es de 1273 K y se comprueba que con combustibles de mayor poder calorífico puede llegar a 1333 K, y mantenerse en 1323 K en operación, lo cual estaría por encima de la temperatura máxima. También se evidencia que un combustible de mayor poder calorífico generaría una sobrepresión en el compresor, ya que la presión máxima a la salida del compresor debe ser de 800 kPa, y en la utilización de estos combustibles puede incluso llegar a 900 kPa, quiere decir que se estaría excediendo las revoluciones permitidas. Todo esto puede generar un daño interno en la estructura del motor.

Se sugiere que, para futuras mezclas a utilizar en la operatividad del motor, el valor del LHV no supere los 44MJ/kg, pues este se toma como un límite crítico, donde la operatividad del motor está dentro de los parámetros del manual del motor, pues la presión a la salida del compresor centrífugo y la temperatura en la cámara de combustión son muy cercanas comparadas con la operatividad del motor haciendo uso del combustible convencional Jet A1, cuya diferencia es de 10 K y 15 kPA respectivamente.

8.2. TRABAJOS FUTUROS.

Como trabajos futuros se puede acoplar el actual modelo con modelos cinéticos de combustión para evaluar el calor proporcionado y la concentración de los gases producto de la combustión. También se puede implementar los modelos de control del motor: el control de torque, control de la presión a la salida del compresor centrífugo y velocidad angular, pero especialmente el control de combustión. Otro trabajo futuro es la implementación del modelo con algoritmos de aprendizaje de máquina para predecir en vivo los posibles estados futuros del motor en diversas condiciones de operación.

9. RESULTADOS DE DIVULGACIÓN DE ÉSTA TESIS.

Los siguientes resultados hacen parte del proceso de divulgación científica relacionada a la presente tesis:

-Poster, con título " SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DE OPERACIÓN DE TURBINA DE GAS TIPO PT6 " expuesto oralmente en "La Semana de la Ciencia" en el Centro Cultural y de Convenciones de Cajicá, el 24 de octubre de 2018.

-Artículo científico enviado a publicación, titulado "Computational simulation of PT6 gas turbine engine operating with different types of fuel: A transient-response analysis" elaborado por Camilo Bayona Roa, J. S. Solís-Chaves, Javier Bonilla, Anderson Rodriguez y Diego Castellanos, marzo 30 de marzo de 2019.

10. BIBLIOGRÍAS

AILER, P. (2013). *Kisteljesítményű gázturbina modellezése és nemlineáris irányítása*. Budapest:

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem.

AILER, P. (23 de Septiembre de 2018). *icas*. Obtenido de icas:

http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2000/PAPERS/ICA0752.PDF

ARMY INSTITUTE FOR PROFESSIONAL DEVELOPMENT. (s.f.). *ARMY AIRCRAFT GAS*

TURBINE. En A. I. DEVELOPMENT. ARMY INSTITUTE FOR PROFESSIONAL DEVELOPMENT.

Asif, M. S. (2017). *The simulation and analysis of fault diagnosis and isolation for gas turbine control system*. MSc(R) thesis. Glasgow: University Of Glasgow.

R. L. (2011). Gas Turbine Propulsion Systems. En R. L. Benie M., *Gas Turbine Propulsion Systems* (pág. 328). Inglaterra: Wiley.

L. (2011). *GAS TURBINE PROPULSION SYSTEMS*. UK: John Wiley & Sons Ltd.

P. (2002). *Gas Turbine Engineering Handbook*. Butterworth-Heinemann.

(2014). REVERSE ENGINEERING OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR FLOW MAP.

Journal of KONES. Powertrain and Transport, 6.

DEVELOPMENT, A. I. (s.f.). *ARMY AIRCRAFT GAS TURBINE ENGINES*. Virginia: ARMY

INSTITUTE FOR PROFESSIONAL DEVELOPMENT.

DEVELOPMENT, A. I. (s.f.). *GAS TURBINE PROPULSION SYSTEMS*. Virginia : ARMY

INSTITUTE FOR PROFESSIONAL DEVELOPMENT.

Douglas M. Todd, G. P. (s.f.). *CiteSeer*. Obtenido de CiteSeer:

<http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/summary?doi=10.1.1.140.7410>

Douglas M. Todd, R. A. (Abril de 2008).

[https://www.researchgate.net/publication/227997483_Combustion_of_Bio-](https://www.researchgate.net/publication/227997483_Combustion_of_Bio-Oil_in_a_Gas_Turbine)

[Oil_in_a_Gas_Turbine](https://www.researchgate.net/publication/227997483_Combustion_of_Bio-Oil_in_a_Gas_Turbine). Obtenido de

[https://www.researchgate.net/publication/227997483_Combustion_of_Bio-](https://www.researchgate.net/publication/227997483_Combustion_of_Bio-Oil_in_a_Gas_Turbine)

[Oil_in_a_Gas_Turbine](https://www.researchgate.net/publication/227997483_Combustion_of_Bio-Oil_in_a_Gas_Turbine):

[https://www.researchgate.net/publication/227997483_Combustion_of_Bio-](https://www.researchgate.net/publication/227997483_Combustion_of_Bio-Oil_in_a_Gas_Turbine)

[Oil_in_a_Gas_Turbine](https://www.researchgate.net/publication/227997483_Combustion_of_Bio-Oil_in_a_Gas_Turbine)

Freeman, J. r. (23 de Septiembre de 2018). *Cal Poly San Luis Obispo*. Obtenido de Cal Poly San Luis Obispo:

<https://digitalcommons.calpoly.edu/cgi/viewcontent.cgi?referer=https://www.google.com.co/&httpsredir=1&article=1028&context=aerosp>

Giampaolo, T. (2009). *Gas Turbine*. EE.UU: The Fairmont Press.

Giampaolo, T. (2009). *Gas Turbine Handbook: Principles and Practice*. London: The Fairmont Press.

H. Cohen, G. R. (1996). Gas Turbine Theory. En G. R. H. Cohen, *Gas Turbine Theory* (pág. 442). Londres: Longman Group Limited.

Hamid Asgar, i. X. (2016). *Gas Turbines Modeling, Simulation, and Control*. Taylor & Francis Group, LLC.

Hamman, R. A. (2015). *The Analysis and Optimization of an Axial Compressor*. Stellenbosch: Stellenbosch University.

Henry Cohen, G. F. (s.f.). *Gas Turbine Theory*. En G. F. Henry Cohen. Longman Group Limited.

Imrie, B. (1973). *Compressible Fluid Flow*. London: butterworth and Co Ltda.

J. H. Horlock F.R.Eng., F. (2003). *Advanced Gas Turbine Cycles*. Kidlington: Elsevier Science Ltd.

K.A.B.Pathirathna. (2013). *GAS TURBINE THERMODYNAMIC AND PERFORMANCE ANALYSIS METHODS USING AVAILABLE CATALOG DATA*. Gävle: University of Gävle.

Künstner, R. S. (2008 de Abril de 2008). *Wiley Online Library*. Obtenido de Wiley Online Library: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/9780470694954.ch119>

M Taburri, F. C.-Y. (1 de julio de 2018). *Sage Journals*. Obtenido de Sage Journals: <http://journals.sagepub.com/doi/abs/10.1177/0954407011420790?journalCode=pidb>

M., T. (2014). *Applied Thermodynamics Software Solutions (Cycles for Gas Turbine and Jed Propulsion, Vapor Power Cycles)*. En T. M., *Applied Thermodynamics Software Solutions (Cycles for Gas Turbine and Jed Propulsion, Vapor Power Cycles)* (pág. 317).

P. Ailer, G. S. (2002). MODEL-BASED NONLINEAR CONTROL OF A LOW-POWER GAS TURBINE. *IFAC*, 6.

Perrotti, D. (2015). *Two Dimensional Design of Axial Compressor*. Lund: Lund University.

Philip P. Walsh, P. F. (2004). *Gas Turbine Performance*. Garsigton: Blackwell Science Ltd.

PIPER AIRCRAFT CORPORATION. (1998). *MAINTENANCE MANUAL CARD1 OF7 PA-42 CHEYENNE III PA-42-720 CHEYENNE IIIA*. Vero Beach, Florida: PIPER AIRCRAFT CORPORATION.

R. Strenziok, U. H. (Abril de 2008). *ResearchGate*. Obtenido de ResearchGate:
https://www.researchgate.net/publication/227997483_Combustion_of_Bio-Oil_in_a_Gas_Turbine

Schur, F. (2013). A TRANSIENT MODEL OF A TURBOFAN ENGINE IN SIMULINK. *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*, 9.

The Engineering ToolBox. (27 de Septiembre de 2018). *The Engineering ToolBox*. Obtenido de The Engineering ToolBox: https://www.engineeringtoolbox.com/dry-air-properties-d_973.html

Turie, S. E. (2011). *Gas Turbine Plant Modeling for Dynamic Simulation*. Gävle: University of Gävle.

U.S. Department of Transportation. (2012). *Aviation Maintenance Technician Handbook–Powerplant*. U.S. Department of Transportation.

UNITED TURBINE CORP. (s.f.). PT6 DESCRIPTIVE COUSE AND GUIDE TROUBLESHOOTING. En U. TURBINE, *PT6 DESCRIPTIVE COUSE AND GUIDE TROUBLESHOOTING* (pág. 69). UNITED TURBINE CORP.

Pratt & Whitney Canada, Corp. (2001). *CUSTOMER TRAINING PT6T*. Canada: Pratt & Whitney Canada, Corp.