



**UNIVERSIDAD DEL AZUAY**  
**FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**Obtención y validación de un modelo físico para un  
turbocompresor de un motor de combustión interna  
alternativo**

**Trabajo de graduación previo a la obtención del título de:**

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**Autores:**

**BUSTOS ENCALADA FABIÁN IGNACIO**

**SARMIENTO MOLINA JORGE LUIS**

**Director:**

**MIGUEL ANDRÉS LÓPEZ HIDALGO**

**CUENCA, ECUADOR**

**2017**

## **DEDICATORIA**

Para llegar a la meta que uno desea alcanzar se requiere de personas que le impulsen a conseguir ese objetivo, por eso este trabajo que ha requerido de mucho esfuerzo, dedicación y concentración DEDICO:

A Dios por darme la capacidad y perseverancia para la realización de este trabajo investigativo; a mis padres José y Diana quienes a más de ayudarme para mi superación me han inspirado a seguir adelante recordándome que todo trabajo requiere de voluntad y entrega, a mis tíos Gustavo, Leonor y Clemencia Mora que en todo momento me han dado su apoyo incondicional para llegar a ser un profesional; a mi hermana Rosita a quien quiero tanto.

El apoyo dado por ustedes y demás familiares he plasmado en este trabajo que luego pondré al servicio de la sociedad para lo cual me he preparado.

Fabián Ignacio Bustos Encalada

## **DEDICATORIA**

Este trabajo de graduación lo dedico a las personas más importantes en mi vida, mis padres Manuel y Narcisa que han estado siempre a mi lado brindándome su apoyo y consejos.

Todo mi esfuerzo se ve finalmente reflejado en este trabajo que está a disposición de toda la sociedad.

Jorge Luis Sarmiento Molina

## **AGRADECIMIENTO**

Agradecemos al Dr. Andrés López Hidalgo por los conocimientos compartidos, mismos que han sido la base para el desarrollo de este trabajo de graduación. Por el tiempo, dedicación, paciencia y seriedad en su trabajo, mil gracias.

Al Ing. Jhonny Mauricio Cárdenas Tapia por habernos brindado el espacio y las facilidades necesarias en su taller y a todas las personas que de una u otra manera nos apoyaron para llevar a cabo este trabajo que marca un nuevo camino en nuestro desarrollo personal y profesional, les somos eternamente agradecidos.

**INDICE DE CONTENIDOS**

DEDICATORIA .....	i
AGRADECIMIENTO .....	iii
INDICE DE CONTENIDOS .....	iv
INDICE DE FIGURAS .....	viii
INDICE DE TABLAS .....	xi
INDICE DE ANEXOS .....	xii
RESUMEN.....	xiii
ABSTRACT .....	xiv
INTRODUCCIÓN .....	1
<b>CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>2</b>
1.1 Justificación .....	2
1.2 Problemática .....	2
1.3 Necesidad de los modelos matemáticos en turbocompresores .....	2
1.4 Objetivo general.....	2
1.5 Objetivos específicos .....	3
1.6 Metodología .....	3
1.7 Alcances y resultados esperados:.....	3
<b>CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>5</b>
Introducción .....	5
2.1 El motor de combustión interna.....	6
2.1.1. Definiciones .....	6
2.1.2. El motor de gasolina.....	7
2.1.3. Diagrama teórico de trabajo del MEP .....	7
2.2 La turbosobrealimentación .....	8

2.2.1.	Historia de la turbosobrealimentación .....	9
2.2.2.	La sobrealimentación en los motores Diesel.....	10
2.2.3.	Clasificación de los sistemas sobrealimentadores .....	10
2.2.4.	Turbomáquinas.....	17
2.2.5.	Turbocompresores.....	19
2.2.6.	El turbocompresor de geometría variable .....	29
2.3	Procesos en fluidos compresibles .....	30
2.3.1.	Introducción .....	30
2.3.2.	Concepto de velocidad del sonido, número Mach y onda de choque	31
2.4.	Las turbomáquinas térmicas .....	41
2.4.1.	Ecuación fundamental de las turbomáquinas.....	41
2.4.2.	Análisis del intercambio energético que tiene lugar en las turbomáquinas.....	47
2.4.3.	Criterios que se utilizan para definir el rendimiento de las turbomáquinas térmicas .....	48
2.4.4.	Origen de las pérdidas en las turbomáquinas.....	49
2.5.	Modelado .....	51
2.5.1.	Definición.....	51
2.5.2.	Pasos para realizar un modelo.....	52
2.5.3.	Clasificación de los modelos.....	52
2.5.4.	Modelado del flujo de gases en el motor .....	53
	Conclusiones .....	57

## **CAPÍTULO III MODELADO .....**

	Introducción .....	58
3.1.	Selección del sistema termodinámico.....	59
3.2.	Modelado .....	60
3.2.1.	Conceptos básicos.....	60
3.2.2.	Definición del modelo.....	62
3.2.3.	Desarrollo del modelo .....	75
	Conclusiones .....	76

<b>CAPÍTULO IV INSTRUMENTACIÓN</b> .....	77
Introducción .....	77
4.1. Concepto de instrumentación electrónica.....	78
4.2. Instrumentos electrónicos de medida.....	78
4.3. Sistemas de medición.....	78
4.3.1. Conceptos generales.....	78
4.3.2. Etapas y componentes de un sistema de medición electrónico.....	79
4.3.3. Ventajas de los sistemas de medición electrónicos.....	79
4.3.4. Sensores .....	79
4.4. Variables fundamentales a medir en el MCIA y turbocompresor .....	81
4.4.1. Temperaturas en el compresor y turbina.....	81
4.4.2. Gasto másico de aire .....	81
4.4.3. Régimen de giro del turbogruppo .....	81
4.4.4. Régimen de giro del MCIA.....	82
4.4.5. Presión.....	82
4.5. Medida de las variables fundamentales del turbogruppo.....	82
4.5.1. Líneas de entrada y salida del turbocompresor .....	82
4.5.2. Consideraciones para la medida de la presión a la entrada y salida del compresor y turbina .....	82
4.5.3. Consideraciones para la media de la temperatura y presión a la entrada y salida del turbocompresor .....	83
4.5.4. Medida del gasto másico.....	83
4.5.5. Medida del régimen del turbogruppo.....	84
4.6. Selección de hardware y sensores a utilizar.....	84
4.6.1. Tarjeta Arduino Mega 2560.....	84
4.6.2. Sensores .....	85
4.7. Implementación de los sensores en el MCIA .....	90
4.7.1. Montaje de los sensores de presión.....	90
4.7.2. Montaje de los sensores de temperatura.....	92
4.7.3. Montaje del sensor de gasto másico.....	94
4.7.4. Montaje de sensor de régimen del turbocompresor .....	95
4.8. Acondicionadores de señal .....	98

4.8.1.	Acondicionamiento de las termocuplas .....	98
4.8.2.	Acondicionamiento del sensor de presión.....	99
4.8.3.	Acondicionamiento del sensor de régimen de giro y de gasto másico 101	
4.8.4.	Elaboración de la tarjeta.....	101
4.9.	Calibración de los sensores.....	103
4.9.1.	Calibración de la temperatura .....	103
4.9.2.	Calibración de la presión.....	105
4.9.3.	Calibración del régimen de giro .....	106
4.9.4.	Calibración del gasto másico .....	108
4.10.	Procesamiento de la señal .....	110
4.11.	Presentación de la información.....	110
4.11.1.	Etapa 1. Inicio .....	111
4.11.2.	Etapa 2. Parámetros Iniciales .....	111
4.11.3.	Etapa 3. Visualización de los datos.....	112
4.11.4.	Etapa 4. Barrido de los datos.....	113
	Conclusiones .....	114
<b>CAPÍTULO V AJUSTE DEL MODELO .....</b>		<b>115</b>
	Introducción .....	115
5.1.	Pruebas estacionarias .....	115
5.1.1.	Realización de los ensayos.....	115
5.1.2.	Selección de zonas de ensayo .....	119
5.1.3.	Obtención y ubicación de puntos de funcionamiento .....	121
5.2.	Ajuste de parámetros .....	122
5.2.1.	Valores termodinámicos utilizados para el cálculo.....	122
5.2.2.	Cálculo de presión y régimen de giro .....	123
	Conclusiones .....	132
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>		<b>133</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>		<b>137</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS.....</b>		<b>143</b>
<b>ANEXOS .....</b>		<b>147</b>

## INDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1. Proceso de conversión de energía térmica del combustible en energía mecánica .....	6
Figura 2. 2. Motor de gasolina .....	7
Figura 2. 3. Ciclo Otto en coordenadas P/V.....	8
Figura 2. 4. Curvas de potencia en un motor atmosférico y uno sobrealimentado .....	9
Figura 2. 5. Plano de un turbocompresor para motores Diesel de los años 1927 .....	10
Figura 2. 6. Motor con sobrealimentación mecánica .....	11
Figura 2. 7. Motor con sobrealimentación externa .....	11
Figura 2. 8. Motor turbosobrealimentado .....	12
Figura 2. 9. Compresor volumétrico .....	13
Figura 2. 10. Turbocompresor.....	13
Figura 2. 11. Motor con sobrealimentación mecánica .....	14
Figura 2. 12. Motor turbosobrealimentado .....	15
Figura 2. 13. Esquema de un sistema compound .....	15
Figura 2. 14. Sistema de sobrealimentación en la que la potencia la produce la turbina .....	16
Figura 2. 15. Turbocompresor centrífugo .....	18
Figura 2. 16. Turbina centrípeta.....	18
Figura 2. 17. Temperaturas y presiones en el turbocompresor .....	19
Figura 2. 18. Partes principales del turbocompresor.....	20
Figura 2. 19. Funcionamiento del turbocompresor .....	20
Figura 2. 20. Carcasa del turbocompresor .....	21
Figura 2. 21. Álabes de rueda de turbina .....	22
Figura 2. 22. Álabes de rueda de compresor.....	22
Figura 2. 23. Cojinetes centrales del turbocompresor.....	23
Figura 2. 24. Materiales de fabricación para las partes del turbocompresor.....	25
Figura 2. 25. Válvula wastegate .....	26
Figura 2. 26. Funcionamiento de la válvula wastegate .....	27
Figura 2. 27. Intercooler.....	28
Figura 2. 28. Ventajas e inconvenientes de los turbocompresores de geometría fija	28
Figura 2. 29. Turbocompresor de geometría variable .....	29
Figura 2. 30. Distintas situaciones de la propagación de las perturbaciones con foco fijo .....	33
Figura 2. 31. Forma del conducto para expansionar o comprimir el fluido.....	36
Figura 2. 32. Evolución del gasto en toberas y difusores .....	39
Figura 2. 33 (a). Órgano móvil o rotor de un escalonamiento de turbina axial y (b) órgano móvil o rodete de un escalonamiento de compresor centrífugo.....	42
Figura 2. 34. Conducto genérico interálabes perteneciente a una corona móvil de turbina axial. Representación de las componentes de la velocidad en coordenadas cilíndricas .....	43

Figura 2. 35. Componentes de la velocidad .....	44
Figura 2. 36. Detalle de las pérdidas intersticiales internas y externas en una turbina .....	50
Figura 2. 37. Curvas características de un motor .....	52
Figura 2. 38. Esquema de un motor de cuatro cilindros sobrealimentado y con intercooler .....	54
Figura 2. 39. Comparación de los resultados de un modelo de valor medio y de experimentos mediante un ciclo transitorio en un MEP sobrealimentado.....	55
Figura 3. 1. Cálculo de las constantes termodinámicas, entalpía del aire y gases de escape .....	62
Figura 3. 2. Motor turbosobrealimentado .....	63
Figura 3. 3. Rendimiento total a total.....	71
Figura 3. 4. Rendimiento total a estático .....	72
Figura 3. 5. Mapa de funcionamiento de un turbocompresor .....	73
Figura 3. 6. Mapa o curva característica de la zona de expansión de un turbocargador .....	75
Figura 4. 1. Sistema de adquisición y procesamiento de señales	77
Figura 4. 2. Esquema básico de un sistema de instrumentación basado en un computador.....	79
Figura 4. 3. Posición de los sensores de presión y temperatura.....	83
Figura 4. 4. Tarjeta Arduino Mega 2560 .....	84
Figura 4. 5. Termocupla tipo J .....	85
Figura 4. 6. Sensor de presión.....	86
Figura 4. 7. Sensor de gasto másico .....	88
Figura 4. 8. Sensor de régimen de giro .....	89
Figura 4. 9. Ubicación de los sensores en el motor y turbocompresor .....	90
Figura 4. 10. Montaje del sensor de presión P2 .....	91
Figura 4. 11. Espiral de cobre en la entrada de la turbina.....	91
Figura 4. 12. Sensor de presión P3.....	92
Figura 4. 13. Sensor de temperatura en la entrada del compresor .....	92
Figura 4. 14. Sensor de temperatura en la salida del compresor.....	93
Figura 4. 15. Sensor de temperatura en la entrada de la turbina .....	93
Figura 4. 16. Sensor de temperatura en la salida de la turbina .....	94
Figura 4. 17. Sensor de gasto másico.....	94
Figura 4. 18. Eje para el censado del régimen de giro .....	95
Figura 4. 19. Sensor de régimen de giro .....	96
Figura 4. 20. Montaje del sensor de régimen de giro.....	96
Figura 4. 21. Sensor de régimen de giro y eje dentado .....	97
Figura 4. 22. Motor y turbocompresor instrumentados.....	97
Figura 4. 23. Circuito amplificador.....	98

Figura 4. 24. Amplificador operacional en modo inversor .....	99
Figura 4. 25. Amplificador operacional conversor .....	100
Figura 4. 26. Negativo del PCB diseñado .....	101
Figura 4. 27. PCB revelado en baquelita.....	102
Figura 4. 28. Placa en vista 3D .....	102
Figura 4. 29. Placa con los componentes .....	103
Figura 4. 30. Calibración de la temperatura .....	104
Figura 4. 31. Calibración de la presión .....	105
Figura 4. 32. Sensor óptico de régimen.....	106
Figura 4. 33. Medición del régimen de giro.....	107
Figura 4. 34. Medición del régimen de giro.....	107
Figura 4. 35. Gato másico vs volteja del sensor Bosch PBT-GF30-0231002537....	109
Figura 4. 36. Pantalla de inicio .....	111
Figura 4. 37. Pantalla de ingreso de datos.....	112
Figura 4. 38. Pantalla de visualización de datos .....	112
Figura 4. 39. Pantalla de barrido de datos.....	113
Figura 5. 1. Máquina analizadora de gases .....	116
Figura 5. 2. Barómetro digital .....	117
Figura 5. 3. Medida del diámetro de la entrada del compresor.....	117
Figura 5. 4. Medida del diámetro de la salida del compresor .....	118
Figura 5. 5. Medida del diámetro de la entrada de la turbina.....	118
Figura 5. 6. Mapa del compresor turbo IHI RHF4. Zonas de funcionamiento elegidas para ensayos .....	120
Figura 5. 7. Puntos de funcionamiento obtenidos en los ensayos.....	121
Figura 5. 8. P20 calculada vs P20 medida .....	125
Figura 5. 9. Ciclo ideal Otto.....	126
Figura 5. 10. P30 calculada vs P30 medida .....	129
Figura 5. 11. Régimen de giro calculado vs régimen de giro medido .....	131

**INDICE DE TABLAS**

Tabla 4. 1. Especificaciones técnicas del sensor de temperatura.....	86
Tabla 4. 2. Especificaciones técnicas del sensor SICK PBT .....	87
Tabla 4. 3. Especificaciones del sensor de gasto másico .....	88
Tabla 4. 4. Especificaciones técnicas del sensor de régimen de giro.....	89
Tabla 4. 5. Valores experimentales para calibración de la temperatura.....	104
Tabla 4. 6. Valores experimentales para calibración de la presión.....	105
Tabla 4. 7. Valores experimentales de frecuencia y régimen .....	108
Tabla 4. 8. Valores de voltaje y gasto másico.....	109
Tabla 5. 1. Diámetros y áreas de entrada y salida de compresor y turbina donde se encuentran los sensores .....	119
Tabla 5. 2. Valores máximos y mínimos de régimen, presión y gasto másico .....	119
Tabla 5. 3. Estabilización de régimen del turbocompresor .....	130

## INDICE DE ANEXOS

ANEXO 1 Balanceo del turbocompresor.....	147
ANEXO 2 Esquema eléctrico de conexión del sistema.....	148
ANEXO 3 Tabla de valores termocupla tipo J.....	149

**OBTENCIÓN Y VALIDACIÓN DE UN MODELO FÍSICO PARA UN  
TURBOCOMPRESOR DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA  
ALTERNATIVO**

**RESUMEN**

El presente trabajo desarrolla un modelo cero dimensional y su validación experimental, que permite comprender de mejor manera el funcionamiento y acoplamiento del turbocompresor en un MCIA. Se instalan sensores en el motor para obtener datos experimentales de presión, temperatura, régimen de giro y gasto másico del turbocompresor que sirven para realizar la validación del modelo. Se realiza el ajuste del modelo, cálculo de presiones y régimen de giro del turbocompresor, y se comparan datos medidos y calculados mediante gráficas de dispersión en donde se obtienen coeficientes de determinación y nivel de confianza. Al final se dispone de una herramienta para evaluar el acoplamiento entre motor y turbocompresor y que permite predecir de forma teórica algunos puntos de funcionamiento del mismo.

**Palabras clave:** Modelo, turbocompresor, motor, sensor, validación, ajuste.



Miguel Andrés López Hidalgo  
Director del Trabajo de Titulación



Francisco Torres Moscoso  
Director de Escuela



Fabián Bustos Encalada  
Autor



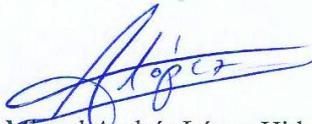
Jorge Sarmiento Molina  
Autor

**DEVELOPMENT AND VALIDATION OF A PHYSICAL MODEL FOR A TURBOCOMPRESSOR OF AN ALTERNATIVE INTERNAL COMBUSTION ENGINE**

**ABSTRACT**

This work develops a zero dimensional model and its experimental validation, which allows better understanding of the operation and fitting of the turbocharger in an alternative ICE. Sensors are installed in the engine to obtain experimental data on pressure, temperature, speed and turbocharger mass flow rate used to perform model validation. Model adjustment, pressure calculation and turbocharger engine speed are performed. The measured and calculated data are then compared using scatter-graphs reports, obtaining coefficients of determination and confidence level. At the end, a tool to evaluate the fitting between engine and turbocharger is available, allowing theoretical prediction of certain points of its operation.

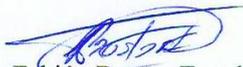
**Keywords:** Model, Turbocharger, Engine, Sensor, Validation, Adjustment.



Miguel Andrés López Hidalgo  
**Thesis Director**



Francisco Torres Moscoso  
**School Director**



Fabián Bustos Encalada  
**Author**



Jorge Sarmiento Molina  
**Author**



UNIVERSIDAD DEL  
AZUAY  
Dpto. Idiomas



Translated by,  
Lic. Lourdes Crespo

Fabián Ignacio Bustos Encalada

Jorge Luis Sarmiento Molina

Trabajo de Titulación

Ing. Miguel Andrés López Hidalgo. PhD.

Enero, 2017

## **OBTENCIÓN Y VALIDACIÓN DE UN MODELO FÍSICO PARA UN TURBOCOMPRESOR DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO**

### **INTRODUCCIÓN**

La invención del motor de combustión interna es sin duda uno de los más grandes avances tecnológicos de la humanidad, que ha influenciado en el desarrollo de los pueblos en aspectos políticos, industriales, comerciales y de movilidad.

En la actualidad el uso de vehículos impulsados con motores de combustión interna es cada vez mayor, buscando cada día el desarrollo de tecnologías que mejoren su rendimiento, prestaciones y sobre todo la reducción de gases contaminantes que dichos motores producen.

Los sistemas de turboalimentación en la actualidad gozan de gran protagonismo como una manera de mejorar el rendimiento de los motores de combustión interna y de los vehículos que los equipan y, para lograr este objetivo, el acoplamiento entre motor y turbocompresor debe ser el adecuado. Por esto es necesario el desarrollo de modelos que permitan predecir los fenómenos físicos que se producen durante el funcionamiento del motor y turbocompresor. Así también es necesario el desarrollo de instalaciones experimentales, fiables y versátiles que permitan realizar la adquisición de datos reales de funcionamiento del motor y turbocompresor y así determinar si su acoplamiento puede ser el adecuado.

## **CAPÍTULO I**

### **INTRODUCCIÓN**

#### **1.1 Justificación**

En la actualidad los sistemas de turboalimentación gozan de gran protagonismo en la automoción tanto en vehículos de Diesel y gasolina, livianos y pesados con lo cual se pretende que su funcionamiento sea más eficiente y se adapten de mejor manera a los requerimientos y demandas del usuario y la legislación vigente.

Para el correcto funcionamiento del turbocompresor, su acoplamiento con el motor debe ser el correcto, es por esto que se hace necesario el desarrollo de modelos matemáticos e instalaciones experimentales que proporcionen información útil que permitan entender y profundizar el conocimiento de las variables que intervienen en el funcionamiento de estos sistemas.

#### **1.2 Problemática**

El funcionamiento de los turbocompresores es complejo y no se puede interpretar a simple vista, por esto se hace necesaria la aplicación de modelos matemáticos como herramienta de cálculo y la validación del mismo mediante la instrumentación electrónica con elementos de medición de variables, para entender de mejor manera los fenómenos que ocurren en los sistemas turboalimentadores.

#### **1.3 Necesidad de los modelos matemáticos en turbocompresores**

La aplicación de modelos matemáticos permite evitar los ensayos de prueba y error y disminuyen costos de experimentación, tornándose como una herramienta válida para comprender de una manera objetiva y científica el funcionamiento del turbocompresor.

#### **1.4 Objetivo general**

- Obtener un modelo físico para un turbocompresor de un motor de combustión interna alternativo y validar los resultados obtenidos.

## 1.5 Objetivos específicos

- Obtener un modelo físico que permita identificar las variables que intervienen en el funcionamiento del turbocompresor.
- Obtener datos experimentales de funcionamiento del turbocompresor en diferentes regímenes de giro estacionarios.
- Comparar el modelo físico con los resultados experimentales para realizar el ajuste.

## 1.6 Metodología

A continuación se describe la metodología que se utilizará para el desarrollo del proyecto:

### **Obtener un modelo físico que permita identificar las variables que intervienen en el funcionamiento del turbocompresor**

El método bibliográfico será empleado para ampliar el conocimiento sobre los turbocompresores y modelos matemáticos, recopilando información de libros, revistas científicas y referencias digitales.

Con el método analítico se desarrollará un modelo que sea aplicado al turbocompresor.

### **Obtener datos experimentales de funcionamiento del turbocompresor en diferentes regímenes de giro estacionarios**

Con el método analítico y experimental se realizará la selección e implementación de sensores que permitan obtener datos de temperaturas, presiones, gasto másico y régimen de giro del turbocompresor.

### **Comparar el modelo físico con los resultados experimentales para realizar el ajuste**

Por medio del método analítico y bibliográfico se buscará validar y ajustar los resultados del modelo físico con los datos experimentales.

## 1.7 Alcances y resultados esperados:

- Ajustar el modelo cero dimensional desarrollado en base a datos experimentales como: presiones y régimen de giro.
- Instrumentar un motor de combustión interna alternativo para uso didáctico que

permita medir presiones, temperaturas, gasto másico y régimen de giro en el turbocompresor.

- Brindar un modelo que prediga el funcionamiento del turbocompresor en condiciones estacionarias.
- Validar los datos del modelo físico con los datos experimentales.

## CAPÍTULO II

### MARCO TEÓRICO

#### **Introducción**

En este capítulo se realiza una descripción teórica sobre los motores de combustión interna, sus características principales y sus diagramas teóricos de trabajo.

Se presenta una breve historia a cerca de la turbosobrealimentación, sus inicios, sus primeras aplicaciones, la evolución que han sufrido, su estructura, clasificación y las actuales aplicaciones en los motores de combustión interna alternativos. Se analiza y detalla el funcionamiento y constitución del turbocompresor, sus partes principales y fases de funcionamiento, materiales de construcción, sus ventajas e inconvenientes. Se hace una breve explicación sobre el turbocompresor de geometría variable y sus ventajas frente al turbocompresor de geometría fija.

Se continúa con el análisis de los procesos en fluidos compresibles en donde se estudia la evolución y cambios que sufren los fluidos durante el funcionamiento de las máquinas térmicas y las distintas variables que intervienen en los procesos tales como velocidad del sonido y número Mach. Se analizan los procesos de expansión y compresión en toberas y difusores y el comportamiento de los fluidos en estos conductos.

Siguiendo el estudio, se hace una recopilación de conceptos y ecuaciones sobre turbomáquinas térmicas para explicar su intercambio energético, definir su rendimiento y explicar las pérdidas que sufren estos sistemas durante su funcionamiento.

Finalmente, se describen los modelos matemáticos, su importancia para el diseño y su aplicación como herramienta de análisis rápido del comportamiento de un sistema, su clasificación y los pasos necesarios para la realización de los mismos.

## 2.1 El motor de combustión interna

“El motor de combustión interna es una máquina térmica capaz de transformar la energía térmica almacenada en un fluido en energía mecánica produciendo así un trabajo. Éste trabajo se aplica a una cadena cinemática del vehículo y se transforma en movimiento. En la figura 2.1 se muestra esquemáticamente el proceso.” (GONZALEZ CALLEJA 2012).

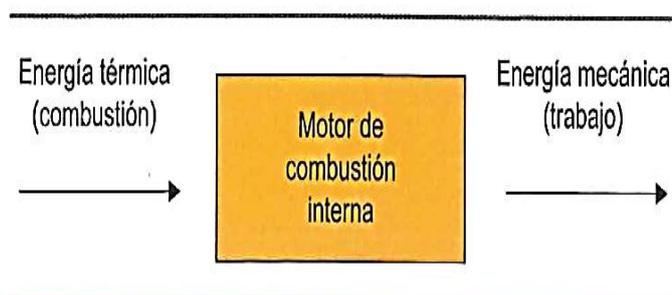


Figura 2. 1. Proceso de conversión de energía térmica del combustible en energía mecánica ó trabajo

Fuente: (González Calleja, D. 2012)

### 2.1.1. Definiciones

El autor GONZALEZ CALLEJA, D. (2012) cita las siguientes definiciones a cerca de los motores de combustión interna:

#### 2.1.1.1. Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA)

Es un motor de combustión interna el cual realiza un ciclo de trabajo repetitivo. La transmisión de la fuerza se produce mediante un desplazamiento lineal generado por los gases de la combustión, el cual es transformado en par motor giratorio por un mecanismo de biela – manivela.

#### 2.1.1.2. Motor de Encendido Provocado (MEP)

En un ciclo de trabajo comprime la mezcla de aire y combustible y por el salto de una chispa se produce la combustión de la mezcla.

### 2.1.1.3. Motor de Encendido por Compresión (MEC)

En un ciclo de trabajo comprime aire hasta llegar a una gran presión y temperatura, en ese instante se inyecta el combustible y se produce la combustión por la inflamación del mismo.

### 2.1.2. El motor de gasolina

El motor de gasolina (Figura 2.2) es un motor de encendido provocado, ya que necesita de una chispa eléctrica para combustionar la mezcla de aire y combustible que ingresa al cilindro, haciendo que el gas contenido en la cámara se expanda, impulsando el pistón hacia abajo. Éste desplazamiento lineal es transformado en par giratorio mediante el mecanismo de biela – manivela. ESCUDERO, S (2011)



Figura 2. 2. Motor de gasolina

Fuente: (González Calleja, D. 2012)

### 2.1.3. Diagrama teórico de trabajo del MEP

El autor CARRERAS, R (2005) explica el ciclo de trabajo Otto ideal, asociado a los motores de encendido provocado. En este ciclo se producen los siguientes procesos termodinámicos, referidos en la figura 2.3:

- a) 1 – 2 Compresión adiabática: el pistón realiza el trabajo de compresión  $W_1$  y comprime el fluido de trabajo.
- b) 2 – 3 Aportación de calor a volumen constante: se introduce calor  $Q_1$  mediante una chispa eléctrica.
- c) 3 – 4 Expansión adiabática: corresponde al trabajo  $W_2$  realizado por el fluido de trabajo combustionado.
- d) Extracción de calor a volumen constante: se extrae instantáneamente el calor  $Q_2$ .

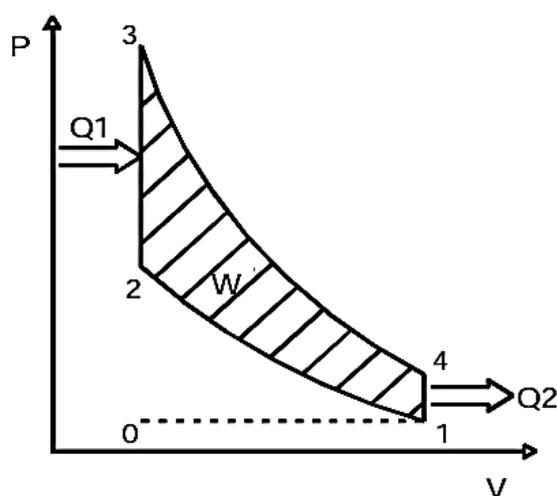


Figura 2. 3. Ciclo Otto en coordenadas P/V

Fuente: (Carreras, R. 2005)

## 2.2 La turbosobrealimentación

“La aparición de la sobrealimentación dentro del motor ha conseguido mantener la potencia en condiciones adversas en donde la presión es más baja y la cantidad de mezcla que se introduce al motor es menor, como puede ocurrir en trayectos de montaña a gran altitud o zonas de gran temperatura.” (SÁNCHEZ 2012)

A la sobrealimentación se la podría definir como la utilización de un sistema que aumente la cantidad de mezcla (motores a gasolina) o de aire (motores Diesel) que entra a los cilindros, aumentando así las presiones al interior del cilindro obteniendo una mayor potencia en cada ciclo de trabajo. (MARTÍNEZ, Manual técnico del automovil 2006)

Con la sobrealimentación se consigue el aumento de la potencia y el par motor (Figura 2.4) sin variar la cilindrada ni régimen del motor, consiguiendo así un aumento de hasta un 40% de potencia comparado con un motor no sobrealimentado. (SÁNCHEZ 2012)

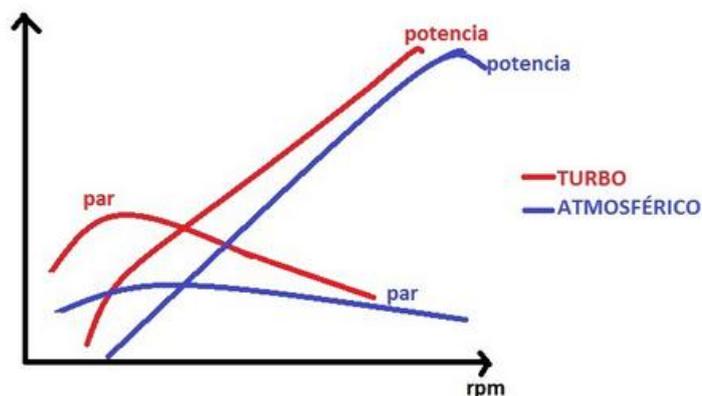


Figura 2. 4. Curvas de potencia en un motor atmosférico y uno sobrealimentado

Fuente: (Revista Motor 2012)

El hecho de aumentar la presión al interior del cilindros puede traer consigo problemas de detonación en los motores de gasolina, cosa que no ocurre en los motores Diesel ya que a mayor presión en los cilindros, más suave es su funcionamiento por la velocidad de inflamación de la mezcla. (PARDIÑAS 2012)

### 2.2.1. Historia de la turbosobrealimentación

Los constructores de motores Daimler y Rodolfo Diesel idearon sistemas de sobrealimentación para sus motores. La idea de la sobrealimentación se puso en práctica muy pronto cuando en los motores de los aviones de la época se dificultaba su funcionamiento al aumentar la altura de vuelo. Al aumentar la altura sobre el nivel del mar, el aire cada vez menos denso disminuía el rendimiento del motor y se tenía la idea de acoplar un elemento que mitigara éste efecto sin quitarle potencia al motor. En 1905 el ingeniero Alfred Buchi diseñó, implementó y patentó el primer sistema conocido como turbocompresor (Figura 2.5) el cual fue completado en 1910 y es lo que básicamente se usa en la actualidad. (MARTÍNEZ, Manual técnico del automovil 2006)

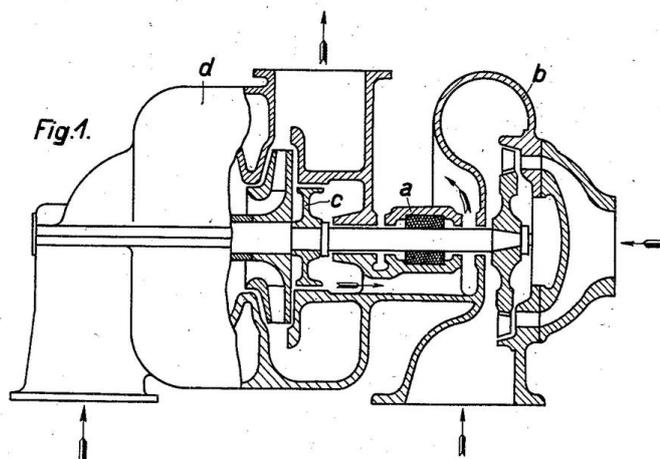


Figura 2. 5. Plano de un turbocompresor para motores Diesel de los años 1927

Fuente: (Meyer, A. 1998)

Las siguientes aplicaciones de los turbocompresores fueron en motores Diesel para ferrocarriles y en los años 60 se empezaron a usar los primeros motores turbo Diesel para camiones. (MARTÍNEZ, Manual técnico del automovil 2006)

### 2.2.2. La sobrealimentación en los motores Diesel

Existen ventajas en la sobrealimentación de los motores Diesel frente a los de gasolina ya que al utilizar solo aire en el proceso de compresión e inyectar el combustible al final del mismo, no se crean problemas de autoencendido. La elevada presión en los motores Diesel turboalimentados hace que la temperatura al interior del cilindro facilite el encendido. (MARTÍNEZ, Manual práctico del automóvil 2012)

“En motores Diesel, la mayor presión de entrada de aire favorece la expulsión de los gases de escape y el llenado del cilindro con aire fresco, con lo que se consigue un aumento del rendimiento volumétrico.” (ESCUDERO 2011)

### 2.2.3. Clasificación de los sistemas sobrealimentadores

Según PAYRI y DESANTES (2011), se pueden citar y detallar tres criterios para la clasificación de los sistemas de sobrealimentación:

1. Método de accionamiento del compresor.
2. Tipo de compresor.
3. Transferencia de potencia entre el motor y el sistema de sobrealimentación.
4. Tipología de motor que se sobrealimenta.

### 2.2.3.1. Método de accionamiento del compresor

- Sobrealimentación mecánica (Figura 2.6), cuando el compresor es movido por el motor alternativo mediante un acoplamiento al cigüeñal.

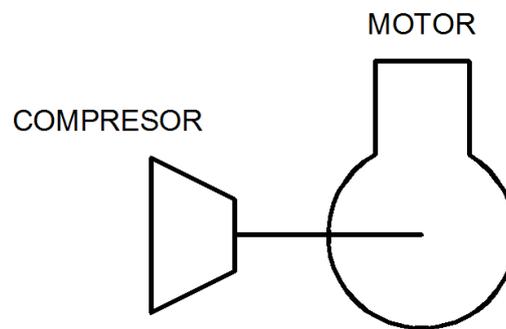


Figura 2. 6. Motor con sobrealimentación mecánica

Fuente: (Payri y Desantes. 2011)

- Turbosobrealimentación externa (Figura 2.7), cuando el compresor es movido por un motor distinto al alternativo.

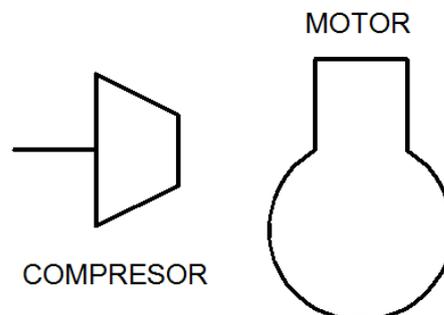


Figura 2. 7. Motor con sobrealimentación externa

Fuente: (Payri y Desantes. 2011)

- Turbosobrealimentación (Figura 2.8), cuando el compresor es accionado por una turbina que extrae energía de los gases de escape del motor alternativo. Es la técnica más usada en la actualidad.

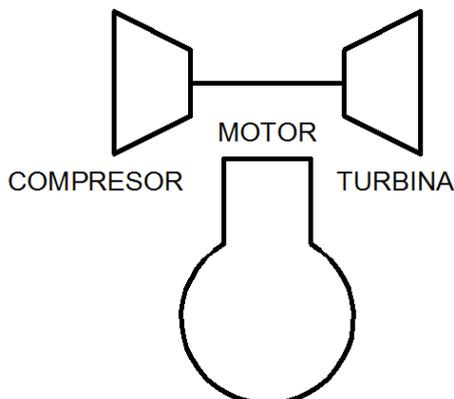


Figura 2. 8. Motor turbosobrealimentado

Fuente: (Payri y Desantes. 2011)

La ventaja más destacada de la turbosobrealimentación respecto de los demás sistemas es que recupera parte de la energía de los gases de escape. Esta recuperación de energía hace de la turbosobrealimentación la mejor opción para lograr reducir, con respecto a un motor de aspiración natural, el consumo específico del conjunto del sistema. También cabe indicar que su desventaja más relevante es el desacople entre compresor y MCI durante (Motor de combustión interna alternativo) la aceleración de éste. Efectivamente, mientras la sobrealimentación mecánica permite que compresor y motor aceleren al unísono, garantizándose un suministro a tiempo de aire al motor; la turbosobrealimentación sufre un retraso, conocido como *turbocharger lag*.

### 2.2.3.2. Tipo de compresor

- Compresores de desplazamiento positivo o volumétricos (Figura 2.9) que se suelen emplear en la sobrealimentación mecánica, ya que el régimen de giro óptimo del compresor es del mismo orden que del motor.

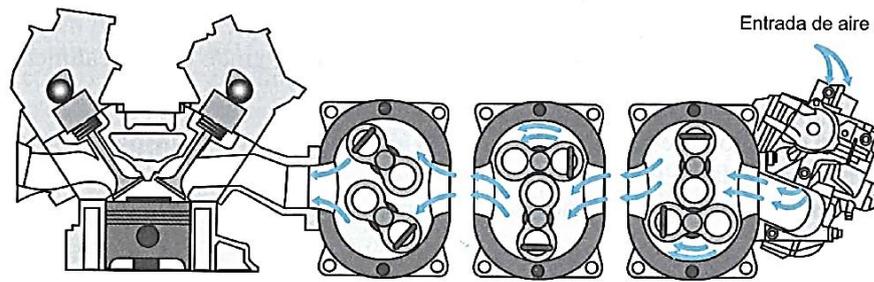


Figura 2. 9. Compresor volumétrico

Fuente: (González Calleja, D. 2012)

- Turbocompresores (Figura 2.10), que suelen ser usados en la turbosobrealimentación ya que tanto la turbina como el compresor suelen girar a regímenes de giro óptimos similares y mucho mayores que los del motor alternativo.

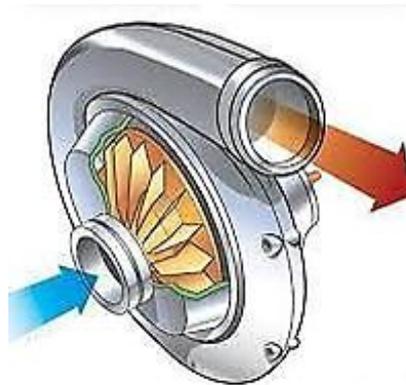


Figura 2. 10. Turbocompresor

Fuente: (Ferrán, J. 2013)

Los turbocompresores, según la dirección de circulación del aire respecto al eje de giro se pueden dividir en axiales, radiales y de flujo mixto.

La velocidad del rotor supone un límite importante en el rango de operación de los turbocompresores ya que al ser altos los regímenes alcanzados, se incrementan las fuerzas centrífugas que pueden llegar a comprometer a las partes rotativas. Esto no es un problema en los sistemas de sobrealimentación mecánica pues el régimen del

compresor está ligado al del MCIA. Esta falta de acoplamiento en turbocompresores de sistemas de turbosobrealimentación puede hacer que en determinadas condiciones operativas del motor, se dé un sobrerégimen del turbogrupo. Esto no es un problema en los sistemas de sobrealimentación mecánica pues el régimen del compresor está ligado al del MCIA. (PAYRI y DESANTES 2011)

### 2.2.3.3. Transferencia de potencia entre motor y sistema de sobrealimentación:

- Compresor de sobrealimentación acoplado al cigüeñal del motor y que consume potencia mecánica de éste, es decir, sobrealimentación mecánica (Figura 2.11).

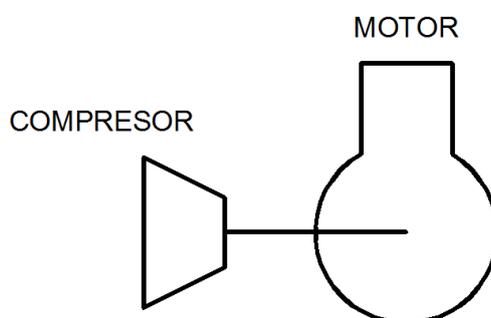


Figura 2. 11. Motor con sobrealimentación mecánica

Fuente: (Payri y Desantes. 2011)

- Compresor de sobrealimentación acoplado a una turbina en eje libre y la turbina accionada con los gases de escape del motor alternativo. En estos sistemas de turbosobrealimentación (Figura 2.12), el acoplamiento entre turbo y MCIA es del tipo fluidodinámico.

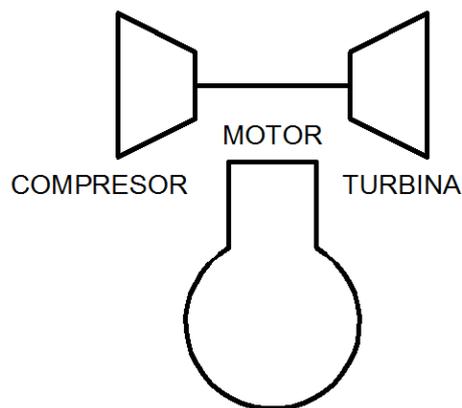


Figura 2. 12. Motor turbosobrealimentado

Fuente: (Payri y Desantes. 2011)

- Compresor, turbina de escape y motor alternativo acoplados mecánicamente, a lo que se ha llamado motores compuestos (*compound engines*), donde los excesos o defectos de potencia mecánica entre la turbina y el compresor son transferidos a través del acoplamiento mecánico con el motor alternativo (Figura 2.13).

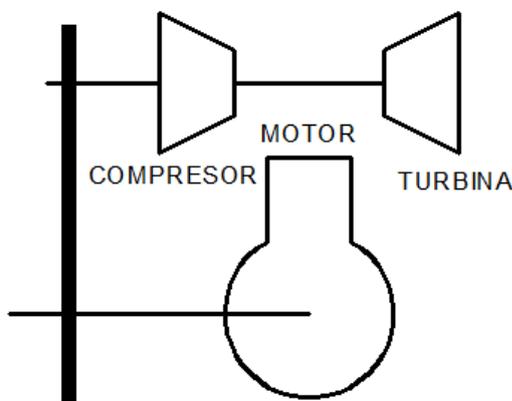


Figura 2. 13. Esquema de un sistema compound

Fuente: (Payri y Desantes. 2011)

- Compresor y motor acoplados mecánicamente y la turbina acoplada con el motor sólo fluidodinámicamente. En este caso la turbina está acoplada mecánicamente con un eje externo y es la que suministra la potencia efectiva al conjunto (Figura 2.14) siendo el motor únicamente un generador de gas.

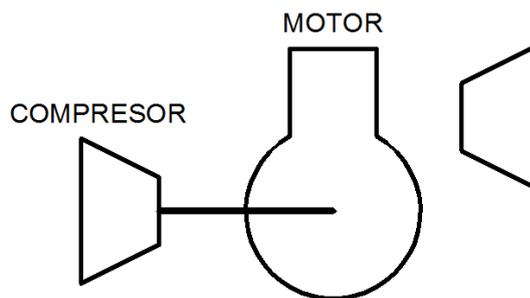


Figura 2. 14. Sistema de sobrealimentación en la que la potencia la produce la turbina

Fuente: (Payri y Desantes. 2011)

Una forma reciente y alternativa al sistema *compound* son los turbogrupos con asistencia eléctrica. En estos, la falta de potencia es suplida por un motor eléctrico acoplado al mismo eje y que consume energía de las baterías del motor, y los eventuales excesos de energía del turbogrupos se recuperan a través del motor eléctrico actuando como generador. Es decir, el acoplamiento mecánico se sustituye por un acoplamiento indirecto a través del sistema de producción y almacenamiento de energía eléctrica. El sistema es más indirecto pero también da más flexibilidad a la hora de optimizar los flujos de energía entre el eje del motor y el del turbogrupos. (PAYRI y DESANTES 2011)

#### 2.2.3.4. Tipología de motor que se sobrealimenta

La última clasificación se refiere al tipo de motor que se va a sobrealimentar:

- Motor de dos tiempos o motor de cuatro tiempos. La característica que distingue la sobrealimentación de los de dos tiempos, frente a los de cuatro tiempos, es el periodo de barrido, especialmente la necesidad de que la presión de admisión sea mayor que la de escape para garantizar un buen barrido de los gases quemados.
- MEP de inyección indirecta o MEP y MEC de inyección directa. Mientras que para los motores MEC la sobrealimentación mejora las condiciones del proceso de combustión, para los MEP de inyección indirecta la sobrealimentación puede aumentar el riesgo de combustión detonante. En los MEP de inyección directa a cargas parciales (inyectando al final de la compresión) la sobrealimentación mejora el proceso de mezcla pero funcionando a plena carga, inyectando durante el proceso de admisión el riesgo de detonación aumenta.

## 2.2.4. Turbomáquinas

### 2.2.4.1. Estructura de las turbomáquinas

Una turbomáquina se constituye mínimo por dos coronas de álabes: una fija (estator) y una móvil (rotor). Las dos coronas conforman una turbomáquina o escalonamiento. En los turbocompresores, el rotor precede al estator en su escalonamiento ya que su fin es el de incrementar la presión del fluido. En el estator de un escalonamiento de compresor el fluido experimentará una desaceleración con el consiguiente aumento de la entalpía, que provocan aumento de la presión. Esto explica el interés de poner el estator en segundo lugar en este caso. (MUÑOZ y ROVIRA 2014)

### 2.2.4.2. Clasificación de las turbomáquinas

Los autores MUÑOZ y ROVIRA (2014) realizan la siguiente clasificación de las turbomáquinas.

Las turbomáquinas se pueden clasificar según tres criterios:

- Según cedan energía mecánica al exterior (motoras) o absorban energía mecánica del exterior (generadoras).
- Según su grado de acción (de acción y de reacción).
- Según la dirección del fluido a su paso por la máquina (axiales o radiales).

Para el segundo criterio la clasificación tiene que ver con el valor del grado de reacción:

- Máquinas de acción: son las de grado de reacción cero o próximo a cero. En ellas la entalpía y la presión en el rotor se mantiene constante, es decir, no existe carga estática en el rotor.
- Máquinas de reacción: su grado de reacción es distinto de cero, existe carga dinámica y estática.

En relación al tercer criterio, la mayoría de las turbomáquinas se clasifican de la siguiente manera:

- a) Axiales: la componente radial de la velocidad es nula o muy pequeña comparada con las demás ( $c_r = 0$ ). Se considera que el fluido evoluciona en una superficie coaxial con el eje de la máquina.

b) Axio – radiales: de entrada axial ( $c_a = 0$ ). y salida radial ( $c_r = 0$ ). Estructura usual de los turbocompresores centrífugos (Figura 2.15).

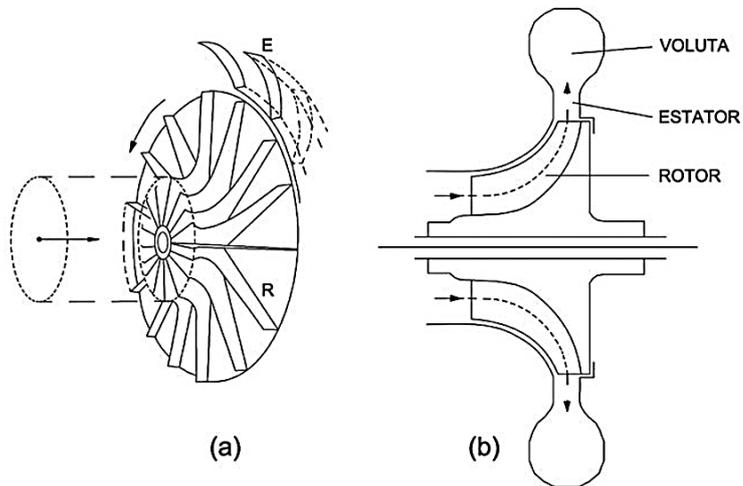


Figura 2. 15. Turbocompresor centrífugo

Fuente: (Marta, M. y Antonio, R. 2014)

c) Radio - axiales: de entrada radial ( $c_r = 0$ ) y salida axial ( $c_a = 0$ ). Estructura usual de las turbinas centrípetas (Figura 2.16).

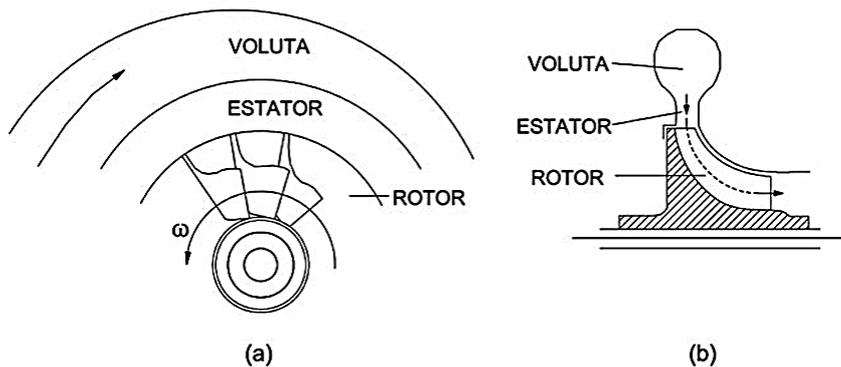


Figura 2. 16. Turbina centrípeta

Fuente: (Marta, M. y Antonio, R. 2014)

### 2.2.5. Turbocompresores

Los turbocompresores son compresores del tipo centrífugo, funcionan mediante la energía de los gases de escape del MCI y son los sistemas de sobrealimentación más empleados en los automóviles. Son aparatos sencillos pero sus condiciones de funcionamiento exigen que su fabricación y selección de materiales sea muy cuidadosa. Pueden alcanzar regímenes de hasta 200.000 rpm. Los gases de escape que hacen girar el turbo, alcanzan temperaturas de hasta 1.000°C lo cual afecta directamente a las dilataciones de los materiales y dificulta la lubricación de las piezas móviles. (MARTÍNEZ, Manual técnico del automovil 2006)

La figura 2.17 muestra las temperaturas y presiones que alcanzan las instalaciones de un sistema de sobrealimentación con turbocompresor.

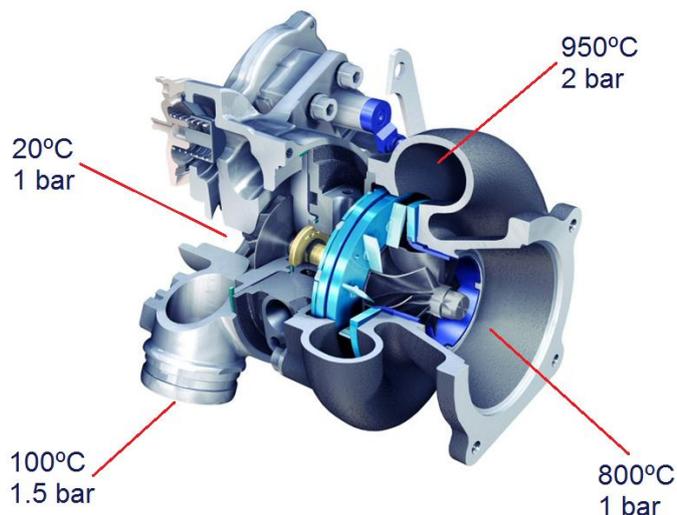


Figura 2. 17. Temperaturas y presiones en el turbocompresor

Fuente: (Mahle. 2015)

#### 2.2.5.1. Constitución y funcionamiento del turbocompresor

##### Partes principales

Existen cuatro partes principales en los turbocompresores que son turbina, eje y compresor (Figura 2.18).

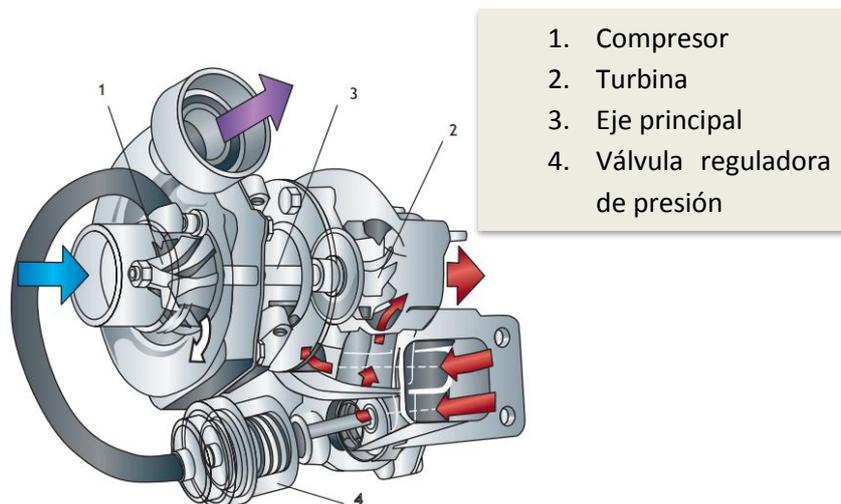


Figura 2. 18. Partes principales del turbocompresor

Fuente: (Sánchez, E. 2012)

Cómo muestra la figura 2.19, los gases de escape son conducidos directamente hasta los álabes de la turbina en donde se esparcen y aumentan la velocidad de la misma y como consecuencia aumenta la velocidad del compresor que al girar crea una fuerza centrífuga que aspira aire y lo entrega a presión en el colector de admisión. El turbo compresor necesita de un determinado caudal de gases de escape para iniciar su funcionamiento y su mejor comportamiento se obtiene cuando el motor supera las 2500 rpm. (PARDIÑAS 2012)

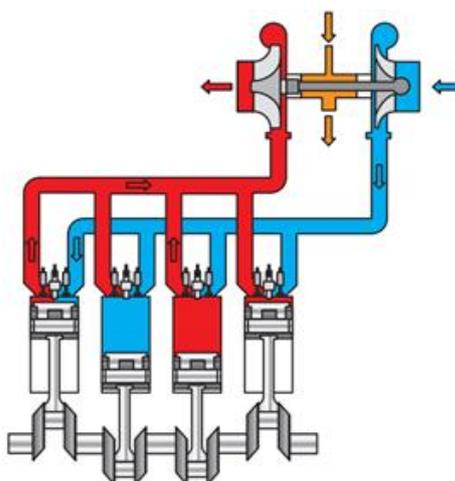


Figura 2. 19. Funcionamiento del turbocompresor

Fuente: (Sánchez, E. 2012)

A continuación se detallan las partes principales del turbocompresor:

- Carcasa (Figura 2.20): compone la envoltura exterior del turbocompresor y aloja la turbina, compresor y rodete. Su parte interior tiene la forma de una caracola que tiene como fin acelerar la velocidad de los gases de escape que impulsan la turbina. Es una pieza muy sólida fabricada de una aleación de hierro y cromo en la parte de alojamiento de la turbina y de aleación de aluminio en la parte del compresor. La parte central de la carcasa aloja los cojinetes para soporte del eje y a veces retenes de aceite. Hasta esta parte llega la lubricación para reducir la fricción del eje y también reducir la temperatura transmitida por la turbina hacia los demás componentes. (MARTÍNEZ, Manual técnico del automovil 2006)



Figura 2. 20. Carcasa del turbocompresor

Fuente: (Speedparts. 2015)

- Turbina: Éste elemento debe soportar altas cargas térmicas y mecánicas. Se compone de unos álabes (Figura 2.21) sobre los cuales inciden los gases de escape. Está compuesta por un rodete fabricado de Inconel (80% Níquel, 14% Cromo y 6% Hierro). El rodete va unido al eje principal mediante proceso de soldadura. (GONZALEZ CALLEJA 2012)



Figura 2. 21. Álabes de rueda de turbina

Fuente: (Awendiesel Power Co. Ltd. 2013)

- Compresor: Está fabricado en aleación de aluminio, cuenta con un rodete con álabes (Figura 2.22) que impulsan el aire hacia el interior de los cilindros y la unión con el eje principal es mediante una tuerca. (GONZALEZ CALLEJA 2012)



Figura 2. 22. Álabes de rueda de compresor

Fuente: (KTperformance. 2015)

- Cojinetes centrales (Figura 2.23)

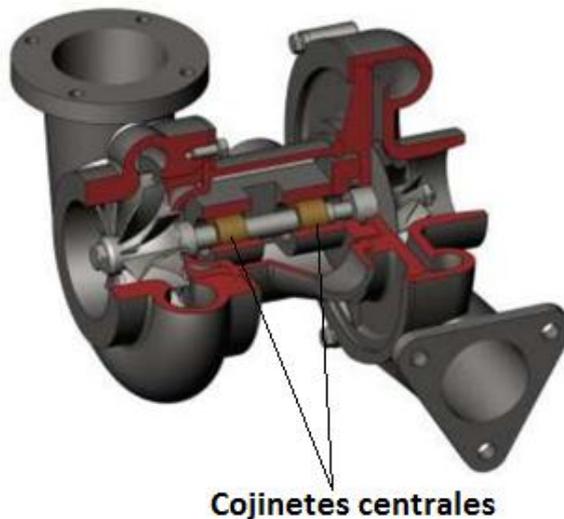


Figura 2. 23. Cojinetes centrales del turbocompresor

Fuente: (Sobrealimentación en motores. Universidad de La Plata. 2011)

Estos elementos cumplen cuatro funciones:

1. Absorber el empuje radial

El eje está sometido a altas cargas mecánicas debido a su giro y térmicas, debiendo soportar temperaturas de hasta 900°C. Su montaje en el conjunto puede ser sobre cojinetes o rodamientos (en turbocompresores de gran tamaño) y sus extremos están en contacto con el circuito de engrase para evitar la fricción. (SÁNCHEZ 2012)

2. Aislar térmicamente el compresor de la turbina

Éste elemento suele montar un deflector en forma de campana. El aceite lubricante que llega al eje debe estar bien filtrado y a alta presión y es el mismo lubricante del sistema de lubricación del MCIA. (GONZALEZ CALLEJA 2012)

3. Mantener la hermeticidad

Monta juntas de carbono para evitar que el aceite lubricante pase desde el cojinete central hacia la turbina o el compresor. (GONZALEZ CALLEJA 2012)

#### 4. Absorber el empuje axial

Mediante un manguito y un tope en el eje principal se evita el efecto de movimiento axial provocado por la incidencia de los gases de escape en los álabes de la turbina. (GONZALEZ CALLEJA 2012)

### **2.2.5.2. Fases de funcionamiento del turbocompresor**

#### **Funcionamiento a ralentí y carga parcial**

Los álabes del rodete de la turbina son impulsados lentamente por los gases de escape lo cual hace girar al eje principal y a los álabes del compresor los cuales no adquieren fuerza suficiente para aspirar ni comprimir aire, por lo que la aspiración de aire se da solamente por la succión producida por el MCIA. (GORDILLO CALVA y SÁNCHEZ MOCHA 2013)

#### **Funcionamiento a carga parcial media**

Cuando la presión en el colector de admisión se acerca al valor de la presión atmosférica, la turbina es impulsada con mayor fuerza provocando que el compresor aspire y precomprima aire a una presión ligeramente mayor que la atmosférica y lo introduzca en los cilindros del MCIA. (GORDILLO CALVA y SÁNCHEZ MOCHA 2013)

#### **Funcionamiento a carga parcial superior y plena carga**

Conforme aumentan las revoluciones del motor, los gases de escape aumentan su energía e impulsan con más fuerza a la turbina aumentando al máximo la presión en el múltiple de admisión por acción del compresor. En esta fase, el aire fresco aspirado por el compresor llega a la presión máxima que no debe sobrepasar los 0.9 bar en turbocompresores normales y los 1,2 bares en turbocompresores de geometría variable. (GORDILLO CALVA y SÁNCHEZ MOCHA 2013)

### **2.2.5.3. Materiales del turbocompresor**

Durante su funcionamiento, el turbocompresor puede alcanzar regímenes de hasta 200.000 rpm o más y debe soportar temperaturas de hasta 1000°C por lo cual sus sollicitaciones mecánicas y térmicas son muy altas lo cual lleva a que los materiales de fabricación del conjunto sean de alta calidad.

Los materiales utilizados en la fabricación del turbocompresor se detallan en la figura 2.24 (PARDIÑAS 2012).

PARTE	MATERIAL
Turbina	<u>Inconel</u> , Cromo, Níquel
Carcasa	Fundición aleada con Níquel
Eje	Acero aleado de alta resistencia
Válvula reguladora de presión	Acero inoxidable
Carcasa central	Fundición gris laminada
Compresor y carcasa	Fundición de aluminio
Cojinetes	Bronce sinterizado

Figura 2. 24. Materiales de fabricación para las partes del turbocompresor

Fuente: (Pardiñas, J. 2012)

“Los cojinetes de la turbina y del compresor son de una elevada precisión, ya que el juego existente entre ellos y sus respectivas carcasas ha de ser mínimo para que el turbocompresor tenga un buen rendimiento. Para permitir esto se suelen fabricar con el procedimiento de cera perdida, que consiste en fabricar el rodete en cera para posteriormente fundirla e inyectar el metal.” (GONZALEZ CALLEJA 2012)

#### **2.2.5.4. Lubricación del turbocompresor**

La lubricación en el turbocompresor debe cumplir dos funciones fundamentales que son la de establecer una película viscosa entre el eje y sus apoyos y también la de evacuar la mayor cantidad de calor generado, lográndose rebajar hasta 200°C la temperatura de las partes en contacto con el aceite lubricante. (MARTÍNEZ, Manual técnico del automovil 2006)

Es importante saber que luego de recorridos largos en el automotor, es recomendable mantener encendido el motor por un instante para permitir que la presión de lubricación llegue a los cojinetes hasta que el turbocompresor disminuya al máximo su régimen de giro. (SÁNCHEZ 2012)

Dada la importancia de la lubricación, es fundamental la utilización de radiadores de aceite, lubricantes y filtros de excelente calidad. (PARDIÑAS 2012)

#### **2.2.5.5. Regulación de la presión de sobrealimentación**

Con el fin de disponer de un par motor adecuado, es indispensable que se realice la regulación de la presión de los gases en la turbina del turbocompresor para mantener la presión de sobrealimentación máxima permitida. (BOSCH 2005)

Para regular la presión de sobrealimentación el turbocompresor dispone de una válvula de accionamiento neumático o eléctrico llamada “válvula wastegate” (Figura 2.25), cuyo funcionamiento se detalla a continuación. (SÁNCHEZ 2012)



Figura 2. 25. Válvula wastegate

Fuente: (Synapse engineering. 2013)

La figura 2.26 muestra el funcionamiento de la válvula wastegate: cuando la energía residual de los gases de escape es baja, el conjunto turbina compresor gira a bajas revoluciones, por lo tanto la presión de sobrealimentación alcanza volúmenes mínimos. En este caso, la membrana 2 está en reposo y la válvula 4 está cerrada. Todos los gases de escape tienen que pasar forzosamente por el conducto 5 hacia la turbina. (PARDIÑAS 2012)

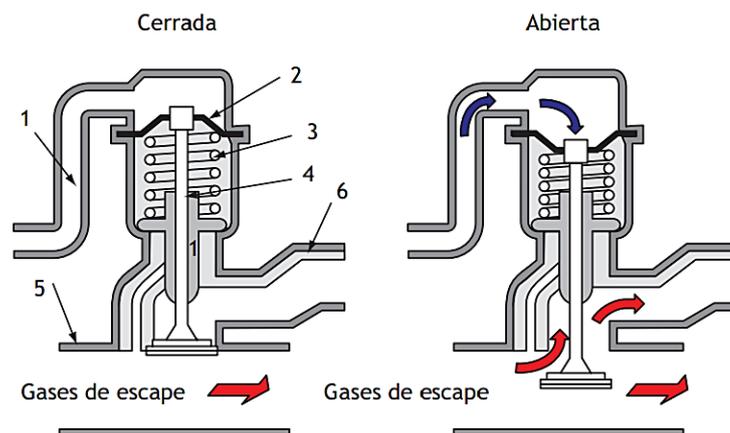


Figura 2. 26. Funcionamiento de la válvula wastegate

Fuente: (Sánchez, E. 2012)

Cuando las condiciones de funcionamiento crean una presión de sobrealimentación superior a la admisible (entre 0,6 y 0,8 bares, según el modelo de turbocompresor) en el colector de admisión, conectado al conducto 1, la membrana 2 vence la presión del muelle 3, abriendo la válvula 4, con lo cual solo una parte de los gases de escape pasan por el conducto 5 hacia la turbina, mientras otra parte sale directamente por la válvula hacia el by-pass 6. Así se evita que el régimen del turbo y la presión de sobrealimentación aumenten. Cuanto mayor sea la presión de sobrealimentación, por encima del valor del tarado del muelle, más se abrirá la válvula, aumentando así el efecto regulador. (PARDIÑAS 2012)

#### 2.2.5.6. La refrigeración del aire de admisión

“Como resultado del aumento de la presión del aire en el turbocompresor, se consigue también aumentar de forma considerable la temperatura del aire de admisión. Consecuencia de ello se harán notar con una importante disminución del rendimiento del motor.” (MARTÍNEZ, Manual práctico del automóvil 2012)

Para subsanar este problema se dispone de un intercambiador de calor llamado “intercooler” (Figura 2.27), que puede ser del tipo aire/aire o aire/agua. Éste intercambiador va instalado en la salida del compresor y puede tener un termostato para evitar que el aire pase por el intercambiador cuando no sea necesario. (PARDIÑAS 2012)

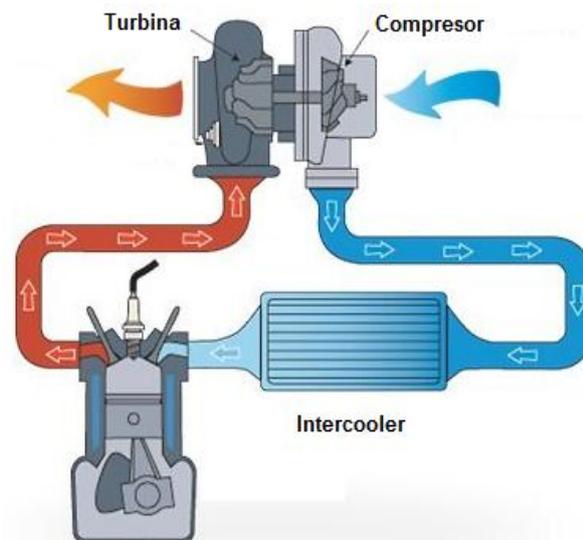


Figura 2. 27. Intercooler

Fuente: (G2IC turbo guide. 2012)

El aire que ingresa al intercambiador es enfriado por el aire exterior durante la marcha del vehículo y se logran reducir hasta 40°C la temperatura del aire de sobrealimentación (el aire de sobrealimentación puede alcanzar hasta los 100°C). (SÁNCHEZ 2012)

#### 2.2.5.7. Ventajas e inconvenientes del turbocompresor de geometría fija

En la figura 2.28 se detallan de forma resumida las ventajas e inconvenientes que ofrece la utilización de un turbocompresor en un vehículo.

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> <li>- No consume energía en su funcionamiento.</li> <li>- Fácil localización, sin accionamiento directo del eje del motor.</li> <li>- Reducido volumen en relación a su caudal proporcionado.</li> <li>- Gran capacidad de comprimir a altos regímenes y altos caudales.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Mala capacidad de respuesta en bajas cargas por el poco volumen de gases.</li> <li>- Retraso en su actuación, por la inercia de la masa móvil y su aceleración mediante gases.</li> <li>- Alta temperatura de funcionamiento al accionarse con gases de escape.</li> <li>- Mayores cuidados de uso y mantenimiento.</li> </ul>

Figura 2. 28. Ventajas e inconvenientes de los turbocompresores de geometría fija

Fuente: (Sánchez, E. 2012)

### 2.2.6. El turbocompresor de geometría variable

“Los turbocompresores de geometría variable tienen la característica de que a bajas revoluciones del motor se nota su efecto, eliminando el gran inconveniente de los turbocompresores de geometría fija.” (SÁNCHEZ 2012)

Estos sistemas son muy utilizados en la actualidad, su funcionamiento es similar al del turbocompresor de geometría fija con la diferencia que ya no se necesita de una válvula de descarga para la regulación de la presión, ya que esto se consigue mediante actuadores y gestión electrónica que controlan el paso de los gases mediante de aletas móviles (Figura 2.29) que cambian de posición comandadas por una cápsula neumática que actúa según el régimen del motor. (SÁNCHEZ 2012)

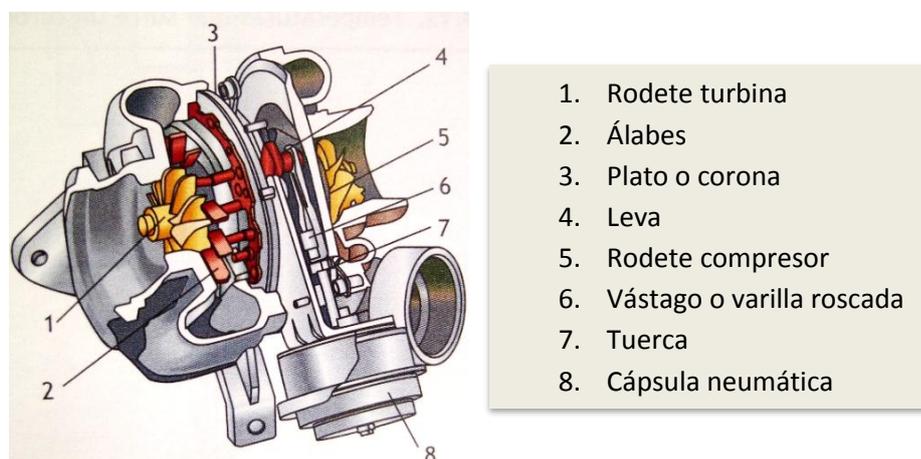


Figura 2. 29. Turbocompresor de geometría variable

Fuente: (Sánchez, E. 2012)

#### 2.2.6.1. Ventajas del turbocompresor de geometría variable

El autor SANCHEZ, E (2012) cita las siguientes ventajas del turbocompresor de geometría variable con respecto al turbocompresor convencional:

- Mantienen la presión de sobrealimentación casi constante en todos los regímenes de funcionamiento.
- Permiten conseguir un aumento de la potencia y del par entre un 10 y un 20%.
- Mejoran el consumo de combustible y disminuyen la contaminación al tener una combustión más completa en todos los regímenes.

- Consiguen una curva de potencia muy progresiva.
- Aumentan la velocidad de los gases de escape que llegan a la turbina a altos regímenes.
- Consiguen un mayor par motor a bajos regímenes.
- Consiguen una mayor potencia máxima en altos regímenes.

## **2.3 Procesos en fluidos compresibles**

### **2.3.1. Introducción**

Los autores MUÑOZ y ROVIRA (2014) explican lo siguiente:

En las máquinas térmicas evolucionan, fluidos compresibles (vapor de agua, aire, mezcla de aire y combustible, gases de la combustión) a velocidades apreciables y sufren procesos en los que se produce cambios en su densidad. Es importante destacar que la compresibilidad, es la capacidad que tiene los fluidos para almacenar y liberar grandes cantidades de energía, que juega un papel muy importante en el funcionamiento de las máquinas térmicas.

En este apartado se presentarán las ecuaciones fundamentales que rigen el comportamiento del flujo compresible para posteriormente presentar los procesos termodinámicos y termo–fluidomecánicos característicos que tienen lugar en las máquinas y los motores térmicos.

En las máquinas térmicas los gases evolucionan en sistemas cerrados o abiertos. Un ejemplo de los sistemas cerrados se da en los MCIA en el proceso al interior del cilindro con las válvulas completamente cerradas. Cuando el fluido experimenta un proceso en un sistema cerrado, la velocidad del fluido respecto a las paredes no es elevada, de forma que las pérdidas de carga no van a ser muy importantes de manera que se puede suponer, que los procesos son reversibles. Sin embargo las pérdidas de calor tienen que ser consideradas sino se produciría un error importante en el análisis. Por otra parte al ser un sistema cerrado se considera que es un proceso no estacionario.

Un ejemplo de los sistemas abiertos se da en las turbomáquinas térmicas, turbinas o compresores, en la cuales las pérdidas mecánicas por fricción se tienen que considerar, debido a la elevada velocidad de circulación del fluido por el interior de estas máquinas, constituidas por conductos convergentes o divergentes, como se verá más

adelante, por tanto debe tratarse como un proceso irreversible. Sin embargo debido a la corta permanencia del fluido en interior de estas máquinas, las pérdidas de calor por unidad de gasto no se consideran y estos procesos pueden considerarse adiabáticos.

Los procesos en las turbomáquinas pueden suponerse estacionarios y para mayor simplicidad, unidimensionales, ya que la máquina puede tratarse como un volumen de control con una entrada y una salida, en la que se supone el campo fluido es uniforme.

La hipótesis importante que se utiliza en los gases que evolucionan en las máquinas y motores térmicos es que los gases se comportan como gases ideales e incluso gases perfectos. Recordar que la ecuación de los gases ideales es:

$$P \cdot V = R \cdot T \quad (2.1)$$

Donde:

$P$  = Presión

$V$  = Volumen

$R$  = Constante universal de los gases

$T$  = Temperatura absoluta

### **2.3.2. Concepto de velocidad del sonido, número Mach y onda de choque**

Los autores MUÑOZ y ROVIRA (2014) explican lo siguiente:

#### **2.3.2.1. Velocidad del sonido**

Es la velocidad con la que se propaga una perturbación u onda en todas las direcciones en un determinado fluido, siendo una propiedad intensiva que depende del estado del medio fluido.

En el caso de los gases una variación de presión en el medio da lugar a un importante cambio de densidad, lo que causa que la velocidad del sonido sea pequeña.

Conforme a esto se puede demostrar que la velocidad del sonido puede calcularse por la ecuación 2.2 y en el caso de gases ideales la ecuación 2.3, en función de los calores específicos y de la constante del gas  $R$ .

$$a = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad (2.2)$$

Donde:

$a$ = Velocidad del sonido

$\partial p$ = Diferencial de presión

$\partial \rho$ = Diferencial de densidad

$s$ = Proceso isentrópico

$$a = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (2.3)$$

Donde:

$\gamma$ = Cociente de calores específicos a presión y volumen constante

$R$ = Constante universal de los gases

$T$ = Temperatura absoluta

Hay que tener en cuenta que si la perturbación que se produce en un gas que no se encuentra inicialmente en reposo, sino que posee una velocidad  $c$ , la onda se verá arrastrada por el fluido a dicha velocidad.

Se podrán dar en ese caso dos situaciones (Figura 2.30):

- Si la velocidad del fluido es menor a la del sonido en el medio ( $c < a$ ) la perturbación se podrá sentir aguas arriba del origen de la perturbación ya que la onda se desplazará en sentido opuesto al desplazamiento del fluido con una velocidad ( $a - c > 0$ )
- Si la velocidad del fluido es superior a la del sonido ( $c > a$ ) la perturbación no podrá propagarse aguas arriba, hacia la izquierda del foco.

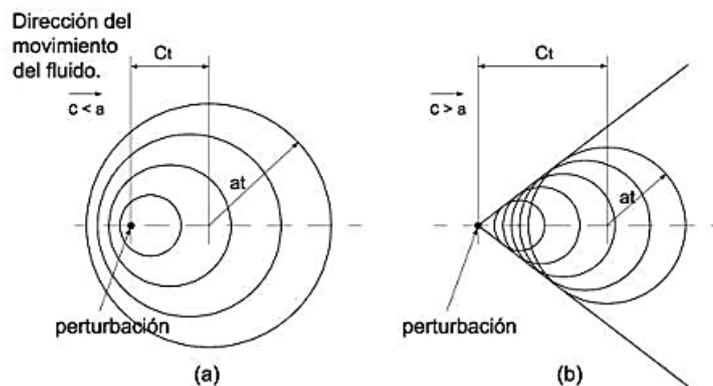


Figura 2. 30. Distintas situaciones de la propagación de las perturbaciones con foco fijo

Fuente: (Muñoz y Rovira 2014)

### 2.3.2.2. Numero de Mach

Es la relación que existe entre la velocidad del fluido y la velocidad del sonido en dicho fluido en idénticas condiciones termodinámicas (Ecuación 2.4).

$$M = \frac{c}{a} \quad (2.4)$$

Donde:

$M$ = Número Mach

$c$ = Velocidad absoluta

$a$ = Velocidad del sonido

Cuando  $M > 1$  el flujo se denomina supersónico, cuando  $M < 1$  el flujo se llama subsónico y cuando  $M = 1$  el flujo será sónico. Este número Mach no se considera en fluidos incompresibles. Para que un fluido sea compresible  $Mach > 0,2$ .

Para variaciones diferenciales de presión que provocan cambios despreciables en la densidad se utiliza la ecuación de Bernoulli a gases (Ecuación 2.5). En este caso se llega a la conclusión que la variación de la presión es proporcional a la velocidad del fluido al cuadrado multiplicado por la densidad, despreciando la energía potencial.

$$\frac{P}{\rho} + \frac{c^2}{2} + gz = cte \quad (2.5)$$

Donde:

$P$ = Presión

$\rho$ = Densidad

$\frac{c^2}{2}$  = Energía cinética

$g_z$ = Energía potencial

Teniendo en cuenta la definición de velocidad del sonido (Ecuación 2.2), se obtiene la ecuación 2.6.

$$\Delta p \approx a^2 \cdot \Delta \rho \rightarrow M^2 \approx \frac{\Delta p}{\rho} \quad (2.6)$$

Donde:

$\Delta p$ = Variación de presión

$\Delta \rho$ = Variación de densidad

Esta última expresión ayuda a corroborar que si el fluido es incompresible el Mach es bajo y si es compresible el Mach es elevado. La compresibilidad del fluido tiene mayor importancia, ya que las variaciones relativas de densidad serán mucho mayores a medida que aumenta el número Mach.

El número Mach refleja la importancia que tienen los efectos de inercia (aceleración o desaceleración de corriente) en la variación de la presión. Si la velocidad del fluido es mayor a la del sonido es decir un número Mach alto, la variación de la presión se deberá a los efectos de la viscosidad, al efecto de la variación de la sección y a los efectos de velocidad.

### 2.3.2.3. Onda de choque

En una onda de choque se produce un cambio de estado rápido y brusco en el fluido. Se produce un aumento de presión y una disminución de la velocidad. El flujo pasa de supersónico a subsónico. La onda de choque constituye una discontinuidad en el campo fluido.

En una onda de choque se produce un cambio muy irreversible por lo tanto se produce un gran aumento en la entropía, en cambio la energía total del fluido se mantiene ya que no intercambia calor ni trabajo con el exterior al atravesarla.

#### **2.3.2.4. Expansión y compresión en conductos, toberas y difusores**

Los autores MUÑOZ y ROVIRA (2014) indican lo siguiente:

##### **Efecto de compresibilidad**

La compresibilidad del fluido permite que la energía almacenada en el fluido en forma de energía térmica pueda convertirse en energía cinética, la cual puede transformarse prácticamente en trabajo en su totalidad.

##### **Forma del conducto en toberas y difusores**

A continuación se detalla el comportamiento de los fluidos en toberas y difusores.

Una tobera es un conducto en el que el fluido se acelera y se expande. El conducto será convergente si el régimen es subsónico ( $M < 1$ ) lo habitual en turbomáquinas, en cambio el conducto será divergente si el régimen es supersónico ( $M > 1$ ).

Un difusor es un conducto en el que el fluido se desacelera y se comprime. El conducto será divergente si el régimen es subsónico ( $M < 1$ ) lo habitual en turbomáquinas, en cambio será convergente si el régimen es supersónico ( $M > 1$ ).

Los conductos en toberas y difusores dependen del valor del número Mach. Se partirá de un análisis en el cual se desprecia la fricción y se considera como flujo isotrópico.

Combinando varias ecuaciones como de la continuidad, la ecuación de procesos isotrópicos  $p \cdot v^\gamma = cte$ , la ecuación de la conservación de la energía para intercambios de trabajo y calor nulos y la ecuación de Gibbs, se obtiene una expresión que permite analizar el efecto del cambio de área en flujos comprensibles sobre la presión del fluido (Ecuación 2.7).

$$\frac{dA}{A} = \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{p} \cdot \left[ \frac{\gamma \cdot R \cdot T}{c^2} - 1 \right] \quad (2.7)$$

Donde:

$$\frac{dA}{A} = \text{Variación de área}$$

$$\frac{dp}{p} = \text{Variación de presión}$$

Teniendo en cuenta la expresión de la velocidad del sonido a la temperatura T y la definición del número Mach, sustituyendo en la ecuación 2.7 resulta finalmente la ecuación 2.8 que estudia el efecto del cambio de área:

$$\frac{dA}{A} = \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{p} \cdot \left[ \frac{1-M^2}{M^2} \right] \quad (2.8)$$

En la figura 2.31 se indica la forma del conducto para producir procesos de expansión o compresión en los casos de regímenes subsónico, sónico y supersónico.

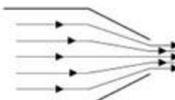
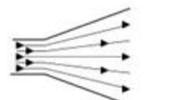
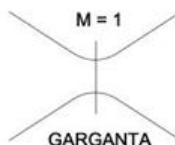
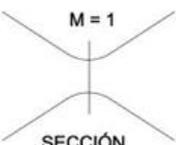
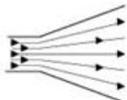
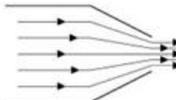
FLUJO	EXPANSIÓN $dp < 0$	COMPRESIÓN $dp > 0$
SUBSÓNICO $M < 1$  CONDUCTO VELOCIDAD	 CONVERGENTE C - AUMENTA	 DIVERGENTE C - DISMINUYE
SÓNICO $M = 1$	 GARGANTA	 SECCIÓN ÁREA MÍNIMA
SUPERSÓNICO $M > 1$  CONDUCTO VELOCIDAD	 DIVERGENTE C - AUMENTA	 CONVERGENTE C - DISMINUYE

Figura 2. 31. Forma del conducto para expandir o comprimir el fluido

Fuente: (Muñoz y Rovira 2014)

Así mismo se puede demostrar que:

- La variación de presión en un fluido compresible depende de la sección y del número Mach teniendo en cuenta la ecuación (2.9) que está en función de la presión.

$$\frac{dp}{P} = \frac{dA}{A} \cdot \left[ \frac{1}{\frac{1}{M^2} - 1} \right] \quad (2.9)$$

- Si el proceso no es reversible y existen pérdidas por fricción, habrá que adicionar términos adicionales a la ecuación anterior, y la variación de la presión se deberá en una pequeña parte a pérdidas por fricción (pérdidas de carga).
- En el caso de un fluido incompresible la variación de presión se deberá a la sección y a las pérdidas por fricción.

### 2.3.2.5. Parámetros críticos de un gas

Los parámetros críticos de un gas se dan en algún punto del conducto cuando se alcanza la velocidad del sonido ( $M=1$ ).

Aplicando la ecuación de conservación de la energía entre un punto de parada, representado con “00” de entrada al conducto y un punto genérico de la expansión en el cuál la temperatura sea  $T$  y teniendo en cuenta la expresión del número Mach, en el caso de un gas perfecto (calores específicos constantes) se cumplirá:

$$c_p \cdot T_{00} = c_p \cdot T + \frac{c^2}{2} = c_p \cdot T + \frac{M^2 \cdot a^2}{2} \quad (2.10)$$

Donde:

$c_p$  = Calor específico a presión constante

$T_{00}$  = Temperatura de parada a la entrada del conducto

$$T_{00} = T \cdot \left[ 1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M^2 \right] \quad (2.11)$$

Si necesitamos tener la temperatura crítica, se obtendrá haciendo  $M=1$ , resultando la siguiente expresión:

$$\frac{T_c}{T_{00}} = \frac{2}{\gamma+1} \quad (2.12)$$

Donde:

$T_c$  = Temperatura crítica

Esta expresión será válida solo si no existe fricción. La temperatura crítica va a depender de la temperatura de parada a la entrada del conducto y de la relación de calores específicos ( $\gamma$ ) y es independiente, de que el proceso sea o no reversible. En cambio la presión crítica si depende de estas circunstancias y se justifica a continuación.

En el caso de un proceso isentrópico ( $p \cdot v^\gamma = cte$ ), y sin fricción, la presión crítica se obtendrá de la siguiente expresión.

$$\frac{P_c}{P_{00}} = \left(\frac{T_c}{T_{00}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.13)$$

Donde:

$P_c$  = Presión crítica

$P_{00}$  = Presión de parada a la entrada del conducto

En el caso de que exista fricción, el proceso puede considerarse politrópico ( $p \cdot v^{n'} = cte$ ), en cuyo caso se comprueba que la presión crítica resulta ser:

$$\frac{P_c}{P_{00}} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{n'}{n'-1}} \quad (2.14)$$

Donde:

$n'$  = Coeficiente politrópico

$\gamma$  = Coeficiente adiabático

### 2.3.2.6. Comportamiento del fluido en conductos sin fricción

#### Expresión del gasto en toberas y difusores

El gasto se establece debido a las diferencias de presiones tanto de entrada y de salida en un conducto. A medida que la diferencia de presión aumenta el gasto también tiende a incrementar hasta alcanzar un máximo como se ve en la figura 2.32.

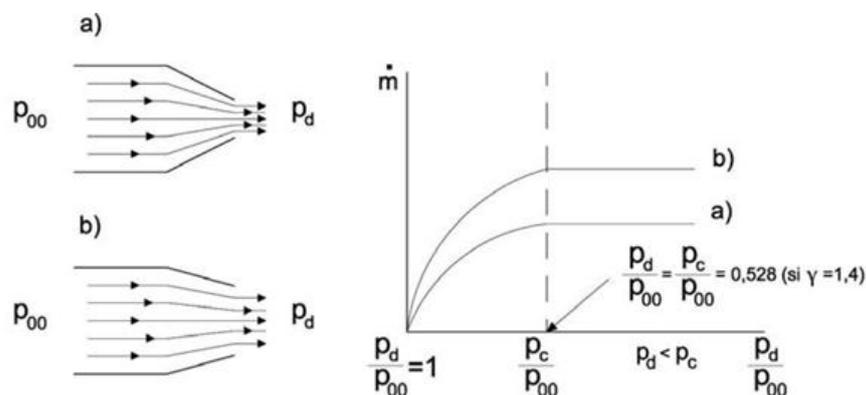


Figura 2. 32. Evolución del gasto en toberas y difusores

Fuente: (Marta, M. y Antonio, R. 2014)

La relación entre el gasto másico y el salto de presiones se obtiene a partir de la ecuación de la continuidad, sustituyendo la velocidad por una expresión deducida de la ecuación del primer principio de la termodinámica y teniendo en cuenta la ecuación de estado. En este caso, que se supone el proceso isentrópico, se obtiene la expresión para el gasto (Ecuación 2.15).

$$\dot{m} = A \cdot \frac{P_c}{\sqrt{T_{00}}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[ \left(\frac{P}{P_{00}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_{00}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2.15)$$

El gasto másico puede obtenerse en función de las condiciones de parada a la entrada del conducto, así como del área y de la presión en una determinada localización del mismo, siendo quizá la más significativa la sección de salida. Al ser el gasto másico constante, en la sección de área mínima del conducto la función  $\Phi$  alcanzará el valor máximo de todos los que se obtiene en dicho conducto. Además, derivando la función  $\Phi$  respecto de  $P/P_{00}$  se puede obtener el valor de dicho parámetro para el que se obtiene el valor máximo de la función.

Se comprueba que el máximo de la función  $\Phi$  se obtiene para una relación de presiones que se corresponde con el salto crítico:

$$\frac{P}{P_{00}} = \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \frac{P_c}{P_{00}} \quad (2.16)$$

Esto implica que si se alcanzan condiciones sónicas en el conducto, dichas condiciones se obtendrán en la sección de área mínima.

Sin embargo, puede comprobarse que cuando existe fricción no se alcanza las condiciones críticas exactamente en la garganta, ya que al derivar la función  $\Phi_{\text{con fricción}}$  correspondiente se obtiene:

$$\frac{P_g}{P_{00}} = \left( \frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \neq \frac{P_c}{P_{00}} \Big]_{\text{fricción}} \quad (2.17)$$

Donde:

$P_g$  = Presión en la garganta

### **Expansión en conductos convergentes**

A continuación se resaltan algunas implicaciones en relación con la expansión en conductos convergentes.

No se puede acelerar el fluido por encima de la velocidad del sonido en conductos convergentes ya que esto se logra en la sección de área mínima, en este caso en la sección de salida.

Si la diferencia de presiones en conductos convergentes es superior al salto crítico, sea cual sea la geometría del conducto, la tobera se hallará bloqueada de tal forma que las condiciones de temperatura y de presión en la sección de salida serán las críticas.

Se dice que la tobera está bloqueada una vez que se ha alcanzado  $M=1$  en la garganta, en este caso en la sección de salida ya que es un conducto convergente, al disminuir la presión de salida no aumenta el gasto másico, sino que se genera una onda de choque que va aumentando en intensidad.

Cada tobera, dependiendo de su geometría tendrá una curva característica diferente.

El bloqueo de una tobera no depende de la geometría, de forma que dos toberas con diferentes salidas se bloquearán cuando la presión de salida se acerca al valor crítico, que es exclusivamente de las condiciones de parada a la entrada y de la relación de calores específicos del gas que circula.

El bloqueo también puede justificarse teniendo en cuenta que una vez alcanzadas las condiciones críticas en la salida (con  $M=1$ ), la perturbación que supone una disminución de presión en la descarga, no puede propagarse aguas arriba de la sección de salida del conducto para intentar modificar el gasto, ya que la velocidad del fluido es la del sonido, de forma que  $a-c = 0$

Cuando una tobera convergente está sometida a un salto de presiones superior al salto crítico, está bloqueada y el gasto permanecerá constante cuando baja la presión de salida. Se puede bloquear la tobera aumentando la presión de entrada (para una de descarga fija) o disminuyendo la de descarga (para una presión de entrada de parada fija).

## **2.4. Las turbomáquinas térmicas**

### **2.4.1. Ecuación fundamental de las turbomáquinas**

Los autores MUÑOZ y ROVIRA (2014) explican lo siguiente:

Las turbomáquinas son elementos por los que circula un fluido compresible. Se distingue entre máquina motora, cuando se intercambia trabajo con el exterior mediante un eje y se genera un par motor y máquina generadora cuando absorbe energía del exterior mediante un par de accionamiento. Esto indica que en el interior de la turbomáquina existen paredes móviles sobre las que incide el fluido compresible que permiten que se produzca el intercambio de energía mecánica con el exterior y es precisamente la fuerza que aplica el fluido sobre las paredes lo que genera un par motor. La fuerza que se aplica en las paredes fijas de la turbomáquina no genera par motor sino que será contrarrestada en los apoyos. Las fuerzas del fluido y las paredes son de igual magnitud pero de sentido contrario.

En la figura 2.33 se representa lo antes dicho con un elemento que gira a velocidad angular constante  $\omega$  alrededor de un eje. El fluido circula por el rotor atravesando los conductos limitados por los álabes, carcasa exterior y eje. La forma de los álabes condiciona la forma de los conductos y a su vez el funcionamiento de la turbomáquina.

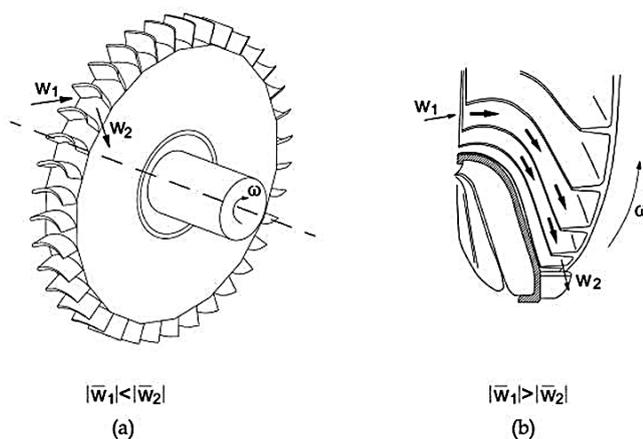


Figura 2. 33 (a). Órgano móvil o rotor de un escalonamiento de turbina axial y (b) órgano móvil o rodete de un escalonamiento de compresor centrífugo

Fuente: (Muñoz y Rovira 2014)

En adelante se definirá a la velocidad del fluido como velocidad relativa ( $\vec{w}$ ) y la velocidad del rotor como velocidad absoluta ( $\vec{c}$ ).

Estas dos velocidades están ligadas por una velocidad tangencial a la circunferencia formada por el radio de giro del punto considerado que la llamaremos velocidad de arrastre ( $\vec{u}$ ), lo cual define lo siguiente:

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}_1 \quad \text{y} \quad \vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2$$

Donde:

$c$  = Velocidad absoluta

$w$  = Velocidad relativa

$u$  = Velocidad de arrastre

La figura 2.34 muestra el rotor de una turbomáquina que gira alrededor del eje  $z$  a velocidad constante, en donde se representan las velocidades absolutas y relativas de entrada y salida de un fluido a un conducto genérico de un par de álabes. También se representan los triángulos de velocidades y los vectores unitarios de las coordenadas cilíndricas ( $\vec{U}_r = \vec{U}_o + \vec{U}_z$ )

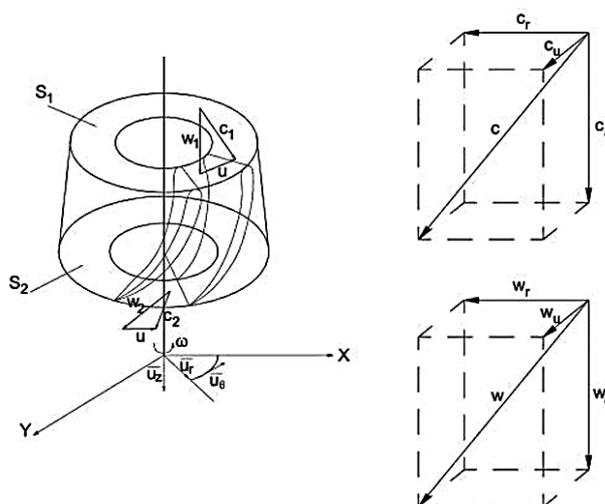


Figura 2. 34. Conducto genérico interálaves perteneciente a una corona móvil de turbina axial. Representación de las componentes de la velocidad en coordenadas cilíndricas

Fuente: (Muñoz y Rovira 2014)

Las velocidades absolutas y relativas se pueden descomponer en rectangulares como indica la figura 2.35.

Componentes de velocidad absoluta	Componentes de velocidad relativa
$\vec{c}_u$ : componente tangencial	$\vec{w}_u$ : componente tangencial
$\vec{c}_r$ : componente radial	$\vec{w}_r$ : componente radial
$\vec{c}_a$ : componente axial	$\vec{w}_a$ : componente axial

Figura 2. 35. Componentes de la velocidad

Fuente: (Muñoz y Rovira. 2014)

Cabe destacar que la forma curva de los álabes de las turbomáquinas hará que cuando una masa  $m$  de fluido atraviese los conductos interálabes, esta varíe su cantidad de movimiento ya que se modificará la dirección de la velocidad y también variará el módulo como consecuencia de la variación de sección. La fuerza que obliga a que se dé la variación de la cantidad de movimiento es la fuerza que ejercen las paredes de los conductos, y más concretamente, los álabes.

Como el intercambio de trabajo del fluido con el exterior se da por medio del eje de la máquina, se trata de calcular el momento de la fuerza tangencial respecto al eje de rotación Z. Esta componente tangencial de fuerza producirá cambios en la componente tangencial de la velocidad resultando la ecuación 2.18:

$$M_z = \dot{m} * (r_2 * c_{u2} - r_1 * c_{u1}) \quad (2.18)$$

Donde:

$M_z$  = Momento de la fuerza en el eje de rotación

$r_1$  = Radio de giro de entrada

$r_2$  = Radio de giro de salida

$c_{u1}$  = Velocidad tangencial absoluta de entrada

$c_{u2}$  = Velocidad tangencial absoluta de salida

Las únicas fuerzas que producen par sobre el eje Z son las que ejercen los distintos álabes sobre el fluido ya que se encuentran sobre el eje de rotación. Las demás fuerzas

que cortan al eje de rotación son nulas y las fuerzas que actúan sobre el fluido se consideran despreciables.

En una máquina generadora, la ecuación 2.18 permite calcular el par de accionamiento o el par aplicado desde el exterior, el cual se comunica al fluido a través de las paredes del conducto (álabes) para modificar la energía cinética del fluido.

En una máquina motora, la fuerza ejercida por los álabes sobre el fluido será de igual módulo y de sentido contrario a la ejercida por el fluido sobre los álabes y su par motor será:

$$M_{mz} = \dot{m} * (r_1 * c_{u1} - r_2 * c_{u2}) \quad (2.19)$$

Donde:

$M_{mz}$  = Par motor en una máquina motora

Para una turbina, la potencia desarrollada será:

$$N_u = \omega * M_{mz} = \dot{m} * (u_1 * c_{u1} - u_2 * c_{u2}) \quad (2.20)$$

Donde:

$N_u$  = Potencia desarrollada en una turbina

$\omega$  = Velocidad angular

$u_1$  = Velocidad de arrastre en la entrada

$u_2$  = Velocidad de arrastre en la salida

Ya que la velocidad tangencial es igual a la velocidad angular multiplicada por el radio de giro.

La ecuación 2.20 es llamada Ecuación Fundamental de las Turbomáquinas o Ecuación de Euler.

En una turbomáquina motora (turbina), el par motor es el que se deriva de la acción del fluido en las paredes del conducto y se transmite al eje de la máquina. El trabajo específico o desarrollado por unidad de masa será (Ecuación 2.21):

$$W_u = \frac{N_u}{\dot{m}} = u_1 * c_{u1} - u_2 * c_{u2} \quad (2.21)$$

Donde:

$W_u$  = Trabajo específico en una turbina

En una turbomáquina generadora (turbocompresor) el fluido absorbe trabajo específico a través de un par de accionamiento y el trabajo específico que absorbe el fluido se expresa como:

$$W_u = u_2 * c_{u2} - u_1 * c_{u1} \quad (2.22)$$

Donde:

$W_u$  = Trabajo específico en un turbocompresor

Al conocer los triángulos de velocidad de entrada y salida del rotor, la ecuación de Euler permite obtener el trabajo específico o la potencia.

Existe una segunda expresión de la ecuación de Euler que resulta de la sustitución de los ángulos referenciales de las velocidades absolutas y relativas de entrada y salida del fluido que resulta de la ecuación 2.23:

$$W_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (2.23)$$

Donde:

$W_u$  = Trabajo específico

$c_1$  = Velocidad absoluta de entrada

$c_2$  = Velocidad absoluta de salida

$u_1$  = Velocidad de arrastre en la entrada

$u_2$  = Velocidad de arrastre en la salida

$w_1$  = Velocidad relativa de entrada

$w_2$  = Velocidad relativa de salida

### 2.4.2. Análisis del intercambio energético que tiene lugar en las turbomáquinas

El trabajo específico de una turbomáquina podría definirse con la ecuación 2.24. (MUÑOZ y ROVIRA 2014)

$$W_u = h_{01} - h_{02} = \left( h_1 + \frac{c_1^2}{2} \right) - \left( h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + (h_1 - h_2) \quad (2.24)$$

Donde:

$W_u$  = Trabajo específico en una turbomáquina

$h_{01}$  = Entalpía de parada a la entrada

$h_{02}$  = Entalpía de parada en la salida

$h_1$  = Entalpía de entrada

$h_2$  = Entalpía de salida

El trabajo específico tiene su origen en la disminución de la energía cinética del fluido por el rotor, que se denomina carga dinámica y en la disminución de entalpía del fluido en el rotor que se denomina carga estática.

La expansión del fluido en el rotor y el trabajo de la fuerza centrífuga producen una disminución de entalpía del fluido en el rotor, de donde procede el trabajo específico. Dicha disminución de la entalpía se obtiene mediante la ecuación 2.25.

$$h_1 - h_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \quad (2.25)$$

#### 2.4.2.1. Grado de reacción

El parámetro llamado grado de reacción, indica la manera en que se realiza el intercambio energético en el rotor, relacionando la carga estática con la carga total en el rotor y sirve para la caracterización del flujo en las turbomáquinas.

Grado de reacción para máquinas motoras (turbinas) (Ecuación 2.26).

$$R' = \frac{h_1 - h_2}{h_{01} - h_{02}} \quad (2.26)$$

Donde:

$R'$  = Grado de reacción para máquinas motoras

Grado de reacción para máquinas generadoras (turbocompresores) (Ecuación 2.27).

$$R' = \frac{h_2 - h_1}{h_{02} - h_{01}} \quad (2.27)$$

### 2.4.3. Criterios que se utilizan para definir el rendimiento de las turbomáquinas térmicas

El análisis del rendimiento en las máquinas térmicas se da mediante la relación entre el trabajo desarrollado por una máquina real  $W_u$  y el trabajo máximo de una situación hipotética y que opere en las mismas condiciones de admisión (presión, temperatura y velocidad del fluido) y a la misma presión de escape de la máquina real. (MUÑOZ y ROVIRA 2014)

El rendimiento viene dado por la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{W_u}{W_{u \max}} \quad (2.28)$$

Donde:

$\eta$  = Rendimiento de una turbomáquina

$W_{u \max}$  = Trabajo específico máximo

Hay dos criterios para definir el rendimiento:

- Criterio total a total: si no se considera la energía cinética de salida como pérdida porque se va a aprovechar en algún elemento posterior de la instalación, el rendimiento vendría definido por la ecuación 2.29.

$$\eta_{TT} = \frac{W_u}{\Delta h_{sTT}} \quad (2.29)$$

Donde:

$\eta_{TT}$  = Rendimiento total a total

$\Delta h_{sTT}$  = Salto entálpico isentrópico de referencia

- Criterio total a estática: si la energía cinética de salida se considera como pérdida, el rendimiento viene dado por la ecuación 2.30.

$$\eta_{TE} = \frac{W_u}{\Delta h_{sTE}} \quad (2.30)$$

Donde:

$\eta_{TE}$  = Rendimiento total a estático

$\Delta h_{sTE}$  = Salto entálpico de referencia

Los dos criterios anteriores sirven para obtener el mejor rendimiento de una máquina, ya sea si la energía cinética a la salida se considera como pérdida o es aprovechable.

En las turbinas el criterio usado es el de total a estática mientras que para los compresores es habitual el uso del criterio de total a total.

Los dos criterios citados anteriormente serán explicados con detalle en el capítulo III.

#### **2.4.4. Origen de las pérdidas en las turbomáquinas**

Los autores MUÑOZ y ROVIRA (2014) detallan y explican dos tipos de pérdidas en las turbomáquinas, estas son pérdidas internas y pérdidas externas:

##### **2.4.4.1. Pérdidas internas**

Las pérdidas internas modifican el estado termodinámico del fluido que atraviesa la turbomáquina con respecto al proceso isentrópico. Las pérdidas internas se pueden clasificar en los siguientes tipos:

- Pérdidas en las coronas de álabes
- Pérdidas intersticiales internas
- Pérdidas por velocidad de salida
- Pérdidas de calor

### **Pérdidas en las coronas de álabes**

Son las producidas por irreversibilidades del flujo al atravesar los conductos interálabes. Esto incrementa la entropía y entalpía del fluido ya que la energía perdida por la fricción se convierte en energía térmica.

### **Pérdidas intersticiales internas**

Son debidos al flujo que se escapa por los juegos existentes entre la punta de los álabes y la carcasa o el eje de la máquina según se trate de rotor o estator (Figura 2.36). Se consideran pérdidas por que en la turbina, ese pequeño gasto másico no genera par motor y en el compresor se reduce el gasto másico que sale de la máquina.

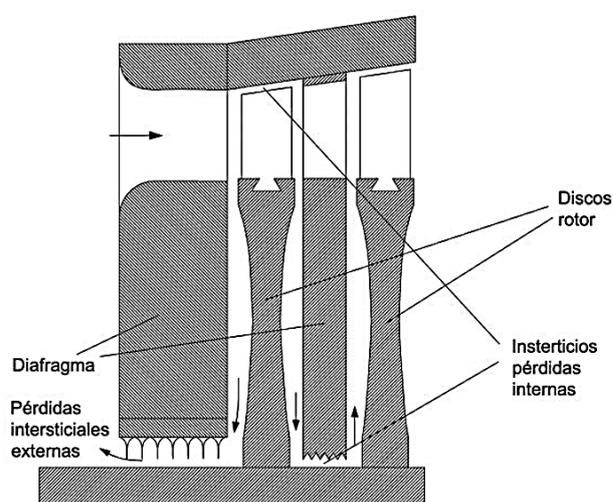


Figura 2. 36. Detalle de las pérdidas intersticiales internas y externas en una turbina

Fuente: (Muñoz y Rovira. 2014)

### **Pérdidas por velocidad de salida**

Se deben a la disipación de la energía cinética que se produce a la salida de la turbomáquina.

### **Pérdidas de calor**

Estas pérdidas son consideradas solamente en turbinas de gas o motores de aviación en los que se utilizan álabes refrigerados. En las demás turbomáquinas se consideran despreciables.

#### **2.4.4.2. Pérdidas externas**

Son pérdidas que no repercuten al estado termodinámico del fluido pero, en la turbina reducen la potencia que se puede aprovechar. En el compresor en cambio incrementan la potencia que es necesario consumir del exterior para lograr una relación de compresión para un gasto másico dado.

Las causas principales son las siguientes:

- Pérdidas intersticiales externas  
Se producen en el extremo de alta presión de las turbinas, el fluido escapa por los espacios existentes entre el fluido y la carcasa y se intentan reducir mediante cierres de laberinto.
- Pérdidas mecánicas  
Debidas a la fricción en cojinetes y al accionamiento de elementos auxiliares.

### **2.5. Modelado**

#### **2.5.1. Definición**

Los autores PAYRI y DESANTES (2011) explican lo siguiente:

Los modelos permiten analizar los fenómenos identificando las variables que controlan los procesos. Sirven para identificar las variables de salida y de entrada (Figura 2.37)

El modelado es ahora una herramienta clave para el diseño de motores y de sus sistemas, permiten evaluar distintas opciones de diseño de los sistemas de motor con un coste reducido y plazo razonable.

En la mayoría de sistemas, para tener un análisis adecuado se realiza la combinación del modelado y su experimentación. Los ensayos son los más cercanos a la realidad.

El modelado analiza de una manera rápida el comportamiento de un sistema y es validado con algún ensayo experimental.

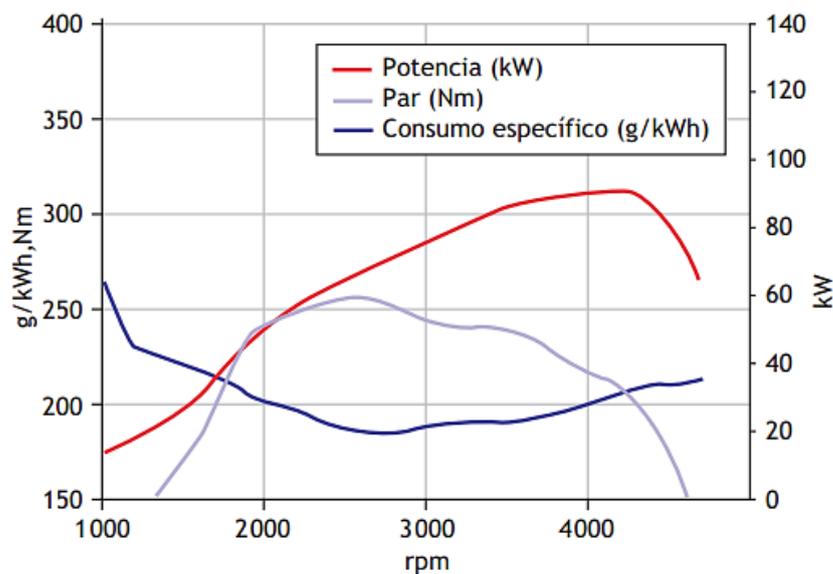


Figura 2. 37. Curvas características de un motor

Fuente: (Electro Industria. Motores y generadores. 2011)

### 2.5.2. Pasos para realizar un modelo

Los autores PAYRI y DESANTES (2011), indican los siguientes pasos para la realización de un modelo:

1. Análisis de los fenómenos físicos a representar. En esta fase se determinan los fenómenos físicos más relevantes y cuales se pueden despreciar.
2. Elaboración del modelo físico. Se analizan los fenómenos a calcular, y las magnitudes de entrada y salida del mismo.
3. Elaboración de un modelo matemático. Se han de obtener las ecuaciones que representan el modelo físico y establecer el método de resolución.
4. Elaboración del modelo informático. Se realizará la programación de la resolución de las ecuaciones que permita la introducción de datos y la explotación de resultados.

### 2.5.3. Clasificación de los modelos

Los autores PAYRI y DESANTES (2011) indican que modelos de motor se pueden clasificar de diferentes criterios.

En relación a la variación temporal de las magnitudes, se pueden distinguir los siguientes:

- Estacionarios: no se tiene en cuenta las variaciones de las propiedades físicas o de las variables del modelo en función del tiempo.
- Cuasiestacionarios: no tiene en cuenta las variaciones de las propiedades físicas en función del tiempo, pero si las variables de entrada del modelo.
- Transitorios: estos modelos tienen en cuenta las variaciones en función del tiempo de las propiedades a calcular.

En relación a la representación espacial de los fenómenos físicos se pueden distinguir los siguientes:

- No dimensionales o cero dimensionales (0D). Son los modelos en los que no existe ninguna resolución espacial ni las dimensiones del sistema a calcular son tenidas en cuenta.
- Cuasi dimensional. Son modelos en los que no se considera alguna dimensión característica del sistema físico, aunque no exista una resolución espacial estrictamente hablando.
- Unidimensional (1D). son los modelos en los que existe resolución espacial en una de las variables espaciales.
- Multidimensionales. Que a su vez pueden ser bidimensionales (2D) o tridimensionales (3D). En los modelos multidimensionales se considera las variaciones de las propiedades del sistema en dos o tres variables espaciales.

#### **2.5.4. Modelado del flujo de gases en el motor**

Los autores PAYRI y DESANTES (2011), explican lo siguiente:

Aquí se introducen los modelos que permiten el cálculo de los flujos no reactivos en el motor, cálculo de los flujos en tiempo real, hasta los más complicados, que permitan calcular el flujo detallado de algunas partes del motor que en este caso, es el turbocompresor. En la figura 2.38 se pueden apreciar las líneas de flujo de gases de un MCIA. El motor posee líneas de admisión y de escape unidos por conductos de conexión.

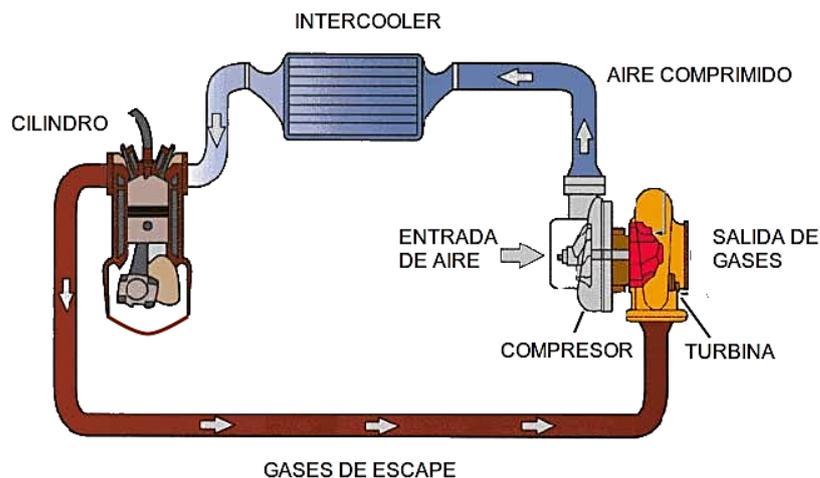


Figura 2. 38. Esquema de un motor de cuatro cilindros sobrealimentado y con intercooler

Fuente: (Service Training Volkswagen 2006)

Para el estudio se va a tener en cuenta algunos elementos relevantes tanto en las líneas de admisión como en las de escape, en las líneas de admisión se tomará en cuenta las pérdidas de cargas que se dan en el sistema como son filtro de aire y intercooler o los sistemas de postratamiento y de silenciamiento, en las líneas de escape se tomará en cuenta la transmisión de calor y en los intercambiadores de calor.

A continuación se describen los tipos de modelos de flujo de gases. Estos modelos de motor combinan diferentes tipos de submodelos para los distintos elementos del sistema.

#### 2.5.4.1. Modelos de valor medio

Los autores PAYRI Y DESANTES (2011) explican que:

Estos modelos tienen la hipótesis de que el flujo de gases es constante durante el ciclo del motor. Estos modelos se calculan a partir de correlaciones empíricas o semiempíricas y no a partir de las ecuaciones de conservación de flujo.

En los modelos de valor medio (Figura 2.39), los elementos del motor se calculan a partir de la información experimental obtenida en ensayos estacionarios. Así, la pérdida de carga en elementos como filtro, intercooler, conductos de admisión y de escape, silenciadores y sistemas postratamiento de gases se introduce en forma de un

mapa de pérdida de carga en función del gasto corregido obtenido en un banco de flujo estacionario.

Estos modelos son muy rápidos pero son incapaces de reproducir de forma adecuada muchos fenómenos físicos relevantes.

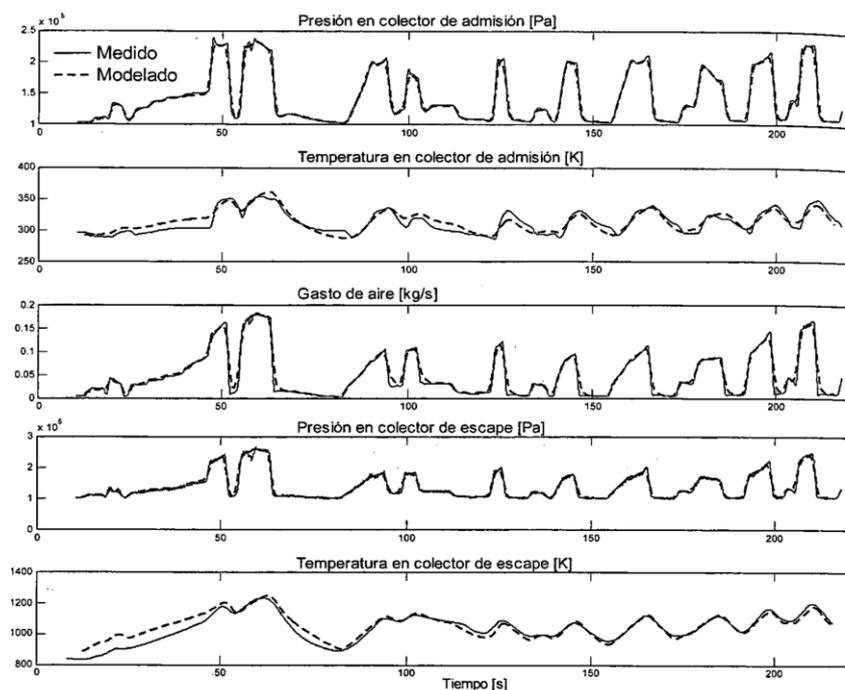


Figura 2. 39. Comparación de los resultados de un modelo de valor medio y de experimentos mediante un ciclo transitorio en un MEP sobrealimentado

Fuente: (Payri y Desantes. 2011)

#### 2.5.4.2. Modelos de llenado y vaciado

Los autores PAYRI y DESANTES (2011) explican lo siguiente:

Los modelos de llenado y vaciado permiten calcular los fenómenos de acumulación de masa en los diferentes elementos del motor. La diferencia principal con los modelos de valor medio es que permiten obtener las propiedades de flujo a lo largo del ciclo del motor.

En el cálculo del compresor y turbina de sobrealimentación, este tipo de modelos es cuasiestacionario, usando la información de mapas estacionarios. Sirve para estimar el

punto de operación para el compresor y la turbina. Estos modelos son particularmente adecuados para el cálculo de flujo de gases en motores sobrealimentados estacionarios, en los que la velocidad de los gases es relativamente baja y los colectores de admisión y escape suelen tener gran volumen.

#### **2.5.4.3. Modelos multidimensionales**

Los modelos multidimensionales permiten hacer un cálculo detallado del flujo en los elementos del motor. La utilización de estos modelos ha aumentado mucho y se basan en la resolución de las ecuaciones de Navier – Stokes. En general, a estos modelos se los denomina con el nombre del cálculo CFD (Computational Fluid Dynamics). (PAYRI y DESANTES 2011)

## Conclusiones

- En el presente capítulo se realizó un análisis sobre los motores de combustión interna alternativos (MCIAs) en los cuales el turbocompresor forma un papel muy importante en el funcionamiento del mismo.
- Existen diferentes tipos de turbocompresores pero el más utilizado en el área automotriz y que es objeto de este estudio es el turbocompresor centrífugo radial el cual se acciona con la energía de los gases de escape del motor.
- El turbocompresor es el encargado de aumentar la cantidad de la mezcla para la combustión, elevando la presión en los cilindros y produciendo un aumento de potencia en el motor.
- El turbocompresor termodinámicamente se comporta como una tobera y un difusor, realizando procesos de expansión y compresión respectivamente y en base a esto se aplican las ecuaciones para realizar cálculos de presión, temperatura, gasto másico para finalmente obtener el rendimiento del turbocompresor.
- Los modelos matemáticos son en la actualidad una herramienta de gran ayuda para el diseño de motores y sistemas auxiliares ya que reducen costos y tiempo en los procesos de fabricación.
- Un modelo matemático permite analizar e identificar variables que controlan un proceso o un sistema y su validez se respalda mediante un ensayo experimental.
- Existen varios tipos de modelos matemáticos dependiendo de las variables, de los sistemas y la representación espacial de los fenómenos físicos.

## CAPÍTULO III

### MODELADO

#### Introducción

El presente capítulo describe el proceso para la obtención de un modelo matemático cero dimensional para un turbocompresor. Se identifican y seleccionan las variables físicas más importantes que intervienen en el comportamiento del fluido y funcionamiento de la turbomáquina. En el modelo físico se analizarán cuatro variables como son la presión ( $P$ ), la temperatura ( $T$ ), el gasto másico de aire ( $\dot{m}$ ) y el régimen de giro ( $n$ ), estas variables en el compresor como en la turbina, con el fin de determinar el rendimiento de la turbomáquina. Se seleccionará un sistema de ecuaciones que permitan realizar el cálculo de la eficiencia en función de estas variables. Dicho sistema de ecuaciones será escrito en un programa para realizar el desarrollo, resolución de ecuaciones y obtención de resultados que ayuden al análisis y validación de resultados con datos reales de punto de funcionamiento del turbocompresor.

En este estudio, las ecuaciones serán seleccionadas en base a la teoría de procesos en fluidos compresibles (expansión y compresión en conductos, toberas y difusores) y conceptos básicos generales sobre turbomáquinas térmicas (ecuación fundamental de las turbomáquinas) en donde se asume que el compresor se comporta como un difusor y la turbina como una tobera y su análisis se lo realizará por separado.

El modelo a desarrollarse será un modelo cero dimensional (0D), en el cual no existe ninguna resolución espacial ni las dimensiones del sistema a calcular son tenidas en cuenta.

Finalmente, el modelo matemático podrá ser usado para el entendimiento del funcionamiento del turbocompresor.

### 3.1. Selección del sistema termodinámico

La selección de un sistema termodinámico es necesario para el estudio de una cantidad de sustancia que esté dentro de un recinto limitado por paredes físicas. A éstos análisis se los llama de volumen de control o de sistema abierto, que estudian sistemas simples compresibles y son de mucho interés ya que facilitan el estudio del flujo de fluidos a través de válvulas de restricción, cámaras de combustión, compresores y turbinas termodinámicas, etc.

En éste análisis no se introducen conceptos termodinámicos nuevos sino simplemente se aplica y reescribe el formulismo dado para la conservación de la masa, la cantidad de movimiento y conservación de la energía. (MARTINEZ 1992)

Para el análisis de los beneficios reales que se puedan obtener de la turbomáquina serán necesarios conceptos propios de estas máquinas para determinar el rendimiento del turbocompresor.

El desarrollo del modelo matemático tiene como objetivo el llegar a determinar finalmente el rendimiento total a total ( $\eta_{TT}$ ) y rendimiento total a estático ( $\eta_{TE}$ ), el primero para el compresor y el segundo para la turbina, que son los valores que indicarán el resultado final del comportamiento del turbocompresor, además se podrán analizar puntos de operación y verificar la calidad del acoplamiento de un turbocompresor con en el motor.

Las variables físicas del turbocompresor necesarias para el desarrollo del modelo como son, régimen de funcionamiento corregido ( $n^*$ ), gasto másico corregido ( $\dot{m}^*$ ), presiones de referencia ( $P$ ), temperaturas de referencia ( $T$ ), diámetros de conductos, etc, serán obtenidos de mapas del fabricante, ensayos de laboratorio y tablas termodinámicas según los requerimientos y dentro de los rangos correspondientes al funcionamiento del sistema, y serán estos valores los que determinen los resultados del modelo matemático. Las variables físicas del turbocompresor calculadas mediante el modelo matemático serán analizadas y comparadas con datos experimentales obtenidos mediante la instrumentación de un motor y turbocompresor.

## **3.2. Modelado**

### **3.2.1. Conceptos básicos**

Las turbomáquinas deben ser analizadas de forma particular, con variables que son conocidas, sin embargo, es necesario poner en contexto algunos conceptos básicos y definiciones para aclarar el desarrollo de este capítulo.

#### **3.2.1.1. Velocidades**

Se refieren a las velocidades lineales del fluido en el compresor y en la turbina. Sus unidades son m/s.

#### **3.2.1.2. Temperatura y presión de parada**

“Son las temperaturas y presiones que alcanzarían los gases al ser desacelerados desde su velocidad hasta el reposo. Para ello se supone un flujo adiabático sin realización de trabajo externo y se considera que el gas es perfecto.” (ROBAINA HERNÁNDEZ 2010)

#### **3.2.1.3. Relación de compresión**

La relación de compresión representa la relación entre la presión de entrada y salida del fluido en la turbomáquina, en condiciones de parada.

#### **3.2.1.4. Gasto másico**

Se define como la masa de fluido que atraviesa un conducto en un determinado tiempo. Sus unidades son Kg/s.

#### **3.2.1.5. Régimen**

Es la velocidad angular a la que gira el eje del turbocompresor. Sus unidades son las revoluciones por minuto (rpm).

#### **3.2.1.6. Gasto másico y régimen corregidos**

Son los valores de gasto másico y régimen antes descritos con la diferencia que, al ser corregidos, involucran datos ambientales y de funcionamiento como presión y temperatura según las condiciones en las que se realicen las pruebas.

#### **3.2.1.7. Rendimiento**

“De una manera sencilla podemos decir que el rendimiento es un coeficiente de comparación entre los procesos reales tomando como referencia los procesos

reversibles. El rendimiento interno del compresor es el cociente entre el trabajo real aplicado y el trabajo ideal.” (ROBAINA HERNÁNDEZ 2010)

#### **3.2.1.8. Coeficiente adiabático $\gamma$**

“Propiedad termodinámica que relaciona las capacidades caloríficas de un gas a presión y volumen constante, manteniendo la cantidad de calor igual a cero.” (RAMIREZ y PINEDA 2012)

#### **3.2.1.9. Constante universal de los gases $R$**

“Constante física que relaciona la temperatura, la energía y la cantidad de materia.” (VALERA NEGRETE 2005)

#### **3.2.1.10. Calor específico $C_p$**

“Se define como la energía requerida para elevar un grado la temperatura de una masa unitaria de una sustancia mientras su presión se mantiene constante.” (CENGEL y BOLES 2003)

#### **3.2.1.11. Presión de referencia**

Se refiere a la presión atmosférica del ambiente en que se realiza el experimento y es medida en bares.

#### **3.2.1.12. Temperatura de referencia**

Se refiere a la temperatura ambiente del lugar en donde se realiza el experimento y es medida en grados centígrados ( $^{\circ}\text{C}$ )

#### **3.2.1.13. Dosado A/F**

Parámetro que caracteriza la mezcla de masa de aire y combustible. (UNIVERSIDAD DE VALLADOLID 2015)

En la figura 3.1 se detallan los términos relacionados con el aire y gases de escape.

	Aire	Gases de escape
$\gamma$	$1.42592 - 8.03974 * 10^{-5}T$	$\frac{C_p}{C_p - R}$
$R$ (J/(kg * K))	286.99	$5.38038 * \left( 53.341 - \frac{0.4425}{(A/F)} \right)$
$C_p$ (J/(kg * K))	$R * \frac{\gamma}{\gamma - 1}$	$4186.8 * \left( 0.0717 + \left( (A/F) * 10^{-4} \right) \right) * (1.8 * T)^B$ $B = 0.1883 - \left( (2.903) * 10^{-4} \right) * (A/F)$

Figura 3. 1. Cálculo de las constantes termodinámicas del aire y gases de escape

Fuente: (Cervelló Romero, Carmen. 2004)

### 3.2.2. Definición del modelo

La definición del modelo inicia con una selección de las ecuaciones sobre los conceptos de funcionamiento de las turbomáquinas.

El modelo matemático se divide en dos partes esenciales que son el cálculo del rendimiento total a total ( $\eta_{TT}$ ) para el compresor y por otra parte el cálculo del rendimiento total a estático ( $\eta_{TE}$ ) para la turbina

#### 3.2.2.1. Ecuaciones para compresor y turbina

Las ecuaciones citadas a continuación están basadas en la teoría de procesos en fluidos compresibles (expansión y compresión en conductos, toberas y difusores) y conceptos básicos generales sobre turbomáquinas térmicas (ecuación fundamental de las turbomáquinas) (MUÑOZ & ROVIRA, 2014). Las ecuaciones hacen referencia a los puntos de entrada y salida de aire y gases de escape en un motor sobrealimentado (Figura 3.2).

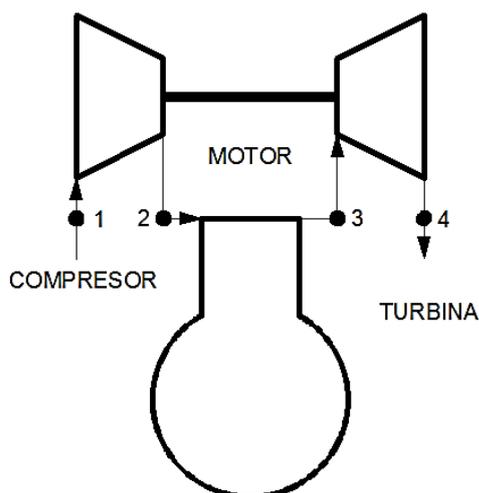


Figura 3. 2. Motor turbosobrealimentado

Fuente: (Payri y Desantes. 2011)

Partiendo de la primera ley de la termodinámica (FAINBERG 2013):

$$Q = \Delta E + W \quad (\text{Ecuación 3.1})$$

Donde:

$Q$  = Calor

$\Delta E$  = Variación de la energía

$W$  = Trabajo

Si se aplica la primera ley de la termodinámica a toberas y difusores y considerando que circula un fluido a régimen permanente (BENITEZ, CALDERÓN y ESCATE 2014) tendremos:

$$Q = (h_2 - h_1) + \left( \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \right) + g(z_2 - z_1) + W \quad (\text{Ecuación 3.2})$$

Donde:

$(h_2 - h_1)$  = Variación de entalpía

$\left(\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}\right)$  = Variación de la energía cinética

$g(z_2 - z_1)$  = Energía potencial

Al considerar un conducto adiabático se tiene que la transferencia de calor es igual a cero ( $Q=0$ ), además no se produce trabajo en tuberías (no hay partes móviles) ( $W=0$ ) y la energía potencial se desprecia en fluidos gaseosos, (BENITEZ, CALDERÓN y ESCATE 2014) se tiene:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad (\text{Ecuación 3.3})$$

Donde:

$h_1$  = Entalpía de entrada

$c_1$  = Velocidad de entrada

$h_2$  = Entalpía de salida

$c_2$  = Velocidad de salida

### **Estado de estancamiento o de parada**

“Se denomina así al estado que alcanzaría un fluido que está en movimiento y se lo desacelera hasta alcanzar el reposo.” (BENITEZ, CALDERÓN y ESCATE 2014)

Para un proceso adiabático de un sistema circulante, aplicando el primer principio de la termodinámica, para un proceso que lleva al fluido a un estado de reposo (BENITEZ, CALDERÓN y ESCATE 2014) se tiene:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_{10} \quad (\text{Ecuación 3.4})$$

Donde:

$h_1$  = Entalpía de entrada

$h_{10}$  = Entalpía de parada

$c_1$  = Velocidad de entrada

### **Temperaturas y presiones de parada o estancamiento**

#### **Temperaturas de parada o estancamiento**

Considerando un proceso adiabático para un sistema circulante, para el proceso que lleva al fluido a un estado de reposo, y considerando un gas perfecto, (FAINBERG 2013), sustituyendo el valor de la entalpía de un gas en la ecuación 3.4, las temperaturas y presiones de parada para el compresor vienen dadas por las siguientes expresiones:

#### **Temperatura de parada en la entrada del compresor**

$$T_{10} = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} \quad (\text{Ecuación 3.5})$$

Donde:

$T_{10}$  = Temperatura de parada a la entrada del compresor (K)

$T_1$  = Temperatura a la entrada del compresor (K)

$c_1$  = Velocidad a la entrada del compresor ( $m/s$ )

$c_p$  = Calor específico del aire ( $J/(kg * K)$ )

#### **Temperatura de parada a la salida del compresor**

$$T_{20} = T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p} \quad (\text{Ecuación 3.6})$$

Donde:

$T_{20}$  = Temperatura de parada a la salida del compresor (K)

$T_2$  = Temperatura a la salida del compresor (K)

$c_2$  = Velocidad a la salida del compresor ( $m/s$ )

$c_p$  = Calor específico del aire ( $J/(kg * K)$ )

### Temperatura de parada para la turbina

$$T_{30} = T_3 + \frac{c_3^2}{2c_p} \quad (\text{Ecuación 3.7})$$

Donde:

$T_{30}$  = Temperatura de parada de la turbina (K)

$T_3$  = Temperatura a la entrada de la turbina (K)

$c_3$  = Velocidad a la entrada de la turbina ( $m/s$ )

$c_{pg}$  = Calor específico de los gases de escape ( $J/(kg * K)$ )

### Presiones de parada o estancamiento

Según el mismo concepto anterior para un proceso isentrópico de un gas ideal se tiene:

### Presiones de parada a la entrada del compresor

$$P_{10} = P_1 * \left(\frac{T_{10}}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{Ecuación 3.8})$$

Donde:

$P_{10}$  = Presión de parada a la entrada del compresor (bar)

$P_1$  = Presión a la entrada del compresor (bar)

$T_{10}$  = Temperatura de parada a la entrada del compresor (K)

$T_1$  = Temperatura a la entrada del compresor (K)

$\gamma$  = Coeficiente adiabático

### Presión de parada a la salida del compresor

$$P_{20} = P_2 * \left(\frac{T_{20}}{T_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{Ecuación 3.9})$$

Donde:

$P_{20}$  = Presión de parada a la salida del compresor (bar)

$P_2$  = Presión a la salida del compresor (bar)

$T_{20}$  = Temperatura de parada a la salida del compresor (K)

$T_2$  = Temperatura a la salida del compresor (K)

### Presión de parada para la turbina

$$P_{30} = P_3 * \left(\frac{T_{30}}{T_3}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{Ecuación 3.10})$$

Donde:

$P_{30}$  = Presión de parada de la turbina (bar)

$P_3$  = Presión de los gases que entran a la turbina (bar)

$T_{30}$  = Temperatura de parada de la turbina (K)

$T_3$  = Temperatura a la entrada de la turbina (K)

$\gamma$  = Coeficiente adiabático (de los gases)

### Velocidad del aire

Partiendo del principio de conservación de la masa para un sistema abierto (MUÑOZ & ROVIRA, 2014, pág. 2014), se obtiene la siguiente ecuación:

### Velocidades del aire en el compresor

$$c_1 = \frac{R * T_1 * \dot{m}}{P_1 * A_1} \quad (\text{Ecuación 3.11})$$

Donde:

$c_1$  = Velocidad a la entrada del compresor ( $m/s$ )

$R$  = Constante universal de los gases (aire) ( $J/(kg * K)$ )

$T_1$  = Temperatura a la entrada del compresor (K)

$\dot{m}$  = Gasto másico ( $kg/s$ )

$P_1$  = Presión a la entrada del compresor (bar)

$A_1$  = Sección transversal de la entrada del compresor ( $m^2$ )

La ecuación 3.11 sirve para el cálculo de la velocidad del aire en cualquier punto del sistema.

### **Relación de compresión y expansión**

Tomando como base un proceso de compresión isentrópico (SALAZAR FRANCO 2010), la relación de compresión para un compresor (en la turbina se la llama relación de expansión) viene dada por la siguiente expresión.

### **Relación de compresión para el compresor**

$$r_{c,tt} = \frac{P_{20}}{P_{10}} \quad (\text{Ecuación 3.12})$$

Donde:

$r_{c,tt}$  = Relación de compresión

$P_{20}$  = Presión de parada a la salida del compresor (bar)

$P_{10}$  = Presión de parada a la entrada del compresor (bar)

### **Relación de expansión para la turbina**

$$r_{e,te} = \frac{P_{30}}{P_4} \quad (\text{Ecuación 3.13})$$

Donde:

$r_{e,te}$  = Relación de expansión

$P_{30}$  = Presión de parada a la entrada de la turbina (bar)

$P_4$  = Presión a la salida de la turbina (bar)

### **Gasto másico y régimen corregidos**

Según los mapas o curvas características de turbocompresores, el régimen y el gasto corregidos para el compresor vienen dadas por la siguiente expresión: (Motores térmicos. Turboalimentación)

### Gasto másico corregido para el compresor

$$\dot{m}^* = \dot{m} * \frac{\sqrt{T_{10}/T_{ref}}}{P_{10}/p_{ref}} \quad (\text{Ecuación 3.14})$$

Donde:

$\dot{m}^*$  = Gasto másico corregido ( $kg/s$ )

$\dot{m}$  = Gasto másico ( $kg/s$ )

$T_{10}$  = Temperatura de parada a la entrada del compresor (K)

$T_{ref}$  = Temperatura de referencia (K)

$P_{10}$  = Presión de parada a la entrada del compresor (bar)

$P_{ref}$  = Presión de referencia (bar)

### Régimen corregido para el compresor

$$n^* = \frac{n}{\sqrt{T_{10}/T_{ref}}} \quad (\text{Ecuación 3.15})$$

Donde:

$n^*$  = Régimen de giro corregido (rpm)

$n$  = Régimen de giro (rpm)

$T_{10}$  = Temperatura de parada a la entrada del compresor (K)

$T_{ref}$  = Temperatura de referencia (K)

### Gasto másico corregido para la turbina

$$\dot{m}_g^* = \dot{m} * \frac{\sqrt{T_{30}/T_{ref}}}{p_{30}/p_{ref}} \quad (\text{Ecuación 3.16})$$

Donde:

$\dot{m}_g^*$  = Gasto másico corregido ( $kg/s$ )

$\dot{m}_g$  = Gasto másico ( $kg/s$ )

$T_{30}$  = Temperatura de parada a la entrada de la turbina (K)

$T_{ref}$  = Temperatura de referencia (K)

$p_{30}$  = Presión de parada a la entrada de la turbina (bar)

$p_{ref}$  = Presión de referencia (bar)

El gasto másico  $\dot{m}_g$  de la ecuación 3.16, es un valor que no puede ser medido por las altas temperaturas y material particulado que contienen los gases de escape, por esto se utilizará un método volumétrico mediante un probeta graduada y un cronómetro con lo cual se podrán medir diferentes volúmenes de combustible inyectado en el motor. Con el valor de combustible inyectado el gasto másico de la turbina se obtiene de la ecuación 3.17 (CERVELLO 2004)

$$\dot{m}_g = \dot{m} + \dot{m}_f \quad (\text{Ecuación 3.17})$$

Donde:

$\dot{m}_g$  = Gasto másico de la turbina

$\dot{m}$  = Gasto másico del compresor

$\dot{m}_f$  = Gasto de combustible inyectado

### **Régimen corregido para la turbina**

$$n^* = \frac{n}{\sqrt{T_{30}/T_{ref}}} \quad (\text{Ecuación 3.18})$$

Donde:

$n^*$  = Régimen de giro corregido (rpm)

$n$  = Régimen de giro (rpm)

$T_{30}$  = Temperatura de parada a la entrada de la turbina = (K)

$T_{ref}$  = Temperatura de referencia (K)

### Rendimiento del compresor (rendimiento total a total)

El rendimiento total a total (Figura 3.3) viene dado por el criterio de que la energía cinética del fluido que circula por el compresor es aprovechada en algún elemento posterior de la instalación. (MUÑOZ & ROVIRA, 2014, pág. 2014)

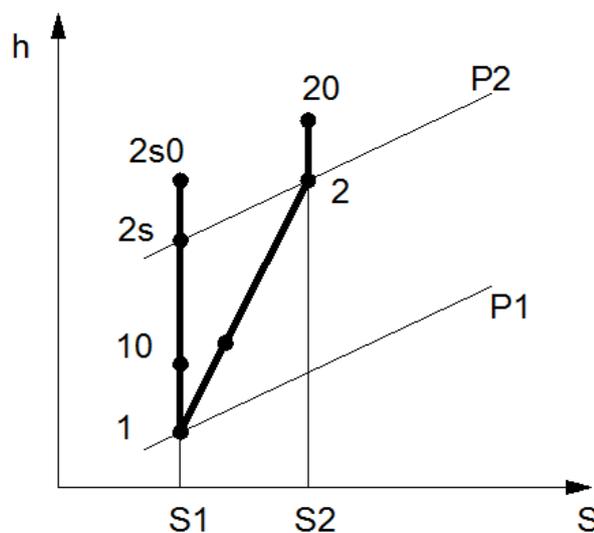


Figura 3. 3. Rendimiento total a total

Fuente: Autores

La ecuación del rendimiento total a total (MARTINEZ 1992), viene dada por la siguiente expresión:

$$\eta_{c,tt} = \frac{h_{2s0} - h_{10}}{h_{20} - h_{10}} = \frac{T_{10} \left( \left( \frac{P_{20}}{P_{10}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_{20} - T_{10}} \quad (\text{Ecuación 3.19})$$

Donde:

$\eta_{c,tt}$  = Rendimiento del compresor (total a total)

$h_{2s0}$  = Entalpía isentrópica de parada a la salida del compresor (KJ)

$h_{10}$  = Entalpía de parada a la entrada del compresor (KJ)

$h_{20}$  = Entalpía de parada a la salida del compresor (KJ)

$T_{10}$  = Temperatura de parada a la entrada del compresor (K)

$T_{20}$  = Temperatura de parada a la salida del compresor (K)

$P_{10}$  = Presión de parada a la entrada del compresor (bar)

$P_{20}$  = Presión de parada a la salida del compresor (bar)

$\gamma$  = Coeficiente adiabático

### Rendimiento de la turbina (total a estático)

El rendimiento total a estático (Figura 3.4) viene dado por el criterio de que la energía cinética de los gases que circulan por la turbina no es aprovechada en un elemento posterior al sistema sino que se considera como pérdida. (MUÑOZ & ROVIRA, 2014)

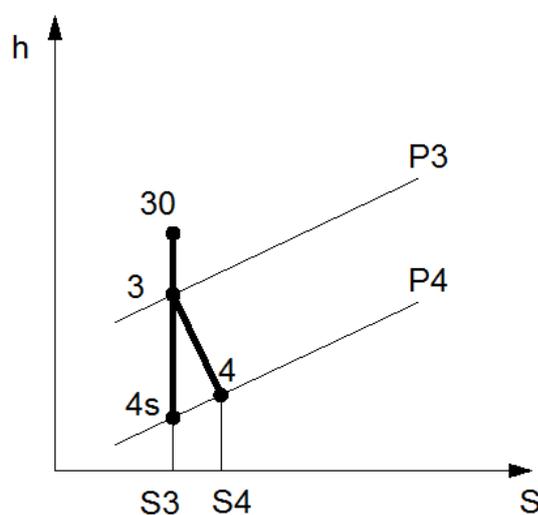


Figura 3. 4. Rendimiento total a estático

Fuente: Autores

La ecuación del rendimiento total a estático (MARTINEZ 1992) viene dado por la siguiente expresión:

$$\eta_{t,te} = \frac{h_{30} - h_4}{h_{30} - h_{4s}} = \frac{T_{30} - T_4}{T_{30} - T_{4s}} = \frac{T_{30} - T_4}{T_{30} \left( 1 - \left( \frac{P_4}{P_{30}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (\text{Ecuación 3.20})$$

Donde:

$\eta_{t,te}$  = Rendimiento de la turbina (total a estático)

$h_{30}$  = Entalpía de parada a la entrada de la turbina (KJ)

$h_4$  = Entalpía a la salida de la turbina (KJ)

$h_{4s}$  = Entalpía isentrópica a la salida de la turbina (KJ)

$T_{30}$  = Temperatura de parada a la entrada de la turbina (K)

$T_4$  = Temperatura a la salida de la turbina (K)

$T_{4s}$  = Temperatura isentrópica a la salida de la turbina (K)

$P_4$  = Presión a la salida de la turbina (bar)

$P_{30}$  = Presión de parada a la entrada de la turbina (bar)

$\gamma$  = Coeficiente adiabático (de los gases)

### 3.2.2.2. Curvas características de los turbocompresores

A continuación se describen las curvas y zonas más importantes de los mapas del compresor y turbina.

En la figura 3.5 se puede observar el mapa de un compresor que indica el gasto másico en el eje de las abscisas y la relación de compresión en el eje de las ordenadas.

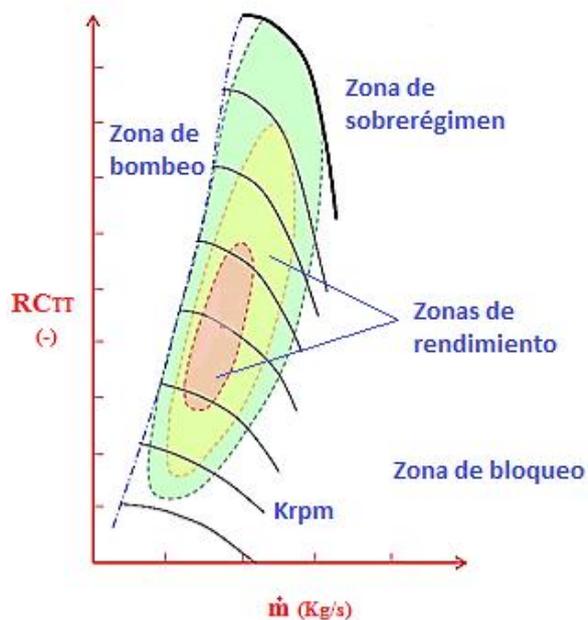


Figura 3. 5. Mapa de funcionamiento de un turbocompresor

Fuente: (Motores térmicos. Turboalimentación. 2015)

**Límite de bombeo**

Ésta línea se encuentra al lado izquierdo de la gráfica, la cual limita el funcionamiento del turbocompresor; si un punto llega a pasar ésta línea indicará un flujo inestable con variaciones de presión, por lo cual podría ocasionar graves daños en el turbocompresor a causa de la tracción del eje por la variación de presiones entre el compresor y turbina. (GORDILLO CALVA & SÁNCHEZ MOCHA, 2013).

**Líneas de velocidad del turbocompresor**

Estas líneas hacen referencia a las velocidades constantes en las que puede estar el eje del turbocompresor en su funcionamiento, estas líneas se encuentran en relación del gasto másico y relación de presión y están expresadas en unidades de krpm. (GORDILLO CALVA & SÁNCHEZ MOCHA, 2013)

**Área de porcentaje de eficiencia**

Son las áreas concéntricas que indican la eficiencia del turbocompresor. Las áreas que se encuentran intermedias representan la mayor eficiencia del turbocompresor. (GORDILLO CALVA & SÁNCHEZ MOCHA, 2013)

**Límite máximo**

También llamado línea de estrangulamiento, es la que delimita la parte derecha de la gráfica la cual determina el punto donde la eficiencia empieza a decaer por debajo del 58%, lo que ocasiona una pérdida de flujo y presión, lo cual indica que el motor necesita un turbocompresor de mayor volumen. (GORDILLO CALVA & SÁNCHEZ MOCHA, 2013)

La figura 3.6 indica el mapa característico de una turbina. Se indica el gasto másico en el eje de las abscisas y la relación de expansión en el eje de las ordenadas.

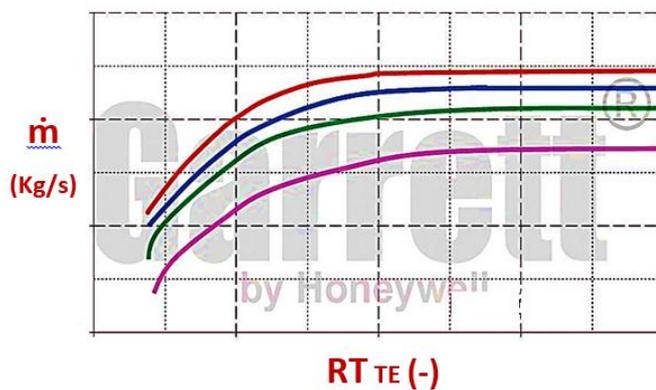


Figura 3. 6. Mapa o curva característica de la zona de expansión de un turbocargador

Fuente: (Manual Garret 2015)

### 3.2.3. Desarrollo del modelo

Las ecuaciones antes presentadas serán usadas para el cálculo de presiones, temperaturas, gasto másico y régimen de giro del turbocompresor con lo cual se predecirá un punto de funcionamiento del mismo en función de su mapa, lo cual puede servir para predecir las condiciones en las que se encuentra el turbocompresor y la calidad de acoplamiento en el motor.

En función de las variables de entrada antes dichas, se puede calcular la eficiencia de un turbocompresor cualquiera en distintos puntos de funcionamiento.

Se hará una correlación entre los valores medidos y calculados de: presión de entrada al motor y régimen de giro.

## Conclusiones

- En este capítulo se describieron las ecuaciones para la representación del funcionamiento del turbocompresor, en el cual se selecciona un sistema termodinámico para el estudio de flujos en compresores y turbinas.
- Se revisaron conceptos que van a ser utilizados para el estudio del turbocompresor, así como magnitudes iniciales que se deben tener en cuenta para el desarrollo del modelo tanto en procesos de compresión y de expansión.
- De acuerdo a las magnitudes iniciales que se obtuvieron y a lo se quiere llegar a calcular, se realizó la selección de las ecuaciones idóneas para el modelo, partiendo de principios termodinámicos.
- Las ecuaciones aquí presentadas, serán usadas en un programa informático para reproducir diferentes puntos de funcionamiento de un turbocompresor y estimar su eficiencia en función de las variables de entrada y del comportamiento del régimen de giro.

## CAPÍTULO IV

### INSTRUMENTACIÓN

#### Introducción

Éste capítulo explicará sobre los métodos e instrumentos para medir las variables del turbocompresor. Además tratará del cómo se realizó el montaje, selección, calibración de instrumentos de medida, adquisición de datos, acondicionamiento de las señales, y el software para la creación de una interfaz gráfica para el usuario (H.M.I) (Figura 4.1).

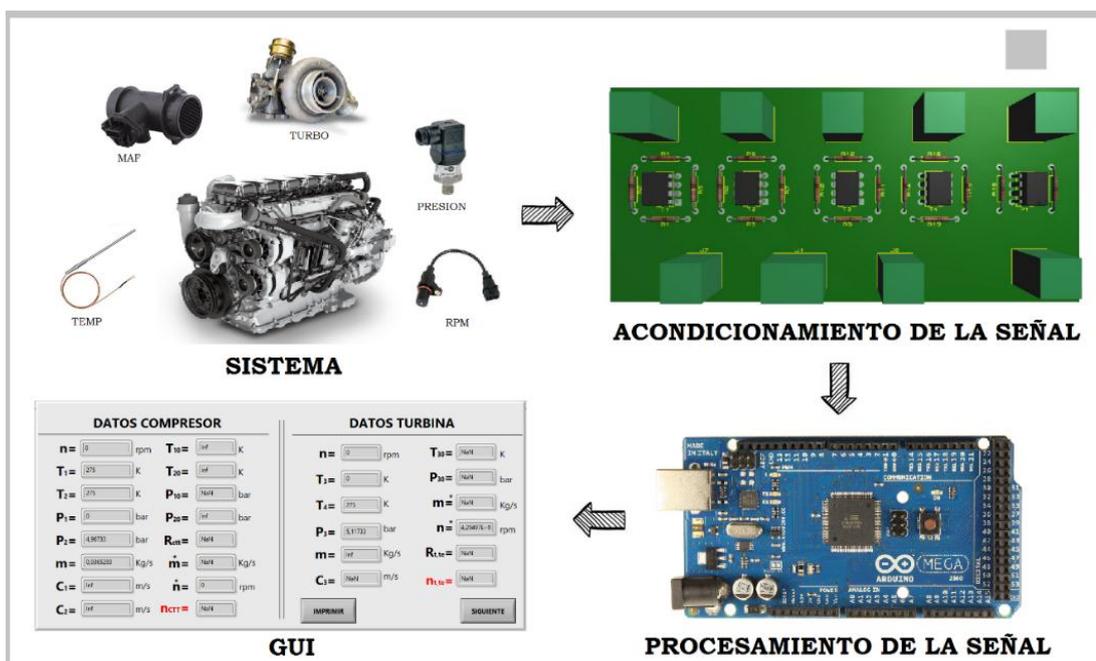


Figura 4. 1. Sistema de adquisición y procesamiento de señales

Fuente: Autores

#### **4.1. Concepto de instrumentación electrónica**

La instrumentación es una rama científico – técnica que mejora la capacidad de percepción de la realidad mediante el uso de cualquier tipo de técnica y sistema. (PEREZ 2014).

Mediante la instrumentación electrónica se obtienen sistemas capaces de captar, procesar, controlar y convertir diferentes magnitudes físicas en señales eléctricas (MANDADO, MARIÑO y LAGO 2009)

#### **4.2. Instrumentos electrónicos de medida**

Los instrumentos de medida sirven como apoyo a las facultades humanas, permiten determinar el valor de una cantidad desconocida basándose en principios eléctricos o electrónicos para realizar la medición. (HERNÁNDEZ y GONZALEZ 2006)

Estos instrumentos podrían estar clasificados en los siguientes:

- a) Instrumentos de medida y visualización
- b) Instrumentos generadores de señales
- c) Instrumentos convertidores de señal

#### **4.3. Sistemas de medición**

##### **4.3.1. Conceptos generales**

“El proceso de medir consiste en obtener una comparación cuantitativa entre un estándar predefinido y el parámetro físico particular que se observa y se desea cuantificar con el objetivo de realizar la vigilancia, control y verificación de procesos y especificaciones”. (GRANDA y MEDIAVILLA 2015)

El estándar de comparación en un sistema de medición viene definido por una agencia legal o reconocida como por ejemplo la *Organización Internacional de Normalización (Internacional Organization for Standardization, ISO)* o el *Instituto Nacional Americano de Estándares (American National Standards Institute, ANSI)*. (GRANDA y MEDIAVILLA 2015)

### 4.3.2. Etapas y componentes de un sistema de medición electrónico

Un sistema de medición electrónico (Figura 4.2) básicamente se compone de cuatro etapas que son:

- Detección o transducción
- Acondicionamiento de señal
- Procesamiento de señal
- Presentación de la información

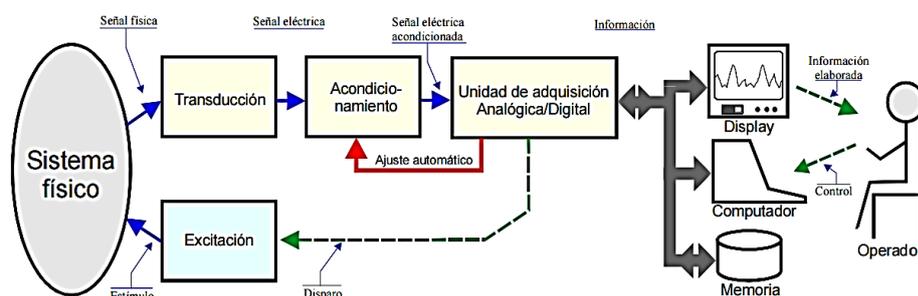


Figura 4. 2. Esquema básico de un sistema de instrumentación basado en un computador

Fuente: (Drake. 2005)

### 4.3.3. Ventajas de los sistemas de medición electrónicos

El autor GONZALEZ ROMAN (2010) presenta las siguientes ventajas de los sistemas de medición electrónicos:

- Los transductores pueden entregar una señal eléctrica para cualquier magnitud física.
- Facilidad de amplificar o modificar señales eléctricas.
- Variedad de recursos para presentar o registrar la señales en forma de números, textos, gráficos, etc.
- Gran velocidad de respuesta de los sistemas.

### 4.3.4. Sensores

Un sensor es un elemento utilizado para convertir cierto tipo de señal en otro, por ejemplo cambiar la temperatura a una señal eléctrica, misma que puede ser manipulada según la necesidad. (FERNANDEZ y ORDIERES 2009)

Para que un sensor sea útil, debe contar con una previa calibración u homologación para establecer una relación entre la variable medida y la señal de salida convertida. (ESCALONA 2007)

Los principios de funcionamiento de los sensores y sus procesos se definen por la variable que se desea transformar en señal eléctrica, misma que puede ser entregada en forma digital o analógica. (MANDADO, MARIÑO y LAGO 2009).

Existen sensores que también realizan funciones de acondicionamiento de señal, compensación ambiental, conversión de unidades, autodiagnóstico, decisión para activar un sistema. (PALLAS 2009)

#### **4.3.4.1. Características y especificaciones de los sensores**

Existen características que se deben tomar en cuenta antes de realizar la selección de un sensor como son las siguientes (GOMEZ, REYES y GUZMAN 2008).

- Exactitud: el valor verdadero de la variable se debe detectar sin errores en la medición.
- Precisión: es la máxima diferencia entre el valor indicado y el valor real de la magnitud.
- Rango: el sensor debe tener un amplio rango de funcionamiento y ser preciso y exacto en todo el rango.
- Velocidad de respuesta: el transductor debe ser capaz de responder a los cambios de la variable detectada en un tiempo mínimo.
- Calibración: la calibración del sensor debe ser fácil y sus procedimientos mínimos y no frecuentes.
- Fiabilidad: no deben estar sujetos a fallas frecuentes durante el funcionamiento.
- Linealidad: significa que la función que relaciona la variable de entrada con la de salida debe ser lineal para evitar conversiones y cálculos complejos.
- Repetitividad: el sensor debe ser capaz de entregar la misma lectura de la variable en repetidas ocasiones.
- Resolución: es el menor incremento que el sensor pueda detectar de la variable medida.
- Ambiente: los sensores tiene limitaciones en cuanto al ambiente que trabajen como la humedad, temperatura, polvo, humedad, corrosivos, etc.

#### **4.4. Variables fundamentales a medir en el MCIA y turbocompresor**

El rendimiento del turbocompresor vienen dado por diferentes variables (ecuaciones descritas en el capítulo III) como son las temperaturas y presiones de entrada y salida y gasto másico que trasiega el compresor así como las temperaturas y presiones de entrada y salida de la turbina y finalmente el régimen de giro del eje del turbocompresor. Estas variables que determinan el rendimiento del turbogrupo y la forma de medirlas se describen a continuación.

##### **4.4.1. Temperaturas en el compresor y turbina**

Una de las variables más importantes en los ensayos de turbocompresores es la entalpía disponible en los gases tanto en el compresor como en la turbina ya que es ésta junto con el gasto másico la que da la disponibilidad energética de la turbina para realizar un determinado trabajo. (CERVELLÓ, Contribución a la caracterización experimental y al modelado de turbinas de geometría variable en grupos de sobrealimentación, 2004, pág. 2004)

##### **4.4.2. Gasto másico de aire**

Se pueden diferenciar dos caudales en el turbogrupo, el primero es el caudal de aire que entra al motor el cual es posible medir e influye en la relación de compresión y el segundo es el caudal que trasiega la turbina el cual tiene influencia en la relación de expansión de la misma. (CERVELLÓ, Contribución a la caracterización experimental y al modelado de turbinas de geometría variable en grupos de sobrealimentación, 2004, pág. 2014)

##### **4.4.3. Régimen de giro del turbogrupo**

El régimen de giro es una variable que aumenta o disminuye hasta lograr igualar el trabajo producido en la turbina y el compresor, por esto, el régimen de giro depende de las condiciones de salida del compresor con el trabajo que invierte en comprimir el aire, y la entrada de la turbina donde se genera la resistencia al giro libre del eje del compresor, y es por esto que conforme aumenta el caudal trasegado por el turbogrupo, también aumenta el trabajo producido y el régimen de giro del turbocompresor. (CERVELLÓ, 2004)

#### **4.4.4. Régimen de giro del MCI**

Esta es una variable que no interviene en los cálculos para la obtención del rendimiento del turbocompresor pero es importante que sea medida por el hecho de que las pruebas y datos recopilados se deben hacer a diferentes regímenes con el fin de medir el rendimiento del turbocompresor en diferentes puntos de funcionamiento del motor.

#### **4.4.5. Presión**

Es una variable importante para los ensayos del turbocompresor, su medida debe ser realizada de manera correcta para definir con exactitud el comportamiento del turbogrupo, la relación de compresión y el cálculo de las variables en las que ésta interviene. (CERVELLÓ, 2004)

### **4.5. Medida de las variables fundamentales del turbogrupo**

Existe una normativa en cuanto a la realización de ensayos en turbocompresores, la cual describe ciertas condiciones a la hora de realizar este trabajo.

El autor CERVELLÓ (2004) presenta las siguientes consideraciones a tener en cuenta para la realización de ensayos en un turbocompresor.

#### **4.5.1. Líneas de entrada y salida del turbocompresor**

La línea de entrada empieza en el lugar donde se suministra el aire (atmósfera) y termina a la entrada del compresor. Debe tener la menor cantidad de restricciones posibles y aquí se deben ubicar los sensores de presión y temperatura.

La línea de salida empieza en la salida de la turbomáquina y termina en la salida del aire al a atmósfera y al igual que la línea de entrada, la línea de salida debe contener sensores para la medida de presión y temperatura.

#### **4.5.2. Consideraciones para la medida de la presión a la entrada y salida del compresor y turbina**

La medida de las presiones deberá ser realizada a una distancia de entre 1 y 2 diámetros respecto de la entrada y salida del turbocompresor y los sensores deberán ser ubicados

perpendiculares a las paredes del conducto y separados  $90^\circ$  de los sensores de temperatura.

#### 4.5.3. Consideraciones para la media de la temperatura y presión a la entrada y salida del turbocompresor

La medida de las temperaturas y presiones deberán ser realizadas a una distancia de entre dos y tres diámetros respecto de la entrada y salida del turbocompresor. Los sensores deberán ser ubicados perpendiculares a las paredes del conducto y separados  $90^\circ$  entre ellos.

La figura 4.3 representa la ubicación de los sensores de presión y temperatura en el turbocompresor y turbina.

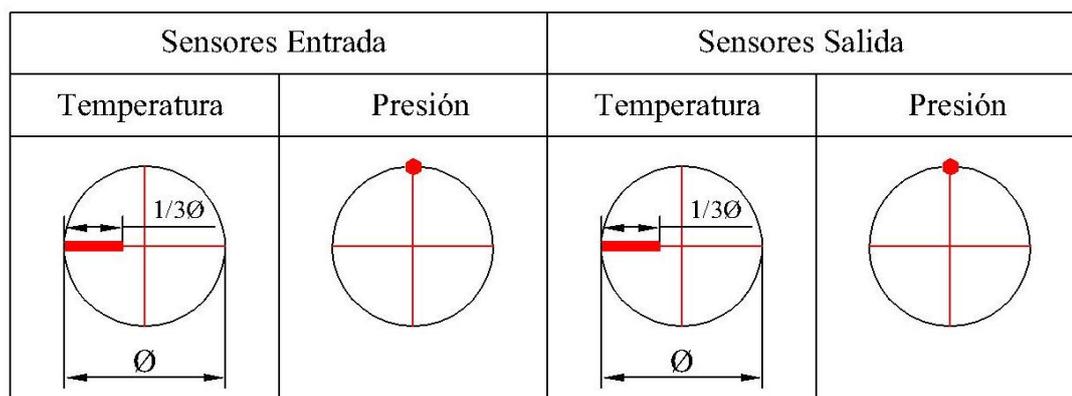


Figura 4. 3. Posición de los sensores de presión y temperatura

Fuente: (Cervelló, 2004)

#### 4.5.4. Medida del gasto másico

El gasto másico debe ser medido a la entrada del compresor. El sensor debe ser ubicado de tal manera que reciba el flujo de aire que envía el compresor hacia los cilindros.

El gasto másico de la turbina no es posible medir ya que el gas que esta trasiega tiene características de flujo caliente y con presencia de partículas y no se dispone de un instrumento capaz de trabajar en este medio.

Es importante que el sellado y hermeticidad de las instalaciones sea revisado constantemente para evitar pérdidas de aire durante el funcionamiento.

#### 4.5.5. Medida del régimen del turbogruppo

Al ser el régimen de giro una variable fundamental en el comportamiento del turbocompresor, esta debe ser medida correctamente y deberá ser realizada en la parte del compresor ya que esta brinda las condiciones necesarias de presiones y temperaturas que no alteran el funcionamiento del captador de revoluciones.

### 4.6. Selección de hardware y sensores a utilizar

#### 4.6.1. Tarjeta Arduino Mega 2560

Para la comunicación entre los sensores y la PC se escogió la tarjeta Arduino Mega 2506 (Figura 4.4) por su número de puertos analógicos y digitales disponibles y por la rapidez que brinda para la lectura de los datos a adquirir.



Figura 4. 4. Tarjeta Arduino Mega 2560

Fuente: (Arduino & Genuino products. 2016)

Dentro de características más importantes del Arduino Mega 2506 se citan las siguientes:

- Contiene un microcontrolador AT Mega 2506, por esta razón su nombre.
- Tiene 16 entradas analógicas y 54 pines digitales de entradas y salidas.
- Posee un microcontrolador que convierte de USB a Serial, esto sirve para la comunicación con la PC.

- Tiene una memoria de 256kb y un oscilador de 16MHz del cristal.
- Trabaja con 3.3v o 5v de corriente continua.

## 4.6.2. Sensores

### 4.6.2.1. Sensores de temperatura

Para el censado de la temperatura del sistema y según el rango de temperatura necesario, medio a medir, tipo de montaje, costo y disponibilidad, se escogió la termocuplas tipo J (Figura 4.5), por su precisión, velocidad de respuesta y fácil mantenimiento.

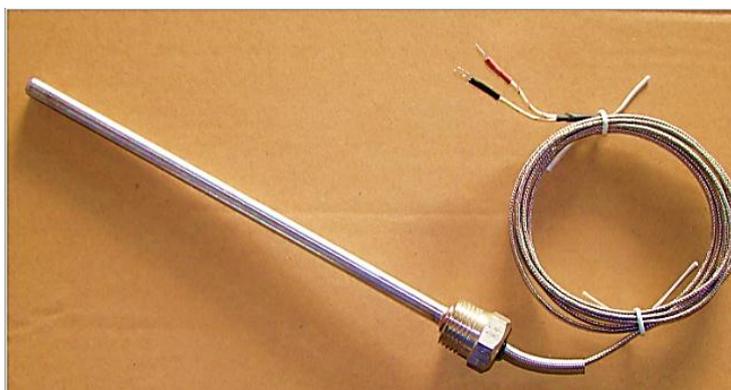


Figura 4. 5. Termocupla tipo J

Fuente: Autores

En este sensor, como resultado de la variación de temperatura se obtiene una diferencia de potencial en el orden de los milivoltios. Su configuración es de dos cables con polaridad.

El sensor de temperatura utilizado en este sistema cuenta con las siguientes especificaciones técnicas (Tabla 4.1).

Tabla 4. 1. Especificaciones técnicas del sensor de temperatura

Fuente: (Arian. Control &amp; Instrumentación)

Características	
Marca	ARIAN
País de fabricación	México
Tipo	Termocupla tipo J
Margen de medida	-200°C - 750°C
Alimentación	No
Señal de salida	0 – 42.922mV
Medio a medir	Gaseoso
Conexión de proceso	Mediante clavija y muelle
Material de la sonda	Hierro/Cobre/Niquel
Cables	Dos (con polaridad)
Peso del sensor	80g
Longitud del cable	10m

#### 4.6.2.2. Sensores de presión

Para este proyecto se ha escogido el sensor industrial de presión *SICK PTB* (Figura 4.6).



Figura 4. 6. Sensor de presión

Fuente: (Sick. 2015)

Este sensor es de efecto piezoeléctrico y como resultado de la variación de presión devuelve una variación de corriente eléctrica en miliamperios.

Este sensor cuenta con las siguientes especificaciones técnicas (Tabla 4.2).

Tabla 4. 2. Especificaciones técnicas del sensor SICK PBT

*Fuente: (Sick 2015)*

<b>Características</b>	
Marca	SICK
País de fabricación	Alemania
Modelo	PBT
Margen de medida	0 bar - 10 bar
Alimentación	8...30VDC
Señal de salida	4mA... 20mA
Medio a medir	Gaseoso
Conexión de proceso	M12x1 (auto sellante)
Material	Acero inoxidable 316L
Peso del sensor	80g
Máximo torque de montaje	50 N-m
Máxima temperatura del medio a medir	80°C

#### **4.6.2.3. Sensor de gasto másico de aire**

Para este proyecto se escogió un sensor de uso automotriz (Figura 4.7) que convierte la cantidad de aire que ingresa al motor en una señal de voltaje.



Figura 4. 7. Sensor de gasto másico

Fuente: Autores

Este sensor cuenta las siguientes características (Tabla 4.3).

Tabla 4. 3. Especificaciones del sensor de gasto másico

Fuente: (Bosch. 2015)

<b>Características</b>	
Marca	BOSCH
País de fabricación	Brasil
Modelo	PBT-GF 30 0231002537
Tipo	Lámina caliente
Alimentación	12 V
Señal de salida	0 – 5V
Material de la carcasa	Plástico
Tipo de conexión	Conector de 5 pines

#### 4.6.2.4. Sensor de régimen de giro

Se eligió un sensor de efecto hall de marca JAQUET (Figura 4.8) por su facilidad de mantenimiento y montaje, disponibilidad en el mercado, y por el tipo de señal entregada. (MARIÑO y CHOLOTA 2009)



Figura 4. 8. Sensor de régimen de giro

Fuente: (Full Race. Borg Warner EFR Turbo Speed Sensor Kit. 2015)

El sensor de régimen de giro cuenta con las siguientes características (Tabla 4.4).

Tabla 4. 4. Especificaciones técnicas del sensor de régimen de giro

Fuente: (Jaquet. 2015)

<b>Características</b>	
Marca	JAQUET
País de fabricación	Suiza
Descripción	DSE 0805.02 T1HV
Tipo de sensor	De efecto hall
Margen de medida	15000 – 190000 rpm
Alimentación	5v
Señal de salida	Señal de onda cuadrada de amplitud fija
Frecuencia	Proporcional a la velocidad
Junta	Anillo de goma
Tipo de conexión	Conector de tres pines
Diámetro del vástago	1/4"

#### 4.7. Implementación de los sensores en el MCIA

Para la implementación de los sensores de presión, temperatura, gasto másico y régimen de giro, se fabricaron y adaptaron elementos que permitan el montaje de los sensores en los diferentes puntos de medida de las variables en el motor y turbocompresor como se indica a continuación.

La figura 4.9 indica la ubicación de los diferentes sensores en el motor y turbocompresor.

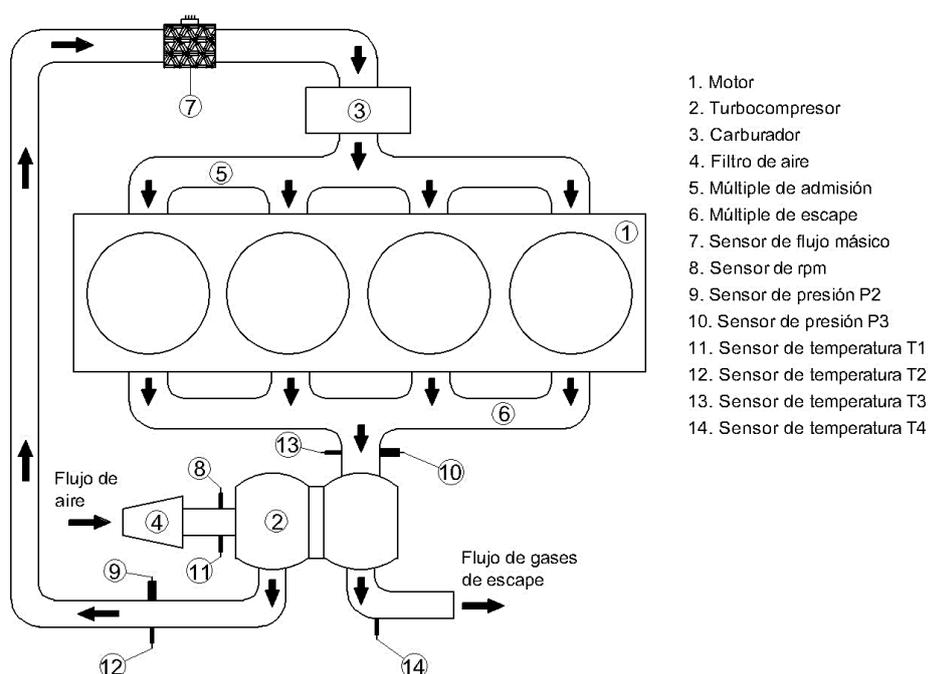


Figura 4. 9. Ubicación de los sensores en el motor y turbocompresor

Fuente: Autores

##### 4.7.1. Montaje de los sensores de presión

Los sensores de presión van ubicados uno a la salida del compresor (P2) y otro en la entrada de la turbina (P3).

Para el montaje del primer sensor (P2), se realizó un codo metálico que sirve de unión entre la salida del compresor y el carburador, sobre el cual se soldó una tuerca de medida M12x1 en la cual va roscado el sensor de presión como indica la figura 4.10.

Para el segundo sensor (P3) se realizó una espiral de cobre, unida mediante unión roscada a un acople unido mediante unión soldada a la entrada de la turbina (Figura 4.11).

Dicha espiral de cobre sirve como intercambiador de calor que disminuye la temperatura de los gases de escape con el fin de proteger el sensor de presión que soporta 80°C del medio a medir.



Figura 4. 10. Montaje del sensor de presión P2

Fuente: Autores

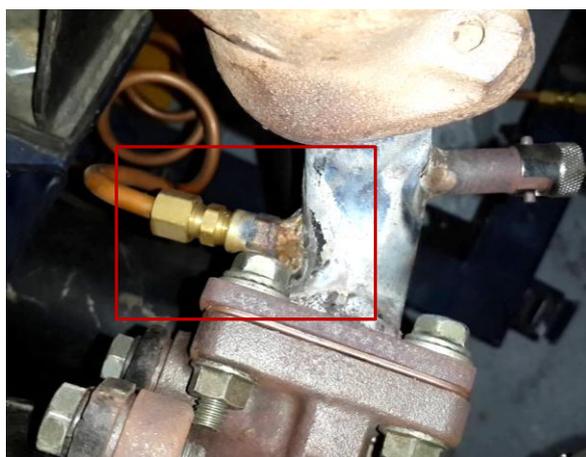


Figura 4. 11. Espiral de cobre en la entrada de la turbina

Fuente: Autores

Al final del espiral de cobre se encuentra montado el sensor de presión (P3) mediante unión roscada como indica la figura 4.12.

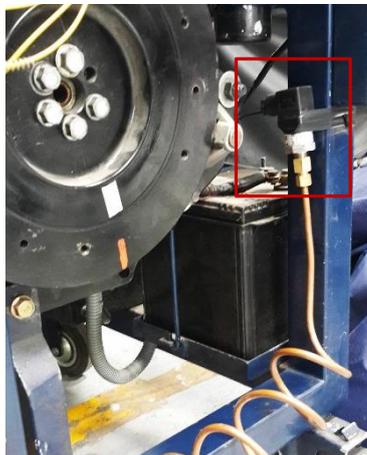


Figura 4. 12. Sensor de presión P3

Fuente: Autores

#### 4.7.2. Montaje de los sensores de temperatura

Los sensores de temperatura van montados en la entrada y salida del compresor (Figura 4.13 y 4.14) y en la entrada y salida de la turbina (Figura 4.15 y 4.16) del turbocompresor mediante acoples soldados en los ductos por donde fluye el aire y gases de escape respectivamente.



Figura 4. 13. Sensor de temperatura en la entrada del compresor

Fuente: Autores

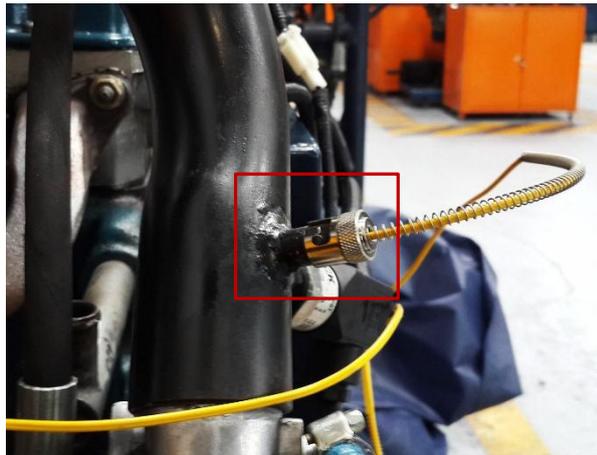


Figura 4. 14. Sensor de temperatura en la salida del compresor

Fuente: Autores



Figura 4. 15. Sensor de temperatura en la entrada de la turbina

Fuente: Autores



Figura 4. 16. Sensor de temperatura en la salida de la turbina

Fuente: Autores

### 4.7.3. Montaje del sensor de gasto másico

El sensor de gasto másico va ubicado antes del carburador sobre un tubo de aluminio de 2<sup>1/2</sup>” y mediante acoplamientos de hule y bridas para asegurar la hermeticidad del sistema, como se indica en la figura 4.17.



Figura 4. 17. Sensor de gasto másico

Fuente: Autores

#### 4.7.4. Montaje de sensor de régimen del turbocompresor

Para el registro del régimen de giro del turbogrupo se ha realizado un eje que va montado en el lado del compresor (Figura 4.18) el cual dispone de dos dientes ubicados uno a cada lado del eje, los cuales sirven para censar el giro del eje del turbocompresor.

Hay que recalcar que el montaje del eje dentado para el censado del régimen de giro del eje del turbocompresor, provoca un desequilibrado del eje por lo cual fue necesario realizar el balanceo del mismo, cuyos datos finales se adjuntan en el anexo 1.

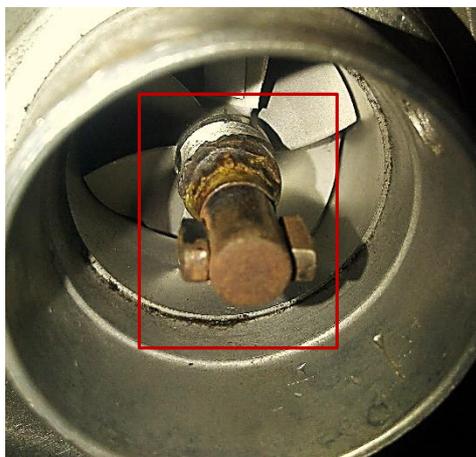


Figura 4. 18. Eje para el censado del régimen de giro

Fuente: Autores

El sensor de régimen (Figura 4.19) va montado y asegurado mediante un tornillo sobre un acople realizado en la entrada del compresor (Figura 4.20), de tal manera que apunte directamente a los dientes del eje, a una distancia mínima de 1mm según especificaciones del fabricante (Figura 4.21).



Figura 4. 19. Sensor de régimen de giro

Fuente: Autores

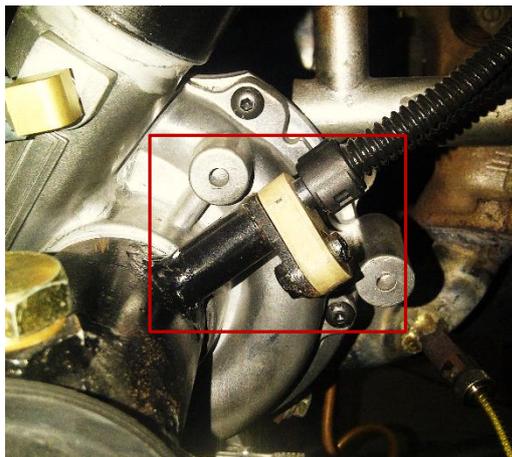


Figura 4. 20. Montaje del sensor de régimen de giro

Fuente: Autores

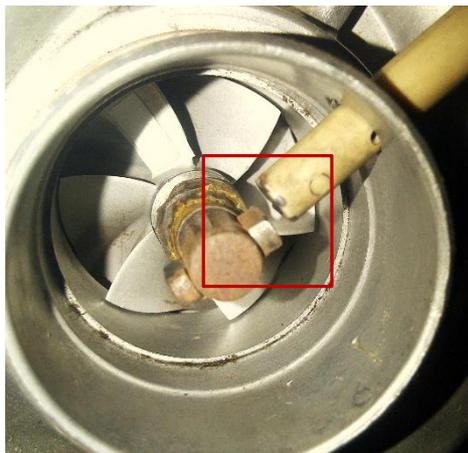


Figura 4. 21. Sensor de régimen de giro y eje dentado

Fuente: Autores

Finalmente el motor sobrealimentado queda instrumentado con dos sensores de presión, cuatro sensores de temperatura, un sensor de régimen de giro y uno de gasto másico como muestra la figura 4.22.

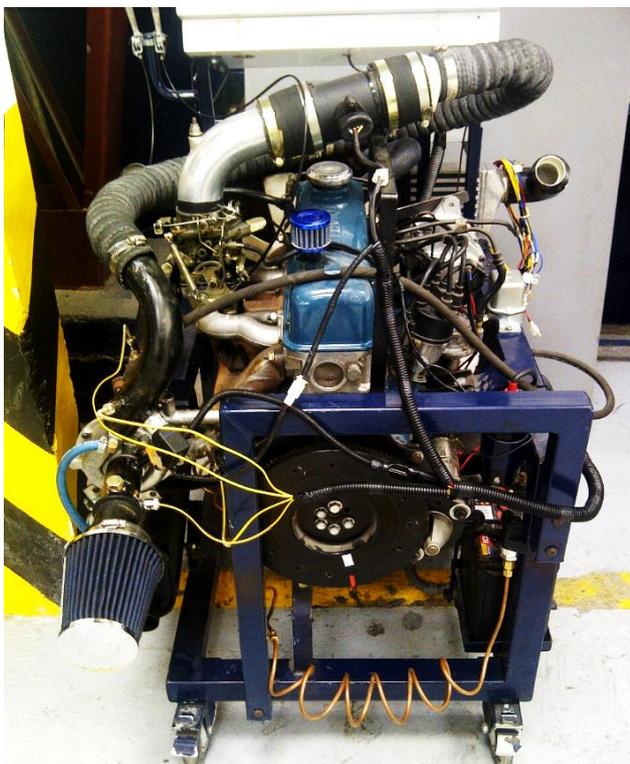


Figura 4. 22. Motor y turbocompresor instrumentados

Fuente: Autores

## 4.8. Acondicionadores de señal

Las señales de los sensores de temperatura y presión tuvieron que ser acondicionadas para transformarlas a otro tipo de señal o para amplificarlas en un rango específico de medida que resulte más fácil de procesarlas en la tarjeta Arduino como se indica a continuación.

### 4.8.1. Acondicionamiento de las termocuplas

Al entregar nuestros sensores de temperatura una diferencia de potencial en el orden de los milivoltios, se amplificó dicha señal. Para esto se usaron amplificadores operacionales configurados como circuito de lazo cerrado de tal manera que multiplique la señal de ingreso, haciéndola adecuada para la resolución del Arduino.

El esquema del circuito amplificador es el siguiente (Figura 4.23):

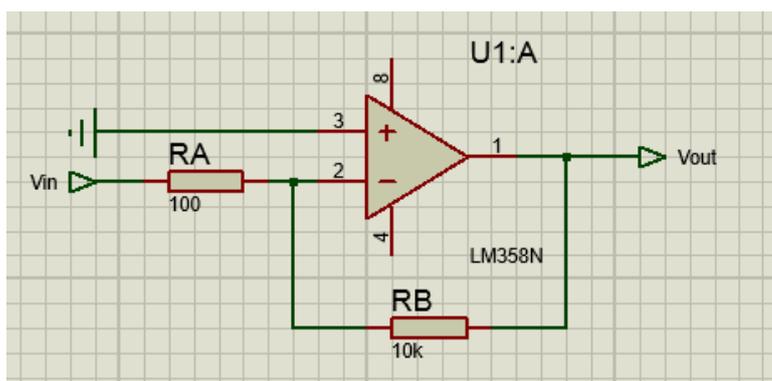


Figura 4. 23. Circuito amplificador

Fuente: Autores

Para lograr esta ganancia requerida se calcularon las resistencias con la siguiente ecuación (Ecuación 4.1) (TOLEDO 2015).

$$v_{out} = v_{in} \left( 1 + \frac{R_A}{R_B} \right) \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

Donde:

$v_{out}$  = Voltaje de salida

$v_{in}$  = Voltaje de entrada

$R_A$  = Resistencia A

$R_B$  = Resistencia B

Usando la ecuación 4.1 se calcularon resistencias de  $100\text{ k}\Omega$  y  $10\text{ k}\Omega$  para  $R_A$  y  $R_B$  respectivamente.

El circuito antes mencionado entregó una señal invertida y para hacerla positiva se configuró otro amplificador operacional en modo inversor con ganancia uno, quedando como indica la figura 4.24.

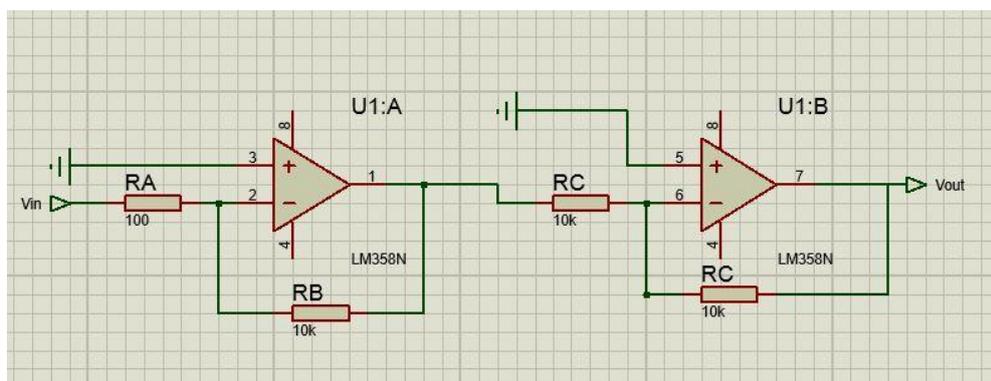


Figura 4. 24. Amplificador operacional en modo inversor

Fuente: Autores

De esta manera, la señal de las termocuplas quedó acondicionada para ser procesada por el Arduino.

#### 4.8.2. Acondicionamiento del sensor de presión

Como se explicó anteriormente, los sensores de presión entregan una señal de corriente, misma que debió ser transformada a voltaje para ser muestreada por el

Arduino. Para esto se utilizó un amplificador operacional configurado como convertor de corriente a voltaje, como se muestra en la figura 4.25.

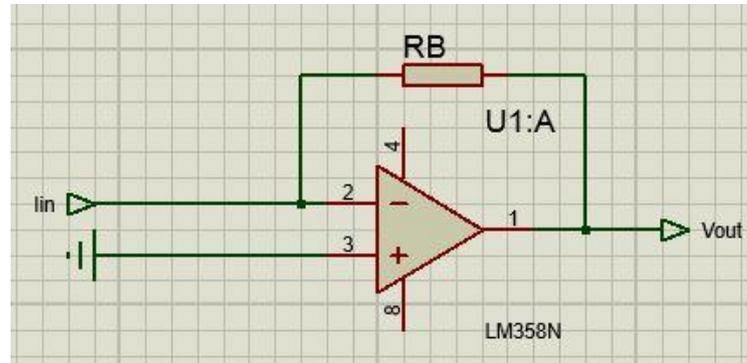


Figura 4. 25. Amplificador operacional convertor

Fuente: Autores

Al saber el voltaje de ingreso se calculó la resistencia  $R_B$  y se obtuvo un voltaje deseado con la ecuación 4.2 (TOLEDO 2015)

$$v_{out} = -R_B * I_{in} \quad (\text{Ecuación 4.2})$$

Donde:

$v_{out}$  = Voltaje de salida

$R_B$  = Resistencia

$I_{in}$  = Corriente de ingreso

Con este circuito la señal de la presión quedó adecuada.

Se aplicó el mismo proceso para los dos sensores de presión empleados.

A más de esto, se amplificó la señal para aumentar la capacidad de resolución de la misma.

#### 4.8.3. Acondicionamiento del sensor de régimen de giro y de gasto másico

El sensor de régimen de giro, al ser de efecto hall, entrega una señal digital, la cual es óptima para ser leída por un puerto digital del Arduino.

El sensor de gasto másico devuelve una señal entre 0 y 5 voltios que pudo ser leída sin problema por el Arduino.

Las señales de régimen de giro y gasto másico no necesitaron acondicionamiento.

#### 4.8.4. Elaboración de la tarjeta

Para la elaboración de la tarjeta fue escogido el software Proteus que cuenta con herramientas como Isis y Ares, que asistieron para el diseño, simulación y construcción de los circuitos y placas electrónicas necesarias para el sistema (Figura 4.26, 4.27 y 4.28).

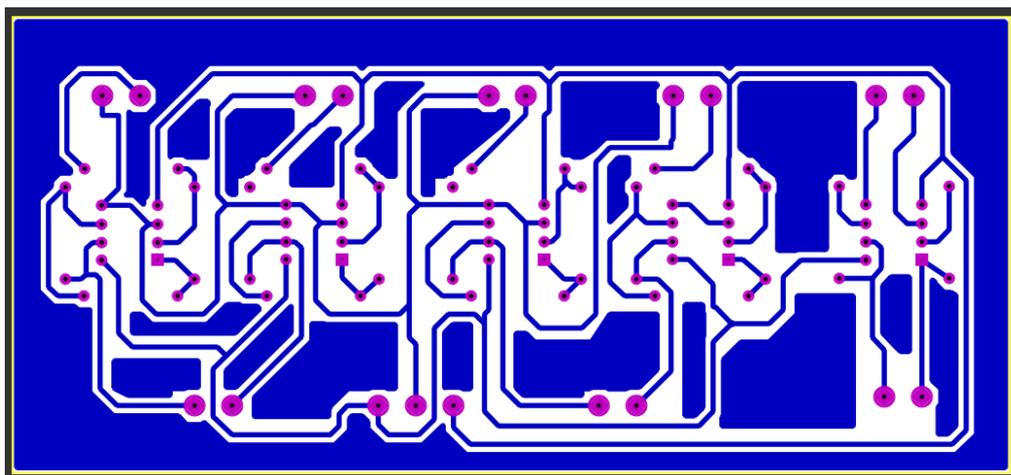


Figura 4. 26. Negativo del PCB diseñado

Fuente: Autores



Figura 4. 27. PCB revelado en baquelita

Fuente: Autores

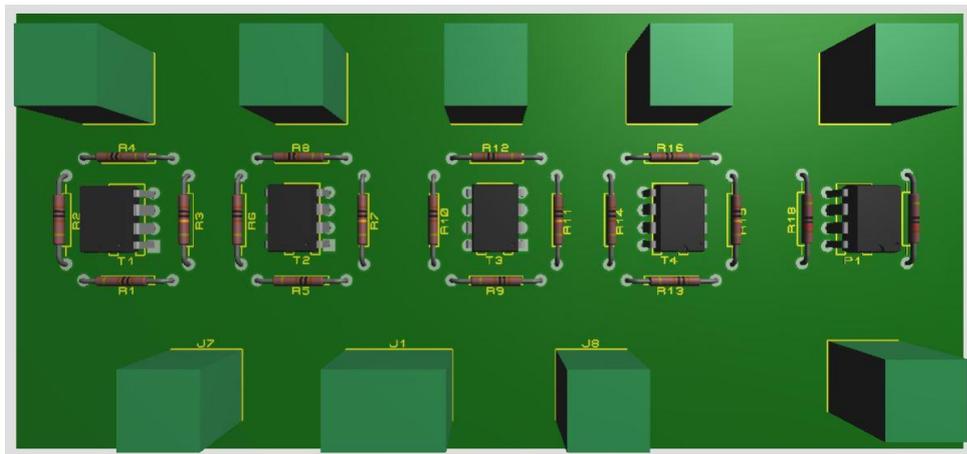


Figura 4. 28. Placa en vista 3D

Fuente: Autores

La placa con los componentes (Figura 4.29), cuenta por un lado con entradas para las señales de los sensores de temperatura y presión y por el otro con salidas que van conectadas a los puertos analógicos de las tarjetas Arduino.

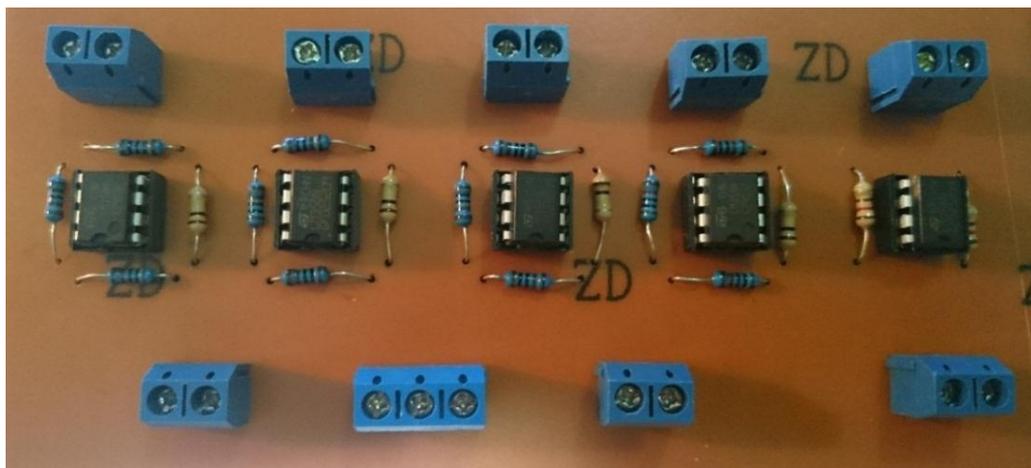


Figura 4. 29. Placa con los componentes

Fuente: Autores

Las señales del sensor de gasto másico y el sensor de régimen de giro van conectadas directamente a las entradas análoga y digital del Arduino respectivamente.

Los detalles de la conexión eléctrica se muestran en el anexo 2.

Cabe recalcar que la señal del sensor de régimen de giro va conectada al PIN 24 de una segunda tarjeta Arduino con el objetivo de mejorar el funcionamiento del sistema. Dicha tarjeta no se muestra en el esquema del anexo 2.

#### **4.9. Calibración de los sensores**

Todos los sensores que fueron utilizados necesitaron ser calibrados y adecuados de acuerdo a las necesidades y el entorno en los que se realizaron los ensayos para garantizar medidas con la mayor precisión posible, y esto se logró realizando pruebas con instrumentos previamente calibrados que sirvieron como referencia.

##### **4.9.1. Calibración de la temperatura**

Se realizó una comprobación mediante un termómetro para líquidos con el cual se midió la temperatura de agua mientras era calentada, al mismo tiempo se sumergía la termocupla en el agua (Figura 4.30) y se comprobaba el valor de voltaje que esta entregaba mediante un multímetro.



Figura 4. 30. Calibración de la temperatura

Fuente: Autores

Los datos obtenidos en las pruebas se muestran en la tabla 4.5.

Tabla 4. 5. Valores experimentales para calibración de la temperatura

<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Voltaje (voltios)</b>
40	0,21
60	0,32
90	0,48
98	0,52

Se realizó la ecuación para los sensores de temperatura con los valores experimentales de calibración (Ecuación 4.3), además se compararon con la tabla de referencia del fabricante del anexo 3, mismos que son similares a los obtenidos.

$$T = 1,11 + 185,19 * V \quad (\text{Ecuación 4.3})$$

Donde:

$T$  = Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )

$v$  = Voltaje del sensor (voltios)

#### 4.9.2. Calibración de la presión

La calibración de la presión se realizó comprobando los valores de voltaje de salida del sensor al entregarle aire presurizado. Este valor fue comprobado al mismo tiempo con un manómetro analógico conectado con el sensor mediante un acoplamiento en T como indica la figura 4.31.



Figura 4. 31. Calibración de la presión

Fuente: Autores

La tabla 4.6 indica los valores de presión y voltaje obtenidos

Tabla 4. 6. Valores experimentales para calibración de la presión

Presión (bar)	Voltaje (voltios)
0,74	2.20
0,90	2.25
1.24	2.37
1.4	2.43

Con los valores recolectados de presión y voltaje entregado por el sensor se realizó la siguiente ecuación (Ecuación 4.4)

$$P = 2,86 * v - 5,55 \quad (\text{Ecuación 4.4})$$

Donde:

$P$  = Presión (bar)

$v$  = Voltaje del sensor (voltios)

### 4.9.3. Calibración del régimen de giro

Para la calibración del régimen de giro se utilizó un sensor óptico de giro (Figura 4.32) que es parte del banco dinamométrico de taller de Ingeniería Automotriz de la Universidad del Azuay.



Figura 4. 32. Sensor óptico de régimen

Fuente: Autores

El sensor funciona apuntando directamente a una cinta reflectiva adhesiva colocada en el eje del turbocompresor como indica la figura 4.33.



Figura 4. 33. Medición del régimen de giro

Fuente: Autores

Inmediatamente los datos medidos por el sensor fueron mostrados en la pantalla de la computadora como indica la figura 4.34, al mismo tiempo que se comprobaron los valores de frecuencia entregados por el sensor de régimen.

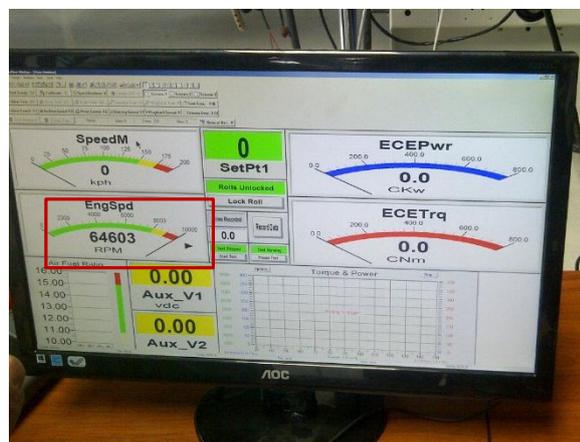


Figura 4. 34. Medición del régimen de giro

Fuente: Autores

La tabla 4.7 indica los valores de frecuencia y régimen obtenidos

Tabla 4. 7. Valores experimentales de frecuencia y régimen

<b>Frecuencia (Hz)</b>	<b>Régimen (rpm)</b>
60	3500
1920	115000

Con los valores de rpm y frecuencia recolectados se realizó la siguiente ecuación (Ecuación 4.5)

$$n = 59,95F - 97 \quad (\text{Ecuación 4.5})$$

Donde:

$n$  = Régimen de giro del turbocompresor (rpm)

$F$  = Frecuencia del sensor (Hz)

#### **4.9.4. Calibración del gasto másico**

La calibración del gasto másico se realizó mediante la comprobación de funcionamiento del sensor MAF en un vehículo utilizando un scanner automotriz el cual muestra el valor del gasto másico del sensor y el voltaje de salida del mismo con el cual se obtuvieron los siguientes valores (Tabla 4.8)

Tabla 4. 8. Valores de voltaje y gasto másico

Valor salida (V)	Gasto (Kg/s)
1.87	0.012
2.13	0.018
2.47	0.027
2.75	0.037
2.95	0.047
3.20	0.059
3.60	0.09

El sensor cuenta con datos del fabricante (Figura 4.35) que indica el gasto y voltaje de salida entregado por el sensor

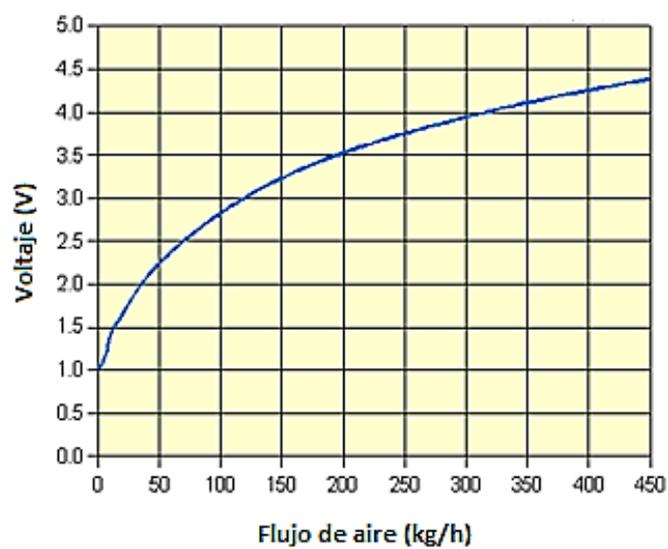


Figura 4. 35. Gato másico vs voltea del sensor Bosch PBT-GF30-0231002537

Fuente: (Bosch. 2014)

Los valores de la tabla del fabricante sirvieron para realizar una comparación con los valores obtenidos mediante el scanner automotriz

Con los valores de voltaje y gasto másico obtenidos se realizó la siguiente ecuación (Ecuación 4.6)

$$m = 0,0108 * V^2 - 0,0238 * V + 0,0130 \quad (\text{Ecuación 4.6})$$

Donde:

$\dot{m}$  = Gasto másico (kg/s)

$v$  = Voltaje entregado por el sensor (voltios)

#### **4.10. Procesamiento de la señal**

El procesamiento de las señales consistió en obtener los parámetros deseados de las mismas según las ecuaciones matemáticas obtenidas para cada sensor, que ingresadas al software LabVIEW, pudieron ser mostradas como valores de temperaturas, presiones, etc. y en las unidades que se requieran.

Para que los datos enviados por el Arduino sean interpretados por LabVIEW, fue necesaria la instalación del paquete Linx que ayuda a lo antes descrito.

En total los datos a adquirir son siete: cuatro temperaturas, dos presiones, una del gasto másico y la última la de régimen de giro, siendo esta última la única señal digital.

#### **4.11. Presentación de la información**

Una vez procesadas las señales, y como paso final, se muestran los datos obtenidos gráficamente, siendo esta interpretación lo más entendible y fácil de manejar posible.

Para la representación gráfica se tienen cuatro etapas, las cuales se detallan a continuación.

Cabe recalcar que antes de iniciar el programa se debe realizar la instalación de todo el sistema como indica el circuito eléctrico del anexo 2.

#### 4.11.1. Etapa 1. Inicio

Al iniciar el programa, aparece la siguiente pantalla (Figura 4.36):



Figura 4. 36. Pantalla de inicio

Fuente: Autores

En la parte superior se seleccionan los puertos de comunicación de las tarjetas Arduino. Hecho esto se usa el botón “ENTRAR” que abre la siguiente etapa.

#### 4.11.2. Etapa 2. Parámetros Iniciales

En esta pantalla (Figura 4.37) se ingresan los datos iniciales o de referencia como son presión, temperatura, etc.

**DATOS INICIALES PARA EL ENSAYO**

---

Presión de referencia:  bar      Área 1:  m<sup>2</sup>

A/F:  -      Área 2:  m<sup>2</sup>

Temp de referencia:  °C      Área 3:  m<sup>2</sup>

Figura 4. 37. Pantalla de ingreso de datos

Fuente: Autores

El botón “SIGUIENTE” lleva a la tercera etapa.

#### 4.11.3. Etapa 3. Visualización de los datos

En esta etapa se muestran los datos que son recopilados por los sensores del sistema mediante dos columnas, una para el compresor y otra para la turbina como indica la figura 4.38.

DATOS COMPRESOR				DATOS TURBINA							
n=	<input type="text" value="0"/>	rpm	T <sub>10</sub> =	<input type="text" value="312"/>	K	n=	<input type="text" value="0"/>	rpm	T <sub>10</sub> =	<input type="text" value="512"/>	K
T <sub>1</sub> =	<input type="text" value="311"/>	K	T <sub>20</sub> =	<input type="text" value="327"/>	K	T <sub>1</sub> =	<input type="text" value="506"/>	K	P <sub>10</sub> =	<input type="text" value="0,894107"/>	bar
T <sub>2</sub> =	<input type="text" value="326"/>	K	P <sub>10</sub> =	<input type="text" value="0,758435"/>	bar	T <sub>4</sub> =	<input type="text" value="506"/>	K	m=	<input type="text" value="0,009666"/>	Kg/s
P <sub>1</sub> =	<input type="text" value="0,75"/>	bar	P <sub>20</sub> =	<input type="text" value="0,730313"/>	bar	P <sub>1</sub> =	<input type="text" value="0,896875"/>	bar	n=	<input type="text" value="0"/>	rpm
P <sub>2</sub> =	<input type="text" value="0,711328"/>	bar	R <sub>m</sub> =	<input type="text" value="0,962916"/>		m=	<input type="text" value="0,008715"/>	Kg/s	R <sub>c,10</sub> =	<input type="text" value="1,19214"/>	
m=	<input type="text" value="0,00816428"/>	Kg/s	m=	<input type="text" value="0,008331"/>	Kg/s	C <sub>1</sub> =	<input type="text" value="4,95083"/>	m/s	n <sub>c,10</sub> =	<input type="text" value="-0,54039"/>	
C <sub>1</sub> =	<input type="text" value="4,95083"/>	m/s	n=	<input type="text" value="0"/>	rpm	C <sub>1</sub> =	<input type="text" value="7,28314"/>	m/s			
C <sub>2</sub> =	<input type="text" value="5,38671"/>	m/s	n <sub>CTT</sub> =	<input type="text" value="-0,22430"/>							

Figura 4. 38. Pantalla de visualización de datos

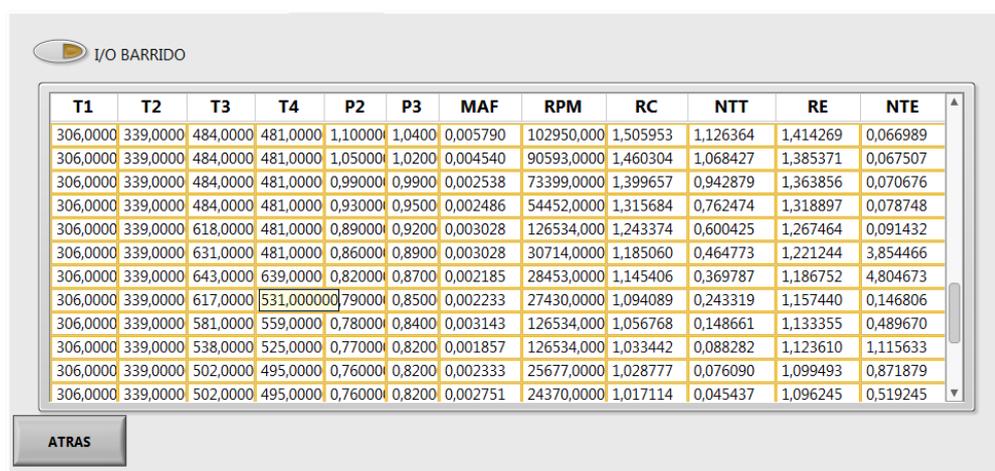
Fuente: Autores

En todo momento se cuenta con un botón de “PARAR” que permite que el sistema deje de funcionar cuando se requiera.

#### 4.11.4. Etapa 4. Barrido de los datos

La última pantalla muestra una tabla la cual se llenará de datos al pulsar el botón “BARRIDO”.

Dicho barrido tomará una muestra por segundo de los datos obtenidos de los sensores y de otros valores calculados por el programa (Figura 4.39).



The screenshot shows a software interface titled "I/O BARRIDO". It contains a table with 12 columns representing different sensor parameters: T1, T2, T3, T4, P2, P3, MAF, RPM, RC, NTT, RE, and NTE. The table displays 15 rows of numerical data. Below the table is a button labeled "ATRÁS".

T1	T2	T3	T4	P2	P3	MAF	RPM	RC	NTT	RE	NTE
306,0000	339,0000	484,0000	481,0000	1,10000	1,0400	0,005790	102950,000	1,505953	1,126364	1,414269	0,066989
306,0000	339,0000	484,0000	481,0000	1,05000	1,0200	0,004540	90593,0000	1,460304	1,068427	1,385371	0,067507
306,0000	339,0000	484,0000	481,0000	0,99000	0,9900	0,002538	73399,0000	1,399657	0,942879	1,363856	0,070676
306,0000	339,0000	484,0000	481,0000	0,93000	0,9500	0,002486	54452,0000	1,315684	0,762474	1,318897	0,078748
306,0000	339,0000	618,0000	481,0000	0,89000	0,9200	0,003028	126534,000	1,243374	0,600425	1,267464	0,091432
306,0000	339,0000	631,0000	481,0000	0,86000	0,8900	0,003028	30714,0000	1,185060	0,464773	1,221244	3,854466
306,0000	339,0000	643,0000	639,0000	0,82000	0,8700	0,002185	28453,0000	1,145406	0,369787	1,186752	4,804673
306,0000	339,0000	617,0000	531,000000	0,79000	0,8500	0,002233	27430,0000	1,094089	0,243319	1,157440	0,146806
306,0000	339,0000	581,0000	559,0000	0,78000	0,8400	0,003143	126534,000	1,056768	0,148661	1,133355	0,489670
306,0000	339,0000	538,0000	525,0000	0,77000	0,8200	0,001857	126534,000	1,033442	0,088282	1,123610	1,115633
306,0000	339,0000	502,0000	495,0000	0,76000	0,8200	0,002333	25677,0000	1,028777	0,076090	1,099493	0,871879
306,0000	339,0000	502,0000	495,0000	0,76000	0,8200	0,002751	24370,0000	1,017114	0,045437	1,096245	0,519245

Figura 4. 39. Pantalla de barrido de datos

Fuente: Autores

Los datos recopilados en el barrido pueden ser exportados hacia una hoja de cálculo de Excel en donde se pueden disponer de ellos en cualquier momento.

## Conclusiones

- La instrumentación electrónica es una manera efectiva para realizar mediciones de distintos sistemas.
- Los sensores electrónicos necesitan de calibraciones previas para lograr medidas precisas del medio en el que se realizan los ensayos.
- Las tarjetas Arduino son elementos de fácil disponibilidad y manejo a la hora de realizar la adquisición y procesamiento de señales.
- Las señales entregadas por los sensores deben ser acondicionadas con el fin de tener lecturas correctas que devuelvan valores exactos durante la lectura de las variables medidas.
- El montaje de los sensores debe ser realizado de manera correcta para garantizar la adquisición de datos sin afectar al funcionamiento del sistema.

## CAPÍTULO V

### AJUSTE DEL MODELO

#### Introducción

Este capítulo describe la realización de los ensayos y recopilación de datos en regímenes de giro estacionarios y las consideraciones que se tomaron en cuenta para su realización. Se describe la obtención de variables medidas como presiones, temperaturas, gasto másico y régimen de giro del turbocompresor, y constantes como presión y temperaturas ambientales y áreas de secciones del compresor y turbina. Se indican los puntos de funcionamiento durante los ensayos, que son identificados en el mapa del turbocompresor. Finalmente se realiza el cálculo de variables como la presión a la salida del compresor ( $P_{20}$ ), presión a la entrada de la turbina ( $P_{30}$ ) y el régimen de giro del turbocompresor ( $n$ ), la comparación entre datos experimentales y teóricos y su análisis mediante gráficas de dispersión con sus respectivos coeficientes de determinación.

#### 5.1. Pruebas estacionarias

##### 5.1.1. Realización de los ensayos

Los ensayos del turbocompresor se los realizaron con el motor a temperatura normal de funcionamiento y con una previa revisión y afinamiento del motor e instrumentos de medida para lograr un desempeño confiable de todo el sistema.

##### 5.1.1.1. Datos iniciales

Previamente se obtuvieron datos que intervienen en los cálculos y resultados durante la realización de los ensayos como la relación estequiométrica aire - combustible, temperaturas y presiones ambientales y las áreas de entrada y salida del compresor y turbina.

## Relación estequiométrica aire – combustible

Este valor sirve para el cálculo de la constante universal  $R$  y el calor específico  $C_p$  de los gases de escape (Apartado 3.2.1 del capítulo III) y se obtuvo utilizando una máquina analizadora de gases Nextech Nga 6000 (Figura 5.1)



Figura 5. 1. Máquina analizadora de gases

Fuente: Autores

## Temperatura y presión ambiental

La temperatura y presión ambientales son datos que intervienen en el cálculo del coeficiente adiabático del aire y en cálculo del flujo másico y régimen corregidos para compresor y turbina (Apartado 3.2.2.1 del capítulo III)

Estos valores se obtuvieron con un barómetro digital previamente calibrado DealeXtreme KT808 (Figura 5.2).



Figura 5. 2. Barómetro digital

Fuente: Autores

### Áreas de entrada y salida del compresor y turbina

Estas medidas sirven para el cálculo de las velocidades en el compresor y la turbina, y las mismas fueron tomadas en los lugares de la instalación donde se ubicaron los sensores de presión y temperatura en el compresor y turbina respectivamente (Apartado 3.2.2.1 del capítulo III).

Estas medidas fueron tomadas una sola vez ya que son medidas fijas tanto en el compresor como en la turbina. Las medidas se las realizaron con un calibrador graduado en milímetros (Figuras 5.3, 5.4 y 5.5).

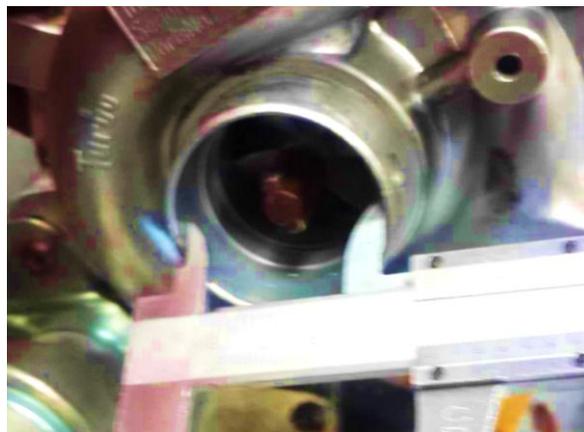


Figura 5. 3. Medida del diámetro de la entrada del compresor

Fuente: Autores



Figura 5. 4. Medida del diámetro de la salida del compresor

Fuente: Autores

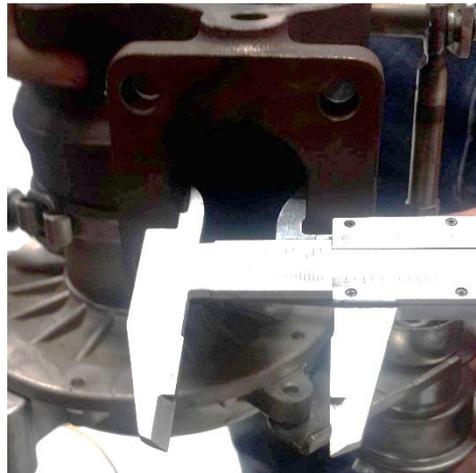


Figura 5. 5. Medida del diámetro de la entrada de la turbina

Fuente: Autores

Las medidas obtenidas son las que se indican en la tabla 5.1.

Tabla 5. 1. Diámetros y áreas de entrada y salida de compresor y turbina donde se encuentran los sensores

	<b>Diámetro (mm)</b>	<b>Área (m<sup>2</sup>)</b>
<b>Entrada del compresor</b>	40,00	0,0013
<b>Salida del compresor</b>	35,70	0,001
<b>Entrada de la turbina</b>	31,70	0,0008

### 5.1.2. Selección de zonas de ensayo

El procedimiento para realizar los ensayos fue comprobar los valores máximos y mínimos de régimen, presión y gasto másico del turbocompresor, en función de la energía provista por el MCIA, ya que depende de este para que el turbocompresor pueda funcionar en diferentes zonas o puntos dentro del mapa del turbocompresor. Se probó en ralentí y a máxima aceleración del motor de combustión interna. En la tabla 5.2 se puede observar los valores máximos y mínimos de régimen, presión y gasto másico del turbocompresor.

Tabla 5. 2. Valores máximos y mínimos de régimen, presión y gasto másico

	<b>Valor mínimo</b>	<b>Valor máximo</b>
<b>Régimen de giro turbocompresor (rpm)</b>	7000	119000
<b>Presión a la salida del compresor P<sub>2</sub> (bar)</b>	0,75	1,2
<b>Gasto másico (Kg/s)</b>	0,008	0,06

Una vez ubicados los puntos máximos y mínimos, se determinó la zona en donde se pueden realizar los ensayos del turbocompresor a diferentes regímenes de giro estacionario. En la figura 5.6 se observa la zona en la que se pueden realizar los ensayos.

Según el autor ALVAREZ, Jesús (2005), los valores óptimos para denotar un acoplamiento correcto de turbocompresor deberían estar desplazados hacia el centro del mapa donde se encuentra la zona óptima de funcionamiento del turbocompresor.

Las razones por las que no se obtienen los valores deseados de funcionamiento podrían deberse a las siguientes posibles causas (ALVAREZ, 2005):

- Motor de muy bajo cilindraje
- Mal diseño del colector de escape
- Sistema de alimentación de baja dosificación
- Sistema de encendido de bajo rendimiento

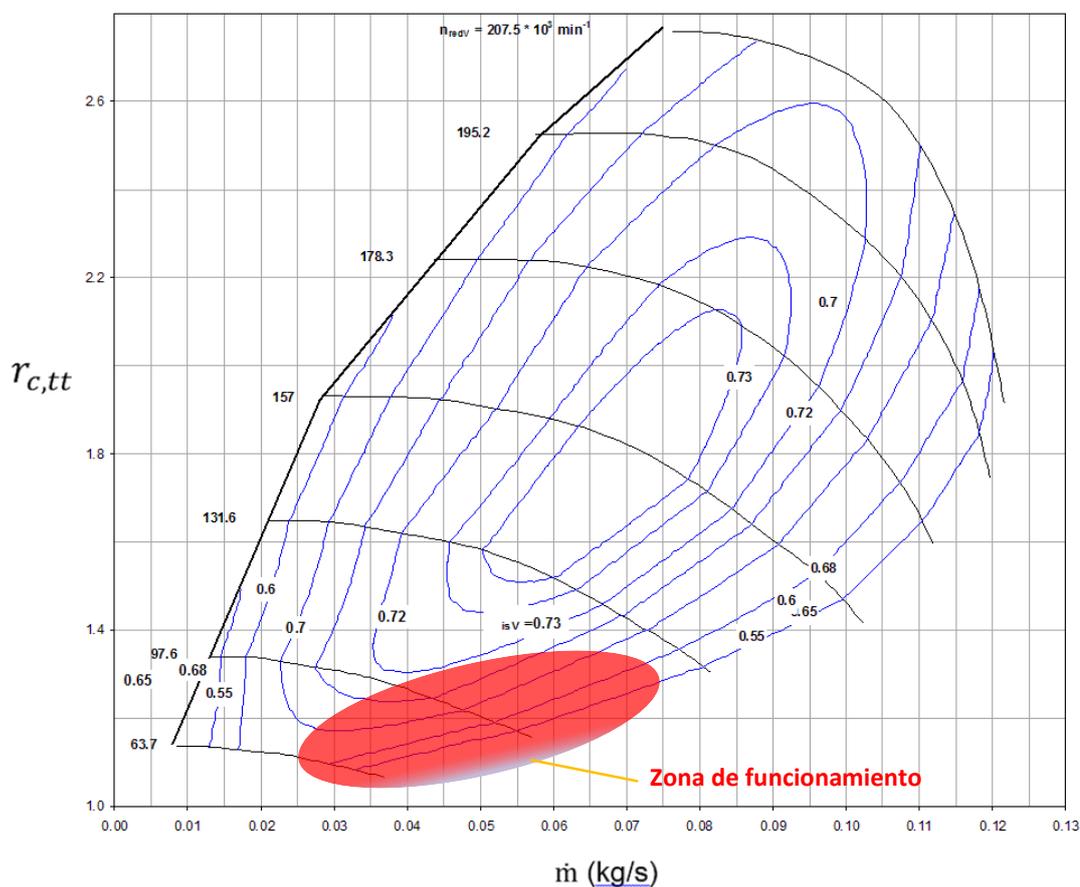


Figura 5. 6. Mapa del compresor turbo IHI RHF4. Zonas de funcionamiento elegidas para ensayos

Fuente: (Big Collection of Compressor Maps. 2015)

### 5.1.3. Obtención y ubicación de puntos de funcionamiento

La figura 5.7 muestra el mapa del turbocompresor con sus respectivos puntos de funcionamiento obtenidos en los ensayos.

Los puntos rojos en el mapa representan los puntos en los cuales se obtuvieron los datos a diferentes regímenes de giro estacionarios. Se realizaron ensayos desde el régimen de giro más bajo hasta aproximadamente el máximo régimen de giro al que puede llegar el turbocompresor. Se han realizado un total de 25 ensayos con el fin de lograr continuidad y diferenciación de puntos en toda la zona de funcionamiento determinada. Estos ensayos se han realizado en condiciones estacionarias, es decir que, en cada uno de esos puntos se han mantenido estables las condiciones de funcionamiento como régimen de giro, presión, temperatura y gasto másico.

El número de ensayos realizados se debe a la selección de los mejores datos obtenidos en las condiciones estacionarias antes descritas.

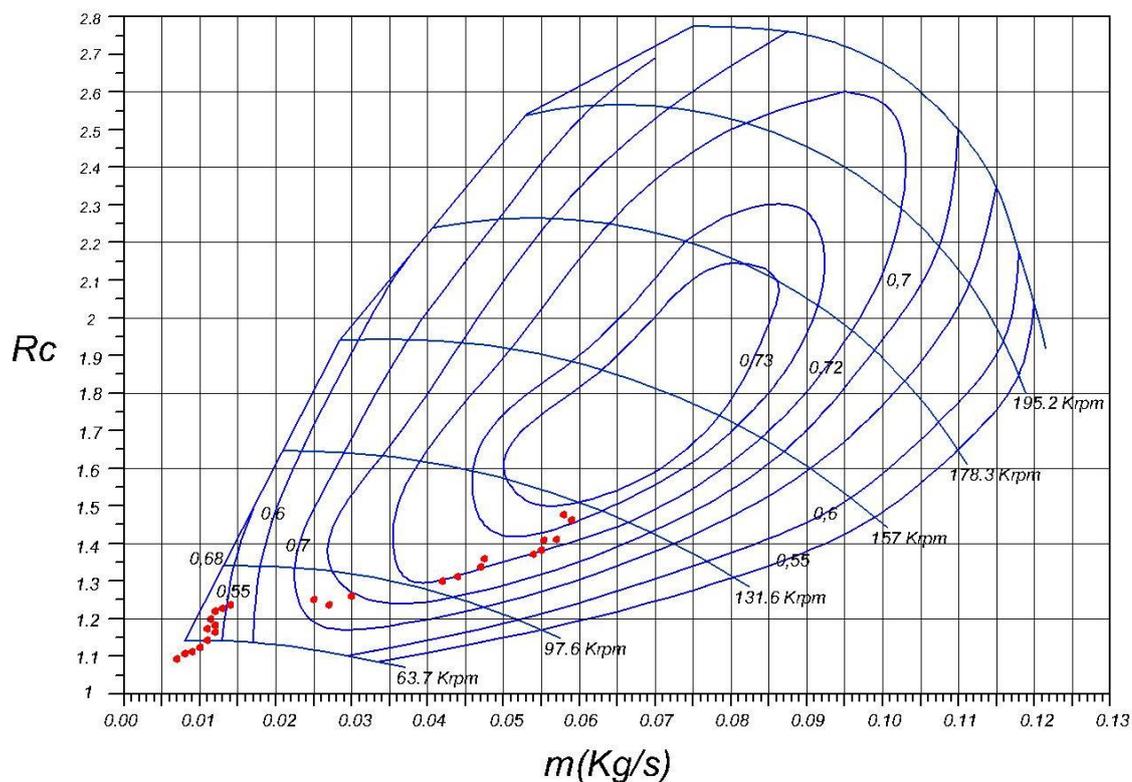


Figura 5. 7. Puntos de funcionamiento obtenidos en los ensayos

Fuente: Autores

## **5.2. Ajuste de parámetros**

El ajuste de parámetros consistió en realizar una comparación entre los datos calculados y los datos experimentales para mediante esto determinar la necesidad de realizar ajustes en ciertas variables teóricas.

### **5.2.1. Valores termodinámicos utilizados para el cálculo**

Estos valores intervienen directamente en los cálculos realizados y deben ser tomados de fuentes válidas. Fueron utilizados dentro del rango indicado con el fin de lograr el ajuste de los valores de presiones y régimen de giro:

#### **Inercia**

Se utilizó para el cálculo del régimen de giro del turbocompresor. Corresponde al valor de la inercia rotacional del eje del turbocompresor. Es una medida de la oposición que ofrece un cuerpo al cambio de su estado de movimiento rotacional.

En este caso el valor de inercia que se utiliza para el cálculo del régimen de giro del turbocompresor es de 6000 y 11000 ( $\text{gr} \cdot \text{mm}^2$ ). (HUNG & SCHAFER, 2012). Se han utilizado estos valores teóricos debido a que la determinación de la inercia del eje del turbocompresor es una tarea extensa y no es el fin de este trabajo.

#### **Poder calorífico ( $P_C$ )**

Es la cantidad total de calor desprendido en la combustión completa de una unidad de masa de combustible. (CENGEL & BOLES, 2010).

El valor del poder calorífico del combustible es 41245 (KJ/Kg). Según la medida del poder calorífico realizado en los laboratorios de la Facultad de Ciencia y Tecnología de la Universidad del Azuay, con un calorímetro de chaqueta lisa PARR 1341 y con una muestra de combustible EXTRA. (Experimentos con bomba calorimétrica UDA, 2015)

#### **Calor específico ( $C_v$ )**

Sirvió para el cálculo del calor de ingreso en el ciclo ideal Otto.

Es la cantidad de calor por kilogramo que necesita un cuerpo para que su temperatura se eleve en un grado centígrado.

El valor utilizado fue de 1,64 (KJ/Kg\*°K) (CENGEL & BOLES, 2010)

### **Coeficiente adiabático ( $\gamma$ )**

Resulta de la división entre el calor específico a presión constante ( $C_p$ ) y el calor específico a volumen constante ( $C_v$ ).

El valor utilizado para obtener el mejor ajuste de la presión  $P_{30}$  va de 1,35 – 1,45 (es un valor adimensional).

### **5.2.2. Cálculo de presión y régimen de giro**

Se realizaron los cálculos de presión de parada a la salida del compresor, presión de parada a la entrada de la turbina y régimen de giro. Estos son los parámetros que se pretenden predecir con el modelo planteado.

#### **5.2.2.1. Cálculo de presiones**

##### **Presión de parada en la salida del compresor**

La presión de parada en la salida del compresor  $P_{20}$  se puede calcular a partir del rendimiento del compresor mediante dos ecuaciones que lo definen. (HUNG & SCHAFER, 2012)

##### **Rendimiento del compresor (Ecuación 5.1)**

$$\eta_{c,tt} = \frac{\dot{m} * C_{p_a} * (T_{20} - T_{10})}{\eta_M * \eta_{t,te} * \dot{m}_g * C_{p_g} * T_{30} \left[ \left( \frac{P_4}{P_{30}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (\text{Ecuación 5.1})$$

Donde:

$\eta_{c,tt}$  = Rendimiento del compresor (total a total)

$\dot{m}$  = Gasto másico del compresor

$C_{p_a}$  = Calor específico del aire

$T_{20}$  = Temperatura de parada a la salida del compresor

$T_{10}$  = Temperatura de parada a la entrada del compresor

$\eta_M$  = Rendimiento mecánico

$\eta_{t,te}$  = Rendimiento de la turbina (total a estático)

$\dot{m}_g$  = Gasto másico de los gases de escape

$Cp_g$  = Calor específico de los gases de escape

$T_{30}$  = Temperatura de parada a la entrada de la turbina

$P_4$  = Presión a la salida de la turbina

$P_{30}$  = Presión de parada a la entrada de la turbina

$\gamma$  = Coeficiente adiabático

### Rendimiento del compresor (Ecuación 5.2)

$$\eta_{c,tt} = \frac{T_{10} \left( \frac{P_{20}}{P_{10}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{T_{20} - T_{10}} \quad (\text{Ecuación 5.2})$$

Donde:

$\eta_{c,tt}$  = Rendimiento del compresor (total a total)

$T_{10}$  = Temperatura de parada a la entrada del compresor

$T_{20}$  = Temperatura de parada a la salida del compresor

$P_{10}$  = Presión a la entrada del compresor

$P_{20}$  = Presión a la salida del compresor

$\gamma$  = Coeficiente adiabático

Al reemplazar la ecuación 5.1 en la ecuación 5.2 obtenemos  $P_{20}$  (Ecuación 5.3)

$$P_{20} = \left( \sqrt[\gamma]{\frac{T_{20}}{T_{10}}} \right)^{\gamma} * P_{10} \quad (\text{Ecuación 5.3})$$

Donde:

$P_{20}$  = Presión de parada a la salida del compresor

$P_{10}$  = Presión de parada a la entrada del compresor

$T_{10}$  = Temperatura de parada a la entrada del compresor

$T_{20}$  = Temperatura de parada a la salida del compresor

$\gamma$  = Coeficiente adiabático

Con la ecuación 5.3 se obtuvo los valores de la presión de parada a la salida del compresor a partir de la temperatura de entrada del compresor, de la temperatura de salida del compresor y de la presión de entrada del compresor. Se realiza una gráfica de dispersión para estudiar la correlación con los valores medidos como se indica a continuación (Figura 5.8)

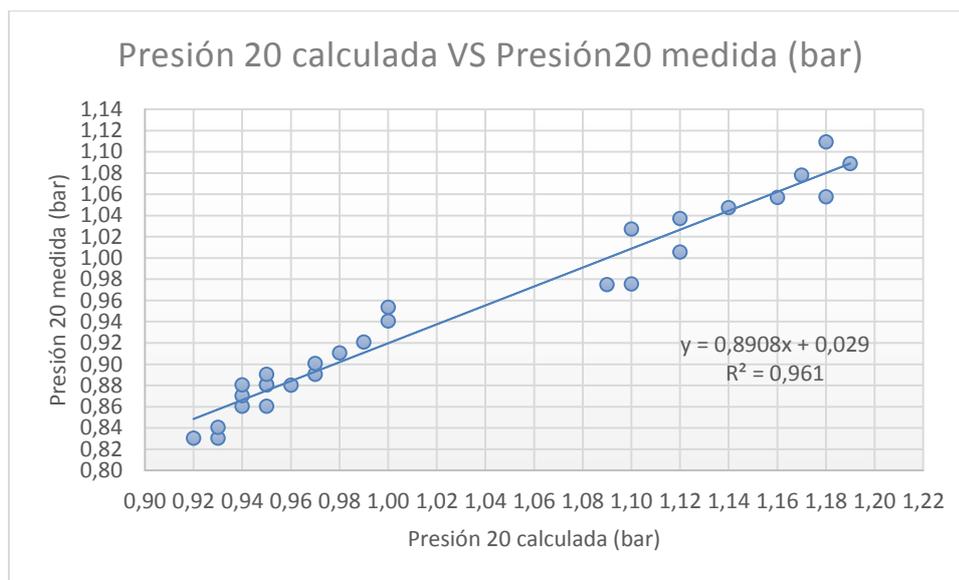


Figura 5. 8. P20 calculada vs P20 medida

Fuente: Autores

En la gráfica de la figura 5.8, se obtiene un valor de  $R^2$  de 0,96, lo cual indica que existe un error entre datos medidos y calculados del 4%, esto significa que los datos calculados predicen a los experimentales con un nivel de confianza del 96%.

### Presión a la entrada de la turbina

El cálculo de la presión a la entrada de la turbina  $P_3$  se basa en el ciclo ideal Otto (Figura 5.9).

La presión  $P_3$  calculada, a continuación será asumida como la presión  $P_{30}$  calculada con el fin de realizar una comparación y medición de error entre esta última y la  $P_{30}$  medida.

Para obtener el ajuste entre valores medidos y calculados, la presión  $P_{30}$  fue calculada utilizando un rango del coeficiente adiabático de 1,41 – 1,43 para el proceso de compresión y de 1,40 – 1,42 para el proceso de expansión.

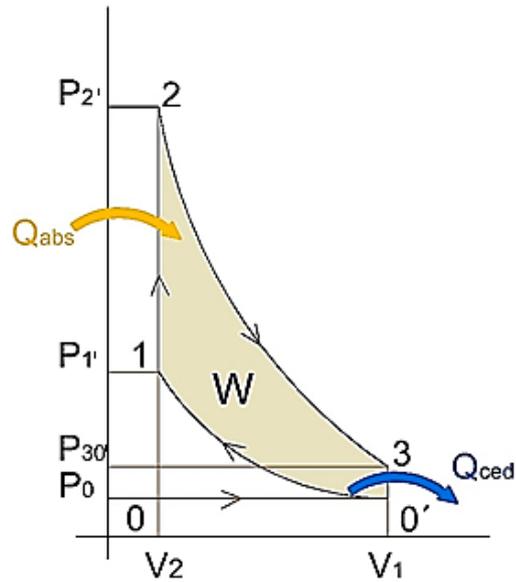


Figura 5. 9. Ciclo ideal Otto

Fuente: (Martin & Serrano. 2014)

Las siguientes ecuaciones indican el proceso de cálculo de la presión al final de la expansión, o presión de parada  $P_{30}$  en un ciclo Otto ideal (CENGEL & BOLES, 2010).

#### Temperatura al final de la compresión (Ecuación 5.4)

$$T_{1'} = T_{0'}(Rc)^{\gamma-1} \quad (\text{Ecuación 5.4})$$

Donde:

$T_{1'}$  = Temperatura al final de la compresión

$T_{0'}$  = Temperatura de admisión

$Rc$  = Relación de compresión del motor

$\gamma$  = Coeficiente adiabático

#### Presión al final de la compresión (Ecuación 5.5)

$$P_{1'} = P_{0'}(Rc)^{\gamma} \quad (\text{Ecuación 5.5})$$

Donde:

$P_1'$  = Presión al final de la compresión

$P_0'$  = Presión de entrada del fluido

$Rc$  = Relación de compresión del motor

$\gamma$  = Coeficiente adiabático

### Calor de ingreso (Ecuación 5.6 y 5.7)

$$Q_{abs} = \dot{m} * P_C \quad (\text{Ecuación 5.6})$$

Donde:

$Q_{abs}$  = Calor de ingreso

$\dot{m}$  = Gasto másico

$P_C$  = Poder calorífico del combustible

$$Q_{abs} = C_v * (T_2' - T_1') \quad (\text{Ecuación 5.7})$$

Donde:

$Q_{abs}$  = Calor de ingreso

$C_v$  = Calor específico del combustible a volumen constante

$T_2'$  = Temperatura al final de la combustión

$T_1'$  = Temperatura al final de la compresión

### Presión al final de la combustión (Ecuación 5.8)

$$P_2' = \left( \frac{T_2'}{T_1'} \right) * P_1' \quad (\text{Ecuación 5.8})$$

Donde:

$P_2'$  = Presión al final de la combustión

$P_1'$  = Presión al final de la compresión

$T_2'$  = Temperatura al final de la combustión

$T_1'$  = Temperatura al final de la compresión

**Presión al final de la expansión (Ecuación 5.9)**

$$P_{30'} = P_2 * \left(\frac{1}{Rc}\right)^{\gamma-1} \quad (\text{Ecuación 5.9})$$

Donde:

$P_{30'}$  = Presión al final de la expansión

$P_2'$  = Presión al final de la combustión

$Rc$  = Relación de compresión del motor

$\gamma$  = Coeficiente adiabático (de los gases)

Con la ecuación 5.10 se obtuvieron los valores de la presión al final de la expansión y se realizó una gráfica de dispersión para estudiar la correlación con los valores medidos como se indica a continuación (Figura 5.10)

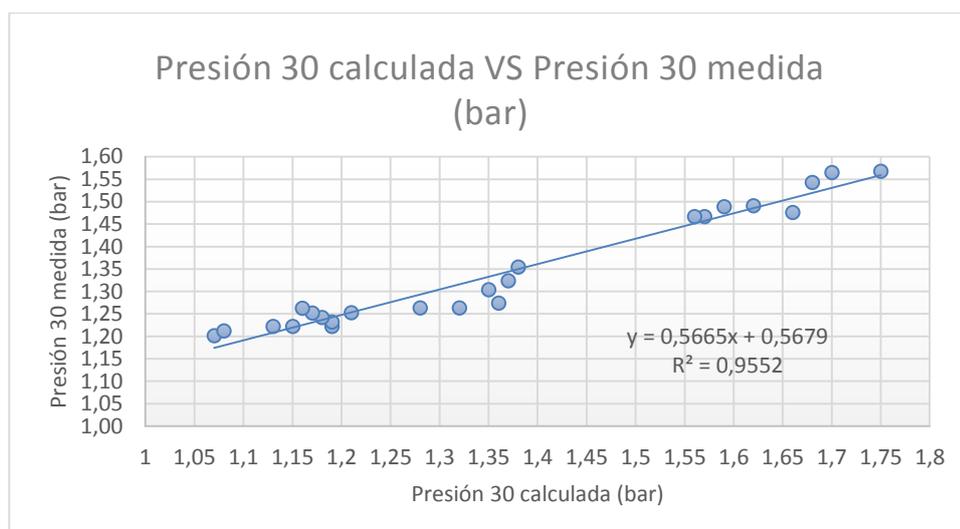


Figura 5. 10. P30 calculada vs P30 medida

Fuente: Autores

En la gráfica de la figura 5.10, se obtiene un valor de  $R^2$  de 0,95, lo cual indica que existe un error entre datos medidos y calculados del 5%, esto significa que los datos calculados predicen a los experimentales con un nivel de confianza del 95%.

### 5.2.2.2. Cálculo del régimen de giro

Para el cálculo del régimen de giro se aplicaron ecuaciones basadas en el trabajo desarrollado por la turbina (HUNG & SCHAFFER, 2012) como se indica a continuación. La predicción del régimen de giro del turbocompresor se basa en la desaceleración que este experimenta cuando se reduce su régimen hasta estabilizarlo en un régimen de ralentí.

#### Régimen de giro del turbocompresor (Ecuación 5.10)

$$n = \frac{W_t}{M_{pm}} \quad (\text{Ecuación 5.10})$$

Donde:

$n$  = Régimen de giro del turbocompresor (rad/s)

$W_t$  = Trabajo realizado por la turbina (J)

$M_{pm}$  = Par de pérdidas mecánicas en la turbina (J)

**Par de pérdidas mecánicas (Ecuación 5.11)**

$$M_{pm} = I * \alpha \quad (\text{Ecuación 5.11})$$

Donde:

$M_{pm}$  = Par de pérdidas mecánicas (J)

$I$  = Inercia (Kg\*m<sup>2</sup>)

$\alpha$  = Aceleración del turbocompresor (rad/s<sup>2</sup>)

**Experimento para el cálculo de la desaceleración del turbocompresor**

Para calcular la aceleración del eje del turbocompresor, se realiza un experimento en el cual se mide el tiempo en el que el turbocompresor disminuye y estabiliza su régimen al dejar de enviar un flujo de gases de escape a la turbina, al mismo tiempo que se mide el régimen de giro del mismo.

Los datos del experimento se muestran en la tabla 5.3.

Tabla 5. 3. Estabilización de régimen del turbocompresor

<b>Régimen (rpm)</b>	<b>Diferencia de régimen (rpm)</b>	<b>Tiempo (s)</b>
53849 – 2845	51004	28,50
55020 – 3545	51475	27,10
54049 - 3315	50734	28,20
52002 – 3405	48597	28,00
51045 – 3608	47437	27,40
52485 - 3575	48910	27,30
53478 – 3620	49858	27,60
52718 – 3518	49200	27,40
53520 – 3628	49892	26,10
52515 - 3450	49065	27,70

Se calculó el promedio y la desviación standard para los valores de régimen de giro y tiempo cuyos valores se muestran a continuación:

- Promedio de diferencia de régimen de giro = 49617 rpm
- Desviación estándar del régimen de giro = 1226 rpm
- Promedio del tiempo = 27,50 s
- Desviación standard del tiempo = 0,7 s

Con la ecuación 5.10 se obtuvieron los valores del régimen de giro y se realizó una gráfica de dispersión para estudiar la correlación con los valores medidos como se indica a continuación (Figura 5.11)

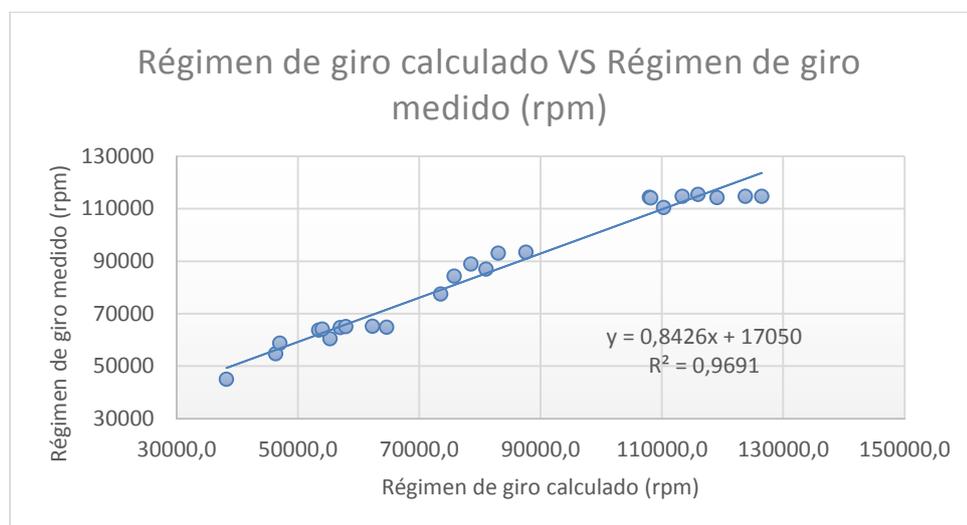


Figura 5. 11. Régimen de giro calculado vs régimen de giro medido

Fuente: Autores

En la gráfica de la figura 5.11, se obtiene un valor de  $R^2$  de 0,97, lo cual indica que existe un error entre datos medidos y calculados del 3%, esto significa que los datos calculados predicen a los experimentales con un nivel de confianza del 97%.

## Conclusiones

- En este capítulo se presentó una comparación entre datos medidos y calculados en el turbocompresor con lo cual se validan los datos obtenidos en los cálculos.
- Los valores obtenidos durante la recopilación de datos denotan que el acoplamiento entre turbocompresor y motor no es el más adecuado, habiendo un sobredimensionamiento del turbocompresor.
- Para el cálculo de la presión de entrada del turbocompresor  $P_{30}$ , se debe trabajar dentro del rango indicado del coeficiente adiabático, esto para que el modelo sea más generalizado para todos los motores.
- El cálculo de presiones y régimen de giro del turbocompresor resultó muy complejo debido a que no existe una ecuación específica para calcular estos parámetros por lo que fue necesario sustituir y resolver varias ecuaciones hasta obtener los valores de presión y régimen de giro.
- Las gráficas de dispersión indican los valores medidos y calculados y su ajuste lo cual evidencia que se puede utilizar el modelo planteado para determinar el régimen de giro, y las presiones.
- El modelo logrado puede ser mejorado al obtener valores de inercia ( $\alpha$ ) específicos para cada turbocompresor, así como también mediante un sistema de medición del gasto másico de los gases de escape ( $\dot{m}_g$ ).
- Se obtuvo un modelo con su respectivo ajuste, en el cual los datos calculados predicen a los experimentales con un error mínimo, lo cual hace que este modelo tenga un nivel de confianza alto para el cálculo de presiones y régimen de giro del turbocompresor.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### Conclusiones:

- Se ha realizado una síntesis sobre el principio de funcionamiento termodinámico y las principales características y clasificación de los turbocompresores.
- En la actualidad los turbocompresores centrífugos son los más utilizados en aplicaciones automotrices con lo cual se logra un aumento en el rendimiento de MCIA.
- El turbocompresor se analiza termodinámicamente como un volumen de control y su funcionamiento se basa en la teoría de toberas y difusores, realizando procesos de expansión y compresión respectivamente.
- Se ha realizado una selección de ecuaciones termodinámicas que permiten el cálculo de presiones, temperaturas, régimen de giro y flujo másico del turbocompresor.
- El modelo cero dimensional desarrollado permitió el análisis de variables de entrada y salida en compresor y turbina respectivamente.
- El modelo matemático permite calcular variables como la presión de parada a la salida del compresor ( $P_{20}$ ), presión de parada a la entrada de la turbina ( $P_{30}$ ) y el régimen de giro del turbocompresor ( $n$ ).
- Después de estudiar el motor y turbocompresor acoplados, se ha podido realizar una instalación experimental que permite la recolección de datos como presiones, temperaturas régimen de giro y gasto másico mediante un conjunto de sensores e instrumentos electrónicos que conforman un sistema versátil y fiable.
- La selección e implementación de los sensores se realizó de acuerdo a los rangos teóricos y reales de funcionamiento del turbocompresor y MCIA y de acuerdo a las normativas de instalación vigentes.

- Se realizó la calibración de los sensores mediante experimentos con instrumentos de medición de laboratorio con el fin de garantizar resultados correctos.
- Conjuntamente con la instalación de sensores, se ha desarrollado un software que permite la visualización y adquisición de datos en tiempo real de una manera rápida y sencilla con programas libres y de fácil manejo.
- La instalación realizada es adecuada para la realización de ensayos estacionarios del turbocompresor.
- Es la primera instalación realizada en la Universidad del Azuay que permite realizar ensayos para recolección de datos en tiempo real en un acoplamiento de turbocompresor y MCIA.
- Se ha descrito el procedimiento para la realización de ensayos y la forma de obtener y ubicar los puntos de funcionamiento del turbocompresor en el mapa del fabricante.
- El ajuste del modelo permitió que con la variación de ciertas constantes físicas y termodinámicas dentro de rangos establecidos, se logre la máxima correlación entre datos calculados y experimentales.
- A partir de los resultados obtenidos en el capítulo V, se puede decir que el modelo realizado se acopla a los datos obtenidos mediante la instrumentación electrónica, es decir, reproduce bien los datos obtenidos en los ensayos experimentales.
- Se han realizado gráficas de dispersión entre valores calculados y experimentales las cuales permiten la evaluación del error y ajuste entre los datos comparados.
- Al comparar las medidas experimentales y calculadas se ha obtenido un buen nivel de correlación con un valor del 95%.
- La recopilación de datos experimentales son una herramienta para la determinación del acoplamiento entre turbocompresor y MCIA.

- El ajuste de los datos medidos evidenció la concordancia con los datos experimentales, logrando obtener un nivel de confianza mayor al 90% para la predicción de los mismos.

**Recomendaciones:**

- Este trabajo es el preámbulo para el desarrollo de modelos unidimensionales tomando en cuenta la geometría del turbocompresor, con el fin de obtener mejores resultados en el aprendizaje y análisis sobre turbocompresores.
- Los resultados obtenidos al final de este proyecto abren varias posibilidades para el desarrollo de trabajos futuros en cuanto a sistemas de experimentación, que sirvan para la realización de ensayos que permitan comprender de mejor manera el funcionamiento de los turbocompresores.
- Se podría realizar un proyecto de diseño y construcción de un sistema de mando y control electrónico de aceleración del motor que trabaje conjuntamente con la señal del sensor de régimen de giro del turbocompresor, con el fin de controlar los ensayos de régimen estacionario.
- Con el fin de obtener diferentes resultados en los experimentos del turbocompresor, se podrían realizar trabajos de mejoras en los diferentes sistemas del MCIA como el sistema de encendido, alimentación, colectores de admisión y escape etc.
- Por motivos de seguridad se recomienda el diseño e implementación de un sistema de lubricación independiente para el turbocompresor con el fin de proteger el mismo cuando durante los ensayos se produzcan fallas que apaguen el motor y dejen sin suministro de lubricante al eje del turbocompresor.
- Con el fin de mejorar la realización del ajuste del modelo y el cálculo de datos, se deberían realizar trabajos para la obtención de valores experimentales como coeficientes adiabáticos e inercia rotacional real del eje del turbocompresor.

## BIBLIOGRAFÍA

### Referencias bibliográficas

- ALVAREZ, J. (2005). Motores alternativos de combustión interna. Barcelona: TECFOTO, SL.
- BARAHONA, S. CITARELLA, B. Sobrealimentación en motores. La Plata, 2011.
- BENITEZ, CALDERÓN y ESCATE. Termodinámica II Universidad Nacional del Santa. Nuevo Chimbote, 2014.
- BOSCH, Robert. Manual de la técnica del automovil. 4. Alemania: Bosch, 2005.
- BOSCH. SENSORES AUTOMOTRICES. BRASIL: BOSCH, 2014.
- CARRERAS, R. Motores alternativos de combustión interna. Catalunya: Universidad Politécnica de Catalunya, 2005.
- CENGEL, Yunus y Michael BOLES. Termodinámica. 6ta. México D.F., 2003.
- CENGEL, & BOLES. (2010). Termodinámica (7ma Edición ed.). México: Mc Grawhill.
- CERVELLÓ, Carmen. Contribución a la caracterización experimental ya al modelado de turbinas de geometría variable en grupos de sobrealimentación. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2004.
- CHAVEZ. Sensores analógicos utilizados en la automatización industrial. Costa Rica: Universidad de Costa Rica, 2008.
- DRAKE, José. Introducción electrónica de comunicaciones. Santander: Universidad de Cantabria, 2005.
- ESCALONA, Iván. Transductores y sensores en la automatización industrial. Santa Fe: El Cid Editor, 2007.
- ESCUDERO, Secundino. Motores. Mcmillan, 2011.
- Experimentos con bomba calorimétrica. (2015). Cuenca: UNIVERSIDAD DEL AZUAY.

- FAINBERG, Omar Anibal. Termodinámica técnica. 2013.
- FERNANDEZ y ORDIERES. Redes inalámbricas de sensores. España: Universidad de La Rioja, 2009.
- GOMEZ, REYES y GUZMAN. Temas especiales de instrumentación y control. La Habana: Félix Varela, 2008.
- GONZALEZ CALLEJA, David. Motores térmicos y sistemas auxiliares. Madrid: Paraninfo, 2012.
- GONZALEZ, ROMAN. Sensores y actuadores. El Cusco: Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco, 2010.
- GORDILLO CALVA, F y SÁNCHEZ MOCHA, A. Diseño y Construcción de un Banco Didáctico de un Motor Repotenciado con Turbo e Inyección de Gasolina. UDA. Tesis de ingeniería. Cuenca, 2013.
- GRANDA y MEDIAVILLA. Instrumentación electrónica. Transductores y acondicionadores de señal. Cantabria: Universidad Cantabria, 2015.
- HERNÁNDEZ y GONZALEZ. Evolución de la instrumentación electrónica programable. Oaxaca: Universidad tecnológica de Mixteca, 2006.
- HOFFMAN, A, y otros. Control difuso de vehículo volador no tripulado. Santiago de Chile, 2000.
- HONEYWELL. Sensores de posición giratorios de efecto hall. Honeywell Internacional Inc, 2016.
- HUNG, & SCHAFER. (2012). Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Ludwigsburg, Alemania: Springer.
- JAQUET. Turbotach sistem. Basel, 2015.
- MANDADO, MARIÑO y LAGO. Instrumentación electrónica. Barcelona: Marcombo, 2009.
- MARGOLIS, M. Arduino Cookbook. Segunda edición. New York: O'Really Inc, 2012.

- MARÍÑO y CHOLOTA. Diseño y construcción de un módulo interfase con la ECU para el control de operación de las rpm del motor. Latacunga: ESPE, 2009.
- MARTIN, T., & SERRANO, A. (2014). Termodinámica. Segundo principio. Madrid, España: Universidad Politécnica de Madrid.
- MARTÍNEZ, Hermógenes. Manual práctico del automóvil. Madrid: Cultural, 2012.
- MARTÍNEZ, Hermógenes. Manual técnico del automovil. España: CEAC, 2006.
- MARTINEZ, Isidoro. Termodinámica básica y aplicada. Madrid: Dossat, 1992.
- Motores térmicos. Turboalimentación. Universidad Carlos III, Madrid.
- MUÑOZ, Martha y ROVIRA, Antonio. Máquinas térmicas. Madrid, 2014.
- MUÑOZ, Martha y Antonio ROVIRA. Máquinas térmicas. Madrid, 2014.
- PAIDA PUENTE, M. L. Análisis de los sensores MAP y MAF en un motor a gasolina. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana, 2007.
- PALLAS, Ramón. Sensores y acondicionadores de señal. México: Alfaomega, 2009.
- PARDIÑAS, José. Sistemas Auxiliares del motor. Madrid: Editex, 2012.
- PARDIÑAS. Sistemas de alimentación en motores Otto II. Editex, 2012.
- PAYRI, F y DESANTES, J. Motores de combustión interna alternativos. Barcelona: Reverté, 2011.
- PEREZ, GARCIA. Instrumentación electrónica. Gijón: Paraninfo, 2014.
- POSADA, N. Curso de sensores. Especialización en automática. Medellín: Universidad Pontificia Bolivariana, 2008.
- PROCESAMIENTO DE SEÑAL. Investigación y Ciencia (2010).

- RAMIREZ, J y D PINEDA. Determinación del coeficiente de dilatación adiabática del aire en condiciones atmosféricas para la ciudad de Medellín. Medellín, 2012.
- RIVERA MEJÍA, José. Instrumentación. México DF: Trillas, 2007.
- ROBAINA HERNÁNDEZ, Javier. Herramienta para el diseño de una turbomáquina axial. Universidad Carlos III de Madrid. Tesis de ingeniería. Madrid, 2010.
- SALAZAR FRANCO, Filiberto. Fundamentos termodinámicos y metodologías para el diseño de turbocompresores centrífugos. Iztapalapa, 2010.
- SÁNCHEZ, Enrique. Sistemas auxiliares del motor. Madrid: Macmillan, 2012.
- SICK. Sensores de presión. 2015.
- Supercharger Testing Standard. Society of Automotive Engineers. 1995.
- Turbocharger Gas Stand Test Code. Society of Automotive Engineers. 1995.
- UNIVERSIDAD DE VALLADOLID. Parámetros característicos de los M.C.I.A. Valladolid, 2015.
- VALERA NEGRETE, José. Apuntes de física general. México D.F., 2005.
- VIDA, SEDANO, & LÓPEZ. (s.f.). Correlación lineal y análisis de regresión.
- VOLKSWAGEN SERVICE TRAINING. El motor TSI 1.4 I con sobrealimentación doble. Wolfsburg. 2006.

## Referencias electrónicas

- APS AUTOMOTIVE. Series ball bearing turbochargers. 2015. Web. 27 de Marzo de 2015. [http://www.airpowersystems.com/wrx/aps\\_turbo.htm](http://www.airpowersystems.com/wrx/aps_turbo.htm)
- ARDUINO & GENUINO PRODUCTS. 2016. Web. Mayo 2016. <https://www.arduino.cc/en/Main/ArduinoBoardMega2560>
- ARIAN Control & Instrumentación. 2015. Web. 3 de Octubre de 2015. <http://www.arian.cl>
- AWENDIESEL POWER Co. Ltd. Rueda de turbina del tratamiento del endurecimiento para el turbocompresor. 2014. Web. 25 de Marzo de 2015. [http://www.spanish.awenauto.com/sell-toughening\\_treatment\\_turbine\\_wheel\\_for\\_turbocharger364846.html#.VRMKz\\_mG8eE](http://www.spanish.awenauto.com/sell-toughening_treatment_turbine_wheel_for_turbocharger364846.html#.VRMKz_mG8eE)
- Big Collection of Compressor Maps. 2015. Web. 11 de Febrero de 2015. <http://www.not2fast.com/turbo/maps/all.html>.
- CEDE. 2014. Web. 23 de Septiembre de 2015. <http://www.cedesa.com.mx/index.php>.
- Direct Industry. 2015. Web. 23 de Septiembre de 2015. <http://www.directindustry.es/prod/scaime/product-6999-495162.html>
- ELECTRO INDUSTRIA. Motores y generadores. 2011. Web. 5 de Junio de 2015. <http://www.emb.cl/electroindustria/articulo.mvc?xid=917>
- FERRAN, Jaime. Tecnología industrial 2. 2013. Web. 11 de Marzo de 2015. [http://tecnoin2jf.blogspot.com/p/blog-page\\_15.html](http://tecnoin2jf.blogspot.com/p/blog-page_15.html)
- FULL RACE. Borg Warner EFR Turbo Speed Sensor Kit. 2015. Web. 3 de Octubre de 2015. <http://www.full-race.com/store/turbos/borgwarner-efr/borgwarner-efr-speed-sensor-kit.html>
- G2IC TURBO GUIDE. Intercooler Systems. 2013. Web. 27 de Marzo de 2015. <http://www.beesandgoats.com/boostfaq/g2icturbo.html>
- KTPERFORMANCE. Dieselsite, Wicked Wheel 2 Performance Compressor Wheel, Ford (1994-03) 7.3L Power Stroke, Stock Turbo. 2015. Web. 27 de Marzo de 2015. <http://ktperformance.net/i-12067251-dieselsite-wicked-wheel-2-performance-compressor-wheel-ford-1994-03-7-3l-power-stroke-stock-turbo.html>

- MAHLE. Turbocompresores de gases de escape MAHLE. 2015. Web. 25 de Marzo de 2015. <http://www.mahle-aftermarket.com/eu/es/products-and-services/engine-peripheral-components/exhaust-gas-turbochargers/>
- MEYER, A. Method of cooling exhaust gas turbo-blowers for diesel engines. 1998. Web. 11 de Marzo de 2015. <http://www.google.com.na/patents/US1853133>
- PCE Instruments. 2014. Web. 23 de Septiembre de 2015. <http://www.pce-iberica.es/>
- REVISTA MOTOR. Motores turbo vs motores atmosféricos. 2012. Web. 11 de Marzo de 2015. <http://revistamotor.eu/index.php/de-calle/mecanica/555-motores-turbo-vs-motores-atmosfericos>
- SPEEDPARTS. Turbo Mitsubishi TD04. 1998. Web. 25 de Marzo de 2015. <http://shop.speedparts.se/en/prod/9-5-98-10/engine/turbo-system/turbochargers/aero/06-10/55564966.html>
- SYNAPSE ENGINEERING. Wastegate. 2013. Web. 31 de Marzo de 2015. <http://www.synapseengineering.com/v4/wg/>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\alpha$	Aceleración del turbocompresor
$\eta$	Rendimiento de una turbomáquina
$\rho$	Densidad
$\omega$	Velocidad angular
$\gamma$	Coefficiente adiabático
$\partial p$	Diferencial de presión
$\partial \rho$	Diferencial de densidad
$\eta_M$	Rendimiento mecánico
$\eta_{TT}$	Rendimiento total a total
$\eta_{TE}$	Rendimiento total a estático
$\eta_{c,tt}$	Rendimiento del compresor (total a total)
$\eta_{t,te}$	Rendimiento de la turbina (total a estático)
$\Delta E$	Variación de la energía
$\Delta p$	Variación de presión
$\Delta \rho$	Variación de densidad
$a$	Velocidad del sonido
$A_1$	Sección transversal de la entrada del compresor
$A_2$	Sección transversal de la salida del compresor
$A_3$	Sección transversal de la entrada de la turbina
$c$	Velocidad absoluta
$c_1$	Velocidad a la entrada del compresor
$c_1$	Velocidad absoluta de entrada
$c_2$	Velocidad a la salida del compresor
$c_2$	Velocidad absoluta de salida
$c_3$	Velocidad a la entrada de la turbina
$c_{u1}$	Velocidad tangencial absoluta de entrada
$c_{u2}$	Velocidad tangencial absoluta de salida
$c_p$	Calor específico a presión constante
$Cp_a$	Calor específico del aire
$Cp_g$	Calor específico de los gases de escape
$C_v$	Calor específico del combustible a volumen constante
$F$	Frecuencia
$g_z$	Energía potencial
$\Delta h_{sTE}$	Salto entálpico de referencia

$\Delta h_{sTT}$	Salto entálpico isentropico de referencia
$h_{01}$	Entalpía de parada a la entrada
$h_{02}$	Entalpía de parada en la salida
$h_1$	Entalpía de entrada
$h_2$	Entalpía de salida
$h_4$	Entalpía de salida de la turbina
$h_{10}$	Entalpía de parada en la entrada del compresor
$h_{20}$	Entalpía de parada en la salida del compresor
$h_{30}$	Entalpía de parada a la entrada de la turbina
$h_{2s0}$	Entalpía isentrópica de parada a la salida del compresor
$h_{4s}$	Entalpía isentrópica a la salida de la turbina
$I$	Inercia
$\dot{m}$	Gasto másico
$\dot{m}^*$	Gasto másico corregido
$\dot{m}_f$	Gasto de combustible inyectado
$\dot{m}_g$	Gasto másico de la turbina
$M$	Número Mach
MCIA	Motor de combustión interna alternativo
$M_{pm}$	Par de pérdidas mecánicas
$M_z$	Momento de la fuerza en el eje de rotación
$M_{mz}$	Par motor en una máquina motora
$n$	Régimen de giro del turbocompresor
$n^*$	Régimen de giro corregido del turbocompresor
$n'$	Coefficiente politrópico
$N_u$	Potencia desarrollada en una turbina
$P$	Presión
$P_C$	Poder calorífico del combustible
$P_c$	Presión crítica
$P_g$	Presión en la garganta
$P_{ref}$	Presión de referencia
$P_1$	Presión a la entrada del compresor
$P_{1'}$	Presión al final de la compresión
$P_2$	Presión a la salida del compresor
$P_{2'}$	Presión al final de la combustión
$P_3$	Presión a la entrada de la turbina
$P_4$	Presión a la salida de la turbina
$P_{0'}$	Presión de entrada del fluido

$P_{00}$	Presión de parada a la entrada del conducto
$P_{10}$	Presión de parada a la entrada del compresor
$P_{20}$	Presión de parada a la salida del compresor
$P_{30}$	Presión de parada a la entrada de la turbina
$P_{30'}$	Presión al final de la expansión
$Q$	Calor
$Q_{abs}$	Calor absorbido
$Q_i$	Calor de ingreso
$r_1$	Radio de giro de entrada
$r_2$	Radio de giro de salida
$r_{e,te}$	Relación de expansión
$r_{c,tt}$	Relación de compresión
$R$	Constante universal de los gases
$R'$	Grado de reacción para máquinas motoras
$Rc$	Relación de compresión del motor
$s$	Proceso isentrópico
$T$	Temperatura absoluta
$T_c$	Temperatura crítica
$T_{ref}$	Temperatura de referencia
$T_{0'}$	Temperatura de admisión
$T_{00}$	Temperatura de parada a la entrada del conducto
$T_1$	Temperatura a la entrada del compresor
$T_{1'}$	Temperatura al final de la compresión
$T_2$	Temperatura a la salida del compresor
$T_{2'}$	Temperatura al final de la combustión
$T_3$	Temperatura a la entrada de la turbina
$T_4$	Temperatura a la salida de la turbina
$T_{10}$	Temperatura de parada a la entrada del compresor
$T_{20}$	Temperatura de parada a la salida del compresor
$T_{30}$	Temperatura de parada a la entrada de la turbina
$T_{4s}$	Temperatura isentrópica a la salida de la turbina
$u$	Velocidad de arrastre
$u_1$	Velocidad de arrastre en la entrada
$u_2$	Velocidad de arrastre en la salida
$g_z$	Energía potencial
$v$	Voltaje
$V$	Volumen

$w$	Velocidad relativa
$w_1$	Velocidad relativa de entrada
$w_2$	Velocidad relativa de salida
$W$	Trabajo
$W_u$	Trabajo específico en el compresor
$W_{u \max}$	Trabajo específico máximo
$W_t$	Trabajo realizado por la turbina

## ANEXO 1

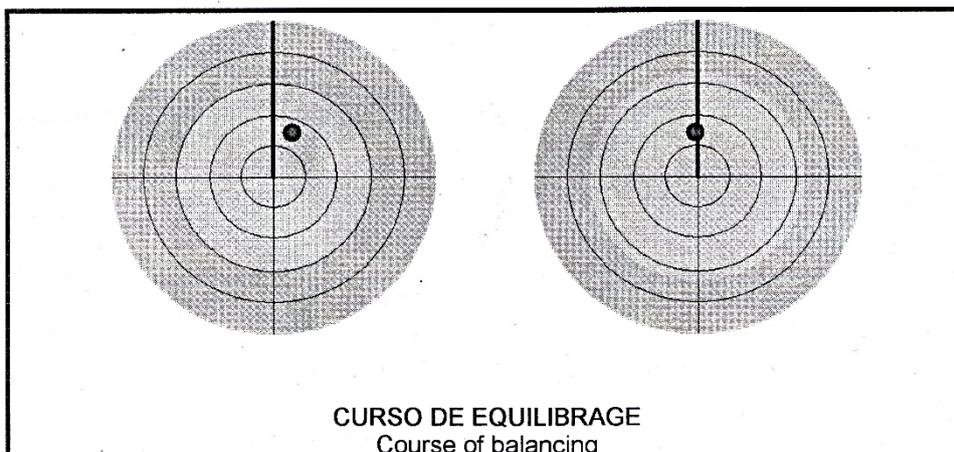
## Balanceo del turbocompresor



DIESELTRONIC TURBOCHARGERS CIA. LTDA.  
 MIGUEL HEREDIA 3-03 Y VEGA MUNOZ  
 2821-995  
 WWW.DIESELTRONIC.COM.EC  
 info@dieseltronic.com.ec

 INFORME ME MEDICIÓN  
 MEASURING RECORD

<b>ROTOR</b> Rotor	
NUMERO Y TIPO DE ROTOR Rotor type & No.	BUSTOS-SARMIENTO



ROTACIONES DE EQUILIBRAGE Speed of balance [1/min] 15168	RADIO DE EQUILIBRIO Radius of balance [mm]	DESIQUILIBRIO RESIDUAL Residual unbalance [gmm] / [g]	NORMA Norm [gmm]
PRIMER PLANO DE CORRECCIÓN First correction plane	6.75	0.1 [gmm] / 0.0 [g]	0.2
SEGUNDO PLANO DE CORRECCIÓN Second correction plane	6.05	0.1 [gmm] / 0.0 [g]	0.2

FIRMA: Signature:	
FECHA DE EQUILIBRIO: Date of balancing:	2015-11-10



## ANEXO 3

Tabla de valores termocupla tipo J

TERMOCUPLA °C	J milivolts									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
-210	-8.096									
-200	-7.890	-7.912	-7.934	-7.955	-7.976	-7.996	-8.017	-8.037	-8.057	-8.076
-190	-7.659	-7.683	-7.707	-7.731	-7.755	-7.778	-7.801	-7.824	-7.846	-7.868
-180	-7.402	-7.429	-7.455	-7.482	-7.508	-7.533	-7.559	-7.584	-7.609	-7.634
-170	-7.122	-7.151	-7.180	-7.209	-7.237	-7.265	-7.293	-7.321	-7.348	-7.375
-160	-6.821	-6.852	-6.883	-6.914	-6.944	-6.974	-7.004	-7.034	-7.064	-7.093
-150	-6.499	-6.532	-6.565	-6.598	-6.630	-6.663	-6.695	-6.727	-6.758	-6.790
-140	-6.159	-6.194	-6.228	-6.263	-6.297	-6.331	-6.365	-6.399	-6.433	-6.466
-130	-5.801	-5.837	-5.874	-5.910	-5.946	-5.982	-6.018	-6.053	-6.089	-6.124
-120	-5.426	-5.464	-5.502	-5.540	-5.578	-5.615	-5.653	-5.690	-5.727	-5.764
-110	-5.036	-5.076	-5.115	-5.155	-5.194	-5.233	-5.272	-5.311	-5.349	-5.388
-100	-4.632	-4.673	-4.714	-4.755	-4.795	-4.836	-4.876	-4.916	-4.956	-4.996
-90	-4.215	-4.257	-4.299	-4.341	-4.383	-4.425	-4.467	-4.508	-4.550	-4.591
-80	-3.785	-3.829	-3.872	-3.915	-3.958	-4.001	-4.044	-4.087	-4.130	-4.172
-70	-3.344	-3.389	-3.433	-3.478	-3.522	-3.566	-3.610	-3.654	-3.698	-3.742
-60	-2.892	-2.938	-2.984	-3.029	-3.074	-3.120	-3.165	-3.210	-3.255	-3.299
-50	-2.431	-2.478	-2.524	-2.570	-2.617	-2.663	-2.709	-2.755	-2.801	-2.847
-40	-1.960	-2.008	-2.055	-2.102	-2.150	-2.197	-2.244	-2.291	-2.338	-2.384
-30	-1.481	-1.530	-1.578	-1.626	-1.674	-1.722	-1.770	-1.818	-1.865	-1.913
-20	-0.995	-1.044	-1.093	-1.141	-1.190	-1.239	-1.288	-1.336	-1.385	-1.433
-10	-0.501	-0.550	-0.600	-0.650	-0.699	-0.748	-0.798	-0.847	-0.896	-0.945
0	0.000	-0.050	-0.101	-0.151	-0.201	-0.251	-0.301	-0.351	-0.401	-0.451
0	0.000	0.050	0.101	0.151	0.202	0.253	0.303	0.354	0.405	0.456
10	0.507	0.558	0.609	0.660	0.711	0.762	0.813	0.865	0.916	0.967
20	1.019	1.070	1.122	1.174	1.225	1.277	1.329	1.381	1.432	1.484
30	1.536	1.588	1.640	1.693	1.745	1.797	1.849	1.901	1.954	2.006
40	2.058	2.111	2.163	2.216	2.268	2.321	2.374	2.426	2.479	2.532
50	2.585	2.638	2.691	2.743	2.796	2.849	2.902	2.956	3.009	3.062
60	3.115	3.168	3.221	3.275	3.328	3.381	3.435	3.488	3.542	3.595
70	3.649	3.702	3.756	3.809	3.863	3.917	3.971	4.024	4.078	4.132
80	4.186	4.239	4.293	4.347	4.401	4.455	4.509	4.563	4.617	4.671
90	4.725	4.780	4.834	4.888	4.942	4.996	5.050	5.105	5.159	5.213
100	5.268	5.322	5.376	5.431	5.485	5.540	5.594	5.649	5.703	5.758
110	5.812	5.867	5.921	5.976	6.031	6.085	6.140	6.195	6.249	6.304
120	6.359	6.414	6.468	6.523	6.578	6.633	6.688	6.742	6.797	6.852
130	6.907	6.962	7.017	7.072	7.127	7.182	7.237	7.292	7.347	7.402
140	7.457	7.512	7.567	7.622	7.677	7.732	7.787	7.843	7.898	7.953
150	8.008	8.063	8.118	8.174	8.229	8.284	8.339	8.394	8.450	8.505