



Universidad del Azuay

Facultad de Ciencia y Tecnología
Escuela de Ingeniería Mecánica

**Guía para la selección de turbocompresores en motores Otto y
Diésel de vehículos livianos**

Trabajo de graduación previo a la obtención del título de:
INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Autores:

RENÉ FRANSUÁ CASTRO LEÓN
DIEGO ANDRÉS MERCHÁN FIGUEROA

Director:

MATEO FERNANDO COELLO SALCEDO

CUENCA, ECUADOR

2015

DEDICATORIA

Dedicamos este proyecto de tesis a nuestros padres y familiares por la ayuda incondicional que siempre nos han brindado, por el esfuerzo que realizaron para nuestro bienestar y por la entera confianza en cada reto que se nos han presentado.

AGRADECIMIENTO

Son muchas las personas a las que quisiéramos agradecer, por su amistad, apoyo, ánimo y compañía en cada etapa de nuestras vidas.

Expresamos nuestra gratitud a todos nuestros profesores, no solo a los de la facultad sino a los de toda la vida porque de alguna manera formaron parte de lo que ahora somos. Especialmente a los que han estado en esto con nosotros: Ing. Mateo Coello, Ing. Robert Rockwood, Ing. Fernando Guerrero, Ing. Fernando Muñoz.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CONTENIDO	PÁG.
DEDICATORIA.....	i
AGRADECIMIENTO.....	ii
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	iii
ÍNDICE DE TABLAS.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xii
RESUMEN.....	xiii
ABSTRACT.....	xiv
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPITULO I: ELEMENTOS Y TIPOS DEL SISTEMTURBOCOMPRESOR

1.1. Sobrealimentación.....	2
1.2. Tipos de Sobrealimentación.....	2
1.2.1. Turbocompresor.....	2
1.2.2. Compresor Mecánico o Supercargador.....	3
1.2.3. Compresores Comprex.....	3
1.3. Elementos del Sistema de sobrealimentación.....	4
1.3.1. Múltiple de Admisión.....	4
1.3.2. Múltiple de Escape.....	4
1.3.3. Intercooler.....	5
1.3.3.1. Intercooler Aire-Agua.....	5
1.3.3.2. Intercooler Aire-Aire.....	6
1.3.4. Válvula Wastegate.....	7

1.3.5. Válvula Blow off.....	7
1.4. Funcionamiento del turbocompresor.....	8
1.5. Tipos de turbocompresores.	8
1.5.1. Turbocompresor de geometría fija.	8
1.5.2. Turbocompresor de geometría variable.	9
1.6. Combinación de turbocompresores.....	10
1.6.1. Turbocompresores en paralelo.	10
1.6.2. Turbocompresores en serie.	10
1.7. Ventajas y desventajas del turbocompresor.	11
1.7.1. Ventajas:.....	11
1.7.2. Desventajas:	11
1.8. Fundamentos de los motores de combustión interna.	11
1.8.1. Ciclo Otto.	11
1.8.2. Ciclo Diésel.....	13
1.9. Factores que influyen en el rendimiento de los motores Otto y Diésel.	15
1.9.1. La Cilindrada.....	15
1.9.2. La relación de compresión.	16
1.9.3. La velocidad de giro del motor.	17
1.9.4. La velocidad del pistón.	17
1.9.5. La relación carrera/diámetro.	18
1.9.6. Cantidad de aire en los cilindros.	18
1.9.7. Relación estequiométrica.	19
1.9.7.1. Motores Otto.	19
1.9.7.2. Motores Diésel.	19
1.9.8. Relación de corte de admisión. (r_c).....	19
1.10. Requerimiento del turbocompresor en los vehículos.....	20

CAPITULO II: ANÁLISIS DE LAS VARIABLES DEL MOTOR QUE INFLUYEN EN LA APLICACIÓN DEL TURBOCOMPRESOR

2.1. Análisis del motor estándar para la selección del turbocompresor.....	23
2.1.1. Especificaciones del fabricante del motor.....	23
2.1.2. Volumen Unitario. (V_u).....	23

2.1.3. Volumen de la cámara de combustión. (V_c)	24
2.1.4. Relación de compresión. (R_c).....	24
2.1.5. Potencia Efectiva (P_e).....	24
2.1.6. Rendimiento Mecánico. (η_m)	25
2.1.7. Rendimiento Térmico. (η_t)	25
2.1.8. Rendimiento del Diagrama. (η_d)	26
2.1.9. Rendimiento útil. (η_u).....	26
2.2. Cálculos para la selección del turbocompresor.....	27
2.2.1. Consumo específico de combustible. (G_{pe}).....	27
2.2.2. Flujo de aire necesario. (CFM)	27
2.2.3. Cálculo de la presión en el múltiple de admisión según la potencia (Map).....	28
2.2.4. Análisis de la relación de presión. (PR).....	29
2.3. Gráfica del Turbocompresor.	29
2.3.1. Límite de bombeo.	29
2.3.2. Líneas de velocidad del turbocompresor.....	29
2.3.3. Límite máximo o línea de estrangulación.	30
2.3.4. Área de porcentaje de eficiencia.	30
2.3.5. Mapa del Turbocompresor.	30
2.3.6. Relación A/R.....	31
2.4. Análisis de la relación de compresión con turbocompresor.....	32
2.4.1. Variación de la relación de compresión.....	32
2.4.2. Modificación del espesor del empaque del cabezote.	33

CAPITULO III: PROCEDIMIENTO TÉCNICO PARA LA SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE LOS TURBOCOMPRESORES

3.1 Especificaciones del fabricante.....	35
3.2. Análisis del motor estándar para la selección del turbocompresor.	36
3.2.1. Volumen Unitario. (V_u).....	36
3.2.2. Volumen de la cámara de combustión. (V_c)	37
3.2.3. Relación de compresión. (R_c).....	38
3.2.4. Potencia Media efectiva. (P_e).....	39
3.2.5. Rendimiento mecánico. (η_m)	39

3.2.6. Rendimiento térmico. (η_t)	40
3.2.7. Rendimiento del diagrama. (η_d)	40
3.2.8. Rendimiento útil (η_u).....	41
3.3. Cálculos para la relación de compresión.....	41
3.3.2. Consumo específico de combustible. (G_{pe}).....	41
3.3.3. Flujo de aire necesario. (CFM)	42
3.3.4. Cálculo de la presión en el múltiple de admisión según la potencia (Map).....	42
3.3.1. Análisis de la relación de presión. (PR).....	43
3.4. Cálculos para la modificación de la relación de compresión.....	43
3.4.1. Presión de compresión.	43
3.4.2. Procedimiento para la modificación del espesor del empaque del cabezote.....	44
3.4.2.1. Cálculo de la relación de compresión del motor sobrealimentado (R_c').....	44
3.4.2.3. Cálculo del volumen necesario a aumentar. (Z).....	45
3.4.2.4. Cálculo de la altura a incrementar en el espesor del empaque. (H)	45
3.5. Mapa del Turbocompresor.	46
3.6. Sobrealimentación en motores Diésel.....	54
3.7. Análisis del múltiple de admisión en ANSYS Fluent.	55
3.7.1. Consideraciones de análisis del múltiple de admisión.....	56
3.7.2. Análisis comparativo del flujo de aire en el múltiple de admisión considerando el motor estándar vs el motor sobrealimentado.....	56
3.7.2.1. Análisis de velocidad por el conducto C.....	57
3.7.2.2. Análisis de presión por el conducto C.	59
3.7.2.3. Análisis de velocidad por el conducto B.....	60
3.7.2.4. Análisis de presión por el conducto B.	62

CAPÍTULO IV: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DIDÁCTICO

4.1. Construcción del Banco didáctico.....	64
4.1.1. Diseño y construcción de la estructura metálica.	64
4.1.2. Modificaciones del motor para la instalación del turbocompresor.	67
4.1.2.1. Modificación del empaque del cabezote.....	67

4.1.2.2. Adaptación del Turbocompresor al múltiple de escape.	69
4.1.2.3. Adaptación de las cañerías de lubricación del Turbocompresor.....	69
4.1.2.4. Adaptación del Intercooler y mangueras de aire.....	72
4.2. Cálculo del aumento de potencia.	73
4.3. Análisis de las posibles fallas del sistema Turbocompresor.	75
4.3.1 Detección de averías.	76
4.3.1.1. Falta de lubricación.	76
4.3.1.2. Cuerpo extraño en el aceite.	76
4.3.1.3. Elevadas temperaturas en el escape.	76
4.3.1.4. Desprendimiento de material por temperaturas elevadas.....	76
4.3.1.5. Objeto extraño en la turbina.	76
4.3.1.6. Rotura del eje.	77
4.3.2. Mantenimiento y recomendaciones para el turbocompresor.	77
CONCLUSIONES	78
RECOMENDACIONES	79
BIBLIOGRAFÍA	80

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Poder calorífico de combustibles.....	87
Tabla 2.2: Presiones atmosféricas en función de la altitud sobre el nivel del mar.....	87
Tabla 2.3: Valores de la densidad del aire ambiente.....	88
Tabla 3.1: Datos del motor Nissan A-12.....	88
Tabla 3.2: Características del turbocompresor GT0632SZ.....	89
Tabla 3.3: Características del turbocompresor GT1241.....	89
Tabla 3.4: Características del turbocompresor GT1544.....	89
Tabla 3.5: Valores de velocidad y presión en el múltiple de admisión.....	89
Tabla 4.1: Variación de la temperatura del aire según la altura.....	90

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Partes de un turbocompresor.....	3
Figura 1.2: Turbocompresor comprex.....	4
Figura 1.3: Intercooler con enfriamiento aire-agua.....	6
Figura 1.4: Intercooler con enfriamiento aire-aire.....	7
Figura 1.5: Principio de funcionamiento del turbocompresor.....	8
Figura 1.6: Funcionamiento de un turbocompresor de geometría variable.....	10
Figura 1.7: Diagrama teórico ciclo Otto.....	12
Figura 1.8: Diagrama teórico ciclo Diésel.....	14
Figura 1.9: Esquema de un motor de combustión.....	16
Figura 1.10: Curva de rendimiento en función del coeficiente del aire.....	18
Figura 1.11: Eficiencia térmica del ciclo Diésel ideal como una función de las relaciones de compresión y de cierre de admisión.....	20
Figura 2.1: Mapa del turbocompresor.....	31
Figura 2.2: Relación A/R de un turbocompresor.....	32
Figura 3.1: Medición del diámetro del cilindro.....	36
Figura 3.2: Medición de la carrera del pistón.....	36
Figura 3.3: Medición del volumen de la cámara.....	37
Figura 3.4: Medición del espesor del empaque del cabezote.....	38
Figura 3.5: Mapa del compresor del turbocompresor GT0632SZ.....	47
Figura 3.6: Mapa de la turbina del turbocompresor GT0632SZ.....	47
Figura 3.7: Mapa del compresor del turbocompresor GT1241.....	49
Figura 3.8: Mapa de la turbina del turbocompresor GT1241.....	49
Figura 3.9: Turbocompresor GT1241.....	50
Figura 3.10: Mapa del compresor del turbocompresor GT1544.....	51
Figura 3.11: Mapa de la turbina del turbocompresor GT1544.....	51

Figura 3.12: Mapa de la turbina del turbocompresor RHF4.....	53
Figura 3.13: Rodetes del compresor RHF4.....	53
Figura 3.14: Cuerpos de los turbocompresores RHF3, RHF4, RHF5.....	54
Figura 3.15: Mallado del múltiple de admisión.....	55
Figura 3.16: Dominio computacional en los planos de corte.....	56
Figura 3.17: Contorno de velocidad del aire aspirado por el conducto C con motor estándar.....	57
Figura 3.18: Vectores de velocidad del aire aspirado por el conducto C con motor estándar.....	58
Figura 3.19: Contorno de velocidad del aire aspirado por el conducto C con turbocompresor.....	58
Figura 3.20: Vectores de velocidad del aire aspirado por el conducto C con turbocompresor.....	59
Figura 3.21: Contorno de presión del aire aspirado por el conducto C con motor estándar.....	59
Figura 3.22: Contorno de presión del aire aspirado por el conducto C con turbocompresor.....	60
Figura 3.23: Contorno de velocidad del aire aspirado por el conducto B con motor estándar.....	60
Figura 3.24: Vectores de velocidad del aire aspirado por el conducto B con motor estándar.....	61
Figura 3.25: Contorno de velocidad del aire aspirado por el conducto B con turbocompresor.....	61
Figura 3.26: Vectores de velocidad del aire aspirado por el conducto B con turbocompresor.....	62
Figura 3.27: Contorno de presión del aire aspirado por el conducto B con motor estándar.....	62
Figura 3.28: Contorno de presión del aire aspirado por el conducto B con turbocompresor.....	63
Figura 4.1: Base de la estructura metálica.....	65
Figura 4.2: Soportes para el motor.....	65
Figura 4.3: Motor montado sobre las bases de la estructura.....	66

Figura 4.4: Estructura metálica terminada y pintada.....	66
Figura 4.5: Medición del espesor de los tres empaques del cabezote.....	67
Figura 4.6: Montaje del cabezote.....	68
Figura 4.7: Motor Nissan A-12 con relación de compresión modificada.....	68
Figura 4.8: Base en el múltiple de escape para el montaje del turbocompresor.....	69
Figura 4.9: Manguera de alta presión para lubricación del turbocompresor.....	70
Figura 4.10: Acople en T para la manguera de lubricación del turbocompresor.....	70
Figura 4.11: Manguera de lubricación a la entrada del turbocompresor.....	71
Figura 4.12: Acople para el retorno de aceite del turbocompresor.....	71
Figura 4.13: Retorno de aceite del turbocompresor.....	72
Figura 4.14: Intercooler KingMaster HKS.....	72
Figura 4.15: Acople y reducción en la boca del intercooler.....	73
Figura 4.16: Intercooler y mangueras de aire instaladas en el motor con turbocompresor.....	73
Figura 4.17: Medición de la temperatura de aire a la salida del intercooler.....	74

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 2.1: Síntesis de la guía para selección de turbocompresores.....	82
--	----

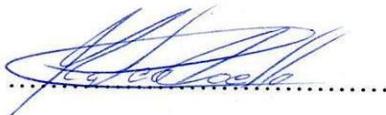
GUÍA PARA LA SELECCIÓN DE TURBOCOMPRESORES EN MOTORES OTTO Y DIÉSEL DE VEHÍCULOS LIVIANOS

RESUMEN

El siguiente proyecto comprende una guía para la selección de turbocompresores en motores Otto y Diésel aplicados en vehículos livianos, la misma que está conformada con los procesos y cálculos para la selección o sustitución del turbocompresor. Como complemento se realizará una aplicación práctica en un motor Nissan A-12 mostrando los procesos de modificaciones y las mejoras obtenidas.

El turbocompresor es un dispositivo eficaz para sobrealimentar motores ya que aprovecha los gases de escape como fuente para su movimiento, con la instalación de un turbocompresor se logrará aumentar el volumen de la mezcla aire-combustible aspirado por los cilindros en cada ciclo, con esto se logrará un aumento de potencia, ahorro de combustible y una menor emanación de gases contaminantes.

Palabras Clave: Sobrealimentación, Turbocompresor, Relación de compresión, Flujo de aire necesario, Relación de presión, Compresor, Turbina.



Mateo Fernando Coello Salcedo
DIRECTOR DE TESIS



Diego Francisco Torres Moscoso
DIRECTOR DE ESCUELA DE
INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ



René Fransuá Castro León

AUTOR



Diego Andrés Merchán Figueroa

AUTOR

**GUIDE FOR THE SELECTION OF TURBOCHARGERS IN LIGHT VEHICLES
OTTO AND DIESEL ENGINES**

ABSTRACT

This project includes a guide for the selection of turbochargers in Otto and Diesel engines used in light vehicles. It also contains the processes and calculations for the selection or replacement of the turbocharger. Additionally, a practical application in a Nissan A-12 engine will be made, showing the processes of changes and the improvements.

The turbocharger is an effective device for supercharging engines, because it uses exhaust gases as a source for its movement. With the installation of a turbocharger, it will be possible to increase the volume of the air-fuel mixture sucked through the cylinders at each cycle; achieving power increase, fuel economy and lower emission of polluting gases.

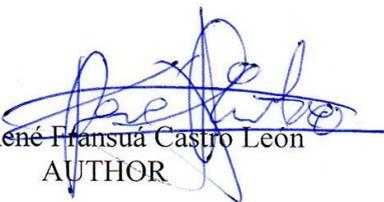
Keywords: Supercharging, Turbo, Compression Ratio, Necessary Air Flow, Pressure Ratio, Compressor, Turbine.



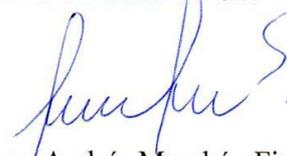
Mateo Fernando Coello Salcedo
THESIS DIRECTOR



Diego Francisco Torres Moscoso
AUTOMECHANIC ENGINEERING
SCHOOL DIRECTOR



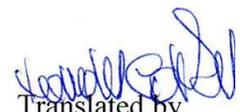
René Fransuá Castro León
AUTHOR



Diego Andrés Merchán Figueroa
AUTHOR



UNIVERSIDAD DEL
AZUAY
Dpto. Idiomas



Translated by,
Lic. Lourdes Crespo

Castro León René Fransuá,

Merchán Figueroa Diego Andrés

Trabajo de Graduación

Ing. Mateo Fernando Coello Salcedo

Junio, 2015

GUÍA PARA LA SELECCIÓN DE TURBOCOMPRESORES EN MOTORES OTTO Y DIÉSEL DE VEHÍCULOS LIVIANOS

INTRODUCCIÓN

Las primeras aplicaciones de los turbocompresores se dieron en motores Diésel de gran dimensión, esto debido a la deficiencia existente al momento del llenado de sus cilindros, empleando este sistema se logra comprimir una mayor cantidad de aire, mejorando la combustión y aumentando la potencia sin tener que incrementar la cilindrada. En la actualidad, la sobrealimentación no tiene como prioridad el mejoramiento de las prestaciones del motor, sino que se contempla como una forma de reducir el consumo de combustible, por lo tanto la contaminación ambiental.

El presente proyecto servirá como guía para la correcta selección de un turbocompresor de acuerdo a los parámetros solicitados por los fabricantes para cada tipo de motor. Beneficiará al personal técnico que labora en el campo automotriz y a aquellos dedicados a acoplar turbocompresores de una manera empírica. Además se demostrará la aplicación de este proyecto mediante un banco didáctico con un motor turboalimentado.

CAPÍTULO I

ELEMENTOS Y TIPOS DEL SISTEMA TURBOCOMPRESOR.

En este capítulo se tratarán los conceptos para conocer o reforzar temas relacionados a la sobrealimentación tanto en motores a gasolina como en motores Diésel. Además se analizarán los factores que influyen en el rendimiento de dichos motores para un análisis posterior.

1.1.Sobrealimentación.

La sobrealimentación tiene como objetivo aumentar la masa de aire que ingresa en los cilindros de un motor durante la fase de admisión, creando una mayor fuerza de empuje sobre la cabeza del pistón en su fase de trabajo, gracias a esto se tiene como resultado el incremento del par motor y por lo tanto su potencia neta hasta en un 40%, todo esto sin necesidad de variar la cilindrada ni el régimen de giro del motor.

1.2.Tipos de sobrealimentación.

1.2.1. Turbocompresor.

El turbocompresor es un elemento que permite aprovechar la fuerza de salida de los gases de escape de un motor, haciendo girar una turbina acoplada al múltiple de escape y a su vez un compresor ubicado en la admisión, estos dos están unidos mediante un eje solidario. El compresor es el encargado de aspirar aire del exterior e introducirlo hacia los cilindros con mayor presión que la atmosférica.

1. Rodete de la turbina.
2. Carcasa de la turbina
3. Eje.
4. Rodete del compresor.
5. Carcasa del compresor.
6. Segmento de la turbina.
7. Cojinete central.
8. Anillos elásticos de retención.
9. Protector térmico.
10. Arandela de bronce.
11. Arandela elástica.
12. Manguito de acero.
13. Tuerca del compresor.

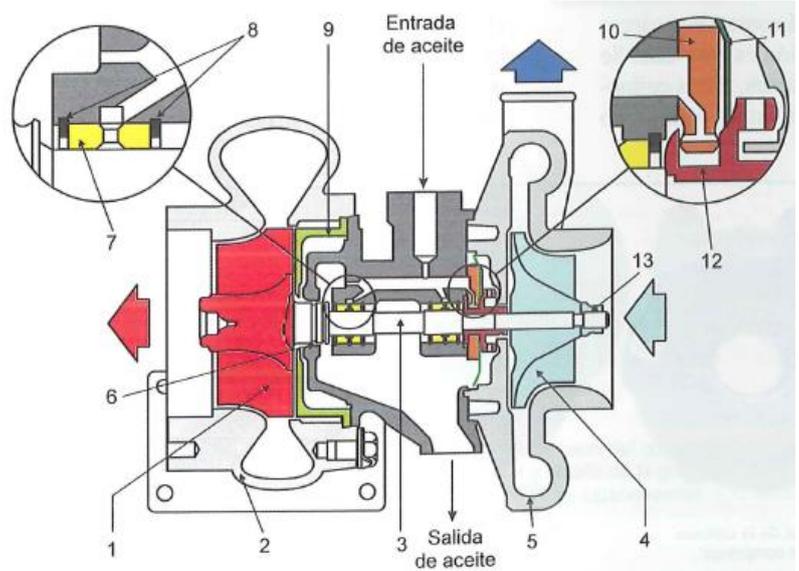


Fig. 1.1 Partes de un turbocompresor.

Fuente: Gonzales. (2012)

1.2.2. Compresor mecánico o supercargador.

Estos tipos de compresores son llamados también compresores mecánicos debido a que son arrastrados por el propio motor generalmente por el cigüeñal mediante una banda, cadena o engranes, teniendo como desventaja un consumo adicional de potencia para el motor.

1.2.3. Compresores compres.

Este tipo de compresor aprovecha el principio de funcionamiento tanto del turbocompresor como del supercargador, basándose en la transmisión por contacto directo del aire del múltiple de admisión (2) que ingresará al motor, esto por medio de la energía de presión que contienen los gases de escape (3) que empujan las finas paredes radiales del tambor (1) y que además recibe movimiento del cigüeñal del motor (4). En este caso la absorción de potencia del motor es mínima ya que el accionamiento tiene como único objetivo mantener al tambor (1) en movimiento giratorio. La función de compresión la siguen realizando de forma exclusiva los gases de escape (3). (Jiménez 2012)

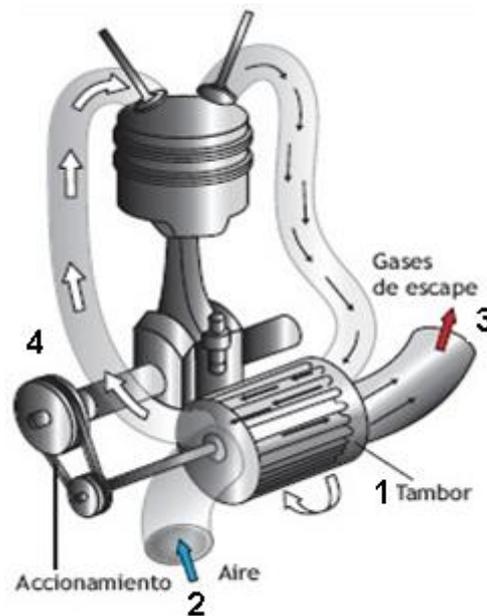


Fig. 1.2 Turbocompresor compres.

Fuente: Jiménez. (2012)

1.3. Elementos del sistema de sobrealimentación.

1.3.1. Múltiple de admisión.

El múltiple de admisión está formado por conductos que guían el aire o la mezcla que será introducida en los cilindros, sirve también como alojamiento para el carburador o los inyectores según sea el caso. La superficie interna del múltiple debe ser de un buen acabado para permitir un flujo de aire laminar y evitar posibles turbulencias, además el diámetro debe ser proporcional a la masa de aire admitida y de acuerdo a la cilindrada.

1.3.2. Múltiple de escape.

El múltiple de escape es el encargado de evacuar los gases producto de la combustión, el número de conductos será igual al número de cilindros que se empatan en un solo conducto y luego se unen con el tubo de escape, pero en motores de alto régimen de giro se suele colocar conductos más largos e independientes. Debido a que debe soportar altas temperaturas, este múltiple está fabricado generalmente de hierro fundido.

1.3.3. Intercooler.

Mediante la sobrealimentación, se consigue que entre mayor volumen de aire a los cilindros. Pero por el hecho de comprimir el aire de admisión implica un aumento de su temperatura que en este caso dependerá del grado de sobrealimentación y del rendimiento del compresor, lo cual conlleva a una disminución de la eficiencia del sistema de sobrealimentación, ya que al aumentar la temperatura del aire disminuye su densidad y por tanto la masa de aire que se introduce en los cilindros. Para evitar esto es necesario instalar un intercooler, que es un intercambiador de calor o un enfriador de aire.

Este enfriamiento de aire aumenta la densidad, y por tanto la masa de aire con lo cual se dará un mejor llenado de los cilindros y por consiguiente un aumento en la potencia del motor, también una reducción en las emisiones de monóxido de nitrógeno (NO_x), ya que al enfriar el aire disminuye la temperatura en la cámara de combustión.

Como se ha explicado la refrigeración del aire se da por medio del intercooler, por el cual circula por un lado, el aire comprimido y caliente proveniente del compresor, y por otro, aire o agua dependiendo el tipo de intercooler a una temperatura mas baja.

El intercooler no debe ser de gran volumen, debe absorber poca potencia y sobre todo no debe provocar pérdidas de carga que disminuyan el caudal de aire que llega a los cilindros. (Arnal, Laguna 2005)

1.3.3.1. Intercooler aire-agua.

Este intercooler está constituido por un radiador de tubos finos y largos por los que circula una corriente de agua derivada del circuito de refrigeración del motor. Este radiador se coloca en medio de la corriente que procedente del turbocompresor va a los cilindros.

La eficacia de este enfriador queda limitada por la temperatura del agua del sistema de refrigeración, que no debe sobrepasar los 95°C por lo que el aire de salida del enfriador difícilmente puede bajar de los 90°C .

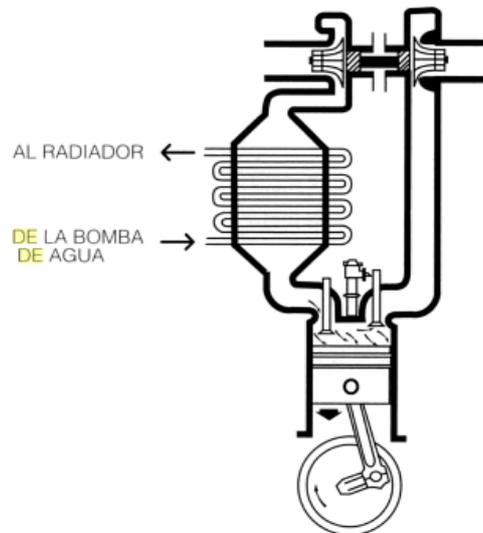


Fig. 1.3 Intercooler con enfriamiento aire-agua.

Fuente: Arnal. (2005)

1.3.3.2. Intercooler aire-aire.

Para solucionar el problema del sistema de enfriamiento Aire-Agua previamente explicado, existe este tipo de intercambiador Aire-Aire, que consigue que, con una temperatura ambiente de 30°C promedio, el aire comprimido llegue a los cilindros a 70°C con lo cual se consigue un aumento significativo en la masa de aire de admisión.

En este sistema para una mejor eficacia de enfriamiento puede llevar un ventilador, ya sea accionado por la turbina o eléctricamente. (Arnal, Laguna 2005)

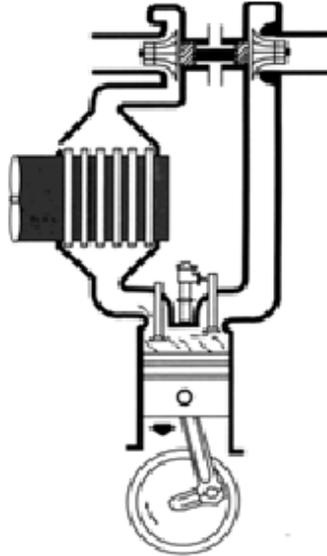


Fig. 1.4 Intercooler con enfriamiento aire-aire.

Fuente: Arnal. (2005)

1.3.4. Válvula wastegate.

La función de la válvula wastegate o también llamada válvula de descarga es regular la cantidad de gases de escape que circularán por la turbina, siendo esta muy importante para proteger los elementos tanto del turbocompresor como del motor. Debido al exceso de revoluciones del turbocompresor se genera una sobrepresión en el múltiple de admisión y por medio de una cañería esta presión empuja a la membrana de dicha válvula venciendo la resistencia del muelle y de esta manera dando paso a que los gases de escape sean liberados sin pasar por la turbina.

1.3.5. Válvula blow off.

Es también conocida como válvula de alivio, está ubicada entre el compresor y la mariposa de aceleración, su función es liberar hacia la atmósfera el exceso de presión que existe en el momento que la mariposa de aceleración se encuentra cerrada y que el compresor siga girando debido a la inercia. Esta válvula ayuda a alargar la vida útil del compresor evitando que este se detenga bruscamente debido al retorno de dicha presión.

1.4. Funcionamiento del turbocompresor.

El turbocompresor está compuesto de una turbina, que es la pieza accionada precisamente por los gases de escape y unida solidariamente por un eje a un compresor, el cual toma el aire de la atmósfera desde el filtro de aire y lo introduce a sobrepresión por el conducto de admisión.

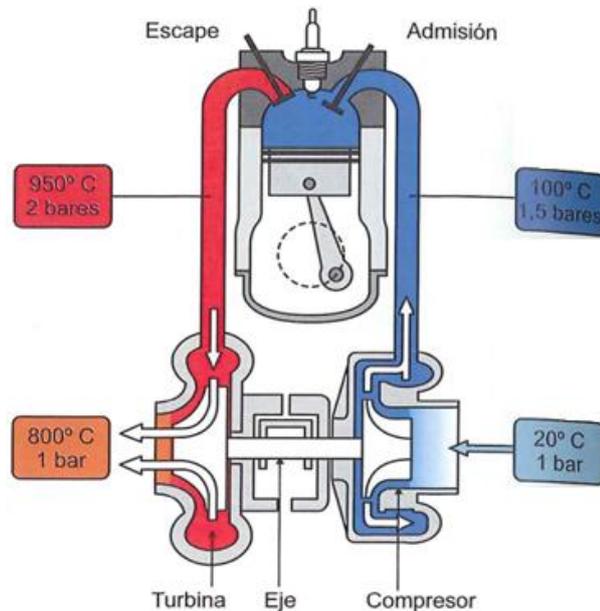


Fig. 1.5. Principio de funcionamiento del turbocompresor.

Fuente: Gonzales. (2012)

1.5. Tipos de turbocompresores.

1.5.1. Turbocompresor de geometría fija.

En un turbocompresor de geometría variable los gases de escape de salida del motor son conducidos directamente a la turbina, entrando por su zona radial y saliendo por su zona axial. Estos gases se esparcen en los álabes de dicha turbina, lo cual acarrea un aumento de velocidad de la misma y, como consecuencia de ello, un aumento en la velocidad del compresor. Cuando la rueda de este último elemento gira, aspira el aire por su zona central y, debido a la fuerza centrífuga desarrollada lo descarga a presión por su zona radial hacia el colector de admisión. Tanto la presión como la

cantidad de aire impulsado son proporcionales a la velocidad de giro del compresor. De esto se deduce que a alto régimen se intensifica la sobrepresión en el colector de admisión. Con el fin de no sobrepasar un determinado valor en la presión de sobrealimentación, por el peligro que puede acarrear en el propio turbo o en el motor, se dispone de una válvula reguladora también llamada wastegate, que deriva parte de los gases de escape que accionan la turbina, realizando un by-pass sobre esta. (Pardiñas 2007).

1.5.2. Turbocompresor de geometría variable.

El modo de operación de este turbocompresor se basa en que si un fluido atraviesa una tubería y esta disminuye su sección, aumenta la velocidad del fluido. De esta forma cuando se desea acelerar la turbina los álabes orientables adoptan una posición cerrada, disminuyendo la sección de paso del flujo de los gases de escape hacia la turbina, aumentando su velocidad. Además, la incidencia de los gases sobre los álabes es tangencial, por lo que aumenta el par de giro, ya que el punto de aplicación de la fuerza de los gases está alejado del centro de la turbina.

Cuando se desea limitar la presión de soplado y el régimen de giro del turbocompresor, los álabes orientables pasan a una posición abierta, aumentando la sección de paso del flujo de gases de escape, disminuyendo su velocidad, y al tener una incidencia prácticamente radial, el punto de aplicación de la fuerza de los gases está muy próxima al centro de la turbina, disminuyendo el par generado. En consecuencia, el turbocompresor aprovecha mejor la energía de los gases de escape, reduciendo la velocidad mínima necesaria para que se empiece a generar una presión de soplado adecuada. (Gonzales 2012)

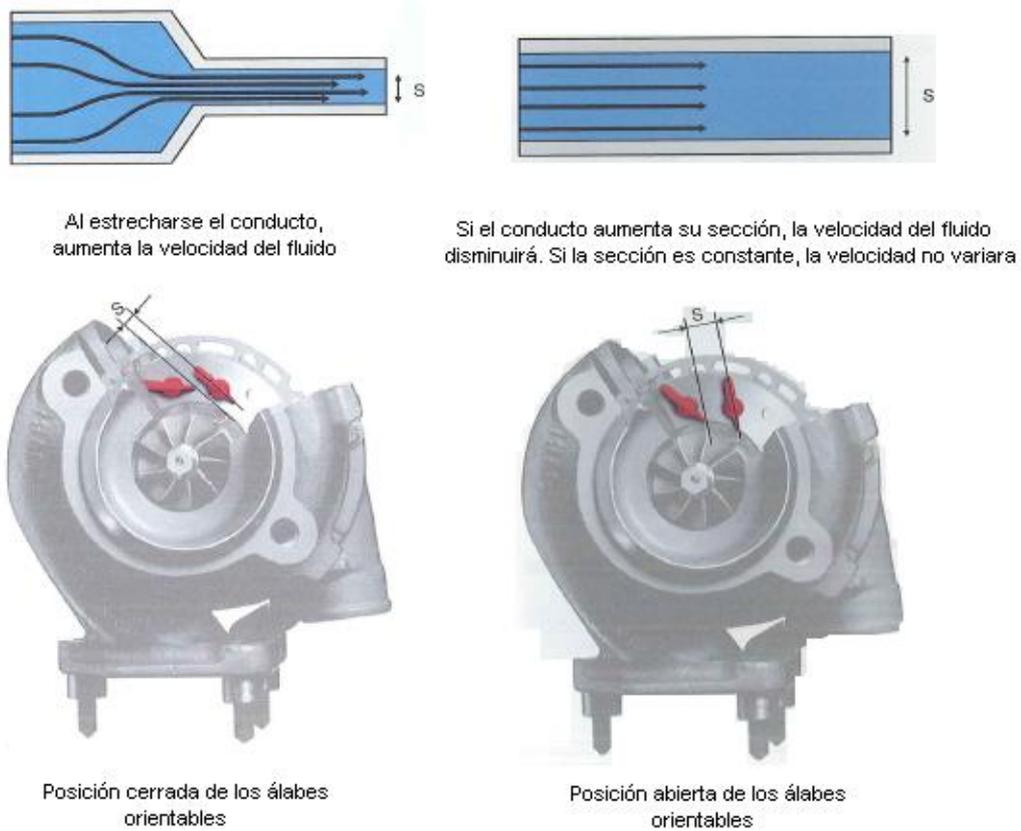


Fig. 1.6. Funcionamiento de un turbocompresor de geometría variable.

Fuente: Gonzales. (2012)

1.6. Combinación de turbocompresores.

1.6.1. Turbocompresores en paralelo.

Para motores que tienen un gran número de cilindros, normalmente más de cuatro, se suelen instalar dos turbocompresores. En motores con cilindros en V, se dispone un turbocompresor para cada bancada. Si el motor tiene los cilindros dispuestos en línea, se instala un compresor para la mitad de los cilindros y otro para el resto. (Gonzales 2012)

1.6.2. Turbocompresores en serie.

Este sistema dispone de dos turbocompresores uno a continuación de otro, el uno de baja inercia que asegura una rápida respuesta a un régimen bajo del motor y otro más grande de mayor inercia que suministrará una elevada potencia a alto régimen.

1.7. Ventajas y desventajas del turbocompresor.

1.7.1. Ventajas:

- Aumento de la potencia del motor para una misma cilindrada.
- Aprovecha la fuerza de los gases de escape para mover la turbina, evitando un consumo de potencia del motor.
- Las dimensiones y el peso del turbocompresor no son muy significativas pudiendo acoplarse en el motor sin modificaciones externas.
- Mayor eficiencia del motor mejorando el porcentaje de llenado del cilindro (en motor aspirado es del 65% y en un motor sobrealimentado puede llegar a ser de 75 – 85% por lo tanto un menor consumo de combustible.

1.7.2. Desventajas:

- Requerimiento de mano de obra especializada para su instalación y elevados costos de todo el conjunto.
- Existe riesgo de sobrecalentamiento o desgaste prematuro por falta de una correcta lubricación.
- Es necesario enfriar el aire antes de ingresarlos a los cilindros.

1.8. Fundamentos de los motores de combustión interna.

A continuación se explican los funcionamientos teóricos tanto del ciclo Otto como del ciclo Diésel.

1.8.1. Ciclo Otto.

El motor de gasolina es un motor alternativo, de combustión interna, con encendido por chispa, que convierte la energía química que contiene el combustible en energía mecánica. El proceso se inicia con la mezcla homogénea de gasolina y aire fuera de la cámara de combustión en el sistema de alimentación. La mezcla obtenida se hace llegar a dicha cámara, donde es comprimida. La combustión se inicia por un sistema

de encendido externo al motor (bujía) de control temporizado. En el interior del cilindro se inflama y quema la mezcla de aire y gasolina. El calor generado por la combustión provoca un incremento en la presión de los gases, previamente comprimidos originando un trabajo mecánico a través del pistón, la biela y el cigüeñal. Los gases quemados son expulsados por el tubo de escape y son sustituidos por una nueva porción de mezcla tras cada carrera de combustión, todo ello se produce según el principio de los cuatro tiempos.

Un ciclo Otto es una aproximación teórica al comportamiento de un motor de encendido por bujía o de explosión. Se representa en un diagrama p-V (fig. 1.7) siendo sus fases las siguientes:

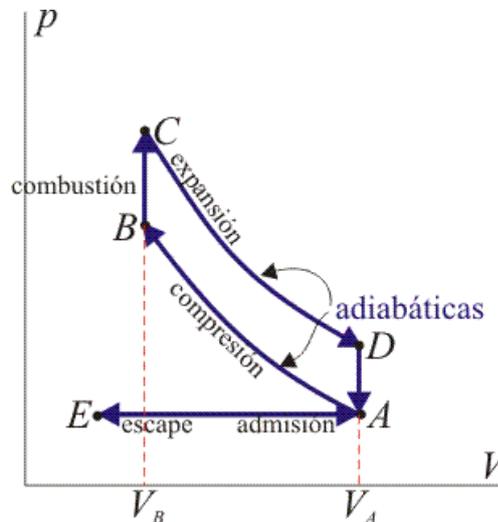


Fig. 1.7. Diagrama teórico ciclo Otto

Fuente: <http://www.e-ducativa.catedu.es>

- **Admisión (1).** El pistón desciende con la válvula de admisión abierta, aumentando la cantidad de mezcla (aire y combustible) en la cámara. (Expansión a presión constante puesto que al estar la válvula abierta la presión es igual a la exterior). E-A.
- **Compresión (2).** El pistón asciende comprimiendo la mezcla, ambas válvulas permanecen cerradas (Compresión adiabática). A-B.

- **Combustión.** Con el pistón en el punto muerto superior, salta la chispa de la bujía, que inicia la combustión de la mezcla a volumen prácticamente constante (ya que al pistón no le ha dado tiempo a bajar). B-C.
- **Expansión (3).** Debido a la combustión se produce un ascenso brusco de temperatura que empuja al pistón hacia abajo, realizando trabajo sobre él, las válvulas continúan cerradas. (Expansión adiabática). C-D.
- **Escape (4).** Se abre la válvula de escape y los gases salen al exterior empujados por el pistón a una temperatura mayor que la inicial, siendo sustituidos por la misma mezcla fresca en la siguiente admisión. El sistema es realmente abierto, pues intercambia masa con el exterior. Cuando el pistón se encuentra en el punto muerto inferior con la válvula de escape abierta A-E el volumen permanece aproximadamente constante D-A. Luego cuando el pistón empuja los gases residuales hacia el exterior se cierra el ciclo.

Para que se produzca un ciclo ha debido haber dos subidas y dos bajadas del pistón, por lo que recibe el nombre de motor de cuatro tiempos y el cigüeñal ha necesitado dar dos vueltas para completar un ciclo.

Observando el ciclo Otto ideal, podemos considerar despreciables los procesos de admisión y de escape a presión constante A-E y E-A, puesto que son idénticos en la gráfica y de sentido opuesto, por lo que el calor y el trabajo intercambiados entre ellos se anulan mutuamente.

1.8.2. Ciclo Diésel.

Una de las principales características de este tipo de motores es carecer de sistema de encendido. Es decir no tienen bujías, ya que el combustible (gasoil), se inflama espontáneamente al ser inyectado a presión en el cilindro lleno de aire a muy alta temperatura.

Como solo se comprime aire, la relación de compresión puede ser muy superior a la de los motores de gasolina, alcanzando valores de entre 12 y 24, mientras que en los motores de ciclo Otto los valores normales son aproximados a 8.

Un ciclo Diésel es una aproximación teórica al comportamiento de un motor de encendido por compresión. Se representa en un diagrama p-V (fig. 1.8) siendo sus fases las siguientes:

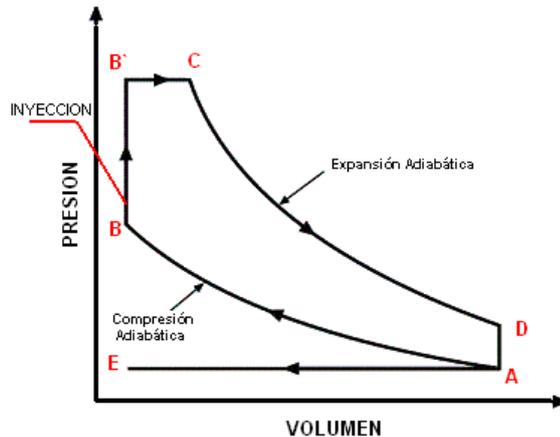


Fig 1.8. Diagrama teórico ciclo Diésel

Fuente: Los autores

- **Admisión E-A.** El pistón desciende mientras la válvula de admisión permanece abierta, absorbiendo aire a presión constante de la atmósfera. Se representa como una línea horizontal.
- **Compresión A-B.** Ascende el pistón estando cerradas las válvulas de admisión y de escape, se produce la compresión del aire sin intercambio de calor, es decir es una transformación adiabática.
- **Combustión B-C.** Un instante antes de que el pistón alcance el PMS y hasta un poco después de que comience la carrera descendente, el inyector introduce gasoil en el cilindro produciéndose la combustión a presión constante durante un instante de tiempo mayor que en el motor de encendido por chispa (es la diferencia más notable con el ciclo de Otto, estudiado anteriormente). Ambas válvulas se mantienen cerradas.

- **Expansión C-D.** La reacción química exotérmica producida en la combustión genera energía que impulsa el pistón hacia abajo, aportando trabajo al ciclo, correspondiendo esta transformación a una curva adiabática, las válvulas de admisión y de escape permanecen cerradas.
- **Escape D-A y A-E.** La válvula de escape se abre, el pistón prosigue su movimiento ascendente barriendo y expulsando los gases de la combustión, cerrándose el ciclo en el punto E, luego se desarrolla una nueva admisión de aire cuando se cierra la válvula de escape, a continuación se abre la válvula de admisión y el pistón continúa su carrera descendente.

Como la cantidad de aire que sale y la que entra en el cilindro es idéntica podemos considerar que es el mismo que ha sufrido un proceso de enfriamiento que se produce en dos fases, cuando alcanza el pistón el PMI, el volumen se mantiene aproximadamente constante y se representa en el diagrama como la isócora D-A, para posteriormente ser expulsado al exterior a presión constante (la de la atmósfera), representándose por la isóbara A-E. Con lo que se cierra el ciclo, tras dos movimientos de subida y bajada del pistón, tras dos vueltas del cigüeñal, que corresponden con los cuatro tiempos del motor.

Observando el ciclo Diésel ideal, podemos considerar despreciables los procesos de admisión y de escape a presión constante A-E y E-A, puesto que son idénticos en la gráfica y de sentido opuesto, por lo que el calor y el trabajo intercambiados entre ellos se anulan mutuamente. (Bosch, 2005)

1.9. Factores que influyen en el rendimiento de los motores Otto y Diésel.

1.9.1. La Cilindrada.

La potencia del motor tiene relación directa con la cilindrada, esta cilindrada es el espacio volumétrico que existe en el cilindro tomado en cuenta el volumen desde el punto muerto inferior hasta el punto muerto superior, la cilindrada total del motor será igual a al volumen unitario por el número de cilindros del motor, obteniendo la cilindrada unitaria mediante la siguiente fórmula:

$$V_u = \frac{\pi D^2 L}{4} \quad (1.1)$$

V_u = Volumen unitaria

D = Diámetro del cilindro

L = Carrera del pistón

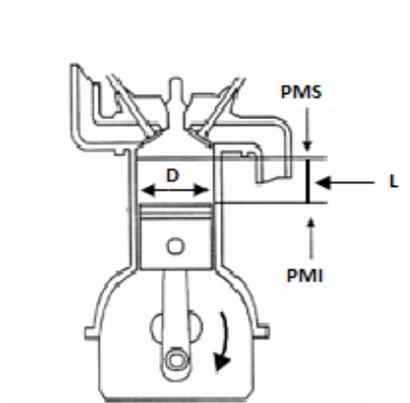


Fig. 1.9. Esquema de un motor de combustión interna.

Fuente: Los autores

1.9.2. La relación de compresión.

La relación de compresión tanto en motores Otto como Diésel se define como la relación existente entre el volumen unitario total (volumen del cilindro + volumen de la cámara de combustión) y el volumen de la cámara de combustión, es decir es el número de veces que volumen unitario total es mayor al volumen de la cámara de combustión. Mientras más alta sea esta relación de compresión la eficiencia del motor será mejor, teniendo en cuenta que en motores Otto esta tendrá un límite y será la de obtener la mayor compresión posible antes de que se produzca el autoencendido de la mezcla, en motores Diésel se busca obtener la mayor relación de compresión con el fin de llegar a obtener el autoencendido.

Los motores sobrealimentados deben tener una menor relación de compresión, esto debido a que el aire llega previamente comprimido a los cilindros. Esta relación de compresión se puede calcular mediante la fórmula que se mostrará a continuación.

$$R_c = \frac{V_u + V_c}{V_c} \quad (1.2)$$

R_c =Relación de compresión

V_u =Volumen unitario

V_c =Volumen de la cámara de combustión

1.9.3. La velocidad de giro del motor.

La velocidad de giro o de rotación de un motor está dada por el número de vueltas que da este en un minuto, dicho de otra manera es el número de revoluciones que da el cigüeñal por minuto. La potencia de un motor es el trabajo que este puede realizar en cada unidad de tiempo, siendo este trabajo resultado del número de ciclos del motor. El número de revoluciones por minuto de un motor está limitado por la velocidad máxima que puede llegar a alcanzar el pistón y también por los tiempos en los que se debe realizar las fases de admisión y combustión principalmente.

1.9.4. La velocidad del pistón.

Por lo general cuando se habla de la velocidad del pistón se hace referencia a la velocidad media o promedio de éste, ya que esta velocidad no es constante, debido a que el pistón al aproximarse al PMS disminuye su velocidad hasta llegar a ser cero y en ese punto cambia el sentido de su movimiento, a medida que comienza a descender aumenta la velocidad obteniendo su velocidad máxima a mitad de su carrera, y disminuyendo hasta llegar nuevamente a una velocidad nula en el PMI.

Mediante la siguiente fórmula se puede obtener la velocidad media del pistón:

$$V_m = \frac{n \cdot 2L}{60} \quad (1.3)$$

V_m = Velocidad media del pistón (m/s)

n = Revoluciones del motor (rpm)

L = Carrera del pistón (m)

1.9.5. La relación carrera/diámetro.

Es la relación existente entre la longitud de la carrera descrita por el pistón y el diámetro del mismo, es una medida asimétrica y es uno de los factores que más influyen en la obtención del máximo número de rpm alcanzadas por un motor. Por medio de estas dos dimensiones se puede obtener una misma cilindrada unitaria con una mayor longitud de carrera y un menor diámetro del pistón, y viceversa con una menor longitud de carrera y un mayor diámetro del pistón. Para un mismo número de rpm.

Por medio de esta relación podemos obtener la siguiente clasificación de los motores:

- **Motores cuadrados** Carrera = Diámetro
- **Motores de carrera corta** Carrera < Diámetro
- **Motores de carrera larga** Carrera > Diámetro

1.9.6. Cantidad de aire en los cilindros.

Este factor es importante para el motor, ya que cuanto más aire y combustible sean introducidos en los cilindros se obtendrá un aumento de rendimiento (fig. 1.10), si el aire es insuficiente se producen combustiones incompletas que ocasionan un mayor consumo de combustible y originan depósitos de hollín que disminuyen la capacidad volumétrica de la cámara de combustión. Por tal razón se obtienen beneficios al contar con un motor sobrealimentado.

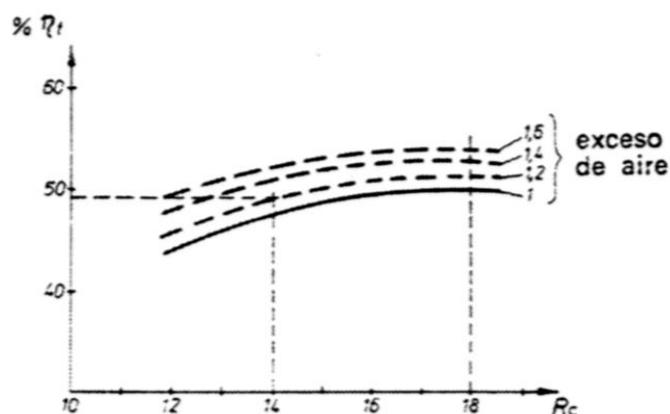


Fig. 1.10. Curva de rendimiento en función del coeficiente del aire.

Fuente: Cengel, Boles. (2012)

1.9.7. Relación estequiométrica.

1.9.7.1. Motores Otto.

Un motor Otto necesita para su funcionamiento una determinada relación aire/combustible. La combustión completa teóricamente ideal está en una razón de masa de 14,7:1. Esta se denomina también relación estequiométrica. Es decir, para la combustión de un kg de combustible se precisan 14,7 kg de aire (Bosch 2005).

1.9.7.2. Motores Diésel.

A diferencia de los motores Otto en este tipo de motores se produce una variación en esta relación con el aumento o disminución de la carga. Cuando un motor Diésel funciona con poca carga (y por tanto, en cada carrera se inyecta una cantidad reducida de combustible en una cantidad normal de aire), la relación aire/combustible es varias veces mayor que el valor teórico de 14,5. A medida que aumenta la carga, disminuye la relación aire/combustible; pero aun cuando el motor funcione con sobrecarga la relación aire/combustible debe ser por lo menos del 25 al 30% mayor que 14,5. (Kates, Luck 2003)

1.9.8. Relación de corte de admisión. (r_c)

Esta se define como la relación existente entre los volúmenes del cilindro antes después del proceso de combustión para motores a Diésel, es decir es la diferencia entre el volumen donde termina el proceso de inyección con respecto al volumen del punto inicial de la inyección. Al disminuir la relación de corte de admisión el rendimiento térmico aumenta. (Fig. 1.11)

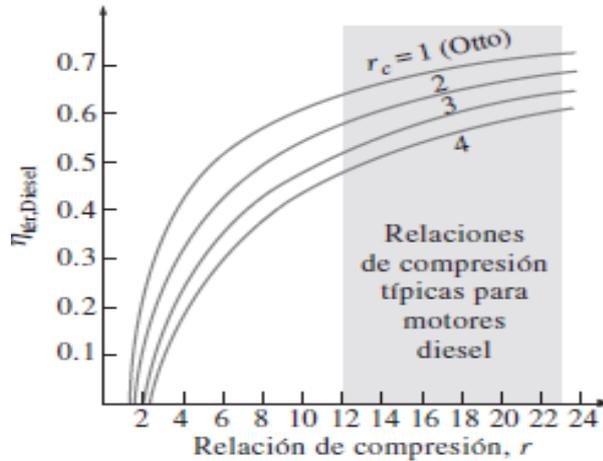


Fig. 1.11. Eficiencia térmica del ciclo Diésel ideal como una función de las relaciones de compresión y de cierre de admisión.

Fuente: Cengel, Boles. (2012)

En función a la relación de corte de admisión y a la relación de compresión se puede calcular el rendimiento térmico para los motores Diésel a partir de la siguiente fórmula: Cengel (2012)

$$\eta_c = 1 - \frac{1}{Rc^{\alpha-1}} \left[\frac{r_c^{\alpha} - 1}{\alpha(r_c - 1)} \right] \quad (1.4)$$

r_c = Relación de corte de admisión.

Rc = Relación de compresión.

α = constante del gas ideal ($\alpha = 1.4$ para motores a Diésel).

1.10. Requerimiento del turbocompresor en los vehículos.

Las prestaciones de un motor cada vez son más exigentes y obtener la máxima potencia constituye un problema para el fabricante del mismo. Sin embargo, en muchos casos se precisan motores que den un máximo de potencia, que ocupen el menor espacio y que pesen lo menos posible, unas veces por economía de compra y otras veces por la necesidad de limitar el volumen ocupado. La sobrealimentación es

una manera eficaz de incrementar la potencia del motor sin la necesidad de aumentar su cilindrada, ayudando de esta manera a reducir las emisiones de gases hacia el medio ambiente. El deseo de aumentar la potencia y obtener el máximo rendimiento ha conducido a seguir un proceso de perfeccionamiento de la sobrealimentación.

CAPÍTULO II

ANÁLISIS DE LAS VARIABLES DEL MOTOR QUE INFLUYEN EN LA APLICACIÓN DEL TURBOCOMPRESOR.

En este capítulo se analizarán todas las variables que influyen para la correcta selección del turbocompresor basándose en los valores estándares del motor. Se realizarán los cálculos respectivos que permitan obtener datos con los cuales se puede llegar a la correcta selección del turbocompresor.

Como primer paso es muy importante conocer las especificaciones del fabricante del motor al que se desee sobrealimentar, es posible la selección de un turbocompresor a partir de los datos tomados directamente del manual del fabricante o de alguna fuente científica confiable. El primer punto es conocer la relación de compresión del motor, seguidamente se procede a calcular otros datos tales como: potencia efectiva, potencia indicada, rendimiento térmico, rendimiento mecánico y consumo específico de combustible. Todos estos valores pertenecen al motor estándar y son la base para la selección de un turbocompresor.

Para seleccionar el turbocompresor adecuando para cada tipo de motor es importante poder interpretar la gráfica del turbocompresor, para lo cual se calcularán el flujo de aire necesario (CFM) o también llamado gasto másico y la relación de presión entre la entrada y salida del turbocompresor.

Cuando se adapta un turbocompresor a un motor es evidente que la relación de compresión aumentará por lo que se podrían ocasionar daños en el motor, por tal razón se realizarán los cálculos necesarios para disminuir la relación de compresión y además determinar cuál es el valor que se debe modificar en el espesor del empaque del cabezote.

2.1. Análisis del motor estándar para la selección del turbocompresor.

2.1.1. Especificaciones del fabricante del motor.

Es necesario conocer los datos específicos del fabricante del motor, con los cuales es posible la selección de un turbocompresor a partir de los mismos.

Número del Motor
Cilindraje
Relación de compresión
Potencia
Par motor
Orden de encendido

2.1.2. Volumen unitario. (V_u)

Como se indicó en el capítulo 1 el volumen unitario será semejante al total del volumen del motor dividido para el número de cilindros que en este caso son cuatro. Para calcular el volumen unitario se toma como datos el diámetro del cilindro y su carrera y lo calcularemos mediante la fórmula 1.1 (pag.16).

$$V_u = \frac{\pi D^2 L}{4}$$

V_u = Volumen unitario

D= Diámetro del cilindro

L= Carrera del pistón

2.1.3. Volumen de la cámara de combustión. (V_c)

Es la cavidad situada en el cabezote donde se comprime la mezcla aire-combustible para luego producirse la combustión cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior, existen varios tipos de cámaras de combustión siendo este volumen influenciado por las válvulas tanto de admisión como de escape, y de igual manera puede variar debido a la disposición de la bujía.

En la práctica es posible determinar el valor de la cámara de combustión de un motor, para lo cual primero es necesario desmontar el cabezote, luego se lo coloca en una superficie completamente plana con la cámara hacia arriba, y mediante algún fluido previamente medido en una probeta se procede a determinar el volumen de la cámara de combustión (válvulas cerradas y bujía colocada).

2.1.4. Relación de compresión. (R_c)

Una vez obtenidos los datos tanto del volumen de la cámara de combustión como de la cilindrada unitaria, se procedió a calcular la relación de compresión mediante la fórmula 1.2 (pag.17).

$$R_c = \frac{V_u + V_c}{V_c}$$

R_c = Relación de compresión

V_c = Volumen cámara de combustión

V_u = Volumen unitario

2.1.5. Potencia efectiva (P_e).

Para el cálculo de la potencia efectiva primero se toma los valores de la potencia indicada y el par motor, los cuales se encuentran en la tabla 3.1 que son datos establecidos por el fabricante. La potencia desarrollada dentro de los cilindros producto de la combustión y expansión de los gases se la conoce como potencia

indicada (**P_i**). Parte de esta potencia es necesaria para vencer la fricción de las partes móviles (pérdida mecánica), además para mover los accesorios del motor, es evidente que la potencia efectiva (**P_e**) será menor a la potencia indicada (**P_i**). (Sanz 1981)

Se determina la potencia efectiva (**P_e**) mediante la siguiente fórmula:

$$P_e = \frac{M_d \cdot n}{9550} \quad (2.1)$$

P_e= Potencia efectiva (kw)

M_d=Par motor (N.m) (dato del fabricante)

n= Número de revoluciones (rpm)

2.1.6. Rendimiento mecánico. (η_m)

Es la relación entre la potencia efectiva y la potencia indicada, expresándose de la siguiente manera:

$$\eta_m = P_e / P_i \quad (2.2)$$

η_m = Rendimiento mecánico

P_e= Potencia efectivo

P_i= Potencia indicada

Siendo este un valor siempre menor que 1, variando este según las características de rozamiento de cada motor. (Gonzales 2012)

2.1.7. Rendimiento térmico. (η_t)

El rendimiento se obtiene de los ciclos ideales, pudiendo ser este el ciclo de Carnot, ciclo ideal cuyo rendimiento era el máximo al que podría aspirar cualquier máquina

térmica que trabajase entre dos focos térmicos. El valor ayudará a obtener el rendimiento útil y por consiguiente el valor de consumo específico de combustible.

La siguiente expresión del rendimiento térmico teórico es válida para motores Otto y Diésel:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{R_c^{\alpha-1}} \quad (2.3)$$

η_t = Rendimiento térmico

R_c = Relación de compresión

α = Constante de gas ideal (1.33 para motores a gasolina, 1.4 para motores Diésel)

(Gonzales 2012)

2.1.8. Rendimiento del diagrama. (η_d)

El rendimiento del diagrama, es un porcentaje de calidad, que se obtiene por la relación entre el diagrama teórico y el real, siendo este valor comprendido entre un 75 y 90%. (Sanz 1981)

Para este estudio se tomará el valor que está en el rango inferior que es 75%, esto considerando que se trata de un motor de cilindraje pequeño y número de revoluciones moderado.

2.1.9. Rendimiento útil. (η_u)

Este rendimiento también es conocido como rendimiento efectivo del motor y, es el producto de los rendimientos: mecánico, térmico y del diagrama, ayudando este valor a calcular el consumo específico de combustible. (Sanz 1981)

$$\eta_u = (\eta_m) (\eta_t) (\eta_d) \quad (2.4)$$

2.2. Cálculos para la selección del turbocompresor.

Una vez establecidos todos los datos indispensables para la selección del turbocompresor procedemos a realizar los cálculos necesarios para modificar y adaptar el motor, además de poder seleccionar el turbocompresor más adecuado de tal manera que se logre conseguir un óptimo rendimiento.

Los cálculos y fórmulas presentadas en esta sección fueron extraídos en gran parte del libro de Sanz Gonzales Ángel, del libro de Miralles De Imperial y de la página de turbobygarrett.

2.2.1. Consumo específico de combustible. (Gpe)

La fórmula para determinar el consumo específico de combustible se basa en el rendimiento térmico. En este caso se toma el rendimiento térmico a una altura de 2500 msnm.

$$Gpe = \frac{632300}{Q_e \cdot \eta_u} \left[\frac{\text{gr}}{\text{cv} \times \text{h}} \right] \quad (2.5)$$

Gpe= Consumo específico de combustible.

Qe= Poder calorífico de la gasolina (45000 kJ/kg - 10755 cal/kg) (Tabla 2.1).

η_u =Rendimiento útil a 2500 msnm.(Sanz 1981)

2.2.2. Flujo de aire necesario. (CFM)

Este valor es la masa de aire que fluye a través del compresor e ingresa al motor.

Durante un periodo determinado de tiempo y expresa comúnmente en $\frac{\text{Lb}}{\text{min}}$ o en $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ o

si se trata de volumen en $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$, el volumen de aire se lo puede convertir en masa si se lo multiplica por su densidad.

El flujo de aire másico se lo puede determinar utilizando la siguiente expresión:

$$\text{CFM} = (\text{Pe}[\text{kw}])(14.7) \left(Gpe \left[\frac{\text{kg}}{\text{kw} \cdot \text{s}} \right] \right) \quad (2.6)$$

Donde:

CFM= Flujo de aire másico.

Pe= Potencia efectiva.

G_{pe} = Consumo específico de combustible.

Fuente: Turbo Tech 103 (Expert).(n.d.) Recuperado de:

<http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/PDF/Turbo%20Tech%20103.pdf>

2.2.3. Cálculo de la presión en el múltiple de admisión según la potencia. (M_{ap})

Esta presión hace referencia a la presión absoluta en el múltiple de admisión y tiene relación directa con la potencia requerida del motor. Este valor representa el valor de presión de salida para el cálculo de la relación de presión. Se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$M_{ap} = \frac{CFM \times R \times (460 + T_2) \text{ } ^\circ F}{\eta_v \times \left(\frac{n}{2}\right) \times V_t} \quad (2.7)$$

CFM= Flujo de aire másico [lb/min]

R= Constante de gases (aire) (639.6) [adimensional]

T_2 = Temperatura en el múltiple de admisión [$^\circ F$]

η_v = Rendimiento volumétrico para motores turboalimentados

n= Revoluciones por minuto a la máxima potencia

V_t = Cilindraje total. (plg^3)

“El valor del rendimiento volumétrico para los motores turboalimentados está comprendido entre los valores de 75 y 90%”. (Giacosa 1984)

De igual manera para este cálculo se tomará el valor que está en el rango inferior que es del 75%, esto considerando que se trata de un motor de cilindraje pequeño y número de revoluciones moderado.

2.2.4. Análisis de la relación de presión. (PR)

Este análisis relaciona la presión absoluta de salida de aire del turbocompresor (P_{salida}) con la presión absoluta de entrada de aire al mismo (P_{entrada}), se puede expresar en bar o en psi.

$$PR = \frac{P_{\text{salida}}}{P_{\text{entrada}}} \quad (2.8)$$

PR= relación de presión.

P_{salida} = presión absoluta de salida de aire del turbocompresor.

P_{entrada} = presión absoluta de entrada de aire al turbocompresor = $P_{\text{atm a2500msnm}}$.

$P_{\text{atm2500msnm}}$: 0.746 bar. (Tabla 2.2)

2.3. Gráfica del turbocompresor.

Una vez obtenidos los valores de relación de presión (PR) y flujo de aire necesario (CFM) se puede interpretar en la gráfica del turbocompresor para poder determinar su modelo, los valores y áreas de funcionamiento indicarán el turbocompresor idóneo.

2.3.1. Límite de bombeo.

Está representado por la línea izquierda que se muestra a continuación en la figura 2.1, si se sobrepasa esta región a la izquierda se considera un flujo del turbocompresor inestable, lo que podría ocasionar daños en el mismo por un exceso de presión.

2.3.2. Líneas de velocidad del turbocompresor.

Esta son líneas de velocidad constante del turbocompresor. Conforme aumenta la velocidad turbocompresor, la relación de presión aumenta y puede o no haber amento del flujo de aire. Como se indicará posteriormente en la descripción de líneas del límite máximo, las líneas de alta velocidad del turbocompresor son muy próximas entre sí en el extremo derecho del mapa. Una vez que el compresor está funcionando más allá de este límite de máximo de estrangulamiento, la velocidad turbo aumenta muy rápidamente y es muy probable que se genere un exceso de velocidad.

2.3.3. Límite máximo o línea de estrangulación.

Es la línea que limita la parte derecha del turbocompresor, y define el punto en el que la eficiencia cae por debajo de un 58%. Además pasando este punto existirá una caída de la eficiencia del compresor, y, la velocidad del mismo también se aproximará o excederá el límite permisible. Si la operación real o prevista está más allá de este límite, será necesario un turbocompresor de mayor capacidad.

2.3.4. Área de porcentaje de eficiencia.

Estas áreas son regiones concéntricas, en el mapa representan la eficiencia del compresor en cualquier punto. La región más pequeña cercana al centro del mapa es la mayor o el pico de eficiencia en esta región. A medida que los anillos se mueven a partir de ahí, la eficiencia se reduce en la cantidad indicada hasta que las líneas del límite de bombeo y límite máximo se alcanzan.

2.3.5. Mapa del turbocompresor.

El mapa del turbocompresor es un gráfico que describe las características de funcionamiento de un compresor en particular, incluida la eficiencia, rango de masa de flujo, capacidad de presión de sobrealimentación y su velocidad. En el siguiente capítulo se remplazarán los valores en las diferentes fórmulas ya establecidas para poder encontrar los valores exactos de PR y CFM y así poder interpretar los valores en el mapa del turbocompresor. A continuación se muestra una figura que identifica aspectos de un mapa típico del turbocompresor.

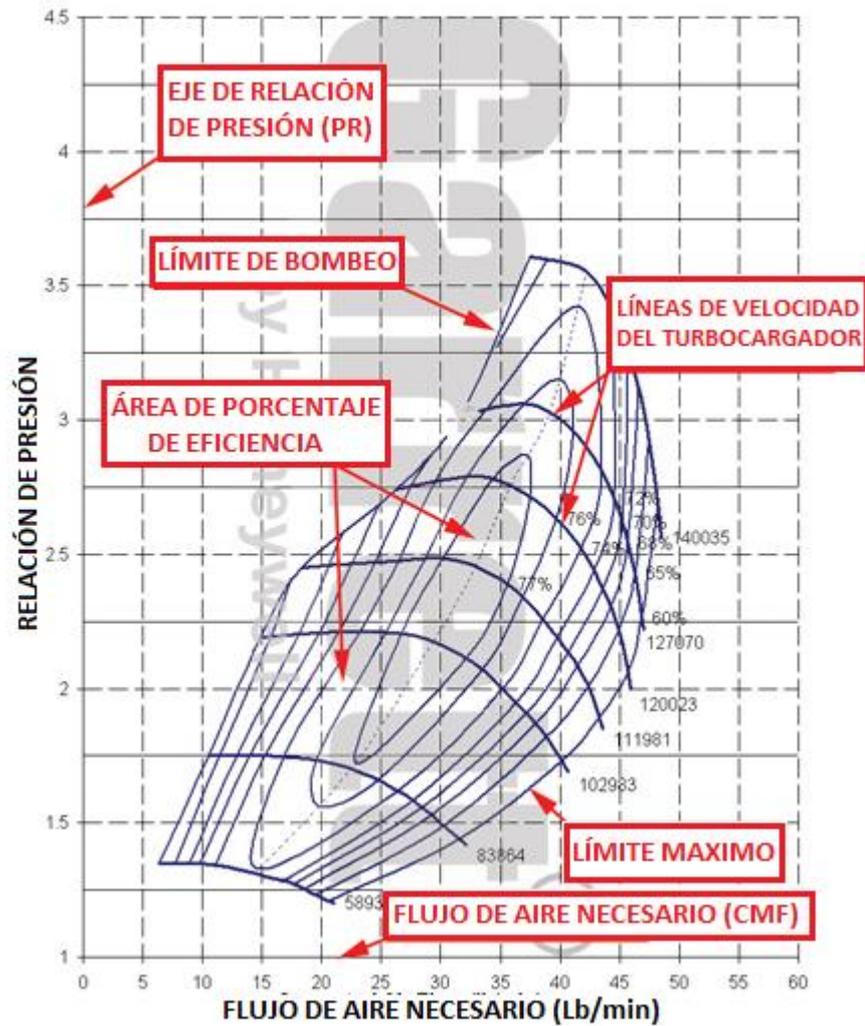


Fig. 2.1. Mapa del turbocompresor.

Fuente: www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/PDF/Turbo%20Tech%20103.pdf

2.3.6. Relación A/R.

Es la relación existente entre el área o sección transversal del conducto de entrada y la distancia entre el centro del conducto y el eje de la turbina. Para una relación A/R alta el turbocompresor necesita mayores revoluciones del motor para un incremento de presión, debido a que necesita mayor presión de los gases de escape. Una relación A/R baja provocará que el turbocompresor produzca un incremento de presión a menores revoluciones del motor.

Generalmente los valores de A/R están comprendidos entre 0.4 y 0.9, para el motor en análisis será conveniente una relación A/R baja para poder obtener un incremento de presión a bajas revoluciones.

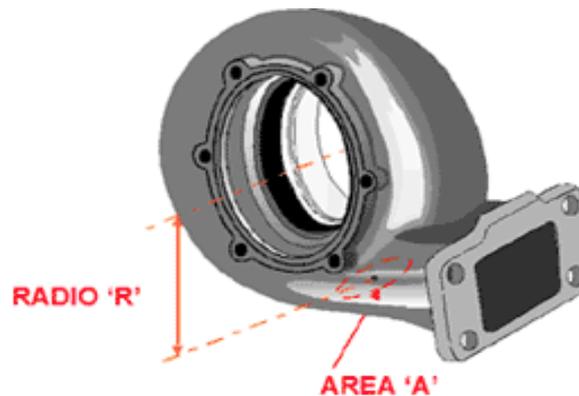


Fig. 2.2. Relación A/R de un turbocompresor.

Fuente: www.turbomaster.info/turbos/que_es_ar.php

2.4. Análisis de la relación de compresión con turbocompresor.

Es muy importante realizar un análisis sobre la relación de compresión al momento de adaptar un turbocompresor a un motor, es evidente que la presión de aire aumentará y las prestaciones estándar de un motor de aspiración normal no están diseñadas para un sistema de sobrealimentación.

Existen riesgos que se pueden producir en el motor sobrealimentado tales como el autoencendido, daños prematuros sobre los pistones o un recalentamiento del motor. Un motor con turbocompresor de por si aumentará su relación de compresión, por tal razón se debe reducir la misma.

2.4.1. Variación de la relación de compresión.

Existen distintas maneras de variar la relación de compresión de un motor, ya sea para aumentarla o disminuirla, como por ejemplo: realizando un aumento en el volumen de los cilindros del bloque motor, modificando la cabeza del pistón. Pero una de las maneras más prácticas ya sea para reducir o elevar la relación de compresión es aumentando o disminuyendo el espesor del empaque del cabezote, siendo este último el método que será utilizado en este análisis.

Para variar la relación de compresión, el primer paso es calcular la presión de compresión (P_c), se obtendrá los valores tanto para el motor estándar (P_c^1) como

para el sobrealimentado (P_c^2) con lo cual se hará una comparación entre estos dos para observar cual es el porcentaje de incremento de presión.

Se la calculará mediante la siguiente expresión:

$$P_c = P_{\text{entrada}} \times R_c^y \quad (2.9)$$

P_c = Presión de compresión

P_{entrada} = Presión atmosférica a 2500 msnm (Tabla 2.2)

R_c = Relación de compresión (Obtención práctica)

y = Valor politrópico de una compresión por émbolo ($y = 1.5$) (Miralles 1989)

2.4.2. Modificación del espesor del empaque del cabezote.

Primeramente es necesario calcular la relación de compresión que debe existir en el motor sobrealimentado. Lo cual se calculará mediante la siguiente expresión:

$$R_c' = \left(\frac{P_c}{P_{\text{salida}}} \right)^{\frac{1}{y}} \quad (2.10)$$

R_c' = Relación de compresión del motor sobrealimentado

P_c = Presión de compresión

P_{salida} = Presión de salida del aire por el compresor

y = Valor politrópico de una compresión por émbolo ($y = 1.5$)

Una vez obtenido el valor de la relación de compresión necesaria, como segundo punto se encontrará el volumen de la cámara de combustión a obtener, siendo esta calculada por medio de la siguiente fórmula:

Despejando de (1.2) se obtiene:

$$Vc' = \frac{V_u}{R_c - 1} \quad (2.11)$$

V_c' = Volumen de la cámara del motor sobrealimentado

V_u = Volumen unitario

R_c = Relación de compresión estándar.

Como tercer punto se encuentra el volumen a aumentar (Z), a través de la relación de compresión y el volumen de la cámara, de la siguiente manera:

$$Z = \frac{V_u - (R_c' - 1) V_c'}{R_c' - 1} \quad (2.12)$$

Z = Volumen de la cámara que se debe aumentar

V_u = Volumen unitario

R_c' = Relación de compresión del motor sobrealimentado

V_c' = Volumen de la cámara del motor sobrealimentado

Como cuarto y último punto se encontrará la altura a incrementar en el espesor del empaque (H):

$$H = Z \frac{4}{\pi \cdot D^2} \quad (2.13)$$

H = Altura a aumentar en el espesor del empaque

Z = Volumen de la cámara que se debe aumentar

D = Diámetro del cilindro (Miralles 1989)

En el anexo 2.1 se muestra una guía del procedimiento técnico a seguir para la selección de un turbocompresor, es decir se resume el capítulo 2 destacándose los puntos más relevantes.

CAPÍTULO III

PROCEDIMIENTO TÉCNICO PARA LA SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE LOS TURBOCOMPRESORES.

A lo largo de este capítulo se aplicarán los parámetros de cálculo para la selección del turbocompresor los cuales están descritos en el capítulo II, con los valores obtenidos se analizará cual es el tipo de turbocompresor más óptimo para el motor que se desea sobrealimentar.

3.1. Especificaciones del fabricante.

Con el objetivo de validar la parte teórica de esta investigación se aplicará paso a paso el procedimiento descrito anteriormente, de una manera práctica en un motor Nissan A-12.

Tabla 3.1. Datos del motor Nissan A-12

Número del Motor	A-12 851086B
Cilindraje	1.2 Litros (1,171 cc)
Relación de compresión	$R_c = 9.9:1$
Potencia	51.45 kW (70 HP) a 4500 rpm
Par motor	94.9 N.m (70 <u>lb·ft.</u>) a 4500 rpm
Orden de encendido	1-3-4-2

Fuente: http://www.nissan_a_engine (Motor Nissan)

En este estudio se realizarán cálculos en los cuales serán necesarios ciertos datos del motor como la carrera del pistón y el volumen de la cámara de combustión, para lo cual se desarmará el motor y se tomarán las medidas para poder obtener la relación de compresión del mismo y posteriormente se seguirá el procedimiento descrito en el capítulo II.

3.2. Análisis del motor estándar para la selección del turbocompresor.

3.2.1. Volumen unitario. (V_u)

Se ha medido tanto el diámetro del cilindro (7.27 cm) y la carrera del pistón (7 cm), para poder remplazar estos datos en la fórmula (1.1).

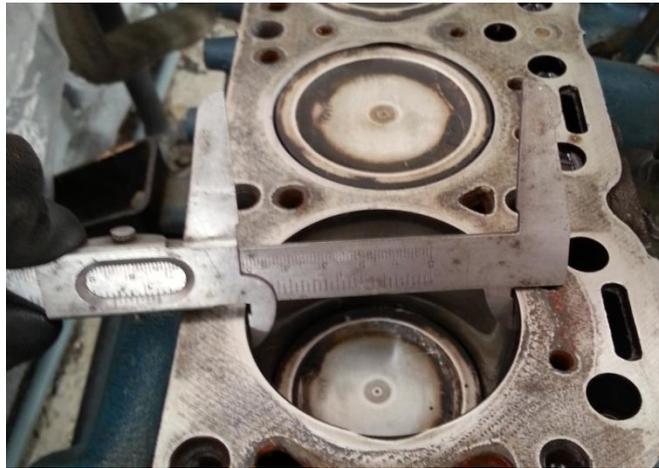


Fig. 3.1. Medición del diámetro del cilindro.

Fuente: Los autores.

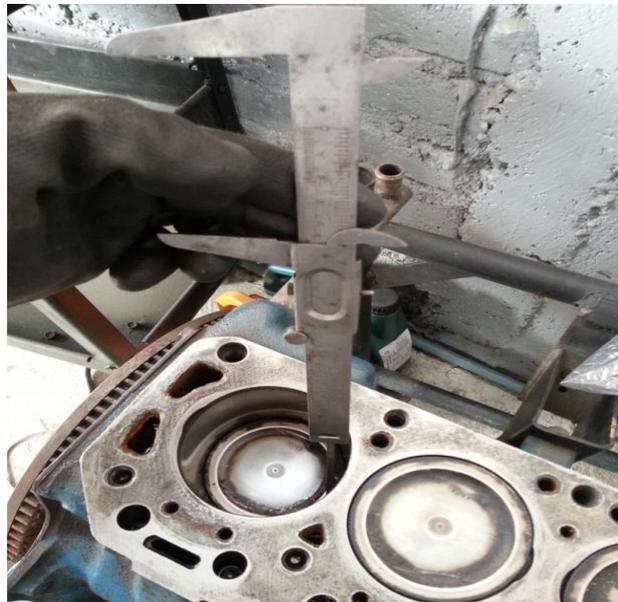


Fig. 3.2. Medición de la carrera del pistón

Fuente: Los autores.

$$V_u = \frac{\Pi D^2 L}{4}$$

V_u = Volumen unitario

D = Diámetro del cilindro

L = Carrera del pistón

$$V_u = \frac{\Pi(7.27 \text{ cm})^2 (7 \text{ cm})}{4}$$

$$V_u = 290.57 \text{ cm}^3$$

Como se mencionó anteriormente el volumen total del motor será igual al volumen unitario multiplicado por 4, en este caso el resultado es de 1162.28 cm^3 , teniendo este posibles variaciones con respecto al valor entregado por el fabricante (tabla 3.1), debido a modificaciones realizadas en el motor o a un margen de error en la medición práctica.

3.2.2. Volumen de la cámara de combustión. (V_c)

Para determinar este valor, se colocó el cabezote en una superficie completamente plana con la cámara de combustión hacia arriba, y se vertió gasolina hasta llenar la misma, el volumen ocupado de gasolina será igual al volumen de la cámara de combustión. El resultado obtenido después de la medición (fig. 3.3) es de 27 cm^3 .

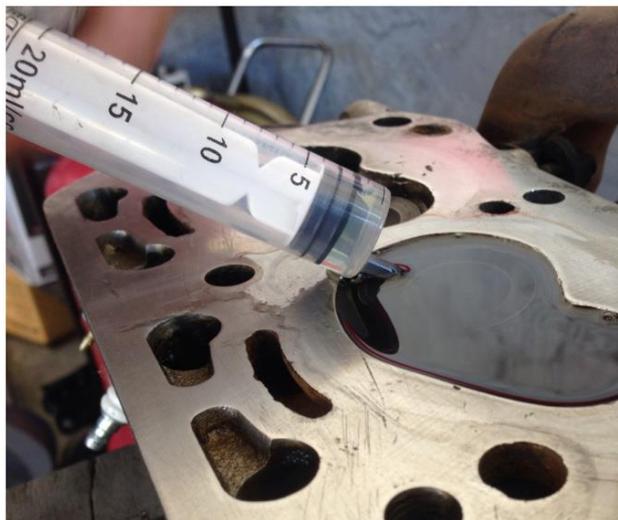


Fig. 3.3. Medición del volumen de la cámara.

Fuente: Los autores.

Al volumen de la cámara de combustión se debe añadir el volumen que ocupa el empaque del cabezote, para esto se aplicará de igual manera la fórmula (1.1), pero considerando L como el espesor del empaque del cabezote (fig. 3.4). El resultado es de 5.4 cm^3 .

El valor total del volumen de la cámara será $27 \text{ cm}^3 + 5.4 \text{ cm}^3$, dando un total de 32.4 cm^3 .



Fig. 3.4. Medición del espesor del empaque del cabezote.

Fuente: Los autores.

3.2.3. Relación de compresión. (R_c)

Remplazando en la fórmula (1.2) los valores obtenidos anteriormente, obtenemos la siguiente relación de compresión:

$$R_c = \frac{V_u + V_c}{V_c}$$

R_c = Relación de compresión

V_c = Volumen de la cámara de combustión

V_u = Volumen unitario

$$R_c = \frac{290.57 \text{ cm}^3 + 32.4 \text{ cm}^3}{32.4 \text{ cm}^3}$$

$$R_c = 9.97$$

El valor de relación de compresión entregado por el fabricante (tabla 3.1), puede diferir al valor obtenido en el cálculo práctico debido a modificaciones realizadas en el motor o a un margen de error en la medición práctica.

Se ha obtenido que la relación de compresión para el motor Nissan A-12:

$$R_c = 9.9:1$$

3.2.4. Potencia media efectiva. (P_e)

$$P_e = \frac{Md \cdot n}{9550}$$

P_e = Potencia efectiva (kW)

Md =Par motor (N.m) (dato del fabricante)(Tabla 3.1)

n = Número de revoluciones del motor (rpm)

$$P_e = \frac{\left(94.9 \frac{\text{N}}{\text{m}}\right) (4500 \text{ rpm})}{9550}$$

$$P_e = 44.72 \text{ kW}$$

3.2.5. Rendimiento mecánico. (η_m)

$$\eta_m = P_e / P_i$$

P_e = Potencia efectiva.

P_i = Potencia indicada.

$$\eta_m = 44.72 \text{ kW} / 51.45 \text{ kW}$$

$$\eta_m = 0.87$$

$$\eta_m = 87 \%$$

3.2.6. Rendimiento térmico. (η_t)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{R_c^{\alpha-1}}$$

η_t = Rendimiento térmico

R_c = Relación de compresión

α = Constante de gas ideal (1.33 para motores que usan mezcla y encendido provocado y 1.405 para motores de encendido por compresión).

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(9.9)^{(1.33-1)}}$$

$$\eta_t = 0.53$$

$$\eta_t = 53 \%$$

3.2.7. Rendimiento del diagrama. (η_d)

Como se explicó en el capítulo anterior el valor a tomar del rendimiento del diagrama será de:

$$\eta_d = 75\%$$

3.2.8. Rendimiento útil (η_u).

$$\eta_u = (\eta_m) (\eta_t) (\eta_d)$$

$$\eta_u = (0.87) (0.53) (0.75)$$

$$\eta_u = 0.3$$

$$\eta_u = 30\%$$

3.3. Cálculos para la relación de compresión.

3.3.1. Consumo específico de combustible. (Gpe)

$$G_{pe} = \frac{632300}{Q_e \cdot \eta_u} \left[\frac{\text{gr}}{\text{cv} \times \text{h}} \right]$$

G_{pe} = Consumo específico de combustible.

Q_e = Poder calorífico de la gasolina (45000 kJ/kg - 10755 cal/kg) (Tabla 2.1).

η_u =Rendimiento útil a 2500 msnm.

$$G_{pe} = \frac{632300}{\left(\frac{10755 \text{ cal}}{\text{kg}} \right) (0.3)} \left[\frac{\text{gr}}{\text{cv} \times \text{h}} \right]$$

$$G_{pe} = 195.97 \left[\frac{\text{gr}}{\text{cv} \times \text{h}} \right]$$

$$G_{pe} = 195.97 \left(\frac{\text{gr}}{\text{cv} \times \text{h}} \right) \left(\frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ gr}} \right) \left(\frac{1.359 \text{ cv}}{1 \text{ kw}} \right) \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right) = 7.4^{-5} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kw} \cdot \text{s}} \right]$$

$$\begin{aligned} G_{pe} &= 195.97 \left(\frac{\text{gr}}{\text{cv} \times \text{h}} \right) \left(\frac{1 \text{ Lb}}{453.59 \text{ gr}} \right) \left(\frac{1.014 \text{ cv}}{1 \text{ Hp}} \right) \left(\frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \right) \\ &= 7.3^{-3} \left[\frac{\text{Lb}}{\text{Hp} \cdot \text{Min}} \right] \end{aligned}$$

3.3.2. Flujo de aire necesario. (CFM)

$$\text{CFM} = (\text{Pe})(14.7)(\text{Gpe})$$

CFM= Flujo de aire másico

Pe= Potencia efectiva [kW]

Gpe= Consumo específico de combustible $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kW.s}}\right]$

$$\text{CFM} = (44.72)(14.7) (7.4^{-5})$$

$$\text{CFM} = 0.049 \text{ kg/s}$$

$$\text{CFM} = (59.95)[\text{Hp}](14.7) (7.3^{-3}) \left[\frac{\text{Lb}}{\text{Hp. Min}}\right]$$

$$\text{CFM} = 6.43 \frac{\text{Lb}}{\text{min}}$$

3.3.3. Cálculo de la presión en el múltiple de admisión según la potencia. (Map)

$$\text{Map} = \frac{\text{CFM} \times R \times (460 + T_2) \text{ } ^\circ\text{F}}{\eta_v \times \left(\frac{n}{2}\right) \times V_t}$$

CFM= Flujo de aire necesario. (lb/min)

R= Constante de gases (aire) (639.6) [adimensional]

T₂= Temperatura en el múltiple de admisión (60 °C - 140°F)

η_v= Rendimiento volumétrico para motores turboalimentados (75%)

n= Revoluciones por minuto a la máxima potencia (4500 rpm)

V_t= Cilindraje total. (1162.28 cm³ - 70.93 plg³)

$$\text{Map} = \frac{6.43 \frac{\text{Lb}}{\text{min}} \times 639.6 \times (460 + 140) \text{ } ^\circ\text{F}}{0.75 \times \left(\frac{4500 \text{ rpm}}{2}\right) \times 70.93 \text{ pulg}^3}$$

$$Map = 20 \text{ psi}$$

$$Map = 1.37 \text{ bar}$$

3.3.4. Análisis de la relación de presión. (PR)

$$PR = \frac{P_{\text{salida}}}{P_{\text{entrada}}}$$

PR= relación de presión

P_{salida} = presión absoluta de salida de aire del turbocompresor

P_{entrada} = presión absoluta de entrada de aire al turbocompresor = P_{atm} a 2500msnm.

$P_{\text{atm}2500\text{msnm}}$: 0.746 bar

$$PR = \frac{1.37 \text{ bar}}{0.74 \text{ bar}}$$

$$PR = 1.85$$

3.4. Cálculos para la modificación de la relación de compresión.

3.4.1. Presión de compresión.

$$P_c = P_{\text{entrada}} \times R_c^\alpha$$

P_c = Presión de compresión

P = Presión atmosférica a 2500 msnm (Tabla 2.2)

R_c = Relación de compresión (Obtención práctica)

α = Constante de gas ideal (1.33 para motores que usan mezcla y encendido provocado)

$$P_c = 0.746 \times (9.9)^{1.33}$$

$$P_c = 15.74 \text{ bar}$$

3.4.2. Procedimiento para la modificación del espesor del empaque del cabezote.

3.4.2.1. Cálculo de la relación de compresión del motor sobrealimentado. (R_c')

$$R_c' = \left(\frac{P_c}{P_{\text{salida}}} \right)^{\frac{1}{\alpha}}$$

R_c' = Relación de compresión del motor sobrealimentado

P_c = Presión de compresión del motor estándar

P_{salida} = Presión de salida del aire por el compresor

α = Constante de gas ideal (1.33 para motores que usan mezcla y encendido provocado)

$$R_c' = \left(\frac{15.74 \text{ bar}}{1.387 \text{ bar}} \right)^{\frac{1}{1.33}}$$

$$R_c' = 6.2$$

3.4.2.2. Cálculo del volumen de la cámara de combustión a obtener. (V_c')

$$V_c' = \frac{V_u}{R_c - 1}$$

V_c' = Volumen de la cámara del motor sobrealimentado

V_u = Volumen unitario

R_c = Relación de compresión estándar

$$V_c' = \frac{290.57 \text{ cm}^3}{9.9 - 1}$$

$$V_c' = 32.65 \text{ cm}^3$$

3.4.2.3. Cálculo del volumen necesario a aumentar. (Z)

$$Z = \frac{V_c - (R_c' - 1)V_c'}{R_c' - 1}$$

Z = Volumen de la cámara que se debe aumentar

V_u = Volumen unitario

R_c' = Relación de compresión del motor sobrealimentado

V_c' = Volumen de la cámara del motor sobrealimentado

$$Z = \frac{290.57 \text{ cm}^3 - (6.2 - 1) 32.65 \text{ cm}^3}{6.2 - 1}$$

$$Z = 23,23 \text{ cm}^3$$

3.4.2.4. Cálculo de la altura a incrementar en el espesor del empaque. (H)

$$H = Z \frac{4}{\pi \cdot D^2}$$

H = Altura a aumentar en el espesor del empaque del cabezote.

Z = Volumen de la cámara de combustión que se debe aumentar.

D = Diámetro del pistón.

$$H = 23.23 \text{ cm}^3 \frac{4}{\pi \cdot (7.27 \text{ cm})^2}$$

$$H = 0.55 \text{ cm}$$

$$H = 5.5 \text{ mm}$$

3.5. Mapa del turbocompresor.

Una vez obtenidos los valores exactos de relación de presión (PR) y flujo de aire necesario (CFM) se procederá a remplazar estos valores en el mapa del turbocompresor, y de esta manera seleccionar el turbocompresor correspondiente para el motor Nissan A-12.

A continuación se hará una interpretación de estos valores en las gráficas de tres modelos de turbocompresores, para así llegar a determinar el más óptimo.

Dos valores muy importantes a tener en cuenta a la hora de buscar en el catálogo el turbocompresor adecuado son: la potencia y cilindrada del motor.

TURBOCOMPRESOR GARRET GT063SZ

POTENCIA: 25 – 80 hp

CILINDRADA: 0.1 – 0.50 lt

Tabla 3.2. Características del turbocompresor GT0632SZ

TURBOCOMPRESOR GARRET GT063SZ						
COMPRESOR				TURBINA		
Ø RUEDA INT	Ø RUEDA EXT	TRIM	A/R	Ø RUEDA	TRIM	A/R
22.63	32.00	50,00	0.32	30.00	72.00	0.18

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5

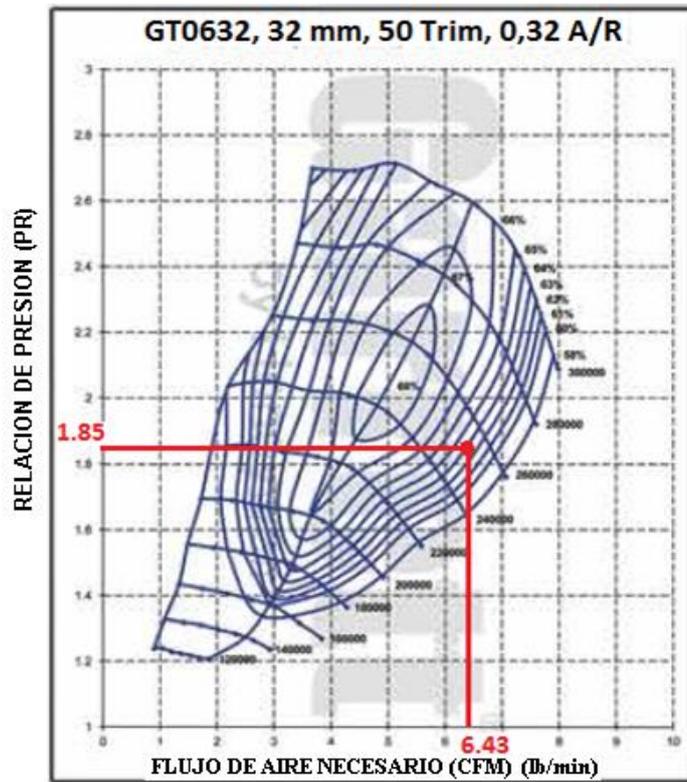


Fig. 3.5. Mapa del compresor del turbocompresor GT0632SZ.

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5

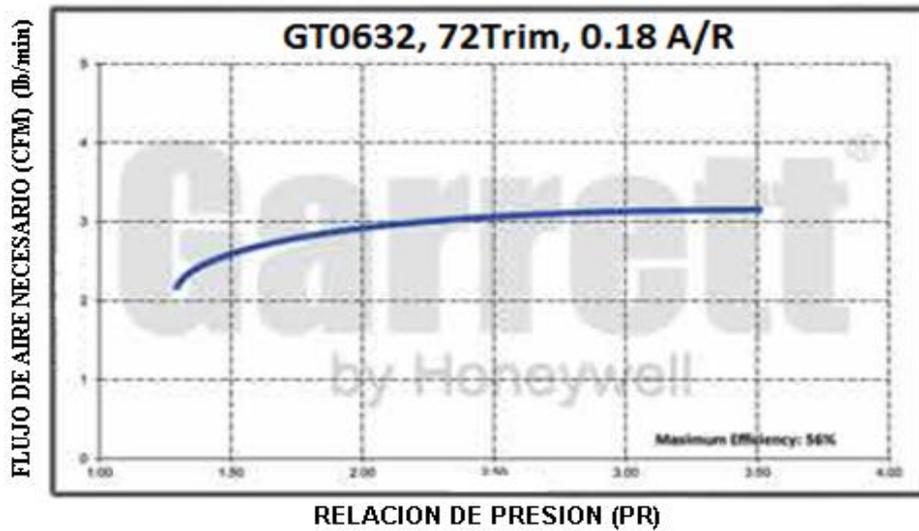


Fig. 3.6. Mapa de la turbina del turbocompresor GT0632SZ.

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5

Este modelo no sería el adecuado debido a:

- El valor de la cilindrada no está dentro del rango especificado por este modelo.
- El punto en la gráfica del compresor está muy próximo al **límite máximo o línea de estrangulación.**
- Al ubicar los valores en el mapa de la turbina no coinciden con la línea especificada en dicha gráfica.

TURBOCOMPRESOR GARRET GT1241

POTENCIA: 50 – 130 hp

CILINDRADA: 0.4 – 1.2 lt

TURBOCOMPRESOR GARRET GT1241						
COMPRESOR				TURBINA		
Ø RUEDA INT	Ø RUEDA EXT	TRIM	A/R	Ø RUEDA	TRIM	A/R
29.0mm	41,0mm	50.0	0.33	35.5mm	72.0	0.43

Tabla.3.3. Características del turbocompresor GT1241.

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5

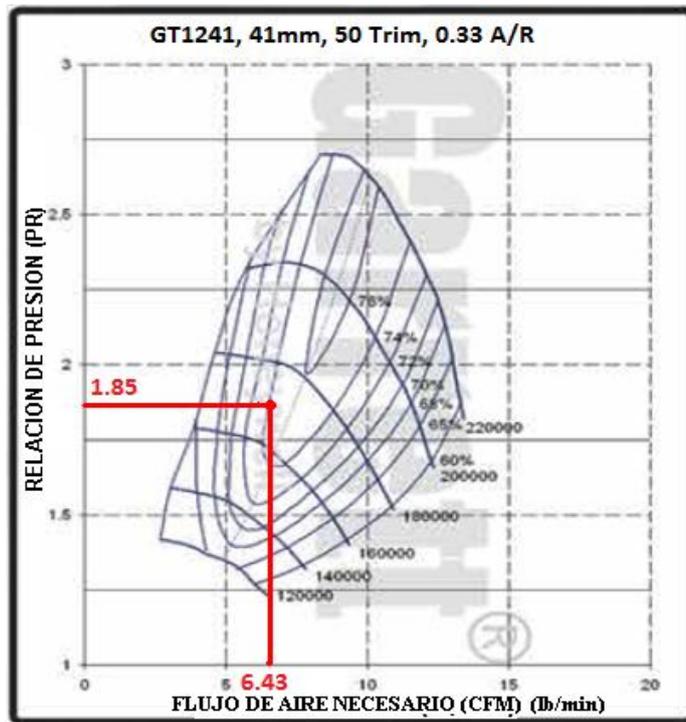


Fig. 3.7. Mapa del compresor del turbocompresor GT1241.

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5

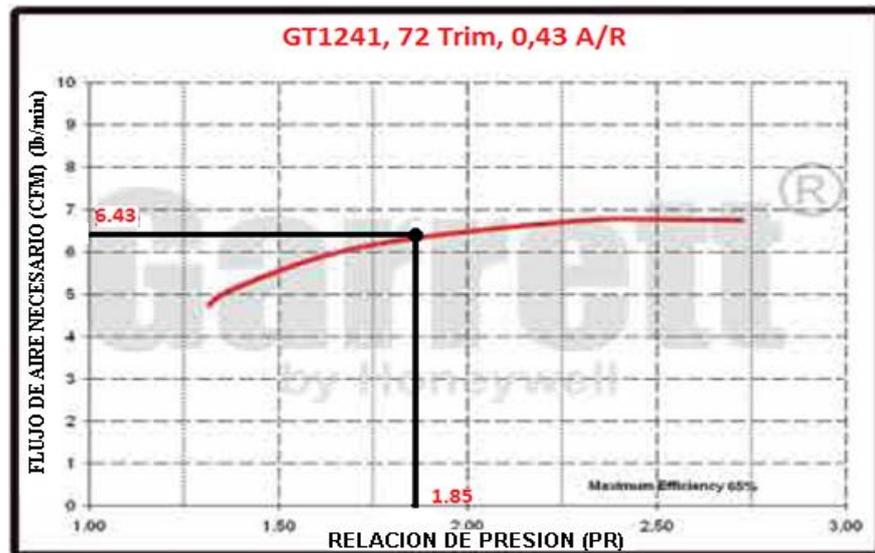


Fig. 3.8. Mapa de la turbina del turbocompresor GT1241.

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5



Fig. 3.9. Turbocompresor GT1241.

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5

Este modelo es el ideal para el motor debido a:

- Tanto la potencia como la cilindrada del motor esta dentro de los rangos especificados por el fabricante.
- El punto coincide en una zona adecuada del mapa del compresor y con un porcentaje considerable de eficiencia del turbocompresor.
- El punto coincide con la línea del mapa de la turbina y con un porcentaje considerable de eficiencia del turbocompresor.

TURBOCOMPRESOR GARRET GT1544.

POTENCIA: 100 – 150 hp

CILINDRADA: 1.0 – 1.6 lt

TURBOCOMPRESOR GARRET GT1544						
COMPRESOR				TURBINA		
Ø RUEDA INT	Ø RUEDA EXT	TRIM	A/R	Ø RUEDA	TRIM	A/R
32.9mm	43.9mm	56.0	0.33	42.2mm	58.0	0.34

Tabla 3.4. Características del turbocompresor GT1544.

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5

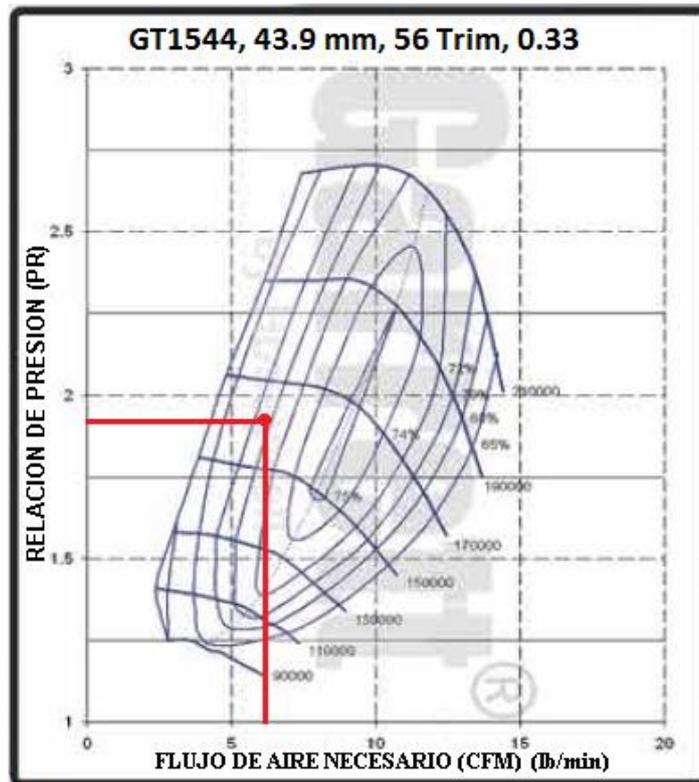


Fig. 3.10. Mapa del compresor del turbocompresor GT1544.

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5

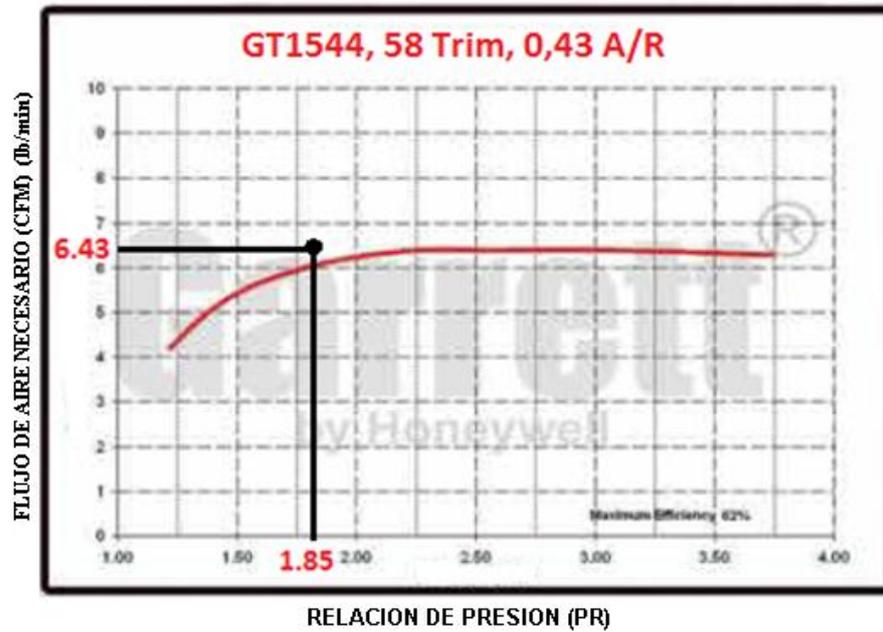


Fig. 3.11. Mapa de la turbina del turbocompresor GT1544.

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5

Este modelo no sería el adecuado debido a:

- El valor de la potencia no está dentro del rango especificado por este modelo.
- El punto en la gráfica del compresor está muy próximo al **límite de bombeo**.
- Al ubicar los valores en el mapa de la turbina se acercan a esta, pero no coinciden con la línea especificada en dicha gráfica.

Una vez analizados tres de los modelos de turbocompresores que cumplen con una o más de las características necesarias para la selección del turbocompresor más óptimo para el motor en práctica, se ha llegado a la conclusión de que el turbocompresor ideal corresponde al **GT1241** en la marca Garrett, existiendo también sus equivalentes en otras marcas.

TURBOCOMPRESOR IHI RHF4.

Debido a la inexistencia en nuestro medio del turbocompresor GT1241 en marca Garrett, se ha presentado la necesidad de buscar un turbocompresor que sea de fácil obtención en nuestro medio, siendo este turbocompresor marca: IHI y modelo: RHF4, el cual cumple con los parámetros necesarios para que se pueda realizar la adaptación con el motor NISSAN A-12.

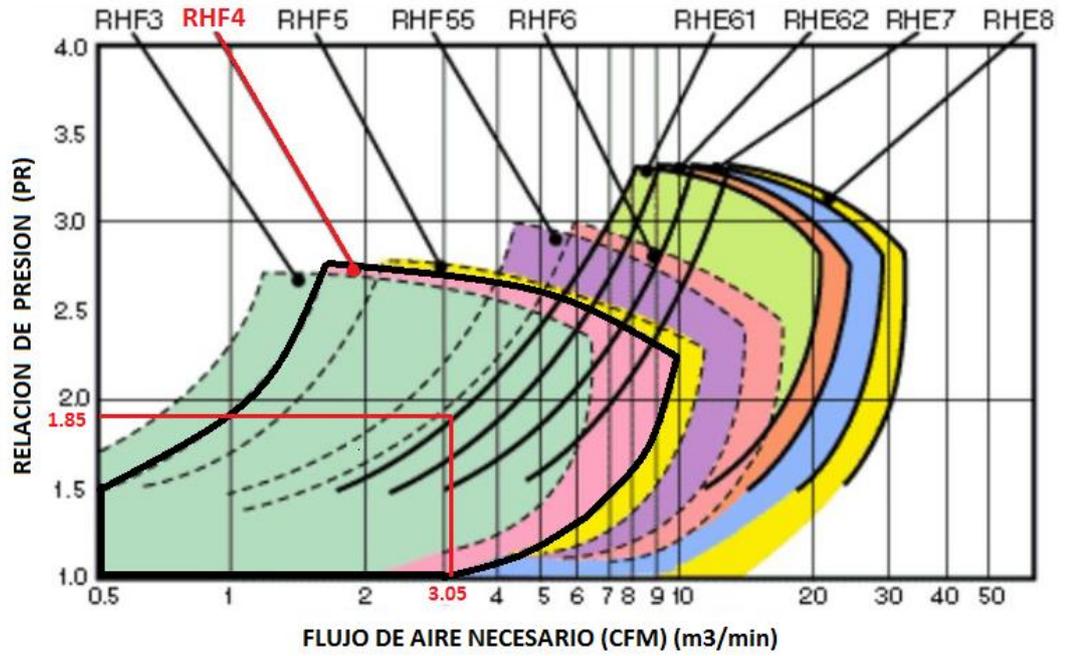


Fig. 3.12. Mapa de la turbina del turbocompresor RHF4

Fuente: <https://www.rbracing-rsr.com/turbosupermaps.html>



Fig. 3.13. Rodetes del turbocompresor RHF4.

Fuente: Los autores.

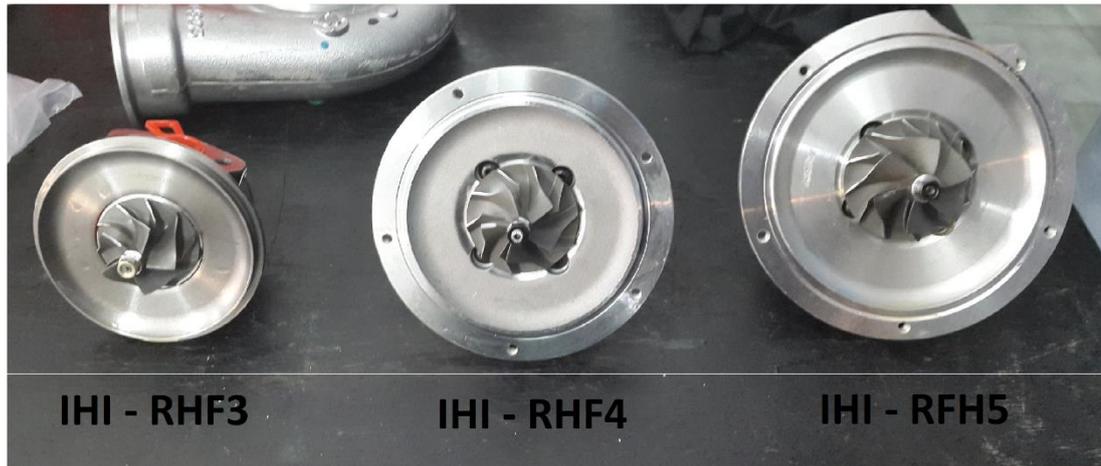


Fig. 3.14. Cuerpos de los turbocompresores RHF3, RHF4, RHF5.

Fuente: Los autores.

3.6. Sobrealimentación en motores Diésel.

Un motor Diésel requiere mayor eficiencia en el llenado de sus cilindros con respecto a uno de gasolina, es evidente que actualmente la gran mayoría de vehículos livianos equipados con un motor Diésel poseen turbocompresor; para este caso en el momento que exista la necesidad de sustituirlo simplemente se podría remplazarlo con la muestra o pidiéndolo directamente con las características del motor. Pero para el caso que se desee adaptar un turbocompresor a un motor Diésel de aspiración normal o ya sea para buscar un equivalente en otra de marca es importante conocer los pasos a seguir para la selección correcta.

Los pasos a seguir son los mismos del motor de ciclo Otto presentados anteriormente, teniendo en cuenta las variaciones en ciertos valores como por ejemplo la relación estequiométrica y la constante de gas ideal, que en este caso será $\alpha = 1.405$.

Una vez seguido el proceso con las variaciones mencionadas se llegará a obtener los valores de flujo de aire necesario (CFM) y relación de presión (PR), con los cuales se podrá determinar por medio de los mapas el turbocompresor adecuado para el motor.

3.7. Análisis del múltiple de admisión en ANSYS Fluent.

ANSYS Fluent es un programa asistido por computador con amplias características que permite modelar flujos de aire, turbulencias, transferencias de calor y reacciones para aplicaciones industriales.

En este caso se analizará el múltiple de admisión en ANSYS Fluent tomando en cuenta sus dimensiones reales y bajo ciertos parámetros que se mencionarán posteriormente. El propósito de este análisis es observar el comportamiento del aire al momento de ingresar al motor y realizar una comparación de flujo con y sin turbocompresor.

Como primer punto se realiza el dibujo del múltiple de admisión en algún programa CAD, para luego ser exportado a ANSYS Fluent.

A continuación se procede a la construcción del mallado en el cual se realiza el dominio computacional (Fig. 3.12) y las condiciones de frontera aplicadas, entrada, salida, velocidad de entrada y presión de referencia (atmosférica).

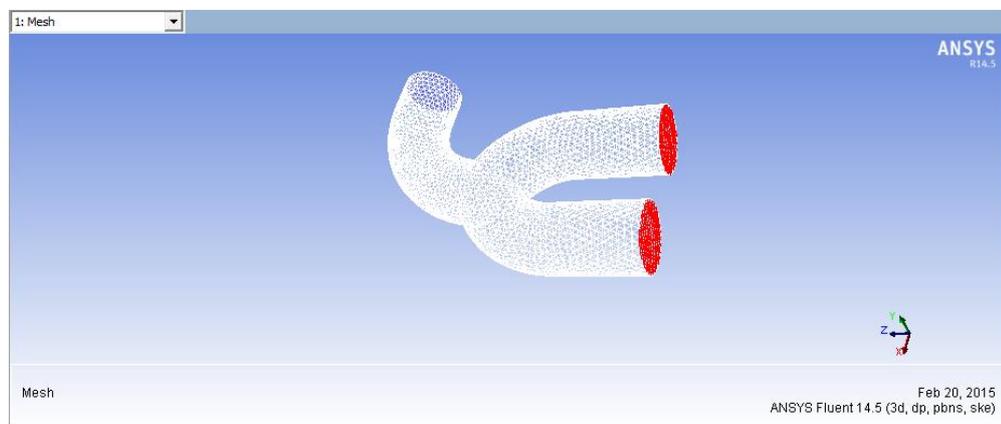


Fig. 3.15 Mallado del múltiple de admisión.

Fuente: Los autores.

Para una mejor visualización e interpretación se realizan cortes en diferentes planos, como se aprecia en la siguiente figura (fig. 3.13).

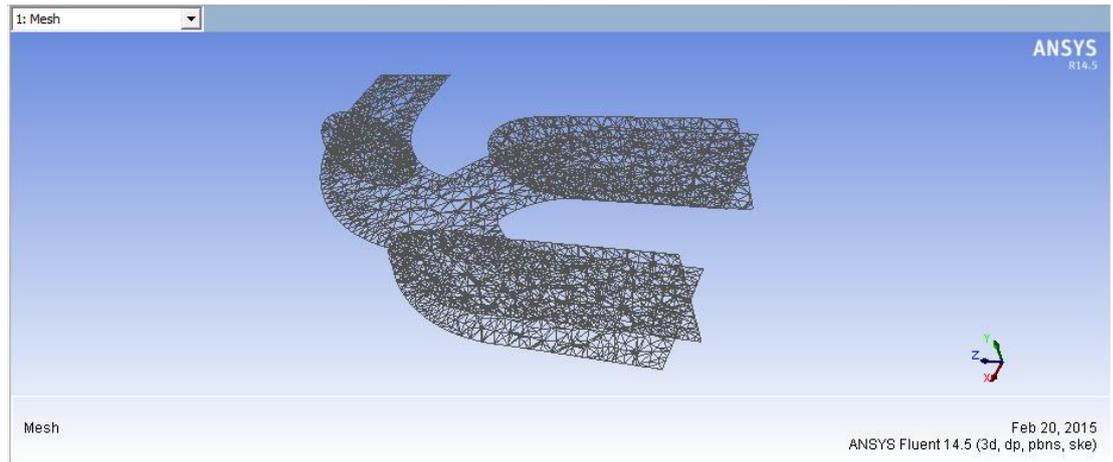


Fig. 3.16 Dominio computacional en los planos de corte.

Fuente: Los autores.

Luego se introduce parámetros como el material de múltiple de admisión, coeficiente de fricción, presión de entrada, velocidad del aire, etc.

3.7.1. Consideraciones de análisis del múltiple de admisión.

Para el análisis en el motor Nissan A-12 se tomarán en cuenta los valores de velocidad y presión que se generan en el múltiple de admisión con y sin turbocompresor, de esta manera se podrá observar la distribución de dichos valores dentro de las secciones del múltiple de admisión. Estos parámetros mostrarán resultados de análisis para determinar el comportamiento del flujo del aire.

Debido a la simetría del múltiple de admisión se realizará el análisis tomando una de las mitades.

3.7.2. Análisis comparativo del flujo de aire en el múltiple de admisión considerando el motor estándar con respecto al motor sobrealimentado.

Para el caso del motor estándar se tomará en cuenta que el aire ingresa por el múltiple de admisión debido al ciclo de funcionamiento del motor, es decir por

aspiración del mismo, por lo cual la velocidad será de 10,5m/s (4500 rpm del motor) y a una presión de 75 Kpa (presión atmosférica).

Para el caso del motor con turbocompresor se tomará una velocidad de 25m/s (dato obtenido a partir del flujo de aire necesario) y una presión de 137 Kpa (valor de presión en el múltiple de admisión con turbocompresor).

Primero el análisis se realizará tomando en cuenta la aspiración del cilindro correspondiente al conducto C y luego tomando en cuenta aspiración por el conducto B.

3.7.2.1. Análisis de velocidad por el conducto C.

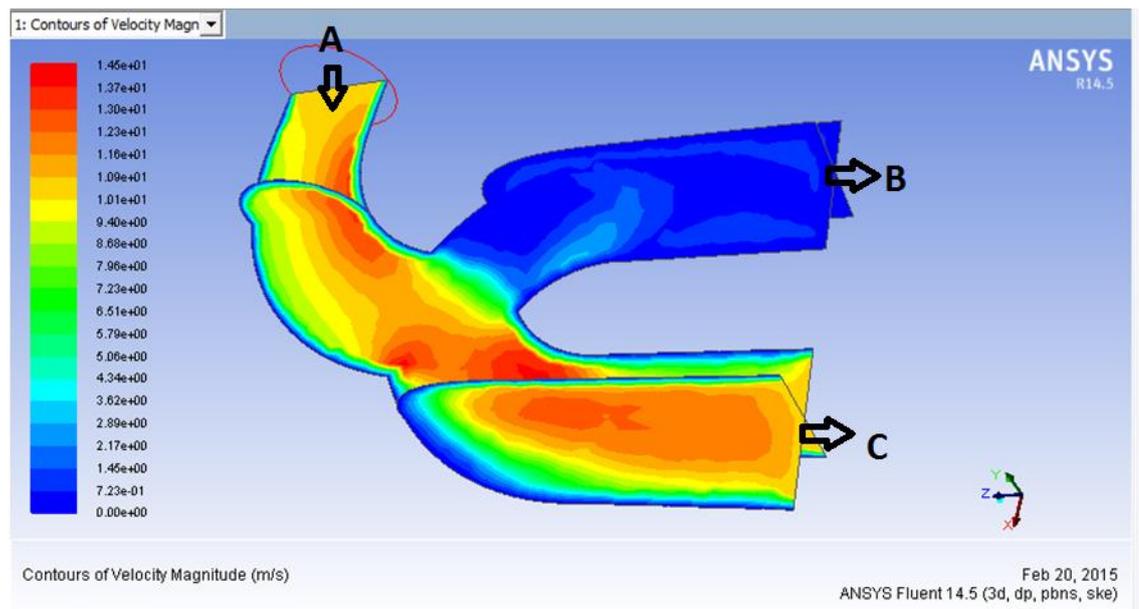


Fig. 3.17 Contorno de velocidad del aire aspirado por el conducto C con motor estándar.

Fuente: Los autores.

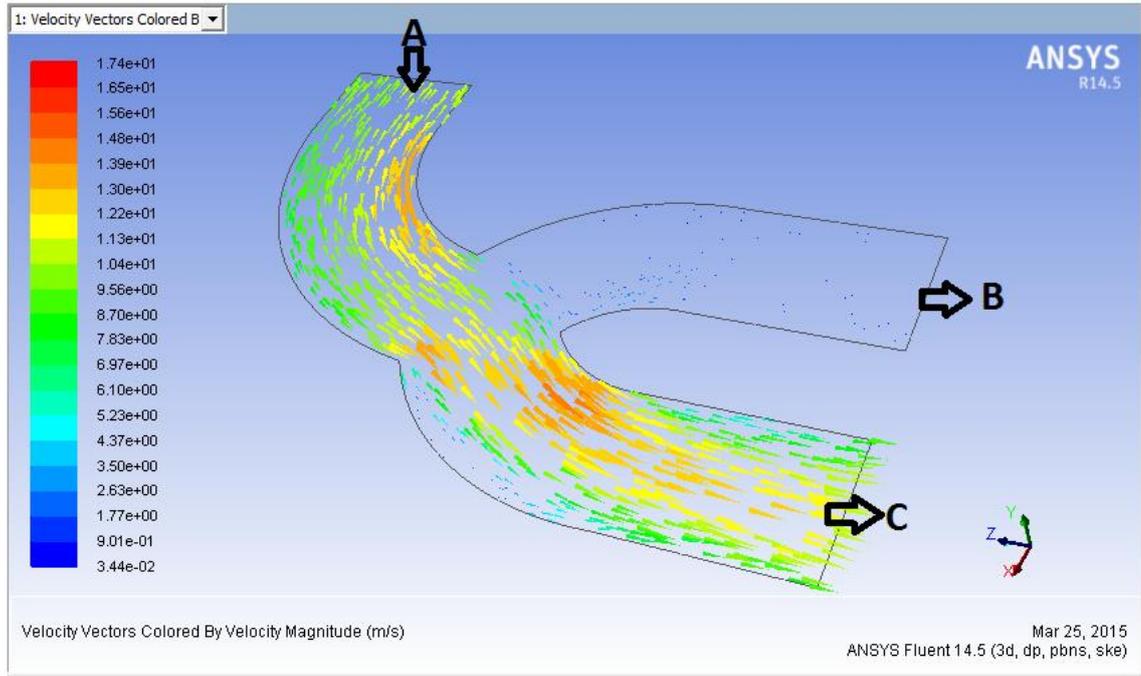


Fig. 3.18 Vectores de velocidad del aire aspirado por el conducto C con motor estándar.

Fuente: Los autores.

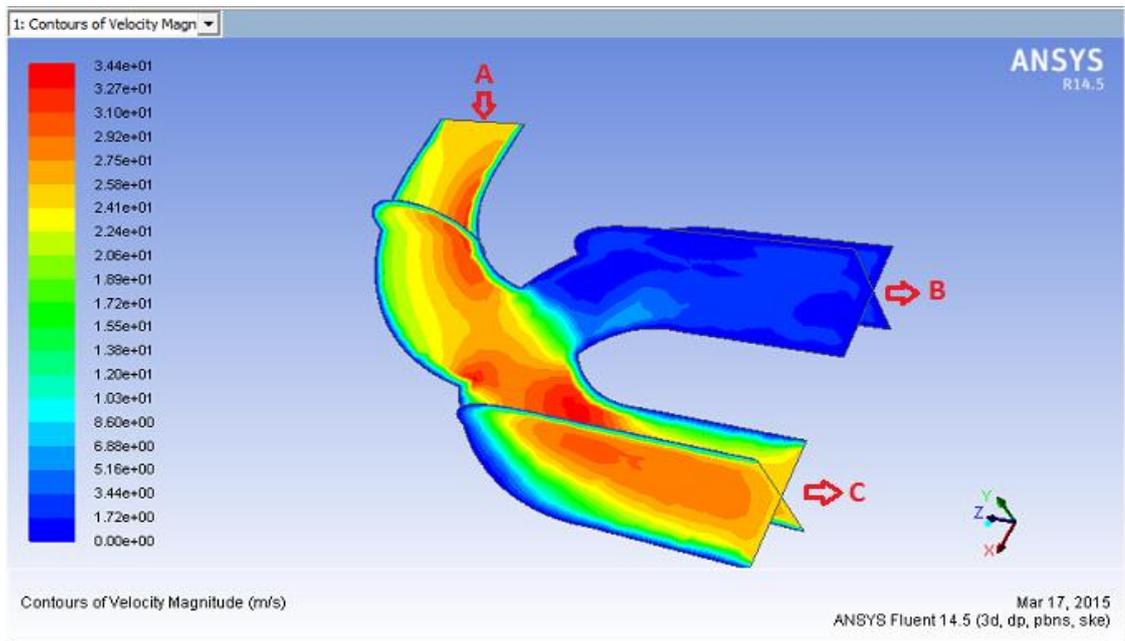


Fig. 3.19 Contorno de velocidad del aire aspirado por el conducto C con turbocompresor.

Fuente: Los autores.

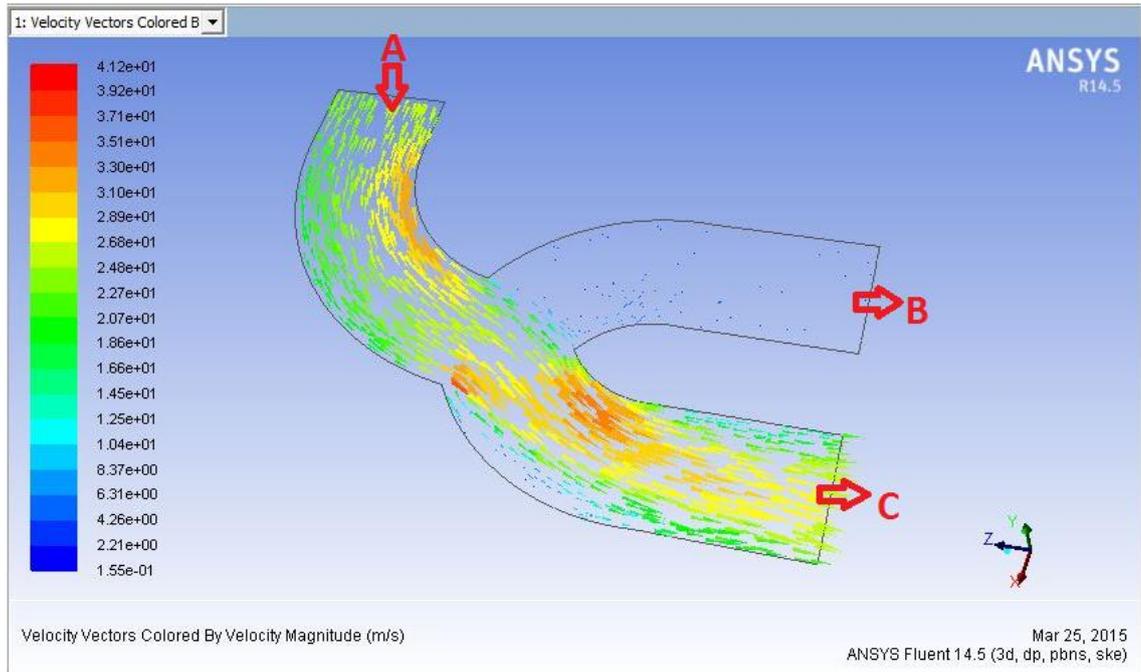


Fig. 3.20 Vectores de velocidad del aire aspirado por el conducto C con turbocompresor.

Fuente: Los autores.

3.7.2.2. Análisis de presión por el conducto C.

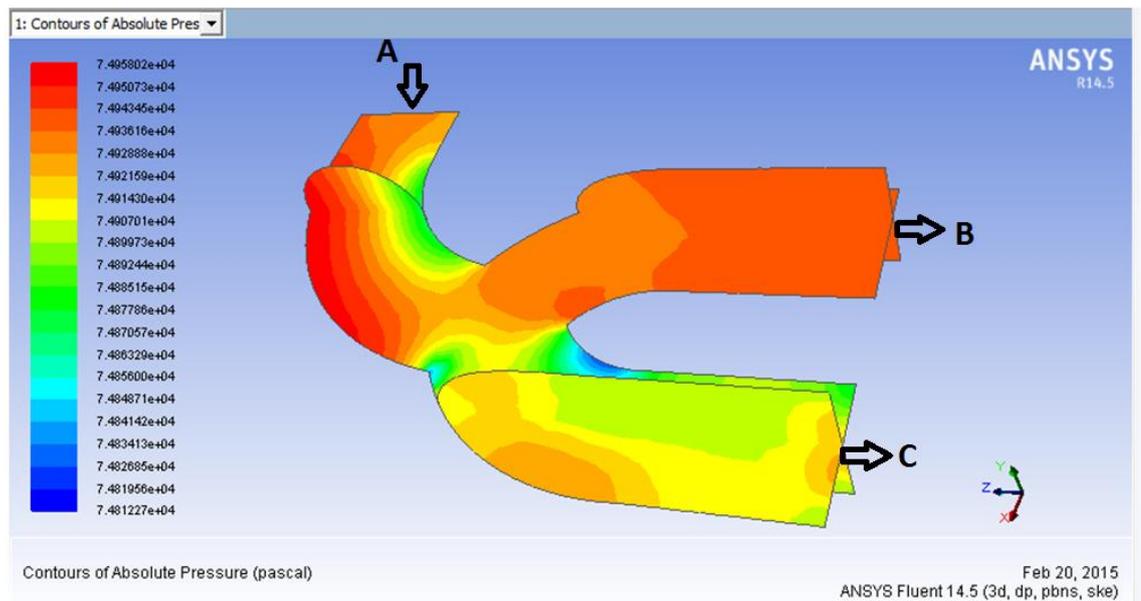


Fig. 3.21 Contorno de presión del aire aspirado por el conducto C con motor estándar.

Fuente: Los autores.

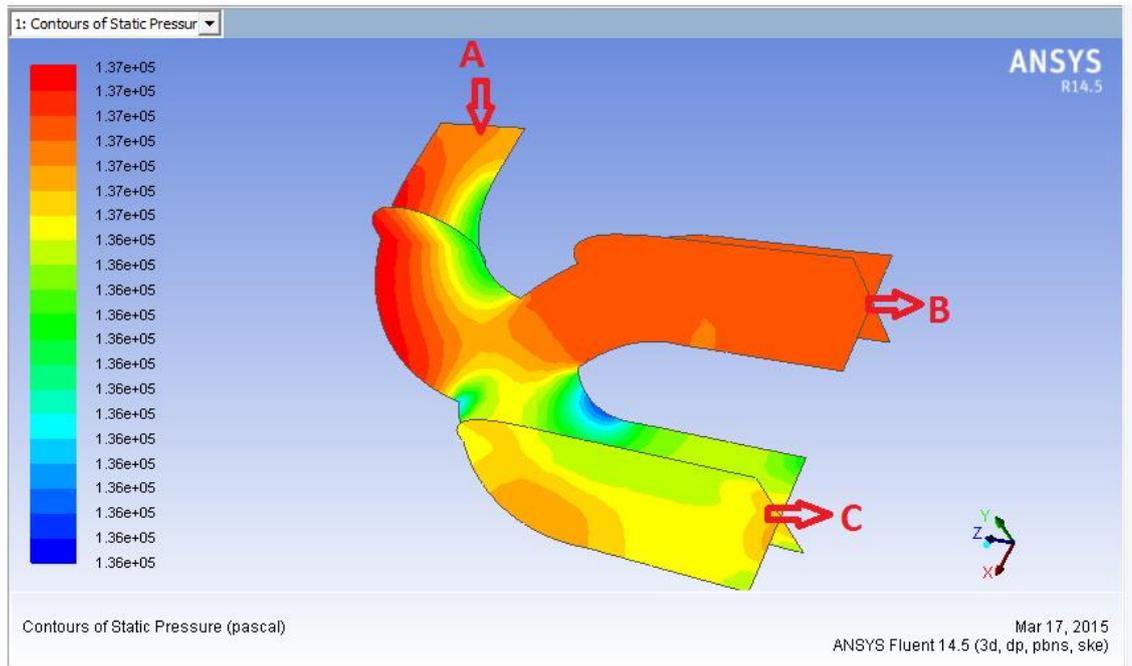


Fig. 3.22 Contorno de presión del aire aspirado por el conducto C con turbocompresor.

Fuente: Los autores.

3.7.2.3. Análisis de velocidad por el conducto B.

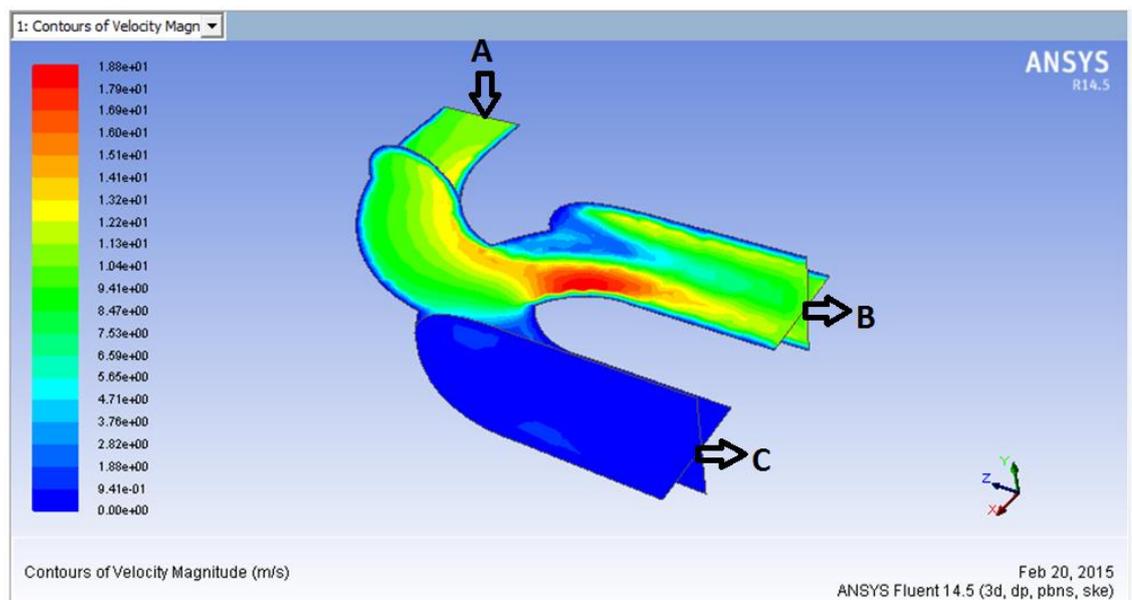


Fig. 3.23 Contorno de velocidad del aire aspirado por el conducto B con el motor estándar.

Fuente: Los autores.

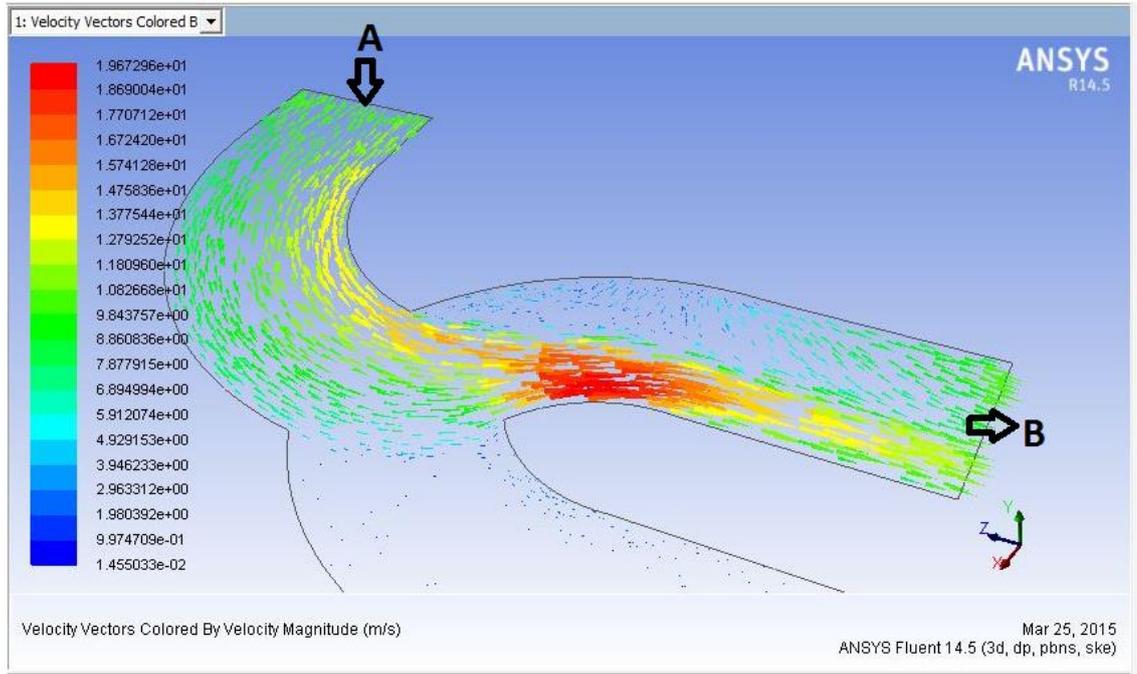


Fig. 3.24 Vectores de velocidad del aire aspirado por el conducto B con el motor estándar.

Fuente: Los autores.

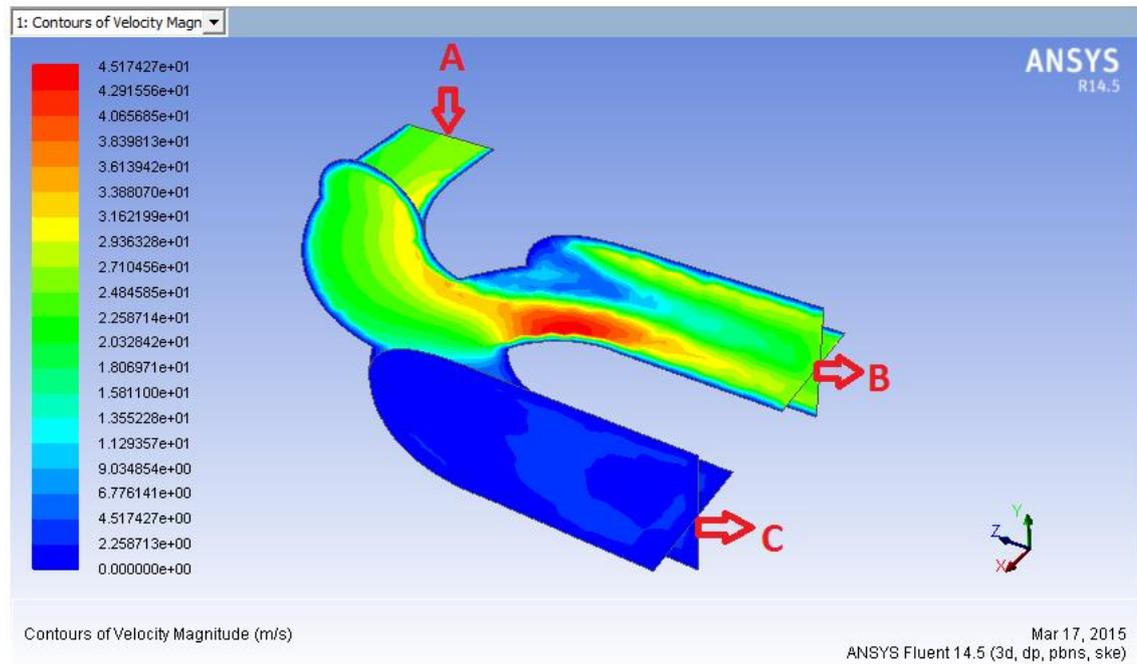


Fig. 3.25 Contorno de velocidad del aire aspirado por el conducto B con turbocompresor.

Fuente: Los autores.

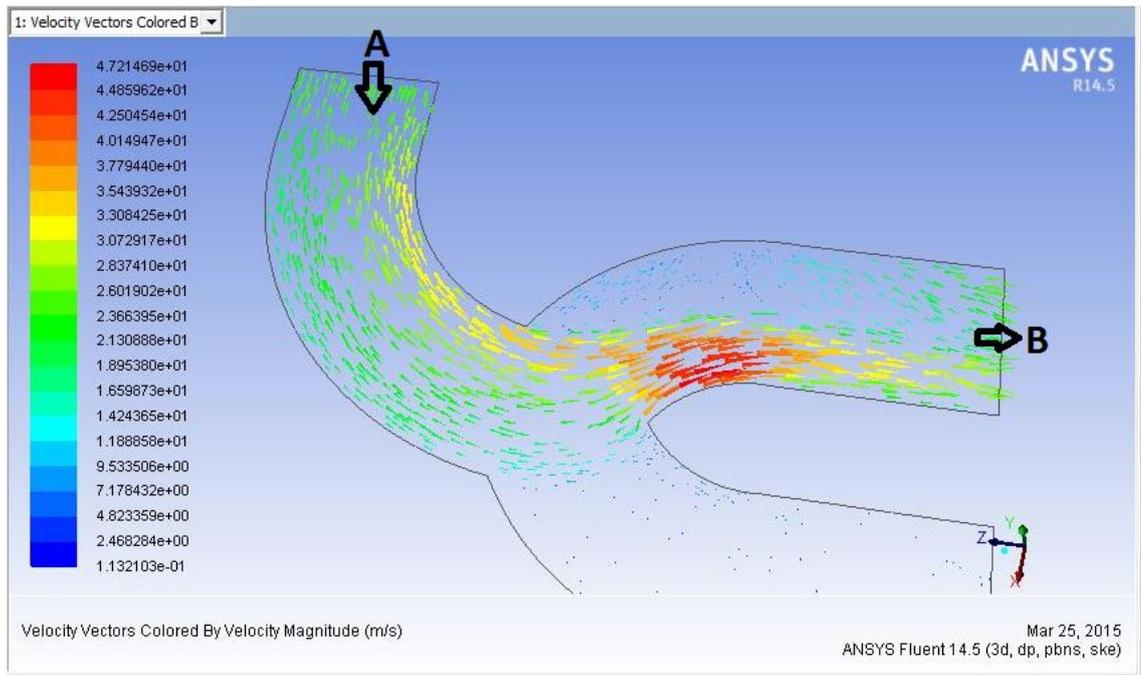


Fig. 3.26 Vectores de velocidad del aire aspirado por el conducto B con turbocompresor.

Fuente: Los autores.

3.7.2.4. Análisis de presión por el conducto B.

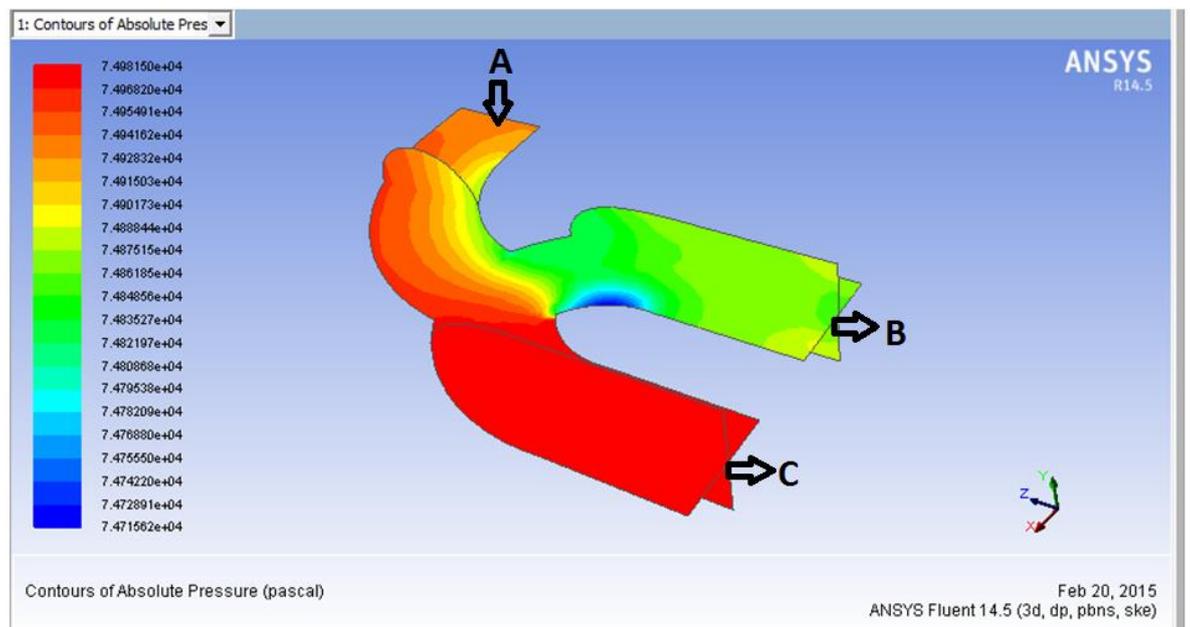


Fig. 3.27 Contorno de presión del aire aspirado por el conducto B con el motor estándar.

Fuente: Los autores

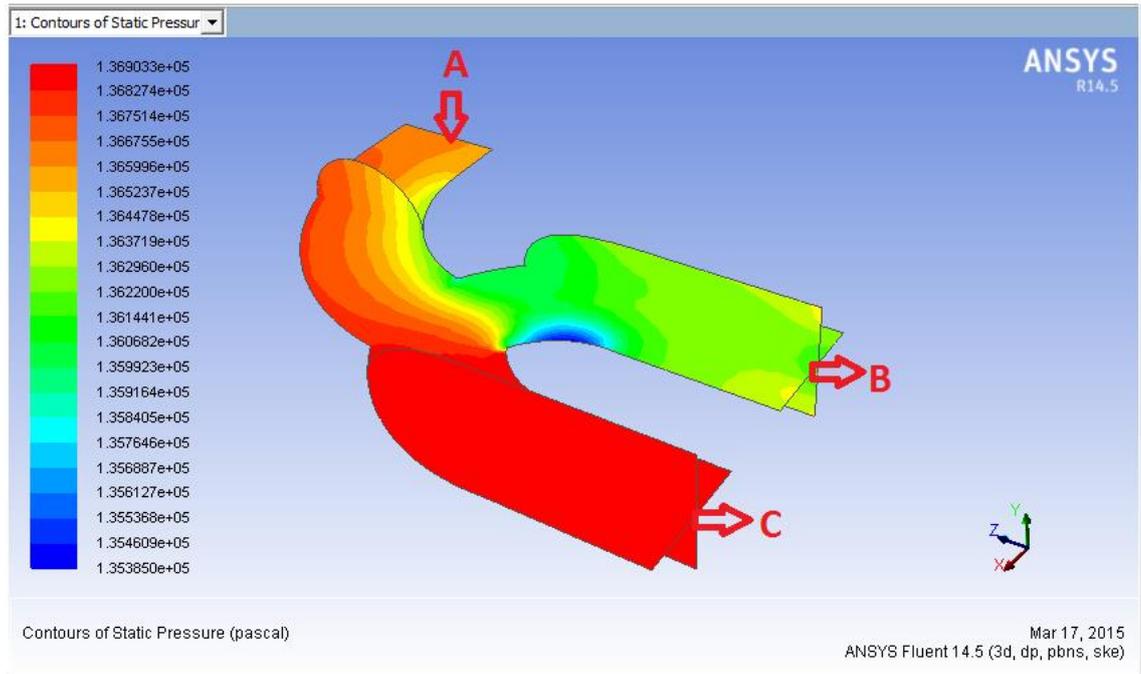


Fig. 3.28 Contorno de presión del aire aspirado por el conducto B con turbocompresor.

Fuente: Los autores.

A continuación se presenta en la tabla 3.5. los valores de velocidad y presión de aire que se generan en el múltiple de admisión del motor Nissan A-12 según el análisis realizado en ANSYS Fluent.

	Velocidad de entrada (m/s)	Velocidad máxima (m/s)	Presión de entrada (Kpa)	Presión máxima (Kpa)
Sin Turbocompresor	10.5	18.8	75	75
Con Turbocompresor	25	45.1	137	137

Tabla 3.5. Valores de velocidad y presión en el múltiple de admisión.

Fuente: Los autores

CAPÍTULO IV

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DIDÁCTICO.

A continuación se presentará el procedimiento empleado para la adaptación del turbocompresor, se realizarán las modificaciones pertinentes en el motor y el montaje de todos los elementos que constituyen el sistema de sobrealimentación. Dicho motor será montado sobre un bastidor metálico, además se indicarán las posibles fallas que se pueden presentar en el sistema de sobrealimentación y las recomendaciones para un buen funcionamiento.

4.1. Construcción del banco didáctico.

4.1.1. Diseño y construcción de la estructura metálica.

Es muy importante construir un bastidor metálico que permita soportar el motor y facilite el funcionamiento del mismo, la estructura contará con ruedas en la base y con un tablero de instrumentos en la parte frontal. El bastidor se construirá con tubo estructural de 50x50mm y 2 mm de espesor.

La estructura debe ser diseñada y construida de tal manera que no interfiera al momento de adaptar los elementos del turbocompresor ni con los elementos auxiliares del motor tales como: batería, bobina, radiador, tanque de combustible, etc. Primeramente se construyó la base del bastidor, la cual mide 60x65cm.



4.1. Base de la estructura metálica.

Fuente: Los autores.

Después de terminar la base de la estructura se levantaron los soportes que servirán para asentar el motor, para esto se tomó en cuenta el espacio que ocupará el turbocompresor. Además la estructura deberá contar con alojamientos para el intercooler, radiador y elementos auxiliares.

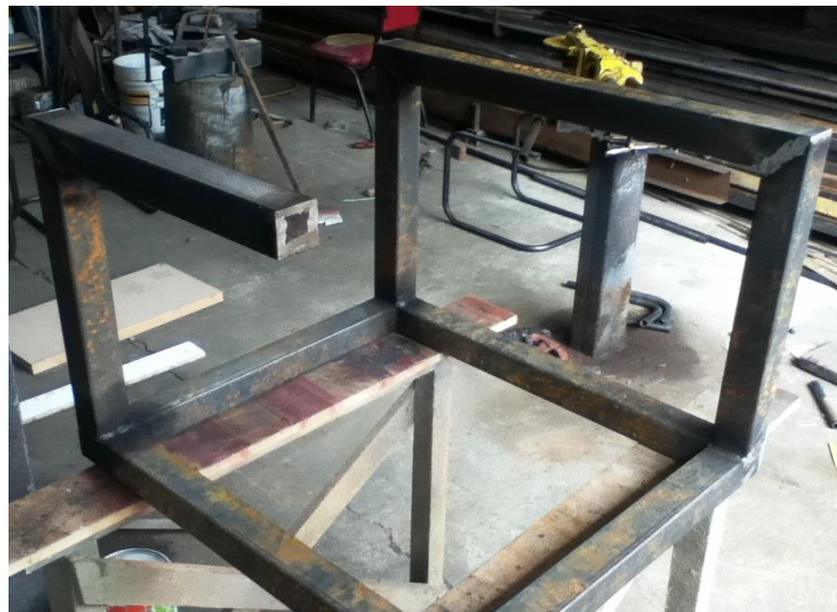


Fig. 4.2 Soportes para el motor.

Fuente: Los autores.



Fig. 4.3 Motor montado sobre las bases de la estructura

Fuente: Los autores.

Una vez finalizado la estructura y comprobando que todos los elementos acoplen a la perfección se procedió a pintar la misma, para esto se utilizó primeramente un fondeado gris y luego acrílico de color azul marino.



Fig. 4.4 Estructura metálica terminada y pintada.

Fuente: Los autores.

4.1.2. Modificaciones del motor para la instalación del turbocompresor.

4.1.2.1. Modificación del empaque del cabezote.

En el capítulo 3 se obtuvo el valor del espesor del empaque del cabezote el cual se debe modificar para disminuir la relación de compresión y evitar daños en el motor, el valor obtenido es de 5.5 mm.

Para el motor Nissan A-12 se utilizarán 3 empaques juntos, ya que cada uno mide 1.8 mm de espesor y se colocarán con un pegamento especial.



Fig. 4.5. Medición del espesor de los 3 empaques del cabezote.

Fuente: Los autores.



Fig. 4.6. Montaje del cabezote.

Fuente: Los autores.



Fig. 4.7. Motor Nissan A-12 con relación de compresión modificada.

Fuente: Los autores.

4.1.2.2. Adaptación del turbocompresor al múltiple de escape.

Es necesario modificar la salida del múltiple de escape para poder acoplar el turbocompresor, para este caso se soldó un tubo y una platina inmediatamente después que múltiple de escape se vuelve solidario.

La platina corresponde con las dimensiones de la base del turbocompresor (fig. 4.8). Se utilizó una platina de 60x60 mm de longitud y 6 mm de espesor, y además se realizaron 4 agujeros uno en cada esquina con una broca M8 permitiendo el montaje y desmontaje del turbocompresor mediante pernos.



Fig. 4.8. Base en el múltiple de escape para el montaje del turbocompresor.

Fuente: Los autores.

4.1.2.3. Adaptación de las cañerías de lubricación del turbocompresor.

Es muy importante lubricar el turbocompresor debido a la fricción en los cojinetes y a las altas revoluciones a las que gira. Para lo cual se colocará una manguera de alta presión (225 bar) de $\text{Ø} = 1/4''$ (fig. 4.9) a la salida del filtro de aceite del motor la cual conducirá el lubricante hacia el turbocompresor a una presión estimada de 2 bar, la manguera se acoplará mediante una T con $\text{Ø} = 1/4''$ en el alojamiento del trompo de aceite (fig. 4.9).



Fig. 4.9 Manguera de alta presión para lubricación del turbocompresor.

Fuente: Los autores.



Fig. 4.10. Acople en T para la manguera de lubricación del turbocompresor.

Fuente: Los autores.

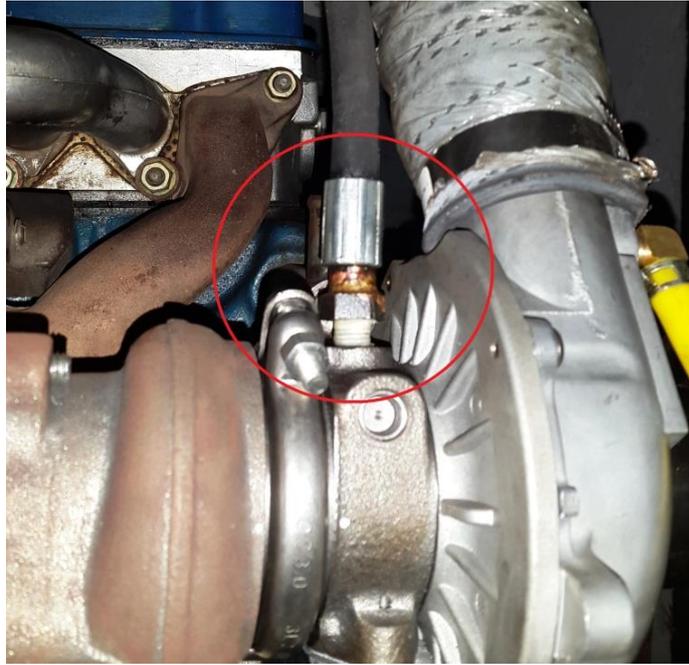


Fig. 4.11. Manguera de lubricación a la entrada del turbocompresor.

Fuente: Los autores.

Luego que el aceite lubrica el eje del turbocompresor este retorna al cárter del motor por efecto de la gravedad mediante una manguera flexible convencional, para esto se utiliza un acople de $\text{Ø} = 1/4''$ (fig. 4.12) en la salida de aceite del turbocompresor (fig. 4.13).



Fig. 4.12. Acople para el retorno de aceite del turbocompresor.

Fuente: Los autores.



Fig. 4.13. Retorno de aceite del turbocompresor.

Fuente: Los autores.

4.1.2.4. Adaptación del intercooler y mangueras de aire.

En la parte frontal del motor se adaptó un intercambiador de calor de marca KingMaster HKS (fig. 4.14) entre la salida del compresor y la entrada de aire al motor.

Para la unión se utilizaron mangueras flexibles de alta presión de $\varnothing = 2''$, debido a que las bocas del intercooler son de $\varnothing = 3''$ se colocaron reducciones y codos de PVC, de igual manera se utilizó un codo para la unión con la boca del carburador.



Fig. 4.14. IntercoolerKingMaster HKS.

Fuente: Los autores.



Fig. 4.15. Acople y reducción en la boca del intercooler.

Fuente: Los autores.



Fig. 4.16. Intercooler y mangueras de aire instaladas en el motor con turbocompresor.

Fuente: Los autores.

4.2. Cálculo del aumento de potencia.

Para obtener el incremento de potencia teórico, se utiliza los datos obtenidos anteriormente en el capítulo 3 los cuales pertenecen al motor estándar, adicionalmente se necesitará el valor de temperatura a la salida del intercooler.

Con este cálculo del incremento de potencia teórico se demostrará la mejora obtenida al adaptar el sistema de sobrealimentación.

Para obtener el valor de temperatura a la salida del intercooler se realizará de manera práctica la medición con ayuda de un multímetro y con el motor encendido. El valor obtenido fue de 32 °C (fig. 4.18).



Fig. 4.17. Medición de la temperatura de aire a la salida del intercooler.

Fuente: Los autores.

A continuación se presenta la fórmula para calcular el incremento de potencia.

$$P_t = P \frac{P_2}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_s}} \quad (4.1)$$

Donde:

P_t= Potencia máxima a 4500 rpm con el motor sobrealimentado.

P=Potencia máxima a 4500 rpm con el motor estándar. (51.45 kW) (valor obtenido de la tabla 3.1).

P₂= Presión generada por el turbocompresor. (1.387 bar) (valor obtenido en el capítulo 3 de la fórmula 2.13).

P₀= Presión atmosférica (1.013 bar) (Tabla 4.1.)

T_o = Temperatura absoluta (15°C - 288°K) (Tabla 4.1).

T_s = Temperatura a la salida del intercooler (32°C - 305°K) (fig. 4.18).

$$P_t = 51.45 \text{ kW} \frac{1.387 \text{ bar}}{1.013 \text{ bar}} \sqrt{\frac{288 \text{ °K}}{305 \text{ °K}}}$$

$$P_t = \mathbf{68.45 \text{ kW}}$$

El valor de potencia con el motor sobrealimentado es de 68.45 kW, en relación a la potencia del motor estándar se obtiene un incremento de:

$$\text{Incremento de potencia} = \frac{(P_t - P)}{P}$$

$$\text{Incremento de potencia} = \frac{(68.45 - 51.45)}{51.45}$$

$$\text{Incremento de potencia} = 0.3304 \times 100\%$$

$$\mathbf{\text{Incremento de potencia} = 33.04 \%}$$

El porcentaje de incremento de potencia teórico con el motor sobrealimentado es de 33.04% con respecto al motor estándar. Giacosa, Dante, (1984),

4.3. Análisis de las posibles fallas del sistema turbocompresor.

4.3.1. Detección de averías.

Es importante tener presente las averías que se pueden producir en los turbocompresores, debido a que operan a altas velocidades y temperaturas la mayoría de los daños ocasionados pueden producirse por las siguientes causas:

4.3.1.1. Falta de lubricación.

Una lubricación incorrecta puede arruinar un turbocompresor en cuestión de segundos debido a las velocidades de rotación muy elevadas, todos los cojinetes tienen que recibir un suministro de aceite para que puedan ser lubricados.

4.3.1.2. Cuerpo extraño en el aceite.

Los depósitos de carbón granular pueden dañar las superficies de los cojinetes, o a su vez pueden disminuir el espacio de lubricación, todos estos depósitos alteran el sistema de cojinetes e impiden la operación normal. Otros problemas de lubricación son: baja presión de aceite, viscosidad incorrecta o sustitución fuera de los periodos recomendados.

4.3.1.3. Elevadas temperaturas en el escape.

Las temperaturas de escape elevadas pueden producir las relaciones incorrectas aire/combustible del motor, problemas de sincronización, sistemas de escape restringidos, mal funcionamiento del sensor de oxígeno u otros problemas del sistema de control del motor. Las temperaturas excesivas de escape pueden dañar al turbocompresor directa o indirectamente.

4.3.1.4. Desprendimiento de material por temperaturas elevadas.

En caso de existir un exceso de temperatura el turbocompresor empieza a girar más rápido debido a la energía de calor adicional. Si esto llega a suceder la rueda del compresor puede llegar a destruirse, ocasionando desprendimiento de materiales que no solo puede dañar al turbocompresor, si no que, pueden ser trasladadas a la cámara de combustión del motor provocando daños en el mismo.

4.3.1.5. Objeto extraño en la turbina.

Cuando un objeto extraño entra a la turbina podría dañar rápidamente el turbocompresor, provocar un desequilibrio del conjunto rotativo que afecta al movimiento del eje, rotura de los álabes o destrucción del mismo.

4.3.1.6. Rotura del eje.

Debido a la sobrecarga del turbocompresor se pueden generar excesivas velocidades de rotación, con lo cual se podrán producir vibraciones, desequilibrio y/o rotura del eje.

4.3.2. Mantenimiento y recomendaciones para el turbocompresor.

Es muy importante realizar el debido mantenimiento del turbocompresor para garantizar su vida útil, de igual forma tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

- El único sistema de refrigeración del turbocompresor es el aceite que proviene del cárter del motor y alcanza los 280°C. Por lo que es necesario contar con un aceite que garantice su desempeño.
- El motor sobrealimentado después de operar en carretera, siempre debería enfriarse de 3 a 5 minutos antes de ser apagado.
- El motor sobrealimentado requiere lubricación instantánea, por lo cual la viscosidad del aceite es muy importante, si el aceite es muy viscoso demorará en llegar al turbocompresor, causando un mayor desgaste. No se recomiendan aceites monógrados o multigrados de alta viscosidad.
- Para garantizar la lubricación instantánea del turbocompresor se puede colocar una válvula unidireccional en la manguera de entrada al turbocompresor para que retenga el aceite cuando el motor este apagado.
- Es importa cambiar el filtro de aire cada 15000 km.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- Por medio de la elaboración y desarrollo de la guía para la selección de turbocompresores, se aportará al sector automotriz local, ya que con esta se manejan procesos técnicos validados de seleccionamiento de turbocompresores para motores Otto y Diésel.
- A través de la identificación de la teoría y el desarrollo de la guía para la selección de turbocompresores se pudo identificar cuáles son las variables más representativas del motor involucradas en la selección de un turbocompresor, siendo las más relevantes: la relación de compresión y la cilindrada.
- Con el análisis teórico de la implementación del turbocompresor se ha logrado un incremento de la potencia del motor en un 33.04%. En un análisis práctico este valor será inferior debido a pérdidas mecánicas, térmicas y otros factores que se desprecian en el cálculo teórico.
- En la parte experimental al diseñar y construir el banco didáctico y demostrativo del motor Nissan A-12 se pudo constatar que al usar la guía para la selección de turbocompresores se facilitaron los procesos de selección e implementación de manera técnica.
- Según el análisis en ANSYS Fluent (pág. 55-63) al interpretar las gráficas de contorno de velocidad, presión y vectores de velocidad del aire se concluye que, a pesar del incremento existente por efecto del turbocompresor tanto en la velocidad que fue de 2.4 veces mayor y en la presión 1.8 veces mayor, no existen variaciones significativas en el flujo de aire que atraviesa el múltiple de admisión, por lo tanto se determina que no es necesario realizar modificaciones en éste al momento de implementar el turbocompresor.

Recomendaciones

- Al momento de seleccionar un turbocompresor es recomendado utilizar esta guía técnica y no realizarlo de una manera empírica, para así evitar riesgos que puedan afectar el funcionamiento ya sea del turbocompresor o del motor.
- Una vez realizada la selección del turbocompresor, se debe asesorarse de la disponibilidad del mismo en el mercado. Ya que en el presente proyecto debido a la inexistencia del turbocompresor seleccionado en primera instancia, se tuvo que reemplazarlo por su equivalente en otra marca.
- Para poder validar y comprobar los resultados de la guía se podría analizar el incremento de potencia práctico mediante pruebas en un banco dinamométrico de laboratorio.

BIBLIOGRAFÍA

- ARNAL, P.V. Laguna, A. (2005), Tractores y motores agrícolas. España: Mundi-Prensa, 3ra edición.
- BOSCH, Robert. (2005). Manual de la técnica del automóvil (4ta Edición). Alemania.
- CENGEL, A. Boles, A. (2012), Termodinámica. México: Mc Graw Hill, 7ma Edición.
- GIACOSA, Dante, (1984), Motores Endodérmicos.
- GONZALES Calleja, David. (2012). Motores térmicos y sus sistemas auxiliares. España: Paraninfo, SA.
- KATES, E., Luck, William., (2003). Motores Diésel y de gas de alta compresión. (Segunda edición). España: Reverté,S.A.
- MIRALLES De Imperial, J (1989), Sobrealimentación de motores rápidos. España: CEAC, 5ta edición.
- RODRÍGUEZ Melchor, José Carlos. (2012), Mantenimiento de sistemas auxiliares del motor de ciclo Otto. España: IC, 1era edición.
- PARDIÑAS, J. (2007). Sistemas auxiliares del motor. Madrid - España: Editex S.A.
- SANZ Gonzales Angel. (1981). Tecnología de la automoción. Barcelona: Editorial Bruño.
- VILLALTA, J. (1983). El motor Diésel. (11ª edición). Barcelona: CEAC.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS:

Turbo Garrett. Recuperado el 12 de Septiembre de 2014:

<http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/PDF/Turbo%20Tech%20103.pdf>

Turbo compresor comprex. Recuperado el 24 de marzo de 2014:

www.autoavance.co

Motor de cuatro tiempos. Ciclo Diésel. (n.d.) Recuperado el 26 de Abril de 2014:

<http://www.e-ducativa.catedu.es>

Diagrama teórico ciclo Otto. Recuperado el 10 de Julio de 2014: [http://www.e-](http://www.e-ducativa.catedu.es)

[ducativa.catedu.es](http://www.e-ducativa.catedu.es) [Imagen]

ANEXOS

Anexo 2.1. Síntesis de la guía para selección de turbocompresores.

Paso 1. Análisis del motor estándar para la selección del turbocompresor.

- **Especificaciones del fabricante.**

Número del Motor
Cilindraje
Relación de compresión
Potencia
Par motor
Orden de encendido

Es necesario conocer los datos específicos del fabricante del motor, con los cuales es posible la selección de un turbocompresor a partir de los mismos.

- **Relación de compresión. (R_c)**

Una vez obtenidos los datos tanto del volumen de la cámara de combustión como de la cilindrada unitaria, procedemos a calcular la relación de compresión mediante la siguiente fórmula:

$$R_c = \frac{V_u + V_c}{V_c}$$

R_c = Relación de compresión

V_c = Volumen Cámara de combustión

V_u = Volumen Unitario

- **Potencia Efectiva (Pe).**

Se determina mediante la siguiente fórmula:

$$Pe = \frac{Md \cdot n}{9550}$$

Pe= Potencia efectiva (kw)

Md=Par motor (N.m) (dato del fabricante)

n= Número de revoluciones (rpm)

- **Rendimiento Mecánico. (η_m)**

Se reemplaza la potencia efectiva y la potencia indicada.

$$\eta_m = P_e / P_i$$

η_m = Rendimiento mecánico.

Pe= Potencia efectiva.

Pi= Potencia indicada.

- **Rendimiento Térmico. (η_t)**

La siguiente expresión del rendimiento térmico teórico es válida para motores Otto y Diésel:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{Rc^{\alpha-1}}$$

η_t = Rendimiento térmico

Rc = Relación de compresión

α = Constante de gas ideal (1.33 para motores a gasolina, 1.4 para motores Diésel).

- **Rendimiento del Diagrama. (η_d)**

Es el porcentaje de calidad, que se obtiene por la relación entre el diagrama teórico y el real, valor comprendido entre un 75 a 90%.

- **Rendimiento útil. (η_u)**

Se calcula el rendimiento útil mediante el producto de los tres rendimientos encontrados anteriormente.

$$\eta_u = (\eta_m) (\eta_t) (\eta_d)$$

Paso 2. Cálculos para la selección del turbocompresor.

- **Consumo específico de combustible. (G_{pe})**

La fórmula para determinar el consumo específico de combustible se basa en el rendimiento térmico.

$$G_{pe} = \frac{632300}{Q_e \cdot \eta_u} \left[\frac{\text{gr}}{\text{cv} \times \text{h}} \right]$$

G_{pe} = Consumo específico de combustible.

Q_e = Poder calorífico de la gasolina (45000 kJ/kg - 10755 cal/kg)

η_u =Rendimiento útil.

- **Flujo de aire necesario. (CFM)**

El flujo de aire másico se lo puede determinar utilizando la siguiente expresión:

$$\text{CFM} = (P_e[\text{kw}])(14.7) \left(G_{pe} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kw} \cdot \text{s}} \right] \right)$$

CFM= Flujo de aire másico.

P_e = Potencia efectiva.

G_{pe} = Consumo específico de combustible.

- **Cálculo de la presión en el múltiple de admisión según la potencia. (Map)**

Este valor es necesario calcular para el cálculo de la relación de compresión, el cual entrega la presión de salida del turbocompresor.

$$Map = \frac{CFM \times R \times (460 + T_2) \text{ } ^\circ F}{\eta_v \times \left(\frac{n}{2}\right) \times V_t}$$

CFM= Flujo de aire másico [lb/min]

R= Constante de gases (aire) (639.6) [adimensional]

T2= Temperatura en el múltiple de admisión [°F]

η_v = Rendimiento volumétrico para motores turboalimentados

n= Revoluciones por minuto a la máxima potencia

Vt= Cilindraje total. (plg3)

- **Análisis de la relación de presión.**

$$PR = \frac{P_{salida}}{P_{entrada}}$$

PR= relación de presión.

Psalida = presión absoluta de salida de aire del turbocompresor.

Pentrada = presión absoluta de entrada de aire al turbocompresor.

Paso 3. Gráfica del Turbocompresor.

Una vez obtenidos los valores de relación de presión (PR) y flujo de aire necesario (CFM) podemos interpretar estos dos valores en la gráfica del turbocompresor dada por el fabricante del mismo para poder seleccionar su modelo.

- **Mapa del Turbocompresor.**

A continuación se muestra una figura que identifica aspectos de un mapa típico del turbocompresor, en el cual se debe tener muy presente cuales son las líneas y áreas que delimitan este, como son:

- Límite de bombeo.
- Líneas de velocidad del turbocompresor.
- Límite máximo o línea de estrangulación.
- Área de porcentaje de eficiencia.

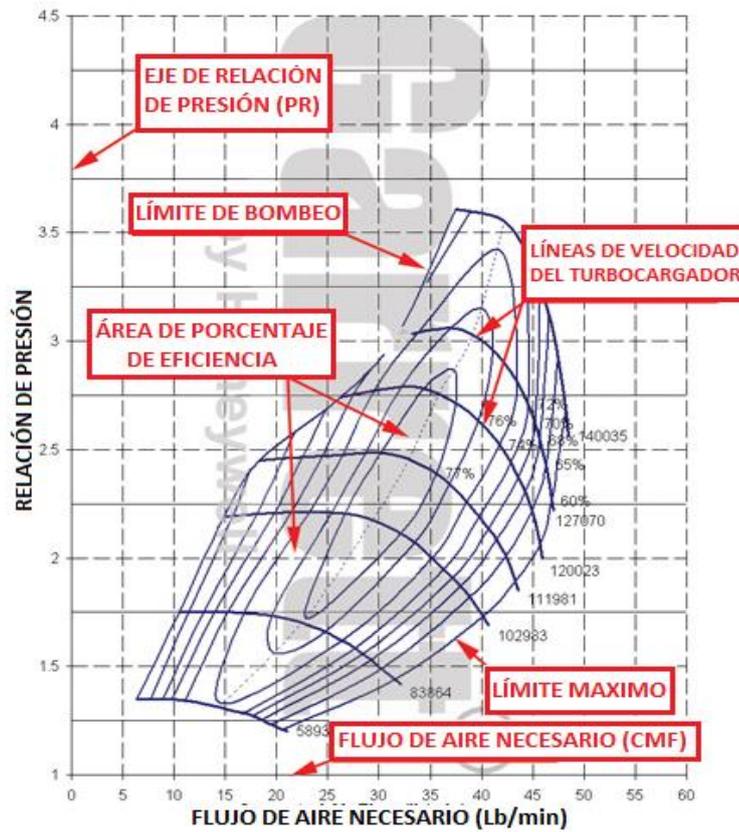


Fig. 2.1. Mapa del turbocompresor.

Fuente: www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/PDF/Turbo%20Tech%20103.pdf

TABLAS

Combustible	Poder calorífico
gasolina	45000 (kJ/kg)
petróleo	44000 (kJ/kg)
gasóleo	42700 (kJ/kg)
gas natural	42000 (kJ/kg)
carbón	27000 (kJ/kg)
corcho	20930 (kJ/kg)
madera seca	19000 (kJ/kg)

Tabla 2.1. Poder calorífico de combustibles.

Recopilado de: <http://www.esuelapedia.com/el-poder-calorifico-de-los-combustibles/>

ALTURA	PRESTION BAROMETRICA	PRESTION ALVEOLAR
0	1013 mb	99,73
500	954 mb	90,49
1.000	898 mb	81,67
1.500	845 mb	73,27
2.000	795 mb	65,29
2.500	746 mb	57,73
3.000	701 mb	50,38
3.500	657 mb	43,66
4.000	616 mb	37,15
4.500	577 mb	31,06
5.000	540 mb	25,18
5.500	505 mb	19,72
6.000	472 mb	14,47
6.500	440 mb	9,43
7.000	411 mb	4,81
7.500	382 mb	0,4
8.000	356 mb	-3,8
8.500	331 mb	-7,79
9.000	308 mb	-11,36
9.500	285 mb	-14,93
10.000	264 mb	-18,29

Tabla 2.2. Presiones atmosféricas en función de la altitud sobre el nivel del mar.

Recopilado de: <http://kimerius.com/planeadores-1/hipoxia/#>

Altitud (metros)	Valores de la densidad del aire ambiente		
	Mínimo (kg/m ³)	Promedio (kg/m ³)	Máximo (kg/m ³)
0	1,1405	1,2254	1,3167
305	1,1101	1,1886	1,2735
610	1,0812	1,1533	1,2302
914	1,0524	1,1197	1,2222
1000	1,0444	1,1101	1,1902
1219	1,0252	1,0861	1,1501
1524	0,9996	1,0556	1,1133
1829	0,9739	1,0236	1,0764
2000	0,9595	1,0076	1,0572
2134	0,9483	0,9931	1,0412
2438	0,9243	0,9643	1,0060
2743	0,8986	0,9355	0,9723
3000	0,8794	0,9115	0,9467
3048	0,8762	0,9082	0,9419

Tabla 2.3. Valores de la densidad del aire ambiente.

Fuente: <http://www.inti.gov.ar/cirsoc/pdf/102/comentarios/tablasC102.pdf>

Número del Motor	A-12 851086B
Cilindraje	1.2 Litros (1,171 cc)
Relación de compresión	Rc = 9.9:1
Potencia	51.45 kW (70 HP) a 4500 rpm
Par motor	94.9 N.m (70 lb·ft.) a 4500 rpm
Orden de encendido	1-3-4-2

Tabla 3.1. Datos del motor Nissan A-12

Fuente: [http://www.nissan_a_engine\(Motor Nissan\)](http://www.nissan_a_engine(Motor Nissan))

TURBOCOMPRESOR GARRET GT063SZ						
COMPRESOR				TURBINA		
Ø RUEDA INT	Ø RUEDA EXT	TRIM	A/R	Ø RUEDA	TRIM	A/R
22.63	32.00	50,00	0.32	30.00	72.00	0.18

Tabla 3.2. Características del turbocompresor GT0632SZ

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5

TURBOCOMPRESOR GARRET GT1241						
COMPRESOR				TURBINA		
Ø RUEDA INT	Ø RUEDA EXT	TRIM	A/R	Ø RUEDA	TRIM	A/R
29.0mm	41,0mm	50.0	0.33	35.5mm	72.0	0.43

Tabla.3.3. Características del turbocompresor GT1241.

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5

TURBOCOMPRESOR GARRET GT1544						
COMPRESOR				TURBINA		
Ø RUEDA INT	Ø RUEDA EXT	TRIM	A/R	Ø RUEDA	TRIM	A/R
32.9mm	43.9mm	56.0	0.33	42.2mm	58.0	0.34

Tabla 3.4. Características del turbocompresor GT1544.

Fuente: www.turbobygarret.com/garrett_catalog_V5

	Velocidad de entrada (m/s)	Velocidad máxima (m/s)	Presión de entrada (Kpa)	Presión máxima (Kpa)
Sin Turbocompresor	10.5	18.8	75	75
Con Turbocompresor	25	45.1	137	137

Tabla 3.5. Valores de velocidad y presión en el múltiple de admisión.

Fuente: Los autores

Altura (m)	Temperatura ° K	Presión		Densidad kg/m ³
		mmHg	Bar	
0	288	760	1.013	1,225
200	286,8	742	0,989	1,202
400	285,4	725	0,966	1,179
600	284,4	707	0,942	1,156
800	282,9	690	0,920	1,134
1000	281,6	674	0,898	1,112
1200	280,3	658	0,877	1,090
1400	279	642	0,856	1,070
1600	277,7	626	0,834	1,048
1800	276,4	611	0,814	1,027
2000	275,1	596	0,794	1,007
2200	273,8	582	0,776	0,987
2400	272,5	567	0,756	0,967
2600	271,2	553	0,737	0,947
2800	269,9	539	0,718	0,928
3000	268,6	526	0,701	0,909

Tabla 4.1. Variación de la temperatura del aire según la altura.

Fuente: Giacosa, Dante, (1984), Motores Endodérmicos, p. 186.