UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz

TITULO:

"ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL MOTOR TOYOTA TURBO DIÉSEL MODELO 2KD-FTV, MEDIANTE LA IMPLEMENTACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR AL SISTEMA DE ADMISIÓN"

TESIS DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ

AUTORES:

ARCENTALES ANGAMARCA SEGUNDO PABLO.
PALADINES BRAVO LUIS ARTURO.

DIRECTOR:

ING. RAFAEL WILMER CONTRERAS URGILES

CUENCA- 2014

DECLARACIÓN

Nosotros, Luis Paladines Bravo y Segundo Arcentales Angamarca, declaramos que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Firma: _____ _____

Luis Paladines Bravo Segundo Arcentales Angamarca

CERTIFICACIÓN

Yo Ing. Wilmer Contreras Urgiles, certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Luis Paladines Bravo y Segundo Arcentales Angamarca bajo mi supervisión.

Firma: _____

Ing. Wilmer Contreras Urgiles.

DIRECTOR DE TESIS

AGRADECIMIENTO.

Agradezco primeramente a Dios por darme la oportunidad de estudiar, por darme las fuerzas y el ánimo cuando lo necesitaba mientras estaba lejos de mi hogar, agradezco a mis padres Galo y Piedad por su apoyo incondicional, por su preocupación, por su interés y porque nunca me desanimaron de ninguna forma cuando estuve en problemas. Agradezco a mi hermano por ayudarme cuando se lo pedí. Agradezco a mi familia por mostrar preocupación e interés por terminar con éxito mi carrera. Agradezco a mis profesores de la universidad por saber compartir sus conocimientos. Agradezco a mi director de tesis el Ing. Wilmer Conteras por sabernos guiar y apoyar en el desarrollo de la tesis. Y en fin agradezco a todas las personas que de alguna manera formaron parte de mi estadía en la ciudad de Cuenca.

Luis A.

AGRADECIMIENTO.

Agradezco a Dios por habernos permitido hacer esta tesis que nos hemos propuesto.

Agradezco también infinitamente a mis Padres y a mis Tías quienes me han apoyado incondicionalmente.

Agradezco a mi compañero de tesis quien me ha brindado su confianza, apoyo y mucho esfuerzo para el desarrollo de nuestra tesis.

Agradezco a nuestro director de tesis el Ing. Wilmer Contreras quien nos ha guiado y compartido nuevas ideas.

Pablo A.

DEDICATORIA

Dedico el esfuerzo, trabajo, tiempo y dedicación que se puso en el desarrollo y culminación de este proyecto de Tesis a mis padres Galo y Piedad, a mi familia, a mis amigos y a mi compañero de tesis, quienes de una u otra manera formaron parte del trabajo y supieron apoyarme y así lograr culminar con éxito el proyecto de tesis.

Luis A.

DEDICATORIA

Esta tesis lo dedico con mucho cariño, respeto y amor a mis padres Pablo y Zoila quienes siempre me están brindando su apoyo incondicional.

A mis tías María Angamarca y Marina Angamarca por su apoyo incondicional en toda mi vida ya que siempre han estado en las buenas y en las malas apoyándome y dándome valor para luchar y progresar en mis estudios.

A mi hija Amy quien me ha dado fuerzas y valor para luchar y salir adelante en mis estudios.

A mi esposa Germania quien me ha llenado de amor y mucha alegría en mi vida.

A mis hermanos quienes siempre me apoyan con sus mejores consejos.

A todos mis amigos con quienes he vivido una maravillosa vida universitaria.

Pablo A.

INDICE GENERAL

CAPÍTULO I

1.1 Generalidades del Motor Diésel 4 Tiempos. 1

1.1.1. Ciclo Diésel Ideal. 1

1.1.2. Ciclo Diésel Dual. 5

1.1.3. Ciclo Diésel Real. 6

1.2 Especificaciones del motor. 8

1.3 Cálculo de parámetros geométricos del motor. 9

1.3.1 Volumen Unitario. 9

1.3.2 Cilindrara [VH]. 10

1.3.3 Relación de compresión [Rc]. 10

1.3.4 Volumen de la cámara de compresión [Vcc]. 11

1.3.5 Velocidad media del pistón [Vm] 11

1.4 Fundamentación Teórica. 12

1.4.1. Análisis Termodinámico del Motor Estándar. 12

1.4.1.1 Presión en el múltiple de admisión. 12

1.4.1.2 Temperatura después del turbocompresor [Tk]. 13

1.4.1.3 Densidad del aire de Admisión. 13

1.4.1.4 Número de moles del aire de admisión [N]. 14

1.4.1.5 Número de moles de oxígeno en el aire de admisión. 14

1.4.1.6 Relación Estequiométrica. 15

1.4.1.7 Relación aire – combustible A/C (estequiométrica). 18

1.4.1.8 Cantidad teórica de aire [Lo]. 18

1.4.1.9 Cantidad total de aire [M1]. 19

1.4.1.10 Cantidad total de productos de combustión [M2]. 20

1.4.1.11 Coeficiente teórico de variación molecular [μ_o]. 20

1.4.2. Análisis del Ciclo Diésel Dual del Motor Estándar. 20

1.4.2.1 Procesos del ciclo dual diésel. 21

1.4.2.2 Desarrollo del diagrama P-v para el ciclo ideal mixto. 30

1.4.2.1 Desarrollo del diagrama T-s para el ciclo ideal mixto. 31

1.4.3. Cálculo de Parámetros Indicados, Efectivos, Rendimiento y Consumo. 32

1.4.3.1. Presión Media Indicada [Pi]. 32

1.4.3.2. Potencia Indicada [Ni] 33

1.4.3.3. Potencia efectiva [Ne]. 34

1.4.3.4. Presión media efectiva [PME]. 34

1.4.3.5. Par o Torque [Mm]. 35

1.4.3.6. Rendimiento termodinámico [η_t] 35

1.4.3.7. Rendimiento Mecánico [η_m]. 36

1.4.3.8. Rendimiento Volumétrico [ηv]. 37

1.4.3.9. Consumo indicado de combustible [gi]. 37

1.4.3.10. Consumo específico de combustible [ge]. 37

1.4.4. Resumen de Resultados Teóricos. 38

1.4.5. Análisis Termodinámico del Motor con Intercooler. 38

1.4.5.1 Presión en el múltiple de admisión. 39

1.4.5.2 Valor de Refrigeración del Intercooler [RTI]. 39

1.4.5.3 Densidad del aire de Admisión. 40

1.4.5.4 Número de moles de aire de admisión. 41

1.4.5.5 Número de moles de Oxígeno en el aire de Admisión. 42

1.4.6. Análisis del Ciclo Diésel Dual del Motor con Intercooler. 43

1.4.6.1 Procesos del ciclo dual diésel 43

1.4.6.2 Desarrollo del diagrama P-v para el ciclo ideal mixto. 49

1.4.6.3 Desarrollo del diagrama T-s para el ciclo ideal mixto. 50

1.4.7. Calculo de Parámetros Indicados, Efectivos, Rendimiento y Consumo. 51

1.4.7.1 Rendimiento Volumétrico [η_V] 51

1.4.7.2 Presión Media Indicada [Pi]..... 52

1.4.7.3 Potencia Indicada [Ni]. 53

1.4.7.4 Potencia Efectiva [Ne]. 53

1.4.7.5 Presión Media Efectiva [PME]. 53

1.4.7.6 Par [Mm]. 54

1.4.7.7 Rendimiento termodinámico [η_t]. 54

1.4.7.8 Rendimiento Mecánico [η_m]. 54

1.4.7.9 Consumo especifico de combustible [ge]. 54

1.4.8. Resumen de Resultados Teóricos.....55

1.4.9. Tabla comparativa de resultados. 55

1.5 Pruebas realizadas al vehículo estándar. 55

1.5.1 Prueba de Potencia. 57

1.5.2 Prueba de Consumo de Combustible. 57

1.5.3 Tabla comparativa de Parámetros Calculados y Medidos. 60

CAPÍTULO II

2.1 Transferencia de Calor.....62

2.1.1 Generalidades. 62

2.1.2 Tipos de Trasferencia de Calor. 62

2.1.2.1 Por Conducción. 63

2.1.2.2 Por convección. 64

2.1.2.3 Por radiación. 64
2.2 Intercambiadores de Calor. 65
2.2.1 Tipos de Intercambiadores de Calor 66
2.2.2 Coeficiente de Transferencia de Calor Total. 69
2.2.3 Selección del intercambiador de calor. 69
2.2.4 Intercooler. 70
2.2.4.1 Tipos de intercooler. 71
2.2.4.1.1 Aire a Aire: 71
2.2.4.1.2 Aire a Agua: 74
2.2.4.2 Tipos de intercooler según su construcción. 75
2.2.4.4 BAR AND PLATE (Barra y Placa). 77
2.2.4.5 PLATE TUBE AND FIN. 78
2.3 Selección del Intercooler. 79
2.3.1 Parámetros para la selección del Intercooler. 79
2.3.2 Consideraciones Previas Sobre Hipótesis. 81
2.3.2.1 Incremento de potencia indicada. 81
2.3.2.2 Disminución del consumo horario. 81
2.3.2.3 Presión media indicada: 82
2.3.2.4 Temperatura de admisión. 83
2.3.3 Cálculos para la selección del Intercooler. 83
2.3.3.1 Consideraciones. 84
2.3.3.2 Términos a considerar. 84
2.3.3.3 Temperatura de salida del turbocompresor. 87
2.3.3.4 Eficiencia Térmica [β]. 89
2.3.3.5 Análisis mediante LMTD. 89

2.3.3.6 Flujo volumétrico [FR]. 93

2.3.3.7 Dimensiones. 95

2.3.3.7 Diseño de tanques colectores. 99

2.3.4 Análisis, selección y adquisición del intercooler. 101

2.3.4.1 Intercooler montados en vehículos similares. 101

2.3.4.2 Análisis de Intercoolers del Mercado Local. 104

2.3.4.3 Selección y Adquisición del Intercooler. 104

2.3.5 Parámetros del Intercooler seleccionado. 106

2.3.5.1 Dimensiones 106

2.3.5.2 Área de Flujo Interno. 106

2.3.5.3 Área Frontal. 106

2.3.5.4 Velocidad de flujo ambiente. 107

2.3.5.5 Densidad del aire. 107

2.3.5.6 Perdida de presión de sobrealimentación. 107

2.3.5.7 Área Superficial [As]. 108

2.4 Implementación del Intercooler. 110

CAPÍTULO III

3.1 Introducción. 118

3.2 Modelos y fenómenos físicos relacionados. 119

3.2.1 Mecanismo Físico de Conducción. 119

3.2.2 Mecanismo Físico de Convección. 120

3.2.2.1 Ecuaciones Diferenciales Gobernantes. 122

3.2.3 Flujo de Fluidos. 125

3.2.3.1 Viscosidad. 125

3.2.3.2 Flujo Interno y Flujo Externo. 125

3.2.3.3 Flujo Compresible e Incompresible. 125
3.2.3.4 Flujo Laminar y Flujo Turbulento. 126
3.2.3.5 Número de Reynolds. 126
3.2.4 Transferencia de calor desde superficiees aleteadas. 127
3.2.4.1 Eficiencia de la aleta: 128
3.3 Mecánica de fluidos computacionales 128
3.4 Software de Simulación. 129
3.5 Modelado. 130
3.5.1 Intercooler. 130
3.5.2 Tubos conectores. 131
3.5.2.1 Turbo a Intercooler. 131
3.5.2.2 Intercooler a Acelerador. 132
3.5.3 Ensamble de todo el sistema modelado. 132
3.6 Analisis con ANSYS. 133
3.6.1 Etapas del Analisis. 133
3.6.1.1 Generación de la Geometría. 134
3.6.1.2 Generación del Mallado. 134
3.6.1.3 Condiciones de Contorno. 138
3.6.1.4 Inicialización. 138
3.6.1.5 Resolución. 139
3.6.1.6 Análisis de Resultados. 140
3.6.2 Análisis de Estado. 141
3.6.3 Método de Elementos Finitos. 142
3.6.4 Metodo de Volumenes Finitos. 142
3.6.5 Modelos de Turbulencia. 144

3.6.5.1 Simulación Directa de la Ecuaciones (“DS”). 144

3.6.5.2 Simulación de Grandes Vórtices (LES). 144

3.6.5.3 Modelos que promedian temporalmente las ecuaciones de Navier-Stokes. 144

3.6.5.4 Modelos de Turbulencia. 145

3.6.5.5 Modelo k-épsilon. 145

3.6.6 Análisis previo del sistema real implementado. 146

3.6.6.1 Vehículo detenido, régimen de ralentí. 147

3.6.6.2 Vehículo en Movimiento. 149

3.7 Simulación intercooler. ralénti. 150

3.7.1 Fluido de Flujo Interno (Aire de Admisión). 151

3.7.2 Temperatura Superficial. 153

3.7.3 Temperatura de Flujo Interno. 154

3.7.4 Temperatura. Entrada y Salida. 154

3.7.5 Presión. 155

3.7.6 Densidad. 156

3.8 Simulación Tubos Conectores. 157

3.8.1 Turbo a Intercooler 157

3.8.2 Intercooler a Acelerador. 159

3.9 Simulación de Intercooler. Velocidad Constante. 162

3.9.1 Fluido de Flujo Interno (Aire de Admisión). 163

3.9.2 Temperatura Superficial. 164

3.9.3 Temperatura del Aire Interior. 165

3.9.4 Temperatura Entrada y Salida. 165

3.9.5 Velocidad de Flujo Ambiente. 166

3.9.6 Densidad del Aire. 167

3.9.7 Presión. 168

3.10 Tabla de resultados de Simulación 168

CAPÍTULO IV

4.1. Introducción. 172

4.2. Resultados de pruebas previas. 172

4.3. Pruebas. 172

4.3.1. Pruebas de Temperatura. 172

4.3.1.1 Eficiencia del Intercooler. 176

4.3.2. Prueba de Potencia. 176

4.3.3. Prueba de Consumo. 180

4.4. Tabla de Resultados de Pruebas. 182

4.5. Tabla comparativa Entre Pruebas. 183

CONCLUSIONES. 184

RECOMENDACIONES. 185

BIBLIOGRAFIA. 186

INDICE DE ILUSTRACIONES.

Fig. 1. 1 Esquema Cilindro – Embolo 1
Fig. 1. 2 Diagrama Presión – Volumen. Teórico. 2
Fig. 1. 3 Esquema Cilindro-Embolo; Admisión. 2
Fig. 1. 4 Esquema Cilindro-Embolo; Compresión. 3
Fig. 1. 5 Presiones en el cilindro referido al desplazamiento angular del motor.....3
Fig. 1. 6 Esquema Cilindro-Embolo; Expansión. 4
Fig. 1. 7 Esquema Cilindro-Embolo; Escape. 5
Fig. 1. 8 Diagrama Presión-Volumen y Temperatura-Entropía 5
Fig. 1. 9 Razón de Calor en la combustión referido al desplazamiento angular del motor. 6
Fig. 1. 10 Comparación de diagramas P-V.....7
Fig. 1. 11 Esquema de la relación de compresión. 10
Fig. 1. 12 Obtención de Presión de Carga de admisión. Escáner. 12
Fig. 1. 13 Diagrama Presión-Volumen y Temperatura-Entropía. Ciclo Mixto.....21
Fig. 1. 14 Diagrama Presión-Volumen Obtenido. 31
Fig. 1. 16 Diagrama Temperatura-Entropía Obtenido.....32
Fig. 1. 17 Diagrama de Sankey de la energía consumida por un vehículo diésel, ...35
Fig. 1. 19 Diagrama de incremento de la densidad del aire.....41
Fig. 1. 20 Diagrama de incremento de la masa del aire.....42
Fig. 1. 21 Diagrama Presión-Volumen. Con Intercooler.....50
Fig. 1. 23 Diagrama Temperatura-Entropía. Con Intercooler. 51
Fig. 1. 24 Prueba de Potencia. Banco dinamométrico. 56
Fig. 1. 25 Resultados de la Prueba de Potencia. 56
Fig. 1. 26 Medición de Potencia. Banco Dinamométrico.....57
Fig. 1. 29 Medición de Consumo. Banco Dinamométrico. 58
Fig. 1. 30 Medición de Potencia. Caudalimetro de combustible diferencial. 58
Fig. 1. 31 Graficas de las pruebas de consumo en el banco dinamométrico. 59

Fig. 2. 1 Transferencia de calor por conducción. 63
Fig. 2. 2 Transferencia de calor por convección.....64

Fig. 2. 3 Transferencia de calor por conducción. 65
Fig. 2. 4 Intercambiador de Calor. Tubo Doble.....66
Fig. 2. 5 Intercambiador de Calor. Compacto (Radiador). 66
Fig. 2. 6 Intercambiador de Calor. Flujo Cruzado. 67
Fig. 2. 7 Intercambiador de Calor. Tubo y Coraza. 68
Fig. 2. 8 Intercambiador de Calor. Placas y Armazón. 68
Fig. 2. 9 Esquema de un sistema sobrealimentado paralelo. 70
Fig. 2. 10 Sistema de admisión sobrealimentado. 71
Fig. 2. 11 Esquema. Turbo-Intercooler: Aire-Aire. 72
Fig. 2. 12 Intercooler. Aire-Aire. 72
Fig. 2. 13 Esquema de flujos. Intercooler Aire/Aire. 73
Fig. 2. 14 Sistema de enfriamiento CRYO2. Kit. 73
Fig. 2. 15 Sistema de enfriamiento CRYO2. Kit. 74
Fig. 2. 16 Esquema. Turbo-Intercooler: Aire-Agua. 74
Fig. 2. 17 Intercooler. Aire - Agua. 75
Fig. 2. 18 Conductos internos. Tube and Fin. 77
Fig. 2.19 Conductos internos. Bar and Plate. 78
Fig. 2. 20 Conductos internos. Plate Tube and Fin. 78
Fig. 2. 21 Diseño de tanques colectores. 79
Fig. 2. 22 Formas de área de trasferencia de calor de un intercooler. 84
Fig. 2. 23 Formas de áreas de flujo interno de un intercooler. 85
Fig. 2. 24 Área Interna de Flujo. 85
Fig. 2. 25 Área Frontal de un Intercooler. 86
Fig. 2. 26 Circuito del sensor de temperatura. 87
Fig. 2. 27 Lugar de senso de temperatura. 87
Fig. 2. 28 Temperatura a ralentí. 88
Fig. 2. 29 Temperatura a Media Carga. 88
Fig. 2. 30 Temperatura a 3600 rpm. 88
Fig. 2. 31 Método de diferencia de temperatura media logarítmica. 90
Fig. 2. 32 Diagrama del Área interna de flujo. 95
Fig. 2. 33 Dimensiones del intercooler. 96

Fig. 2. 34 Diagrama y Cotas de un Intercooler. 98
Fig. 2. 35 Tanque colector izquierdo. 99
Fig. 2. 36 Tanque colector derecho. 99
Fig. 2. 37 Intercooler Seleccionado. 105
Fig. 2. 38 Intercooler a implementar. 105
Fig. 2. 39 Diseño interior del intercooler seleccionado. Bar and Plate. 105
Fig. 2. 40 Dimensiones del Intercooler a implementar. 106
Fig. 2. 41 Áreas Superficiales. Interior. Exterior. 108
Fig. 2. 42 Área superficial. Aletas internas. 108
Fig. 2. 43 Área superficial. Conductos Internos. 109
Fig. 2. 44 Área superficial. Aletas Externas. 109
Fig. 2. 45 Área Superficial. Conductos Externos. 110
Fig. 2. 46 Posición del Intercooler. 111
Fig. 2. 47 Bases del Intercooler. 112
Fig. 2. 48 Acople Turbo-Intercooler. 112
Fig. 2. 49 Tubo de acople Turbo-Intercooler. 113
Fig. 2. 50 Acople Intercooler-Cuerpo de aceleración. 113
Fig. 2. 51 Tubo de acople Intercooler-Cuerpo de aceleración. 114
Fig. 2. 52 Instalación del Intercooler 1. 114
Fig. 2. 53 Instalación del Intercooler 2. 115
Fig. 2. 54 Instalación del Intercooler. Acople Turbo-Intercooler. 115
Fig. 2. 55 Instalación del Intercooler. Acople Intercooler-Cuerpo de Aceleración. 116

Fig. 3. 1 Transferencia de calor superficies planas. Conducción. 119
Fig. 3. 2 Transferencia de calor sobre superficies planas. Concocción. 120
Fig. 3. 3 Transferencia de calor a través de un fluido. 121
Fig. 3. 4 Diagrama Volumen de Control. Conservación de la Masa. 122
Fig. 3. 5 Volumen de Control. Cantidad de movimiento. 124
Fig. 3. 6 Volumen de Control. Conservación de la energía. 124
Fig. 3. 7 Flujo Laminar y Turbulento. 126

Fig. 3. 8 Superficies Aleteadas. 127
Fig. 3. 9 Modelo de resultado por análisis en CFD. 129
Fig. 3. 10 Esquema de flujo análisis en CFD. 129
Fig. 3. 11 Logo del software ANSYS. 130
Fig. 3. 12 Vista Isométrica del Intercooler. 130
Fig. 3. 13 Vista Frontal del Intercooler. 131
Fig. 3. 14 Tubo Conector. Turbo-Intercooler. 131
Fig. 3. 15 Tubo Conector. Intercooler-Acelerador. 132
Fig. 3. 16 Ensamble Intercooler-Tubos. Vista Isométrica. 132
Fig. 3. 17 Ensamble Completo. Intercooler-Tubos. Vista Frontal. 133
Fig. 3. 18 Paquete de Ansys. FLUENT. 133
Fig. 3. 19 Proceso de Mallado. 134
Fig. 3. 20 Discretizacion de un elemento o dominio. 136
Fig. 3. 21 Formas geométricas utilizadas en volúmenes finitos. 137
Fig. 3. 22 Diagrama de un elemento finito. 137
Fig. 3. 23 Diagrama de flujo del sistema implementado. 140
Fig. 3. 24 Mallado para el modelo de elementos finitos. 142
Fig. 3. 25 Mallado para modelo de volúmenes finitos. 143
Fig. 3. 26 Herramientas para la Obtención de Temperaturas Relacionadas. 147
Fig. 3. 27 Temperatura. Aire Admisión. Intercooler. Ralentí. 147
Fig. 3. 28 Obtención de Temperatura. Superficie Intercooler. Ralentí. 148
Fig. 3. 29 Vista Frontal Mesh. Intercooler. 151
Fig. 3. 30 Acercamiento. Vista en corte. Mesh. Intercooler. 151
Fig. 3. 31 Grafico de Resultados. Velocidad. Ralentí. 152
Fig. 3. 32 Grafica de Comportamiento de flujo. Ralentí 153
Fig. 3. 33 Grafica Resultados. Temperatura Superficial. Ralentí. 153
Fig. 3. 34 Grafica Resultados. Temperatura de flujo interno. Ralentí. 154
Fig. 3. 35 Grafica Resultados. Temperatura. Entrada y Salida. Ralentí. 155
Fig. 3. 36 Grafica Resultados. Presión Interior. Ralentí. 155
Fig. 3. 37 Grafica Resultados. Densidad. Ralentí. 156
Fig. 3. 38 Mesh. Tubo. Turbo-Intercooler. 158

Fig. 3. 39 Grafica Resultados. Velocidad. Tubo. Turbo-Intercooler. 158
Fig. 3. 40 Grafica Resultados. Tubo. Turbo-Intercooler. 159
Fig. 3. 41 Mesh. Tubo. Intercooler-Acelerador. 160
Fig. 3. 42 Grafica Resultados. Tubo. Intercooler-Acelerador. 161
Fig. 3. 43 Grafica Resultados. Tubo. Intercooler-Acelerador. 162
Fig. 3. 44 Grafica Resultados. Velocidad Flujo Interno. Vcte. 163
Fig. 3. 45 Grafica Comportamiento del Flujo Externo. Vcte. 164
Fig. 3. 46 Grafica Temperatura Intercooler. 164
Fig. 3. 47 Grafica Intercooler Temperatura Flujo Aire Interno. Vcte. 165
Fig. 3. 48 Grafica Intercooler Temperatura Aire Entrada Salida. Vcte. 166
Fig. 3. 49 Grafica Velocidad Flujo Ambiente. Vcte. 167
Fig. 3. 50 Grafica Intercooler Densidad Aire Admisión. Vcte. 167
Fig. 3. 51 Grafica Intercooler Presión Aire Interna. Vcte. 168
Fig. 3. 52 Diagramas. Resultados. Temperatura y Densidad. Ralenti. 169
Fig. 3. 53 Diagramas. Resultados Temperatura y Densidad. Intercooler Vcte. 170

Fig. 4. 1 Posiciones de sensores de temperatura, en el sistema. 173
Fig. 4. 2 Sensor de temperatura de entrada al intercooler. 173
Fig. 4. 3 Sensor de temperatura de salida del intercooler. 173
Fig. 4. 4 Medición de Temperatura. Aire de Admisión. Carretera. 175
Fig. 4. 5 Recolección de Datos. Temperatura Aire Admisión. Carretera. 175
Fig. 4. 6 Prueba de Potencia. Intercooler. 176
Fig. 4. 7 Medición de Potencia. Banco Dinamométrico. Intercooler. 177
Fig. 4. 8 Prueba de Potencia 2. Banco Dinamométrico. Intercooler. 178
Fig. 4. 9 Prueba de Potencia 3. Banco Dinamométrico. Intercooler. 179
Fig. 4. 10 Prueba de Potencia. Variantes. Intercooler. 180
Fig. 4. 11 Graficas de las pruebas de consumo en el banco dinamométrico. Intercooler. 181
Fig. 4. 12 Prueba de Consumo. Intercooler. 182
Fig. 4. 13 Temperatura del Aire de Admisión. Prueba en Banco. 182

Tabla 1. 1 Especificaciones del motor.....9
Tabla 1. 2 Componentes del Diésel.....19
Tabla 1. 3Datos de presión y volumen en diferentes puntos.....30
Tabla 1. 4 Datos de temperatura y entropía en diferentes puntos.....31
Tabla 1. 5 Resumen de Parámetros Obtenidos Teóricamente.....38
Tabla 1. 6 Datos de Densidad del aire de admisión a diferentes temperaturas. 40
Tabla 1. 7 Datos de masa del aire de admisión a diferentes densidades. 42
Tabla 1. 8 Datos de Presión y Volumen. Con Intercooler.....49
Tabla 1. 9 Datas de Temperatura y Entropía. Con Intercooler.....50
Tabla 1. 10 Resumen de resultados teóricos. Intercooler.....55
Tabla 1. 11 Tabla comparativa. Teóricos. Estándar-Intercooler. 55
Tabla 1. 12 Tabla de resultados de la prueba de potencia. 57
Tabla 1. 15 Tabla de resultados de la prueba de consumo a fuerza constante. 59
Tabla 1. 16 Tabla comparativa. Cálculos – Mediciones.....60

Tabla 2. 1 Prueba de temperatura. Aire luego del turbo.....88
Tabla 2. 2 Dimensiones del núcleo según cálculos. 97
Tabla 2. 3 Configuraciones de núcleo de intercoolers.....98
Tabla 2. 4 Dimensiones. Intercooler según Bellintercoolers.....98
Tabla 2. 5 Recopilación de Intercoolers en diferentes vehículos. 103
Tabla 2. 6 Dimensiones. Intercooler Adquirido. 106

Tabla. 3. 1 Temperaturas. Intercooler. Ralentí.....147
Tabla. 3. 2 Temperatura. Superficial. Ralentí. 148
Tabla. 3. 3 Temperaturas Relacionadas. Estado de Ralentí.....149
Tabla. 3. 4 Temperaturas. Intercooler. Vehículo en movimiento.....149
Tabla. 3. 5 Características Estructurales. Intercooler. 150

Tabla. 3. 6 Parámetros Relacionadas. Simulación. Intercooler. 150
Tabla. 3. 7 Resultados. Simulación. Velocidad. Ralentí. 152
Tabla. 3. 8 Temperaturas. Superficie. Ralentí. 154
Tabla. 3. 9 Temperaturas. Entrada y Salida. Ralentí. 154
Tabla. 3. 10 Presiones. Ralentí. 156
Tabla. 3. 11 Parámetros Relacionados. Tubo. Turbo-Intercooler. 157
Tabla. 3. 12 Velocidades. Tubo. Turbo-Intercooler. 159
Tabla. 3. 13 Parámetros Relacionados. Tubo. Intercooler-Acelerador. 160
Tabla. 3. 14 Velocidades. Tubo. Intercooler-Acelerador. 161
Tabla. 3. 15 Condiciones. Simulación. Velocidad Constante. 162
Tabla. 3. 16 Resultados. Simulación. Velocidad Flujo Interno. Vcte. 163
Tabla. 3. 17 Temperaturas Flujo Aire Interno. Vcte. 165
Tabla. 3. 18 Temperaturas de Entrada y Salida Intercooler. Vcte. 166
Tabla. 3. 19 Velocidad de flujo ambiente. Vcte. 166

Tabla. 4. 1 Resultados Previos. Potencia. Consumo. 172
Tabla. 4. 2 Temperaturas. Intercooler. Velocidad Constante. 174
Tabla. 4. 3 Resultados. Prueba de Potencia. Intercooler. 177
Tabla. 4. 4 Resultados. Prueba de Potencia 2. Intercooler. 178
Tabla. 4. 5 Resultados. Prueba de Potencia 3. Intercooler. 179
Tabla. 4. 6 Tabla de resultados de la prueba de consumo. Intercooler. 180
Tabla. 4. 7 Resultados Pruebas. Intercooler. 182
Tabla. 4. 8 Tabla comparativa de resultados. Estándar-Intercooler. 183

CAPÍTULO I
FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LOS ESTADOS TERMODINÁMICOS

1.1 GENERALIDADES DEL MOTOR DIÉSEL 4 TIEMPOS.

El motor diésel de cuatro tiempos es una maquina reciprocante (dispositivo cilindro-embolo) también conocido como motor térmico de combustión interna de encendido por compresión, que funciona bajo los principios del ciclo diésel. En realidad su funcionamiento y componentes son muy similares a los de un motor térmico de combustión interna de encendido provocado (gasolina), su principal diferencia y de ella se derivan las otras, se encuentra en su ciclo operativo o de trabajo y específicamente en el proceso de adición de calor a presión constante, además estos motores queman su combustible de manera más completa al trabajar a regímenes menores, así su eficiencia térmica esta alrededor de 35 y 40%.

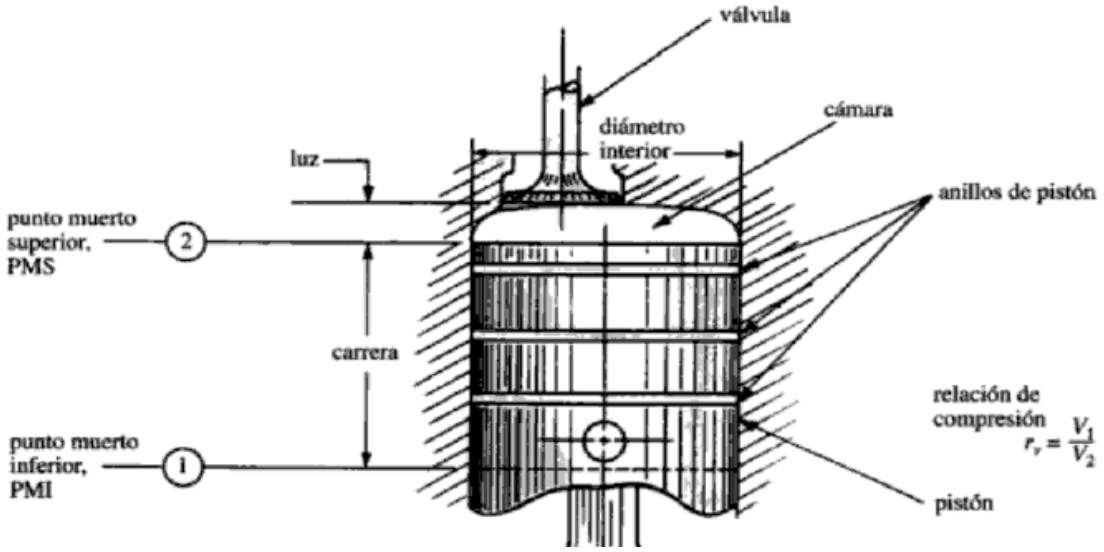


Fig. 1. 1 Esquema Cilindro – Embolo
Fuente: ROLLE, Kurt. Termodinámica, Pearson Educación, México 2006.

1.1.1. CICLO DIÉSEL IDEAL.

El ciclo diésel ideal para motores de encendido por compresión fue propuesto por primera vez por Rudolph Diésel en 1890. En estos motores, el aire de admisión entra al cilindro, se comprime hasta que alcanza una temperatura superior a la de encendido (700 – 900°C), la combustión sucede al introducirse (inyectarse) el combustible diésel a presión al aire caliente dentro del cilindro. Aquí solo el aire se comprime durante la carrera de compresión,

eliminando así el riesgo y problema del autoencendido prematuro, dando así lugar a que trabajen a relaciones de compresión más altas (12:1 – 24:1).

El ciclo diésel se desarrolla en un dispositivo cilindro-embolo, formando un sistema cerrado, suponiendo además aire frio estándar, en la fig. 1.2 se muestra el diagrama presión - volumen teórico.

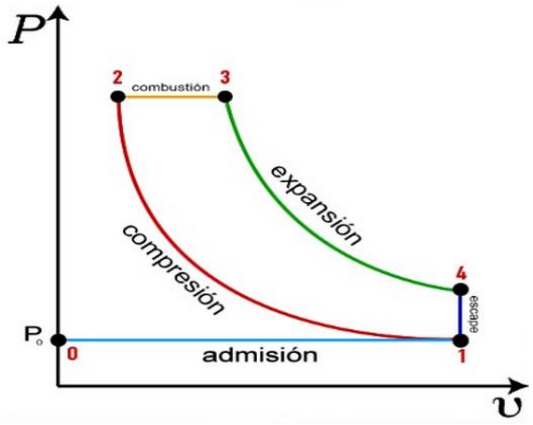


Fig. 1. 2 Diagrama Presión – Volumen. Teórico.
Fuente: http://es.slideshare.net/

- **Fase 0-1 Admisión:** el aire ingresa al cilindro cuando el pistón empieza a bajar del PMS (punto muerto superior), a medida que el pistón realiza su carrera hacia el PMI (punto muerto inferior), ingresa más aire procurando llenar el cilindro de aire solamente. Se puede considerar como referencia una presión cercana a la atmosférica dentro del cilindro. La muñequilla del cigüeñal gira 180°.

Fig. 1. 3 Esquema Cilindro-Embolo; Admisión.
Fuente: http://clubvwpolo.es

- **Fase 1-2 Compresión:** se comprime el aire en el cilindro, cuando el pistón sube desde el PMI hacia el PMS, es un proceso de compresión adiabático (sin intercambio de calor con el exterior), se produce el aumento de temperatura (600 – 900°C) y disminución del volumen especifico (12-24 veces) del fluido. Las condiciones de este proceso son muy importantes para el desempeño del ciclo. La muñequilla del cigüeñal gira otros 180°.

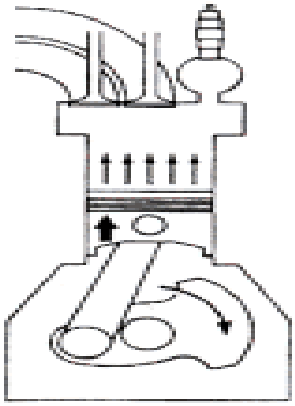


Fig. 1. 4 Esquema Cilindro-Embolo; Compresión.
Fuente: http://clubvwpolo.es

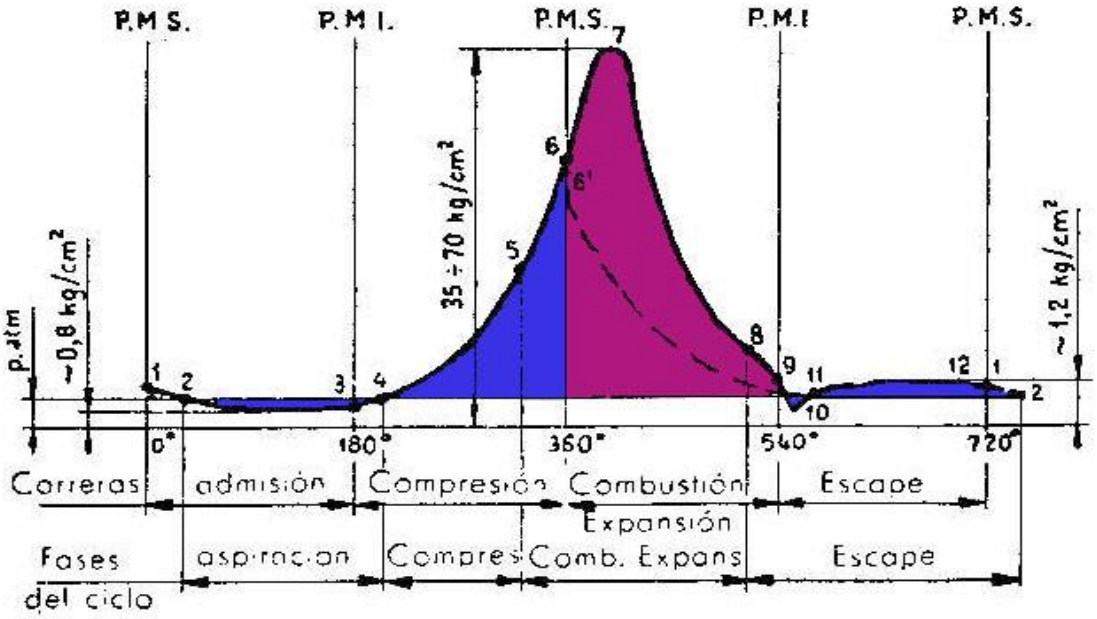


Fig. 1. 5 Presiones en el cilindro referido al desplazamiento angular del motor.
Fuente: http://www.demotor.net

- **Fase 2-3 Adición de calor:** es un proceso isobárico; unos grados antes de que el pistón llegue al PMS en la carrera de compresión, es inyectado el combustible al cilindro, este al estar en contacto con el aire a elevada temperatura empieza a quemarse, las primeras gotas en ingresar atomizadas, se inflaman dando comienzo a una primera etapa de combustión, seguida de una combustión mucha más pausada y perfecta que quema el 80% de la masa fresca.[1] El cigüeñal gira igualmente otros 180°.

- **Fase 3-4 Expansión:** es la única fase de trabajo del ciclo, es un proceso adiabático. La inflamación del fluido al interior del cilindro expande los gases empujando al pistón hacia el PMI a una presión de entre 50 y 90 kg/cm^2. El cigüeñal gira igualmente otros 180°.

Fig. 1. 6 Esquema Cilindro-Embolo; Expansión.
Fuente: http://clubvwpolo.es

- **Fase 4-1 Escape:** este es un proceso a volumen constante, en el que los gases residuales procedentes de la combustión son expulsados del cilindro por medio de la apertura de la válvula de escape, cuando el pistón está a punto de llegar al PMI y en su carrera hacia el PMS. Cumpliendo así con dos vueltas enteras del cigüeñal, y en su posición inicial para empezar un nuevo ciclo.

[1]"Ciclo del diésel," *Wikipedia, la enciclopedia libre*, September 22, 2013, http://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Ciclo_del_di%C3%A9sel&oldid=67938938.

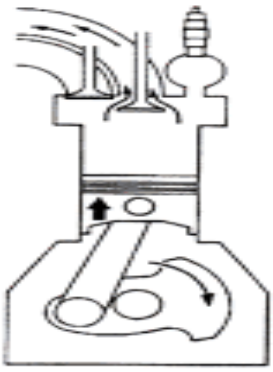


Fig. 1. 7 Esquema Cilindro-Embolo; Escape.
Fuente: http://clubvwpolo.es

1.1.2. CICLO DIÉSEL DUAL.

Cuando el proceso de combustión, se desarrolla como una combinación de dos procesos, uno a volumen constante y otro a presión constante, se obtiene el ciclo dual o mixto, este enfoque es más real y exacto pero más complejo. Las cantidades relativas de calor añadido durante cada proceso pueden ajustarse para calcular con mayor exactitud el ciclo real. Así el ciclo diésel dual estaría formado por los siguientes procesos:

1-2Compresión adiabática reversible.

2-3Adición de calor isométrica reversible.

3-4Adición de calor isobárica reversible.

4-5Expansión adiabática reversible.

5-1 Rechazo de calor isométrico reversible.

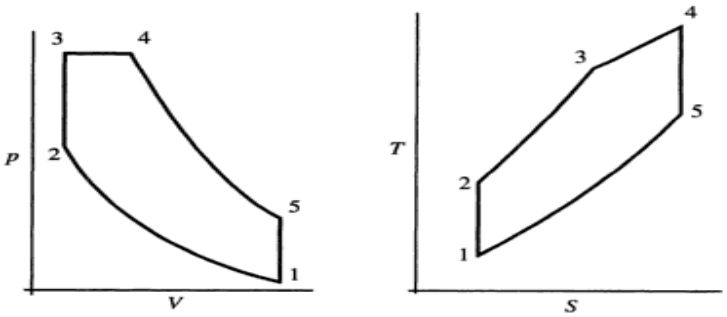


Fig. 1. 8 Diagrama Presión-Volumen y Temperatura-Entropía
Fuente: ROLLE, Kurt. Termodinámica, Pearson Educación, México 2006.

Así se tiene que si la adición de calor se da a volumen constante se obtiene el ciclo Otto Ideal y si se lo hace a presión constante se tiene el ciclo Diésel Ideal, la combinación de estos dos procesos es el fundamento de un ciclo Dual Ideal que es usado en motores diésel modernos, con frecuencia de un 40 a 60% del total de la combustión se realiza a volumen constante.

Por lo que en este ciclo, la carga de combustible se inflama a volumen constante al principio de la combustión y enseguida a presión constante luego que el pistón haya pasado el PMS para descender, esta combinación de procesos permite dar un empuje prácticamente uniforme al pistón y así un par casi constante a cualquier régimen.

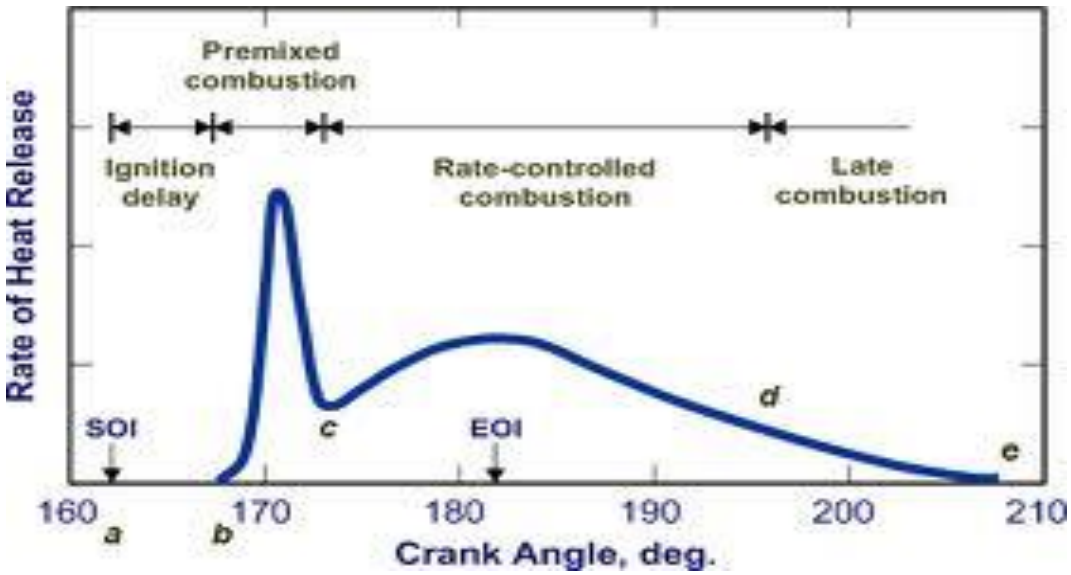


Fig. 1. 9 Razón de Calor en la combustión referido al desplazamiento angular del motor.
Fuente: http://www.dieselnet.com

1.1.3. CICLO DIÉSEL REAL.

El ciclo teórico del real difiere en algunos parámetros debido a las condiciones físicas y de funcionamiento a las que se somete el dispositivo cilindro-embolo, implicando perdidas en el rendimiento del motor.

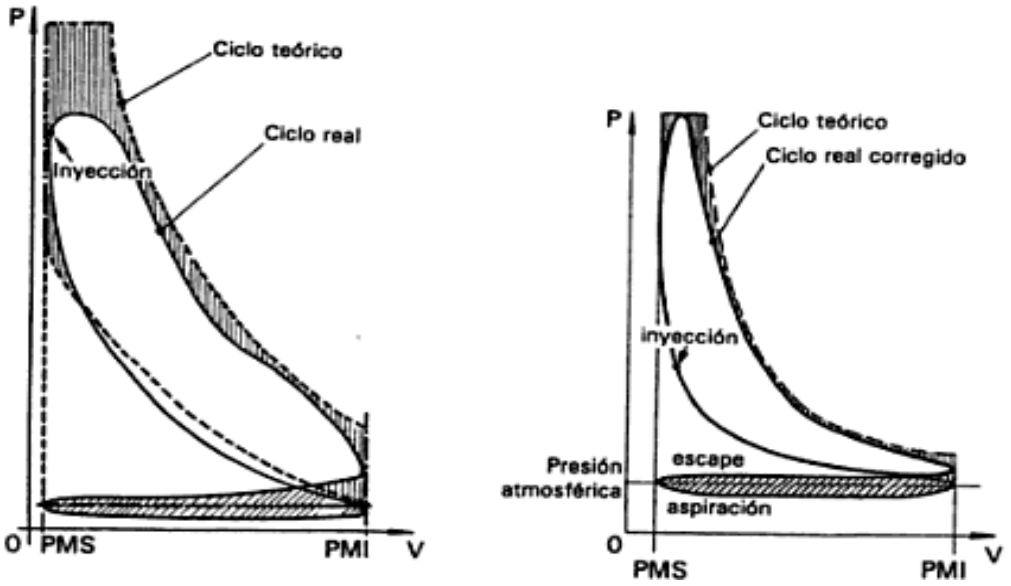


Fig. 1. 10 Comparación de diagramas P-V
Fuente: PARRERA Albert, Inyección electrónica en motores diésel. Boixareux Editores España.

Las perdidas más relacionadas a motores diésel son las siguientes:

1. Perdidas en la admisión: perdidas por el vacío creado al descender el pistón hacia el PMI en la carrera de admisión, debido a las oposiciones al paso del fluido al cilindro (filtro de aire, rugosidades de conductos, válvulas). Según el régimen al que esté sometido el motor el cilindro solamente se llena un 70% de la cilindrada total.
2. Perdidas en la compresión: en realidad el dispositivo cilindro-embolo no está aislado térmicamente con el exterior y en la carrera de compresión se produce transferencia de calor con el exterior dejando de ser un proceso adiabático. Así los valores de temperatura y presión logrados por el fluido son menores que los correspondientes teóricos: T_{real}<700K y P_{real}< 3MPa.
3. Perdidas en la explosión: ya que los valores de presión y temperatura alcanzadas en la compresión son menores a los teóricos, el fluido no se combustiona eficientemente al momento de la explosión. Es necesario adelantar el momento de inyección para lograr una buena propagación de la explosión, los valores de adelanto en motores diésel esta entre 15 a 25° antes del PMS.

4. Perdidas en el escape: se produce un gasto de energía al expulsar los gases quemados, por las resistencias en los conductos de escape lo que afecta el rendimiento del ciclo. Además que tan solo se expulsa un 60 a 70% de los gases quemados.
5. Una manera de reducir estas pérdidas es modificar el tiempo de apertura y cierre de las válvulas modificando el diagrama de mando del motor, además de adelantar el tiempo de inyección del diésel, así se obtiene lo que se conoce como ciclo corregido.

1.2 ESPECIFICACIONES DEL MOTOR.

El proyecto de implementación se realiza en un motor modelo 2KD-FTV de la marca Toyota, el mismo que viene montado en la camioneta Toyota Hilux Turbo Diésel 2.5L del 2011, este motor es sobrealimentado mediante un turbocompresor, pero no lleva un intercambiador de calor (intercooler) para el aire de admisión, lo que conllevo a la oportunidad de poder realizar la implementación de un intercooler, logrando disminuir la temperatura del aire de admisión (normalmente hasta un promedio de 60°C), mejorando la combustión, esta mejora genera un incremento de la potencia del motor de un 10 a 17% y una disminución de alrededor del 5% del consumo de combustible, lo que representa una ventaja económica, además de al reducir la temperatura de combustión, ingresar el aire más fresco, se reduce la presencia de óxido de nitrógeno (NOx) en los gases de escape.

A continuación se presenta una tabla que muestra las especificaciones del motor de estudio.

Especificaciones	
Marca	Toyota
Modelo	2KD-FTV
Potencia Máxima	102CV (3600 rpm)
Torque Máximo	260Nm (1600 – 2400 rpm)
Número de cilindros	4 en línea
Número de Válvulas	16
Tipo de Distribución	DOCH
Cilindrada	2494 cc
Diámetro de Pistón	92 mm

Carrera de Pistón	93.8 mm
Relación de Compresión	18.5:1
Alimentación	Sobrealimentado (Turbocompresor)
Inyección	Directa, Tipo Common Rail

Tabla 1. 1 Especificaciones del motor
Fuente: Manual del Propietario. Autores

1.3 CÁLCULO DE PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DEL MOTOR.

1.3.1 VOLUMEN UNITARIO.

El volumen unitario o cilindrada unitaria representa el volumen de un cilindro del motor, es el área de la sección transversal (As) del cilindro por la carrera (S) del pistón.

$$Vh = As * S$$

$$Vh = \frac{\pi}{4} D^2 * S$$

$$Vh = \frac{\pi}{4} (92^2) * 93.8$$

$$Vh = 623545.82 mm^3 = 623.54 cc$$

1.3.2 CILINDRARA [VH].

La cilindrada de un motor representa el volumen total de aire (solo aire en el caso diésel) que el motor admite en la carrera de admisión. Y este es igual al volumen unitario por el número de cilindros que tenga el motor.

$$VH = Vh * \#cilindros$$

$$VH = 623.54cc * 4$$

$$VH = 2494cc$$

1.3.3 RELACIÓN DE COMPRESIÓN [RC].

La relación de compresión se define como la razón entre el volumen que ocupa el fluido cuando el pistón está en el PMI y el volumen al que se ha reducido el fluido cuando el pistón alcanza el PMS. Es un numero adimensional que representa cuantas veces se reduce el volumen unitario del fluido operante en el dispositivo cilindro-pistón.

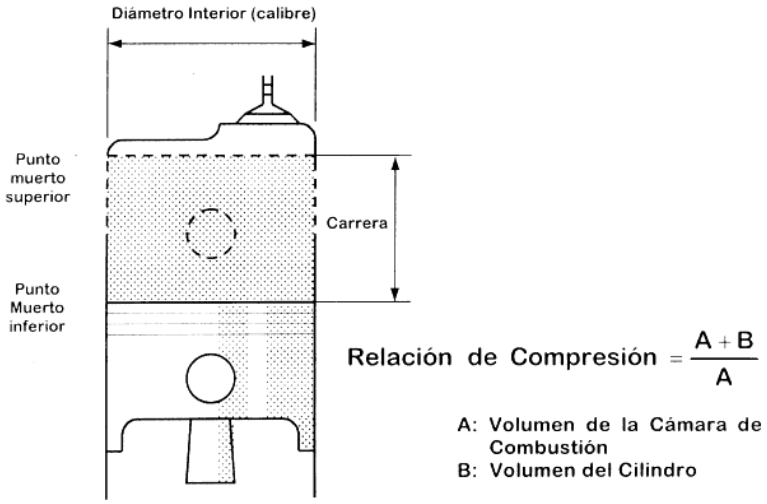


Fig. 1. 11 Esquema de la relación de compresión.
Fuente: http://www.automotriz.net

Para el presente caso la relación de compresión es de 18,5 a 1 (18,5:1 dato tomado del manual del propietario Toyota Hilux). La relación de compresión es de gran importancia para el

correcto funcionamiento del motor, este factor determina la temperatura a la que trabaja el aire al final de la carrera de compresión (en los motores diésel es más alta que los a gasolina). En consecuencia cuando se inyecta el combustible tarda menos en explotar, aumentando el rendimiento térmico del motor con el incremento de la relación de compresión.

1.3.4 VOLUMEN DE LA CÁMARA DE COMPRESIÓN [VCC].

Este volumen representa el espacio por encima del PMS, donde se comprime el fluido totalmente. Regularmente en los motores de encendido por compresión, este volumen está emplazado en la cabeza del pistón. Para calcular dicho volumen se puede aplicar la fórmula de la relación de compresión:

$$Rc = \frac{Vh + Vcc}{Vcc}$$

$$Vcc = \frac{Vh}{Rc - 1}$$

$$Vcc = \frac{623.54}{18{,}5 - 1}$$

$$Vcc = 35.63\ cc$$

1.3.5 VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN [VM]

Representa la velocidad media, lineal, que tiene el pistón al desplazarse desde el PMS al PMI.

$$Vm = \frac{rpm * 2 * S}{60}$$

Velocidad media a ralentí (700rpm):

$$Vm = \frac{700 * 2 * 0.0938}{60}$$

$$Vm = 2.18\ m/s$$

Velocidad media a potencia máxima (3600rpm):

$$Vm = \frac{3600 * 2 * 0.0938}{60}$$

$$Vm = 11.25\ m/s$$

1.4 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.

En esta parte del capítulo se realizara un análisis teórico fundamentado en el cálculo matemático del ciclo ideal mixto por el que se rige el funcionamiento del motor de estudio.

1.4.1. ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL MOTOR ESTÁNDAR.

Para realizar el análisis termodinámico del motor de estudio sin la variante de implementación, se necesita primero encontrar las variables de presión y temperatura a las que está expuesto el fluido operante que ingresara a los cilindros del motor.

1.4.1.1 Presión en el múltiple de admisión.

A esta presión se la obtuvo mediante el uso de un scanner automotriz y obteniendo los valores del sensor de presión de turbo, que el escáner lo reconoce como sensor MAP, es así que la presión que obtuvimos para el régimen de potencia máxima, fue de 14 PSI o aproximadamente 96.52 kPa.

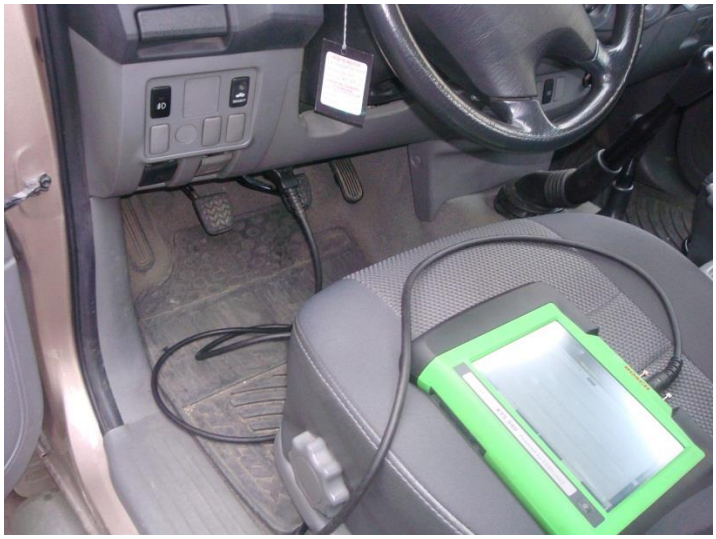


Fig. 1. 12 Obtención de Presión de Carga de admisión. Escáner.
Fuente: Autores.

1.4.1.2 Temperatura después del turbocompresor [Tk].

Este factor representa la temperatura del aire de admisión luego de pasar por el compresor del turbo.

$$Tk = To(\frac{Pk}{Po})^{\frac{n_k-1}{n_k}}$$

donde:

To representa la temperatura ambiente.

Po representa la presión atmosférica.

Pk presión del aire luego de pasar por el compresor del turbo.

n_k constante politrópica de compresión: 1.4.

$$Tk = 291°K(\frac{14\ PSI}{10\ PSI})^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$Tk = 366.51°K \sim 92.85℃$$

Con este valor de temperatura, el aire ingresa al cilindro del motor, cuando el mismo está en régimen de máxima potencia.

1.4.1.3 Densidad del aire de Admisión.

La densidad del aire es una medida que determina la cantidad de masa de aire contenida en un volumen. La densidad del aire es susceptible a variaciones según las condiciones ambientales en las que se encuentre o a las que este expuesto.

Con la ayuda de la ley de los gases ideales se calcula la densidad del aire.

$$P \cdot v = R \cdot T$$

$$\rho = \frac{P_s}{T_s \cdot R}$$

donde:

v volumen específico $\frac{m^3}{kg}$

P_S es la presión de sobrealimentación [kPa].

T_S temperatura después del compresor [K].

R constante de los gases ideales $0.287\,\frac{kPa \cdot m^3}{kg \cdot K}$

$$\rho = \frac{96.5}{366.51 \cdot 0.287}$$

$$\rho = 0.917\ kg/m^3$$

Este valor representa la cantidad de masa en kg de aire que ingresara al cilindro el mismo que está bajo condiciones ambientales, de presión y temperatura especificadas, por unidad de volumen. Con la implementación del intercambiador de calor, este valor se verá incrementado.

1.4.1.4 Número de moles del aire de admisión [N].

La masa molar del aire se define como la cantidad de masa de un mol de aire (kmol; gmol), el número de moles está sometido a las condiciones ambientales en la admisión, esta cantidad es otra representación de la cantidad de aire que ingresara al cilindro del motor, esta se determina mediante la fórmula de los gases ideales.

$$N = \frac{Ps \cdot Vh}{Ts \cdot Ru}$$

$$N = \frac{96.52kPa \cdot 0.000623m^3}{366.51°K \cdot 8.314\frac{m^3 \cdot kPa}{K \cdot kmol}}$$

$$N = 0.0197\ kmol$$

El aire de admisión bajo las condiciones de temperatura y presión a las que está sometido, contiene 0.0197 moles de aire, lo que significa además, que la masa del aire que ingresa a un cilindro es de 0.571gramos, ya que la masa molar del aire es de aproximadamente 28.97g/mol.

1.4.1.5 Número de moles de oxígeno en el aire de admisión.

Este valor representa la cantidad de moles de oxígeno contenida en el aire de admisión. Se tiene además como consideración que la concentración másica de oxígeno en el aire disminuye con la altitud, tanto porque se reduce su fracción molar en el aire como porque cae la densidad de éste.

La masa molar del oxígeno (M) es de 32 kg/kmol. El oxígeno en el aire representa el 21%, de esta manera el 21% de la masa de aire de admisión es O2, es así que:

$$m_{O2} = 0.571 \times 10^{-3} kg \cdot 0.23 = 0.131 \times 10^{-3} kg$$

$$m = M \cdot N$$

$$N_{O2} = \frac{0.131 \times 10^{-3} kg}{32 \frac{kg}{kmol}}$$

$$N_{O2} = 4.104 \times 10^{-6} kmol$$

1.4.1.6 Relación Estequiométrica.

Esta relación define teóricamente la cantidad de masa de aire que se necesita para quemar completamente una cantidad de masa de combustible.

$$R_{A/C} = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{NM_{aire}}{NM_C + NM_H}$$

donde:

N número de moles.

M masa molar.

El gasoil está compuesto por:

87% de Dodecano $C_{12}H_{26}$ su masa molar es: 170 kg/kmol

9% de Nonano C_9H_{20} su masa molar es: 128kg/kmol

2.8% de Azufre S_2 su masa molar es: 64kg/kmol

0.9% de Nitrógeno N_2 su masa molar es: 28kg/kmol

0.3% de Oxígeno O_2 su masa molar es: 32kg/kmol

La composición molar del diésel es:

$$\frac{0.87}{170}C_{12}H_{26} + \frac{0.09}{128}C_9H_{20} + \frac{0.028}{64}S_2 + \frac{0.009}{32}N_2 + \frac{0.003}{32}O_2 \left[\frac{kg}{\frac{kg}{kmol}}\right]$$

El número de moles en cada elemento es:

$$5.117C_{12}H_{26} + 0.71C_9H_{20} + 0.44S_2 + 0.32N_2 + 0.09O_2\ [mol]$$

La fracción molar es:

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20} + 0.065S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2$$

Combustión Teórica:

Se dice que es una combustión teórica ya que se supone que todo el combustible reacciona con el oxígeno del aire es así es aprovechado todo el poder calorífico que le es posible desprender.

La ecuación de combustión relaciona los productos que entran con los productos que salen:

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20} + 0.065S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2 + \gamma(O_2 + 3.762N_2) \\ = \alpha \cdot CO_2 + \beta \cdot H_2O + \delta \cdot SO_2 + \varepsilon \cdot N_2$$

Primero se deberá determinar la cantidad de O2 necesario para oxidar todo el combustible:

Productos que entran

Carbono:

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20}$$

$$0.767 \cdot 12 + 0.106 \cdot 9 = 10.148$$

Hidrogeno:

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20}$$

$$0.767 \cdot 26 + 0.106 \cdot 20 = 22.046$$

Productos que salen.

Carbono:

$$\alpha \cdot CO_2 + \beta \cdot H_2O + \delta \cdot SO_2 + \varepsilon \cdot N_2$$

$$\alpha = 10.15$$

Hidrogeno:

$$\alpha \cdot CO_2 + \beta \cdot H_2O + \delta \cdot SO_2 + \varepsilon \cdot N_2$$

$$2 \cdot \beta = 22.046$$

$$\beta = 11.023$$

Azufre:

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20} + 0.065S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2$$

$$\alpha \cdot CO_2 + \beta \cdot H_2O + \delta \cdot SO_2 + \varepsilon \cdot N_2$$

$$\delta = 0.0655 \cdot 2 = 0.131$$

Entonces:

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20} + 0.065S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2 \\ = 10.15 \cdot CO_2 + 11.023 \cdot H_2O + 0.131 \cdot SO_2 + (3.762\varepsilon + 0.005) \cdot N_2$$

Oxígeno en productos que salen:

$$10.15 \cdot CO_2 + 11.023 \cdot H_2O + 0.131 \cdot SO_2$$

$$10.15 * 2 + 11.02 * 1 + 0.131 * 2 = 31.58$$

$$2 \cdot \varepsilon + 0.014 = 31.582$$

$$\varepsilon = 15.764mol$$

Este valor representa la cantidad de masa molar de oxígeno que se necesita por cada mol de combustible que se tenga, contenidos en 75.16 mol de aire.

La ecuación de la combustión teórica queda de la siguiente manera:

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20} + 0.065S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2 + 15.784(O_2 + 3.762N_2)$$
$$= 10.15CO_2 + 11.023H_2O + 0.131SO_2 + 59.38N_2$$

1.4.1.7 Relación aire – combustible A/C (estequiométrica).

moles de aire: 75.16

moles de nitrógeno: 59.38

moles de oxígeno: 15.78

$$R_{A/C} = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{NM_{aire}}{NM_C + NM_H}$$

$$R_{A/C} = \frac{75.16\ kmol \cdot 29\frac{kg}{kmol}}{10.15kmol \cdot 12\frac{kg}{kmol} + 11.02kmol \cdot 2\frac{kg}{kmol}} = 15.16$$

Lo que quiere decir que por cada kilogramo de combustible disponible para ser quemado se requiere 15.16 kilogramos de aire[2].

1.4.1.8 Cantidad teórica de aire [Lo].

La cantidad teórica de aire, representa la cantidad mínima de aire que se necesita introducir en el cilindro en el proceso de admisión para oxidar 1kg de combustible. Considerando el contenido de masa de O=23% y en volumen O=21%, la cantidad teórica de aire se obtiene:

$$l_o = \frac{1}{0.23}\left(\frac{8}{3}C + 8H - O_c\right) \quad [kg]$$

Para el caso del diésel común la cantidad de sus componentes es:

[2]Juan Fernando Chica Segovia and Marco Antonio Jarrin Vázquez, "Estudio termodinámico de un motor de encendido por comprensión Toyota 3L mediante la aplicación de un sistema bifuel diesel - GLP," 2012, http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/3261.

Diésel	
C	0.813 kg
H	0.147 kg
Oc	0.003 kg

Tabla 1. 2 Componentes del Diésel
Fuente: JOVAJ M.S, Motores de automóvil, Editorial MIR, Moscú.

$$l_o = \frac{1}{0.23}\left(\frac{8}{3}0.813 + 8 \cdot 0.147 - 0.003\right)$$

$$l_o = 14.52 \ \ kg$$

o

$$L_o = \frac{1}{0.21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32}\right) \quad [kmol]$$

$$L_o = \frac{1}{0.21}\left(\frac{0.813}{12} + \frac{0.147}{4} - \frac{0.003}{32}\right)$$

$$L_o = 0.497 \ kmol$$

1.4.1.9 Cantidad total de aire [M1].

Representa la cantidad total de la mezcla carburante, para el caso de los motores diésel la mezcla aire-combustible se forma en la cámara de combustión durante la inyección del diésel, como consecuencia no se toma en cuenta la masa molecular del combustible ya que este es muy pequeña, se tiene que:

$$M1 = \alpha \cdot L_o$$

Para el caso de motores diésel el factor α que representa el coeficiente de exceso de aire es de 1.4 – 1.25 a plena carga. Así:

$$M1 = 1.4(0.497) = \ 0.695 \ kmol/kg$$

1.4.1.10 Cantidad total de productos de combustión [M2].

Este factor representa la cantidad total de los productos que se han generado luego de la combustión total (α=1) de la mezcla carburante en el cilindro y que luego son expulsados en el escape.

$$M2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{12} + 0.79 \cdot L_o + (\alpha - 1)L_o$$

$$M2 = \frac{0.813}{12} + \frac{0.147}{12} + 0.79 \cdot 0.497 + (1.4 - 1)0.497 = 0.671\ kmol/kg$$

1.4.1.11 Coeficiente teórico de variación molecular [μ_o].

Representa el cambio de volumen durante la combustión:

$$\mu_o = \frac{M2}{M1} = 1 + \frac{\frac{1}{4}\left(H + \frac{Oc}{8}\right)}{\alpha \cdot L_o}$$

$$\mu_o = 1.05$$

1.4.2. ANÁLISIS DEL CICLO DIÉSEL DUAL DEL MOTOR ESTÁNDAR.

Para realizar este análisis idealizado hay que plantear ciertas suposiciones:

1. Para obtener resultados coherentes del análisis termodinámico del ciclo se tendrán que suponer calores específicos variables.
2. Los cambios de energía cinética y potencial son despreciables.
3. Todos los procesos del ciclo son internamente reversibles.
4. El proceso de combustión se da por adición de calor desde una fuente externa.
5. El proceso de escape es sustituido por un proceso de rechazo de calor.
6. El ciclo en el que se basa el motor de análisis, es el ciclo dual o mixto mostrado en la figura 1.13.

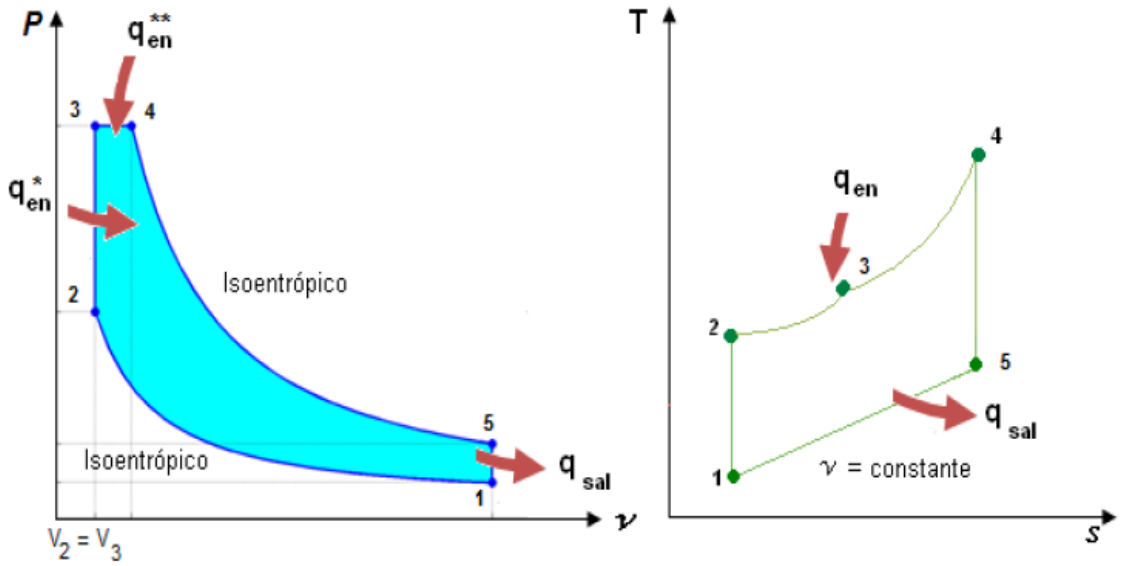


Fig. 1. 13 Diagrama Presión-Volumen y Temperatura-Entropía. Ciclo Mixto
Fuente: http://demotor.net

1.4.2.1 Procesos del ciclo dual diésel.

Proceso 1-2: Compresión Isoentrópica. Proceso adiabático, aumento de temperatura y presión y disminución de volumen del fluido operante.

Se calcula el volumen *v1* cuando el pistón está en el PMI luego de la admisión de aire, mediante la ecuación de los gases ideales:

$$v1 = \frac{R * T1}{P1}$$

donde:

R es la constante de los gases ideales = 0.2870 kJ/kg*K

T_1 temperatura luego del compresor, T_s = 366.51K

P_1 presión en el múltiple de admisión MAP= 14 psi ≈ 96.52 kPa

$$v1 = \frac{0.2870 * 366.51}{96.52}$$

$$v1 = 1.089\, m^3/kg$$

Usando la T1 se determina el volumen relativo v_{r1} usando la tabla A-17 Propiedades de gas ideal del aire[3]. Así se tiene que:

$$V_{r1} = 376.34$$

$$u_1 = 261.94 \frac{kJ}{kg}$$

Ahora se determina el volumen relativo y específico en el punto 2 cuando el pistón está en PMS.

$$v2 = \frac{v1}{R_c}$$

$$v2 = \frac{1.089}{18.5}$$

$$v2 = 0.0588\, m^3/kg$$

$$V_{r2} = \frac{V_{r1}}{R_c}$$

$$V_{r2} = \frac{376.34}{18.5}$$

$$V_{r2} = 20.34$$

Así con este valor de volumen relativo en el punto 2, mediante interpolación se obtendrá la temperatura en el mismo punto. Se usa la tabla A-17[4]. Propiedades de gas ideal del aire.

$$T2 = 1073.79°K$$

$$u_2 = 801.1 \frac{kJ}{kg}$$

[3]CENGEL Yanus and BOLES Michael, *Termodinámica*, Séptima (México D.F.: Mc Graw Hill, 2009).
[4]IDEM: Referencia 3

El coeficiente politropico en la expansión es de n1=1,38[5]:

$$P2 = P1 \cdot Rc^{n1} = 96.52 \cdot 18.5^{1.38}$$

$$P2 = 5411.45\ kPa$$

Proceso 2-3-4: Adición de calor a volumen y presión constante.

En los motores diésel donde la combustión se realiza al principio velozmente y luego se decelera (Fig. 1.9), el periodo de combustión en el diagrama indicado se sustituye por dos rectas, una isocora y otra isobárica.

Lo primero que se debe realizar es encontrar la temperatura máxima del ciclo esta es la temperatura en el punto 4 ósea al final del proceso de combustión [T4]. Para ello se analizan los procesos de adición de calor dual con calores específicos variables:

Según la primera ley de la termodinámica se tiene que:

$$\xi_3 \cdot H_u = (M2 + Mr)U_3'' - M1 \cdot U_2 - Mr \cdot U_2'' + l_{4-3}$$

donde:

$\xi_3: aprovechamineto\ de\ calor\ de\ combustion = 0.82$

$H_u: poder\ calorifico\ del\ diesel\ [kJ/kmol]$

$M2: cantidad\ de\ productos\ de\ combustion\ [kmol]$

$M1: cantidad\ total\ de\ aire\ [kmol]$

$Mr: cantidad\ de\ productos\ residuales\ [kmol]$

$U_3'': energia\ interna\ de\ productos\ de\ combustion\ en\ el\ punto\ 3\ \left[\frac{kJ}{kmol}\right]$

$U_2: energia\ interna\ del\ aire\ \left[\frac{kJ}{kmol}\right]$

$U_2'': energia\ interna\ de\ productos\ de\ combustion\ en\ el\ punto\ 2\ \left[\frac{kJ}{kmol}\right]$

$l_{4-3}: trabajo\ [J]$

[5] JÓVAJ M. S., *Motores De Automovil*, Primera (Moscú: Editorial MIR, n.d.), pag. 111.

Luego de algunas consideraciones la ecuación queda:

$$\frac{\xi_3 \cdot H_u}{M1(1+\gamma_r)} + \frac{U_2 + \gamma_r \cdot U_2''}{1+\gamma_r} + 8.314 \cdot \lambda \cdot T2 = \mu_r(U_3'' + 8.314 \cdot T4)[1]$$

donde:

γ_r: $coeficiente\ de\ gases\ residuales$

μ_r: $coeficiente\ real\ de\ variacion\ molecular$

λ: $grado\ de\ elevación\ de\ la\ presión$

Para el cálculo del coeficiente de gases residuales se asume valores para la presión residual Pr y para la temperatura residual Tr. Estos valores representan las condiciones internas a las que se someterá la nueva carga de aire.

$$\gamma_r = \frac{T1}{Tr} \cdot \frac{Pr}{Rc \cdot P1 - Pr}$$

$$\gamma_r = \frac{366.51°K}{940.5°K} \cdot \frac{98.9kPa}{18.5(96.52kPa) - 98.9kPa} = 0.022$$

$$\mu_r = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1+\gamma_r} = \frac{1.05 + 0.022}{1 + 0.022} = 1.048$$

$$\frac{\xi_3 \cdot H_u}{M1(1+\gamma_r)} = \frac{0.82 \cdot 42 \times 10^3 \frac{kJ}{kg}}{0.695 \frac{kmol}{kg}(1+0.022)} = 48487.23 \frac{kJ}{kmol}$$

Con la temperatura de compresión T2 se obtiene el calor específico a volumen constante del aire a esa temperatura, valiéndonos de la tabla 6[6].

$$C_{v\,T2} = 22.713\ \frac{kJ}{kmol}$$

[6]JÓVAJ M. S., *Motores De Automóvil*, Primera (Moscú: Editorial MIR, n.d.).

La energía interna de 1 kmol de aire a la temperatura de compresión es:

$$U_2'' = C_{v\,T2} \cdot M1$$

$$U_{2in}'' = 22.713 \frac{kJ}{kmol}(695) = 15785.53 \frac{kJ}{kmol}$$

El calor específico para los productos de combustión, para α=1, se obtiene de la tabla 8[7]:

$$C_{v\,T2}'' = 25.500\ \frac{kJ}{kmol}$$

Así la energía interna de los productos de combustión paraα=1:

$$U_{2out\ \alpha=1}'' = 20407.90 \frac{KJ}{kmol}$$

La energía total de 1kmol de los productos de combustión es:

$$U_2'' = 20407.90 \cdot \frac{0.472}{0.671} + 15785.53 \cdot \frac{0.198}{0.671}$$

$$U_2'' = 19013.50 \frac{kJ}{kmol}$$

Ahora se procede a calcular la segunda magnitud de la ecuación [1]:

$$\frac{U_2 + \gamma_r \cdot U_2''}{1 + \gamma_r} = \frac{15785.53 + 0.021(19013.50)}{1 + 0.021} = 15851.92 \frac{kJ}{kmol}$$

Se pasa al tercer término de [1]; se asigna el valor de λ=1.8 para motores sobrealimentados:

$$8.314 \cdot 1.8 \cdot 1073.79 = 16069.48\ \frac{kJ}{kmol}$$

La suma de todos los miembros de la ecuación de combustión [1] es:

[7]IDEM: Referencia 6.

$$\frac{\xi_3 \cdot H_u}{M1(1+\gamma_r)} + \frac{U_2 + \gamma_r \cdot U_2''}{1+\gamma_r} + 8.314 \cdot \lambda \cdot T2 = 48487.23 + 15851.92 + 16069.48$$
$$= 80456.12 \frac{kJ}{kmol}$$

Por lo tanto:

$$\mu_r(U_3'' + 8.314 \cdot T4) = 80456.12 \ \frac{kJ}{kmol}$$

$$U_3'' + 8.314 \cdot T4 = 76771.10 \frac{kJ}{kmol}$$

La energía interna U_3'' está en función de la temperatura de combustión y del calor especifico, así la última ecuación se la puede resolver interpolando (usando las tablas 9 y 7[8]), asumiendo un valor para T4.

Esta temperatura suele estar en motores diésel por los 2200K ≈1926.85°C, teniendo que:

$$U_3'' = 55541.23 \frac{0.472}{0.671} + 48256.32 \frac{0.198}{0.671}$$

$$U_3'' = 53308.81 \frac{kJ}{kmol}$$

$$U_3'' + 8.314(2200) = 71599.61 \frac{kJ}{kmol}$$

Ahora usando otro valor de T4=2400K≈2126.85°C

$$U_3'' = 62232.12 \frac{0.472}{0.671} + 53856.98 \frac{0.198}{0.671}$$

$$U_3'' = 59668.02 \frac{kJ}{kmol}$$

[8]IDEM: Referencia 6.

$$U_3'' + 8.314(2400) = 79621.62\frac{kJ}{kmol}$$

Según análisis de los resultados la temperatura T4 por lógica debería de estar entre 2200 a 2400K. Así que, luego de cálculos de aproximaciones sucesivas el valor de T4 es de 2320.10K

Además que el calor total de entrada es de 48487.23 kJ/kmol lo que igual a 1714.54 kJ/kg.

Ahora de la T4 se obtienen los valores correspondientes a volumen relativo, energía interna y entalpia, usando la tabla A-17[9].

$$V_{r4} = 1.521$$

$$h_4 = 2859.1\frac{kJ}{kg}$$

$$u_4 = 2011.2\frac{kJ}{kg}$$

Analizando el proceso de adición de calor total con el cual se logra obtener la temperatura al final de la compresión T3 y la presión de compresión P3:

$$q_{en} = -(h_3 - u_3) + h_4 - u_2$$

$$P3 \cdot v3 = h_4 - u_2 - q_{en}$$

$$P3 = \frac{h_4 - u_2 - q_{en}}{v2}$$

$$P3 = \frac{2859.1\frac{kJ}{kg} - 801.1\frac{kJ}{kg} - 1714.54\frac{kJ}{kg}}{0.058\ \frac{m^3}{kg}} = 6892.58kPa$$

[9] IDEM: Referencia 3.

$$T3 = \frac{P3 \cdot v3}{R}$$

$$T3 = \frac{6892.58°K \cdot 0.058 \frac{m^3}{kg}}{0.287 \frac{kJ}{kg \cdot °K}} = 1392.92°K$$

De la temperatura 3 y según las tablas:

$$h_3 = 1506.93 \frac{kJ}{kg}$$

$$u_3 = 1107.05 \frac{kJ}{kg}$$

$$v4 = \frac{R \cdot T4}{P4} = \frac{R \cdot T4}{P3}$$

$$v4 = \frac{0.287 \frac{kJ}{kg \cdot °K} \cdot 2320.10°K}{6892.58\ kPa} = 0.096 \frac{m^3}{kg}$$

$$v_{r5} = v_{r4} \left(\frac{v1}{v4}\right)$$

$$v_{r5} = 1.521 \left(\frac{1.089}{0.096}\right) = 17.25$$

Del volumen relativo 5 y mediante el uso de las tablas:

$$u_5 = 874.67 \frac{kJ}{kg}$$

Ahora se determinara el calor que entra a volumen constante:

$$q_{en\ v=cte} = u_3 - u_2 + l_{2-3} = u_3 - u_2$$

$$q_{en\ v=cte} = 1107.05 \frac{kJ}{kg} - 801.01 \frac{kJ}{kg} = 306.04 \frac{kJ}{kg}$$

Calor que entra a presión constante:

$$q_{en\ p=cte} = q_{en} - q_{en\ v=cte}$$

$$q_{en\ p=cte} = 1714.54\frac{kJ}{kg} - 306.04\frac{kJ}{kg} = 1408.50\frac{kJ}{kh}$$

Calor que sale:

$$q_{sal} = u_1 - u_5 + l_{5-1} = u_5 - u_1$$

$$q_{sal} = 874.67\frac{kJ}{kg} - 261.94\frac{kJ}{kg} = 612.73\frac{kJ}{kg}$$

Proceso 4-5: expansión isotrópica.

Parámetros del proceso de expansión.

Coeficiente de expansión preliminar:

$$\rho = \frac{\mu_r}{\lambda} \cdot \frac{T4}{T2}$$

$$\rho = \frac{1.048}{1.8} \cdot \frac{2320}{1073.79} = 1.257$$

Grado de expansión posterior:

$$\delta = \frac{Rc}{\rho}$$

$$\delta = \frac{18.5}{1.257} = 14.70$$

El exponente pilotrópico para la expansión es de n2=1.23[10]; la temperatura al final de la expansión T5 es:

$$T5 = \frac{T4}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2320K}{14.70^{0.23}}$$

[10] JÓVAJ M. S., *Motores De Automóvil*, Primera (Moscú: Editorial MIR, n.d.), pag. 161.

$$T5 = 1250.14K$$

La presión al final de la expansión P5 es:

$$P5 = \frac{P4}{\delta^{n_2}} = \frac{6892.58kPa}{14.70^{1.23}}$$

$$P5 = 252.68\ kPa$$

El trabajo neto del ciclo es igual a la trasferencia neta que sucede en el ciclo, aplicando el balance de energía por unidad de masa el trabajo neto es:

$$L_{neto} = q_{en} - q_{sa}$$

$$L_{neto} = 1714.54 - 612.73 = 1101.81\frac{kJ}{kmol}$$

1.4.2.2 Desarrollo del diagrama P-v para el ciclo ideal mixto.

Se desarrolla el diagrama presión – volumen en base a los valores obtenidos en el estudio previo.

Puntos	Presión [kPa]	Volumen [m^3/kg]
Punto 1	96.52	1.089
Punto 2	5411.45	0.0588
Punto 3	6892.58	0.0588
Punto 4	6892.58	0.096
Punto 5	252.68	1.089

Tabla 1. 3Datos de presión y volumen en diferentes puntos.
Fuente: Autores

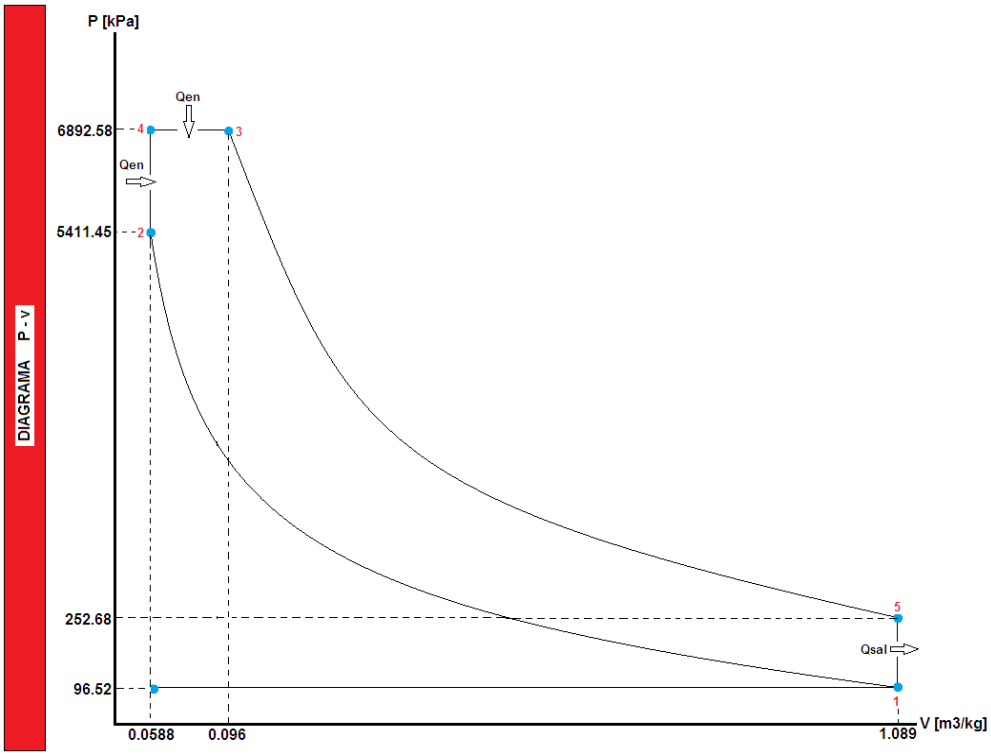


Fig. 1. 14 Diagrama Presión-Volumen Obtenido.
Fuente: Autores.

1.4.2.1 Desarrollo del diagrama T-s para el ciclo ideal mixto.

Se desarrolla el diagrama temperatura – entropía en base a los valores obtenidos en el estudio previo, determinando el valor de la entropía mediante el uso de tablas.

Puntos	Temperatura [K]	Entropía[kJ/kg K]
Punto 1	366.51	1.903
Punto 2	1073.79	1.903
Punto 3	1392.92	3.355
Punto 4	2320.10	3.998
Punto 5	1250.14	3.998

Tabla 1. 4 Datos de temperatura y entropía en diferentes puntos.
Fuente: Autores.

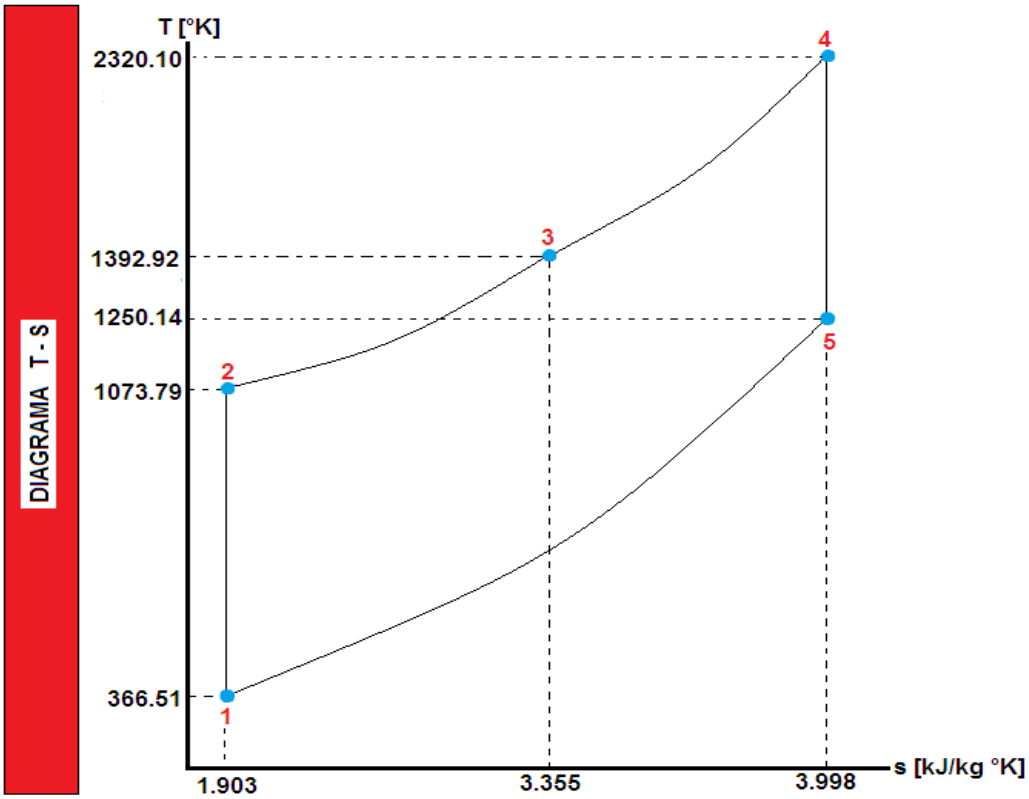


Fig. 1. 15 Diagrama Temperatura-Entropía Obtenido.
Fuente: Autores.

1.4.3. CÁLCULO DE PARÁMETROS INDICADOS, EFECTIVOS, RENDIMIENTO Y CONSUMO.

1.4.3.1. Presión Media Indicada [Pi]

Los parámetros indicados reciben su nombre del diagrama de indicador, que representa la evolución de la presión instantánea en la cámara de combustión a lo largo del ciclo de trabajo, en función del volumen unitario[11].

Esta presión es la que se da al interior del cilindro por la explosión del fluido operante inmediatamente luego de la inyección del combustible, esta presión genera el trabajo del ciclo.

$$Pi = P1\frac{Rc^{n1}}{Rc-1}\left[\lambda(\rho-1)+\frac{\rho\lambda}{n2-1}\left(1-\frac{1}{\delta^{n2-1}}\right)-\frac{1}{n1-1}\left(1-\frac{1}{Rc^{n1-1}}\right)\right]$$

[11] PAYRI. F. and DESANTES J.M., *Motores De Combustión Interna Alternativos.*, Séptima (España: Reverte, 2011), pag.57.

donde:

P1 presión de admisión.

Rc relación de compresión.

λ grado de elevación de presión.

ρ coeficiente de expansión preliminar.

δ grado de expansión posterior.

*n1*coeficiente politropico de compresión.

*n2*coeficiente politropico de expansión.

$$Pi = 96.52\frac{18.5^{1.38}}{18.5-1}\left[1.8(1.25-1)+\frac{1.25\cdot 1.8}{1.23-1}\left(1-\frac{1}{14.70^{1.23-1}}\right)\right.$$
$$\left.-\frac{1}{1.38-1}\left(1-\frac{1}{18.5^{1.38-1}}\right)\right]$$

$$Pi = 988.72\ kPa$$

1.4.3.2. Potencia Indicada [Ni]

La potencia indicada representa el desempeño del trabajo indicado por unidad de tiempo desarrollado por la presión media indicada en un solo cilindro o en el motor completo. Se tiene así que:

$$Ni = \frac{Pi\cdot Vh\cdot n}{30}$$

donde:

Pi presión media indicada en MPa.

Vh volumen unitario en litros L.

n régimen en rpm.

$$Ni = \frac{0.9887\cdot 0.623\cdot 3600}{30}$$

$$Ni = 73.91kW \sim 100.41\ CV$$

1.4.3.3. Potencia efectiva [Ne].

El par motor, multiplicado por el régimen de giro, da la potencia del motor. La potencia efectiva es generada por este par y se conoce también como potencia al freno, ya que se mide empleando un dispositivo frenante, que aplicado al volante motor, se opone al par motor permitiendo medir su valor. Es la potencia real que se obtiene en el volante motor Esta es menor que la potencia indicada ya que se consume para vencer las perdidas mecánicas. Por eso se tiene, además que esta potencia es de un 15 a un 20% menor que la potencia indicada.[12] Por lo tanto se asumirá un 18% de pérdidas de la potencia indicada, así que:

$$Ne = Ni - Nm$$

donde:

Nm potencia consumida por perdidas mecánicas.

$$Ne = Ni - (15\%\ a\ 20\%)Ni$$

$$Ne = 75.02kW - 0.15(75.02kW)$$

$$Ne = 75.02kW - 11.02kW = 64kW$$

1.4.3.4. Presión media efectiva [PME].

Este valor representa la presión de los gases en el interior del cilindro sin considerar perdidas, esta presión desarrolla el trabajo del ciclo al empujar al pistón en la carrera de expansión, este se transmite al cigüeñal.

$$PME = \frac{30 \cdot Ne}{Vh \cdot n}$$

donde:

Ne potencia efectiva en kW.

[12] ALONSO J. M., *Técnicas Del Automóvil*, 6ta ed. (Madrid: Paraninfo, 2006), pag.49.

Vh volumen unitario en litros L.

n régimen en rpm.

$$PME = \frac{30 \cdot 64\ kW}{0.623L \cdot 3600rpm} = 856.07kPa$$

1.4.3.5. Par o Torque [Mm].

El par motor o torque es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia. El par motor que se calcula es el que se obtendría en el volante motor sin ningún tipo de multiplicación:

$$Mm = \frac{Ne \cdot 9550}{n}$$

donde:

Ne potencia efectiva en CV.

n régimen de giro en rpm.

$$Mm = \frac{87.01\ CV \cdot 9550}{3600\ rpm} = 230.83\ Nm$$

1.4.3.6. Rendimiento termodinámico [η_t]

El rendimiento termodinámico o eficiencia térmica de un ciclo en una maquina térmica reciprocante, se puede definir como la relación entre la energía producida en el ciclo o trabajo neto y la energía proporcionada al mismo o calor de entrada. Para el caso de un motor de combustión interna, se aprovecha la energía calorífica proporcionada por el combustible empleado en el ciclo de trabajo.

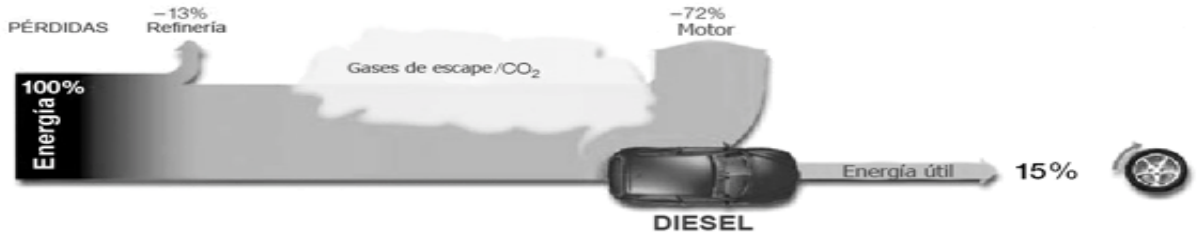


Fig. 1. 16 Diagrama de Sankey de la energía consumida por un vehículo diésel, Fuente: www.uvigo.es

El poder calorífico del combustible, es *la cantidad de calor liberado cuando se quema por completo una unidad de combustible y los productos de la combustión se enfrían a la temperatura ambiente*[13].

Así se tiene que la eficiencia térmica viene dada por la expresión:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{Rc^{k-1}} \cdot \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}$$

donde:

k es el exponente adiabático 1.38

Rc relación de compresión 18.5:1

ρ grado de expansión preliminar: $\rho = \frac{v4}{v2}$=1.25

λ grado de elevación de presión igual a 1.8

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{18.5^{1.4-1}} \cdot \frac{1.8 \cdot 1.25^{1.4} - 1}{1.8 - 1 + 1.4 \cdot 1.8(1.25 - 1)}$$

$$\eta_t = 0.68 \approx 68\%$$

1.4.3.7. Rendimiento Mecánico [η_m].

El rendimiento mecánico de un motor es la relación que existe entre el trabajo útil medido en el volante motor y el trabajo indicado, en un ciclo. Este depende de todos los esfuerzos mecánicos ya sea por rozamiento, vencer fuerzas inerciales etc., que se dan en el motor y sus elementos. Oscila entre 70% a 90%.

$$\eta_m = \frac{Ne}{Ni}$$

$$\eta_m = \frac{64kW}{75.02kW} = 0.85$$

$$\eta_m = 85\%$$

[13] JÓVAJ M. S., *Motores De Automóvil*, Primera (Moscú: Editorial MIR, n.d.), pag.59.

1.4.3.8. Rendimiento Volumétrico [ηv].

También conocido como coeficiente de llenado, representa la relación entre la cantidad de carga fresca que ingresa realmente al cilindro y aquella carga teórica que se esperaba que ingrese y llene el cilindro, todo esto tomando en cuenta las condiciones de admisión (T_k y P_k). En motores sobrealimentados el rendimiento llega a superar el 100%. En motores diésel el combustible se introduce y evapora al final de la compresión por eso enfriar la carga de aire en la admisión es conveniente, ya que llega a aumentar η_v.

$$\eta_V = \frac{Rc}{Rc-1}\frac{P1}{P_{atm}}\frac{T_{amb}}{T1(1+\gamma_r)}$$

$$\eta_V = \frac{18.5}{18.5-1}\frac{96.52kPa}{68.94kPa}\frac{291°K}{366.51°K(1+0.022)} = 1.12$$

$$\eta_V = 112\%$$

1.4.3.9. Consumo indicado de combustible [gi].

Este parámetro está determinado por la relación que existe entre el combustible que es inyectado a la cámara de combustión y el trabajo que es aprovechado en forma de potencia en unidades de tiempo [$\frac{g}{kw \cdot h}$].

$$gi = 3600\frac{\eta_V \cdot \rho}{Pi \cdot \alpha \cdot lo}$$

$$gi = 3600\frac{1.12 \cdot \frac{0.917kg}{m^3}}{0.988MPa \cdot 1.4 \cdot 14.52kg} = 184.11\frac{g}{kW \cdot h}$$

1.4.3.10. Consumo específico de combustible [ge].

Es el consumo real que se obtiene luego de vencer las fuerzas mecánicas opositoras, por eso es el cociente entre el consumo indicado y el rendimiento mecánico:

$$ge = \frac{gi}{\eta_m} = \frac{184.11}{0.85} = 216.6\ \frac{g}{kW\ h}$$

1.4.4. RESUMEN DE RESULTADOS TEÓRICOS.

Resumen de resultados	
Parámetro	**Valor**
Potencia Indicada	73.91 kW ≈100.41 CV
Par Máximo	230.8 Nm
Presión Media Indicada	988.72 kPa
Potencia Efectiva	64 kW ≈ 87.01 CV
Rendimiento Mecánico	85%
Rendimiento Volumétrico	112%
Consumo Específico	216.6 g/kW h

Tabla 1. 5 Resumen de Parámetros Obtenidos Teóricamente.
Fuente: Autores.

1.4.5. ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL MOTOR CON INTERCOOLER.

En esta parte del primer capítulo se van a realizar algunos cálculos en base a la termodinámica del motor tomando en cuenta además de su sistema de admisión sobrealimentado, la intervención del intercooler en el mismo. Se tiene que, cuando la presión del aire de admisión aumenta en dos veces a la atmosférica por efecto del turbocompresor es necesaria una refrigeración intermedia del aire a presión constante. Es así que se produce el aumento de la densidad de la carga que ingresara al cilindro y la disminución del trabajo de compresión, consiguientemente aumenta la presión media efectiva (PME) considerablemente, y decrece insignificantemente el rendimiento térmico del ciclo.[14]

Ya que en esta parte del proyecto todavía no se tiene el intercooler montado en el motor, no se pueden realizar pruebas para obtener valores exactos de cuanto es lo que un intercooler llegaría a reducir la temperatura del aire de admisión después de su paso por el compresor del turbo, es así que se realizará lo siguiente:

- ✓ Utilizar la temperatura del aire de admisión luego de pasar por el compresor del turbo, esta temperatura está entre los 80 y 140°C. Para conseguir un valor de temperatura real, se procederá a colocar un sensor de temperatura (LM35) a la salida del compresor del turbo.
- ✓ Se asumirá un valor adecuado correspondiente a la eficiencia del intercooler que será montado, este valor porcentual esta entre un 50% y 90%, para luego determinar la

[14]JÓVAJ M. S., *Motores De Automóvil*, Primera (Moscú: Editorial MIR, n.d.)pag.38.

temperatura del aire luego de pasar por el intercooler. Este valor regularmente está en un rango promedio de 70 a 50°C.[15]

- ✓ Se asume que el intercooler no reducirá la presión del aire después de salir del compresor, ya que el intercooler será montado de manera que la perdida de presión será despreciable.

Con los valores obtenidos y planteados se realizaran los cálculos termodinámicos del motor del proyecto.

1.4.5.1 Presión en el múltiple de admisión.

Asumiendo que la presión no se reducirá significativamente el pasar por el intercooler, se tiene que esta presión se mantendrá en 14 PSI o aproximadamente 96.52 kPa.

1.4.5.2 Valor de Refrigeración del Intercooler [RTI].

El desempeño de un intercooler está dado por su eficiencia, la misma que se define como la relación entre el enfriamiento que se produce en el aire de sobrealimentación y el máximo posible, tomando en cuenta la temperatura ambiente. Regularmente en motores diésel la eficiencia esta entre 0.5 a 0.9.

$$\beta = \frac{T_{T1} - Ts}{T_{T1} - T_{atm}}$$

donde:

T_{T1} temperatura de entrada al intercooler [°C]

T_{atm} temperatura ambiente [°C]

Ts temperatura de salida del intercooler [°C]

Asumiendo un valor de eficiencia del intercooler de 0.6, se tiene que, el aire al salir del mismo tiene una temperatura de:

$$Ts = T_{T1} - \beta(T_{T1} - T_{atm})$$

$$Ts = 92.85 - 0.6(92.85 - 18) = 48.1°C$$

[15]HOLMAN J.P., *Transferencia De Calor*, Decima (Mexico D.F.: CECSA, 1999).

Este valor de temperatura representa la temperatura del aire que ingresara al colector de admisión y luego a los cilindros del motor.

1.4.5.3 Densidad del aire de Admisión.

Una vez que se tiene el valor de la temperatura del aire luego de pasar por el intercooler, se podrá determinar la nueva densidad del aire, que se espera sea mayor:

$$\rho = \frac{P_s}{T_s \cdot R}$$

$$\rho = \frac{96.5}{321.15 \cdot 0.287} = 1.047\ kg/m^3$$

La cantidad de oxígeno disponible para la combustión en el cilindro del motor, depende de algunos factores como son: la temperatura, la presión y de estos se deriva la densidad del aire. El oxígeno que es el principal agente para que se produzca la combustión, representa el 21% del aire (nitrógeno 78% otros 1%). El objetivo de la implementación del intercooler es provocar que la temperatura del aire de admisión disminuya, aumentando así su densidad, así que lo que se hace, no es variar el porcentaje de oxígeno en el aire que ingresa, sino hacer que ingrese más aire y por ende más oxígeno por unidad de volumen y no por unidad de masa (es lógico pensar que no se puede crear oxígeno con tan solo variar la temperatura del aire).

Ps [kPa]	Ts [°K]	ρ [kg/m3]
96,5	366,51	0,9174018
96,5	360,84	0,93181724
96,5	355,17	0,94669295
96,5	349,5	0,96205131
96,5	343,83	0,97791622
96,5	338,16	0,99431315
96,5	332,49	1,01126931
96,5	326,82	1,02881382
96,5	321,15	1,04697784

Tabla 1. 6 Datos de Densidad del aire de admisión a diferentes temperaturas.
Fuente: Autores

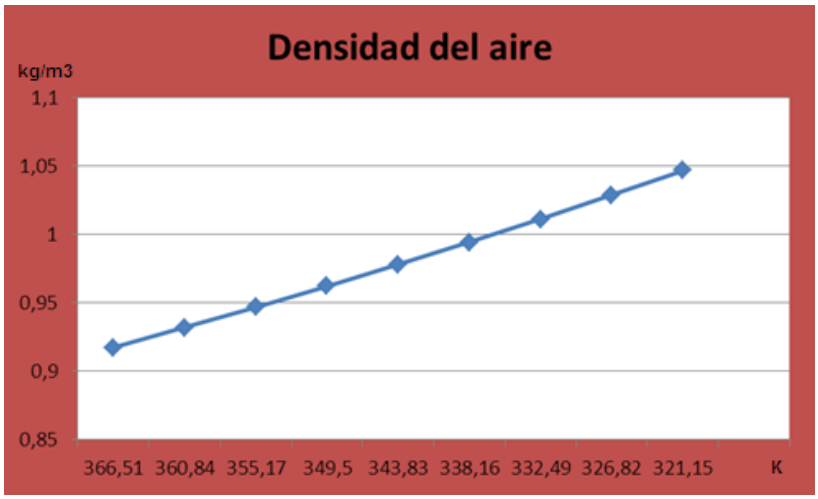


Fig. 1. 17 Diagrama de incremento de la densidad del aire.
Fuente: Autores.

El diagrama de la Fig. 1.19, muestra el incremento de la densidad en el aire tras la variación en su temperatura y tras permanecer constante la presión.

1.4.5.4 Número de moles de aire de admisión.

$$N = \frac{Ps \cdot Vu}{Ts \cdot R}$$

$$N = \frac{96.52kPa \cdot 0.000623m^3}{321.15°K \cdot 8.314 \frac{m^3 \cdot kPa}{°K \cdot kmol}}$$

$$N = 0.022\ kmol$$

La masa de aire que ingresa al cilindro queda determinada por:

$$m_{aire} = M \cdot N$$

$$m_{aire} = \frac{32kg}{kmol} \cdot 0.022kmol = 0.704 \times 10^{-3}kg$$

Vh [m3]	ρ [kg/m3]	m [kg]
0,0006235	0,9174018	0,0005720
0,0006235	0,9318172	0,0005810
0,0006235	0,9466929	0,0005903
0,0006235	0,9620513	0,0005998
0,0006235	0,9779162	0,0006097
0,0006235	0,9943131	0,0006200
0,0006235	1,0112693	0,0006305
0,0006235	1,0288138	0,0006415
0,0006235	1,0469778	0,0006528

Tabla 1. 7 Datos de masa del aire de admisión a diferentes densidades.
Fuente: Autores

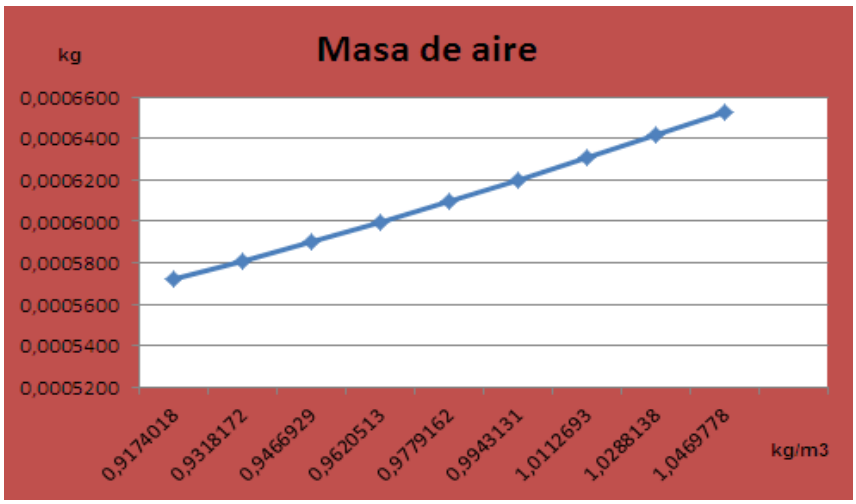


Fig. 1. 18 Diagrama de incremento de la masa del aire.
Fuente: Autores.

Al aumentar la densidad del aire también aumenta su masa.

1.4.5.5 Número de moles de Oxígeno en el aire de Admisión.

La masa molar M es una propiedad física definida como la masa de una sustancia dada por cantidad de sustancia (kilogramo por mol o kg/mol). Pero regularmente y ya es costumbre expresar la masa molar en g/mol.

$$m_{O2} = 0.704 \times 10^{-3} kg \cdot 0.23 = 0.161 \times 10^{-3} kg$$

$$m = M \cdot N$$

$$N_{O2} = \frac{0.161 \times 10^{-3} kg}{32 \frac{kg}{kmol}}$$

$$N_{O2} = 5.06 \times 10^{-6} kmol$$

Se aprecia un aumento en el número de moles de oxígeno presentes en cantidad de masa de aire, bajo las nuevas condiciones de temperatura.

1.4.6. ANÁLISIS DEL CICLO DIÉSEL DUAL DEL MOTOR CON INTERCOOLER.

1.4.6.1 Procesos del ciclo dual diésel

Para los cálculos a realizar en este apartado, se procede de la misma forma como se lo hizo en la sección anterior, únicamente variando las nuevas condiciones de la carga o fluido operante.

Proceso 1-2: Compresión Isoentrópica.

$$v1 = \frac{R * T1}{P1}$$

$$v1 = \frac{0.287 * 321.15}{96.52}$$

$$v1 = 0.954\, m^3/kg$$

Usando la misma tabla de propiedades de gases ideales:

$$V_{r1} = 452.44$$

$$u_1 = 243.22 \frac{kJ}{kg}$$

Ahora se determina el volumen relativo y especifico en el punto 2 cuando el pistón está en PMS.

$$v2 = \frac{v1}{R_c}$$

$$v2 = \frac{0.954}{18.5}$$

$$v2 = 0.054\, m^3/kg$$

$$V_{r2} = \frac{V_{r1}}{R_c}$$

$$V_{r2} = \frac{452.44}{18.5} = 24.45$$

Se obtienen los valores de temperatura y energía interna:

$$T2 = 1009.93°K \approx 736.78℃$$

$$u_2 = 627.46\frac{kJ}{kg}$$

$$P2 = P1 \cdot Rc^{n1} = 96.52 \cdot 18.5^{1.38}$$

$$P2 = 5411.45\, kPa$$

Proceso 2-3-4: Adición de calor a volumen y presión constante.

$$\frac{\xi_3 \cdot H_u}{M1(1+\gamma_r)} + \frac{U_2 + \gamma_r \cdot U_2''}{1+\gamma_r} + 8.314 \cdot \lambda \cdot T2 = \mu_r(U_3'' + 8.314 \cdot T4)[1]$$

$$\gamma_r = \frac{T1}{Tr} \cdot \frac{Pr}{Rc \cdot P1 - Pr}$$

$$\gamma_r = \frac{321.15}{930.5} \cdot \frac{98.9}{18.5(96.51) - 98.9} = 0.02$$

$$\mu_r = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1+\gamma_r} = \frac{1.05 + 0.02}{1 + 0.02} = 1.04$$

$$\frac{\xi_3 \cdot H_u}{M1(1+\gamma_r)} = \frac{0.82 \cdot 42 \times 10^3}{0.695(1+0.02)} = 48534.7\frac{kJ}{kmol}$$

Operando de igual modo que en el análisis anterior con el motor estándar:

$$C_{v\,T2} = 22.517\ \frac{kJ}{kmol \cdot °C}$$

La energía interna de 1 kmol de aire a la temperatura de compresión es:

$$U_2'' = C_{v\,T2} \cdot M1$$

$$U_{2in}'' = 22.517(695) = 15649.59 \frac{kJ}{kmol}$$

$$C_{v\,T2}'' = 25.140\ \frac{kJ}{kmol\ °C}$$

Así la energía interna de los productos de combustión paraα=1:

$$U_{2out\ \alpha=1}'' = 17701.56 \frac{KJ}{kmol}$$

La energía total de 1kmol de los productos de combustión es:

$$U_2'' = 17701.56 \cdot \frac{0.472}{0.671} + 15649.59 \cdot \frac{0.198}{0.671}$$

$$U_2'' = 17069.67 \frac{kJ}{kmol}$$

Ahora se puede calcular la segunda magnitud de la ecuación [1]:

$$\frac{U_2 + \gamma_r \cdot U_2''}{1 + \gamma_r} = \frac{15649.59 + 0.021(17069.67)}{1 + 0.021} = 15678.79 \frac{kJ}{kmol}$$

$$8.314 \cdot 1.8 \cdot 1009.93 = 15113.8\ \frac{kJ}{kmol}$$

La suma de todos los miembros de la ecuación de combustión [1] es:

$$\frac{\xi_3 \cdot H_u}{M1(1 + \gamma_r)} + \frac{U_2 + \gamma_r \cdot U_2''}{1 + \gamma_r} + 8.314 \cdot \lambda \cdot T2 = 48534.72 + 15678.79 + 15113.8$$
$$= 79327.32\ \frac{kJ}{kmol}$$

Por lo tanto:

$$\mu_r(U_3'' + 8.314 \cdot T4) = 79327.32\ \frac{kJ}{kmol}$$

$$U_3'' + 8.314 \cdot T4 = 75694.01 \frac{kJ}{kmol}$$

Y de igual forma que se hizo en la primera parte se obtiene T4.

$$U_3'' = 55541.23 \frac{0.472}{0.671} + 48256.32 \frac{0.198}{0.671}$$

$$U_3'' = 53308.81 \frac{kJ}{kmol}$$

$$U_3'' + 8.314(2200) = 71599.61 \frac{kJ}{kmol}$$

Ahora se usa otro valor de T4=2400K≈2126.85°C

$$U_3'' = 62232.12 \frac{0.472}{0.671} + 53856.98 \frac{0.198}{0.671}$$

$$U_3'' = 59668.02 \frac{kJ}{kmol}$$

$$U_3'' + 8.314(2400) = 79621.62 \frac{kJ}{kmol}$$

Ahora al analizar los resultados se tiene que la temperatura T4 por lógica debería de estar entre 2200 a 2400K. Así, luego de cálculos de aproximaciones sucesivas el valor de T4 es de 2250K

Además de que el calor total de entrada es de 48574.32 kJ/kmol lo que es igual a1685.23 kJ/kg.

Ahora de la T4 de sacan los valores correspondientes a volumen relativo, energía interna y entalpia.

$$V_{r4} = 1.864$$

$$h_4 = 2689.4\frac{kJ}{kg}$$

$$u_4 = 1921.3\frac{kJ}{kg}$$

Se analiza el proceso de adición de calor total:

$$q_{en} = -(h_3 - u_3) + h_4 - u_2$$

$$P3 \cdot v3 = h_4 - u_2 - q_{en}$$

$$P3 = \frac{h_4 - u_2 - q_{en}}{v2}$$

$$P3 = \frac{2689.4 - 627.46 - 1685.23}{0.054} = 6984.62kPa$$

$$T3 = \frac{P3 \cdot v3}{R}$$

$$T3 = \frac{6984.62 \cdot 0.054}{0.287} = 1314.18°K$$

De la temperatura 3 y según las tablas:

$$h_3 = 1412.83\frac{kJ}{kg}$$

$$u_3 = 1035.62\frac{kJ}{kg}$$

$$v4 = \frac{R \cdot T4}{P4}$$

$$v4 = \frac{0.287 \cdot 2250}{6984.62} = 0.092\frac{m^3}{kg}$$

$$v_{r5} = v_{r4}\left(\frac{v1}{v4}\right)$$

$$v_{r5} = 1.864\left(\frac{1.012}{0.092}\right) = 20.504$$

Del volumen relativo 5 y mediante el uso de las tablas:

$$u_5 = 818.41\frac{kJ}{kg}$$

Ahora se determina el calor que entra a volumen constante:

$$q_{en\ v=cte} = u_3 - u_2 + l_{2-3} = u_3 - u_2$$

$$q_{en\ v=cte} = 1035.62 - 627.46 = 408.16\frac{kJ}{kg}$$

Calor que entra a presión constante:

$$q_{en\ p=cte} = q_{en} - q_{en\ v=cte}$$

$$q_{en\ p=cte} = 1685.23 - 408.16 = 1277.07\frac{kJ}{kh}$$

Calor que sale:

$$q_{sal} = u_1 - u_5 + l_{5-1} = u_5 - u_1$$

$$q_{sal} = 818.41 - 243.22 = 575.19\frac{kJ}{kg}$$

Proceso 4-5: expansión isotrópica, con calores específicos constantes.

Coeficiente de expansión preliminar:

$$\rho = \frac{\mu_r}{\lambda}\cdot\frac{T4}{T2}$$

$$\rho = \frac{1.04}{1.8} \cdot \frac{2250}{1009.93} = 1.287$$

Grado de expansión posterior:

$$\delta = \frac{18.5}{1.287} = 14.37$$

El exponente pilotrópico para la expansión es de n2=1.23; la temperatura al final de la expansión T5 es:

$$T5 = \frac{T4}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2250}{14.37^{0.23}} = 1218.89°K$$

La presión al final de la expansión P5 es:

$$P5 = \frac{P4}{\delta^{n_2}} = \frac{6984.62}{14.37^{1.23}}$$

$$P5 = 263.312\ kPa$$

El trabajo neto del ciclo es igual a la trasferencia neta que sucede en el ciclo, aplicando el balance de energía por unidad de masa el trabajo neto es:

$$L_{neto} = q_{en} - q_{sa}$$

$$L_{neto} = 1685.23 - 575.19 = 1110.04 \frac{kJ}{kmol}$$

1.4.6.2 Desarrollo del diagrama P-v para el ciclo ideal mixto.

Puntos	Presión [kPa]	Volumen [m^3/kg]
Punto 1	96.52	1.012
Punto 2	5411.45	0.054
Punto 3	6984.62	0.054
Punto 4	6984.62	0.092
Punto 5	263.31	1.012

Tabla 1. 8 Datos de Presión y Volumen. Con Intercooler.
Fuente: Autores.

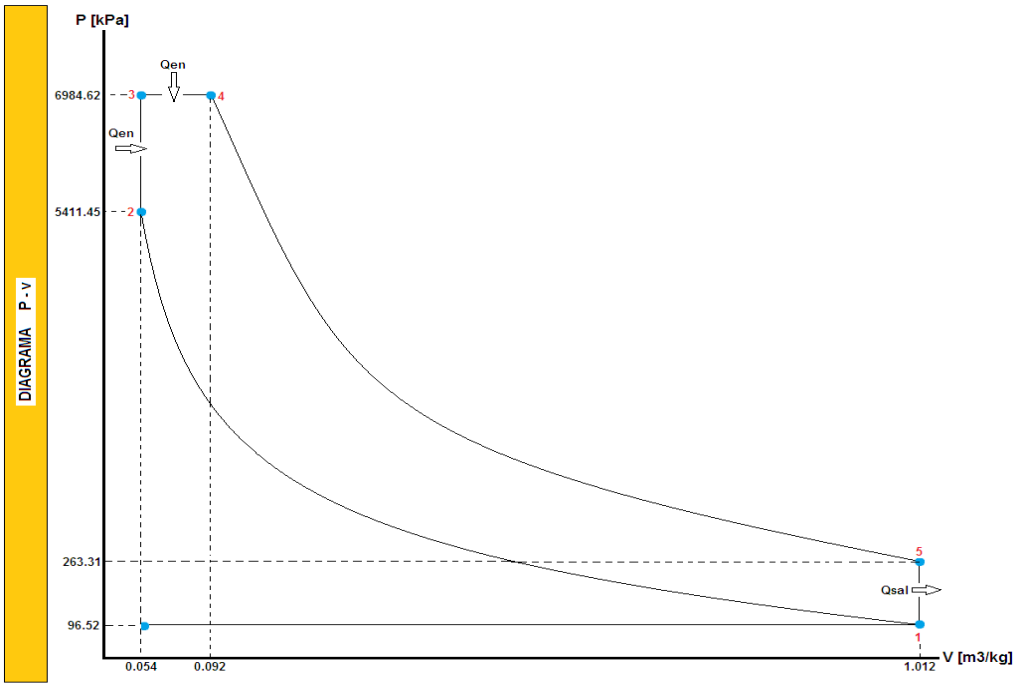


Fig. 1. 19 Diagrama Presión-Volumen. Con Intercooler.
Fuente: Autores.

1.4.6.3 Desarrollo del diagrama T-s para el ciclo ideal mixto.

Puntos	Temperatura [K]	Entropía[kJ/kg K]
Punto 1	340.52	1.828
Punto 2	1009.93	1.828
Punto 3	1314.18	3.285
Punto 4	2250.00	3.947
Punto 5	1218.89	3.947

Tabla 1. 9 Datas de Temperatura y Entropía. Con Intercooler.
Fuente: Autores.

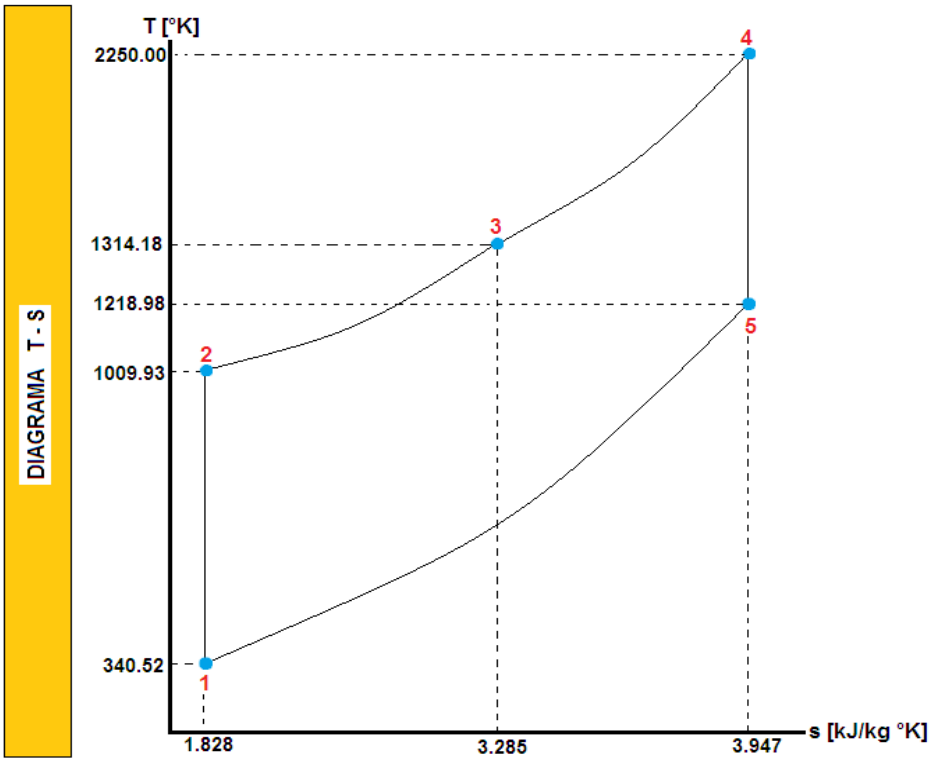


Fig. 1. 20 Diagrama Temperatura-Entropía. Con Intercooler.
Fuente: Autores.

1.4.7. CALCULO DE PARÁMETROS INDICADOS, EFECTIVOS, RENDIMIENTO Y CONSUMO.

1.4.7.1 Rendimiento Volumétrico [η_V]

Con el intercooler se logra reducir la temperatura de la carga de aire, incrementando la cantidad de carga admitida, aumentando así el rendimiento volumétrico. Para los cálculos siguientes se asumirá una pérdida de presión del aire al pasar por el intercooler de un 5%, así se tiene que la presión de admisión será igual a 91.6kPa.

$$\eta_V = \frac{Rc}{Rc-1}\frac{P1}{P_{atm}}\frac{T_{amb}}{T1(1+\gamma_r)}$$

$$\eta_V = \frac{18.5}{18.5-1}\frac{91.6}{68.94}\frac{291}{321.15(1+0.021)} = 1.24$$

$$\eta_V = 124\%$$

1.4.7.2 Presión Media Indicada [Pi]

Esta presión es la que se da al interior del cilindro por la explosión del fluido operante inmediatamente luego de la inyección del combustible, esta presión genera el trabajo del ciclo.

El trabajo indicado del ciclo depende del carácter en que se da el proceso de combustión y también del instante en que se abre la válvula de escape, esto deriva directamente en la magnitud de la presión media indicada y por ende en la potencia desarrollada. Para este caso de implementación lo que se busca hacer es precisamente mejorar el proceso de combustión, aportar mayor cantidad de aire por ende oxígeno y así aprovechar al máximo el poder calorífico del combustible, y así obtener el incremento de potencia. Para realizar el nuevo cálculo de la presión media indicada (PMI), se usara una fórmula que relacione los parámetros que se modificarían con la implementación del intercooler, principalmente la densidad del aire, la eficiencia volumétrica y el coeficiente de exceso de aire.

$$Pi = 3600\frac{\rho \cdot \eta_V}{gi \cdot \alpha \cdot lo}$$

donde:

ρ representa la densidad del aire, se tomara la densidad promedio del aire que ingresaría al cilindro. [kg/m^3]

η_v eficiencia volumétrica.

gi consumo indicado de combustible. [$\frac{g}{kW \cdot h}$]; se asumirá un valor relativamente menor al que se obtuvo en la sección anterior de los cálculos, porque la implementación lograría reducir el consumo indicado de combustible.

α coeficiente de exceso de aire.

lo cantidad teórica de aire.

$$Pi = 3600\frac{1.047\frac{kg}{m^3} \cdot 1.24}{175.56\frac{g}{kW \cdot h} \cdot 1.3 \cdot 14.52kg}$$

$$Pi = 1.41MPa$$

1.4.7.3 Potencia Indicada [Ni].

$$Ni = \frac{Pi \cdot VH \cdot n}{900}$$

donde:

Pi presión media indicada, esta ecuación requiere que este en $\frac{kg}{cm^2}$

VH cilindrada en litros

n régimen rpm

$$Ni = \frac{14.3\,\frac{kg}{cm^2} \cdot 2.494L \cdot 3600\,rpm}{900} = 140.6\,CV \sim 102kW$$

Este valor de potencia indicada representa la potencia que se obtendría con la implementación del intercooler y asumiendo un consumo indicado de combustible de 175.56 $\frac{g}{kW \cdot h}$.

1.4.7.4 Potencia Efectiva [Ne].

La potencia efectiva se calculara de la misma forma como se hizo en el apartado anterior correspondiente, asumiendo que los esfuerzos consumen un 15% de la potencia indicada:

$$Ne = Ni - 0.15 \cdot Ni$$

$$Ne = 140.6CV - 0.15(140.6)$$

$$Ne = 119.51\,CV \sim 87.52\,kW$$

1.4.7.5 Presión Media Efectiva [PME].

$$PME = \frac{30 \cdot Ne}{VH \cdot n}$$

$$PME = \frac{30 \cdot 87.52kW}{0.623L \cdot 3600rpm}$$

$$PME = 1.17\,MPa$$

1.4.7.6 Par [Mm].

El par motor o torque es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia. El par motor que se calcula es el que se obtiene en el volante motor:

$$Mm = \frac{Ne \cdot 9550}{n}$$

$$Mm = \frac{119.51CV \cdot 9550}{3600rpm} = 315.68Nm$$

1.4.7.7 Rendimiento termodinámico [η_t].

Con la implementación es de esperar que el rendimiento térmico disminuya brevemente ya que se reduce la temperatura de la carga de admisión.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{Rc^{k-1}} \cdot \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{18.5^{1.4-1}} \cdot \frac{1.8 \cdot 1.28^{1.4} - 1}{1.8 - 1 + 1.4 \cdot 1.8(1.28 - 1)}$$

$$\eta_t = 0.65 \approx 65\%$$

1.4.7.8 Rendimiento Mecánico [η_m].

$$\eta_m = \frac{Ne}{Ni} = \frac{119.51\ CV}{140.6\ CV}$$

$$\eta_m = 0.85 \sim 85\%$$

1.4.7.9 Consumo especifico de combustible [ge].

$$\boldsymbol{ge = \frac{gi}{\eta_m} = \frac{175.56 \frac{g}{kW\ h}}{0.85} = 206.54\ \frac{g}{kW\ h}}$$

1.4.8. RESUMEN DE RESULTADOS TEÓRICOS.

Resumen de resultados	
Parámetro	**Valor**
Potencia Indicada	102.9kW ≈ 140.6CV
Par	315.68 Nm
Presión Media Indicada	1410kPa
Potencia Efectiva	87.52kW ≈ 119.51 CV
Rendimiento Mecánico	85%
Rendimiento Volumétrico	124%
Consumo Específico	206.54/kW h

Tabla 1. 10 Resumen de resultados teóricos. Intercooler.
Fuente: Autores.

1.4.9. TABLA COMPARATIVA DE RESULTADOS.

Tabla Comparativa (teóricos)		
Parámetros	**Estándar**	**Con Intercooler**
Potencia Indicada	100.41CV	140.6CV
Par	230.8 Nm	315.68 Nm
Presión Media Indicada	988.72 kPa	1410kPa
Potencia Efectiva	87.01 CV	119.51 CV
Rendimiento Mecánico	85%	85%
Rendimiento Térmico	68%	65%
Rendimiento Volumétrico	112%	124%
Consumo Específico	216.6 g/kW h	206.54 g/kW h

Tabla 1. 11 Tabla comparativa. Teóricos. Estándar-Intercooler.
Fuente: Autores.

1.5 PRUEBAS REALIZADAS AL VEHÍCULO ESTÁNDAR.

Las pruebas que se le realizaron al vehículo del proyecto fueron de potencia y consumo de combustible, las mismas fueron desarrolladas en el banco dinamométrico de la Universidad Politécnica Salesiana, bajo la supervisión del Ing. encargado del manejo del banco, y con la dirección del Ing. director de tesis.

Fig. 1. 21 Prueba de Potencia. Banco dinamométrico.
Fuente: Autores.

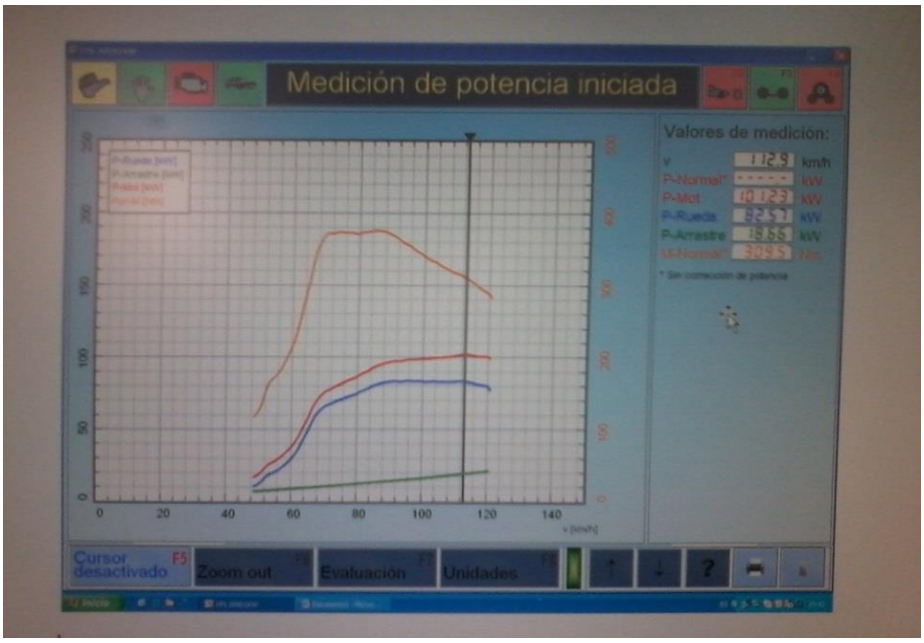


Fig. 1. 22 Resultados de la Prueba de Potencia.
Fuente: Autores.

1.5.1 PRUEBA DE POTENCIA.

Fig. 1. 23 Medición de Potencia. Banco Dinamométrico.
Fuente: Autores.

De esta imagen se puede rescatar lo siguiente:

Prueba de Potencia	
Régimen	2365 U/min
Potencia Motor	101 kW
Potencia Rueda	82.5 kW
Potencia de Arrastre	18.7 kW
Par Motor	375.1 Nm

Tabla 1. 12 Tabla de resultados de la prueba de potencia.
Fuente: Autores.

1.5.2 PRUEBA DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

Para el desarrollo de la prueba de combustible se tuvo que previamente realizar un desvió del circuito de combustible desde la salida del filtro de diésel hacia un medidor de flujo de combustible diferencial y de este a la entrada de la bomba de alta presión del motor.

Fig. 1. 24 Medición de Consumo. Banco Dinamométrico.
Fuente: Autores.

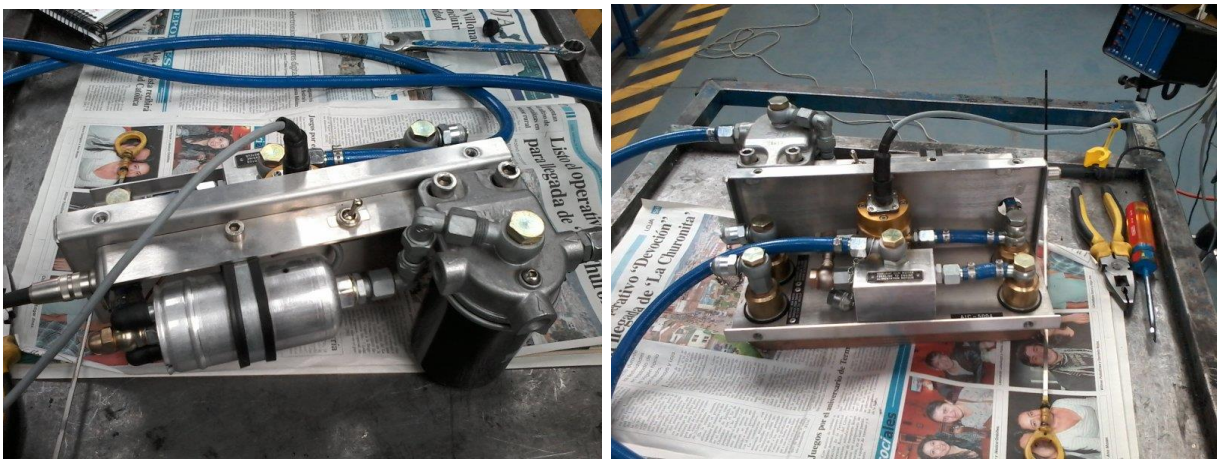


Fig. 1. 25 Medición de Potencia. Caudalimetro de combustible diferencial.
Fuente: Autores.

La prueba se realizó manteniendo una velocidad constante y aplicando un par opositor a los neumáticos por medio de los rodillos del banco, así se tienen los siguientes resultados:

Pruebas de Consumo				
Velocidad [km/h]	rpm [U/min]	Fuerza [N]	Consumo [l/100km]	Consumo [l/h]
76.11	2106	1000	45.03	34.27
75.69	2094	1500	47.99	36.33
74.65	2065	2000	53.28	39.77
73.80	2042	2500	60.75	44.74

70.84	1960	3000	60.33	42.75
75.35	1531	3500	67.28	37.24

Tabla 1. 13 Tabla de resultados de la prueba de consumo a fuerza constante.
Fuente: Autores.

El resultados sobre el consumo horario de combustible, sacando un promedio es: un consumo de 38.18 l/h. Lo que representa un consumo indicado de 314.58g/kWh.

Fig. 1. 26 Graficas de las pruebas de consumo en el banco dinamométrico.
Fuente: Autores

1.5.3 TABLA COMPARATIVA DE PARÁMETROS CALCULADOS Y MEDIDOS.

Calculados VS Medidos (motor estándar)		
Parámetro	**Calculados**	**Medidos**
Potencia Indicada	73.91 kW (3600rpm)	101 kW (2365rpm)
Par	230.83 Nm (3600rpm)	375.1 Nm (2365rpm)
Consumo Efectivo Horario	20.92 kg/h	32.45 kg/h

Tabla 1. 14 Tabla comparativa. Cálculos – Mediciones.
Fuente: Autores.

La calibración del banco dinamométrico en el que se realizó las pruebas determino los valores antes expuestos, es por esta razón que se da una diferencia entre los parámetros calculados y los de las pruebas. Ya que luego se realizaran pruebas con la variante de implementación ya montada en el vehículo, en el mismo banco; para realizar la comparación, se tendrá que tomar únicamente como referencia los resultados de las pruebas y no los calculados o los expuestos por el fabricante.

CAPÍTULO II
IMPLEMENTACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

2.1 TRANSFERENCIA DE CALOR.

2.1.1 GENERALIDADES.

La trasferencia de calor es la ciencia que trata de predecir la trasferencia de energía que puede ocurrir entre cuerpos materiales, como resultado de una diferencia de temperatura entre ellos. La termodinámica enseña que esta trasferencia de energía se define como calor. La ciencia de la trasferencia de calor no solo trata de explicar cómo puede ser trasferida la energía calorífica, sino también trata de predecir la rapidez a la que se realiza este intercambio bajo ciertas condiciones específicas.[16]

Es común encontrar la transferencia de calor en los sistemas de ingeniería y otros aspectos de la vida y no es necesario ir muy lejos para ver algunas de sus áreas de aplicación. Por ejemplo el cuerpo humano está emitiendo calor en forma constante hacia sus alrededores y la comodidad humana está íntimamente ligada con la razón de este rechazo de calor. Se trata de controlar esta razón de transferencia de calor al ajustar nuestra ropa a las condiciones ambientales.

La energía puede existir en numerosas formas, como: térmica, mecánica, cinética, potencial, eléctrica, magnética, química y nuclear, y su suma constituye la energía total *E* (o *e* en términos de unidad de masa) de un sistema. La unidad internacional de energía es el *joule* (J).En el sistema inglés, la unidad de energía es la *unidad térmica británica* (Btu, *British termal unit*), que se define como la energía necesaria para elevar en1°F la temperatura de 1 lbm de agua a 60°F. Las magnitudes del kJ y de la Btu son casi idénticas (1 Btu= 1.055056 kJ). Otra unidad bien conocida de energía es la *caloría* (1 cal = 4.1868 J), la cual se define como la energía necesaria para elevar en 1°C la temperatura de 1 gramo de agua a 14.5°C.[17]

2.1.2 TIPOS DE TRASFERENCIA DE CALOR.

Se define calor, como una forma de energía que se puede transmitir o trasferir de un sistema a otro como una consecuencia de la diferencia de temperatura entre estos. El calor se puede transferir de tres formas: *conducción*, *convección* y *radiación*. Todas las formas necesitan la

[16]CENGEL Yanus, *Transferencia De Calor y Masa* (México: Mc Graw Hill, 2007).
[17]IDEM: Referencia 16.

existencia de una diferencia de temperatura y siempre ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia la de menor temperatura.

2.1.2.1 Por Conducción.

La transferencia de energía se produce desde las partículas más energéticas de una sustancia o un cuerpo hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres.

$$Razon\ de\ conduccion\ de\ calor = \frac{(Area)(Diferenciade\ Temperatura)}{Espesor}$$

$$\dot{Q}_{cond} = kA\frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \qquad (W)$$

La conductividad térmica de un material *k*, se puede definir como la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por unidad de diferencia de temperatura. La conductividad térmica de un material es una medida de la capacidad del material para conducir calor.[18]

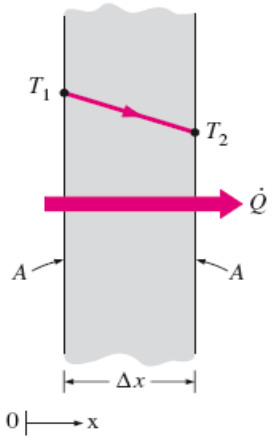


Fig. 2. 1 Transferencia de calor por conducción.
Fuente: CENGEL Yanus, Transferencia de Calor y Masa, 2007.

[18]CENGEL Yanus, *Transferencia De Calor y Masa* (México: Mc Graw Hill, 2007).

2.1.2.2 Por convección.

Aquí la energía se transfiere entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. La presencia de movimiento masivo del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia.

La rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de Newton del enfriamiento como:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \qquad (W)$$

donde:

h es el coeficiente de trasferencia de calor por convección [W/m^2 °C].

A_s área superficial.

T_s temperatura de la superficie.

T_∞ temperatura del fluido.

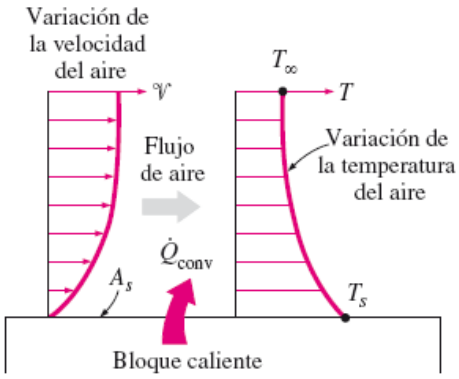


Fig. 2. 2 Transferencia de calor por convección.
Fuente: CENGEL Yanus, Transferencia de Calor y Masa, 2007.

2.1.2.3 Por radiación.

La energía es transmitida en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de

un medio interventor. De hecho, la transferencia de calor por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en un vacío. Ésta es la manera en la que la energía del Sol llega a la Tierra. La radiación es un fenómeno volumétrico y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados.

La radiación emitida por una superficie se puede idealizar por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{rad\ emitida} = \varepsilon\sigma A_s T_s^4 \qquad (W)$$

donde:

σ constante = $5.67 \times 10^{-8}\ W/m^2 \cdot K^4$

ε es la emisividad de la superficie [de 0 a 1]

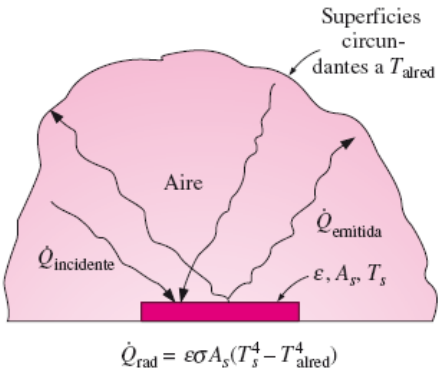


Fig. 2. 3 Transferencia de calor por conducción.
Fuente: CENGEL Yanus, Transferencia de Calor y Masa, 2007.

2.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Un intercambiador de calor es un instrumento que facilita el intercambio o transferencia de energía en forma de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo el contacto directo.

Aquí la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente de transferencia de calor total *U* que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia. La razón de la transferencia de

calor entre los dos fluidos en un lugar dado a un intercambiador, depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador.

2.2.1 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

El diseño y estructura de los intercambiadores de calor depende de su aplicación, de lo que se quiere lograr con la transferencia de calor en la aplicación.

De Tubo Doble: es el más simple, consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes.

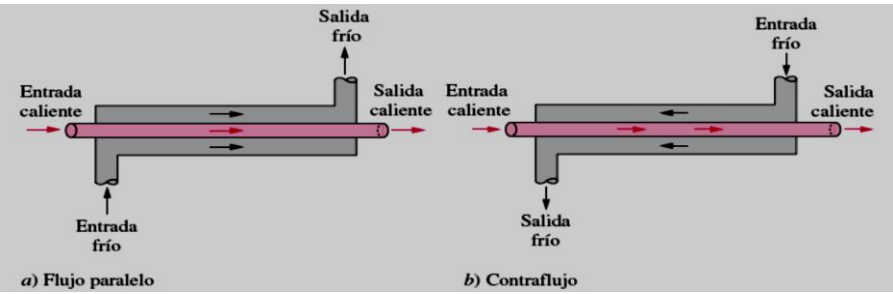


Fig. 2. 4 Intercambiador de Calor. Tubo Doble.
Fuente: CENGEL Yanus, Transferencia de Calor y Masa, 2007.

Compacto: tienen una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen (densidad de área $\beta>700$ m^2/m^3), los radiadores de los automóviles ($\beta\approx1000m^2/m^3$) se clasifican como compactos, al igual que los intercooler o enfriadores de aire o aceite. Permiten lograr grandes razones de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño.

Fig. 2. 5 Intercambiador de Calor. Compacto (Radiador).
Fuente: http://www.aquitucarro.com/

La gran área superficial en los intercambiadores compactos se obtiene sujetando placas delgadas o aletas corrugadas con poco espacio entre sí a las paredes que separan los dos fluidos. Los intercambiadores compactos son de uso común en la transferencia de calor de gas hacia gas y de gas hacia líquido (o líquido hacia gas), para contrarrestar el bajo coeficiente de transferencia de calor asociado con el flujo de gases mediante una mayor área superficial. Por ejemplo, en el radiador de un automóvil, del tipo compacto de agua hacia aire, no causa sorpresa que las aletas se encuentren sujetas en el lado hacia el aire de la superficie del tubo. En los intercambiadores compactos los dos fluidos suelen moverse de manera perpendicular entre sí y a esa configuración se le conoce como ***flujo cruzado***, el cual todavía se clasifica más como flujo no mezclado o mezclado, dependiendo de su configuración. En un radiador de automóvil los dos fluidos son no mezclados.[19]

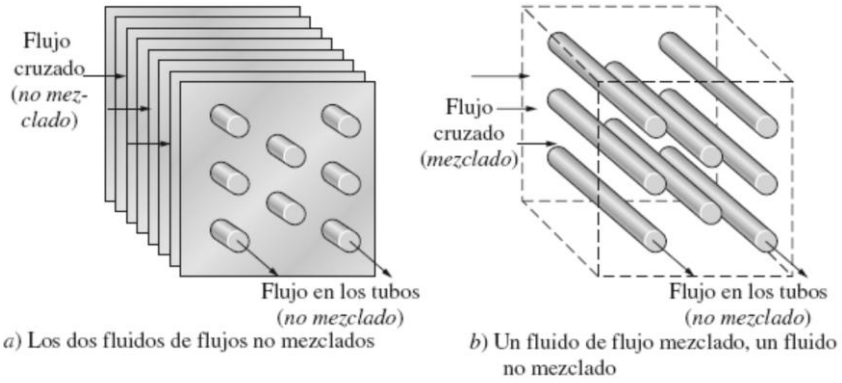


Fig. 2. 6 Intercambiador de Calor. Flujo Cruzado.
Fuente. CENGEL Yanus, Transferencia de Calor y Masa, 2007.

Los más usados para la industria son los conocidos como intercambiadores de ***tubo y coraza***, estos contienen un gran número de tubos (a veces varios cientos) empacados en un casco con sus ejes paralelos al de éste. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza.

[19]CENGEL Yanus, *Transferencia De Calor y Masa* (México: Mc Graw Hill, 2007)..

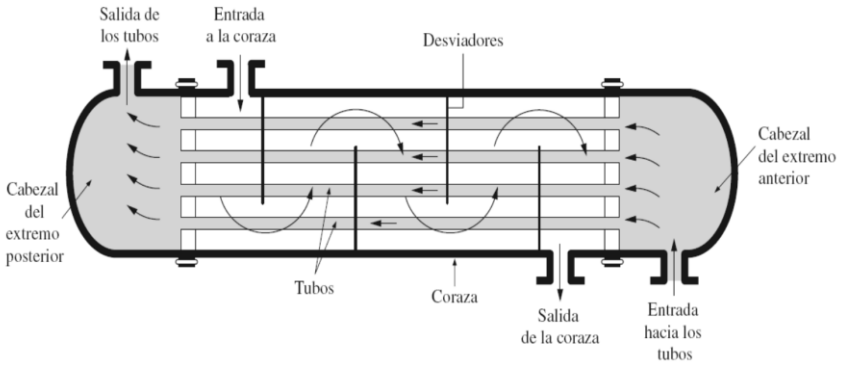


Fig. 2. 7 Intercambiador de Calor. Tubo y Coraza.
Fuente. CENGEL Yanus, Transferencia de Calor y Masa, 2007.

Intercambiador de calor de ***placas y armazón***, el cual consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo. Los fluidos caliente y frío, fluyen en pasos alternados, de este modo cada corriente de fluido frío queda rodeada por dos corrientes de fluido caliente, lo que da por resultado una transferencia muy eficaz de calor. Asimismo, este tipo de intercambiadores pueden crecer al aumentar la demanda de transferencia de calor, solo montando más placas. Resultan muy apropiados para aplicaciones de intercambio de calor de líquido hacia líquido, siempre que las corrientes de los fluidos caliente y frío se encuentren más o menos a la misma presión.

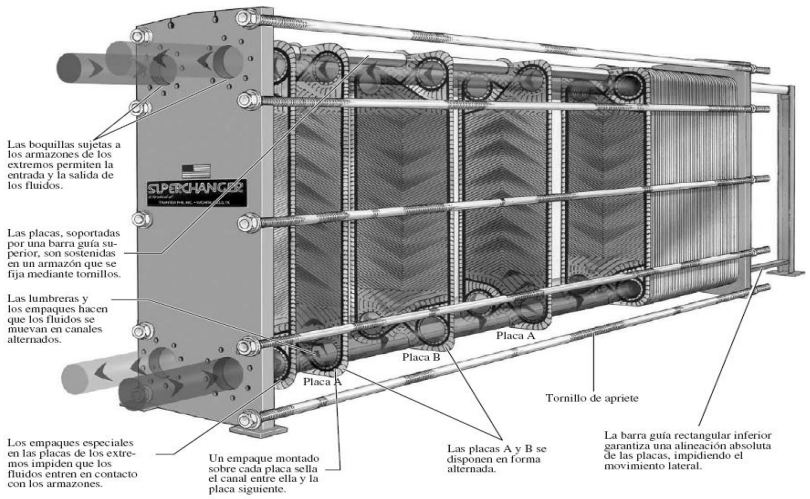


Fig. 2. 8 Intercambiador de Calor. Placas y Armazón.
Fuente. CENGEL Yanus, Transferencia de Calor y Masa, 2007.

Otro tipo de intercambiador de calor que se relaciona con el paso alternado de las corrientes de los fluidos caliente y frío a través de la misma área de flujo es el ***regenerativo***. El intercambiador regenerativo del tipo *estático* básicamente es una masa porosa que tiene una gran capacidad de almacenamiento de calor, como la malla de alambre de cerámica. Los fluidos caliente y frío fluyen a través de esta masa porosa de manera alternada. El calor se transfiere del fluido caliente hacia la matriz del regenerador durante el flujo del mismo, y de la matriz hacia el fluido frío durante el paso de éste. Por tanto, la matriz sirve como un medio de almacenamiento temporal de calor.

2.2.2 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL.

Por lo general la manera en que se da la trasferencia de calor en un intercambiador es la siguiente: en primer lugar el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después a través de la pared por conducción y, por último de la pared al fluido frio de nuevo por convección. Así se tienen dos resistencias térmicas por convección y una por conducción.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\,\Delta T = U_i A_i\,\Delta T = U_o A_o\,\Delta T$$

donde U es el coeficiente de transferencia de calor total (W/m^2 °C), los subíndices i y o representan la superficie interna y externa respectivamente, del intercambiador de calor.

2.2.3 SELECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

El intercambiador de calor más usado en los vehículos con motores de combustión interna, es el de tipo compacto de flujos cruzados, en el que intervienen dos fluidos, uno es la carga de aire que ingresara al motor y el otro el fluido que atraviesa el núcleo del intercambiador de calor que regularmente es aire ambiente, el mismo que absorberá el calor del otro fluido operante. El intercambiador de calor más conocido como “aftercooler” será el que se usara para el propósito de implementación, por el sistema de sobrealimentación que lleva implementado el vehículo de proyecto.

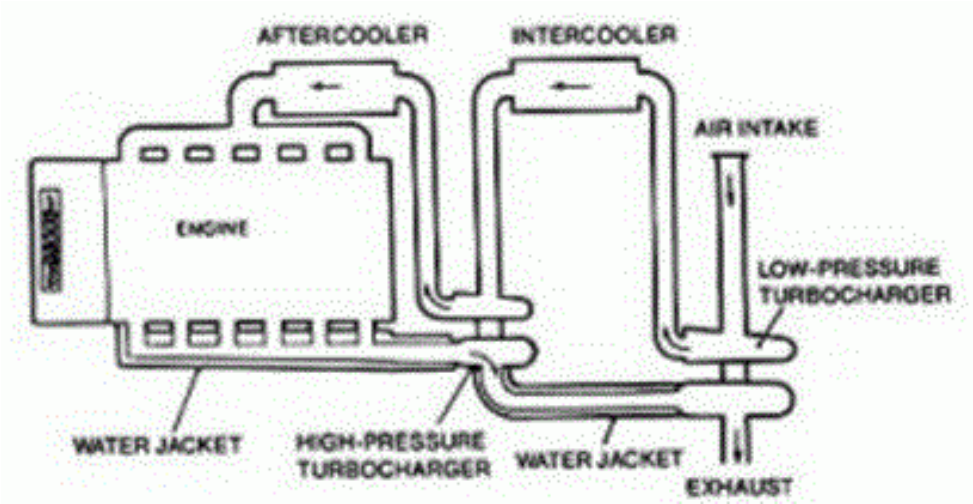


Fig. 2. 9 Esquema de un sistema sobrealimentado paralelo.
Fuente http://www.mecanomundo.com.

Regularmente y por cuestiones de marketing se mal usa el término de "intercooler" en vez del término "aftercooler" que es el elemento que realmente más se usa. El intercooler es un intercambiador de calor que se usa en caso de tener una sobrealimentación por compresores no paralelos secuenciales, en esta configuración el intercooler se encuentra ubicado entre los dos compresores del sistema de sobrealimentación, de este modo enfría el aire que sale de un primer compresor y lo envía al segundo. El aftercooler en cambio esta después del segundo compresor y de este último el aire pasa al motor; de igual modo el término correcto que se tendría que adoptar para el caso de tener un solo compresor o turbocompresor es el de "aftercooler". Pero por cuestiones de comodidad se cree que lo más conveniente es para este caso seguir usando el término" intercooler".

2.2.4 INTERCOOLER.

El intercooler es un intercambiador de calor compacto de flujo cruzado, que puede ser aire-aire o aire-agua, este se encarga de enfriar el aire comprimido por el turbocompresor o sobrealimentador de un motor de combustión interna, para que luego ingrese con una mayor densidad, lo que aportara favorablemente a la combustión del mismo.

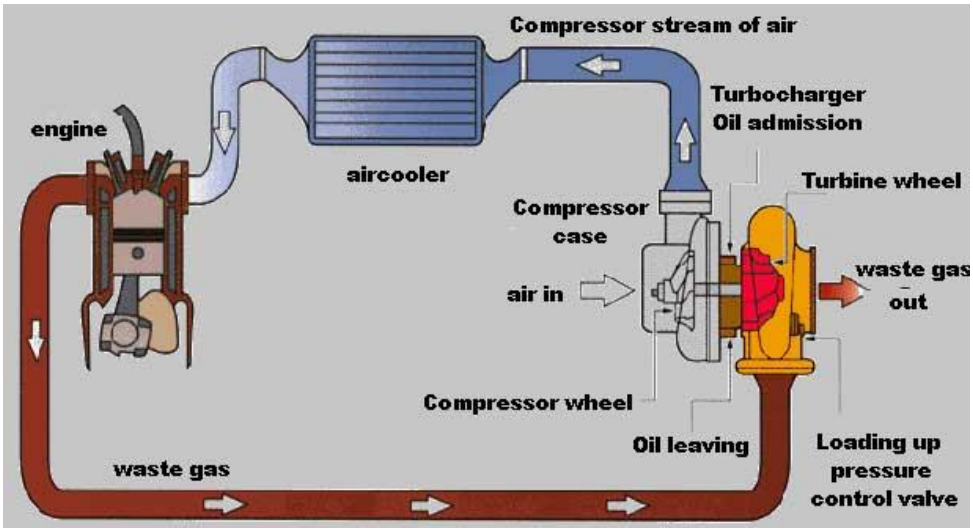


Fig. 2. 10 Sistema de admisión sobrealimentado.
Fuente: http://www.todoautos.com.pe

Normalmente los gases al comprimirse adiabáticamente (sin cesión de calor al entorno) se calientan. En el caso del turbo los gases salen a una temperatura de unos 90-120°C. El intercooler rebaja la temperatura del aire de admisión a unos 60-40 °C, con lo que la ganancia de potencia gracias al intercooler está en torno al 10-15%, respecto a un motor solamente sobrealimentado (sin intercooler). Lo habitual es que los intercooler sean de aire-aire, aunque en algunos casos, se tiene la posibilidad de añadir un pequeño chorro de agua que humedece el exterior del intercooler para que al evaporarse se enfríe y aumentar la potencia durante un rato.

2.2.4.1 Tipos de intercooler.

Regularmente los intercooler se clasifican por los fluidos que intervienen en su funcionamiento, es así que los hay:

2.2.4.1.1 Aire a Aire:

En este caso, los fluidos que interactúan son, el aire de admisión que sale del compresor del turbo con elevada temperatura y pasa por los ductos interiores, el mismo que cederá calor por conducción y convección al segundo fluido que es aire igualmente, el mismo que se desplaza por las aletas y ranuras del exterior de la carcasa del intercooler, este a menor temperatura (temperatura ambiente).

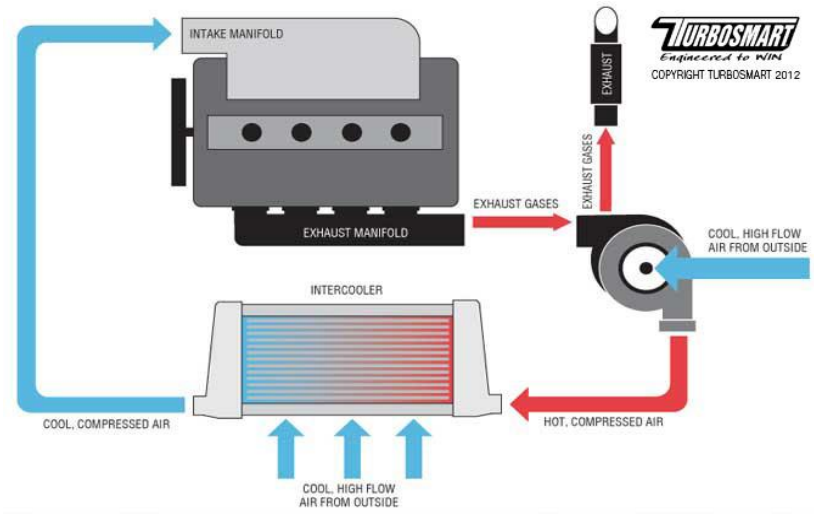


Fig. 2. 11 Esquema. Turbo-Intercooler: Aire-Aire.
Fuente: http://www.turbosmart.com.au

- Son los más usados en competencia ya que tienen mejores prestaciones y alto desempeño.
- Son menos costosos y más sencillos.
- Regularmente se colocan frente al radiador, aunque también se colocan por encima del motor, con una toma de aire en el capó.
- Son más eficientes, dependiendo de su adecuado tamaño.
- Depende de la temperatura ambiente.
- Dependiendo de su ubicación podrían llegar a disminuir la presión de sobrealimentación.
- Son prácticamente libres de mantenimiento.

Fig. 2. 12 Intercooler. Aire-Aire.
Fuente: http://www.ipgparts.com

Existen algunas variantes con respecto al funcionamiento de estos intercooler, por ejemplo se suele colocar un dispositivo que rocíe de agua al exterior del intercooler para así humedecerlo y lograr que enfríe más el aire de admisión.

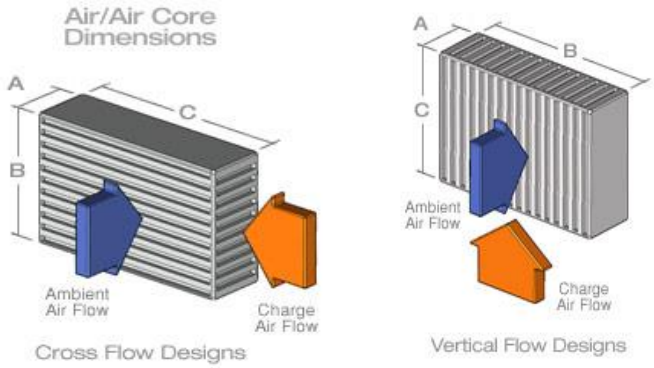


Fig. 2. 13 Esquema de flujos. Intercooler Aire/Aire.
Fuente: http://www.bellintercoolers.com

También últimamente se ha desarrollado, con el uso más extenso de los intercooler, los llamados intercooler criogénicos o sistemas CRYO2, estos usan la evaporización del dióxido de carbono líquido CO2 sobre la parte exterior frontal del intercooler aire-aire, mejorando su rendimiento hasta un 50%; se puede llegar a bajar la temperatura de la carga en un 60%, con el uso del kit de CryO2.

Fig. 2. 14 Sistema de enfriamiento CRYO2. Kit.
Fuente: www.designengineering.com

Fig. 2. 15 Sistema de enfriamiento CRYO2. Kit.
Fuente: www.designengineering.com

2.2.4.1.2 Aire a Agua:

En este tipo de intercooler se usa un fluido refrigerante (agua), el mismo que "absorberá" el calor del aire de admisión, este proceso también se realiza por conducción y convección. Usan un intercambiador de calor adicional localizado frente al radiador del motor. El agua que circula a través del intercooler "absorbe" el calor del aire de admisión, luego pasa a través del segundo intercambiador (radiador pequeño), es enfriado y luego retorna al intercooler.

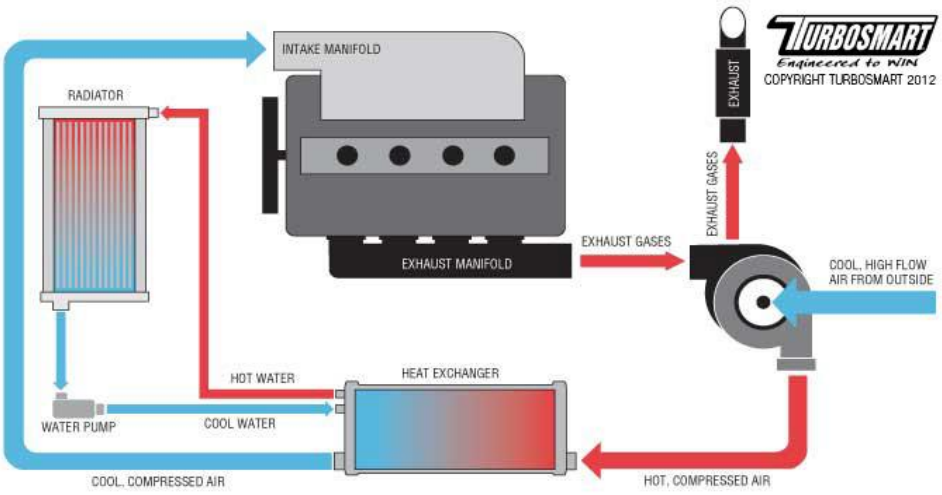


Fig. 2. 16 Esquema. Turbo-Intercooler: Aire-Agua.
Fuente: http://www.turbosmart.com.au

El agua ingresa al cuerpo del intercooler, en su interior van dispuestos los conductos por donde pasa el aire a enfriar, los mismo que están rodeados por el fluido refrigerante teniendo así interacción térmica.

- Estos son más compactos, aunque algo más complejos.
- Tienen mayor costo.
- Se usan cuando no se dispone de mucho espacio en el habitáculo del motor.
- Eficiencia más homogénea (no depende de la temperatura ambiente).
- Reducen las pérdidas de presión por fricción.
- Son más susceptibles a fallos ya que para su funcionamiento intervienen más elementos (bomba, válvulas, depósito, cañerías etc.)

Fig. 2. 17 Intercooler. Aire - Agua.
Fuente: http://nipponpower.com.mx

2.2.4.2 Tipos de intercooler según su construcción.

Los intercooler aire a aire, se suelen construir de tres diferentes maneras, estas dictan la forma que tienen los conductos del núcleo por donde pasa el aire de admisión y como afectan al paso del aire ambiente en la parte exterior del intercooler rodeando sus conductos. Así se tiene que los diseños más conocidos son:

Tube And Fin,

Bar And Plate,

Plate-Tube And Fin.

Los primeros 2 siendo los más utilizados para autos en la actualidad, ya que el tercero es más usado para camiones cuyas presiones son muy elevadas (arriba de 30psi) en las que la aerodinámica y flujo ya no tienen tanta importancia.

Las propiedades de refrigeración de los intercooler se determinan por el espesor de las paredes de los conductos (para el flujo de aire de carga) y el área (para la refrigeración de flujo de aire ambiente).

El espesor (y del tipo de aletas utilizadas) dicta cuan rápidamente el aire de carga se moverá a través de una unidad (conducto-aletas), mientras que el área de superficie afecta a la rapidez con la que el aire ambiente fluirá a través del enfriador. El número de aletas por pulgada tendrá un impacto dramático en las características de enfriamiento de la unidad.

La combinación y estructura de las aletas es muy importante en el diseño de un núcleo eficaz con una caída de presión baja; por ejemplo, un diseño de la aleta gruesa ofrece transferencia de calor excelente, sin embargo, este diseño también crea una alta caída de presión. La pérdida de carga es la cantidad de impulso perdido por el sistema a medida que se bombea el aire de carga desde el compresor del turbo a través del intercooler. Cada forma de aleta tiene su coeficiente de transferencia de calor.

La clave en el diseño de un buen intercooler, esta, en la medida que se logre combinar buena eficacia y baja caída de presión. Por ejemplo, un diseño de la aleta lisa ofrece una excepcional baja caída presión, pero no proporciona gran transferencia de calor en comparación con una de aleta de tipo persiana, donde el aire se mueve rápidamente sobre o a través de la aleta simple (baja caída de presión) , pero es tan rápido su paso que no puede estar en el núcleo lo suficiente como para maximizar la transferencia de calor, por consiguiente, el aire que se mueve a través de una aleta tipo persiana se demora en moverse a través del núcleo (más caída de presión) , pero también tiene más tiempo para transferir el calor.

2.2.4.3 TUBE AND FIN (Tubo y Aleta).

Tiene mejor aerodinámica externa, ya que al tener las paredes de los tubos redondeadas, permite un mejor flujo de aire a través del núcleo, pero tiene una aerodinámica interna reducida ya que en su diseño interior, las paredes del tanque colector no quedan parejas con el "corte" de los tubos.

Este además es menos pesado que el bar and plate, estos normalmente utilizan para su construcción tubos extruidos con aletas prensados en su lugar, con el fin de lograr resistencia.

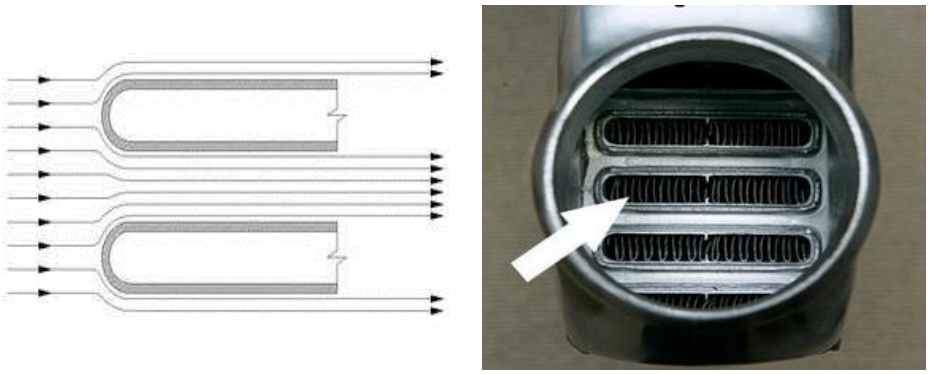


Fig. 2. 18 Conductos internos. Tube and Fin.
Fuente: http://www.clubcopaac.com

El diseño del núcleo del intercooler, en este caso, presenta mayor tasa de fugas de aire, además las aletas y los conductos del núcleo son más susceptibles a ser dañados por golpes de piedras o algún escombro de la carretera, por lo que no se recomienda para ser montados en la parte frontal del vehículo. Los conductos o tubos al ser construidos de pared delgada, pueden llegar a deformarse con el paso de presiones extremas.

2.2.4.4 BAR AND PLATE (Barra y Placa).

En este diseño se puede ver que el exterior tiene una menor eficiencia aerodinámica, ya que al tener las paredes de los tubos del núcleo totalmente cuadradas, el aire llega y choca contra estas paredes y genera turbulencia reduciendo el flujo que va a través del exterior del intercooler.

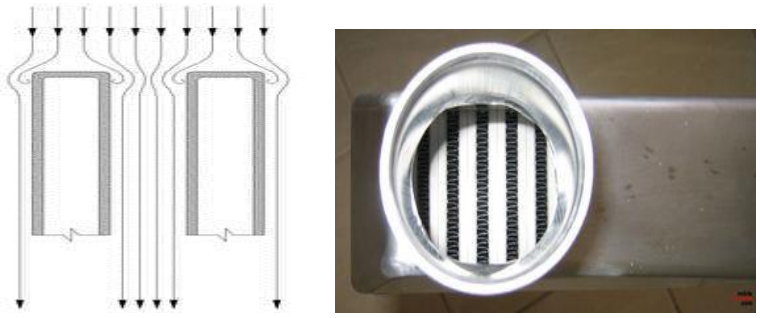


Fig. 2.19 Conductos internos. Bar and Plate.
Fuente: http://www.clubcopaac.com

Su núcleo está diseñado para disipar el calor que "absorbe" del aire de admisión, especialmente cuando el vehículo está parado o en tráfico vehicular, este mantiene la carga fría y luego disipa el calor cuando ya se pone en movimiento, lo que no se puede logar con el diseño de tubo y aleta.

El intercooler puede ser montado en la parte frontal del vehículo y soportar además de golpes, grandes sobrepresiones. Su sellado es superior por la manera en que están soldadas las placas, teniendo así cero fugas hacia el medio ambiente.

Una ventaja clave del núcleo "bar and plate", es su extraordinaria variedad de diseños de aleta a ambos lados del enfriador. Además, la altura de los pasajes se puede cambiar mediante el uso de barras y aletas más altas, lo que amplía considerablemente las posibilidades para el diseñador intercooler, además de poder crearse con bases más anchas que las de "tuve and fin" (>3.5plg), logrando tener mayores coeficientes de enfriamiento y mayor eficiencia.

2.2.4.5 PLATE TUBE AND FIN.

Es muy poco aerodinámico en el exterior, y en el interior tiene los mismos problemas que el tube and fin, se utiliza más en el medio de los camiones.

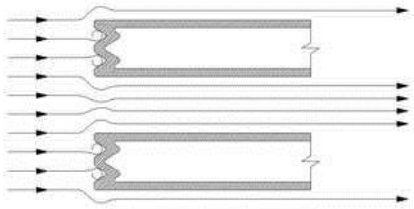


Fig. 2. 20 Conductos internos. Plate Tube and Fin.
Fuente: http://www.clubcopaac.com

Los tanques colectores, distribuyen el aire de entrada sobre toda la superficie del núcleo y luego a la salida. Estos son de suma importancia para no perder presión estática.

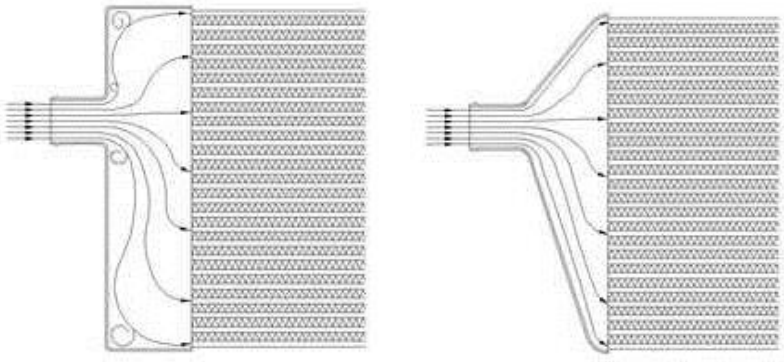


Fig. 2. 21 Diseño de tanques colectores.
Fuente: http://www.clubcopaac.com

2.3 SELECCIÓN DEL INTERCOOLER.

2.3.1 PARÁMETROS PARA LA SELECCIÓN DEL INTERCOOLER.

Para elegir el intercooler apropiado, se tienen que tomar en cuenta algunas consideraciones, entre las cuales están:

- ✓ La temperatura a la que se necesita reducir la carga de aire.
- ✓ La presión de sobrealimentación a la que será sometido (presiones de hasta 20 psi son seguras)
- ✓ Además de que se requiere reducir en lo mínimo las pérdidas de presión de sobrealimentación.
- ✓ Reducir al mínimo el gasto másico de aire de admisión Ga [kg/s].
- ✓ El montaje del intercooler dentro del habitáculo del motor.
- ✓ El tamaño y por último el costo total de implementación.

Para la selección del intercooler los criterios más importantes a considerarse son: la máxima cantidad de calor absorbida, la menor pérdida de presión de carga, y el mínimo incremento del “lag” o retraso en la respuesta del acelerador.

Para el caso de los intercooler air a aire, la clave está en: “entre más grande mejor”. Más superficie significa más potencia de refrigeración. Sin embargo, una mayor superficie se ve desfavorecida por un núcleo más grueso. Una mayor superficie para el aire ambiente brinda más refrigeración, donde un núcleo más grueso podría ser menos eficaz, a medida que el núcleo se vuelve más grueso, el aire ambiente que viaja a través del núcleo se calienta por transferencia de calor y cuanto más lejos a través del núcleo se desplace más calor “absorbe”. Más allá de esto, los núcleos gruesos causan una caída de la presión del aire del ambiente que atraviesa el núcleo del intercooler, lo que significa que menos aire pasara hacia el radiador del motor causando problemas de sobrecalentamiento al mismo, en el caso de montar el intercooler frente al radiador como es común.

Cuando se trata del área frontal, es más conveniente ampliar la altura que la longitud de la unidad. La razón principal de esto es que la caída de presión es mayor cuando el aire de carga tiene que viajar a través del pasaje más largo. Cabe señalar que la caída de presión a través de un núcleo más largo puede ser compensada, hasta cierto punto, a través del diseño de la aleta.

Los intercooler con núcleo “tube and fin” son más baratos, porque son más baratos de producir que los de “bar and plate” y porque se suelen usar en aplicaciones de equipo original.

Las circunstancias y modos de conducción son los factores que influyen en la elección de un intercooler, esperando de este sacar el mayor provecho, es así que se puede decir, que existen tres circunstancias que definirían que intercooler es conveniente.

Conducción normal en la calle. Para este caso un intercooler aire a aire de tamaño adecuado sería el más eficiente, regularmente del tipo “Bar and Plate”.

Carreras Rápidas (Piques). En este caso es conveniente un intercooler del tipo aire a agua, teniendo antes de la carrera el agua muy por debajo de la temperatura ambiente se lograría obtener potencia por el corto tiempo que dura la carrera.

Carreras de Resistencia. El intercooler aire a aire es claramente superior debido a la ruta más corta de obtener el calor de la carga de aire y de intercambiarlo con la atmósfera. Las carreras de resistencia impediría el uso de agua con hielo, lo que anula la ventaja singular del radiador de agua. Además, el intercooler aire a aire no tiene necesidad de mantenimiento. Para este

caso también sería recomendable uno que tenga el núcleo tipo “Bar and Plate” que es más resistente a los golpes y a sobrepresiones.

Tuning. Para el caso del tuning siempre se suele usar un intercooler aire a aire que luzca bien con el vehículo, aquí ya no es tan importante la eficiencia del mismo sino como luce, incluso suelen ser pintados con algún logotipo lo que podría llegar a perjudicar la eficiencia del núcleo del intercambiador.

2.3.2 CONSIDERACIONES PREVIAS SOBRE HIPÓTESIS.

Como la hipótesis plantea un aumento de la potencia de un 12% y una reducción del consumo de un 5%, se tiene que considerar estos aspectos para que el intercooler seleccionado logre ser el que consiga los resultados esperados por la hipótesis. Es así que primeramente se realizaran los cálculos de la potencia y consumo de combustible objetivos con la implementación.

2.3.2.1 Incremento de potencia indicada.

El objetivo de la implementación es aumentar la potencia indicada en un 12% lo que sería llegar a tener un valor de:

$$Ni_{Objt} = Ni \cdot 1.2 = 102\ CV \cdot 1.2$$

$$Ni_{Objt} = 122.4\ CV \sim 90.02\ kW$$

Esta nueva potencia significa un nuevo valor de la presión media indicada, relacionada con el incremento de la densidad del aire de admisión, mejorando la combustión y aumentando el rendimiento volumétrico. Es por esto que se debe determinar a qué temperatura debería de estar el aire de admisión para lograr la presión media indicada que se necesita.

2.3.2.2 Disminución del consumo horario.

Se pretende disminuir el consumo un 5%, de esta manera se tendría un consumo de:

$$gi_{Objt} = 314.58 - 314.58 \cdot 0.05 = 298.85 \frac{g}{kW \cdot h}$$

Una vez obtenidos los nuevos parámetros de potencia indicada y consumo indicado se procede a realizar el cálculo que permita obtenerlos.

2.3.2.3 Presión media indicada:

$$Pi = \frac{30 \cdot Ni}{Vh \cdot n}$$

$$Pi = \frac{30 \cdot 90.02kW}{0.623L \cdot 3600rpm}$$

$$Pi = 1.204MPa$$

Mediante la siguiente expresión se relacionara la nueva presión media indicada y el nuevo consumo indicado de combustible, y así poder determinar que temperatura de admisión es la que el intercooler debería proporcionar para obtener los nuevos valores objetivos:

$$Pi = 3600\frac{\rho \cdot \eta_V}{gi \cdot \alpha \cdot lo}$$

donde:

ρ representa la densidad del aire [kg/m^3].

η_v eficiencia volumétrica.

gi consumo indicado de combustible [$\frac{g}{kW \cdot h}$].

α coeficiente de exceso de aire.

lo cantidad teórica de aire.

$$\rho \cdot \eta_V = \frac{Pi \cdot gi \cdot \alpha \cdot lo}{3600}$$

$$\rho \cdot \eta_V = \frac{1.204MPa \cdot 298.85\frac{g}{kW \cdot h} \cdot 1.4 \cdot 14.52kg}{3600}$$

$$\rho \cdot \eta_V = 2.031\frac{kg}{m^3}$$

La densidad que se obtuvo previamente en el capítulo 1 como resultado de los cálculos con la intervención de un intercooler de eficiencia del 60% nos dio como resultado que el aire tendría en promedio una densidad de 1.5 kg/m^3, esta densidad será usada para la determinación del rendimiento volumétrico objetivo.

$$\eta_V = \frac{2.031\frac{kg}{m^3}}{1.5\frac{kg}{m^3}} = 1.35{\sim}135\%$$

2.3.2.4 Temperatura de admisión.

De esta manera de la siguiente formula se despejara la temperatura *T1* que representa la temperatura con la que el aire ingresa al motor.

$$\eta_V = \frac{Rc}{Rc-1}\frac{P1}{P_{atm}}\frac{T_{amb}}{T1(1+\gamma_r)}$$

$$T1 = 315.46°K{\sim}42.31°C$$

Entonces se tiene que, se necesita para lograr los objetivos de implementación, que el intercooler enfrié el aire de admisión hasta unos 42°C.

2.3.3 CÁLCULOS PARA LA SELECCIÓN DEL INTERCOOLER.

Los cálculos que se deben realizar tienen por objetivo aportar bases teóricas para así lograr la mejor selección del intercooler. Lo que se va a calcular tiene que ver con lo que se quiere lograr con la implementación, es así que lo que principalmente se necesita justificar son las características (especialmente dimensionales) que debe tener el intercooler para lograr reducir la temperatura del aire hasta obtener la temperatura objetivo.

En base a lo planteado anteriormente, lo que se hará será lo siguiente:

1. Se realizara un estudio térmico por medio del método de diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD), ya que se necesita que la trasferencia de calor en el intercambiador, logre el objetivo de reducir la temperatura del fluido operante hasta una temperatura predeterminada (42°C). De este estudio se lograra determinar el área de flujo interno del intercambiador, además de su razón de transferencia de calor.
2. Luego en base al análisis de las prestaciones del sistema de admisión sobrealimentado (flujo másico, presión de sobrealimentación), se determinara el tamaño del intercambiador.

2.3.3.1 Consideraciones.

Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos periodos sin cambios en sus condiciones de operación. Por lo tanto, se pueden considerar como aparatos de *flujo estacionario*. Como tales, el gasto de masa de cada fluido permanece constante y las propiedades de los fluidos, como la temperatura y la velocidad, en cualquier entrada o salida, siguen siendo las mismas. De igual manera no se toma en cuenta la energía cinética y potencial. El calor específico del fluido operante se puede llegar a considerar constante ya que los intercambiadores de calor trabajan constantemente sin mayores cambios en sus temperaturas de funcionamiento en grandes intervalos de trabajo.[20]

2.3.3.2 Términos a considerar.

Área de Transferencia de Calor.

El área de transferencia de calor del intercambiador de calor representa la suma de todas las placas y conductos que forman el núcleo, están en contacto con el aire ambiente y son los responsables de toda la transferencia de calor con el exterior. Entre mayor sea esta área será mayor la eficiencia del intercooler.

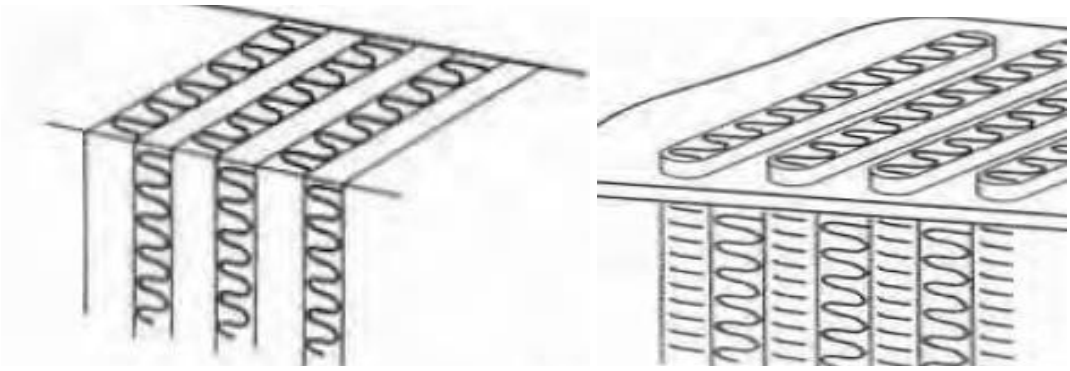


Fig. 2. 22 Formas de área de trasferencia de calor de un intercooler.
Fuente: Corky Bell. Cambridge, MA: Bentley Publishers, 1997.

Área de Flujo Interno.

Representa el área interna del núcleo del intercooler, y su aerodinamismo representa un reto para el diseño. Se tiene que entre más difícil sea para el aire atravesar el núcleo, mayor será su transferencia de calor, pero un aerodinamismo interno pobre, provocara una caída de presión

[20]CENGEL Yanus, *Transferencia De Calor y Masa* (México: Mc Graw Hill, 2007)..

alta. Para compensar un mal aerodinamismo, el área de flujo interno se debe hacer lo suficientemente grande para frenar ligeramente el flujo de aire y así mantener las pérdidas de presión a niveles aceptables.

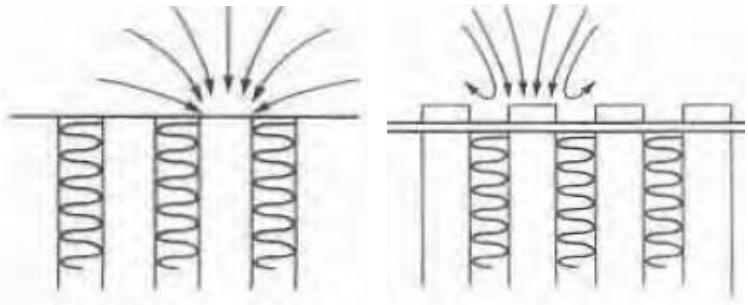


Fig. 2. 23 Formas de áreas de flujo interno de un intercooler.
Fuente: Corky Bell. Cambridge, MA: Bentley Publishers, 1997.

Una gran parte de las pérdidas de presión del flujo de aire se dan por las dimensiones del área de flujo interno de los núcleos, así se da que:

$$Area\ de\ flujo\ interno = Largo\ del\ canal \cdot Ancho\ del\ canal \cdot Numero\ de\ canales$$

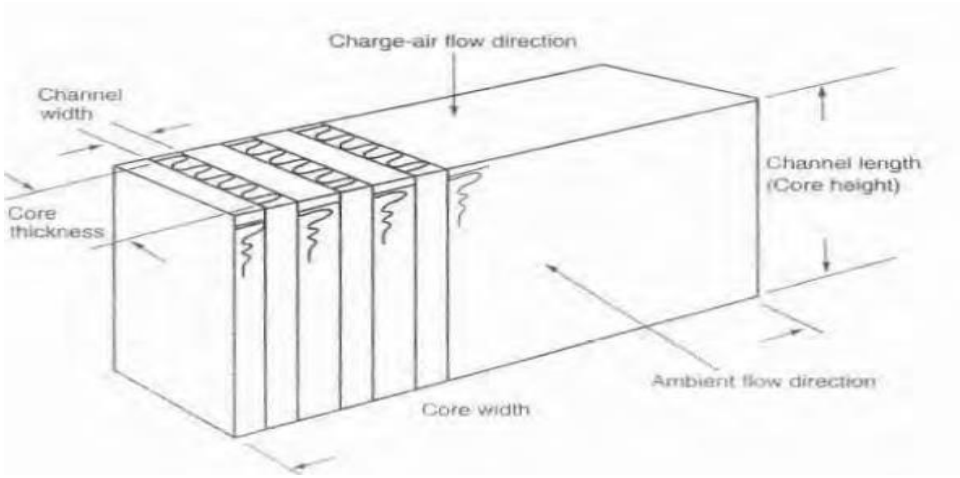


Fig. 2. 24 Área Interna de Flujo.
Fuente: Corky Bell. Cambridge, MA: Bentley Publishers, 1997.

Volumen Interno.

Representa el volumen interno del intercooler tanto del núcleo como de los tanques colectores, este volumen debería de estar presurizado aun antes del colector de admisión para ayudar a disminuir el “lag”.

Área Frontal.

El área frontal de un intercooler representa básicamente el área frontal del núcleo, refleja el área en la que va a incidir el aire ambiente y entre mayor sea esta será mayor la capacidad de enfriamiento.

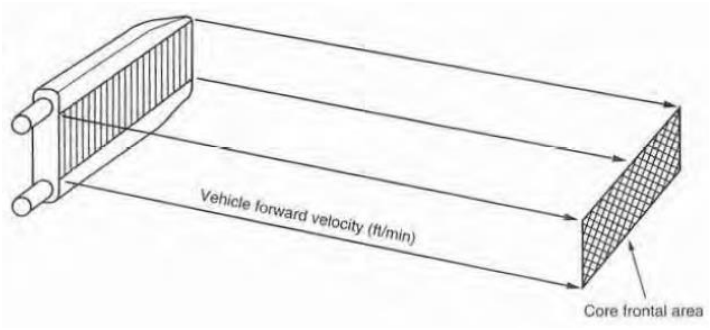


Fig. 2. 25 Área Frontal de un Intercooler.
Fuente: Corky Bell. Cambridge, MA: Bentley Publishers, 1997.

Caída de Presión

La caída de presión, está influenciada por la resistencia que presentan los conductos internos del intercooler al paso del aire, esta resistencia origina una cantidad de presión que pierde el flujo de aire al pasar por el intercooler. Si bien esta caída de presión es más notoria en el núcleo, también hay una caída de presión en los conductos que conducen el aire del turbo hacia el intercooler y del mismo hacia el cuerpo de aceleración, así como la de los tanques colectores. Por ejemplo los tubos de diámetro más pequeño aumentan la resistencia aerodinámica en comparación con tubos más grandes. El sistema de intercooler óptimo utiliza conductos de rutas directas, disponibles con diámetros de tubo de tamaño adecuado para el flujo de aire, asociada con el nivel de potencia del motor.

Las pérdidas de presión del aire al pasar por el interior del intercooler también tienen mucho que ver con el aerodinamismo que tienen los conductos internos del intercooler. Se tiene que hallar un equilibrio entre el aerodinamismo y la eficiencia térmica del intercooler.

2.3.3.3 Temperatura de salida del turbocompresor.

Para obtener la temperatura real con la que sale el aire de admisión del compresor del turbo, se procedió a diseñar un circuito electrónico tipo sensor de temperatura con la ayuda del sensor electrónico de temperatura LM35 y con unos desplayes como instrumentos de visualización.

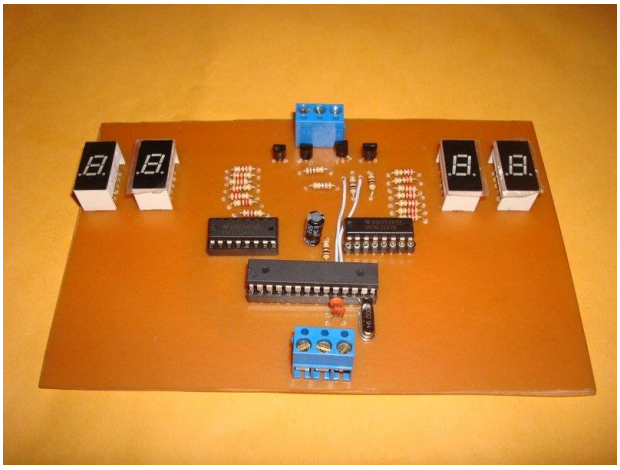


Fig. 2. 26 Circuito del sensor de temperatura.
Fuente: Autores.

El sensor de temperatura fue ubicado dentro de la manguera que conecta la boca de salida del compresor del turbo con un conducto hacia el cuerpo de aceleración del motor, de esta manera el sensor iba hacer rodeado e incidido por el aire que sale a presión y elevada temperatura del turbo.

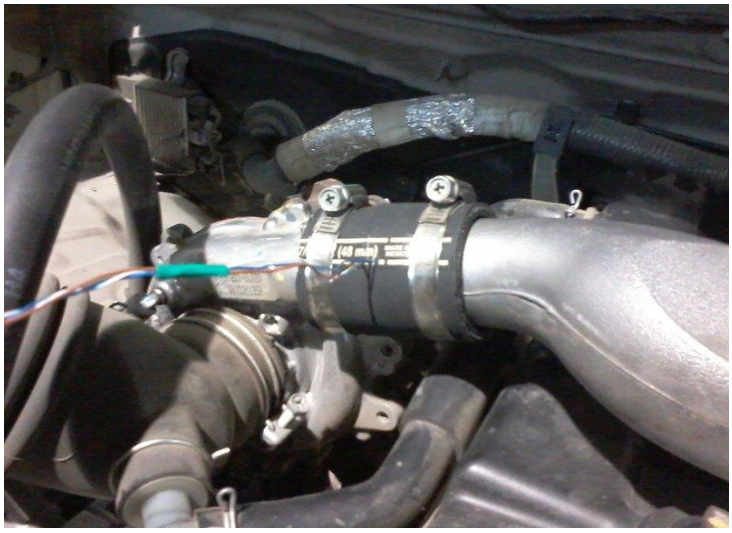


Fig. 2. 27 Lugar de senso de temperatura.
Fuente: Autores.

Las temperaturas se obtuvieron a diferente régimen de funcionamiento del motor, teniendo así a ralentí, media cargar y a régimen de potencia máxima, dando los siguientes resultados:

Prueba de Temperatura (display del lado derecho**)**			
Régimen	**Ralentí**	**Media Carga**	**3600 rpm**
Temperatura [°C]	24 - 29	41 - 46	69 – 80

Tabla 2. 1 Prueba de temperatura. Aire luego del turbo.
Fuente: Autores

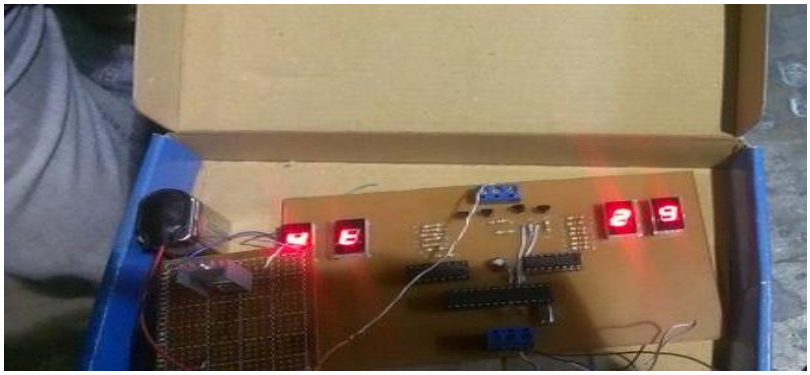


Fig. 2. 28 Temperatura a ralentí.
Fuente: Autores.

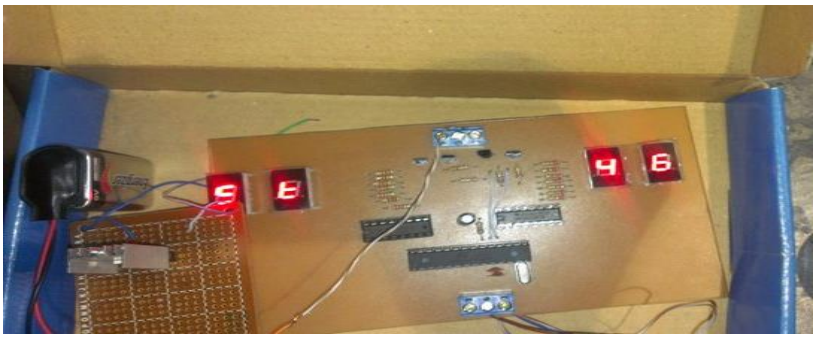


Fig. 2. 29 Temperatura a Media Carga.
Fuente: Autores.

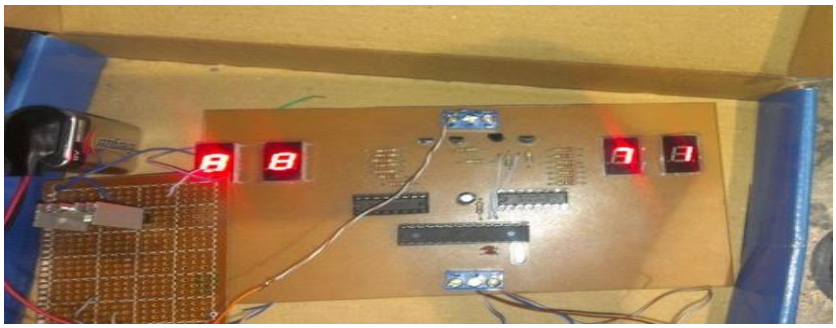


Fig. 2. 30 Temperatura a 3600 rpm.
Fuente: Autores.

Una vez obtenidos los resultados de la prueba y compararlos con los obtenidos de manera teórica (régimen de potencia máxima), se concluye determinar un promedio coherente entre los dos, para obtener un valor de temperatura del aire de entrada al intercooler concreto, es así que la temperatura del aire de entrada hacia el intercooler será de 90°C.

2.3.3.4 Eficiencia Térmica [β].

El comportamiento del intercooler está dado por su eficiencia, la misma que se define como la relación entre el enfriamiento que se produce en el aire de sobrealimentación y el máximo que se podría conseguir habida cuenta de la temperatura ambiente:

$$\beta = \frac{T_{T1} - Ts}{T_{T1} - T_{atm}}$$

Este valor normalmente esta entre 60% a 90%, los valores más altos de eficiencia se obtienen cuando el intercooler está montado frontalmente en el vehículo, ósea frente al radiador, y los más bajos para el caso de los intercooler que se montan sobre el motor con una toma de aire sobre el capot.

Se deberá determinar el valor de la eficiencia que debería tener el intercooler que se escogerá para que logre reducir la temperatura del aire de carga hasta unos 42°C.

$$\beta = \frac{90°C - 42°C}{90°C - 18°C} = 0.66{\sim}66\%$$

De manera que el intercooler a implementar deberá tener una eficiencia de aproximadamente un 70% para lograr los objetivos de implementación.

2.3.3.5 Análisis mediante LMTD.

La diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador de calor viéndose conveniente tener una diferencia de temperatura media ΔTm para usarse en la relación con la razón de transferencia de calor presente. Este método se basa en la diferencia de temperaturas que se manifiesta exponencialmente entre los fluidos caliente y frío, la temperatura del fluido caliente decrece y la del frío aumenta a lo largo de dicho intercambiador, pero la temperatura del fluido frío nunca puede sobrepasar la del caliente, sin importar cuán largo sea dicho intercambiador. Es decir, la razón de la pérdida de calor desde el

fluido caliente, en cualquier sección del intercambiador, es igual a la razón de la ganancia de calor por el fluido frío en esa sección. En función de estas relaciones se tiene que la razón de transferencia de calor es:

$$\dot{Q} = U \cdot As \cdot F \cdot \Delta T_{ml}$$

donde:

U representa el coeficiente de transferencia de calor total del intercambiador.

As es el área superficial del intercambiador.

F factor de corrección (solo para flujos cruzados).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)}$$

La última expresión representa la *diferencia de temperatura media logarítmica.*

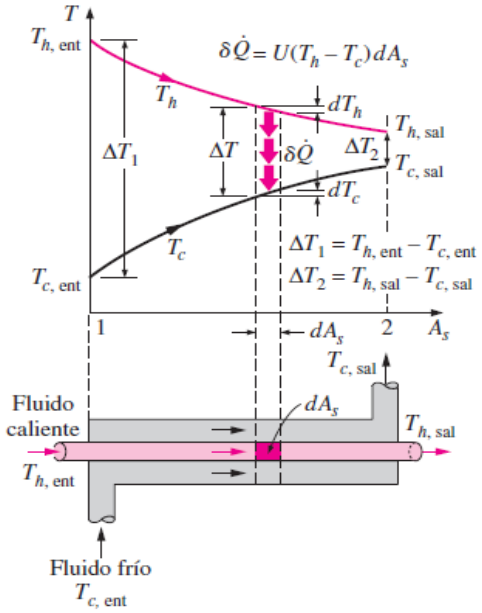


Fig. 2. 31 Método de diferencia de temperatura media logarítmica.
Fuente: CENGEL Yanus. Transferencia de Calor y Masa, 7ma, 2009.

Cálculos:

Para los cálculos se debe asumir el factor *U* que representa el coeficiente de transferencia de calor total del intercambiador, basándose en los estudios realizados en el libro de "Transferencia de calor y masa" de Cengel Yanus, representados en la tabla 11-1. Según este autor el coeficiente de transferencia de calor total de un intercambiador de calor de gas a gas esta entre los 10 a 40 W/m^2°C; es así que para este estudio se asumirá un valor de 40W/m^2°C.

$$\dot{Q}_h = \dot{m} \cdot Cp(T_{ent} - T_{sal})$$

donde:

$\dot{Q}_h$ es la razón de transferencia de calor del fluido interno (aire de admisión)
$\dot{m}$ representa el flujo másico del fluido caliente. FMA=0.113 kg/s
Cp calor especifico del aire a presión constante. 1008 J/kg K
Ten, Tsal temperaturas del aire de entrada y salida al intercooler, respectivamente. K

Flujo Másico [FMA].

El flujo másico de aire representa la cantidad de aire de admisión que debe ingresar al motor por unidad de tiempo, para lograr generar cierta potencia y satisfacer el consumo específico de combustible, su fórmula relaciona como se muestra:

$$FMA = Ni \cdot R_{A/C} . gi$$

donde:

Ni potencia indicada.
$R_{A/C}$ relación estequiométrica.
gi consumo indicado de combustible.

$$FMA = 90.02kw \cdot 15.16 \cdot 298.85 \frac{g}{kW \cdot h}$$

$$FMA = 407847.55\frac{g}{h}$$

$$FMA = 113.289\frac{g}{s} \sim 0.113\frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_h = 0.113 \cdot 1008(363.15 - 315.15) = 5467.39W$$

Se necesita determinar el valor de la temperatura del aire que frio que atraviesa el intercooler, se lograra obtenerlo mediante un balance de energía:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot Cp(T_{sal} - T_{ent})$$

$$5467.39 = 0.42 \cdot 1007(T_{sal} - 291.15)$$

$$T_{sal} = 304.07K$$

Luego se determina la diferencia de temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)}$$

ΔT1= T caliente-entrada – T fría-salida

ΔT2= T caliente-salida – T fría-entrada

$$\Delta T_{ml} = \frac{(365.15 - 304.7) - (315.15 - 291.15)}{ln\left(\frac{60.45}{24}\right)} = 39.45K$$

$$\dot{Q} = U \cdot As \cdot F \cdot \Delta T_{ml}$$

F factor de corrección: Según los datos y la Figura. 11.18[21] F=0.95.

Ahora se procede a determinar el área superficial

$$As = \frac{\dot{Q}}{U \cdot F \cdot \Delta T_{ml}}$$

[21] CENGEL Yanus, Transferencia de Calor y Masa, (México: Mc Graw Hill, 2007).

$$As = \frac{5467.39}{40 \cdot 0.95 \cdot 39.45} = 3.6m^2 \sim 6250in^2$$

El área superficial obtenida representa la suma de las áreas de las paredes de los conductos y sus aletas en el interior y exterior del intercooler, en la que ocurre la transferencia de calor, ósea la suma de las áreas internas de los conductos junto con las aletas del lado del fluido caliente (aire de admisión), más el área exterior con sus respectivas aletas del lado del fluido frio (aire ambiente). Este dato nos da una idea del tamaño que tendería a tener el intercooler según la trasferencia de calor que se requeriría para lograr la reducción de temperatura.

A continuación se realiza un estudio para hallar las dimensiones del núcleo del intercooler, en base a las necesidades del motor y el flujo volumétrico aportado por el grupo turbo-compresor.

2.3.3.6 Flujo volumétrico [FR].

También conocido como velocidad de flujo, representa el flujo volumétrico de aire que va a pasar por el intercooler, para este cálculo no se toma en cuenta la sobrepresión del turbo, más adelante si se lo hará:

$$FR = \frac{VH}{1728} \cdot \frac{n}{2} \cdot \eta_V$$

$$FR = \frac{152.19in^3}{1728} \cdot \frac{3600}{2} \cdot 1.12 = 196.57cfm$$

donde:

VH es la cilindrada del motor en pulgadas cubicas.
n es el régimen en rpm.
η_v es la eficiencia volumétrica del motor.
½ es un numero adimensional característico de los motores de 4 tiempos.
1728 es un factor de conversión.

Ahora bien para el presente caso de sobrealimentación el valor de la relación de flujo viene dado por:

$$FRT = FR \cdot PR$$

donde:

PR es la relación de presión del turbo. Viene dado por:

$$PR = \frac{P_{atm} + boost}{P_{atm}}$$

donde:

P_{atm} representa la presión atmosférica.
boost representa el aumento de presión del turbo sobre la presión absoluta.

$$PR = \frac{10psi + 4psi}{10psi} = 1.4$$

$$FRT = 196.57\ cfm \cdot 1.4 = 275.2cfm$$

Ahora se procede a determinar el área interna de flujo mediante el diagrama de la figura 2.31, así se tiene que, el área de flujo interno correspondiente a 275.2 cfm es de 18in^2. Esta área interior solo representa el área por donde pasara el flujo volumétrico FRT determinado, sin tomar en cuenta el área superficial que intervendrá en la transferencia de calor, aunque formara parte del mismo.

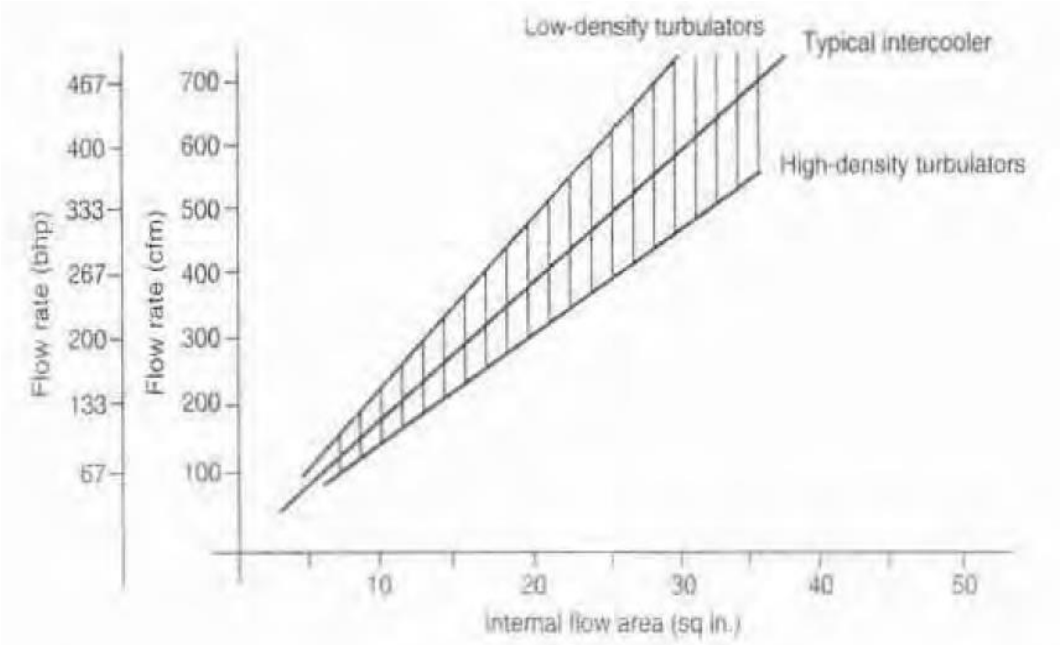


Fig. 2. 32 Diagrama del Área interna de flujo.
Fuente: Corky Bell. Cambridge, MA: Bentley Publishers, 1997

Los patrones de flujo que deben ser identificados son de flujo de aire de carga y flujo de aire ambiente. En términos sencillo, el flujo de aire de carga es la entrada de aire que se desplaza dentro del sistema de inducción del turbo o a los cilindros del motor. El flujo de aire ambiente, es el aire que pasa a través del núcleo para enfriar el aire de admisión (caudal de aire de carga). Una vez que se hayan determinado estas cargas se podría llegar a determinar las dimensiones del intercooler

2.3.3.7 Dimensiones.

Una vez determinados los patrones de flujo para la aplicación específica del intercooler se procede a determinar las dimensiones claves del intercooler. Estas dimensiones son A (espesor del núcleo), B (altura del núcleo) y C (longitud del núcleo).

Para determinar el área por donde pasara la carga de aire se debe dividir el área de flujo interno para 0.45, este número representa el 45% de la carga de aire que regularmente está disponible para pasar por los canales.

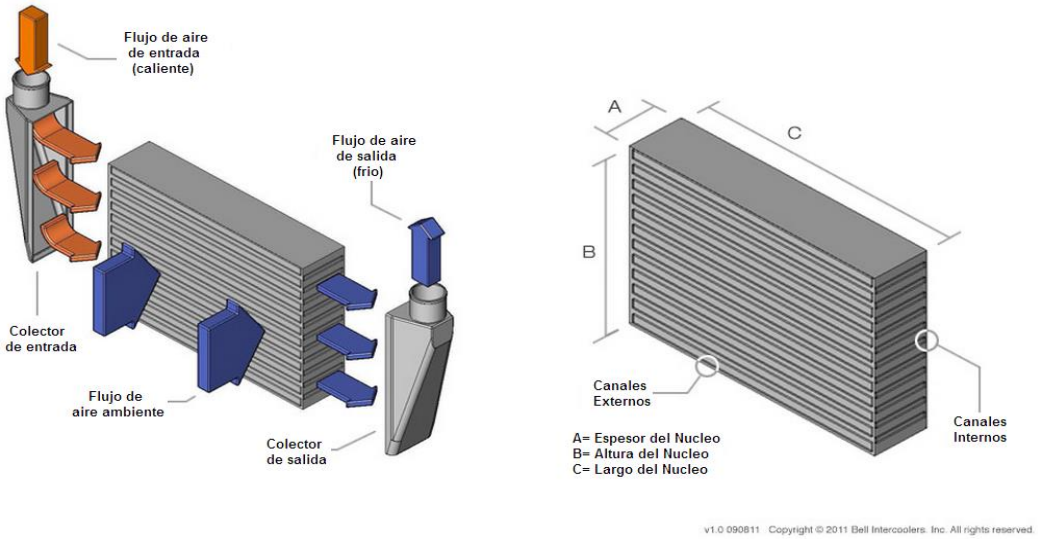


Fig. 2. 33 Dimensiones del intercooler.
Fuente: www.bellintercoolers.com

Así se tiene que el área de la cara del aire de carga es:

$$AAC = \frac{AFI}{0.45}$$

$$AAC = \frac{18in^2}{0.45} = 40\ in^2$$

Se pasa a encontrar el valor de la altura que tendrá el núcleo:

$$B = \frac{AAC}{A}$$

donde:

B es el alto del intercooler.

A es el espesor, para este caso será de 3 in.

$$B = \frac{40\ in^2}{3\ in} = 13\ in$$

La longitud de los conductos, ósea el término “C” viene dado por la longitud que se dispone en el lugar donde se va a colocar el intercooler sobre el motor. Esta distancia tiene que ver con la disposición del cuerpo de aceleración con relación al turbocompresor, así se tiene que la longitud de los conductos es de 10 in.

Así, según los cálculos realizados las dimensiones del núcleo para el intercooler serían:

Dimensiones	
A	3 in
B	13 in
C	10 in

Tabla 2. 2 Dimensiones del núcleo según cálculos.
Fuente: Autores.

Las dimensiones que han obtenido son muy similares a las dimensiones del intercooler que se tiene como referencia (Toyota Hilux 3.0).

En la siguiente tabla se presentan algunas configuraciones de dimensiones del núcleo del intercooler, relacionadas con el flujo masío de la carga, esta tabla pertenece a las configuraciones brindadas por la compañía constructora de intercoolers "BellIntercoolers", la misma que brinda un inventario con una amplia gama de configuraciones, para diseño de intercoolers. Para este caso la selección del intercooler se basara en la velocidad de flujo másico en cfm y el ancho de los conductos a valor marcado como "A" en la figura 2.32.

Tabla de Dimensiones de Núcleo			
Espesor (A) [in]	**Altura (B) [in]**	**Longitud (C) [in]**	**Flujo másico (CFM) ft^3/min**
2.25	8.10	6	350
2.25	9	6	389
2.25	11	6	476
3	8.10	8	456
3	9	8	506
3	11	8	619
3	8.50	10	455
3	10.50	10	562
3	12.10	10	648
3	9.40	12	481
3	11	12	562
3	13	12	665

3.50	9.70	8	637
3.50	11.40	8	748
3.50	13	8	853
3.50	9.70	10	606
3.50	11.40	10	712
3.50	12.30	10	769
3.50	8.10	12	483
3.50	10.10	12	603
3.50	11	12	656

Tabla 2. 3 Configuraciones de núcleo de intercoolers.
Fuente: http://www.bellintercoolers.com

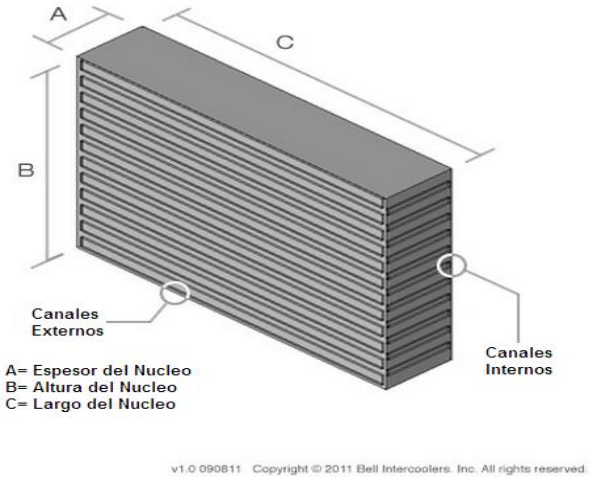


Fig. 2. 34 Diagrama y Cotas de un Intercooler.
Fuente: http://www.bellintercoolers.com

Y según las opciones que ofrece la tabla anterior la longitud C debería de ser de 8 in.

Dimensiones	
A	3 in
B	9 in
C	8 in

Tabla 2. 4 Dimensiones. Intercooler según Bellintercoolers.
Fuente: Autores.

La opción de configuración que nos ofrece bellintercoolers no se asemeja a las dimensiones del intercooler que se tiene como referencia (Toyota Hilux 3.0), por lo que no será tomado en cuenta.

2.3.3.7 Diseño de tanques colectores.

El diseño y forma de los tanques colectores juegan un papel importante, en la manera de desplazarse el flujo de carga dentro del intercooler, su diseño debe permitir que no existan reflujos de aire dentro de los colectores para que de este modo el aire fluya con mayor agilidad y rapidez sin perder presión. Existen algunas configuraciones de tanques colectores, su elección dependerá de cómo ira montado el intercooler y de cómo están predispuestas la salida del compresor del turbo y la entrada hacia el cuerpo de aceleración del motor.

Además de que se tiene que evitar en lo posible que el intercooler nos obligue a tener que adaptar cañerías con muchos recodos, los mismo que harán que se consuma la presión por pasar forzadamente sobre estos conductos. Para este caso y según lo expuesto las configuraciones de los tanques colectores que más se adaptan a nuestras necesidades son:

a) Tanque colector lateral izquierdo.

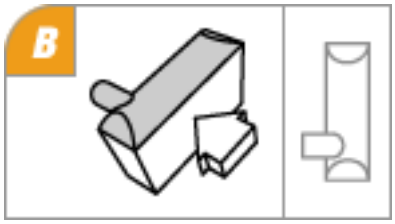


Fig. 2. 35 Tanque colector izquierdo.
Fuente: http://www.bellintercoolers.com

b) Tanque colector lateral derecho.

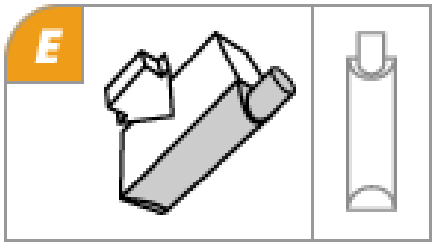


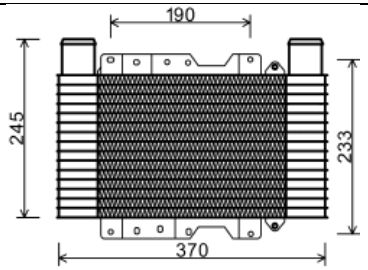
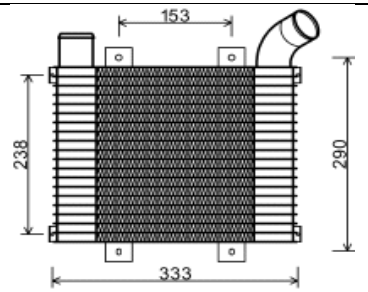
Fig. 2. 36 Tanque colector derecho.
Fuente: http://www.bellintercoolers.com

Una vez que se tiene referencias en cuanto a dimensiones, tipo, forma de colectores, se pasa a identificar que intercooler que se encuentra en el mercado automotriz, es el más parecido y cumple con las expectativas antes mencionadas y se adapta de mejor manera a las necesidades y restricciones presentes en el proyecto.

2.3.4 ANÁLISIS, SELECCIÓN Y ADQUISICIÓN DEL INTERCOOLER.

2.3.4.1 Intercooler montados en vehículos similares.

Vehículo	Cilindrada	Potencia	Relación de compresión	Alimentación	Tipo de intercooler	Montaje	Dimensiones [mm]	Imagen
Chevrolet: D-Max.	3000 cc	134 HP (3600rpm)	18.3:1	CRDi Turbo-Intercooler	Aire a Aire	Frontal	230-300-65	
Mitsubishi: L-200 DI-D.	2500 cc	136 CV (3500rpm)	17.5:1	CRDi Turbo-Intercooler	Aire a Aire	Frontal	300-260-50	
Volkswagen: Amarok	2000 cc	140 CV (3500rpm)	16.5:1	CRDi Turbo VTG-Intercooler	Aire a Aire	Frontal	400-350-55	

Hyundai: Terracan	2500 cc	101 HP (3800rpm)	21:1	CRDi Turbo-Intercooler	Aire a Aire	Superior	255-190-65	
Hyundai: H1	2500 cc	98 CV (3800rpm)	17.6:1	CRDi Turbo-Intercooler	Aire a Aire	Frontal	210-240-65	
Nissan: Frontier NP300	2500 cc	131 HP (4000rpm)	16.5:1	CRDi Turbo Intercooler	Aire a Aire	Superior	240-200-65	
Nissan: Navara	2500 cc	171 CV (4000rpm)	16.5:1	CRDi Turbo Intercooler	Aire a Aire	Frontal	443-190-64	

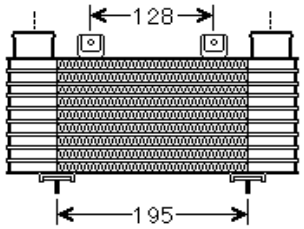
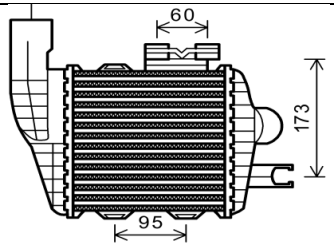
Mazda: B2500 TDI	2500 cc	157 HP (3500rpm)	17:1	CRDi; Turbo VGC con Intercooler	Aire a Aire	Frontal	200-140-64	
KIA: Sportage Turbo Diesel	2000 cc	113CV (4000rpm)	16.5	CRDi Turbo Intercooler	Aire a Aire	Superior	190-205-90	
Toyota: Hilux G Turbo Diesel.	3000 cc	171 CV (3600rpm)	17.9:1	CRDi Turbo VNT Intercooler	Aire a Aire	Superior	305-320-80	
Toyota: Hilux G Turbo Diesel-Intercooler	2500 cc	145 CV (3400rpm)	17.4:1	CRDi Turbo VNT Intercooler	Aire a Aire	Superior	305-320-80	

Tabla 2. 5 Recopilación de Intercoolers en diferentes vehículos.
Fuente: Autores.

2.3.4.2 Análisis de Intercoolers del Mercado Local.

Después de analizar los diferentes intercooler que llevan montados vehículos similares al del proyecto, y tomando en cuenta los factores que ya antes se han mencionado y que eran convenientes tratar, se concluyó que la selección más apropiada y lógica es implementar el intercooler de la Toyota Hilux 3.0 Turbo Diesel que es el mismo que lleva la Hilux G 2.5. Este intercooler es del tipo aire – aire y va montado en la parte superior del motor.

Ahora bien, luego de investigar cómo y cuánto costaría adquirir el intercooler que se menciona anteriormente, resulta complicado llegar a adquirirlo por razones económicas y de tiempo ya que este intercooler tiene un valor de 2500 dólares en la casa comercial de Toyota además que no se encuentra en el país y tendría que ser importado, lo que demoraría en llegar al país unos 2 meses, por estas razones se descartó la posibilidad de adquirir este intercooler.

Se procedió a investigar el precio y posibilidad de adquirir el intercooler de la camioneta Chevrolet D-Max, su valor en la casa comercial era de 1976 dólares, un precio relativamente similar al de la Toyota Hilux 3.0, por lo que por ese lado no era conveniente comprar además que su diseño era para ser colocado de manera frontal, frente al radiador, por lo que no era apta para el presente proyecto.

El intercooler de la camioneta Nissan Frontier NP300, es muy similar al de la Toyota Hilux 3.0, que es el vehículo de referencia, su valor en la casa comercial de Nissan era de 2300 dólares, y por razones económicas ya antes mencionadas no era conveniente comprarla, ya que además la disposición de sus tanques colectores iban a ser un problema ya que estos obligarían para su correcta instalación sobre el vehículo, construir acoples que llegarían a complicar la implementación.

2.3.4.3 Selección y Adquisición del Intercooler.

Luego del procedimiento del anterior apartado se procedió a investigar sobre los intercoolers llamados universales que no pertenecen a ningún vehículo en particular, y de esta manera se logró conseguir un intercooler con las dimensiones adecuadas antes calculadas y que además son muy similares a las dimensiones del intercooler que lleva la Toyota Hilux 3.0, además de que la disposición de los tanques colectores y lo más

importante en ello la disposición de las bocas de entrada y salida de los mismos, facilitaban la adaptación y el diseño de los acoples, por otra parte su precio era inferior al de los intercooler antes mencionados, por todas estas razones fue éste, el intercooler adquirido y dispuesto para la implementación en el vehículo del proyecto.

Fig. 2. 37 Intercooler Seleccionado.
Fuente: Autores.

Fig. 2. 38 Intercooler a implementar.
Fuente: Autores.

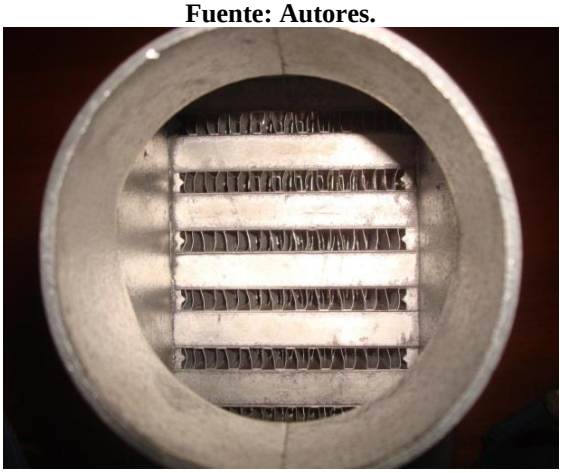


Fig. 2. 39 Diseño interior del intercooler seleccionado. Bar and Plate.
Fuente: http://www.bellintercoolers.com

2.3.5 PARÁMETROS DEL INTERCOOLER SELECCIONADO.

Luego de seleccionar y obtener el intercooler adecuado, se procede a determinar algunos parámetros correspondientes al desempeño y características del intercooler.

2.3.5.1 Dimensiones

Las dimensiones del intercooler a implementar son las siguientes:

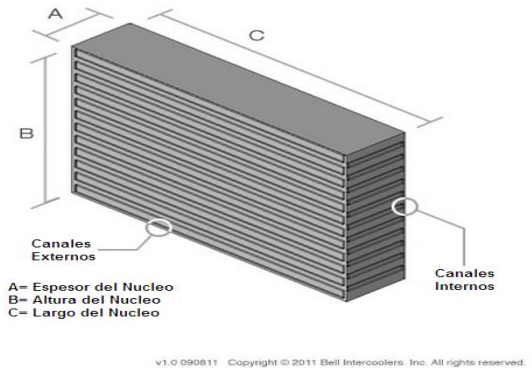


Fig. 2. 40 Dimensiones del Intercooler a implementar.
Fuente: Autores.

Dimensiones	
A	3 in
B	12 in
C	11 in

Tabla 2. 6 Dimensiones. Intercooler Adquirido.
Fuente: Autores.

2.3.5.2 Área de Flujo Interno.

$$Area\ de\ flujo\ interno = Largo\ del\ canal \cdot Ancho\ del\ canal \cdot Numero\ de\ canales$$

$$AFI = 11in \cdot \frac{1}{4}in \cdot 16 = 44in^2$$

2.3.5.3 Área Frontal.

O área de flujo externo:

$$AFE = Largo\ del\ nucleo \cdot Ancho\ del\ nucleo$$

$$AFE = 11in \cdot 12in = 132in^2$$

2.3.5.4 Velocidad de flujo ambiente.

Representa la velocidad con la que el aire ambiente incide sobre el núcleo del intercooler, esta depende del área frontal del núcleo y la velocidad del vehículo.

$$VFA = s \cdot AFE$$

donde:

s representa la velocidad del vehículo en mph, se asumirá una velocidad promedio de 60 mph, como ejemplo de cálculo.

AFE es el área frontal del núcleo del intercooler en pies^2.

$$VFA = 60\frac{milla}{h} \cdot 0.916ft^2 \cdot 5280\frac{ft}{min} \cdot \frac{1}{60}\frac{h}{min}$$

$$VFA = 4836.5\ cfm$$

2.3.5.5 Densidad del aire.

Representa el cambio de la densidad del aire producto de su paso por el intercooler.

$$\rho = \frac{Tin}{Tout} - 1$$

$$\rho = \frac{368.15°K}{315.15°K} - 1 = 0.16{\sim}16\%$$

Esto quiere decir que el aire al interactuar con el intercooler ganara un 16% de densidad.

2.3.5.6 Perdida de presión de sobrealimentación.

La pérdida de presión que sufrirá el aire al pasar por el intercooler será calculada mediante:

$$Perdidad\ de\ Ps = 1 - \frac{P_{atm} - P_{out}}{P_{atm} + P_{in}}$$

$$Perdidad\ de\ Ps = 1 - \frac{10psi + (14psi - 1psi)}{10psi + 14psi} = 0.04{\sim}4\%$$

Quiere decir que el aire pierde un 8% su presión al pasar por el intercooler; así se tiene que el aire al salir del intercooler tendría una presión de 13.44psi, cuando su entrada sea 14psi, presión de potencia máxima.

2.3.5.7 Área Superficial [As].

El área superficial real del intercooler seleccionado es la que interviene directamente con la transferencia de calor, y está presente como variable independiente de la razón de transferencia de calor de un intercambiador de calor compacto. Su cálculo se realiza de la siguiente manera:

$$As = As_{t-h} + As_{t-c}$$

donde:

As_{t-h} representa el área superficial total del lado del fluido caliente (área de paredes interiores de conductos más el área superficial de aletas internas).

As_{t-c} representa el área superficial total del lado del fluido frio (área de paredes exteriores de conductos más el área superficial de aletas exteriores, núcleo).

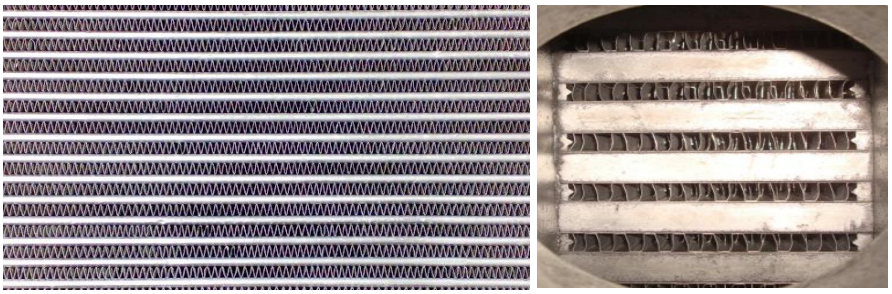


Fig. 2. 41 Áreas Superficiales. Interior. Exterior.
Fuente Autores.

Área Superficial Interna.

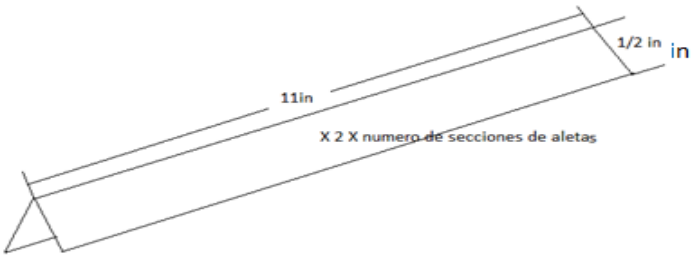


Fig. 2. 42 Área superficial. Aletas internas.
Fuente: Autores.

$$As_{aletas\ internas} = 11 \cdot \frac{1}{2} \times 2 \times 12 = 132in^2$$

$$AsT_{aletas\ internas} = 132 \times número\ de\ conductos = 132 \times 16 = 2112in^2$$

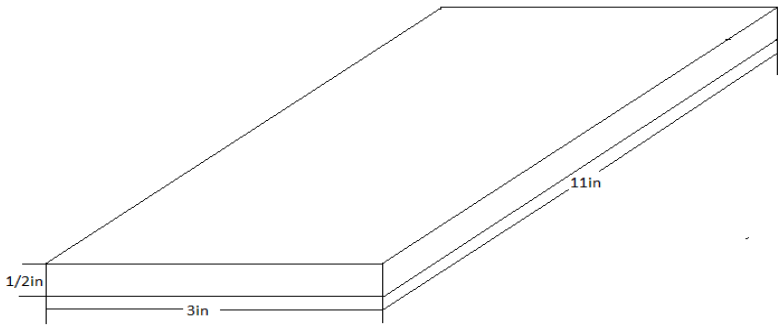


Fig. 2. 43 Área superficial. Conductos Internos.
Fuente: Autores.

$$As_{conductos\ internos} = \left(3 \cdot 11 + \frac{1}{2} \cdot 11\right) \times 2 = 77in^2$$

$$AsT_{conductos\ internos} \times numero\ de\ conductos = 77 \times 16 = 1232in^2$$

$$As_{interna} = 2112 + 1232 = 3344in^2$$

Área Superficial Externa.

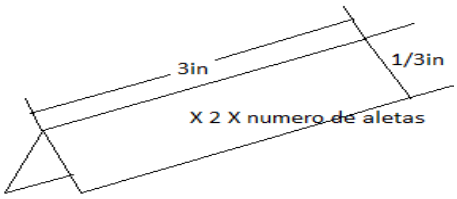


Fig. 2. 44 Área superficial. Aletas Externas.
Fuente: Autores.

$$As_{aletas\ externas} = 3 \cdot \frac{1}{3} \times 2 \times 55 = 110in^2$$

$$AsT_{aletas\ internas} = 110 \times numero\ de\ secciones\ aleteadas = 110 \times 18 = 1980in^2$$

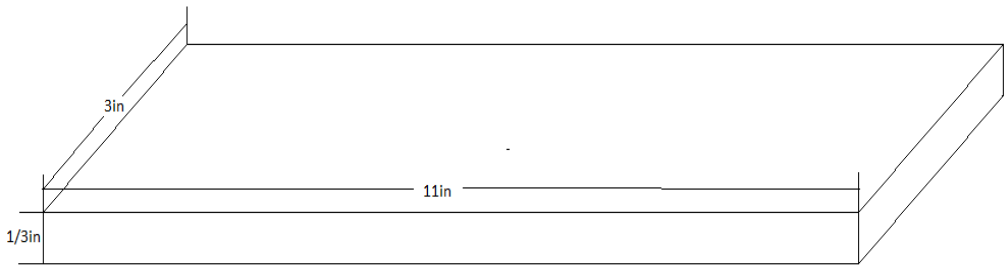


Fig. 2. 45 Área Superficial. Conductos Externos.
Fuente: Autores.

$$As_{conductos\ externos} = \left(3 \cdot 11 + \frac{1}{3} \cdot 3\right) \times 2 = 68in^2$$

$$AsT_{conductos\ externos} \times numero\ de\ conductos = 68 \times 18 = 1224in^2$$

$$As_{externa} = 1980 + 1224 = 3204in^2$$

Área Superficial Total.

$$As = 3344 + 3204 = 6548in^2$$

Comparando el área superficial total del intercooler calculado que es de 6250in^2 con el área superficial total del intercooler seleccionado que es de 6548in^2 se puede apreciar una aproximación entre las mismas, afirmando que el intercooler seleccionado lograra cumplir con la transferencia de calor necesaria para el objetivo de reducción de temperatura del aire de admisión.

2.4 IMPLEMENTACIÓN DEL INTERCOOLER.

Una vez seleccionado y adquirido el intercooler, se procedió a implementar el mismo en el habitáculo del motor y como se señala con anterioridad se lo va a realizar por encima del motor para evitar aumentar el "lag" del motor, ya que de colocarlo frontalmente (frente al radiador), se tendría que acoplar varias secciones de tubería desde el turbo hasta el intercooler y de este hasta el cuerpo de aceleración, lo que llegaría a convertirse en un inconveniente y además no sería lo más adecuado para el presente caso ya que aumentaría el retraso en la aceleración y se produciría una mayor pérdida de presión, además que de

cierta forma al estar en frente del radiador y frente a este está el radiador del aire acondicionado el intercooler vendría a restar más el aire que llega a incidir sobre el radiador reduciendo la eficiencia del mismo.

Para poder colocar el intercooler en la posición adecuada, primero se tuvo que girar el caracol de admisión del turbocompresor hacia la parte izquierda del mismo, lo que aportó con mayor espacio para el intercooler. Además se tuvo que adquirir un capot nuevo, en el que se incorpora un orificio, por sobre el cual se coloca la toma de aire que dirigirá el aire que por esta pase hacia el núcleo del intercooler.

Luego se procedió a diseñar las bases que soportaría el cuerpo del intercooler sobre el motor, fueron diseñadas dos bases de manera de crear dos cuerpos metálicos solidos que soporten las vibraciones del motor y cumplan su objetivo de sostener firmemente al intercooler, en la posición adecuada, esta posición estaba determinada básicamente por la posición de la toma de aire que tiene el capot.

Fig. 2. 46 Posición del Intercooler.
Fuente: Autores.

Fig. 2. 47 Bases del Intercooler.
Fuente: Autores.

Una vez que el intercooler estaba ya colocado en su sitio predestinado se pasó al acople de las conexiones por donde pasaría el aire de admisión, desde el turbo al intercooler y desde este último, al cuerpo de aceleración, estas conexiones fueron realizadas con tubo metálico dobladas de manera adecuada para que no se produzca mayor resistencia al paso del aire. Primero se trabajó el tubo metálico que serviría de acople entre el turbo y el intercooler, el mismo que tenía que salvar cierta distancia y tener cierta curvatura, además que la misma debería tener una ampliación de 2 pulgadas (diámetro boca de salida del turbo) a 3 pulgadas (boca de entrada del intercooler).

Fig. 2. 48 Acople Turbo-Intercooler.
Fuente: Autores.

Fig. 2. 49 Tubo de acople Turbo-Intercooler.
Fuente: Autores.

Y luego del mismo modo, el tubo de acople entre la boca de salida del intercooler (3”) y la del cuerpo de aceleración (2.5”) en reducción.

Fig. 2. 50 Acople Intercooler-Cuerpo de aceleración.
Fuente: Autores.

Fig. 2. 51 Tubo de acople Intercooler-Cuerpo de aceleración.
Fuente: Autores.

Por ultimo después de todo el procedimiento de implementación los resultados de cómo quedo la misma, se muestran en las siguientes imágenes:

Fig. 2. 52 Instalación del Intercooler 1.
Fuente: Autores.

Fig. 2. 53 Instalación del Intercooler 2.
Fuente: Autores.

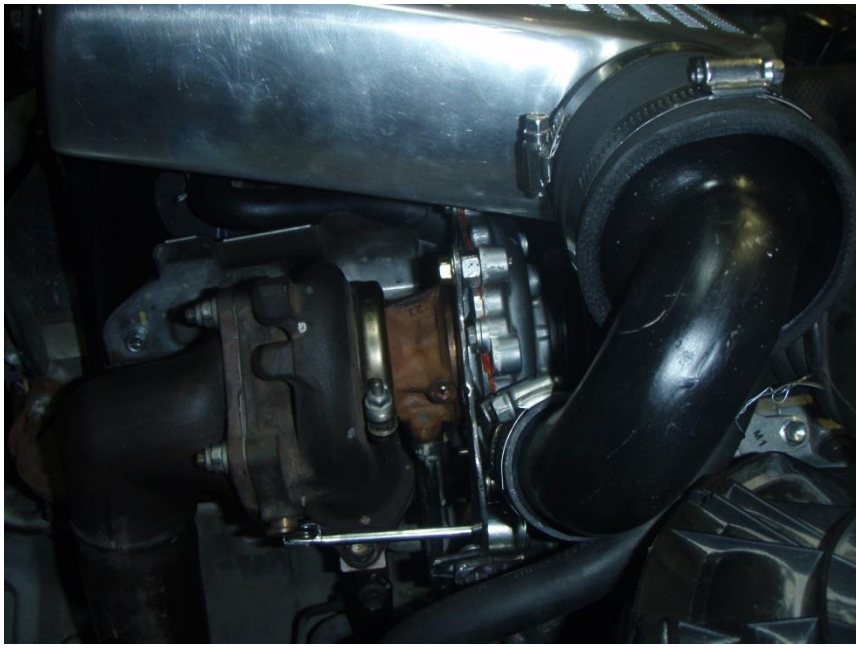


Fig. 2. 54 Instalación del Intercooler. Acople Turbo-Intercooler.
Fuente: Autores.

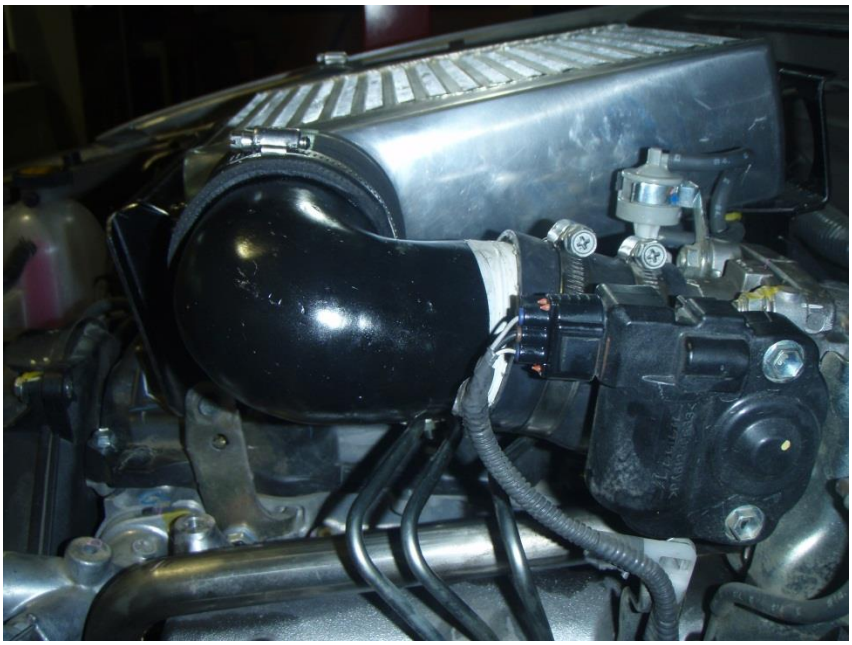


Fig. 2. 55 Instalación del Intercooler. Acople Intercooler-Cuerpo de Aceleración.
Fuente: Autores.

Para cerrar el capítulo de implementación del sistema, se procedió a realizar unas breves pruebas de funcionamiento del mismo, en el que básicamente se verificaba que no existan fugas de aire por entre las conexiones y fugas por alguna parte del intercooler, las mismas que mostrarían que este último tiene algún tipo de grietas (caso que no se dio). Dando así constancia de que el sistema implementado estaba correctamente posicionado, correctamente sujetado a sus bases y sin la existencia de fugas que produzcan una pérdida de presión.

CAPÍTULO III
SIMULACIÓN DEL SISTEMA IMPLEMENTADO

3.1 INTRODUCCIÓN.

Este capítulo tratara la simulación del sistema implementado mediante el uso de software computacional. Mediante la simulación se observara como es el comportamiento termodinámico del aire de admisión al pasar por el intercambiador de calor o intercooler, se lograra simular los cambios en el estado termodinámico del fluido de trabajo, como esta varia su temperatura, logrando así el objetivo de incrementar su densidad específica.

Muchos problemas constituidos por geometrías complicadas, con condiciones de frontera complejas y variables, representan un gran problema para llegar a ser resueltas por medios analíticos, además de que los mismo requieren una simplificación, la misma que llega a obviar ciertos parámetros de los fenómenos físicos presentes en los problemas, por lo que para ser resueltos se pasa a ingresar en el mundo del análisis y resolución por medio de métodos numéricos y software de simulación computacional, los mismos que se basan en el remplazo de las ecuaciones diferenciales gobernantes por ecuaciones algebraicas (discretización), y de este modo obtener las variables de temperatura velocidad flujo transferencia de calor etc., solicitadas en el planteamiento del problema. Existen varias maneras para la formulación numérica de un problema de conducción y transferencia de calor, entre las cuales están: el método de las diferencias finitas, elementos finitos, balance de energía o volúmenes finitos (más utilizado), cada uno de los mismos tienen sus ventajas y desventajas pero en la práctica se usan todos, de acuerdo al problema planteado. Una vez obtenidas las ecuaciones algebraicas por medio del método elegido, existen numerosos procesos sistemáticos de resolución y que en términos generales se clasifican en directos e iterativos.

Los métodos directos se basan en un número fijo de pasos bien definidos que conducen a la solución de una manera sistemática. Por otra parte, los métodos iterativos se basan en una conjetura inicial para la solución que se refina por iteración hasta que se satisface un criterio específico de convergencia. Los métodos directos suelen requerir una gran cantidad de memoria de computadora y tiempo de computación y son más apropiados para sistemas con un número más o menos pequeño de ecuaciones. Las necesidades de memoria de computadora para los métodos iterativos son mínimas y, por consiguiente, suelen preferirse

para los sistemas grandes. Sin embargo, la convergencia de los métodos iterativos hacia la solución deseada puede plantear un problema.[22]

3.2 MODELOS Y FENÓMENOS FÍSICOS RELACIONADOS.

3.2.1 MECANISMO FÍSICO DE CONDUCCIÓN.

El mecanismo de transferencia de calor por conducción en esencia se produce a través de un medio estacionario, que puede ser un sólido en la mayoría de los casos, cuando existe una diferencia de temperatura, entre dos puntos del sólido, por contacto molecular directo, no por movimientos de masa ni materia, la transferencia de calor se produce primordialmente en dirección normal a la superficie. Para su análisis se considera una pared plana de espesor definido en la que la superficie interior está a una temperatura diferente de la superficie exterior esta diferencia es el gradiente de temperatura que produce la trasferencia de calor.

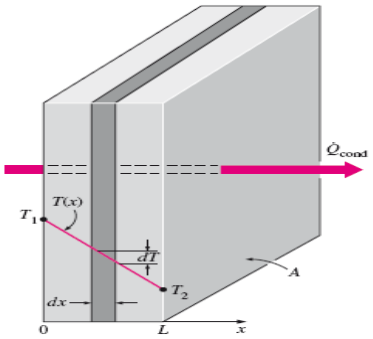


Fig. 3. 1 Transferencia de calor superficies planas. Conducción.
Fuente: Transferencia de Calor y Masa, CENGEL. 2007.

La transferencia de calor para el caso de una pared plana está definida por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{cond} = kA\frac{T_1 - T_2}{L} \qquad (W)$$

donde:

k es el coeficiente de conductividad térmica promedio.
A es el área de la pared.

[22] Transferencia de Calor y Masa, CENGEL, 2007.

L espesor de la pared.
T1, *T2* temperatura interna y externa respectivamente.

Este modelo de conducción está presente en el estudio, ya que existe conducción de calor a través de las paredes de los conductos del núcleo del intercambiador de calor, este modelo se combina con el de convección, además se puede especificar que es un sistema de transferencia de calor transitorio, ya que existe cambio en sus variables con respecto al tiempo.

3.2.2 MECANISMO FÍSICO DE CONVECCIÓN.

La transferencia de calor a través de un fluido es por convección cuando se tiene un movimiento masivo de este último y por conducción cuando no existe dicho movimiento. Por lo tanto, la conducción en un fluido se puede concebir como el caso límite de la convección, correspondiente al caso de fluido en reposo. El movimiento del fluido mejora la transferencia de calor, ya que pone en contacto porciones más calientes y más frías de ese fluido, iniciando índices más altos de conducción en un gran número de sitios. Por lo tanto, la velocidad de la transferencia de calor a través de un fluido es mucho más alta por convección que por conducción. De hecho, entre más alta es la velocidad del fluido, mayor es la velocidad de la transferencia de calor.[23]

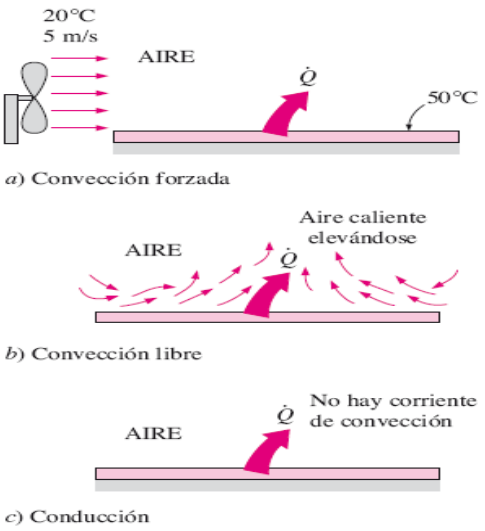


Fig. 3. 2 Transferencia de calor sobre superficies planas. Concocción.
Fuente: Transferencia de Calor y Masa, CENGEL, 2007.

[23] Cengel, *Transferencia De Calor y Masa*.

La transferencia de calor por convección depende con intensidad de las propiedades viscosidad dinámica μ, conductividad térmica k, densidad ρ y calor específico cp del fluido, así como de la velocidad del fluido V. También depende de la configuración geométrica y aspereza de la superficie sólida, además del tipo de flujo del fluido (el que sea laminar o turbulento). Por tanto, se espera que las relaciones de la transferencia de calor por convección sean un tanto complejas debido a su dependencia de tantas variables.

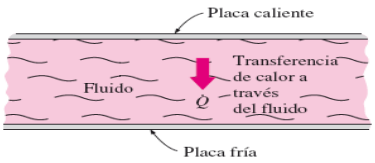


Fig. 3. 3 Transferencia de calor a través de un fluido.
Fuente: Transferencia de Calor y Masa, CENGEL. 2007.

A pesar de la complejidad de la convección, se observa que la razón de la transferencia de calor por este mecanismo es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa de manera conveniente por la ley de Newton de enfriamiento como:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \qquad (W)$$

Dónde:

h es el coeficiente de trasferencia de calor por convección [W/m^2 °C].
A_s área superficial.
T_s temperatura de la superficie.
T_∞ temperatura del fluido.

Todo fluido al entrar en contacto con una superficie llega a desacelerarse de modo que llega al punto de tener una velocidad cero en ese punto de contacto y esto crea una sucesión de inmovilidad del fluido sobre la superficie de contacto este fenómeno es conocido como condición de no deslizamiento, de esta condición es responsable la propiedad del fluido conocida como *viscosidad*. Una implicación de la condición de no deslizamiento es que la transferencia de calor de la superficie del sólido hacia la capa de fluido adyacente a esa superficie se da por *conducción pura*, ya que la capa de fluido está inmóvil. En base a lo explicado anteriormente se tiene que realmente, la forma de transferencia de calor de una

superficie, en este caso, de la pared de los conductos del núcleo del intercambiador de calor hacia el fluido operante como al fluido ambiente, se da por conducción, desde las paredes hacia el fluido, en ese instante de contacto, de igual forma se tiene dos tipos de mecanismos de calor por convección: convección forzada exterior y convección forzada interior.

3.2.2.1 Ecuaciones Diferenciales Gobernantes.

Las ecuaciones diferenciales para el flujo de fluidos rigen en las capas límite de las superficies donde se va evaluar la transferencia de calor. Se supondrá que el flujo es estacionario y bidimensional, y que el fluido tiene propiedades constantes (densidad, viscosidad, conductividad térmica, etcétera).

Estas ecuaciones diferenciales se basan en las tres leyes fundamentales: conservación de la masa, conservación de la cantidad de movimiento y conservación de la energía, para obtener las ecuaciones de continuidad, de la cantidad de movimiento y de la energía para el flujo laminar en las capas límite.

- **Ecuación de la Conservación de la Masa.**

  El principio de la conservación de la masa propone que la masa no se puede crear ni destruir durante un proceso y que, durante un análisis, debe tomarse en cuenta en su totalidad. En el flujo estacionario, la cantidad de masa dentro del volumen de control permanece constante y, como consecuencia, la conservación de la masa se puede expresar como:

$$Flujo\ másico\ que\ entra\ al\ volumen\ de\ control = Flujo\ másico\ que\ sale\ del\ volumen\ de\ control$$

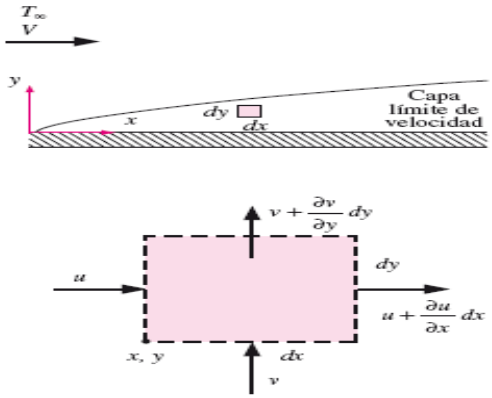


Fig. 3. 4 Diagrama Volumen de Control. Conservación de la Masa.
Fuente: Transferencia de Calor y Masa, CENGEL. 2007.

Por sus dependencias la razón de flujo másico es igual a $\rho u(dy \cdot 1)$. La razón a la cual el fluido sale del volumen de control desde la superficie derecha se puede expresar como:

$$\rho\left(u + \frac{\partial u}{\partial x}dx\right)(dy \cdot 1)$$

de igual modo para la dirección *y*, remplazando y simplificando en la ecuación de conservación de la masa, se tiene:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

- **Cantidad de movimiento**

Las ecuaciones del movimiento en la capa límite de velocidad se obtienen al aplicar la segunda ley de Newton del movimiento a un elemento diferencial del volumen de control en la capa límite. Esta ley es una expresión para el balance de la cantidad de movimiento y se puede enunciar como: *la fuerza neta que actúa sobre el volumen de control es igual a la masa multiplicada por la aceleración del elemento de fluido dentro de ese volumen de control, lo cual también es igual a la razón neta de la transferencia de la cantidad de movimiento de flujo hacia fuera del volumen de control*[24]

$$(masa)(aceleración) = fuerza\ neta$$

Las fuerzas que actúan sobre el volumen de control constan de las *fuerzas del cuerpo* (fuerzas de gravedad, eléctricas y magnéticas) proporcionales al volumen del cuerpo, y las *fuerzas superficiales*, que actúan sobre la superficie de control (fuerzas de presión debidas a la presión hidrostática y los esfuerzos cortantes debidos a los efectos viscosos) proporcionales al área superficial.

$$\rho\left(u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y}\right) = \mu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{\partial P}{\partial x}$$

Esta ecuación representa la cantidad de movimiento en la dirección *x*.

[24] Idem 21

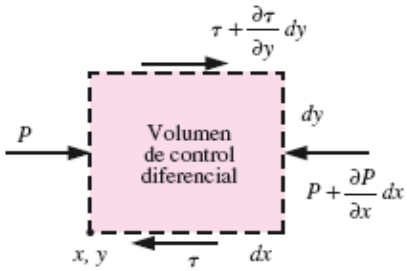


Fig. 3. 5 Volumen de Control. Cantidad de movimiento.
Fuente: Transferencia de Calor y Masa, CENGEL. 2007.

- **Ecuación de la conservación de la energía**

El balance de energía para cualquier sistema que pasa por cualquier proceso se expresa como, energía que entra - energía que sale = cambio de energía del sistema. Durante un proceso de flujo estacionario, el contenido total de energía de un volumen de control permanece constante (ΔEsistema=0) y la cantidad de energía que entra a un volumen de control en todas las formas debe ser igual a la cantidad de energía que sale de ese volumen, entonces:

$$\dot{E}_{entra}\dot{E}_{sale} = 0$$

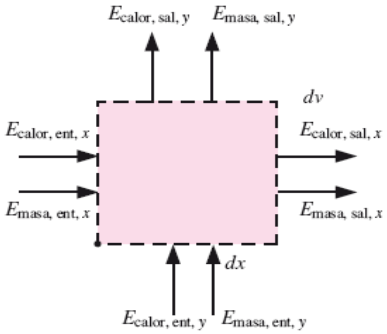


Fig. 3. 6 Volumen de Control. Conservación de la energía.
Fuente: Transferencia de Calor y Masa, CENGEL. 2007.

La energía se puede transferir por calor, trabajo y la masa. Se tiene que la energía del fluido por unidad de masa se puede expresar como: $e = h = Cp \cdot T$. La energía es una cantidad escalar y, por tanto, las interacciones relativas a la energía en todas direcciones se pueden combinar en una ecuación.

Entonces, la ecuación de la energía para el flujo bidimensional estacionario de un fluido con propiedades constantes y esfuerzos cortantes despreciables es:

$$\rho \cdot C_P \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$$

Esta ecuación expresa que la energía neta transferida por convección por el fluido hacia afuera del volumen de control es igual a la energía neta transferida hacia este volumen por la conducción de calor.

3.2.3 FLUJO DE FLUIDOS.

La transferencia de calor por convección está muy relacionada con la mecánica de fluidos, por ello es conveniente estudiar brevemente, los fenómenos concernientes al flujo de los fluidos.

3.2.3.1 Viscosidad.

Esta propiedad de los fluidos cuantifica cuanta fricción existe entre fluidos que se mueven en relación uno con el otro, en donde el uno trata de desacelerar al otro La viscosidad es causada por las fuerzas de cohesión entre las moléculas, en los líquidos, y por las colisiones moleculares, en los gases. No hay fluido con viscosidad cero y, por consiguiente, todos los flujos de fluidos implican efectos viscosos en cierto grado. Los flujos en los que los efectos de la fricción son significativos se conocen como flujos viscosos.

3.2.3.2 Flujo Interno y Flujo Externo.

Cuando el flujo del fluido se fuerza a que se mueva dentro de un cuerpo se conoce como fluido interno y cuando lo hace simplemente por sobre una superficie se considera externo. Los flujos internos son dominados por la propiedad viscosa que tengan.

3.2.3.3 Flujo Compresible e Incompresible.

Propiedad relacionada con la variación de la densidad: incompresible, densidad casi constante (líquidos); los gases son altamente compresibles. Dependiendo de la velocidad a la que se desplace el fluido se pone en análisis la propiedad de compresibilidad de un fluido, por lo tanto, se pueden despreciar los efectos de la compresibilidad del aire a velocidades por debajo de alrededor de 100 m/s. Para el presente caso de estudio, el fluido operante (aire de admisión) viaja a máximo 70 m/s, por lo que se considera como un fluido incompresible.

3.2.3.4 Flujo Laminar y Flujo Turbulento.

El movimiento de fluidos intensamente ordenado, caracterizado por capas suaves, se conoce como laminar. La palabra laminar proviene del movimiento de las partículas adyacentes de fluido reunidas en "láminas". El flujo de los fluidos altamente viscosos, como los aceites a bajas velocidades, comúnmente es laminar. El movimiento altamente desordenado de los fluidos que, en general, se tiene a altas velocidades y que se caracteriza por fluctuaciones en la velocidad se conoce como turbulento. Lo común es que el flujo de fluidos de baja viscosidad, como el aire a altas velocidades, sea turbulento. Un flujo que se alterna entre laminar y turbulento se conoce como de transición.

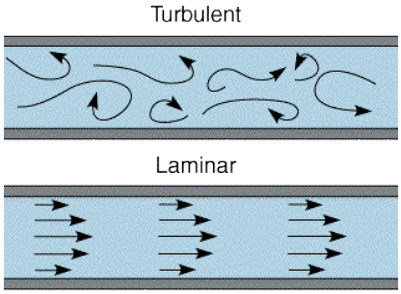


Fig. 3. 7 Flujo Laminar y Turbulento.
Fuente: http://www.educarchile.cl/

En el flujo turbulento, los remolinos transportan masa, cantidad de movimiento y energía hacia otras regiones del flujo, con una rapidez mucho mayor que en un flujo laminar, mejorando esencialmente la transferencia de masa, de cantidad de movimiento y de calor, por lo tanto valores más altos de los coeficientes de fricción, de transferencia de calor y de masa.

3.2.3.5 Número de Reynolds.

Que un fluido sea laminar o turbulento depende mucho de la configuración geométrica de la superficie en la que desplaza, de la aspereza superficial, de la velocidad del flujo, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas. La razón entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas se conoce como numero de Reynolds el cual es una cantidad adimensional. A números grandes de Reynolds se considera que el flujo es turbulento y laminar para el caso contrario.

$$Re = \frac{Fuerzas\ de\ inercia}{Fuerzas\ viscosas} = \frac{V \cdot Lc}{v} = \frac{\rho \cdot V \cdot Lc}{\mu}$$

donde:

V velocidad corriente.
Lc longitud característica.
v viscosidad cinemática.
μ viscosidad dinámica.
ρ densidad.

3.2.4 TRANSFERENCIA DE CALOR DESDE SUPERFICIEES ALETEADAS.

Una parte estructural fundamental para que se dé de manera más efectiva la trasferencia de calor en el intercambiador de calor y que además es una fuente de análisis actualmente, es la distribución, formas, contornos y materiales de la estructura aleteada que forma parte del núcleo de un intercambiador de calor, la misma que incremente el área superficial de contacto entre el fluido externo que será el encargado de absorber el calor de las superficies. Suelen hacerse como delgadas láminas metálicas de materiales muy conductores como el aluminio.

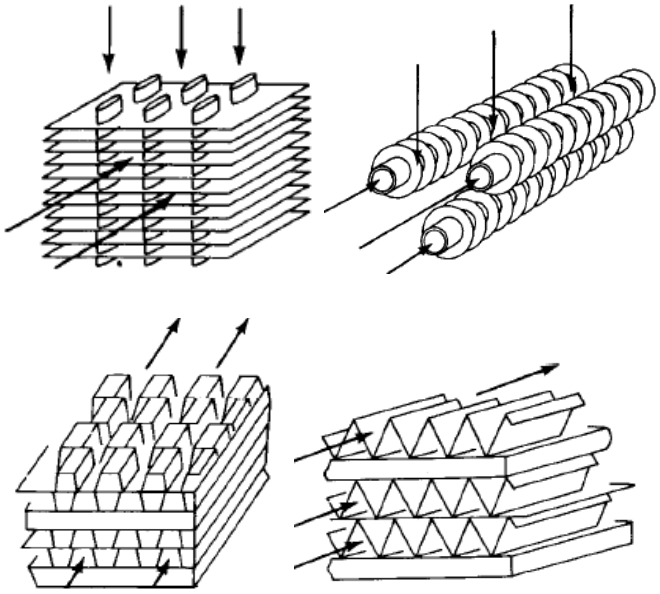


Fig. 3. 8 Superficies Aleteadas.
Fuente: Transferencia de Calor, J. P. Holman. 2004

La razón de la transferencia de calor desde una superficie de este tipo que está a una temperatura *Ts* hacia el medio circundante que está a $T\infty$ se expresa por la ley de Newton del enfriamiento o por el modelo de transferencia de calor por convección. Además se considera como operación estacionaria sin generación de calor en la aleta y se supone que la conductividad térmica *k* del material permanece constante, al igual que el coeficiente de transferencia de calor por convección, *h*, en toda la superficie.

3.2.4.1 Eficiencia de la aleta:

Considerando una aleta de área constante de sección transversal y longitud *L* que está sujeta a la superficie con contacto perfecto. En esta ocasión, el calor es transferido de la superficie hacia la aleta *por conducción* y de la aleta al medio circundante *por convección*, con el mismo coeficiente *h* de transferencia de calor, la temperatura de la aleta será *Tb* en su base y gradualmente disminuirá hacia la punta. La temperatura de la aleta cae a lo largo de ella y, por tanto, la transferencia de calor desde la misma será menor debido a la diferencia decreciente en la temperatura. Para considerar el efecto de esta disminución en la temperatura sobre la transferencia de calor, se define una eficiencia de la aleta como:

$$\eta_{aleta} = \frac{\dot{Q}_{aleta}}{\dot{Q}_{aleta,max}} = \frac{Razon\ real\ de\ transferencia\ de\ calor}{Razon\ ideal\ de\ trasferencia\ de\ calor}$$

3.3 MECÁNICA DE FLUIDOS COMPUTACIONALES

La mecánica de fluidos computacional (CFD) es una de las ramas de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar problemas sobre el flujo de sustancias. Los ordenadores son utilizados para realizar millones de cálculos requeridos para simular la interacción de los líquidos y los gases con superficies complejas proyectadas por la ingeniería. Aun con ecuaciones simplificadas y superordenadores de alto rendimiento, solo se pueden alcanzar resultados aproximados en muchos casos. La continua investigación, sin embargo, permite la incorporación de software que aumenta la velocidad de cálculo como así disminuye también el margen de error, al tiempo que permite analizar situaciones cada vez más complejas como los fluidos transónicos y los flujos turbulentos. La verificación de los datos obtenidos por CFD suele ser realizada en túneles de viento u otros modelos físicos a escala.

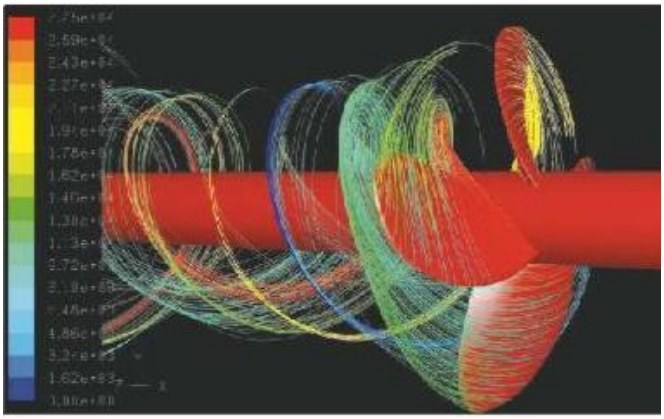


Fig. 3. 9 Modelo de resultado por análisis en CFD.
Fuente: http://tecnologia-maritima.blogspot.com/

El método consiste en discretizar una región del espacio creando lo que se conoce por una malla espacial, dividiendo una región del espacio en pequeños volúmenes de control. Después se resuelve en cada uno de ellos las ecuaciones de conservación discretizadas, de forma que en realidad, se resuelve una matriz algebraica en cada celda de forma iterativa hasta que el residuo es suficientemente pequeño.[25]

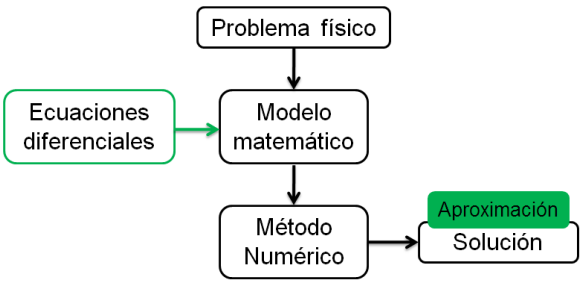


Fig. 3. 10 Esquema de flujo análisis en CFD.
Fuente: Presentación. Introducción a los CFD. Universidad Pontificia Bolivariana.

3.4 SOFTWARE DE SIMULACIÓN.

Primeramente se modelara el sistema implementado mediante un software de modelamiento computacional y simulación, una vez que se tiene el modelo del circuito implementado, se procederá a la parametrización y simulación del sistema, para ello se usará el software de simulación llamado, ANSYS, Ins., este es un software de simulación

[25] "Mecánica de fluidos computacional," *Wikipedia, la enciclopedia libre*, January 22, 2014, http://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Mec%C3%A1nica_de_fluidos_computacional&oldid=69246841.

ingenieril. Está desarrollado para funcionar bajo la teoría de elemento finito para estructuras y volúmenes finitos para fluidos.

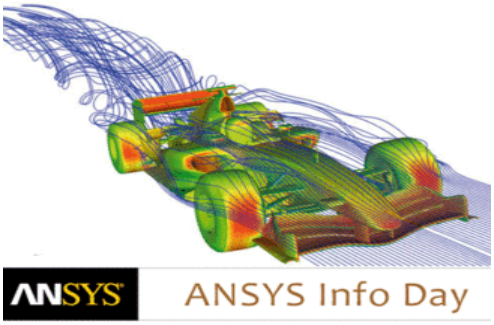


Fig. 3. 11 Logo del software ANSYS.
Fuente: http://www.ansys.com

3.5 MODELADO.

3.5.1 INTERCOOLER.

Basándose en las dimensiones y diseño del intercooler a simular, se procedió con el modelado en el software. El intercooler se representa de esa manera, como un sólido por requerimiento del ANSYS para poder ser simulado el fluido del flujo por el interior del intercooler.

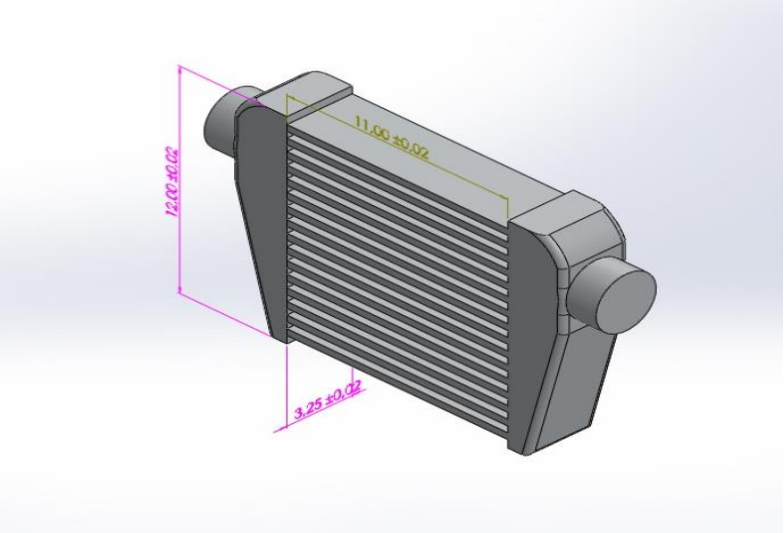


Fig. 3. 12 Vista Isométrica del Intercooler.
Fuente: Autores.

Fig. 3. 13 Vista Frontal del Intercooler.
Fuente: Autores.

3.5.2 TUBOS CONECTORES.

De igual modo como se realizó con el intercooler, los tubos conectores fueron modelados en base de los reales, que son usados en el sistema implementado, respetando las dimensiones de los mismos. Como ya se mencionó, el modelado de los elementos se representa así ya que es un requerimiento del software de simulación ANSYS, que la geometría sea como un sólido, y no como normalmente se ve una tubería.

3.5.2.1 Turbo a Intercooler.

Esta es la representación del modelo del tubo que conecta el turbocompresor con la entrada del intercooler.

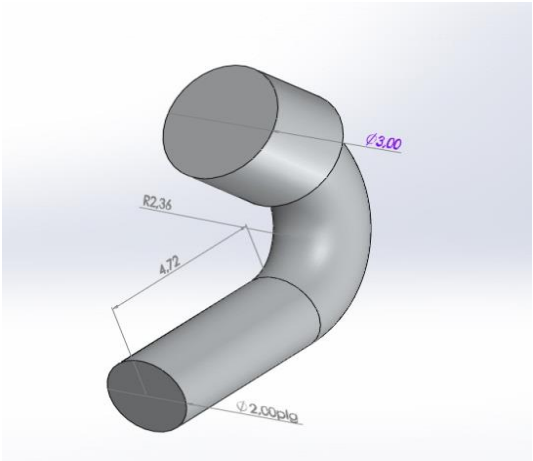


Fig. 3. 14 Tubo Conector. Turbo-Intercooler.
Fuente: Autores.

3.5.2.2 Intercooler a Acelerador.

La siguiente imagen es la representación del modelo del tubo que conecta la salida del intercooler con el cuerpo de aceleración del motor. De igual modo que con todos los elementos modelados, se realizaron en base a las dimensiones y formas reales.

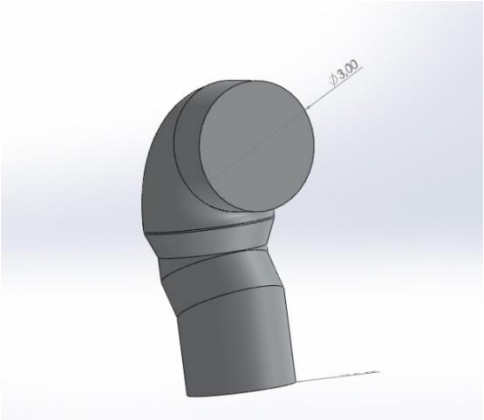


Fig. 3. 15 Tubo Conector. Intercooler-Acelerador.
Fuente: Autores.

3.5.3 ENSAMBLE DE TODO EL SISTEMA MODELADO.

Mediante la herramienta para ensamblaje del software, se logra unir los tres elementos que conforman el sistema a simular. Cabe destacar que para la simulación no es necesario simular todo el ensamble del sistema, mayormente por que esto complicaría el mallado ("mesh"), calculo y la solución, así que lo más conveniente y apropiado es realizar la simulación de los elementos por separado.

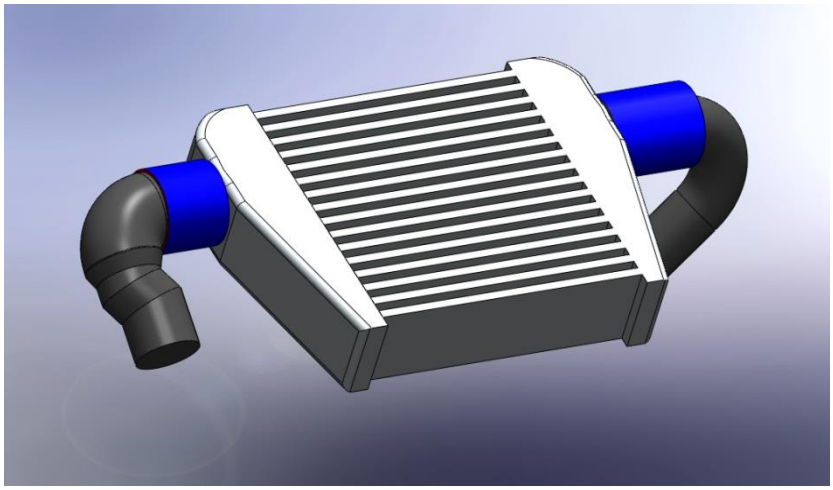


Fig. 3. 16 Ensamble Intercooler-Tubos. Vista Isométrica.
Fuente: Autores.

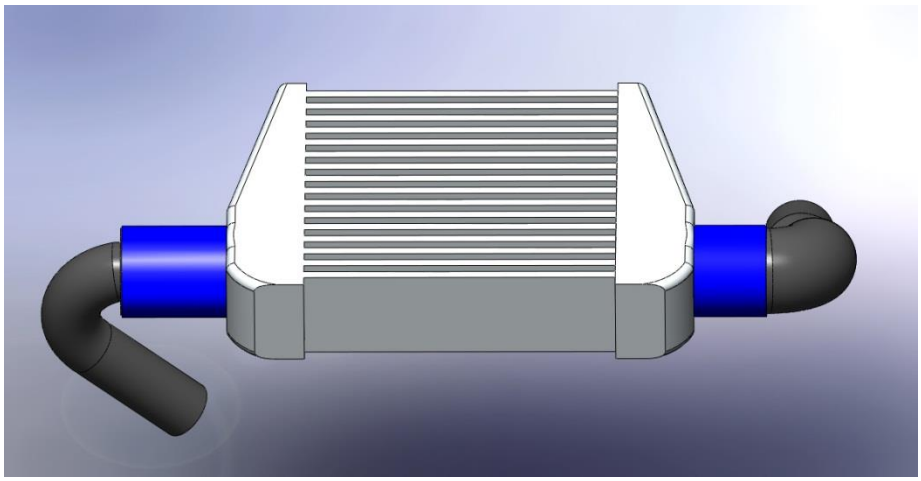


Fig. 3. 17 Ensamble Completo. Intercooler-Tubos. Vista Frontal.
Fuente: Autores.

3.6 ANALISIS CON ANSYS.

Dentro del software de simulación se usara en particular el paquete de herramientas llamad "Fluid Flow (FLUENT)", la misma que está diseñada para el análisis de flujo de fluidos y transferencia de calor.

Fig. 3. 18 Paquete de Ansys. FLUENT.
Fuente: Autores.

3.6.1 ETAPAS DEL ANALISIS.

Las etapas para el desarrollo del análisis son:

1. Generación De La Geometría
2. Generación Del Mallado

3. Condiciones De Contorno
4. Inicialización
5. Resolución
6. Análisis De Resultados

3.6.1.1 Generación de la Geometría.

Este paso se refiere al modelado del problema, para este caso, es el desarrollo del modelo del intercooler y sus tubos conectores, mediante el uso de un software de diseño CAD. El proceso de construcción de la geometría también puede desarrollarse con la herramienta "Geometry" o también como es el caso, importar el modelo del problema creado en otro software de modelado.

3.6.1.2 Generación del Mallado.

Una vez que se tiene la geometría hecha, se pasa a realizar el mallado "meshing" del modelo mediante la herramienta "Mesh", en el caso de Ansys. En esta parte lo que se realiza es una descripción del dominio espacial en el cual se realizará la simulación numérica sobre los contornos de los objetos sólidos y sobre las regiones de interés a analizar más precisamente se emplea una resolución mayor.

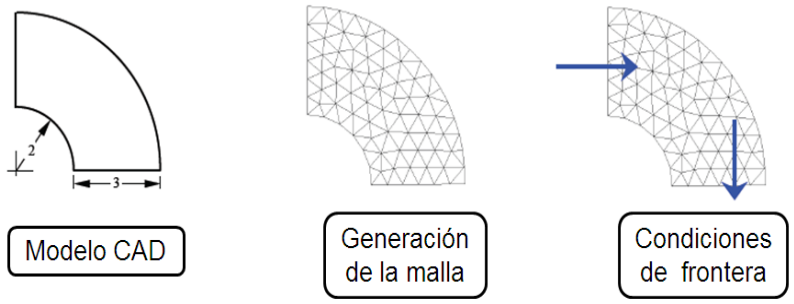


Fig. 3. 19 Proceso de Mallado.
Fuente: Presentación. Introducción a los CFD. Universidad Pontificia Bolivariana.

Se necesita el mallado ya que las ecuaciones diferenciales que se resuelven generan un dominio infinito y por tanto la solución será buscada en ese dominio. La malla limita ese dominio a un número finito de celdas que son las encargadas de representar la solución del dominio. Esto permite que un computador pueda manejar la solución.

El mallado es un paso crucial en el análisis de diseño. El mallador automático en el software genera una malla basándose en un tamaño de elemento global, una tolerancia y especificaciones locales de control de malla. El control de malla le permite especificar diferentes tamaños de elementos de componentes, caras, aristas y vértices.

El software estima un tamaño de elemento global para el modelo tomando en cuenta su volumen, área de superficie y otros detalles geométricos. El tamaño de la malla generada (número de nodos y elementos) depende de la geometría y las cotas del modelo, el tamaño del elemento, la tolerancia de la malla, el control de malla y las especificaciones de contacto. En las primeras etapas del análisis de diseño donde los resultados aproximados pueden resultar suficientes, puede especificar un tamaño de elemento mayor para una solución más rápida. Para obtener una solución más precisa, es posible que sea necesario utilizar un tamaño de elemento más pequeño.

El mallado genera elementos sólidos tetraédricos en 3D, elementos de vaciado triangulares en 2D y elementos de viga en 1D. Una malla está compuesta por un tipo de elementos a no ser que se especifique el tipo de malla mixta. Los elementos sólidos son apropiados para modelos de gran tamaño. Los elementos de vaciado resultan adecuados para modelar piezas delgadas (chapas metálicas) y las vigas y cabezas de armadura son apropiados para modelar miembros estructurales.

Tipos de mallas:

- Malla Cartesiana.
- Malla estructurada con la forma del objeto.
- Malla Multibloque.
- Malla no estructurada con la forma del objeto.
- Malla Tetrahédrica hibridada con Hexaedros.
- Mallas tipo Overset y Chimera
- Mallas Poliédricas

Una vez la malla ha sido generada hay varios métodos para convertir las ecuaciones diferenciales parciales en ecuaciones algebraica lineales, esto es llamado discretización.

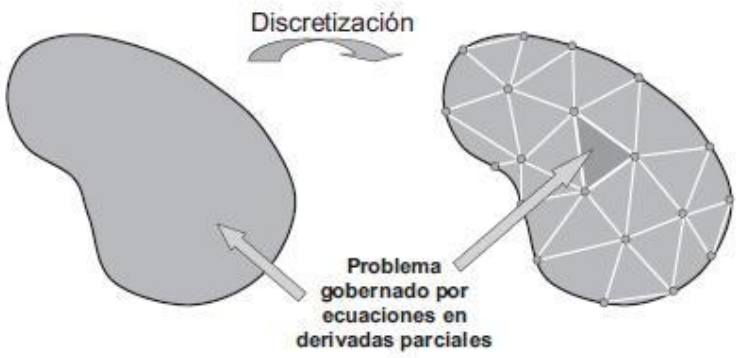


Fig. 3. 20 Discretizacion de un elemento o dominio.
Fuente: http://ciclolimite.com/

Los métodos de discretización más conocidos son:

- **Método de Diferencias Finitas (FDM)**

  Se basa en asignar puntos espaciados de manera apropiada sobre el dominio. Aproxima las ecuaciones diferenciales parciales usando la expansión de la Serie de Taylor, creando un sistema de ecuaciones algebraicas.

  Características:

  - ✓ Fácil de formular.
  - ✓ En problemas multidimensionales, la malla debe ser estructurada en las tres direcciones espaciales. Las mallas curvas deben transformarse a coordenadas cartesianas de manera que las ecuaciones diferenciales parciales se reescriben en dicho sistema de referencia cartesiano.
  - ✓ Las condiciones de contorno tipo Neumann se imponen de manera aproximada, pero no exacta.

- **Método de Volúmenes Finitos (FVM)**

  Divide el dominio en volúmenes de control y aplicar un balance de conservación a cada volumen.

  Características:

  - ✓ Existe una formulación equivalente a FDM y FEM en mallas estructuradas.
  - ✓ Las integrales de superficie y el uso de los flujos en las caras garantizan la propiedad de conservación.

- ✓ Las geometrías complejas y las mallas no estructuradas se tratan trivialmente sin necesidad de realizar cambios de coordenadas.

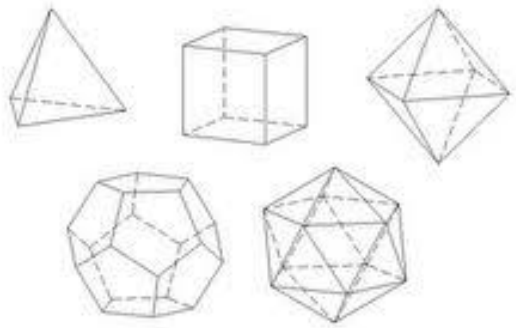


Fig. 3. 21 Formas geométricas utilizadas en volúmenes finitos.
Fuente: http://mesaamarillah.blogspot.com/

- **Método de Elementos Finitos (FEM)**

  Se divide el dominio continuo en un número finito de partes llamados ***elementos***, los cuales se comunican con sus adyacentes mediante ***nodos*** que definen las propiedades del continuo. Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas y pasan a ser el valor de estas funciones en los nodos. La idea básica del método consiste en al discretizar el dominio en sub-regiones o elementos, validar las ecuaciones en derivadas parciales, y resolverlas empleando una aproximación polinómica.

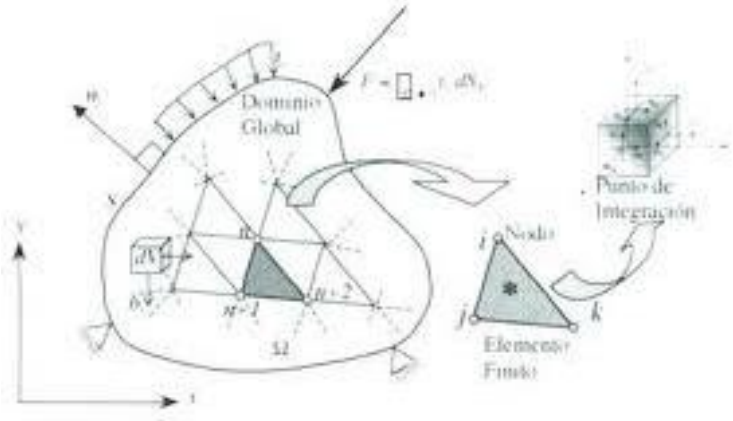


Fig. 3. 22 Diagrama de un elemento finito.
Fuente: El Método de los Elementos Finitos, O.C. ZIENKIEWCZ, 1998.

Características:

- ✓ Los principios y la formulación del método exigen el rigor matemático.
- ✓ Las geometrías complejas y las mallas no estructuradas se pueden tratar de manera trivial.
- ✓ Las condiciones de contorno tipo Neumann se imponen de manera exacta.

3.6.1.3 Condiciones de Contorno.

Las condiciones de contorno son independientes del método de discretización que se use. Con las condiciones iniciales ya que se conoce la solución en t=0 y lo que se busca es la evolución de dicha solución. Las condiciones iniciales determinan las condiciones de las variables en el primer paso del esquema de la integración. La rapidez de la solución depende de estas condiciones, reduciendo la posibilidad de inestabilidad y el riesgo de no converger en la solución.

Las condiciones de contorno sirven para especificar el valor de las variables del dominio. Estas condiciones se clasifican en:

- **Condiciones de flujo libre**: que pueden ser valores de entrada, de salida o entrada/salida, las mismas que se especifican mediante las condiciones en el infinito.
- **Condiciones de contorno de pared:** estas condiciones modelan el comportamiento del fluido cuando se desplazan sobre superficies.

3.6.1.4 Inicialización.

El proceso de inicialización consiste en una vez se tengan las condiciones y los modelos planteados, llegar a establecerlos en la configuración del solucionador “solver”. En el caso del FLUENT se estaría hablando de la herramienta de “Setup”. En este paso se establecen y colocan las condiciones de frontera, que pueden ser de velocidad de entrada, flujo másico de entrada, temperatura, presión etc., y del mismo modo condiciones de presión de salida, flujo másico de salida etc.

Se escogen los modelos que van a intervenir en la simulación los mismo que tienen que ver con los fenómenos físicos involucrados en el problema, sea transferencia de energía,

ecuación de la energía, flujo viscoso, turbulento, laminar, además de los modelos de turbulencia. También se designan que fluidos intervendrán ya sea un líquido, gas o solido además de sus propiedades físicas. Se escogen los algoritmos a usar para la solución, sus prioridades, monitoreo. Y por último se inicializa el solucionador y se proponen el número de iteraciones a realizar, y se inician las iteraciones hasta que el "solver" llegue a la convergencia de haberla.

3.6.1.5 Resolución.

La solución de un problema usando técnicas numéricas implica estos tres pasos:

1. Planteamiento inicial de las ecuaciones gobernantes a resolver, con sus condiciones de contorno apropiadas.
2. Obtención de distintos campos de propiedades, condiciones y fenómenos a los que están sometidos de los fluidos operantes.
3. Interpretación de las soluciones obtenidas, verificación de coherencia en los resultados, comparando con datos experimentales previos.

Una vez que se tienen planteadas las ecuaciones discretizadas para cada nodo en el dominio computacional, utilizando el esquema de relevancia o prioridad para la diferenciación y las modificaciones de primero y ultimo nodo para incorporar las condiciones de contorno, el problema está preparado para ser resuelto utilizando una técnica de solución de matriz.

Existen algunos algoritmos para la resolución de las ecuaciones algebraicas, entre ellos el TDMA (algoritmo de matriz tri-diagonal), que se basa en la eliminación hacia delante, seguido de la sustitución hacia atrás y las variaciones implicadas, es decir métodos iterativos de línea por línea, para problemas complejos de dos y tres dimensiones., para problemas más complejos se usa en conjunto con el algoritmo SIMPLE (método semi-implícito para la presión), algoritmo que vincula la presión y la velocidad del flujo.

Consistencia, Convergencia y Estabilidad.

Un sistema de ecuaciones algebraicas luego de la discretización se considera *consistente* con el sistema de ecuaciones original si, cuando el espacio del mallado está tendiendo a cero, el sistema de ecuaciones se convierte en equivalente del sistema en derivadas

parciales en cada nodo. La *consistencia* se prueba al remplazar la solución exacta en las ecuaciones algebraicas resultantes de la discretización, y la expansión de los términos como series de Taylor alrededor de un nodo.

La *convergencia* se define como la capacidad que tiene un conjunto de ecuaciones algebraica para representar la solución analítica (si existiese) de un conjunto de ecuaciones diferenciales. Así se tiene que las ecuaciones relacionadas, convergen si la solución numérica tiende a la solución analítica cuando el tamaño del elemento o volumen de control tiende a cero.

La *estabilidad* de las ecuaciones se relaciona con el crecimiento o reducción de errores introducidos en la fase del cálculo, principalmente por redondeo. Cuando los errores del cálculo no deforman los resultados mientras se realiza el proceso numérico, mientras los valores de las variables tienden a una solución correcta, se tiene estabilidad.

3.6.1.6 Análisis de Resultados.

El análisis de resultados se conoce como CFD-Post, en el ambiente del FLUENT, mediante la herramienta de "Results" se pueden visualizar los resultados de manera que se vuelvan más entendibles y fáciles de asimilar y proyectar. Se pueden incluir animaciones sobre el comportamiento del fluido analizado, sobre los cambios en sus propiedades físicas y demás.

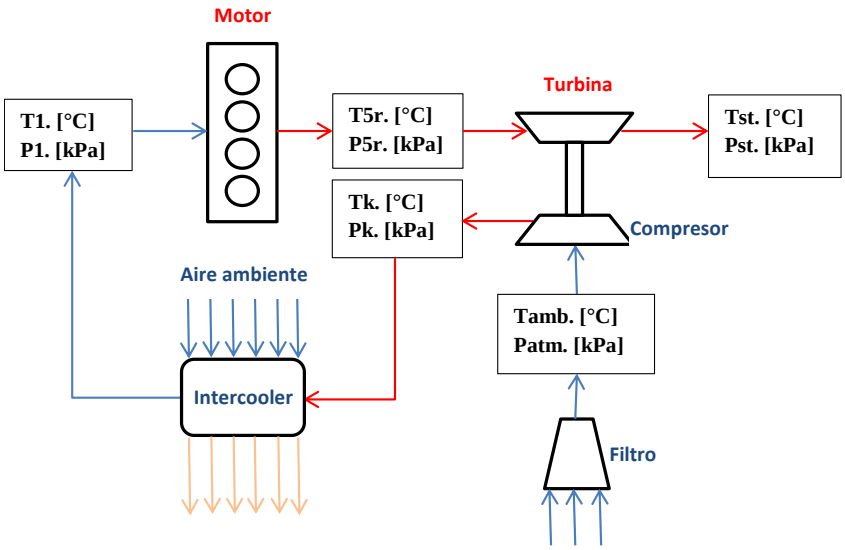


Fig. 3. 23 Diagrama de flujo del sistema implementado.
Fuente: Autores.

El experimento planteado no contiene elementos probabilísticos en el modelo de la simulación, este tipo de modelos se conoce como determinístico, en el cual la variable de respuesta es única una vez se han estipulado las variables de entrada.

3.6.2 ANÁLISIS DE ESTADO.

El análisis termodinámico calcula la distribución de temperatura y energía en un cuerpo producida por algunos o todos estos mecanismos. En todos ellos, la energía calorífica fluye desde el medio con mayor temperatura al medio con menor temperatura. La transferencia de calor por conducción y convección requiere la presencia de un medio interviniente, mientras que la transferencia de calor por radiación no lo necesita.

Existen dos tipos de análisis de transferencia del calor basados en el interés a través del tiempo.

- **Análisis térmico de estado estable**. En este tipo de análisis, sólo nos interesan las condiciones térmicas del cuerpo cuando éste alcanza un estado de equilibrio térmico. No interesa conocer el tiempo que demora en llegar a ese estado. En un estado de equilibrio térmico, la energía térmica que ingresa en cada punto del modelo es igual a la energía térmica que sale de éste. Por lo general, la única propiedad del material que se necesita para un análisis de estado estable es la conductividad térmica.

- **Análisis térmico transitorio**. En este tipo de análisis, lo que interesa es conocer el estado termodinámico del modelo en función del tiempo. Un diseñador de termos, por ejemplo, sabe que la temperatura del fluido que está en el interior en algún momento será igual a la temperatura ambiente (estado estable), pero su interés es hallar la temperatura del fluido como una función de tiempo. Al especificar las propiedades de los materiales para el análisis térmico transitorio, necesita especificar la conductividad térmica, la densidad y el calor específico. Además, tiene que especificar las temperaturas iniciales, el tiempo de solución y el incremento del tiempo.

3.6.3 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.

El Análisis de elementos finitos (FEA) brinda una técnica numérica fiable para analizar los diseños de ingeniería. El proceso empieza con la creación de un modelo geométrico. A continuación, el programa subdivide el modelo en pequeñas porciones de formas (elementos) simples conectadas en puntos comunes (nodos). Los programas de análisis de elementos finitos consideran el modelo como una red de elementos discretos interconectados.

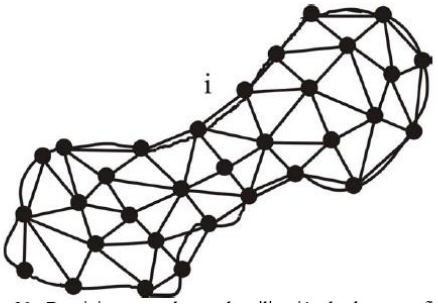


Fig. 3. 24 Mallado para el modelo de elementos finitos.
Fuente: Técnicas Numéricas en Mecánica de Fluidos. Universidad de Oviedo. 2009.

El Método de elementos finitos (FEM) predice el comportamiento del modelo mediante la combinación de la información obtenida a partir de todos los elementos que conforman el modelo.

3.6.4 METODO DE VOLUMENES FINITOS.

El método de los volúmenes de control finitos permite discretizar y resolver numéricamente ecuaciones diferenciales. Es un método alternativo a los de diferencias finitas y elementos finitos. Considerando una malla de discretización del espacio o dominio fluido (más común). En torno a cada punto de esta malla se construye un volumen de control que no se traslapa con los de los puntos vecinos. De esta forma el volumen total de fluido resulta ser igual a la suma de los volúmenes de control considerados. La ecuación diferencial a resolver se integra sobre cada volumen de control, lo cual entrega como resultado una versión discretizada de dicha ecuación. Para realizar la integración se requiere especificar perfiles de variación de la variable dependiente entre los puntos de la malla, para poder evaluar las integrales resultantes. La principal propiedad del sistema de ecuaciones discretizadas o algebraicas resultante, es que la solución obtenida satisface en forma exacta

las ecuaciones de conservación consideradas ósea es estable, independientemente del tamaño de la malla.

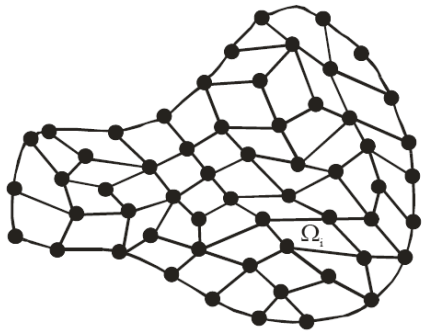


Fig. 3. 25 Mallado para modelo de volúmenes finitos.
Fuente: Técnicas Numéricas en Mecánica de Fluidos. Universidad de Oviedo. 2009.

Según Patankar (1980), existen cuatro reglas básicas para que las aproximaciones realizadas sean válidas:

1. Consistencia en los flujos a través de los volúmenes de control.

   El flujo de calor que sale de un volumen de control debe igualar al que entra al volumen de control siguiente.
2. Coeficientes positivos.

   En efecto, en los procesos convectivos y difusivos, un aumento en la temperatura de un punto debe conducir a una aumento en la temperatura del punto nodal central, lo cual se consigue en la presente modelación solo si los coeficientes son todos positivos.
3. Liberalización del termino fuente con pendiente negativa

   Esto no es arbitrario como parece, sino que también tiene una base física, que responde a la estabilidad del sistema considerado. El termino fuente responde negativamente a los aumentos de temperatura, de lo contrario se tiene un sistema con "feedback" positivo que se vuelve inestable al aumentar la temperatura indiscriminadamente.
4. Suma de los coeficientes vecinos.

   El valor del coeficiente de un nodo debe ser igual a la suma de los coeficientes de los nodos vecinos. Esta propiedad está relacionada con la ecuación diferencial original.

3.6.5 MODELOS DE TURBULENCIA.

Como ya se expresó con anterioridad se tiene que un flujo es turbulento cuando su número de Reynolds está por encima del rango crítico, manifestándose en este, perturbaciones, remolinos, que dan lugar a un flujo radical y desordenado. En este flujo distintas variables (densidad, presión etc.) fluctúan variablemente de forma aleatoria.

La descripción del movimiento de las partículas de este tipo de fluido resulta altamente complejo y constituye aun un problema sin solución desde el punto de vista de los métodos numéricos, así que lo que se hace es plantear aproximaciones. Existen algunos métodos conocidos como de simulación directa en base a las ecuaciones de Navier-Stokes.

3.6.5.1 Simulación Directa de la Ecuaciones (“DS”).

Consiste en básicamente no usar ningún modelo para la turbulencia, sino realizar desratizaciones temporales y espaciales que sean capaces de simular el flujo en un determinado problema. En realidad es una solución directa de las ecuaciones gobernantes, limitada para pocos problemas (sencillos).

3.6.5.2 Simulación de Grandes Vórtices (LES).

Sus siglas significan “Large Eddy Simulation”, este tipo de técnica reduce la complejidad de las ecuaciones de gobierno considerando solo una parte de los efectos turbulentos del flujo, estudiando el intercambio energético y se simula el efecto de las pequeñas escalas de la turbulencia. Es en realidad un tipo de modelo intermedio entre la simulación “DS” y el promediado temporal de las ecuaciones de Navier-Stokes, que extiende el promedio temporal para capturar ciertos efectos turbulentos básicos de forma numérica. En estos modelos de grandes vórtices, las ecuaciones no estacionarias del flujo se resuelven para el flujo principal y para los vórtices grandes mientras que se modela el efecto de los vórtices pequeños.

3.6.5.3 Modelos que promedian temporalmente las ecuaciones de Navier-Stokes.

Estos modelos (RANS) han sido muy estudiados y resultan bastante útiles en la mayoría de los casos prácticos resueltos mediante técnicas numéricas. El procedimiento para promediar las leyes que describen el movimiento de una partícula se introduce en las ecuaciones con el fin de obtener los comportamientos promedio turbulentos de las variables del fluido. Se

parte por obtener una descomposición de las variables en su valor medio y su valor fluctuante, y así captar cualquier fenómeno físico no estacionario distinto a la turbulencia misma. Este método es muy adecuado y usado pues la mayoría de los fenómenos no estacionarios en los fluidos tiene lugar a frecuencias con rangos muy alejados del rango de frecuencias de la turbulencia.

Normalmente lo que se busca, son los efectos de la turbulencia sobre los valores medios de las variables como: velocidad y presión, en el caso de un flujo interno; en el caso de un flujo por el ambiente, como, en el caso de un avión, las fuerzas medias de resistencia y sustentación; para el caso de un motor, los efectos de la turbulencia sobre las relaciones de mezcla de combustible-aire.

3.6.5.4 Modelos de Turbulencia.

Los modelos de turbulencia son un procedimiento numérico que busca los valores medios de las fluctuaciones de las variables con los valores promedio, de forma que se puedan resolver las ecuaciones gobernantes. Se requieren modelos de turbulencia para predecir los esfuerzos de Reynolds y términos de transporte escalar, con el fin de cerrar el sistema de ecuaciones RANS promediadas en el tiempo. Un modelo de turbulencia se considerara útil, dentro de un CFD, si es exacto, sencillo y económico en términos computacionales. Los modelos de turbulencia más usados son:

- Modelos algebraicos.
    - Modelo de cero ecuaciones: modelo de la longitud de mezcla.
    - Modelo Cebeci-Smith-Mosinki.
    - Modelo Maldwin-Lomax.
- Modelos de Viscosidad Turbulenta.
    - Modelo de única ecuación: modelo k.
    - Modelo de dos ecuaciones: k-épsilon; k-omega: RNG.
- Modelos de ecuación de tensión de Reynolds (RSM).

3.6.5.5 Modelo k-épsilon.

Es el modelo más usado en aplicaciones industriales. Es usado como modelo de cierre o estrategia numérica para resolver aproximadamente las ecuaciones de Navier-Stokes,

desarrollándose dos ecuaciones de transporte, una para la energía cinética turbulenta (k), y otra para la velocidad de disipación de la energía cinética turbulenta (ε).

$$k = \frac{1}{2}(\bar{u}'^2 + \bar{v}' +^2 \bar{w}'^2)$$

$$\varepsilon = 2v\bar{e}_{ij}\bar{e}_{ij}$$

donde: $\bar{e}_{ij}$ es la parte fluctuante del tensor de velocidad de deformación. Las ecuaciones de transporte de k y ε se basan en el conocimiento de los procesos que producen los cambios en esas variables.

Otras fórmulas relacionan la viscosidad turbulenta de la siguiente forma:

$$U_t = \rho \cdot Cu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}$$

donde:

ρ es la densidad del aire.
Cu es una constante igual a 0,09, generalmente.

$$l = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}$$

donde *l* representa la longitud de escala.

3.6.6 ANÁLISIS PREVIO DEL SISTEMA REAL IMPLEMENTADO.

El objetivo de este proceso de recolección de datos, es obtener valores de parámetros que intervienen en el sistema y en la simulación, los mismos son temperatura del fluido operante (aire de admisión), tanto a la entrada al intercooler como a la salida a una velocidad de desplazamiento del vehículo constante y también en régimen de ralentí, temperatura ambiente y temperatura superficial. La recolección de estos datos se realizó mediante sensores de temperatura, una termocupla con un multímetro y mediante una cámara térmica (temperatura superficial del intercooler).

Fig. 3. 26 Herramientas para la Obtención de Temperaturas Relacionadas.
Fuente: www.logismarket.com; Autores.

3.6.6.1 Vehículo detenido, régimen de ralentí.

En esta parte del análisis se obtuvieron los datos reales de temperatura del aire de admisión, temperatura ambiente dentro del habitáculo del motor y de la temperatura de la superficie del intercooler. Cabe destacar que estas mediciones son para régimen de ralentí del motor. A continuación se presentan los datos obtenidos:

- Temperatura del aire de entrada y salida.

  Mediante los sensores de temperatura se obtuvieron los siguientes resultados:

Parámetro	Entrada al Intercooler	Salida al Intercooler
Temperatura del aire.	34 °C	36 °C

Tabla. 3. 1 Temperaturas. Intercooler. Ralentí.
Fuente: Autores.

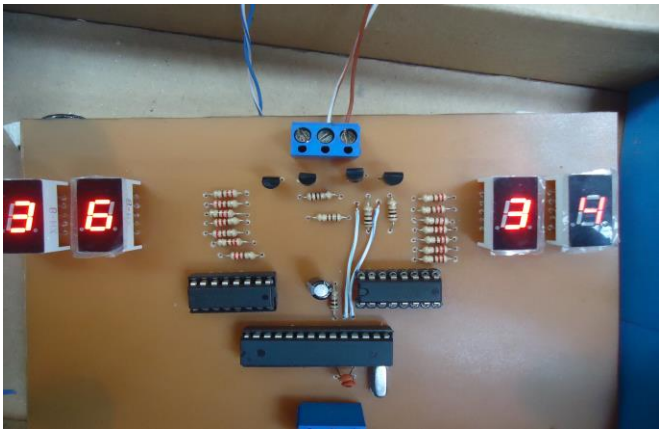


Fig. 3. 27 Temperatura. Aire Admisión. Intercooler. Ralentí.
Fuente: Autores.

- Temperatura Ambiente.

  La temperatura ambiente en el habitáculo del motor es de 29°C.

- Temperatura Superficial.

  Luego de la medición y haciendo un promedio de temperaturas en diferentes puntos de la superficie del núcleo y las superficies de entrada y salida al intercooler, mediante el software de la cámara, se lograron los siguientes resultados:

Parámetro	Núcleo	Entrada.	Salida.
Temperatura [°C]	53.94	41.18	43

Tabla. 3. 2 Temperatura. Superficial. Ralentí.
Fuente: Autores.

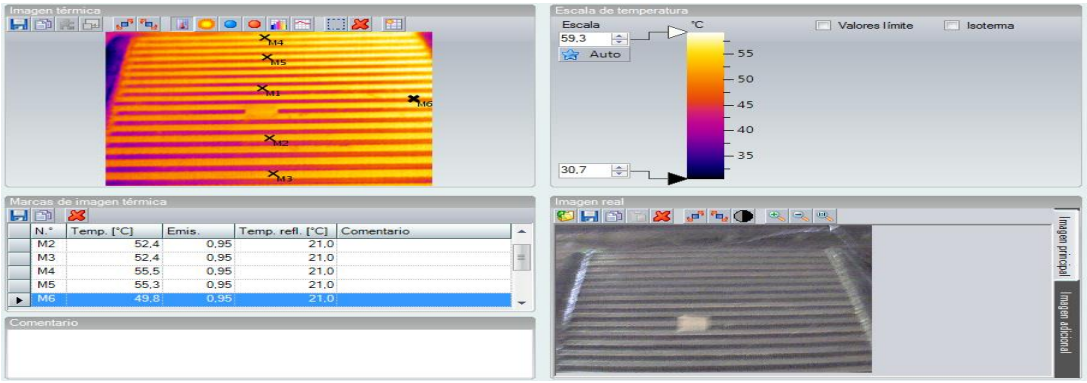


Fig. 3. 28 Obtención de Temperatura. Superficie Intercooler. Ralentí.
Fuente: Autores.

Temperaturas Relacionadas (ralentí)	
Parámetro	Temperatura [°C]
Aire de Admisión Entrada.	34
Aire de Admisión Salida.	36

Temperatura Superficial del Intercooler.	53.94°C
Temperatura Ambiente.	29

Tabla. 3. 3 Temperaturas Relacionadas. Estado de Ralentí.
Fuente: Autores.

De la tabla se puede analizar el hecho de que el aire a la entrada del intercooler es más frio que a la salida, lo que quiere decir que cuando el vehículo está parado en régimen de ralentí, no existe aire ambiente suficiente que atraviese el núcleo del intercooler, por lo que este no tiene aire con quien interactuar ni a quien ceder calor, lo único que sucede en este caso es que el aire de admisión que atraviesa el intercooler absorbe el calor de las superficies del mismo y con ello gana temperatura. Ósea en el exterior del intercooler, solo existe transferencia de calor por convección natural, lo que provoca una mínima eficiencia del intercooler. Este análisis previo de obtención de datos nos servirá para la simulación del sistema con el vehículo parado en régimen de ralentí.

3.6.6.2 Vehículo en Movimiento.

Con el uso de los sensores en base al LM35 y el circuito que se diseñó, se logró censar y recolectar datos correspondientes a la temperatura de admisión antes del intercooler y después del mismo a distintas velocidades del vehículo, en la autopista Cuenca-Azogues.

Prueba en Carretera		
Temperatura ambiente: 28°C.		
Velocidad	**Temperatura de Entrada**	**Temperatura de Salida**
80	78	44
80	62	43
80	110	50
80	84	56
80	110	57
80	100	60
80	66	53
80	67	53

Tabla. 3. 4 Temperaturas. Intercooler. Vehículo en movimiento.
Fuente: Autores.

Promediando los datos se tiene que, la temperatura promedio de entrada del aire hacia el intercooler es de 84.62°C, la de salida es de 52°C y la diferencia entre la temperatura de entrada y salida es de 32.62°C Estos valores nos servirán para las condiciones de frontera a ingresar al momento de la simulación mediante el ANSYS.

3.7 SIMULACIÓN INTERCOOLER. RALÉNTI.

Características estructurales del intercooler:

Parámetro / Característica	Valor / Designación
Material.	Aluminio
Dimensiones-Núcleo.	3X12X11 pulgadas
Dimensiones-Colectores.	3X12X4-1 pulgadas
Numero de Conductos Internos.	16
Tipo.	Bar and Plate

Tabla. 3. 5 Características Estructurales. Intercooler.
Fuente: Autores.

Luego de realizar el análisis previo y obtener los datos relacionados, ya se tienen suficientes parámetros para ser ingresados como condiciones de frontera a la hora de hacer la configuración del proyecto de simulación.

Condiciones de Frontera.	
Parámetro	**Valor**
Temperatura del aire de entrada.	35°C (308K)
Temperatura Ambiente.	29°C (302K)
Temperatura Superficial Intercooler.	53°C (326K)
Flujo Volumétrico Ambiente.	0 cfm 0 m/s
Flujo Másico	0.009kg/s
Velocidad del Flujo Interno.	0.54 m/s
Presión de Entrada	8 PSI (55158Pa)
Turbulencia. (Intensidad; Diámetro Hidráulico)	I=1%; Rh=0.0057

Tabla. 3. 6 Parámetros Relacionadas. Simulación. Intercooler.
Fuente: Autores.

Mesh.

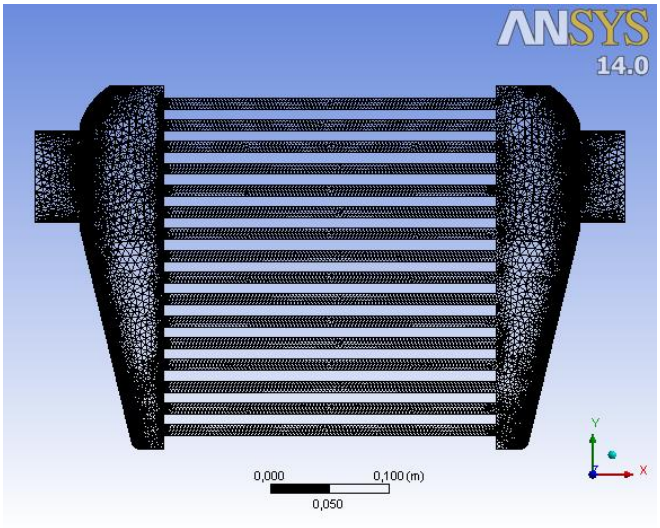


Fig. 3. 29 Vista Frontal Mesh. Intercooler.
Fuente: Autores.

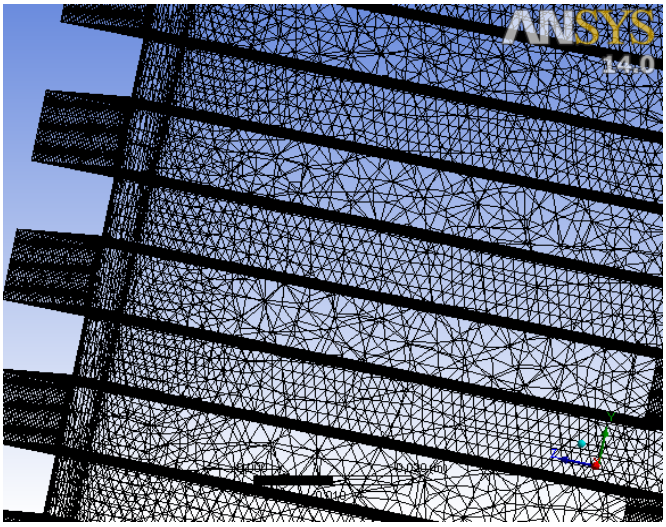


Fig. 3. 30 Acercamiento. Vista en corte. Mesh. Intercooler.
Fuente: Autores.

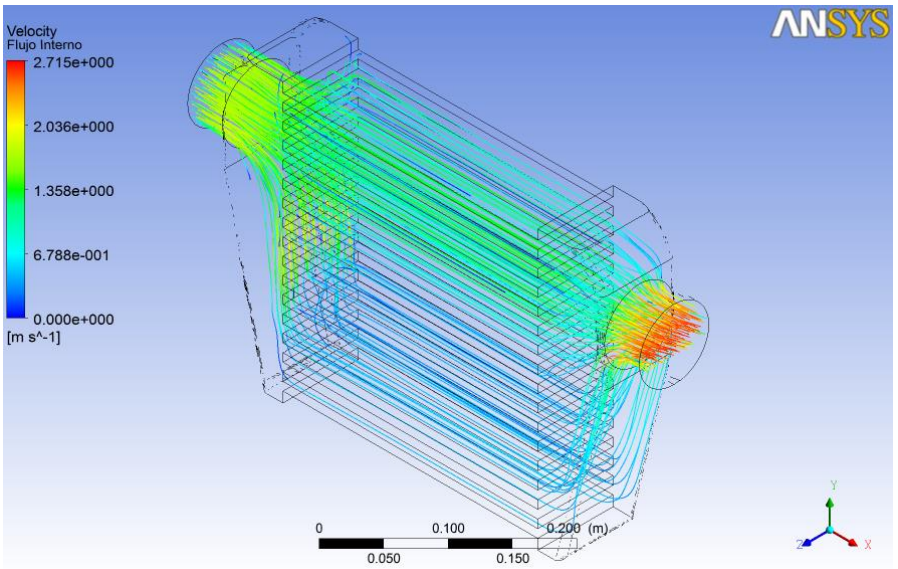
3.7.1 Fluido de Flujo Interno (Aire de Admisión).

- **Velocidad del Fluido.**

  En la presente grafica se puede observar como el fluido fluye por el interior del intercooler, por los conductos internos específicamente. La leyenda que se muestra a la izquierda de la imagen representa la variación de la velocidad del fluido.

Velocidad de Entrada	0.54 m/s
Velocidad de Salida	2.5 m/s

Tabla. 3. 7 Resultados. Simulación. Velocidad. Ralentí.
Fuente: Autores.



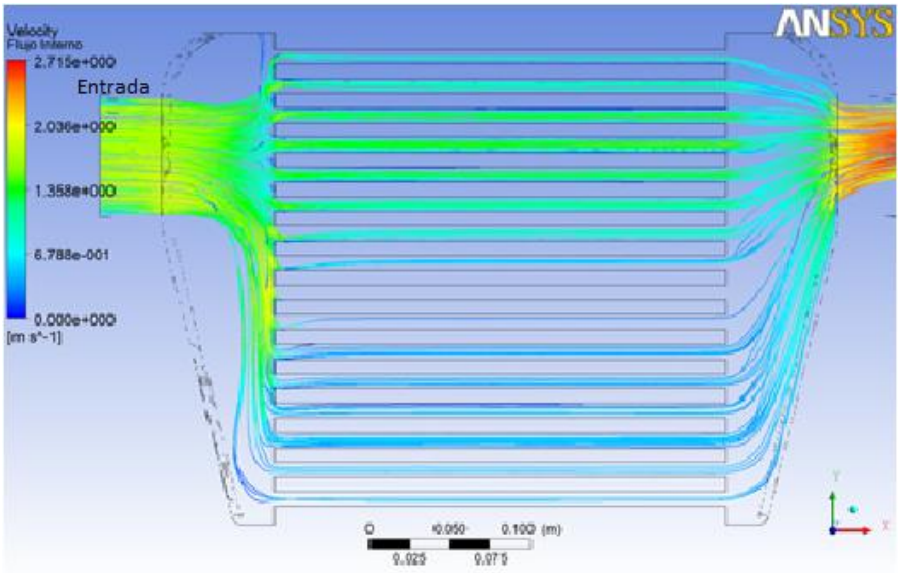


Fig. 3. 31 Grafico de Resultados. Velocidad. Ralentí.
Fuente: Autores.

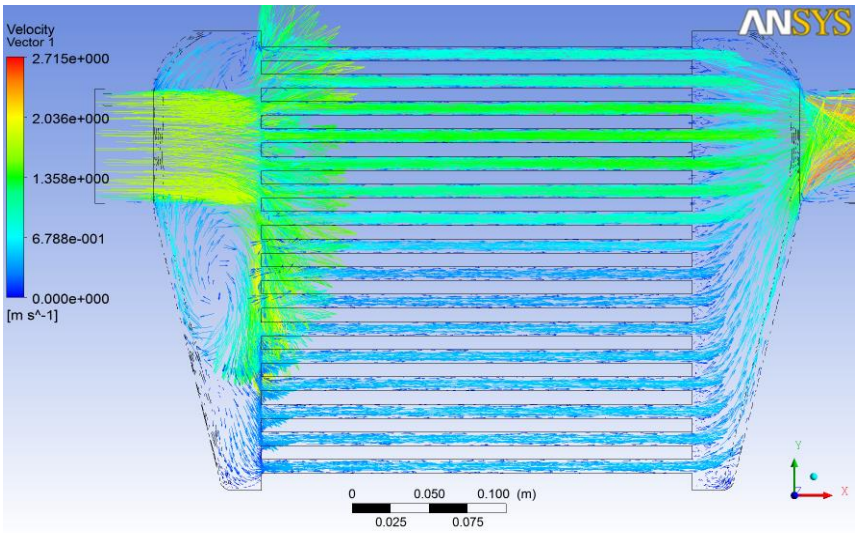


Fig. 3. 32 Grafica de Comportamiento de flujo. Ralentí
Fuente: Autores.

3.7.2 Temperatura Superficial.

La temperatura superficial se obtuvo con la cámara termográfica, como se menciona anteriormente. Se optó por realizar la simulación de esta manera ya que en este caso se manifiesta una transferencia de calor por convección natural en la parte externa del intercooler ya que el vehículo no está en movimiento.

Las siguientes imágenes muestran la temperatura de la superficie exterior del intercooler, que se manifiesta de forma uniforme sobre toda la superficie, con un valor de 326K,

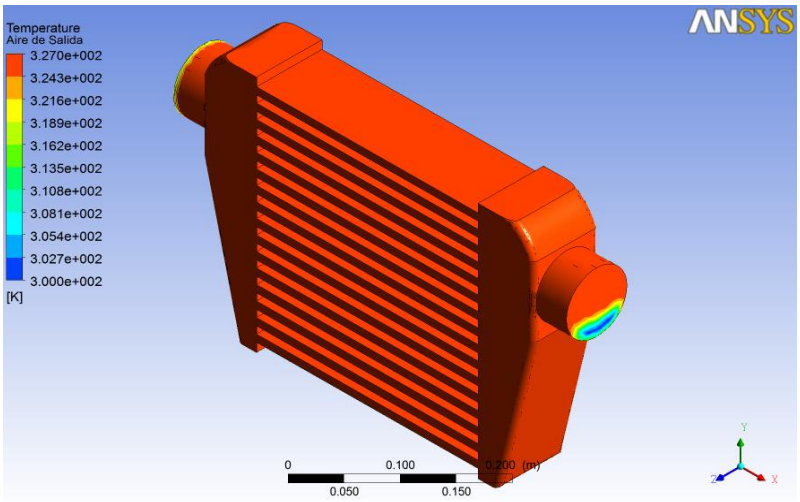


Fig. 3. 33 Grafica Resultados. Temperatura Superficial. Ralentí.
Fuente: Autores.

3.7.3 Temperatura de Flujo Interno.

La imagen muestra las diferentes temperaturas que adquiere el fluido interno (aire de admisión) al interactuar con las paredes del intercooler. Como se puede observar y como ya se explicó, el aire gana calor.

Temperatura Máxima.	327 K
Temperatura Mínima.	300 K

Tabla. 3. 8 Temperaturas. Superficie. Ralentí.
Fuente: Autores.

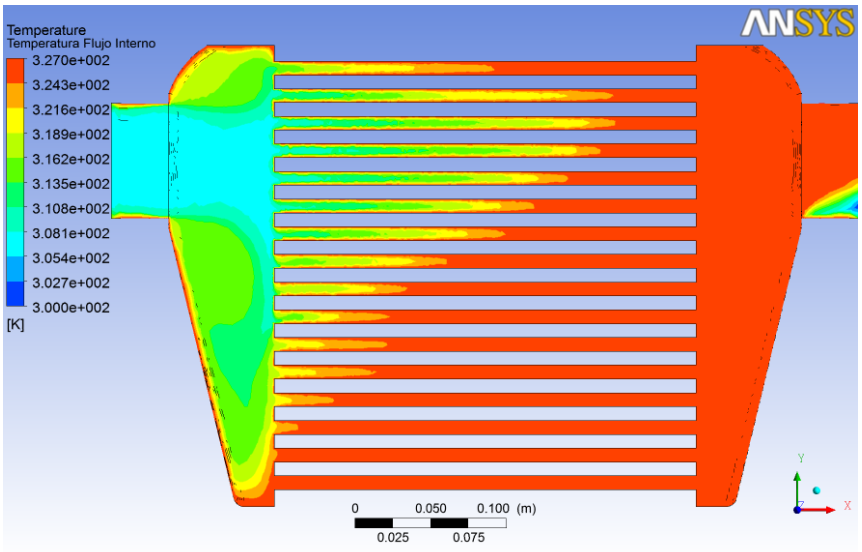


Fig. 3. 34 Grafica Resultados. Temperatura de flujo interno. Ralentí.
Fuente: Autores.

3.7.4 Temperatura. Entrada y Salida.

La siguiente imagen muestra la temperatura del aire a lo que entra al intercooler y a la salida del mismo. Nótese el cambio de temperatura.

Temperatura de Entrada.	308 K ≈ 35°C
Temperatura de Salida.	320 K ≈ 46°C

Tabla. 3. 9 Temperaturas. Entrada y Salida. Ralentí.
Fuente: Autores.

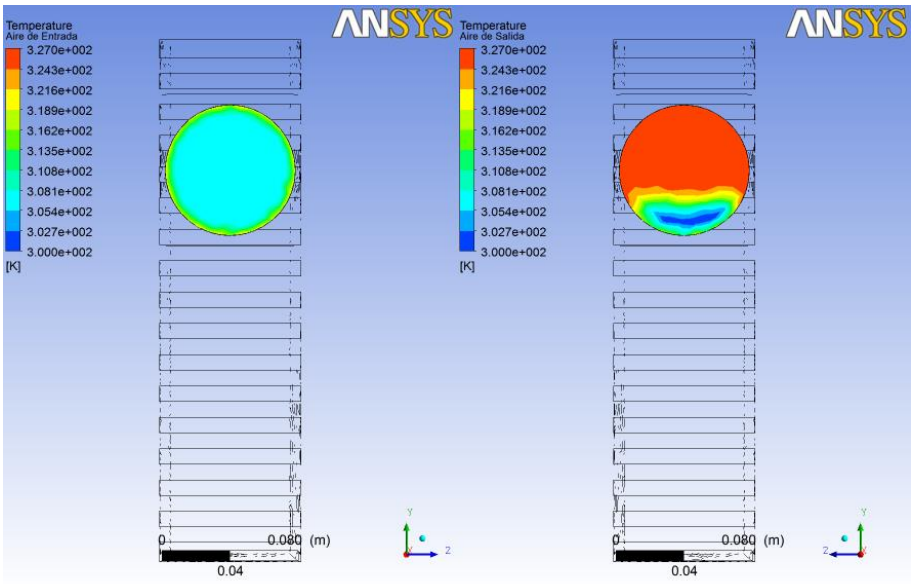


Fig. 3. 35 Grafica Resultados. Temperatura. Entrada y Salida. Ralentí.
Fuente: Autores.

3.7.5 Presión.

Dentro del intercooler se produce una pequeña variación de la presión que ingresa con respecto a la que sale.

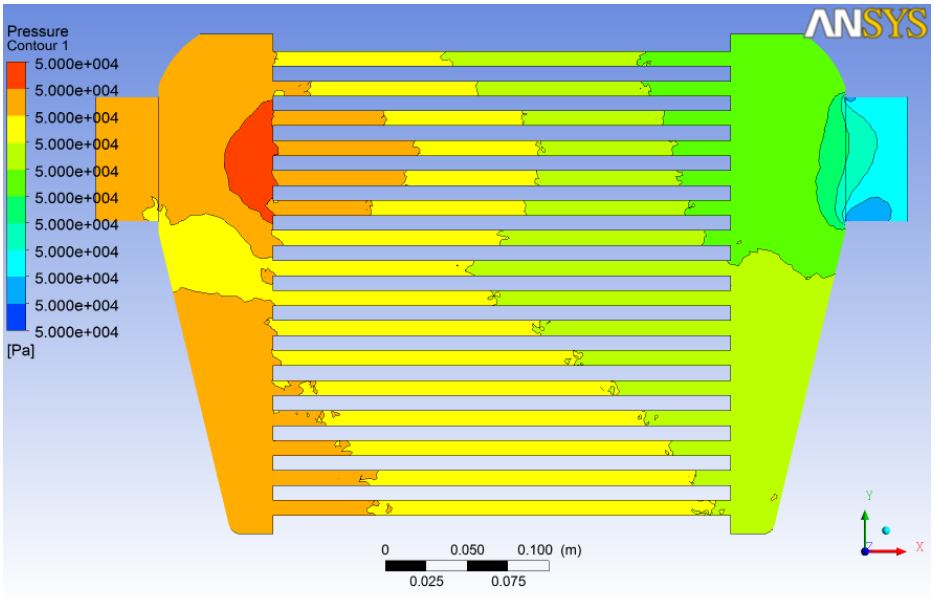


Fig. 3. 36 Grafica Resultados. Presión Interior. Ralentí.
Fuente: Autores.

Presión Máxima.	50000 Pa
Presión Mínima.	48889 Pa

Tabla. 3. 10 Presiones. Ralentí.
Fuente: Autores.

3.7.6 Densidad.

La densidad del aire dentro del intercooler está sometida a una pequeña variación con respecto a la densidad a la entrada y a la salida.

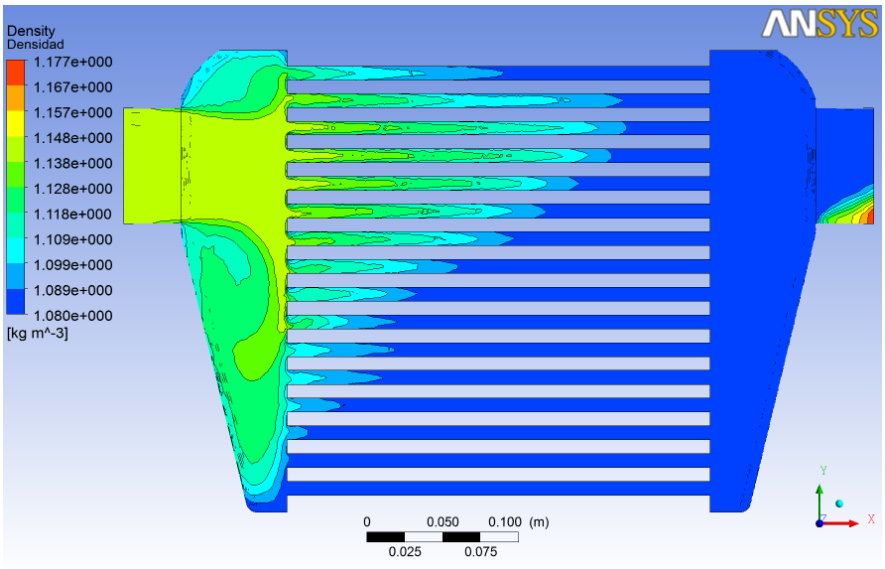


Fig. 3. 37 Grafica Resultados. Densidad. Ralentí.
Fuente: Autores.

Como es sabido la densidad de un gas ideal depende de dos factores principalmente, la temperatura y la presión a la que está sometido, pero de estos dos la presión es la predominante, ya que por ejemplo se sabe que a grandes alturas la temperatura es baja, y se llegaría a pensar que este hecho daría lugar a que el aire tuviera gran densidad, lo que no es verdad, en cambio a alturas sobre el nivel del mar existe mayor presión atmosférica y mayores temperaturas pero gracias a la alta presión atmosférica se tiene que el aire es más denso. En este caso se tiene que la densidad disminuye a la salida por el mismo hecho que temperatura aumenta y la presión cae un poco, pero sin embargo comparado con la densidad que tendría el aire de admisión sin la intervención del intercooler se tiene que hay un incremento notable.

3.8 SIMULACIÓN TUBOS CONECTORES.

Para la simulación del fluido del aire de admisión dentro de los tubos de conexión se tomara en cuenta la velocidad y temperatura del aire cuando el motor se encuentra en régimen de máxima potencia.

3.8.1 Turbo a Intercooler

Análisis Previo.

Es importante analizar con qué clase de flujo se está tratando, en esencia si es laminar o turbulento, así que:

- El aire de admisión que sale del sobrealimentador, tiene una velocidad de 64m/s que corresponde a 0.18 mach, lo que significa que el fluido se considera incompresible.
- En tubos cuando Re> 10000. Numero de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot Lc}{\mu} = \frac{0.917\frac{kg}{m^3} \cdot 64\frac{m}{s} \cdot 0.0508m}{2.2 \times 10^{-5} Pa \cdot s} = 137400.4$$

El número de Reynolds indica que el flujo es turbulento.

Parámetro / Característica	Valor / Designación
Material.	Acero
Ampliación.	De 2 a 3 pulgadas
Radio de giro.	60mm
Temperatura del aire de entrada.	363.15K
Temperatura del aire de salida.	363.15K
Velocidad del aire de entrada.	64 m/s
Flujo	Turbulento. I=1%; Dh=0.046

Tabla. 3. 11 Parámetros Relacionados. Tubo. Turbo-Intercooler.
Fuente: Autores.

Mesh.

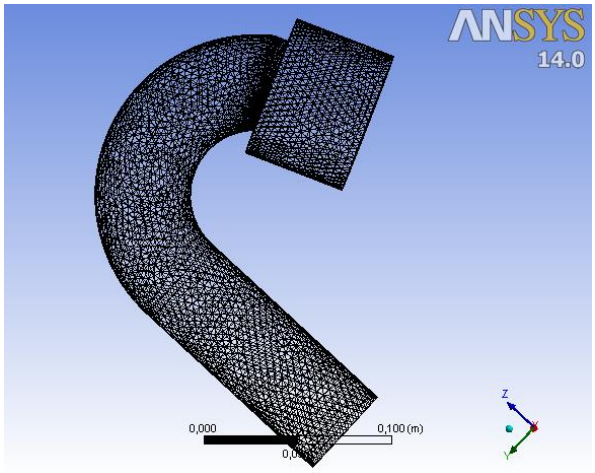


Fig. 3. 38 Mesh. Tubo. Turbo-Intercooler.
Fuente: Autores.

Velocidad del aire al interior.

La imagen muestra los cambios en la velocidad del fluido dentro del tubo, tomados en una vista lateral. El desplazamiento según esta vista es desde el inferior, la entrada del aire se encuentra en la parte inferior del tubo.

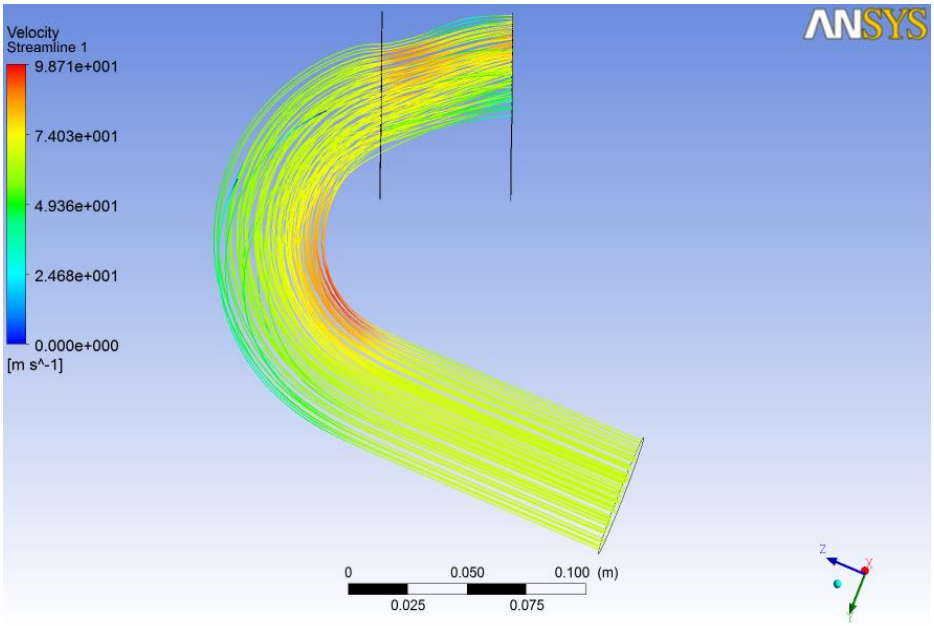


Fig. 3. 39 Grafica Resultados. Velocidad. Tubo. Turbo-Intercooler.
Fuente: Autores.

Se puede observar que gracias a la velocidad a la que se desplaza el aire, no se presenta dificultad para su desplazamiento en la sección del tubo donde existe el cambio de diámetro, por la ampliación de 2 a 3 pulgadas.

Velocidad Máxima.	98.7 m/s
Velocidad Mínima.	0 m/s

Tabla. 3. 12 Velocidades. Tubo. Turbo-Intercooler.
Fuente: Autores.

Temperatura del aire al interior.

En la siguiente imagen se representa la temperatura del fluido dentro del tubo, se asume que no existe variación en la temperatura durante su transcurso por el tubo, ya que esta variación es despreciable.

La temperatura del fluido se mantiene constante en 366K, la misma temperatura del aire al salir del turbocompresor. Vista lateral.

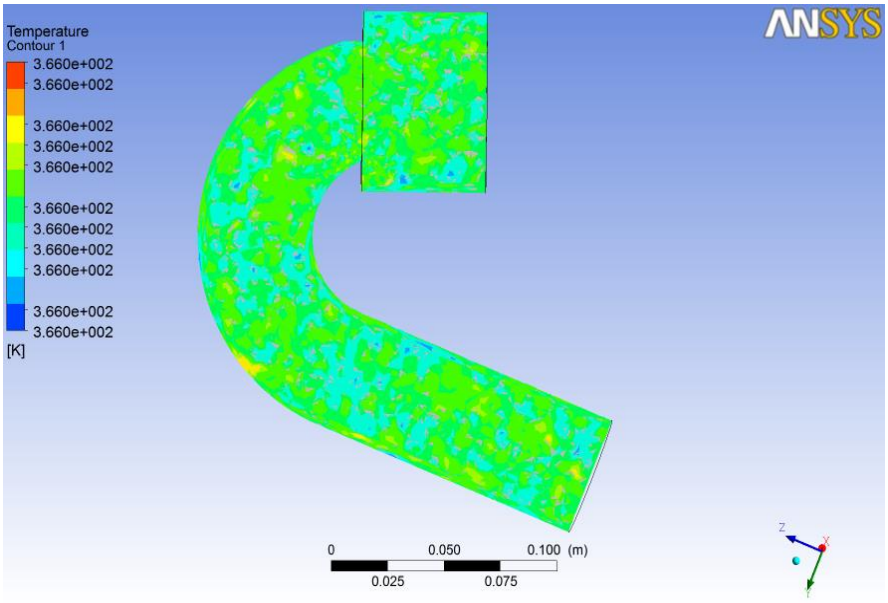


Fig. 3. 40 Grafica Resultados. Tubo. Turbo-Intercooler.
Fuente: Autores.

3.8.2 Intercooler a Acelerador.

Análisis Previo.

Es importante analizar con qué clase de flujo se está tratando, en esencia si es laminar o turbulento, así:

- El aire de admisión que sale del intercooler, tiene una velocidad de 60,89 m/s que corresponde a 0,2 mach, lo que significa que el fluido se considera incompresible.
- Se considera flujo turbulento en tubos cuando Re> 10000. Numero de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot Lc}{\mu} = \frac{1.06\frac{kg}{m^3} \cdot 60.89\frac{m}{s} \cdot 0.0762m}{2 \times 10^{-5} Pa \cdot s} = 245910.3$$

El número de Reynolds indica que el flujo es turbulento.

Parámetro / Característica	Valor / Designación
Material.	Acero
Reducción.	De 3 a 2,5 pulgadas
Radio de giro.	30mm
Temperatura del aire de entrada.	315.46K
Temperatura del aire de salida.	315.46K
Velocidad del aire de entrada.	60.89 m/s
Flujo	Turbulento. I=1%; Dh=0.057

Tabla. 3. 13 Parámetros Relacionados. Tubo. Intercooler-Acelerador.
Fuente: Autores.

Mesh.

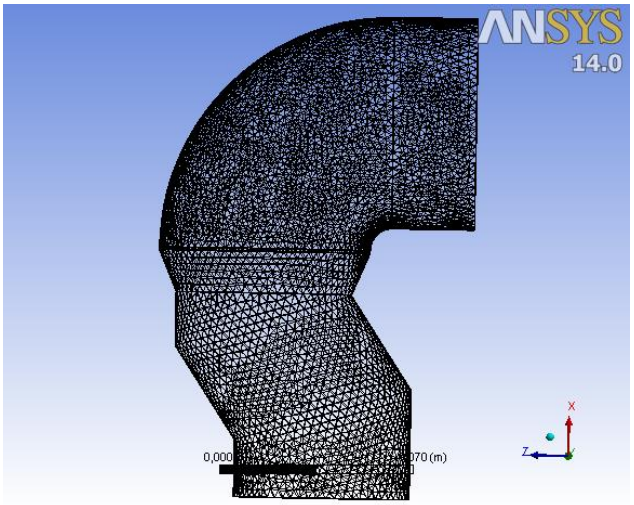


Fig. 3. 41 Mesh. Tubo. Intercooler-Acelerador.
Fuente: Autores.

Velocidad del aire al interior.

La imagen muestra los cambios en la velocidad del fluido dentro del tubo, tomados en una vista lateral. El flujo ingresa por la parte superior, ósea por el diámetro de 3 pulgadas y sale por el inferior.

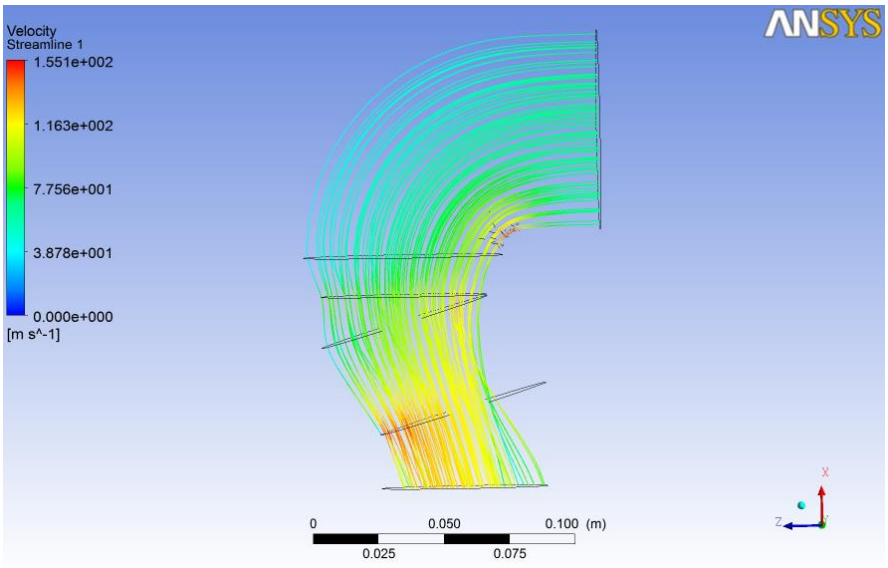


Fig. 3. 42 Grafica Resultados. Tubo. Intercooler-Acelerador.
Fuente: Autores

Se puede notar que la reducción en el diámetro del tubo (de 3 a 2.5 in), afecta la velocidad del fluido, adquiriendo así en esa sección una máxima velocidad de desplazamiento.

Velocidad Máxima.	155 m/s
Velocidad Mínima.	0 m/s

Tabla. 3. 14 Velocidades. Tubo. Intercooler-Acelerador.
Fuente: Autores

Temperatura del aire al interior.

En la siguiente imagen se representa la temperatura del fluido dentro del tubo, se asume que no existe variación en la temperatura del fluido durante su transcurso por el tubo, ya que esta variación es despreciable.

La temperatura del fluido se mantiene constante en 315K, la misma temperatura del aire al salir del turbocompresor. Vista lateral.

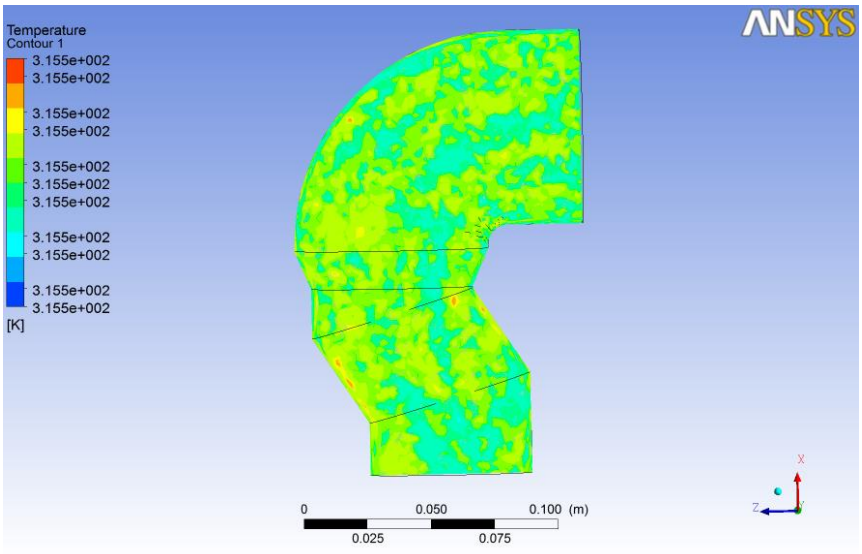


Fig. 3. 43 Grafica Resultados. Tubo. Intercooler-Acelerador.
Fuente: Autores

3.9 SIMULACIÓN DE INTERCOOLER. VELOCIDAD CONSTANTE.

Del mismo modo como se realizó con la simulación del sistema intercooler en régimen de ralentí, para esta parte se procederá a la simulación cuando el vehículo se está desplazando a una velocidad constante, por ende existe una incidencia constante de flujo volumétrico de aire ambiente sobre el intercooler, produciéndose así la transferencia de calor por convección forzada. La velocidad de desplazamiento del vehículo que se toma como referencia es de 80km/h.

Condiciones de Frontera.	
Parámetro	**Valor**
Temperatura del aire de entrada.	84°C (357K)
Temperatura Ambiente.	28°C (302K)
Flujo Volumétrico Interno.	151.9 cfm
Velocidad de Flujo Ambiente	23 m/s
Velocidad del Flujo Interno.	15.71 m/s
Presión de Entrada	11 PSI (70542Pa)

Tabla. 3. 15 Condiciones. Simulación. Velocidad Constante.
Fuente: Autores.

3.9.1 Fluido de Flujo Interno (Aire de Admisión).

- **Velocidad del Fluido.**

  En la presente grafica se puede observar como el fluido fluye por el interior del intercooler, por los conductos internos específicamente. La leyenda que se muestra a la izquierda de la imagen representa la variación de la velocidad del fluido.

Velocidad de Entrada	15.71 m/s
Velocidad de Salida	18 m/s

Tabla. 3. 16 Resultados. Simulación. Velocidad Flujo Interno. Vcte.
Fuente: Autores.

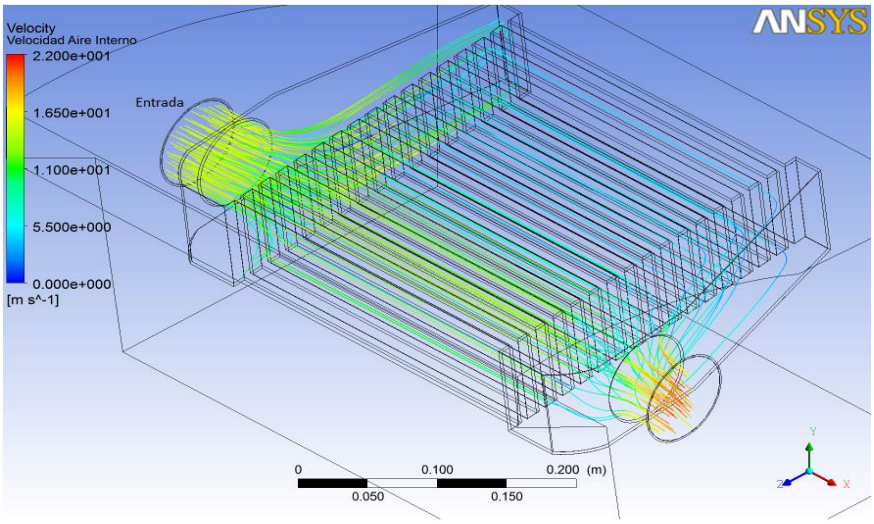
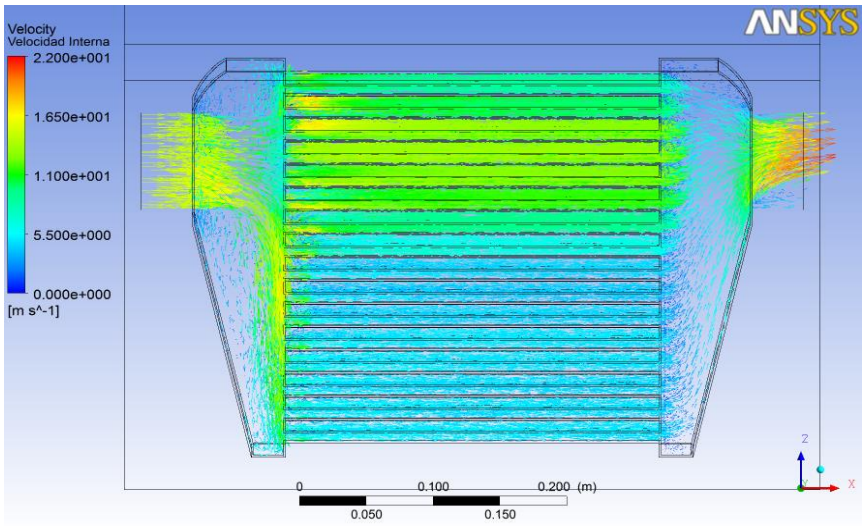


Fig. 3. 44 Grafica Resultados. Velocidad Flujo Interno. Vcte.
Fuente: Autores.



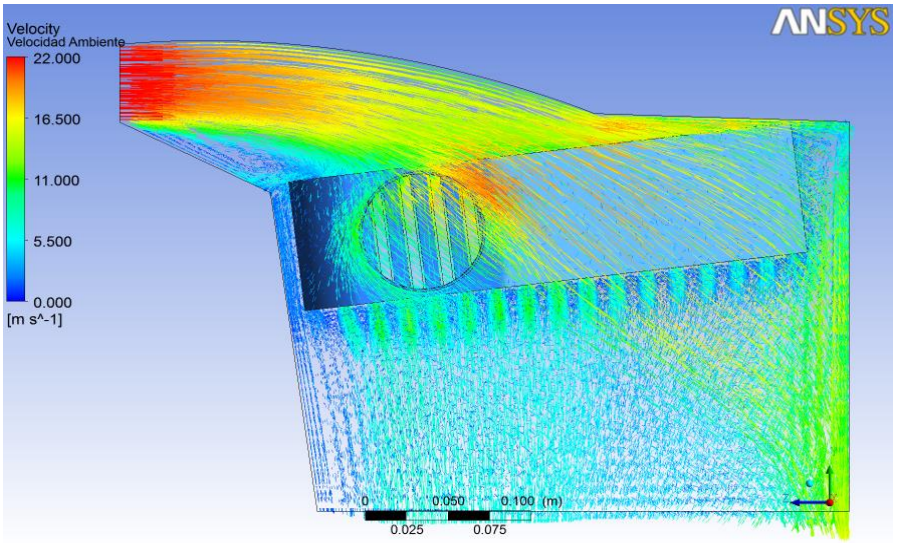


Fig. 3. 45 Grafica Comportamiento del Flujo Externo. Vcte.
Fuente: Autores.

3.9.2 Temperatura Superficial.

Las siguientes imágenes muestran la temperatura de la superficie del intercooler, que se manifiesta de forma uniforme sobre toda la superficie, con un valor de aproximadamente 310K.

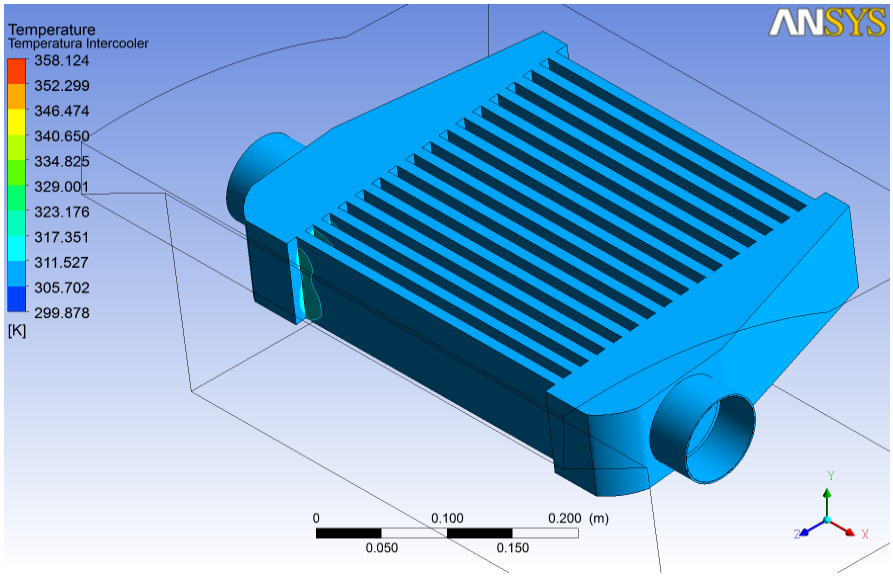


Fig. 3. 46 Grafica Temperatura Intercooler.
Fuente: Autores.

3.9.3 Temperatura del Aire Interior.

En la siguiente grafica se muestra el comportamiento de la temperatura del aire de admisión al pasar por el intercooler. Se puede apreciar como la temperatura del aire mostrada en ese plano, varía desde una temperatura alta de 357K (84°C) y poco a poco, por su paso por los conductos internos del intercooler va bajando hasta llegar a una temperatura de aproximadamente 322K (49°C), a la salida.

Temperatura Máxima.	357 K
Temperatura Mínima.	299 K

Tabla. 3. 17 Temperaturas Flujo Aire Interno. Vcte.
Fuente: Autores.

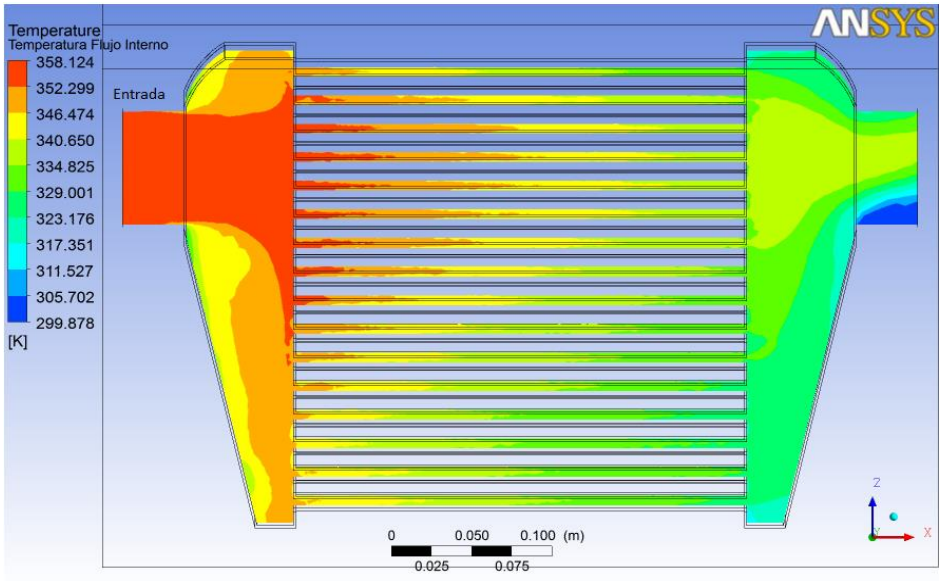


Fig. 3. 47 Grafica Intercooler Temperatura Flujo Aire Interno. Vcte.
Fuente: Autores.

3.9.4 Temperatura Entrada y Salida.

La simulación genero los siguientes resultados, en los que se muestran las temperaturas del aire a la entrada del intercooler y a la salida del mismo.

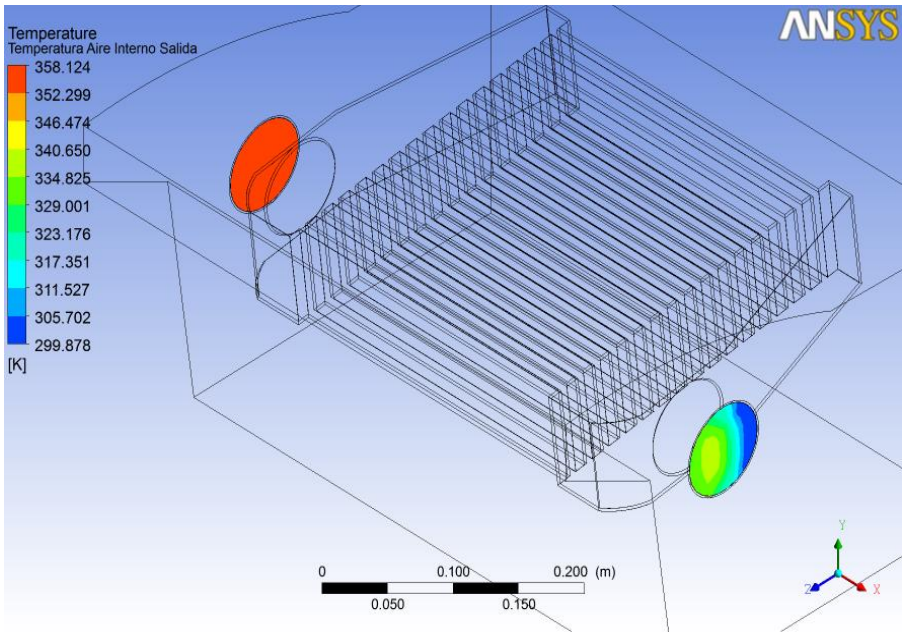


Fig. 3. 48 Grafica Intercooler Temperatura Aire Entrada Salida. Vcte.
Fuente: Autores.

Temperatura de Entrada.	357K ≈ 84°C
Temperatura de Salida.	322K ≈ 49°C

Tabla. 3. 18 Temperaturas de Entrada y Salida Intercooler. Vcte.
Fuente: Autores.

3.9.5 Velocidad de Flujo Ambiente.

La siguiente grafica muestra la velocidad del flujo ambiente al entrar por la toma de aire y luego pasar e incidir por el intercooler.

Velocidad de Entrada	22 m/s
Velocidad de Salida	5 m/s

Tabla. 3. 19 Velocidad de flujo ambiente. Vcte.
Fuente: Autores.

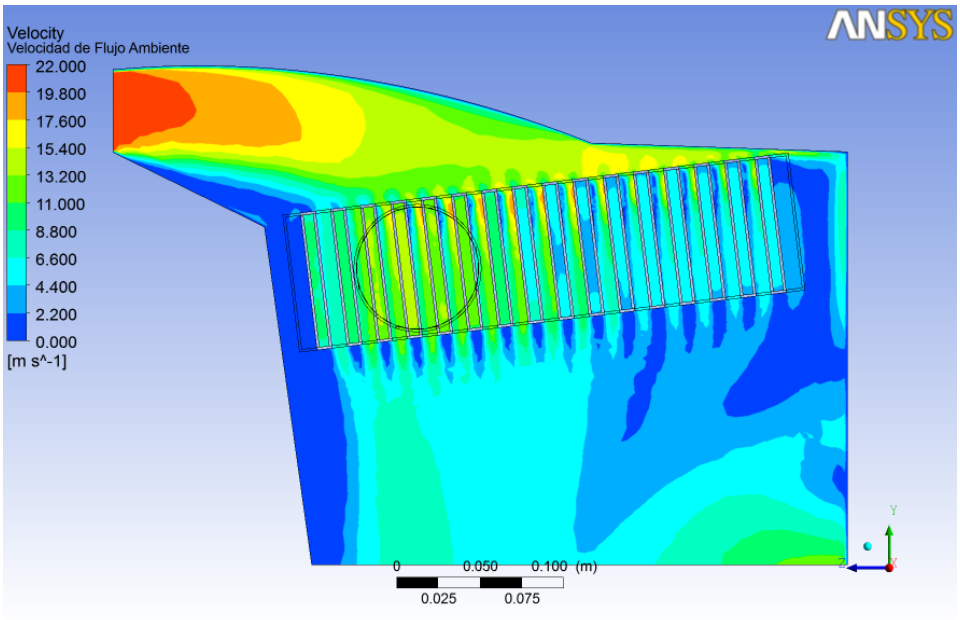


Fig. 3. 49 Grafica Velocidad Flujo Ambiente. Vcte.
Fuente: Autores.

3.9.6 Densidad del Aire.

La densidad del aire de admisión, al pasar por el intercooler e interactuar con este, sufre un aumento desde su entrada hasta su salida. La simulación muestra que la densidad de al aire sube de un valor de 1.673 kg/m^3 a 1.989 kg/m^3.

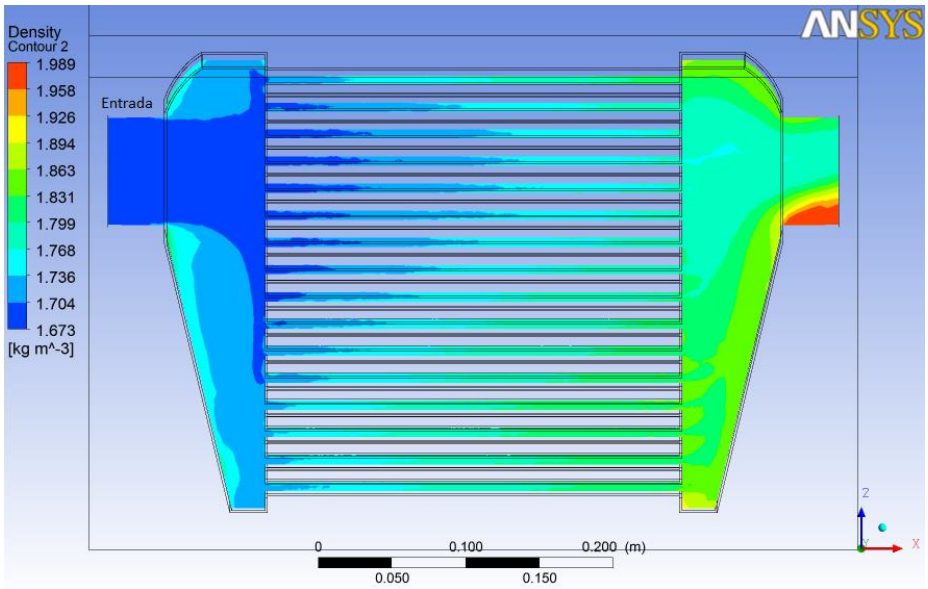


Fig. 3. 50 Grafica Intercooler Densidad Aire Admisión. Vcte.
Fuente: Autores.

3.9.7 Presión.

La siguiente grafica muestra el comportamiento de la presión del aire al pasar por el intercooler.

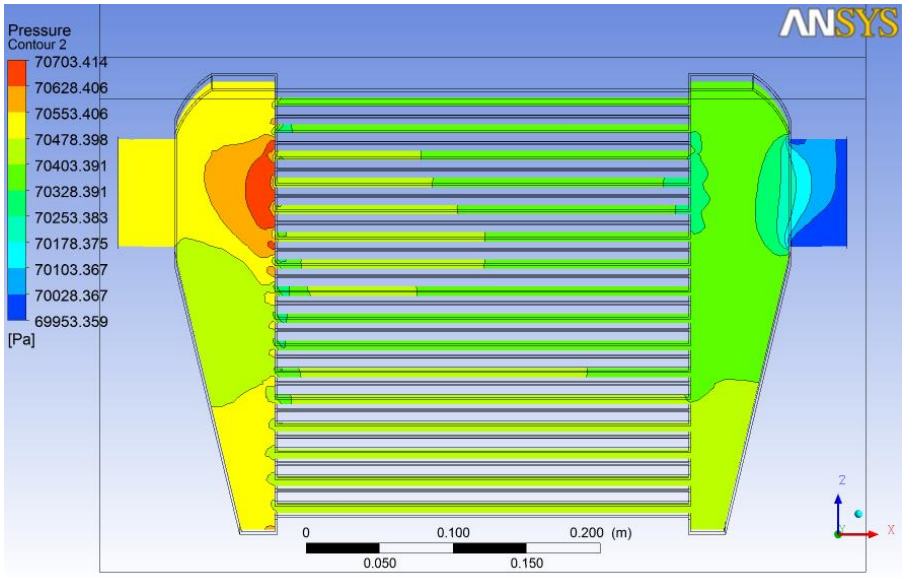


Fig. 3. 51 Grafica Intercooler Presión Aire Interna. Vcte.
Fuente: Autores.

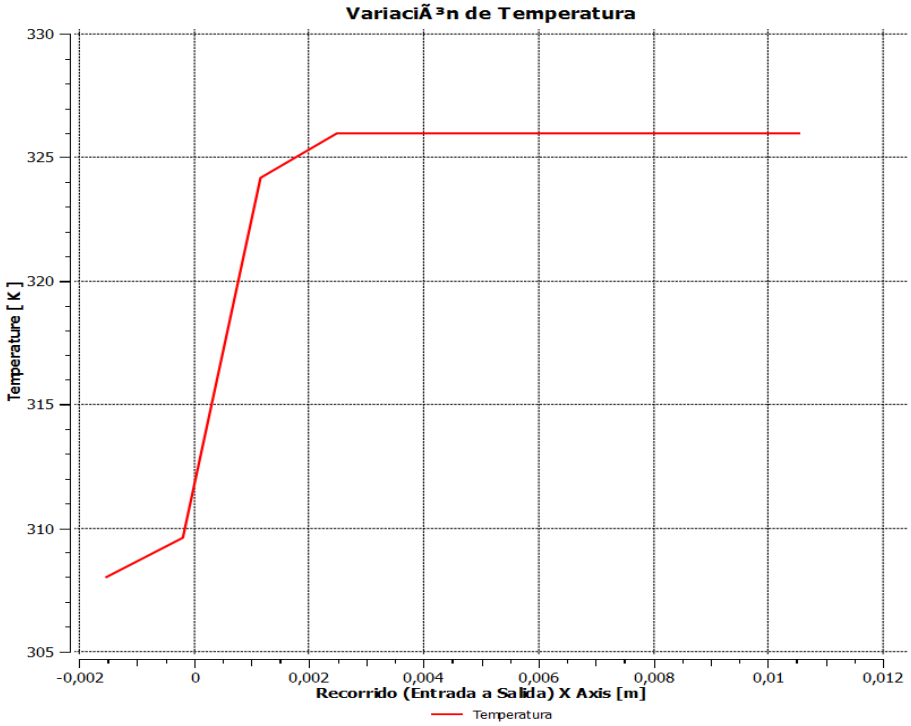
Se tiene que la presión del aire que sale del turbo mientras el vehículo se desplaza a una velocidad de 80Km/h y un régimen de aproximadamente 2200rpm, se mantiene en un valor de 11psi (aproximadamente 70542Pa), es la presión con la que el aire ingresa al intercooler, la simulación muestra que el aire sale del intercooler con una presión de aproximadamente 69998Pa.

3.10 TABLA DE RESULTADOS DE SIMULACIÓN

Resultados de Simulación				
Régimen	**Aire de Admisión**			
	P_{in} [Pa]	**P_{out} [Pa]**	**T_{in} [°C]**	**T_{out} [°C]**
Ralentí	55158	48900	35	46
Vcte. 80km/h	70542	69998	84	49

Parámetros de entrada y salida del intercooler simulado.

Ralentí.



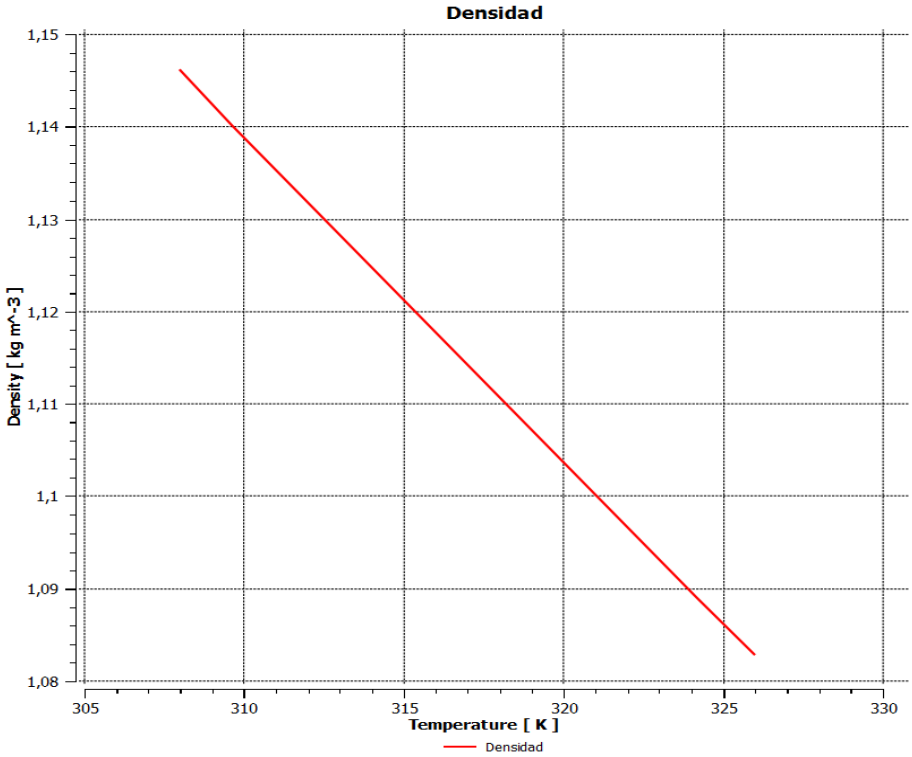


Fig. 3. 52 Diagramas. Resultados. Temperatura y Densidad. Ralenti.
Fuente: Autores.

Velocidad Constante

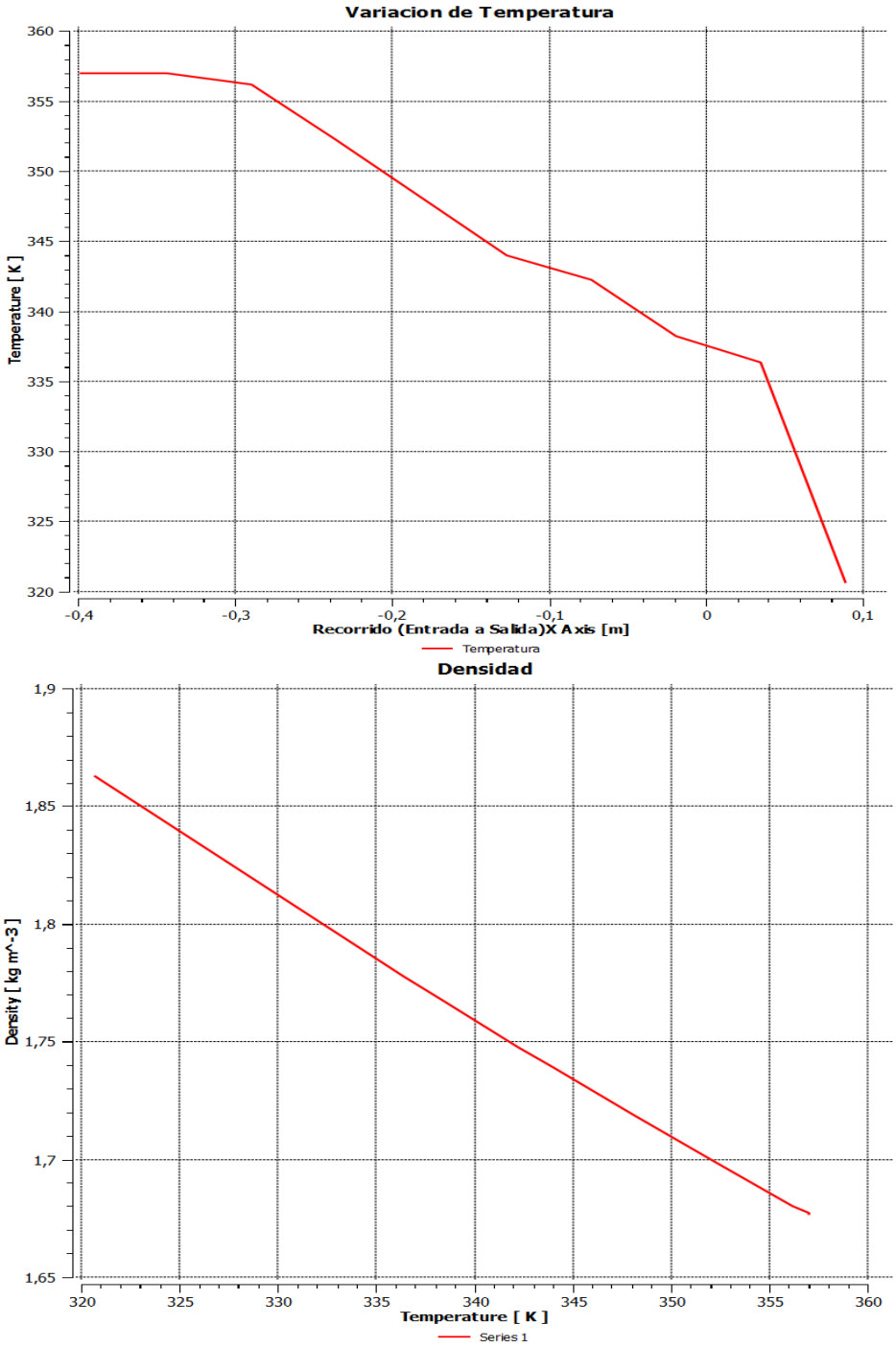


Fig. 3. 53 Diagramas. Resultados Temperatura y Densidad. Intercooler Vcte.
Fuente: Autores.

CAPÍTULO IV
VALIDACIÓN MEDIANTE PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

4.1. INTRODUCCIÓN.

Para este capítulo final, en el que se van a realizar las pruebas que validen y confirmen la hipótesis planteada en este proyecto, primero se procederá indicando los valores de potencia y consumo que se obtuvieron con las pruebas que se realizaron previamente al vehículo sin la variante de implementación. Luego se van a realizar las mismas pruebas correspondientes a potencia y consumo de combustible, con el intercooler implementado en el vehículo, en las que se verá si los objetivos planteados han sido logrados correctamente, y de no ser así realizar la puesta a punto del sistema y modificaciones necesarias para lograr conseguir los objetivos planteados de incremento de potencia y reducción de consumo. Se usara para las pruebas el mismo banco dinamométrico de la universidad con su misma configuración y calibración. Además se realizaran pruebas en carretera para verificar el funcionamiento del intercooler, sensando la temperatura del aire que ingresa y sale del mismo a diferentes velocidades de circulación.

4.2. RESULTADOS DE PRUEBAS PREVIAS.

Se muestran los resultados obtenidos en el primer capítulo, mediante la siguiente tabla, con el fin de luego comparar con los obtenidos en este capítulo:

Resultados (motor estándar)		
Parámetro	**Calculados**	**Medidos**
Potencia Indicada	73.91kW (3600rpm)	101 kW (2365rpm)
Consumo Efectivo Horario	20.99kg/h	38.83 kg/h

Tabla. 4. 1 Resultados Previos. Potencia. Consumo.
Fuente: Autores.

4.3. PRUEBAS.

4.3.1. PRUEBAS DE TEMPERATURA.

Se realizaron pruebas en las que se senso la temperatura del aire de admisión antes y después del intercooler mediante el uso del LM35 y un circuito electrónico que mostrara las temperaturas del aire en los puntos del sistema antes mencionados, mientras el vehículo se

desplazaba a diferentes velocidades en carretera (autopista Cuenca-Azogues), donde se registró una temperatura ambiente de 29°C.

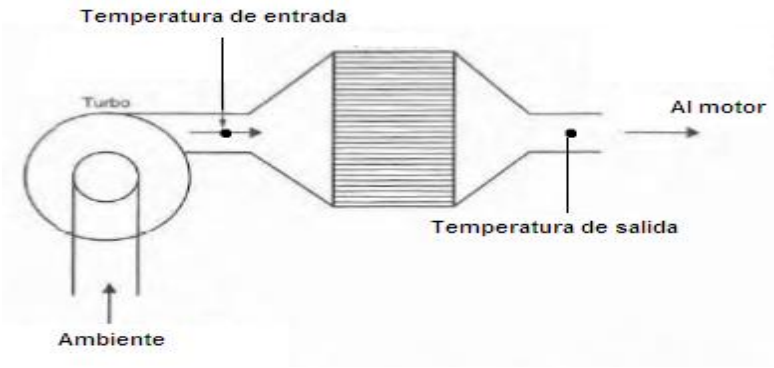


Fig. 4. 1 Posiciones de sensores de temperatura, en el sistema.
Fuente: Autores.

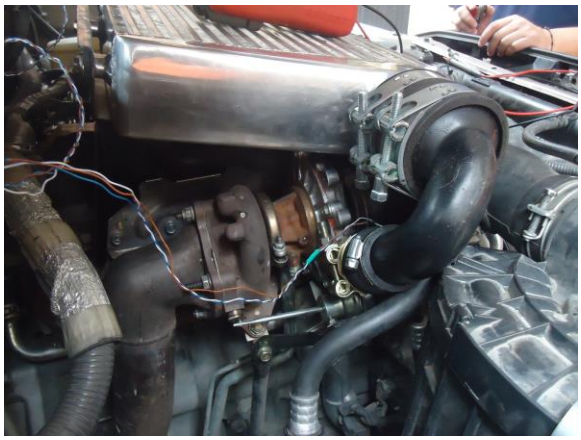


Fig. 4. 2 Sensor de temperatura de entrada al intercooler.
Fuente: Autores.

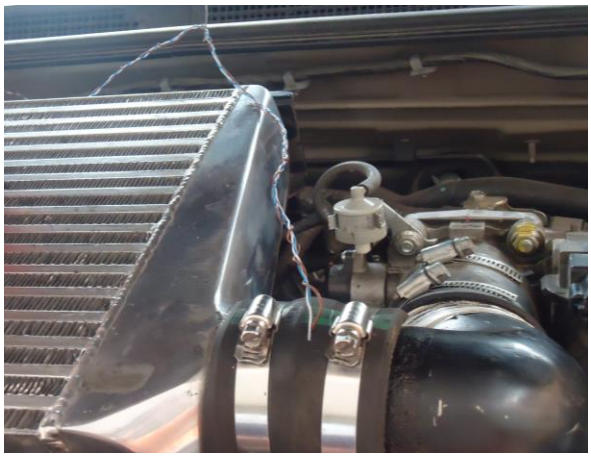


Fig. 4. 3 Sensor de temperatura de salida del intercooler.
Fuente Autores.

Los datos recogidos son recopilados en la siguiente tabla:

Prueba en Carretera		
Temperatura ambiente: 29°C; Autopista Cuenca-Azogues; Jueves 16 de Enero 2014		
Velocidad km/h	**Temperatura de Entrada °C**	**Temperatura de Salida °C**
60	60	42
70	89	45
70	50	36
80	78	44
80	62	43
80	110	50
80	84	56
80	110	57
80	100	60
80	66	53
80	67	53
90	84	53
100	85	51
100	114	54
100	120	60

Tabla. 4. 2 Temperaturas. Intercooler. Velocidad Constante.
Fuente: Autores.

Promediando los datos se tiene que, la temperatura de entrada del aire hacia el intercooler es de 80.72°C, la de salida es de 48.54°C y la diferencia entre la temperatura de entrada y salida es de 33.32°C, esto a diferentes velocidades del vehículo y por ende diferente flujo volumétrico de aire sobre el intercooler.

Cabe destacar que en realidad el factor que más influye en la temperatura del aire de admisión, es la carga del motor, las revoluciones, al momento de hacer la prueba de carretera se observó que si bien la velocidad influye al momento de enfriar el intercooler y por ende determinar la temperatura de salida del aire del intercooler, es el estado de carga del motor el factor que determina la temperatura de entrada al intercooler.

Por ejemplo había una gran diferencia cuando se realizaba la medición de las temperaturas cuando se aceleraba el vehículo y se alcanzaba una cierta velocidad, que cuando se dejaba rodar el vehículo sin acelerar a esa misma velocidad (en el caso de una bajada por ejemplo).

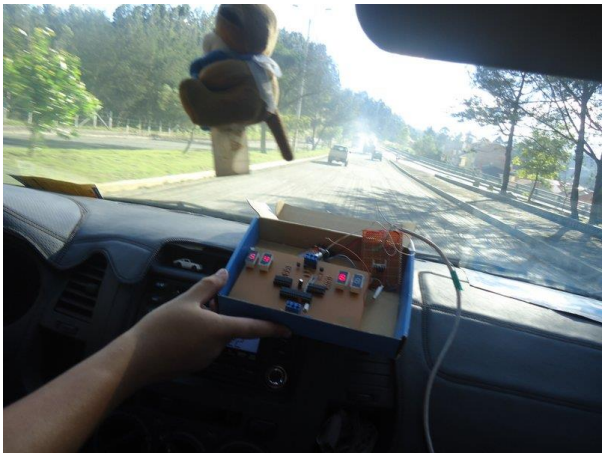


Fig. 4. 4 Medición de Temperatura. Aire de Admisión. Carretera.
Fuente: Autores.

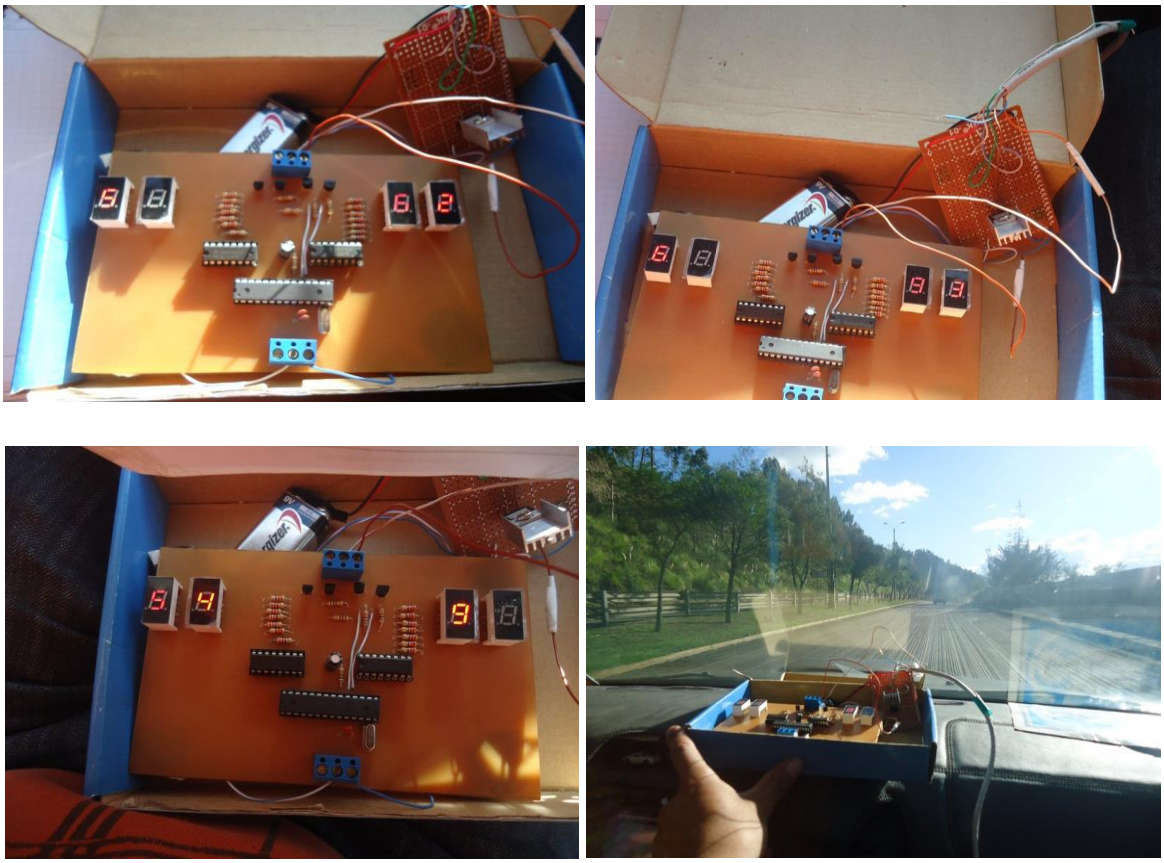


Fig. 4. 5 Recolección de Datos. Temperatura Aire Admisión. Carretera.
Fuente: Autores.

4.3.1.1 Eficiencia del Intercooler.

La eficiencia lograda por el intercooler durante la prueba en carretera es la siguiente:

$$\beta = \frac{T_{T1} - Ts}{T_{T1} - T_{atm}}$$

$$\beta = \frac{80.7 - 48.5}{80.7 - 29} = 0.62$$

La eficiencia del intercooler está en alrededor del 62%.

4.3.2. PRUEBA DE POTENCIA.

En primera instancia se procedió a realizar la prueba de potencia con la variante de implementación montada en el vehículo, luego se procedió con la prueba de consumo de combustible.

Fig. 4. 6 Prueba de Potencia. Intercooler.
Fuente: Autores.

Se realizaron tres pruebas sucesivas, con el fin de obtener datos reales en los que se tomen en cuenta factores como, el deslizamiento que existe entre los rodillos del banco y las llantas del vehículo, es así que con cada prueba se corregía este fenómeno que afectaba la medición de potencia ya que las llantas ganaban temperatura y así tenían mayor adherencia. Además de ir adecuando el ventilador del banco, el mismo que normalmente sirve para simular viento sobre el radiador, ahora para la presente también simulaba el viento sobre el intercooler, es así que entre más cerca estaba esté del frente del vehículo, era mayor la incidencia del aire que arrojaba sobre el intercooler, mejorando la eficiencia del mismo.

- **Primera Prueba.**

En esta primera prueba se dejó el ventilador en su posición por defecto a la que se lo suele colocar normalmente. No se tomó en cuenta la temperatura baja de los neumáticos ni la temperatura del motor del vehículo.

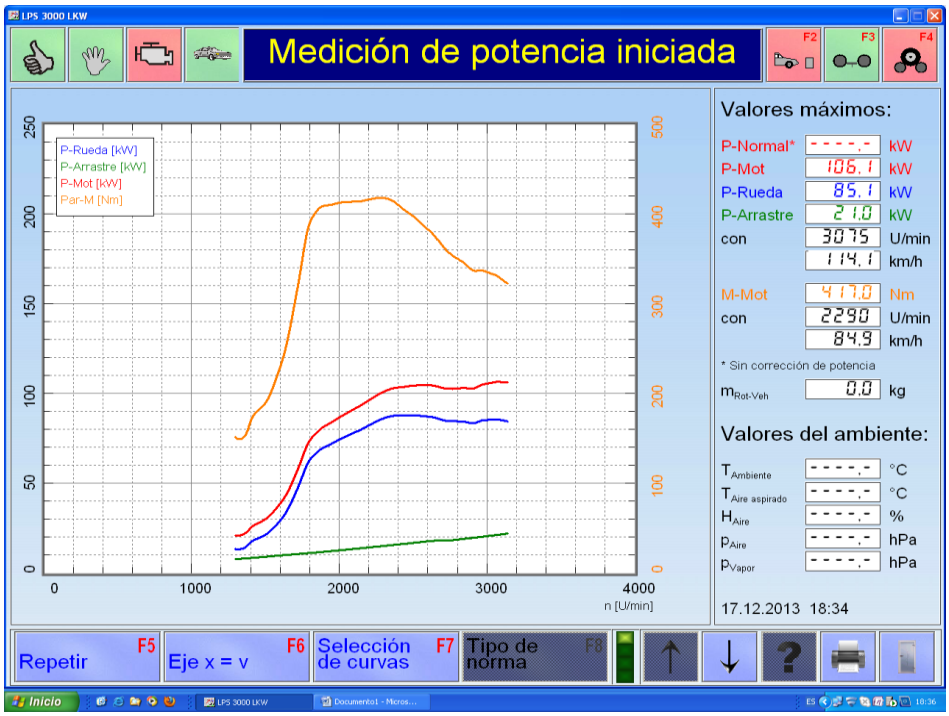


Fig. 4. 7 Medición de Potencia. Banco Dinamométrico. Intercooler.
Fuente: Autores.

Prueba de Potencia 1	
Parámetro.	**Valor.**
Potencia Motor	106.1kW

Tabla. 4. 3 Resultados. Prueba de Potencia. Intercooler.
Fuente: Autores.

- **Segunda Prueba.**

  Ya para la segunda prueba, se notó un aumento relativo en la temperatura de los neumáticos y por ende en la adherencia sobre los rodillos, del mismo modo la temperatura del motor ya se acercaba a la normal de funcionamiento. El ventilador se colocó más cerca del frente del vehículo.

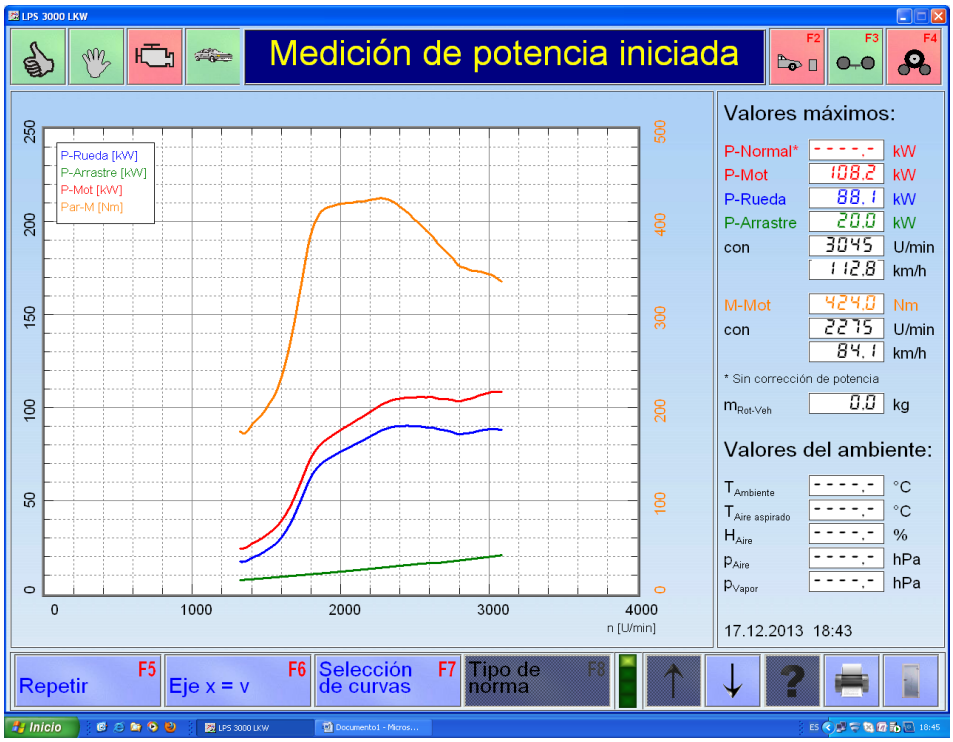


Fig. 4. 8 Prueba de Potencia 2. Banco Dinamométrico. Intercooler.
Fuente: Autores.

Prueba de Potencia 2	
Parámetro.	**Valor.**
Potencia Motor	108.2kW

Tabla. 4. 4 Resultados. Prueba de Potencia 2. Intercooler.
Fuente: Autores.

Se aprecia un aumento relativo pequeño en la potencia del motor.

- **Tercera Prueba.**

  Para la tercera prueba se acercó aún más el ventilador hacia el frente del vehículo y se tomó en cuenta que el aire este incidiendo de manera más notoria sobre la toma de aire sobre el capot, la temperatura de los neumáticos ya era la adecuada al igual que la temperatura de funcionamiento del motor.

Fig. 4. 9 Prueba de Potencia 3. Banco Dinamométrico. Intercooler.
Fuente: Autores.

Prueba de Potencia 3	
Parámetro.	**Valor.**
Potencia Motor	123.3kW

Tabla. 4. 5 Resultados. Prueba de Potencia 3. Intercooler.
Fuente: Autores.

Los resultados obtenidos en el banco dinamométrico reflejan que la potencia después de la implementación del intercooler en el vehículo, y luego de hacer algunas variantes relacionadas con el mismo y con la prueba, muestran un incremento de 101 kW a 123kW

lo que representa un aumento de la potencia de un 17%, superando así las expectativa del 12% planteada en la hipótesis.

Fig. 4. 10 Prueba de Potencia. Variantes. Intercooler.
Fuente: Autores.

4.3.3. PRUEBA DE CONSUMO.

De la misma manera que en el primer capítulo la prueba se realizó, con el uso en conjunto del banco dinamométrico y de un caudalimetro, de igual modo manteniendo una velocidad constante y generando en los rodillos un par opositor que simula una rampa o cuesta.

Pruebas de consumo.				
Velocidad [km/h]	rpm [U/min]	Fuerza [N]	Consumo [l/100km]	Consumo [l/h]
75.6	2105	1000	39.76	30.04
75.7	2110	1500	41.28	31.24
74.8	2084	2000	45.29	33.86
71.6	1994	2500	55.28	39.55
75.5	2105	3000	51.50	38.90
57.7	1590	3500	61.22	34.93

Tabla. 4. 6 Tabla de resultados de la prueba de consumo. Intercooler.
Fuente: Autores.

Fig. 4. 11 Graficas de las pruebas de consumo en el banco dinamométrico. Intercooler. Fuente: Autores

Luego de las pruebas de consumo y sacando un promedio, los resultados son que el consumo horario de combustible se redujo de 38.18 l/h a 34.75 l/h, que representa

porcentualmente una reducción del 8%, superando la expectativa del 5% que se tenía planteada.

Fig. 4. 12 Prueba de Consumo. Intercooler.
Fuente: Autores.

Durante las pruebas en el banco dinamométrico, se registró que el ventilador era capaz de enfriar el aire de admisión en un promedio de 30°C.

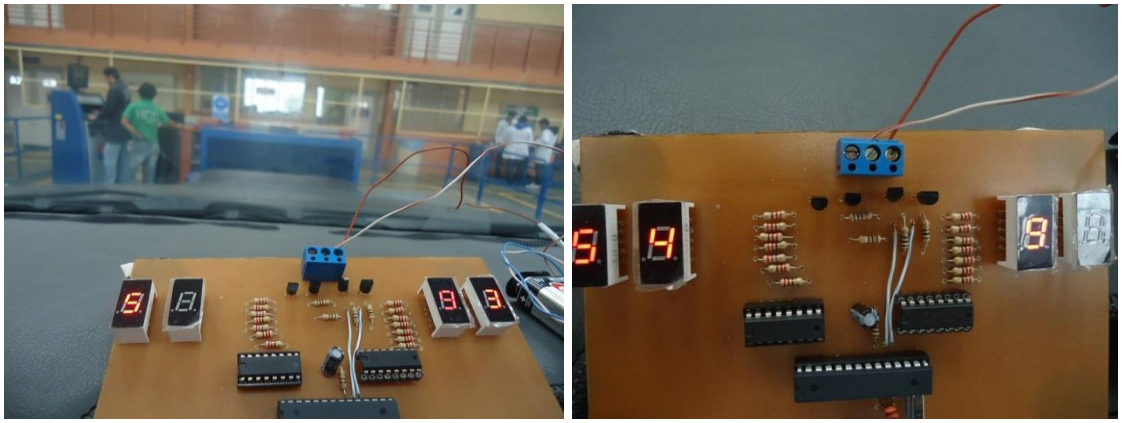


Fig. 4. 13 Temperatura del Aire de Admisión. Prueba en Banco.
Fuente: Autores.

4.4.TABLA DE RESULTADOS DE PRUEBAS.

Pruebas con el Intercooler.	
Potencia	123 kW [165CV]
Consumo	34.75 l/h [29.53 kg/h]

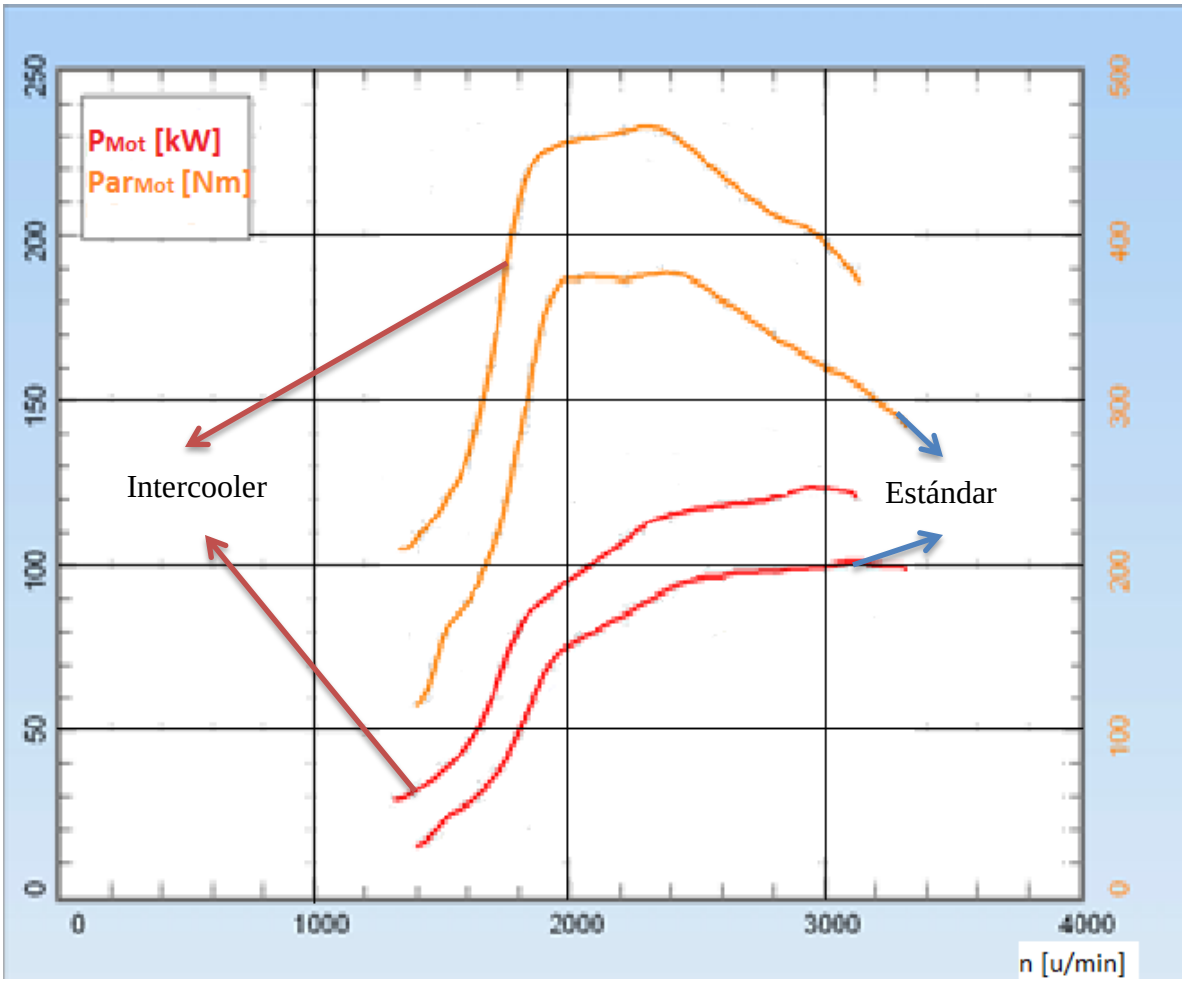
Tabla. 4. 7 Resultados Pruebas. Intercooler.
Fuente: Autores.

4.5. TABLA COMPARATIVA ENTRE PRUEBAS.

Tabla comparativa de Resultados.			
Parámetro	**Estándar**	**Con Intercooler**	**Resultados**
Potencia	101 kW	123 kW	Incremento: 17%
Consumo	38.18 l/h	34.75 l/h	Reducción: 8%

Tabla. 4. 8 Tabla comparativa de resultados. Estándar-Intercooler.
Fuente: Autores.

Tras las pruebas realizadas se puede concluir que la implementación del intercooler en el vehículo produjo resultados favorables y cumplió los objetivos planteados de incremento de potencia y disminución de consumo de combustible.



CONCLUSIONES.

- ✓ Mediante el estudio termodinámico realizado al motor de análisis de este proyecto, se lograron determinar los parámetros indicados y efectivos, de potencia neta y consumo de combustible, con el objetivo de tenerlos como referencia para su análisis comparativo posterior, con los resultados obtenidos mediante la variante de implementación. El resultado de este estudio, dio como conclusión, que la implementación del intercambiador de calor en el sistema de admisión, es factible y proporcionaría incremento de potencia del motor y reducción del consumo de combustible.

- ✓ Mediante el análisis del motor y su sistema de admisión sobrealimentado, se logró determinar, las características operacionales del mismo, al igual que los requisitos que planteaba lograr el incremento de potencia, para con el nuevo sistema de admisión turbo-intercooler, de esta manera se pudo determinar el tipo y dimensiones que debería tener el intercooler a implementar. Luego de un estudio de mercado, se logró adquirir un intercooler acorde a las necesidades del proyecto, dando paso a la implementación del mismo en el motor de estudio.

- ✓ Adicionalmente se realizó la simulación del sistema implementado, mediante el uso de un software computacional basado en CFD (Computational Fluid Dynamics), mecánica de fluidos computacionales. La simulación proporciono una visión más clara de lo que realmente ocurre dentro del intercooler, como este interactúa con el ambiente y como logra el objetivo de enfriar el aire de admisión. La simulación también logro constatar la eficiencia del sistema implementado, mostrando que el aire de admisión, en base a las condiciones internas y ambientales en el que actúa el intercooler, disminuye su temperatura en un 30 a 40%.

- ✓ Luego de las pruebas realizadas en el banco dinamométrico, se pudo apreciar un incremento de la potencia del motor de un 17%, y una reducción del consumo de combustible del 8%, superando de esta manera los valores planteados en la hipótesis.

- ✓ Durante las pruebas realizadas se debió tomar en cuenta que el vehículo al no estar en movimiento, tendría menor flujo de aire ambiente enfriando el intercooler, por lo que se colocó el ventilador del banco, lo más próximo al frente del vehículo, de esta manera se lograba obtener una mejor eficiencia del mismo, de igual modo se tomó en cuenta la temperatura de los neumáticos y como este factor afectaba la adherencia sobre los rodillos del banco y por ende los resultados en las pruebas realizadas. Este hecho hizo que se realizaran tres pruebas sucesivas hasta obtener los resultados logrados.
- ✓ Se realizaron pruebas en carretera con el fin de obtener valores reales de temperatura del aire de admisión, mediante el uso de sensores: antes y después del intercooler. Las pruebas se realizaron en la autopista Cuenca-Azogues, y los resultados obtenidos de las mismas, dieron a conocer que el intercooler logra reducir, en promedio, el 48%, la temperatura del aire de admisión que ingresara al motor del vehículo. Así se tiene que la eficiencia del intercooler es de alrededor del 62%.

RECOMENDACIONES.

- Es recomendable mencionar que, para los proyectos en los que se vaya a implementar algún sistema en un vehículo, tomen muy en cuenta la manera en la que van a adquirir los elementos a implementar, ya sea factores de recursos económicos y sobre todo tiempo, ya que hay ocasiones en las que la única forma de conseguir algún elemento es importándolo, lo que regularmente toma su tiempo.
- Se recomienda, que cuando la implementación se vaya a realizar en un vehículo nuevo, los elementos, piezas y arreglos que se vayan a realizar, sean de la mejor calidad posible, no escatimar esfuerzos o gastos, ya que así garantizamos el buen funcionamiento del sistema implementado y sobre todo cuidamos la integridad del vehículo de proyecto.
- Es recomendable que antes de realizar la implementación de un sistema, que vaya a variar parámetros de desempeño del motor, primero se realicen varias pruebas y se recolecten varios parámetros del funcionamiento del vehículo en estado estándar, para luego tener una gran variedad de datos para comparar y tener la mayor certeza de que se lograron los cambios objetivos.

- Se recomienda que al momento de realizar las pruebas de potencia y consumo en un banco dinamométrico, se tomen en cuenta todos los factores que pueden afectar el resultado de dichas pruebas, factores como: la temperatura de funcionamiento del motor al realizar la prueba, la temperatura de los neumáticos (adherencia sobre los rodillos del banco), que todas los elementos implementados estén correctamente sujetados y posicionados, etc.
- Se recomienda a la universidad, que se realice un mantenimiento más especializado y frecuente de los bancos de pruebas, como el banco dinamométrico.

BIBLIOGRAFIA.

Libros:

ALONSO, José Manuel, Técnica del Automóvil, 10ma Edición, Editorial Paraninfo, España, 2000.

JOVAJ, M.S., Motores de automóvil, 1era Edición, Editorial MIR, Moscú, 1982.

PAYRI, F y DESANTES, J.M., Motores de combustión interna alternativos, Editorial Reverte, España 2011.

BOSCH, Robert, Manual de la Técnica del Automóvil, 3ra Edición, Editorial Reverte, España, 1996.

CENGEL, Yanus y BOLES, Michael, Termodinámica, 7ma Edición, McGraw-Hill, México, 2011.

BELL, Corky, Maximum Boost, 1era Edición, Robert Bentley, Estados Unidos, 1997.

ROLLE, Kurt, Termodinámica, 6ta Edición, Pearson Educación, México, 2006.

CENGEL, Yanus, Transferencia de Calor y Masa, 3ra Edición, McGraw-Hill, México, 2007.

HOLMAN, J.P., Transferencia de Calor, 10ma Reimpresión, CECSA, México, 1999.

GIACOSA, Dante, Motores Endotérmicos, 3ra Edición, Dossat, España, 1978.

BECERRA, Luis, Densidad del Aire, México, 2011.

CHANG, Raymond, Química, 7ma Edición, MacGraw-Hill, México, 2002.

MOTT, Robert, Mecánica de Fluidos, 6ta Edición, Pearson Educación, México, 2006.

FERZIGER, J.H. y PERIC, M., Computational Methods for Fluid Dynamics, 3ra Edicion, Springer, Alemania, 2002.

ANDERSON, John, Computational Fluid Dynamics, 1era Edición, MacGraw-Hill, Estados Unidos, 1995.

Paginas Electrónicas:

http://www.perutuning.com.pe/articulo/el_intercooler.html

http://www.clubcopaac.com/foro/showthread.php?6488-Como-escoger-un-intercooler!!!

http://es.wikipedia.org/wiki/Intercooler

http://www.are.com.au/feat/techtalk/tanks.htm

http://www.bellintercoolers.com/pages/techFAQ.html#FAQ_1

https://confluence.cornell.edu/display/SIMULATION/ANSYS+Learning+Modules

http://www.cfd-online.com/Forums/fluent/

http://www.computationalfluiddynamics.com.au/

http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/sldworks/LegacyHelp/Sldworks/Overview/StartPage.htm

http://www.cfd-online.com/Forums/ansys-meshing/102540-mesh-quality.html

http://www.toyota.com.ec/

http://dspace.ups.edu.ec/