

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**PROYECTO DE UN INTERENFRIADOR PARA EL PROTOTIPO FORMULA
SAE-UCV**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres
González L., Eduardo J.
Sosa S., Manuel R.
Para optar al Título
De Ingeniero Mecánico

Caracas, 2006

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

PROYECTO DE UN INTERENFRIADOR PARA EL PROTOTIPO FORMULA SAE-UCV

Tutor Académico: Prof. Franklin Baduy

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres
González L., Eduardo J.
Sosa S., Manuel R.
Para optar al Título
De Ingeniero Mecánico

Caracas, 2006


Caracas, febrero de 2006

ACTA


Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres: González Eduardo y Sosa Manuel.

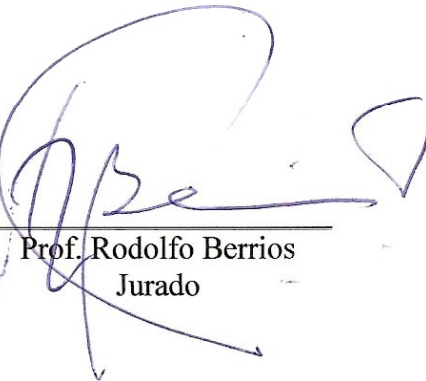
PROYECTO DE UN INTERENFRIADOR PARA EL PROTOTIPO FORMULA
SAE-UCV

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.




Prof. Francisco García
Jurado





Prof. Rodolfo Berrios
Jurado



Prof. Franklin Baduy
Tutor

González L. Eduardo J. y Sosa S. Manuel R.

**PROYECTO DE UN INTERENFRIADOR PARA EL PROTOTIPO FORMULA
SAE-UCV**

**Tutor Académico: Profesor Franklin Baduy. Tesis. Caracas. U.C.V. Facultad de
Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2005. 123 pág.**

Palabras Claves: Análisis, Diseño, Selección, Interenfriador.

En el presente proyecto, se diseñó un interenfriador para el prototipo Formula SAE-UCV, el cual aumenta de forma significativa la cantidad de aire atmosférico que ingresa al motor de combustión interna del vehículo, permitiendo así un aumento en la potencia generada.

Por medio de una metodología de diseño y empleando herramientas computacionales que simulan las condiciones energéticas del caso, se estudiaron las distintas alternativas de solución y se seleccionó la alternativa más favorable para el problema presentado. El diseño se basó en los análisis de transferencia de calor realizados al interenfriador del Prototipo Formula SAE-UCV 2005; para lograr que el interenfriador del vehículo 2006 cumpla con un rendimiento óptimo en la competencia.

El análisis de transferencia de calor que se usó fue el correspondiente al de estudio de convección forzada y la teoría de intercambiadores de calor, que permiten conocer el comportamiento del fluido estudiado, tanto en el interior como en el exterior del equipo en distintos puntos y regímenes de comportamiento del vehículo prototipo; y de esta forma, obtener mejores criterios para dar una solución final. Todo esto apoyado con cálculos de un software especializado en la obtención de los efectos del flujo de fluidos en un diseño mecánico y un programa computacional elaborado por nosotros mismos, que bajo ciertos parámetros introducidos nos ofrece la mejor solución de acuerdo al caso a emplear de un interenfriador compacto.

Los objetivos planteados se cumplieron a cabalidad, al obtener un diseño de interenfriador en función de los parámetros establecidos en un principio; de estos parámetros los más resaltantes son, el cumplimiento del reglamento de la competencia Formula SAE 2006 y los requerimientos energéticos con los cuales se ajustaba el diseño a la configuración de motor y turbocargador, de manera que la eficiencia del interenfriador propuesto aumenta respecto al interenfriador del 2005 en un promedio de 20% en cada régimen de trabajo.

AGRADECIMIENTOS

Primero que todo agradecemos a Dios por darnos la oportunidad de estudiar en la casa de estudios más reconocida del país. A nuestros padres que siempre nos han apoyado incondicionalmente en todos los momentos que hemos requerido de su comprensión y cariño. A todos los profesores de la facultad por habernos formado como los profesionales que hoy somos, especialmente a los profesores Franklin Baduy, José M. Gómez y José A. Di Marco que de una forma u otra han prestado su tiempo y conocimientos para el desarrollo de esta tesis de grado.

Queremos agradecer de igual forma a Disrael de Kartec, por ofrecernos las instalaciones de su taller para efectuar las pruebas dinámicas y al Sr. Mario Stefanile representante de INFRA C.A., por prestar asesoría y ofrecernos la construcción del interenfriador propuesto.

Además, no podemos dejar de lado al Team Formula SAE –UCV por creer en nosotros para la elaboración de este proyecto

Manuel Sosa: En particular quiero agradecer a mis compañeros y amigos de Formula, que en los últimos 3 años hemos vivido cualquier cantidad de experiencias que muy pocas personas pueden darse el lujo de tener, gracias a ustedes he aprendido y crecido como persona y profesional, espero que yo también les halla dejado una semilla que puedan aprovechar en el futuro (el SAI). No me puedo olvidar de mi hermana aunque este a muchos Km. de distancia.

Eduardo González: Quiero agradecer a mi novia Maylen por apoyarme y tenerme paciencia, a mis hermanos por ayudarme y darme ánimos. También a mis compañeros de la escuela de Ing. Mecánica de la UCV.

INDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	2
1- Inducción al Estudio.....	3
1.1.- Formulación del Problema.....	3
1.2.- Análisis del Problema.....	3
1.3- Objetivos.....	4
1.4 Objetivos Específicos.....	4
1.5.- Antecedentes.....	5
CAPÍTULO II.....	6
2.- Marco Teórico.....	7
2.1.- Sobrealimentación con turbocompresor.....	7
2.2.- Interenfriador.....	9
2.3.- Tipos de tubos con aletas.....	11
2.4- Criterios de selección.....	12
2.5.- Caso de Estudio.....	12
2.6- Ecuaciones correspondientes al caso de estudio.....	14
2.6.1- Estructura de cálculo del interenfriador 2005.....	14
2.6.2.- Proceso de cálculo.....	15
2.6.3- Descripción del proceso computacional iterativo.....	17
2.6.3.1- Proceso computacional iterativo (método térmico).....	17
2.6.3.2.- Proceso computacional iterativo (método de dimensionado).....	23
CAPÍTULO III.....	29
3.- Marco Metodológico.....	30
3.1- Búsqueda de Soluciones.....	30
3.1.1- Procedimiento Experimental.....	31
3.1.1.1- Dinamómetro.....	31
3.1.1.2- Ventilador.....	32
3.1.1.3- Multímetro.....	32

3.1.1.4- Termopares.....	33
3.1.1.5- Termoanemómetro.....	33
3.1.1.6- Tacómetro.....	34
3.1.1.7- Manómetro.....	34
3.2- Ubicación del Interenfriador (tormenta de ideas).....	38
3.2.1- Propuesta N ^o 1.....	39
3.2.2- Propuesta N ^o 2.....	40
3.2.3- Propuesta N ^o 3.....	40
3.2.4- Fase de Decisión.....	41
3.2.4.1- Parámetros de la Matriz de Decisiones.....	41
3.2.4.2- Matriz de Decisiones.....	43
3.2.4.3- Selección de la solución.....	43
3.2.4.4- Especificaciones de la propuesta desarrollada.....	43
3.2.5- Herramientas computacionales.....	44
3.2.5.1- Cosmos FloWorks.....	44
3.2.5.2.- Matlab.....	45
3.2.6- Diseños propuestos.....	45
3.2.6.1.A- Conducto Rectangular.....	46
3.2.6.1.B- Conducto de sección frontal y trasera circular.....	46
3.2.6.2.A- Aletas de sección triangular.....	47
3.2.6.2.B- Aletas de secciones rectas.....	47
3.2.6.2.C- Aletas de tipo persiana (louvered fins).....	48
3.2.7.- Material a usar.....	48
CAPÍTULO IV.....	50
4.1- Cálculos tipo.....	51
4.1.1-Corrída del programa térmico.....	51
4.1.1-Corrída del programa dimensión.....	54
4.1.3.- Cálculo de comportamiento del interenfriador actual (experimentalmente)...	58
CAPÍTULO V.....	60
5. - Análisis de Resultados.....	61

5.1.- Resultados dinamómetro.....	61
5.2.- Resultados programa.	61
5.2.1.- Resultados comparativos.....	61
5.2.2.- Resultados de diseño.....	63
5.2.3.- Análisis comparativo.....	66
5.3.- Análisis CFD.....	76
CONCLUSIONES.....	81
RECOMENDACIONES.....	82
PLANOS.....	83
BIBLIOGRAFÍA.....	90
ANEXOS.....	92

INDICE DE TABLAS

Tabla 3.1.1.- Hoja de ingreso de datos 1.....	36
Tabla 3.1.1.- Hoja de ingreso de datos 2.....	37
Tabla 3.2– Valor porcentual de los parámetros de la matriz de decisiones.....	42
Tabla 3.3– Tabla de resultados de la matriz de decisiones.....	43
Tabla 4.1 Resultados corrida programa térmico.....	53
Tabla 4.2 Resultados corrida programa dimensión.....	57
Tabla 4.3 Resultados previos interenfriador 2005.....	58
Tabla 4.4 Promedio interenfriador 2005.....	58
Tabla 5.1- Resultados dinamómetro 8000 RPM.....	61
Tabla 5.2 Resultados dinamómetro 5000 RPM.....	61
Tabla 5.3 Resultados corrida 8000 RPM.....	62
Tabla 5.4 Resultados corrida 5000 RPM.....	62
Tabla 5.5 Condiciones de diseño.....	63
Tabla 5.6 Resultados corrida interenfriador 2005.....	64
Tabla 5.7 Dimensiones para interenfriador propuesto.....	64
Tabla 5.8 Resultados programa térmico para interenfriador propuesto a condiciones de diseño.....	65
Tabla 5.9 Resultados programa térmico para interenfriador propuesto a 15°C.....	66
Tabla 5.10 Condiciones de entrada para análisis comparativo.....	66
Tabla 5.11 Resultados análisis comparativo eficiencia y caída de presión en función de la velocidad del vehículo.....	67
Tabla 5.12 Resultados análisis comparativo eficiencia y caída de presión en función de la velocidad del motor.....	70
Tabla 5.13 Comparación temperatura de salida, presión y densidades en ambos interenfriadores.....	73
Tabla 5.14 Eficiencias del interenfriador propuesto a distintas velocidades del vehículo en condiciones ambientales de Caracas y Detroit.....	73

Tabla 5.15 Eficiencias del interenfriador propuesto a distintas velocidades del motor, en condiciones del aire de Caracas y Detroit.....	74
Tabla 5.16. Resumen del análisis CFD.....	80

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1- Esquema de sistema Turbocargado.....	9
Figura 1.2- Interenfriador de Subaru.....	10
Figura 1.3- Vista Posterior.....	14
Figura 1.4- Vista Inferior.....	14
Figura 3.1- Tambores del dinamómetro.....	31
Figura 3.2- Panel del dinamómetro.....	31
Figura 3.3- Ventilador.....	32
Figura 3.4- Multímetro digital.....	32
Figura 3.5- Termopares marca Uni-T.....	33
Figura 3.6- Termoanemómetro marca Tri-Sense.....	33
Figura 3.7- Tacómetro marca Daytona.....	34
Figura 3.8- Esquema de medición del interenfriador 2005.....	35
Figura 3.9- Vista superior de un conducto.....	35
Figura 3.10- Esquema de colocación de piezas en la entrada de aire.....	38
Figura 3.11 Envoltura trasera de colocación de piezas en el vehículo.....	39
Figura 3.12 Vista posterior vehículo.....	39
Figura 3.13- Vista lateral vehículo.....	39
Figura 3.14 Vista posterior vehículo.....	40
Figura 3.15- Vista lateral vehículo.....	40
Figura 3.16 Vistas laterales del vehículo.....	40
Figura 3.17 Vista isométrica conducto A.....	46
Figura 3.18 Vista isométrica conducto B.....	47
Figura 3.19 Vista frontal aleta A.....	47
Figura 3.20 Vista frontal aleta B.....	48
Figura 3.21 Vista isométrica aleta C.....	48
Figura 3.22 Vista frontal aleta C.....	48

Figura 5.1 temperatura vs. iteraciones.....	76
Figura 5.2 Análisis de temperatura (vista inferior).....	77
Figura 5.3 Densidad vs. iteraciones.....	78
Figura 5.4 Análisis de densidad (vista superior).....	79

SIMBOLOGIA

A : Área
 b : Espesor del conducto / Espaciamiento entre conductos
 C : Capacidad térmica del fluido
 C^* : Relación de capacidad de calor
 Cl_t : Capa límite Térmica
 Dh : Diámetro hidráulico
 f : Factor de Fanning
 G : velocidad másica
 g_c : Constante de proporcionalidad
 h : Coeficiente convectivo
 h' : espaciamiento entre tubos
 j : Factor de Colburn
 K : Coeficiente de pérdida de presión
 k : Conductividad térmica
 k_{al} : Coeficiente convectivo del aluminio
 L : Ancho del conducto
 l : Longitud de aleta
 L_1 : Longitud en la dirección del fluido 1
 L_2 : Longitud en la dirección del fluido 2
 L_3 : Ancho de la colmena
 l_f : longitud de aletas
 m : Masa del fluido
 m : Parametro eficiencia de aletas
 \dot{m} : Flujo másico
 Nu : Número de Nusselt
NTU: Número de unidades térmicas
 n_v : Rendimiento volumétrico
 P : Presión
 P_1 : Presión de entrada del compresor del turbocargador
 P_2 : Presión de descarga del compresor del turbocargador
 P_3 : Presión a la salida del interenfriador
 Pe : Número de Péclet
 Pr : Número de Prandtl
 q : Calor transferido
 R : Constante de los gases
 Re : Número de Reynolds
 R_p : Relación de presión del turbocargador

RPM : Revoluciones por minuto

r_h : radio hidráulico

s: Espacio entre aletas

T_1 : Temperatura de entrada del compresor del turbocargador

$T_2 : T_{h,i}$: Temperatura de descarga del compresor / entrada interenfriador

$T_{h,o}$: Temperatura de salida del interenfriador (flujo interior)

$T_{c,i}$: Temperatura de entrada del interenfriador (flujo exterior)

$T_{c,o}$: Temperatura de salida del interenfriador (flujo exterior)

T_w : Temperatura de superficie

T_s : Temperatura de película

U: Coeficiente global de transferencia de calor

u_∞ : Velocidad del fluido exterior

V : Volumen

\dot{V} : Flujo volumétrico

V_D : Volumen desplazado

α : Relación de área de transferencia de calor de un lado y el volumen de interenfriador

Δp : Caída de presión

ΔT : Variación de temperatura

β : Relación de área de transferencia de calor de un lado y el volumen en ese lado.

δ : Espesor

n_0 : Eficiencia arreglo con aletas

η_c : Eficiencia del compresor del turbocargador

n_f : Eficiencia de aleta

η_i : Eficiencia del interenfriador

λ : Coeficiente Politrópico

ρ_f : Densidad del Fluido

μ_f : Viscosidad del fluido

σ : Relación de área de flujo libre y área frontal

ξ : Ancho de aleta

Subíndices:

1 : Fluido 1

2 : Fluido 2

a : Aire

al : Aluminio

c : Fluido frío

cp : Propiedades constantes

f : aleta

h : Fluido caliente

i : Entrada

m : Media

min: Mínimo

max: Máximo

o : Salida

w : pared

INTRODUCCIÓN

El interenfriador es un equipo cuya función es enfriar el aire que ingresa al motor en un sistema turbocargado, el cual está fabricado de algún material que favorece la transferencia de calor. Según los estudios efectuados por especialistas en intercambiadores de calor y aplicaciones realizadas a vehículos de competencia por distintas empresas automotrices como Porsche y Mercedes - Benz, se comprueba que este equipo permite que el aire exterior que está más frío y tiene un mayor caudal del que circula dentro del interenfriador, absorba buena parte del calor que contiene el aire que ingresa al motor, favoreciendo una mejor combustión, disminuyendo la cantidad de combustible usado y aumentando la potencia del motor.

Este equipo, recibe el aire atmosférico más comprimido producto del uso de un turbocargador, el cual lo entrega desde una cámara donde el aire ingresa al intercambiador de calor de flujo cruzado sin mezclar. Estas aberturas, al estar en contacto con el aire atmosférico circulante exterior al interenfriador, interactúa con éste, permitiendo una disipación de calor del aire que después de haber sido enfriado, se aloja en un reservorio donde posteriormente es conducido hacia el motor.

El empleo del interenfriador a diseñar, es específico para el vehículo prototipo Formula SAE-UCV 2006. En el vehículo del 2005 fue instalado un interenfriador cuyo diseño no es originalmente aplicado para motor Yamaha YZF-R6 2004 y el turbocargador Garrett GT12 que usamos en nuestro vehículo prototipo del 2005. Al ser el prototipo Formula SAE-UCV un vehículo diseñado bajo unas condiciones de uso distintas al interenfriador original, se buscó diseñar el interenfriador del 2006 que más se adapte al uso específico que le será dado, tanto por las condiciones en pista como por los componentes mecánicos complementarios al interenfriador. Es por esto, que en este trabajo se efectuó un estudio computarizado de las condiciones de trabajo del interenfriador del 2005, de manera de compararlo con otras opciones y así seleccionar la más conveniente.

CAPÍTULO I

Inducción al Estudio

CAPÍTULO I

1- Inducción al Estudio

1.1.- Formulación del Problema

En la actualidad, el vehículo prototipo Formula SAE-UCV 2005 desarrolla una buena potencia (88 h.p. medido en el Caracas en el mes de noviembre del año 2005). Sin embargo, se espera superar este valor con distintas modificaciones, entre ellas esta el interenfriador.

A los efectos de mejorar algunos aspectos en la concepción del nuevo vehículo en comparación con el vehículo del 2005, el Team Formula SAE – UCV consideró analizar a profundidad ciertos componentes del vehículo para lograr una mejor participación en la futura competencia. Para ello se designó el trabajo de diseño en varios grupos. Uno de ellos, nosotros, nos encargamos del diseño del interenfriador.

1.2.- Análisis del Problema

Para aumentar la potencia entregada por el motor, fue necesario que estudiar las diversas restricciones, de forma que cumplieran con las normativas de la competencia y las necesidades del equipo. A continuación se definirán dichas restricciones:

- Se debe disminuir la temperatura del aire atmosférico comprimido que ingresa al motor.
- La ubicación del interenfriador debe ser tal que sea mínima la separación entre el, el motor y el turbocargador.
- Garantizar la incidencia del flujo de aire exterior a través del interenfriador, de manera que no sea obstaculizado por algún componente mecánico o estructural del vehículo.

- Las dimensiones de interenfriador tienen que ser tales que se produzca la menor caída de presión interna sin sacrificar la disminución de temperatura.
- El diseño de interenfriador debe estar ajustado a la realidad de los diseños disponibles del mercado.

1.3- Objetivos

Estudio de las condiciones de trabajo y diseño de un intercambiador de calor empleado en un motor de combustión interna Yamaha YZF-R6 2003 con un turbocargador Garrett GT15, ya que anteriormente no fue realizado ningún estudio para la selección del interenfriador del vehículo Formula SAE–UCV 2005, por lo cual se muestra a continuación los objetivos específicos del problema.

1.4 Objetivos Específicos

- Determinar cada una de las variables que intervienen en el proyecto.
- Especificar los requerimientos de diseño implicados.
- Escoger un diseño que cumpla con los requerimientos impuestos satisfactoriamente.
- Realizar un estudio tecnológico del interenfriador empleado en el motor YZF-R6 2004 (vehículo construido para la competencia de mayo de 2005)
- Evaluar los datos experimentales del interenfriador usado en el vehículo estilo formula de 2005 en las áreas de: termodinámica, de transferencia de calor, mecánica de fluidos y motores de combustión interna.

- Elaborar un modelo en computadora del comportamiento del interenfriador basados los métodos NUT-E y ΔTML bajo normas TEMA y SAE bajo las condiciones y variables correspondientes.
- Elaborar planos detallados del interenfriador elegido.

1.5.- Antecedentes

Wang G.(1998) Demostró que la transferencia de calor y el flujo de fluidos en un interenfriador aire – aire puesto a prueba con un sistema de generación de imágenes INFRARED y un anemómetro de cables calientes, dio como resultado que es de gran ayuda para el aumento de la transferencia de calor en un interenfriador cambiar las esquinas de los conductos por dobleces circulares, usando aletas entre los conductos calientes y agregando algún dispositivo a la entrada de los conductos. En nuestro caso, el interenfriador del 2005 usa conductos rectangulares, por lo tanto, este estudio sugiere un cambio en la geometría de los conductos del interenfriador actual.

Wookcock et al (1997) Realizaron en conjunto una evaluación del uso de las herramientas de dinámica de fluidos computarizada (cfd) para la investigación del comportamiento de ensambles de interenfriadores. En la elaboración de nuestro trabajo de grado, fue empleado el paquete computacional de cfd llamado Cosmos FloWorks, para observar el comportamiento termodinámico y de transferencia de calor de la configuración de interenfriador seleccionado.

Ebeling y Thole (2002) Encontraron que aletas tipo persianas (louvered fins) proveen un método que mejora la transferencia de calor sin un cambio restrictivo en la caída de presión. Los experimentos fueron realizados en un gran rango de modelos tipo persianas con una variedad de ángulos de las aletas y espesores sobre un amplio rango de números de Reynolds. Al igual que estas, las aletas planas de sección triangular ofrecen una buena eficiencia tal y como se verificó y se mostrará en las páginas posteriores.

CAPÍTULO II

Marco Teórico

2.- Marco Teórico

2.1.- Sobrealimentación con turbocompresor

La sobrealimentación de un motor de combustión interna consiste en introducir a los cilindros del motor un peso de mezcla superior al que corresponde en condiciones de aspiración normal, esto con la finalidad de obtener mayor potencia a igual cilindrada.

Uno de los métodos que se utiliza para sobrealimentar a los motores de combustión interna es comprimir el aire antes de llevarlo al cilindro, con esto se logra introducir al cilindro aire más denso y permitirá que para el mismo volumen de aire se pueda mezclar con más combustible y aumentar el rendimiento volumétrico del motor, al aumentar el rendimiento volumétrico del motor se logra una combustión más completa, y por lo tanto disminuye el consumo específico de combustible del motor.

Si luego de comprimir el aire éste se enfría, se logrará un mayor aumento en la densidad del mismo y en el rendimiento volumétrico, por lo que comúnmente los sistemas sobrealimentados cuentan con una etapa de compresión y una etapa de enfriamiento del aire antes de que se introduzca a los cilindros.

En la mayoría de los sistemas el trabajo absorbido por el compresor es aportado de alguna manera por el mismo motor a sobrealimentar, los compresores utilizados para este fin son variados, entre ellos podemos encontrar los compresores centrífugos, de lóbulos, de husillos, de paletas, de pistones, entre otros.

En el caso de los compresores centrífugos un arreglo muy utilizado actualmente es el turbocompresor, el cual consiste en una turbina y un compresor acoplados a un mismo eje, la turbina es accionada por los gases de escape del motor, este trabajo es transmitido a través del eje al compresor para comprimir el aire de admisión. La turbina del turbocompresor puede ser del tipo radial o del tipo axial. Debido a las altas velocidades de

rotación que alcanza este conjunto es necesario lubricar por medios externos los cojinetes sobre los que gira el eje con lubricante, que generalmente es el mismo del motor y se lleva hasta el turbocompresor mediante un circuito de tuberías.

Los turbocompresores proporcionan sobrealimentación proporcional a la marcha del motor, es decir, cuando el motor gira lentamente los gases de escape escasamente hacen girar la turbina y por lo tanto el compresor no realiza trabajo sobre el aire; a medida que el régimen del motor aumenta, el trabajo que realizan los gases de escape sobre la turbina también lo hace, y a su vez la velocidad del turbocompresor. Luego, el compresor también aumenta el trabajo entregado al aire en forma de presión, ese incremento en la presión comúnmente llamado *boost*, generalmente tiene un valor máximo deseado, bien sea por seguridad o por que el conjunto turbocompresor no puede girar a la velocidad que ese valor de presión conlleva. Cuando ese valor se ha alcanzado y el motor sigue aumentando las revoluciones, los gases de escape seguirán aumentando de presión y por lo tanto entregando más energía a la turbina, lo que aumentará la presión de salida del compresor; para evitar esta situación los turbocompresores están dotados de un accesorio llamado válvula de bypass (válvula de descarga o wastegate) que consiste en un mecanismo accionado por la presión de descarga del compresor del turbo, que al detectar un valor muy elevado consecuencia del aumento de las revoluciones del motor, abre un conducto en el circuito de los gases de escape, que permite que parte de ellos pasen directo al sistema de escape sin tocar la turbina, esto permite que tanto la presión de salida del compresor y las revoluciones del conjunto no sobrepasen valores seguros o predefinidos.

El aire que es comprimido por el compresor experimenta un aumento de temperatura proporcional al aumento de presión, es deseable introducir al cilindro el aire lo más frío posible, por varias razones: el aire caliente puede ocasionar un autoencendido de la mezcla en un tiempo no adecuado, el aire más frío es más denso y mejora el rendimiento volumétrico y la carga térmica del motor aumentará ya que esta depende proporcionalmente de la temperatura de entrada de la mezcla, por lo tanto entre el compresor y el motor se hace pasar al aire comprimido caliente por un interenfriador (intercooler).

En la figura 1.1 se puede ver un esquema de un sistema turboalimentado y se distinguen las distintas partes del sistema y el circuito que sigue el fluido operante.

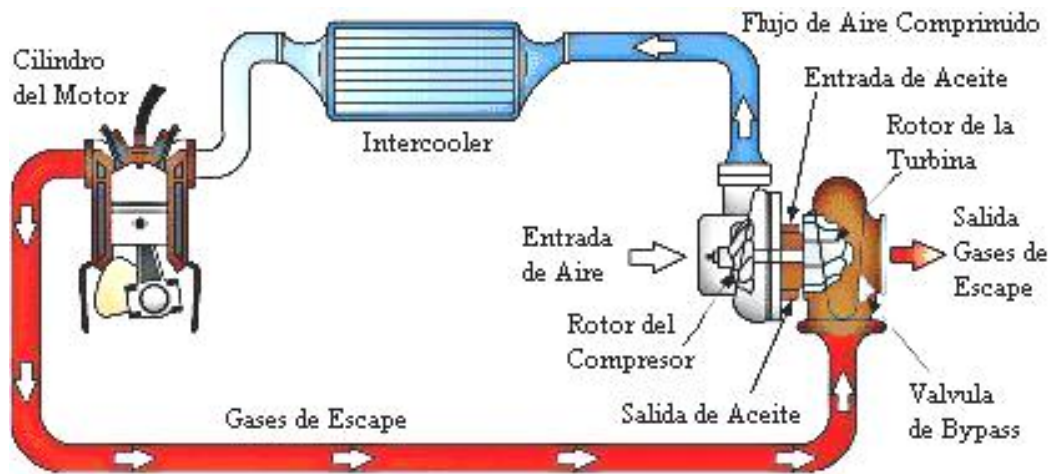


Figura 1.1- Esquema de sistema Turbocargado

2.2.- Interenfriador

Este dispositivo puede ser llamado de distintas formas, entre ellas están la proveniente del ingles Intercooler y Aftercooler, denominaciones usada en el pasado de acuerdo a su colocación en el sistema, por ello en español puede ser llamado interenfriador, enfriamiento posterior, enfriamiento Intermedio o enfriamiento de la carga de aire. El interenfriador es un intercambiador de calor destinado a enfriar aire. El medio de enfriamiento por excelencia en aplicaciones automotrices es el aire, ya que esta disponible sin costo alguno y no se tiene que transportar en el vehículo.

En la figura 1.2 se observa un interenfriador comercial, fabricado por una conocida empresa fabricante de automóviles. Generalmente un interenfriador está compuesto de dos múltiplos: uno de entrada y otro de salida, y una serie de tubos con superficies extendidas o aletas llamado colmena para aumentar la transferencia de calor. A través de los tubos circula aire ambiental lo que permite absorber el calor del aire comprimido caliente que circula por el interior de los tubos.



Figura 1.2- Interenfriador de Subaru

Este tipo de intercambiador de calor es aire - aire de flujo cruzado, en aplicaciones automotrices el aire encargado de enfriar circula por el interenfriador gracias a que el vehículo se desplaza, por lo tanto el calor transferido dependerá en parte de la velocidad del vehículo.

Lo deseable, es que el aire se enfríe hasta el máximo y que la pérdida de presión en la colmena del interenfriador sea la mínima.

Si fuera posible construir un interenfriador perfecto, la temperatura de la carga de aire podría ser reducida hasta la del medio refrigerante sin descenso en la presión. Esto último no es posible, pues siempre existirá una caída de presión a través de intercambiador de calor y tampoco es posible reducir la temperatura de la carga hasta llegar a la temperatura del medio refrigerante, sin embargo se pudiera enfriar el aire mucho o poco, una medida de este descenso de temperatura es la eficiencia del intercambiador. En este tipo de aplicaciones se recomiendan valores de eficiencia en el rango de 60% y 70% [8].

La eficiencia del intercambiador de calor depende de varios factores, variará con el tamaño y geometría del intercambiador de calor, con las temperaturas involucradas, con el flujo de aire a enfriar y con el flujo de masa disponible del medio refrigerante.

Siempre existirá una pérdida de presión de la carga al pasar por el intercambiador de calor. La magnitud de la pérdida de presión debe ser analizada en comparación con la reducción de la temperatura. Si la carga de aire que pasa a través del intercambiador de calor no resulta más densa, el intercambiador de calor no estará haciendo su trabajo. En teoría, la reducción de un grado la temperatura en el múltiple de admisión implica una reducción de un grado la temperatura de escape. La reducción de la temperatura del aire ofrece beneficios tales como ayudar a las válvulas de escape, da una ayuda adicional a los medios de refrigeración del motor, la temperatura de operación del motor será inferior igual que la presión al freno del motor, lo que reduciría esfuerzos en el motor y aumentaría la vida útil del mismo

Los motores a gasolina son más sensibles a los cambios de temperatura producidos por los límites existentes entre la preignición y detonación por lo que este enfriamiento adicional reduciría aun más la tendencia a la preignición, lo que conduce a una posible reducción del octanaje de la gasolina; adicional a esto, el enfriamiento de la carga de aire ofrece reducir la temperatura en los puntos más caliente en la cámara de combustión. El aumento de la densidad de la carga ocasiona que ingrese más masa de aire por unidad de tiempo en el motor a cualquier presión dada en el múltiple de admisión.

Otro accesorio que se coloca en estos sistemas es la válvula de alivio (*blow off*), se coloca antes del múltiple de admisión del motor, su función es dejar escapar aire al exterior del sistema cuando la presión excede un valor predeterminado, con la finalidad de que el exceso de presión no cause daños en las tuberías o en el compresor. Esto generalmente sucede en aplicaciones de automóviles cuando la válvula de admisión se cierra bruscamente al realizar cambios de velocidad en la caja manual de velocidades.

2.3.- Tipos de tubos con aletas

El más importante, pero normalmente el menos considerado en el diseño de los elementos de un intercambiador de calor de aire es el aleteado o tubo de aletas. Desde el

punto de vista de la transferencia de calor, la selección de la aleta apropiada, longitud, ancho, cuerpo, espacio y material decidirá la economía de un intercambiador de calor en particular. Normalmente el costo de las aletas contribuye sustancialmente al promedio del precio de un enfriador por aire aleteado.

2.4- Criterios de selección

Los factores que afectan la selección de las aletas más convenientemente para un diseño en particular son: área de tubo aleteado, espaciado de las aletas, espesor de las aletas, factor ponderado de convección del área aleteada, caída de presión del aire a través de los tubos aleteados, material de la aleta. En este trabajo de investigación, nos limitamos a usar aletas planas triangulares, debido a que es el tipo de aleta más usado en los interenfriadores.

Las condiciones de diseño tales como el ensuciamiento de las aletas en el lado del aire, rata de corrosión y temperatura en la pared de los tubos tendrán influencia en la selección de la longitud de la aleta, espesor, separación y selección de los materiales de construcción de la aleta, estos factores no afectan a intercambiadores de tipo compacto aire – aire, por lo que no se toman en cuenta en este estudio.

2.5.- Caso de Estudio

Para determinar cada una de las variables involucradas en este trabajo investigativo se tomaron distintas fuentes bibliográficas en las áreas de Transferencia de Calor, Flujo de Fluidos y Termodinámica. El objetivo que se quiere alcanzar con este estudio, es lograr el mayor descenso de la temperatura del aire posible que ingresa al motor sin sacrificar la presión ganada por el empleo del turbocargador, teniendo esto claro, hay varios factores que influyen en el desempeño y utilidad de un turbocargador para un motor de combustión

interna, tal como menciona Hugh Macinnes (1984) en el Manual de Turbocargadores “Las tuberías de descarga desde el compresor hasta las cabezas de cilindro deberán ser por lo menos el doble del volumen de un solo cilindro. Será aun mejor un pleno con un volumen de tres veces el de un solo cilindro”, es por ello que para el diseño del interenfriador se debe considerar un volumen tal que permita amortiguar caídas de presión y oscilaciones del compresor.

Este volumen que debe existir entre el compresor y las cabezas del cilindro debe ser incluidos en la fabricación del interenfriador, y por ello que el volumen del interenfriador debe ser lo más pequeño posible de manera que exista un rango mayor en la ductería a emplear entre el compresor y el interenfriador, y así ubicar el interenfriador justo encima del motor y que el turbocargador se ubique en el lugar donde la presión alcanzada sea máxima.

Otra consideración para el diseño del interenfriador que es tomada en cuenta por las empresas que usan este equipo, es la geometría ubicada en la parte superior e inferior de la colmena sean muy similares; con respecto al de la parte superior, que facilite el ingreso de aire a los conductos y para la parte inferior, se busca mantener la presión en el reservorio de aire inferior en cualquier momento que el sistema lo requiera. En el caso del interenfriador usado en el vehículo prototipo 2005 el interenfriador esta conectado directamente al reservorio de aire del motor ahorrando material y haciendo más simple su construcción.

Por otro lado, el flujo de aire que ingresa a las cabezas del cilindro se recomienda que no sea laminar; condiciones de turbulencia en la forma de cómo ingresa el aire al motor ayuda a mezclarse de una mejor manera el aire y el combustible dentro de él.

Respecto a los materiales a usar para la construcción del interenfriador deben usarse materiales baratos, livianos, que no sean difícil de manipular al momento de darles forma y que su coeficiente de transferencia de calor sea alto; es por ello que se recurre a materiales que sean usados comúnmente para construcción de interenfriadores y radiadores de calor tales como aluminio, bronce y cobre.

2.6- Ecuaciones correspondientes al caso de estudio

2.6.1- Estructura de cálculo del interenfriador 2005

El dispositivo de transferencia de calor a estudiar corresponde a un interenfriador del tipo compacto, de flujo cruzado sin mezclar, aire – aire. La colmena actual consta de 14 conductos de sección rectangular y 15 líneas de aletas exteriores dispuestas a cada lado de los conductos, estas líneas de aletas tienen 64 aletas cada una. En el interior de los conductos hay una línea de 14 aletas por conducto. Tanto las aletas interiores y como las exteriores son del tipo planas de sección triangular. En la parte superior de la colmena hay un plenum que distribuye el aire proveniente del turbocargador hacia el interenfriador, a continuación se muestra la configuración tanto interna (ver figura 1.3) como externa (ver figura 1.4) del equipo.



Figura 1.3- Vista Posterior



Figura 1.4- Vista Inferior

Para el caso que concierne a intercambiadores de calor compactos aire – aire, el mayor efecto que se ejerce en estos dispositivos para que ocurra la transferencia de calor corresponde a convección forzada por efecto de la circulación del aire en el interior de los conductos, el efecto que ejerce en comparación con la convección natural es muy grande por tanto consideramos solo la convección forzada. En ella el fluido caliente que circula en el interior de los conductos cede su energía a medida que avanza a través de estos a las paredes interiores, y esta a su vez, es llevada hacia el exterior donde es disipada por efecto

de la circulación de aire exterior, que en este caso tendrá la velocidad con la cual se desplace el vehículo. Para la realización de esta disipación de energía se usa principalmente aletas en el interior y exterior de los conductos.

Por otro lado, esta disipación de calor que ocurre en las aletas interiores y exteriores también ocurre en las caras laterales, frontal y posterior de los conductos; esto correspondiendo a conductos rectangulares, tal como esta dispuesto en el interenfriador empleado en el vehículo 2005. El propósito de hacer este estudio es comparar los distintos tipos de configuraciones capaces de ser usadas en el diseño del nuevo interenfriador que será usado conjunto con el Turbocargador Garrett GT-15 y el motor Yamaha YZF-R6 2003.

Para obtener las ecuaciones pertinentes al tipo de flujo que se maneja, se tuvo primero que todo, conocer la cantidad de flujo másico y la velocidad que alcanza el aire en el interior y exterior del interenfriador. Como es de saber, el tipo de flujo se conoce al calcular el número de Reynolds (Re), este número depende de la velocidad del fluido, y nos dice que un flujo de aire exterior alcanza el flujo turbulento cuando llega a un valor superior de quinientos mil (500.000) y para el flujo interior superior a cuatro mil (4.000), aunque diversos autores aclaran que para flujo interior en un intervalo entre dos mil quinientos (2.500) y cuatro mil (4.000) el flujo tiene una etapa de transición.

2.6.2.- Proceso de cálculo

El primer paso para el cálculo del problema, es la determinación del consumo de aire del motor, o flujo volumétrico:

$$\dot{V} = \frac{RPM * V_D * n_v}{120}$$

Donde $n_v=100\%$, $V_D=0.0006m^3$ y las RPM dependen del régimen en el que se haga el cálculo. Luego se determina la densidad del aire a las condiciones de entrada al

compresor, utilizando la ecuación de gases ideales. Finalmente se obtiene el flujo másico que entra al compresor:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R * T_1}$$

$$\dot{m}_1 = \rho_1 * \dot{V}$$

Con la relación de presiones y el flujo másico, se determina en el mapa del compresor (ver anexo B) la eficiencia del compresor, luego se calcula con la siguiente expresión la temperatura de descarga del compresor:

$$T_2 = T_1 \times \left(\frac{\frac{P_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{P_1} - 1}{\eta_c} \right) + T_1$$

(Proporcionada por el fabricante, Garrett)

Luego con las condiciones de descarga del compresor, se determina la densidad del aire que sale del compresor, por último se determina el flujo másico interno:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R * T_2}$$

$$\dot{m}_T = \rho_2 * \dot{V}$$

Para calcular el flujo másico de aire que circula por el exterior, se multiplica la velocidad de desplazamiento del vehículo por la densidad del aire a las condiciones presentes en el ambiente por el área frontal del intercambiador, como se muestra a continuación:

$$\dot{m}_e = \rho_e * u * A_{fr,e}$$

2.6.3- Descripción del proceso computacional iterativo

Como se menciona en el capítulo 17 de la referencia [8] “los diseños térmicos e hidráulicos son principalmente analíticos y el diseño estructural lo es hasta cierto punto. La mayoría de las otras consideraciones de diseño involucran juicios, intercambios de ideas y afirmaciones cualitativas basadas en la experiencia. Por lo tanto, no hay una solución única para diseñar un intercambiador de calor para especificaciones de procesos dados.” De acuerdo a lo que se menciona en distintas fuentes, los dos problemas de diseño de intercambiadores de calor compactos más importantes son los correspondientes al dimensionado y al problema térmico o energético.

En la investigación realizada, encontramos un método iterativo creado por R.K. Shah en su libro “Heat Exchangers: Termal-Hydraulic Fundamentals and Design (1981)”. En él, se tiene un método que se divide en dos partes, la primera parte que corresponde al diseño energético o térmico en función de las dimensiones del interenfriador; por otro lado, el segundo método busca dimensionar el interenfriador en función de los parámetros energéticos.

2.6.3.1- Proceso computacional iterativo (método térmico)

A continuación se muestran los pasos que describen el método térmico:

1.- Calcular C_h y C_c (capacidades térmicas de cada fluido) como se muestra a continuación (inicialmente asumir $C_p=1$), donde el subíndice h se usa para el lado caliente (aire interior) y c para el lado frío (aire exterior):

$$C_h = (\dot{m}C_p)_h$$

$$C_c = (\dot{m}C_p)_c$$

$$C_{\min} = (\dot{m}C_p)_{\min}$$

$$C_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\max}$$

2.- Conociendo las temperaturas de entrada de cada fluido, se calculan las temperaturas de salida de los mismos, con las siguientes expresiones. Estimar inicialmente la eficiencia (ε) del intercambiador en un rango de: 60% – 75%. Los subíndices (i) y (o) representan entrada y salida respectivamente.

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \varepsilon \left(\frac{C_{\min}}{C_h} \right) (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} - \varepsilon \left(\frac{C_{\min}}{C_c} \right) (T_{h,i} - T_{c,i})$$

Luego efectuar el cálculo de C^* (relación de capacidad de calor) y según corresponda calcular T_m para cada lado de fluido:

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

Para $C^* \geq 0,5$:

$$T_{m,C_{\min}} = \frac{T_{i,C_{\min}} + T_{o,C_{\min}}}{2}$$

$$T_{m,C_{\max}} = \frac{T_{i,C_{\max}} + T_{o,C_{\max}}}{2}$$

Para $C^* < 0,5$:

$$T_{m,C_{\max}} = \frac{T_{i,C_{\max}} + T_{o,C_{\max}}}{2}$$

$$T_{m,C_{\min}} = T_{i,C_{\max}} \pm \Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

Obtener las propiedades de cada fluido a T_m (μ , c_p , k , Pr y ρ), con el valor de c_p volver al paso 1 y recalculer nuevamente. Iterar los pasos 1 y 2 hasta que el valor de temperatura de salida del intercambiador converja en ambos lados.

3.- Calcular el número de Reynolds (Re) para cada lado del intercambiador, los factores en la expresión para calcular el diámetro hidráulico son geométricos y se obtienen según el anexo D

$$Re = \frac{GD_h}{\mu}$$

$$G = u\rho$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_0}$$

$$D_h = \frac{4A_0}{A/l_f} = \frac{4sh'l_f}{2(sl_f + h'l_f + \delta_f s)}$$

$$r_h = \frac{D_h}{4}$$

Calcular j y f para cada lado:

$$j = 0,6522 \text{Re}^{-0,5403} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-0,1541} \left(\frac{\delta_f}{l_f}\right)^{0,1499} \left(\frac{\delta_f}{s}\right)^{-0,0678} \left[1 + 5,269 \times 10^{-5} \text{Re}^{1,340} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0,504} \left(\frac{\delta_f}{l_f}\right)^{0,456} \left(\frac{\delta_f}{s}\right)^{-1,055} \right]^{0,1}$$

$$f = 9,6243 \text{Re}^{-0,7422} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-1,856} \left(\frac{\delta_f}{l_f}\right)^{0,3053} \left(\frac{\delta_f}{s}\right)^{-0,2659} \left[1 + 7,669 \times 10^{-8} \text{Re}^{4,429} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0,92} \left(\frac{\delta_f}{l_f}\right)^{3,676} \left(\frac{\delta_f}{s}\right)^{0,236} \right]^{0,1}$$

Según Rohsenow, estas correlaciones poseen un error de $\pm 20\%$, y son válidas en los siguientes rangos: $120 < \text{Re} < 10.000$ y $0,5 < \text{Pr} < 15$.

De la segunda iteración en adelante corregir j para propiedades variables de fluido con la siguiente ecuación:

$$\frac{j}{j_{cy}} = \left[\frac{T_w}{T_m} \right]^n$$

El exponente “n” se obtiene del anexo L y T_w de la siguiente expresión:

$$T_w = \frac{(n_0 hA)_h T_h + (n_0 hA)_c T_c}{(n_0 hA)_h + (n_0 hA)_c}$$

4.- Calcular h con la siguiente ecuación:

$$h = j G c_p \text{Pr}^{-2/3}$$

Luego determinar la eficiencia de las aletas, usando la expresión siguiente y el anexo K:

$$n_f = \frac{\tanh ml}{ml}$$

$$n_0 = 1 - (1 - n_f) \frac{A_f}{A}$$

Calcular la resistencia térmica de la pared:

$$R_w = \frac{\delta}{A_w k_w}$$

Calcular UA de la siguiente expresión:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(n_0 h A)_h} + R_w + \frac{1}{(n_0 h A)_c}$$

5.- Calcular NTU (número de unidades de transferencia):

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$$

Con NTU y C* en el anexo I determinar la eficiencia del intercambiador.

6.- Con esta eficiencia calcular nuevamente las temperaturas de salida de fluidos, si son diferentes a las anteriores iterar entre los pasos 1 y 6 hasta que converjan.

7.- Calcular q con la siguiente expresión:

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{hi} - T_{c,i})$$

8.- Para obtener la caída de presión, Calcular la densidad media de cada lado con la siguiente expresión:

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o}\right)$$

Calcular la relación de área de flujo libre contra área frontal:

$$\sigma = \frac{A_0}{A_{fr}}$$

Sabiendo σ y Re, obtener del anexo J los coeficientes K_c y K_e . Calcular y corregir el factor de fricción para propiedades variables del fluido.

$$f = 9,6243 \operatorname{Re}^{-0,7422} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-1,856} \left(\frac{\delta_f}{l_f}\right)^{0,3053} \left(\frac{\delta_f}{s}\right)^{-0,2659} \left[1 + 7,669 \times 10^{-8} \operatorname{Re}^{4,429} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0,920} \left(\frac{\delta_f}{l_f}\right)^{3,767} \left(\frac{\delta_f}{s}\right)^{0,236}\right]^{0,1}$$

$$\frac{f}{f_{cp}} = \left[\frac{T_w}{T_m}\right]^m$$

Ahora calcular la temperatura de pared de cada lado con las siguientes expresiones:

$$T_{w,h} = T_{m,h} - \frac{q}{(n_0 h A)_h}$$

$$T_{w,c} = T_{m,c} + \frac{q}{(n_0 h A)_c}$$

Por último calcular la caída de presión usando la siguiente expresión:

$$\Delta p = \frac{G^2}{2g_c} \frac{1}{\rho_i} \left[(1 - \sigma^2 + K_c) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right]$$

2.6.3.2.- Proceso computacional iterativo (método de dimensionado)

1.- Calcular las temperaturas medias de los fluidos utilizando las siguientes expresiones, inicialmente estimar los valores de c_p , usar un valor de ε (eficiencia del interenfriador, dato) de $\pm 70\%$:

$$C_{\min} = (\dot{m}C_p)_{\min}$$

$$C_{\max} = (\dot{m}C_p)_{\max}$$

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \varepsilon \left(\frac{C_{\min}}{C_h} \right) (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$T_{c,o} = T_{c,i} - \varepsilon \left(\frac{C_{\min}}{C_c} \right) (T_{h,i} - T_{c,i})$$

Para $C^* \geq 5$:

$$T_{m,C_{\min}} = T_{i,C_{\min}} - T_{o,C_{\min}}$$

$$T_{m,C_{\max}} = T_{i,C_{\max}} - T_{o,C_{\max}}$$

Para $C^* < 5$:

$$T_{m,C_{\max}} = T_{i,C_{\max}} - T_{o,C_{\max}}$$

$$T_{m,C_{\min}} = T_{i,C_{\max}} \pm \Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

Con la temperatura obtenida comparar con el c_p supuesto, iterar hasta que converja. Luego obtener los valores de: μ , c_p , k , Pr y ρ para cada lado de fluido.

2.- Calcular C^* y q con las siguientes expresiones:

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

$$q = (\dot{m}C_p)_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = (\dot{m}C_p)_c (T_{c,o} - T_{c,i})$$

En el anexo I con C^* y ε obtener NTU.

3.- Determinar el valor de ntu :

$$ntu_h \approx ntu_c \approx 2NTU$$

4.- Determinar j y f de las siguientes expresiones (inicialmente suponer valores de Re):

$$j = 0,6522 Re^{-0,5403} \left(\frac{s}{h}\right)^{-0,1541} \left(\frac{\delta_f}{l_f}\right)^{0,1499} \left(\frac{\delta_f}{s}\right)^{-0,0678} \left[1 + 5,269 \times 10^{-5} Re^{1,340} \left(\frac{s}{h}\right)^{0,504} \left(\frac{\delta_f}{l_f}\right)^{0,456} \left(\frac{\delta_f}{s}\right)^{-1,055} \right]^{0,1}$$

$$f = 9,6243 \text{Re}^{-0,7422} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-1,856} \left(\frac{\delta_f}{l_f}\right)^{0,3053} \left(\frac{\delta_f}{s}\right)^{-0,2659} \left[1 + 7,669 \times 10^{-8} \text{Re}^{4,429} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0,920} \left(\frac{\delta_f}{l_f}\right)^{3,767} \left(\frac{\delta_f}{s}\right)^{0,236} \right]^{0,1}$$

5.- Evaluar G de la siguiente ecuación:

$$G_q = \left[\frac{2g_c \Delta p}{Deno} \right]_q^{1/2} \quad q = h, c$$

$$(Deno)_q = \left[\frac{f}{j} \frac{ntu}{n_0} \text{Pr}^{2/3} \left(\frac{1}{\rho}\right)_m + 2 \left(\frac{1}{\rho_0} + \frac{1}{\rho_i}\right) + (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{1}{\rho_0} \right]_q$$

6.- Calcular Re y comparar con el valor supuesto, iterar entre los pasos 4 y 6 hasta que el valor converja. Luego determinar j y f para el valor obtenido:

7.- Calcular h, n_f y n₀:

$$h = jGc_p \text{Pr}^{2/3}$$

$$n_f = \frac{\tanh ml}{ml}$$

$$n_0 = 1 - (1 - n_f) \frac{A_f}{A}$$

Para una primera iteración calcular U₁ de la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{(n_0 h)_1} + \frac{\alpha_1 / \alpha_2}{(n_0 h)_2}$$

Donde:

$$\alpha_1/\alpha_2 = A_1/A_2$$

$$\alpha = A/V$$

V es el volumen total del intercambiador, 1 y 2 se refieren a cada fluido.

$$\alpha_1 = \frac{b_1\beta_1}{b_1 + b_2 + 2\delta}$$

$$\alpha_2 = \frac{b_2\beta_2}{b_1 + b_2 + 2\delta}$$

Desde la segunda iteración en adelante U_1 se calculará con la siguiente expresión*:

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{(n_0h)_1} + \frac{\delta A_1}{k_w A_w} + \frac{A_1/A_2}{(n_0h)_2}$$

Donde la geometría los valores de A_1/A_2 y A_1/A_w se toman de la iteración anterior.

8.- Calcular las dimensiones de la colmena, en la primera iteración usar el NTU del paso 2, para el resto de las iteraciones calcular λ y recalculer NTU (*SOLO PARA: $Pe = Re \cdot Pr \leq 10$).

$$\lambda = \frac{k_w A_w}{LC_{\min}}$$

$$A_1 = \frac{NTUC_{\min}}{U_1}$$

$$A_2 = \left(\frac{A_2}{A_1}\right)A_1 = \left(\frac{\alpha_2}{\alpha_1}\right)A_1$$

$$A_{o,1} = (\dot{m}/G)_1$$

$$A_{o,2} = (\dot{m}/G)_2$$

$$A_{fr,1} = A_{o,1}/\sigma_1$$

$$A_{fr,2} = A_{o,2}/\sigma_2$$

$$\sigma_1 = \frac{b_1\beta_1 D_{h,1}/4}{b_1 + b_2 + 2\delta}$$

$$\sigma_2 = \frac{b_2\beta_2 D_{h,2}/4}{b_1 + b_2 + 2\delta}$$

Ahora se calcula el largo en la dirección de c/u de los flujos en el intercambiador:

$$L_1 = \left(\frac{D_h A}{4A_0} \right)_1 \qquad L_2 = \left(\frac{D_h A}{4A_0} \right)_2$$

Luego se calcula el alto:

$$L_3 = \frac{A_{fr,1}}{L_2} \qquad L_3 = \frac{A_{fr,2}}{L_1}$$

En teoría ambas expresiones debieran arrojar el mismo resultado, si no se puede tomar el promedio.

9.- Para calcular la caída de presión, determinar la densidad media de cada lado de fluido con la siguiente expresión:

$$\left(\frac{1}{\rho} \right)_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right)$$

Sabiendo σ y Re , obtener de la anexo J los coeficientes K_c y K_e . Calcular y corregir el factor de fricción para propiedades variables del fluido.

$$f = 9,6243 Re^{-0,7422} \left(\frac{s}{h'} \right)^{-1,856} \left(\frac{\delta_f}{l_f} \right)^{0,3053} \left(\frac{\delta_f}{s} \right)^{-0,2659} \left[1 + 7,669 \times 10^{-8} Re^{4,429} \left(\frac{s}{h'} \right)^{0,920} \left(\frac{\delta_f}{l_f} \right)^{3,767} \left(\frac{\delta_f}{s} \right)^{0,236} \right]^{0,1}$$

$$\frac{f}{f_{cp}} = \left[\frac{T_w}{T_m} \right]^m$$

Ahora se calcula la temperatura de pared de cada lado con la siguiente expresión:

$$T_{w,h} = T_{m,h} - \frac{q}{(n_0 hA)_h} \qquad T_{w,c} = T_{m,c} + \frac{q}{(n_0 hA)_c}$$

Por último calcular la caída de presión usando la siguiente expresión:

$$\frac{\Delta p}{p_i} = \frac{G^2}{2g_c} \frac{1}{p_i \rho_i} \left[(1 - \sigma^2 + K_c) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho} \right)_m + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_o} \right]$$

10.- Si el valor de caída de presión cumple con los requerimientos del diseño (dato de entrada), el cálculo está listo, si no calcular el nuevo valor de G con la expresión anterior donde Δp es el requerimiento y los demás valores se toman de la última iteración. Por último hay que refinar las dimensiones para que se correspondan con las disponibles comercialmente.

11.- Iterar entre los pasos 6-10 hasta que Δp y ϵ cumplan con las especificaciones. Luego el interenfriador obtenido con este procedimiento es ensayado con el procedimiento energético.

CAPÍTULO III
Marco Metodológico

CAPÍTULO III

3.- Marco Metodológico

3.1- Búsqueda de Soluciones

Para poder tener los parámetros termodinámicos que definen el comportamiento del interenfriador, el vehículo fue llevado a un Dinamómetro. En este equipo fue posible tomar los distintos datos para medir la eficiencia del interenfriador.

Un aspecto a tomar en consideración para los datos tomados es que la competencia del 2006 será llevada a cabo en Michigan, U.S.A. a mediados del mes de mayo, para esa época del año la temperatura media ambiental es de 15°C, por lo tanto las lecturas obtenidas de temperatura en Venezuela serán aproximadamente 8°C mayor de las que serán usadas en la competencia.

Adicional a esto, para elegir la ubicación más favorable del interenfriador para nuestros requerimientos se implementó el método de la Tormenta de Ideas. Como se explicó anteriormente, es necesario ubicar el equipo en una posición tal que evite una gran caída de presión por recorrido del aire en las tuberías, que reciba la mayor cantidad de aire exterior desplazado por el vehículo prototipo y que no interfiera con el buen funcionamiento de cualquier otro componente que se encuentre en el vehículo.

Posteriormente al tener los datos experimentales del interenfriador del 2005 se formuló el procedimiento de cálculo del interenfriador en el paquete computacional MatLab; de esta forma con los resultados finales, se diseñó un interenfriador en el software de diseño mecánico de nombre Solid Works. Y finalmente, se comparó los resultados del mejoramiento del equipo con Cosmos Flow y el programa elaborado en MatLab.

3.1.1- Procedimiento Experimental

El vehículo fue acelerado a distintas revoluciones del motor tomando datos de temperatura y presión entre la entrada, salida y exterior del interenfriador para poder observar el comportamiento general del equipo, la prueba estática se realizó en un dinamómetro. En la figura 3.8 y 3.9 se observa este equipo.

3.1.1.1- Dinamómetro

Es una máquina usualmente empleada en el sector automotriz tanto para obtener la potencia entregada al suelo de los vehículos como para efectuar pruebas que buscan mejorar el comportamiento de los mismos, en nuestro caso usamos un dinamómetro marca Dastek, capaz de censar vehículos que entreguen hasta 999 h.p., allí efectuamos las pruebas tanto de potencia como de medición en el interenfriador.



Figura 3.1- Tambores del dinamómetro



Figura 3.2- Panel del dinamómetro

3.1.1.2- Ventilador

Este ventilador que se presenta en la figura 3.3 esta conectado al dinamómetro, permite simular el flujo de aire que circula a través del radiador y del interenfriador el cual es impulsado por un motor eléctrico marca Siemens de:

Potencia: 6.6 h.p.

amperaje: 19.6 – 9.8 amp. @ 60Hz



Figura 3.3- Ventilador

3.1.1.3- Multímetro

Es un equipo electrónico que permite obtener los datos de temperatura provenientes de los termopares. El multímetro utilizado es marca Volt, modelo ut30c, serial 3030267890. Trabaja en un rango de $-40^{\circ}C$ a $150^{\circ}C$ y con una resolución de $1^{\circ}C$.



Figura 3.4- Multímetro digital

3.1.1.4- Termopares

Los termopares conjuntamente con el multímetro, fueron usados de manera de censar la temperatura de superficie del interenfriador en 6 posiciones de los conductos: frontal, frontal izquierda, frontal derecha, posterior, posterior derecha y posterior izquierda. Para las aletas se midió en la parte frontal y posterior de la aleta. Los termopares usados son del tipo K marca Uni-T, fabricados de Nicromo-Níquel Silicón.



Figura 3.5- Termopares marca Uni-T

3.1.1.5- Termoanemómetro

Es un dispositivo que permite tomar tres tipos de datos: temperatura de gases, humedad y velocidad de flujo. En nuestro caso lo usaremos para medir la velocidad de aire exterior que circula a través de interenfriador. El termoanemómetro empleado es marca Tri-Sense.



Figura 3.6- Termoanemómetro marca Tri-Sense

3.1.1.6- Tacómetro

Es un instrumento empleado para medir la velocidad angular del cigüeñal de un motor de combustión interna, generalmente la unidad de medida de estos equipos es la revolución por minuto (RPM), la pantalla donde se muestra la lectura puede ser digital o análogo, siendo la lectura más exacta en el segundo.



Figura 3.7- Tacómetro marca Daytona

3.1.1.7- Manómetro

Es un dispositivo que se encarga de medir la diferencia de presión que existe entre un fluido y la presión atmosférica local.

Estos datos tomados anteriormente son usados como base para poder realizar los cálculos correspondientes en el programa computacional elaborado con el fin de comparar los datos arrojados por este con el análisis termodinámico elaborado en la herramienta de CFD.

A continuación, se muestra un esquema de los puntos de medición con los termopares.



Figura 3.8- Esquema de medición del interenfriador 2005

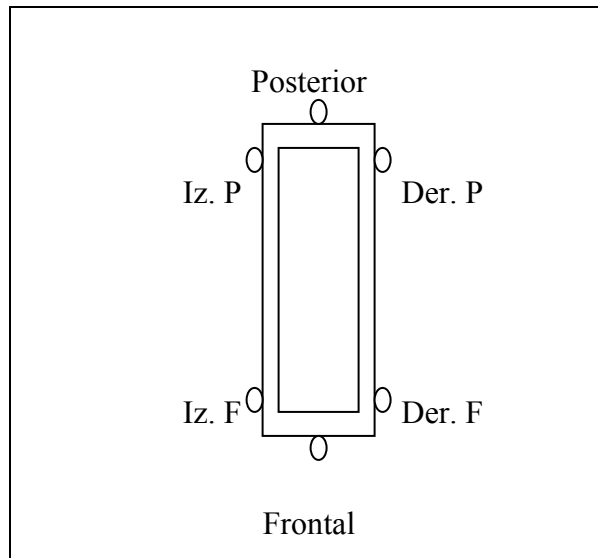


Figura 3.9-Vista superior de un conducto

v de giro del motor: 8000 RPM				
v antes del IC (aire ext.): 8,3 m/s			v después del IC (aire ext.): 5,3 m/s	
T antes del IC (aire ext.): 23 °C			T después del IC (aire ext.): 26 °C	
T antes del IC (aire int.): 70°C			T después del IC (aire int.): 45°C	
Caída de P en el IC (aire ext.): 1,8 cm H ₂ O			P antes del IC (aire int.): 24,7 psia	
Posición		(°C)		
		B	G	M
1	Iz. F	36	36	36
	Der. F	37	35	35
	Iz. P	34	35	34
	Der. P	34	34	34
	Frontal	35	36	36
	Posterior	35	36	36
2	Iz. F	33	33	33
	Der. F	35	34	34
	Iz. P	33	33	33
	Der. P	33	33	33
	Frontal	34	34	34
	Posterior	35	34	34
3	Iz. F	33	33	33
	Der. F	33	33	33
	Iz. P	33	33	34
	Der. P	34	34	35
	Frontal	33	33	33
	Posterior	35	34	34

Tabla 3.1.1.- Hoja de ingreso de datos 1

v de giro del motor: 5000RPM				
v antes del IC (aire ext.): 8,3 m/s		v después del IC (aire ext.): 5,3 m/s		
T antes del IC (aire ext.): 23 °C		T después del IC (aire ext.): 25°C		
T antes del IC (aire int.): 42 °C		T después del IC (aire int.): 29 °C		
Caída de P en el IC (aire ext.): 1,8 cm H ₂ O		P antes del IC (aire int.): 16,7 psig		
Posición		(°C)		
		B	G	M
1	Iz. F	25	24	26
	Der. F	26	25	26
	Iz. P	26	25	26
	Der. P	26	25	25
	Frontal	26	26	26
	Posterior	26	25	25
2	Iz. F	26	25	25
	Der. F	25	26	25
	Iz. P	26	25	26
	Der. P	25	26	26
	Frontal	25	25	26
	Posterior	26	25	25
3	Iz. F	25	25	26
	Der. F	25	26	26
	Iz. P	26	25	26
	Der. P	25	25	26
	Frontal	26	25	26
	Posterior	25	24	26

Tabla 3.1.2.- Hoja de ingreso de datos 2

3.2- Ubicación del Interenfriador (tormenta de ideas)

Primero que todo, para realizar el mejor diseño posible se debe conocer la correcta ubicación del interenfriador. Para ello, se tiene que hacer mención de los reglamentos de la competencia, los cuales exigen ciertas restricciones para la ubicación de los elementos de admisión de aire, por ello, a continuación se muestra un pequeño esquema del orden de colocación de estos elementos:

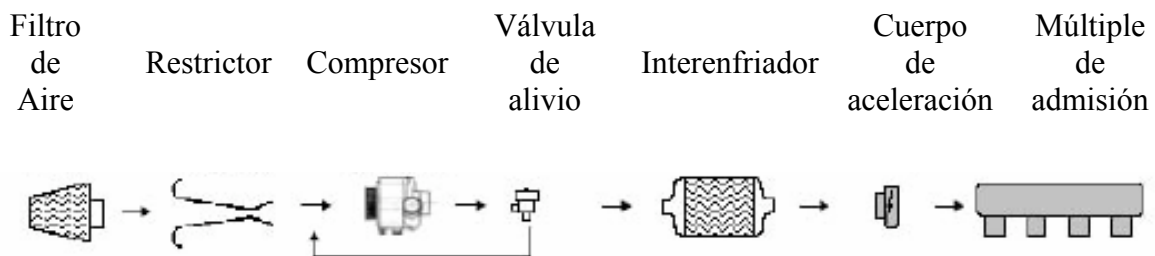


Figura 3.10- Esquema de colocación de piezas en la entrada de aire

El reglamento de la competencia estipula que solo aire atmosférico puede usarse para enfriar el interenfriador, por tanto interenfriadores aire – agua están prohibidos, otro de los requerimientos es la colocación obligatoria del Restrictor de aire antes del compresor usado, ya que existe un reglamento adicional que menciona el uso de un restrictor en motores a gasolina cuyo diámetro no debe ser mayor de 20mm para prevenir el uso excesivo de potencia por parte de los vehículos. Además, se requiere que haya espacio suficiente en la parte superior del motor de manera que lo jueces pueda verificar la cilindrada del mismo, el dispositivo de medición usado tiene unas dimensiones de 381mm de largo con 30mm de diámetro, por esto se debe tomar en cuenta que el uso de este dispositivo no sea obstaculizado por el Interenfriador o cualquiera de los elementos que complementan la admisión.

Adicional a esto, todos los componentes de la admisión de aire al motor y sistemas de control de combustible, incluyendo el cuerpo de aceleración, sistema completo de admisión de aire, filtros, cámaras y reservorios deben estar dentro de la superficie definida por el tope de la barra de volcadura y el borde exterior de los cuatro cauchos.

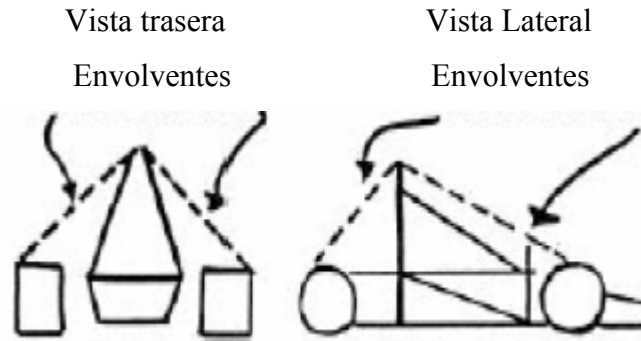


Figura 3.11 Envoltorio trasero de colocación de piezas en el vehículo

En base a esas condiciones, se desarrollará la Tormenta de Ideas.

3.2.1- Propuesta N°1

Esta propuesta busca colocar el interenfriador en la parte superior del motor, de manera de mantener la misma dirección de flujo de aire entre el interenfriador y el múltiple de admisión del motor.

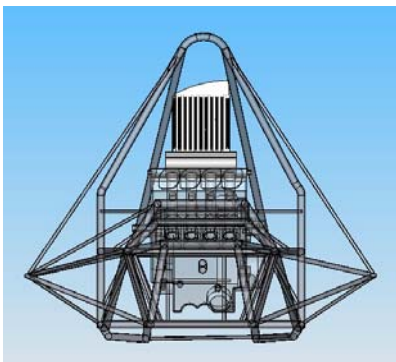


Figura 3.12 Vista posterior vehículo

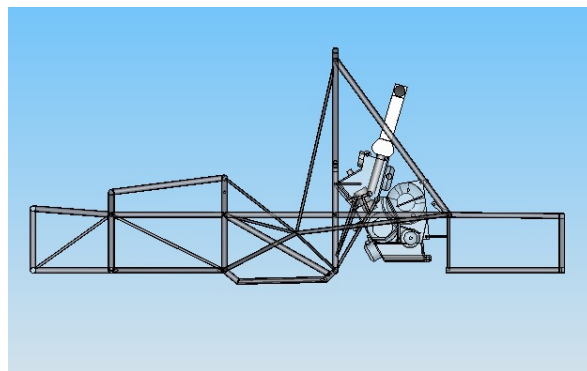


Figura 3.13- Vista lateral vehículo

3.2.2- Propuesta N°2

En esta ubicación, el interenfriador se encuentra justo debajo del aro de volcadura, de manera de máximo aprovechamiento de la circulación de aire exterior cuando el vehículo se desplaza.

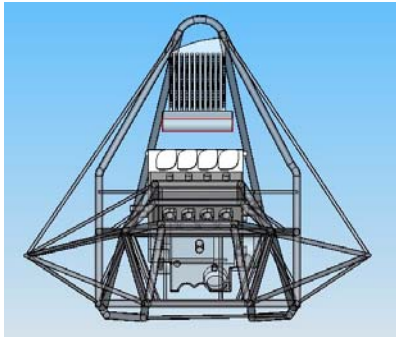


Figura 3.14 Vista posterior vehículo

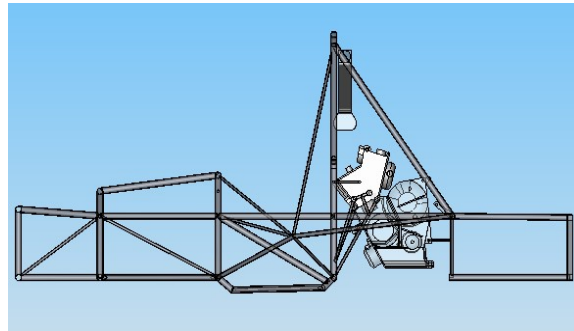


Figura 3.15- Vista lateral vehículo

3.2.3- Propuesta N°3

Como se puede observar en la figura, el interenfriador esta en la misma ubicación que en la propuesta 1, se diferencia en el uso de un deflector que direcciona el aire directamente a la parte frontal del interenfriador, lo que permite recibir una cantidad de aire similar a la propuesta 2 y menor cantidad de ductería.

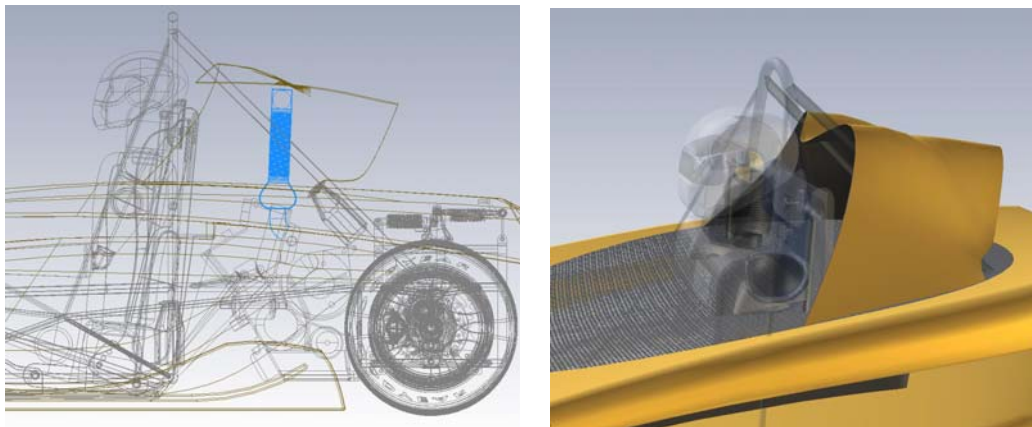


Figura 3.16 Vistas laterales del vehículo

3.2.4- Fase de Decisión

En esta parte de la metodología del diseño, se seleccionó los parámetros más importantes del problema, para evaluar las diferentes propuestas planteadas en la tormenta de ideas.

3.2.4.1- Parámetros de la Matriz de Decisiones

Los siguientes parámetros nos permitieron evaluar las posibles soluciones, para poder compararlas y llegar a la solución más favorable. A continuación se explicará cada uno de los parámetros utilizados.

- Cantidad de materiales empleados: se refiere al número de los componentes empleados para la óptima operación de sistema, poca cantidad de piezas favorece el incremento de potencia por la disminución de peso.
- Mantenimiento: este parámetro indica la accesibilidad a los mecanismos a ser mantenidos en el menor tiempo posible.
- Ergonomía: se refiere a la practicidad del mecanismo, en el sentido de que si éste se ajusta al ambiente de trabajo del hombre, y de los requerimientos operacionales del dispositivo.
- Tiempo de Construcción: es el necesario para cumplir con la construcción y ensamblaje.
- Flujo Exterior: permite evaluar la mayor circulación de aire atmosférico posible a través de interenfriador a medida que vehículo se desplaza en pista.
- Recorrido del Flujo Interior: este parámetro permite estudiar la menor distancia posible entre el filtro de aire y las entradas de aire del motor, para disminuir las pérdidas.

Para la evaluación de las características de los mecanismos propuestos se utilizó la siguiente escala numérica:

1. La menos favorable.
2. Poco Favorable.
3. Favorable.
4. Muy Favorable.
5. La más favorable.

A cada parámetro se le dió un porcentaje debido a su importancia, este fue multiplicado por la escala de evaluación asignada a cada diseño según el parámetro en cuestión y se sumó todos los resultados para obtener el valor comparado entre las distintas propuestas.

El valor porcentual asignado a cada parámetro se presenta a continuación:

Parámetros	Valor porcentual
Cantidad de materiales empleados	15%
Mantenimiento	10%
Ergonomía	15%
Tiempo de Construcción	10%
Flujo Exterior	30%
Recorrido del Flujo Interior	20%

Tabla 3.2– Valor porcentual de los parámetros de la matriz de decisiones

3.2.4.2- Matriz de Decisiones

En la tabla 3.3 se muestran los resultados correspondientes a la Matriz de Decisiones involucrando los parámetros anteriores.

Parámetros	Valor (%)	1		2		3	
Cantidad de materiales empleados	15	5	0.75	3	0.45	4	0.6
Mantenimiento	10	4	0.4	3	0.3	4	0.4
Ergonomía	15	4	0.6	3	0.45	3	0.45
Tiempo de Construcción	10	4	0.4	2	0.2	3	0.3
Flujo Exterior	30	3	0.9	5	1.5	5	1.5
Recorrido del Flujo Interior	20	5	1	3	0.6	5	1
Total			4.05		3.5		4.25

Tabla 3.3– Tabla de resultados de la matriz de decisiones

3.2.4.3- Selección de la solución

Después de analizar las propuestas planteadas en la matriz de decisiones y tomando en cuenta los parámetros de su evaluación, se observa que la propuesta con mayor puntuación es la N^o3, por lo tanto se seleccionó para el diseño.

3.2.4.4- Especificaciones de la propuesta desarrollada

A continuación se detallará con más precisión la propuesta seleccionada.

La ubicación del interenfriador y demás componentes del sistema de admisión, obedece a criterios establecidos en los últimos meses de acuerdo al mejor desempeño de cada componente en vehículo del 2005, entre de ellos esta la menor cantidad de tubería utilizada después del enfriamiento del aire; la tubería de mayor longitud se encuentra entre el turbocargador y el interenfriador, mientras que después del interenfriador (ya que se

encuentra justo encima de la culata del motor) no es necesario hacer un trabajo adicional de ductería para ingresar aire a las 4 bocas de admisión del motor, por lo que el múltiple de admisión se simplificaría y de esta forma se mantendría la baja temperatura alcanzada por el aire después de su paso por el interenfriador. Esta menor cantidad de ductería permite también reducir al mínimo las pérdidas de presión a medida que el flujo avanza por los conductos, sin mencionar la reducción de material, peso y costos que trae beneficios tales como aumento de potencia entregada.

Por otro lado, el flujo de aire exterior no es problema al ser ubicado justo encima de la culata del motor, un trabajo con fibra de vidrio debajo de aro de volcadura principal hace de deflector hacia la superficie frontal del interenfriador, direccionando de forma efectiva el aire que se desplaza para enfriar el flujo interior. Además de todas estas ventajas, esta ubicación no da problemas al momento de elegir la dimensión exacta del interenfriador, por lo que esa ventaja no la ofrece las otras dos posibles ubicaciones.

Desde el punto de vista de costos, vale destacar un beneficio que no es observado en el desempeño en pista del vehículo, sino en los eventos estáticos de la competencia. Existe un evento llamado Prueba de Costos, el cual ofrece mayor puntaje a los equipos con menores costos de fabricación del vehículo; y con esta reducción de material y horas hombre de trabajo, benefician al equipo en general y también da la posibilidad de entregar recursos monetarios a áreas de trabajo que estén más necesitadas.

3.2.5- Herramientas computacionales

3.2.5.1- Cosmos FloWorks

Ya que la mejor forma de resolver problemas ingenieriles desde el punto de vista de tiempo empleado y costos es usando un enfoque experimental y computacional a la vez, este programa nos ayuda a obtener una solución computarizada en cfd de los datos experimentales de forma óptima sin tener la necesidad de invertir dinero en la construcción

de distintos modelos. Además, se realizó el análisis en este software ya que el Team Formula SAE-UCV posee licencias de uso, con la cual adquirimos beneficios a nivel de soporte técnico y adiestramiento.

Al introducir el diseño del interenfriador seleccionado, el programa cfd hace el mallado correspondiente e ingresamos las condiciones de borde para flujo interno, condiciones de borde para flujo externo y condiciones de pared.

3.2.5.2.- Matlab

Este software se utilizó como una herramienta sobre la cual se desarrolló un programa con la metodología de cálculo del problema, utilizando para ello ecuaciones obtenidas de material bibliográfico consultado. Las ventajas de utilizar esta herramienta son entre otras: el cálculo se realiza de forma automatizada para todas las diferentes condiciones que se desee, este software ofrece múltiples aplicaciones útiles para la interpretación de resultados (gráficos, tablas, entre otras).

Fue utilizado para obtener los parámetros de trabajo del interenfriador del 2005, y para calcular la mejor configuración de interenfriador para el vehículo prototipo Formula SAE – UCV 2006.

3.2.6- Diseños propuestos

Una vez realizado el análisis experimental al interenfriador del 2005 se procede a realizar varios diseños de interenfriadores, con el propósito de elegir la mejor opción de diseño se tomó en cuenta las consideraciones anteriormente mencionadas.

3.2.6.1.A- Conducto Rectangular

Es usualmente usada en el diseño de dispositivos de transferencia de calor tales como intercambiadores de calor compactos, a diferencia de los intercambiadores de calor que usan conductos circulares, es necesario realizar en este tipo de conductos análisis en dos dimensiones para obtener los factores de fricción y número de Colburn correspondiente.

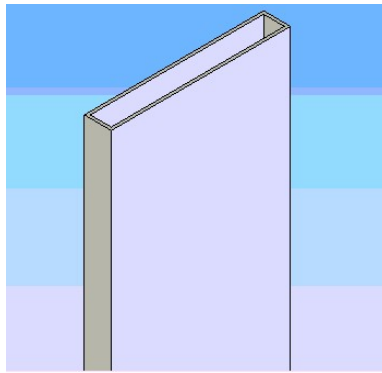


Figura 3.17 Vista isométrica conducto A

Su diseño obedece al propósito de realizar un modelo parecido al empleado en el 2005, además de aumentar el espacio interior por el cual circula el aire que ingresa al motor reduciendo la caída de presión.

3.2.6.1.B- Conducto de sección frontal y trasera circular

Estos conductos llamados también de estadio (stadium – shaped en inglés) fueron estudiados en la referencia [10], cuyas conclusiones corroboran el uso cada vez mayor de este tipo de conductos para el uso en interenfriadores al obtener una mayor transferencia de calor y menor pérdida de presión por el uso de estos conductos.

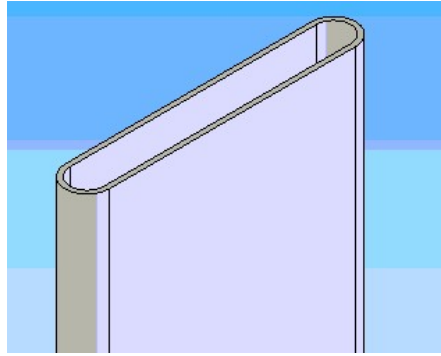


Figura 3.18 Vista isométrica conducto B

3.2.6.2.A- Aletas de sección triangular

Es un tipo de aleta que fue usada para el interenfriador del vehículo Formula SAE-UCV 2005, lo cual nos permite comparar de una mejor manera el comportamiento de esta aleta con cualquier otra propuesta

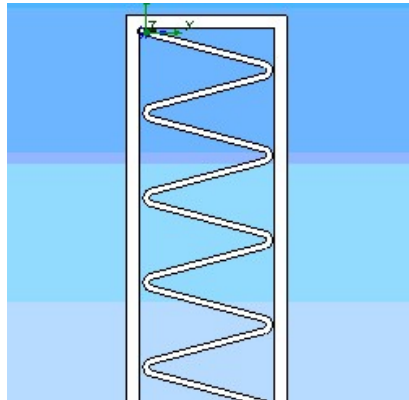


Figura 3.19 Vista frontal aleta A

3.2.6.2.B- Aletas de secciones rectas

Es una variación del caso anterior y para efectos de cálculos, se comporta de forma similar que la aleta de sección triangular.

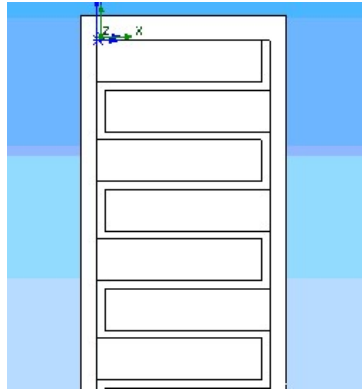


Figura 3.20 Vista frontal aleta B

3.2.6.2.C- Aletas de tipo persiana (louwered fins)

Esta geometría es comúnmente usadas en radiadores de automóviles, la altura de la sección perforada según los autores esta entre 1mm y 1,25mm.

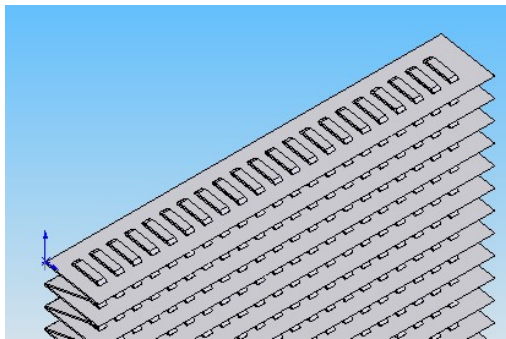


Figura 3.21 Vista isométrica aleta C

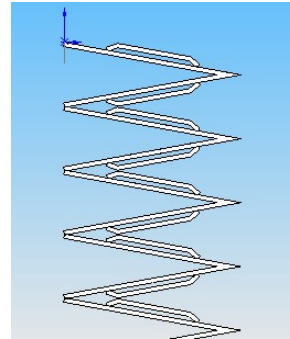


Figura 3.22 Vista frontal aleta C

3.2.7.- Material a usar

El aluminio por ser el más empleado debido a los bajos costos en comparación a otros de igual o mayor eficiencia para transferir calor, su facilidad para ser manipulado para

realizar distintos tipos de dobleces, soldaduras y cualquier otro método de manufactura y tiempos para mantenimiento menores, peso ligero y fácil obtención; es la opción ideal en nuestro caso ya que actualmente las empresas encargadas de hacer interenfriadores a nivel mundial utilizan este material para su construcción, Otros utilizan cobre pero este se corroe con mayor rapidez para uso de interenfriadores aire – aire.

CAPÍTULO IV

Cálculos

4.1- Cálculos tipo

4.1.1-Corrída del programa térmico

Para el estudio del interenfriador del vehículo año 2005, se efectuaron diferentes corridas del programa elaborado en MatLab; a continuación se muestra una corrida completa del programa:

1) Primero en el cuadro de diálogo se piden las condiciones iniciales:

```
Ingrese opción(Actual=1, Propuesto=2): 1
Ingrese las RPM del motor: 10000
Ingrese la temperatura ambiental (°C): 23
Ingrese la presión de descarga del compresor (psia): 31.7
```

2) Luego de efectuar algunos cálculos el programa muestra los valores de relación de presión y flujo másico, con ellos se debe consultar el mapa del compresor (anexo A) para determinar la eficiencia e ingresarla. Luego pide otras condiciones iniciales:

```
Rp = 2.2165
mpuntocomplb = 7.9116
```

```
Con Rp y mpuntocomp ingresar la eficiencia del compresor (%):
75
Ingrese la velocidad del vehículo (km/h): 60
Ingrese valor inicial para la eficiencia del intercooler (%):
65
```

```
NTU = 0.9393
Cast = 0.0933
```

3) Ahora muestra los valores de NTU y C^* , con ellos en el anexo I se determina e ingresa la eficiencia del intercambiador:

Indique la eficiencia " $\eta_i(\%)$ " en la figura 17.24 con NTU y C^* : 58

4) Hasta este punto ya el programa ha efectuado el cálculo térmico, a continuación determina la caída de presión; muestra los valores de σ y Re , para ingresar los factores Ke y Kc , utilizando para ello el anexo J:

$\sigma_{i,i} = 0.4117$
 $Re_i = 2.2531e+003$

Ingrese el valor de Ke : 0.3
Ingrese el valor de Kc : 0.5

$\sigma_{e,e} = 0.6274$
 $Re_e = 8.1063e+003$

Ingrese el valor de Ke externo: 0.05
Ingrese el valor de Kc externo: 0.45

5) Ya el proceso de cálculo ha concluido completamente, a continuación se le solicitó al programa que imprimiera los resultados de todas las variables que utiliza para efectuar el cálculo.

$A_e = 0.4193$
 $A_{f,e} = 1.4976$
 $A_{f,i} = 0.7717$
 $A_i = 0.3638$
 $Ca_{st} = 0.0933$
 $C_{max} = 1.0381$

$C_{min} = 0.0969$
 $D_{he} = 0.0047$
 $D_{hi} = 0.0032$
 $Re_e = 8.1063e+003$
 $Re_i = 2.2531e+003$
 $R_p = 2.2165$
 $T_{ci} = 296$
 $T_{co} = 301.4542$
 $T_{hi} = 396.7751$
 $T_{ho} = 338.3256$
 $\Delta p = 1.0140e+003$
 $\Delta p_{psi} = 0.1471$
 $n_{0e} = 0.9999$
 $n_{0i} = 1.0000$
 $n_i = 58$
 $q = 5.6618$
 $ros_i = 2.2506$
 $vel = 16.6667$

6) Ahora se muestra una tabla donde se colocaron los valores más importantes arrojados por la corrida anterior:

Valor arrojado por MatLab	Símbolo	Significado	Unidades
$T_{ci} = 296$	$T_{c,i}$	Temperatura de entrada lado frío (aire exterior)	K
$T_{co} = 301.4542$	$T_{c,o}$	Temperatura de salida lado frío (aire exterior)	K
$T_{hi} = 396.7751$	$T_{h,i}$	Temperatura de entrada lado caliente (aire interior)	K
$T_{ho} = 338.3256$	$T_{h,o}$	Temperatura de salida lado caliente (aire interior)	K
$\Delta p = 1.0140e+003$	Δp	Caída de presión interna	Pa
$\Delta p_{psi} = 0.1471$	Δp	Caída de presión interna	psi
$n_i = 58$	n_i	Eficiencia del interenfriador	%
$q = 5.6618$	q	Calor transferido	W

Tabla 4.1 Resultados corrida programa térmico

4.1.1-Corrida del programa dimensión

A continuación se muestra una corrida completa del programa de dimensión, donde las condiciones iniciales son iguales a la corrida mostrada anteriormente y la eficiencia del interenfriador será de 75%:

1) Inicialmente el programa solicita las condiciones iniciales en el cuadro de dialogo:

Ingrese las RPM del motor: 10000

Ingrese la temperatura ambiental (°C): 23

Ingrese la presión de descarga del compresor (psia): 31.7

2) Luego de efectuar algunos cálculos el programa muestra los valores de relación de presión y flujo másico y solicita la eficiencia del compresor se determina a partir del mapa del compresor (anexo B). Luego pide otras condiciones iniciales:

$R_p = 2.2165$

$m_{puntocomp1b} = 7.9116$

Con $R_p = P_2/P_1$ y $m_{puntocomp}$ ingresar la eficiencia del compresor (%): 75

Ingrese la velocidad del vehiculo (km/h): 60

Ingrese valor de eficiencia del intercooler (%): 75

Ingrese el valor de caída de presión permitido (Pa): 2500

$n_i = 75$

$Cast = 0.0964$

3) En este momento muestra los valores de C^* y eficiencia del intercambiador (n_i), con ellos se va al anexo I y se ingresa el valor de NTU:

Ingrese el valor de NTU con " n_i " y C^* en la figura 17.24: 1.5

$$L_i = 0.2739$$

$$L_e = 0.0595$$

4) Aquí muestra los cálculos de dimensiones previos, la dimensión “Le” tiene una condición impuesta para que siempre sea 0.06 m. Luego se debe introducir un valor de L3 disponible comercialmente, es decir que exista en el catalogo del fabricante:

Ingrese valor disponible de L3: 0.243

5) Para el valor de L3 introducido el programa recalcula la dimensión de Li, que ahora se muestra como Li22:

$$L_e = 0.0595$$

$$L_{i22} = 0.1996$$

$$L_{3ref} = 0.2430$$

Si NO está conforme ingrese 1: 3

6) Si no esta conforme, puede repetir el cálculo de las dimensiones introduciendo un nuevo valor de L3, si esta conforme el programa realiza el cálculo de la caída de presión de manera similar al programa térmico, pero solo lo realiza del lado interno:

$$\sigma_{mai} = 0.0910$$

$$Re_i = 2.6457e+003$$

Ingrese el valor de Ke: 0.8

Ingrese el valor de Kc: 0.55

7) En este punto ya el proceso de cálculo ha concluido completamente, a continuación se le mandó al programa que imprimiera los resultados de todas las variables que utiliza para efectuar el cálculo.

```
Ae = 0.5043
Afe = 1.4976
Afi = 1.0926
Ai = 0.5151
Cast = 0.0964
Cmax = 1.0065
Cmin = 0.0970
Dhe = 0.0047
Dhi = 0.0017
Ree = 7.1652e+003
Rei = 2.6457e+003
Rp = 2.2165
Tci = 296
Tco = 303.2852
Thi = 396.7751
Tho = 321.1938
deltap = 889.5089
deltappsi = 0.1290
n0e = 0.9999
n0i = 1.0000
ni = 75
q = 7.3324
rosi = 2.3707
vel = 16.6667
```

8) Por último se muestra una tabla donde se colocaron los valores más importantes arrojados por la corrida anterior:

Valor arrojado por MatLab	Símbolo	Significado	Unidades
T _{ci} = 296	T _{c,i}	Temperatura de entrada lado frío (aire exterior)	K
T _{co} = 303.2852	T _{c,o}	Temperatura de salida lado frío (aire exterior)	K
T _{hi} = 396.7751	T _{h,i}	Temperatura de entrada lado caliente (aire interior)	K
T _{ho} = 321.1938	T _{h,o}	Temperatura de salida lado caliente (aire interior)	K
deltap = 889.5089	Δp	Caída de presión interna	Pa
n _i = 75	n _i	Eficiencia del interenfriador	%
q = 7.3324	q	Calor transferido	W

Tabla 4.2 Resultados corrida programa dimensión

4.1.3.- Cálculo de comportamiento del interenfriador actual (experimentalmente)

A partir de la tabla 3.1.1 se calculó la temperatura de pared promedio en el lado externo de los conductos del interenfriador, a continuación se muestra una tabla que contiene los promedios por tubo; luego una que contiene los promedio por posición y finalmente el promedio final:

v de giro del motor: 8000 RPM				
v antes del IC (aire ext.): 8,3 m/s			v después del IC (aire ext.): 5,3m/s	
T antes del IC (aire ext.): 23 °C			T después del IC (aire ext.): 26 °C	
T antes del IC (aire int.): 70°C			T después del IC (aire int.): 45°C	
Caída de P en el IC (aire ext.): 1,8 cm H ₂ O			P antes del IC (aire int.): 24,7 psia	
Posición		(°C)		
		B	G	M
Prom	Iz. F	34,00	34,00	34,00
	Der. F	35,00	34,00	34,00
	Iz. P	33,33	33,67	33,67
	Der. P	33,67	33,67	34,00
	Frontal	34,00	34,33	34,33
	Posterior	35,00	34,67	34,67

Tabla 4.3 Resultados previos interenfriador 2005

Posición	T (°C)
Iz. F	34,00
Der. F	34,33
Iz. P	33,55
Der. P	33,78
Frontal	34,22
Posterior	34,78
Promedio (T_{w,e})	34,11

Tabla 4.4 Promedio interenfriador 2005

Luego, se calculó la eficiencia del intercambiador utilizando la siguiente expresión:

$$\eta_i = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{70 - 45}{70 - 23} = 0,532 = 53,2\%$$

CAPÍTULO V

Análisis de Resultados

5. - Análisis de Resultados

5.1.- Resultados dinamómetro

A continuación se presentan los resultados de las dos pruebas experimentales realizadas al interenfriador en noviembre de 2005:

8000 RPM	
n_i	53,2 %
$T_{w,e}$	307,11 K
Δp (exterior)	176,3 Pa

Tabla 5.1- Resultados dinamómetro 8000 RPM

5000 RPM	
n_i	68,4 %
$T_{w,e}$	298,46 K
Δp (exterior)	176,3 Pa

Tabla 5.2 Resultados dinamómetro 5000 RPM

5.2.- Resultados programa

5.2.1.- Resultados comparativos

Con la finalidad de comparar los resultados obtenidos experimentalmente, se realizaron dos corridas en el programa térmico con las mismas condiciones a las cuales fueron realizadas las pruebas experimentales; a continuación se presentan los resultados:

Condiciones		Resultados	
RPM	8.000 RPM	T _{c,i}	296,0000 K
		T _{c,o}	301,1564 K
T _{c,i}	23 °C	T _{h,i}	364,0409 K
		T _{h,o}	323,2164 K
		T _{w,e}	310,6335 K
P2	170.272,57 Pa (24,7 psia)	Δp	734,7120 Pa
		Δp (exterior)	610,4252 Pa
Vel	30 km/h	n _i	60 %
		q	2,6763 W

Tabla 5.3 Resultados corrida 8000 RPM

Condiciones		Resultados	
RPM	5.000R PM	T _{c,i}	296,0000 K
		T _{c,o}	296,9224 K
T _{c,i}	23 °C	T _{h,i}	315,9924 K
		T _{h,o}	300,9981 K
		T _{w,e}	298,6448 K
P2	115.114,51 Pa (16,7 psia)	Δp	396,6817 Pa
		Δp (exterior)	615,7602 Pa
Vel	30km/h	n _i	75 %
		q	0,4787 W

Tabla 5.4 Resultados corrida 5000 RPM

En lo concerniente a las pruebas efectuadas en el dinamómetro, se tomaron los datos correspondientes a las tablas 3.1.1. y 3.1.2.; estos valores fueron comparados con los resultados obtenidos en el programa térmico. Entre ellos se observó una diferencia de

eficiencia de aproximadamente 7% en 5.000 y 8.000 RPM, y en la temperatura de pared exterior se registra una diferencia 3°C; sin embargo, en la caída de presión exterior los valores obtenidos por ambos métodos son bastantes diferentes para las dos condiciones.

5.2.2.- Resultados de diseño

Con la finalidad de evaluar en interenfriador actual y estudiar la posibilidad de un nuevo diseño, se realizaron diversas corridas del programa térmico que simularon el comportamiento del interenfriador actual en diversas condiciones.

La velocidad promedio del circuito de carreras en Michigan es 60 km/h, el motor del vehículo Formula-SAE funciona hasta aproximadamente 13.000 RPM, por lo tanto se consideró una condición promedio de funcionamiento para el diseño del nuevo interenfriador:

RPM	10.000 RPM
Vel	60 km/h
$T_{h,i}$	396,8 K
P2	31,7 psia

Tabla 5.5 Condiciones de diseño

Como se observa en la tabla 5.5 las referidas condiciones el turbocargador del vehículo descarga el aire a una presión de aproximadamente $P_2 = 31,7$ psia y a una temperatura de 396,8 K.

A continuación se muestra la tabla que contiene los resultados correspondientes al interenfriador actual a las referidas condiciones:

Actual			
Condiciones		Resultados	
RPM	10.000 RPM	T _{c,i}	296,0000 K
		T _{c,o}	301,4542 K
T _{c,i}	23 °C	T _{h,i}	396,7751 K
		T _{h,o}	338,3256 K
P2	218.563,81 Pa (31,7 psig)	Δp	1.014,0 Pa
			0.1471 psi
Vel	60 km/h	n _i	58 %
		q	5,6618 W

Tabla 5.6 Resultados corrida interenfriador 2005

Dado que el rendimiento del interenfriador arrojó un valor bajo (58 %), se realizó una corrida en el programa de dimensionamiento, en la cual las condiciones de entrada fueron las de diseño; la finalidad fue obtener las dimensiones de interenfriador que garantizara una eficiencia de 75% en las condiciones de diseño. Con las características geométricas del interenfriador 2005, el programa arrojó un resultado en el cual la colmena tenía dimensiones que no cumplían con los requerimientos del vehículo. Por lo tanto se introdujeron características de colmena suministradas por un fabricante nacional (INFRA C.A.). Estas arrojaron resultados de dimensiones que sí satisfacen los requerimientos del problema; a continuación se muestran las dimensiones de colmena que arroja el programa dimensión con las características de INFRA C.A.

Resultado	Dimensión	Unidades
Le=0.0595	Longitud externa	m
Li22=0.199	Longitud interna	m
L3ref=0.2430	Ancho del interenfriador	m

Tabla 5.7 Dimensiones para interenfriador propuesto

En la tabla anterior se pueden distinguir tres dimensiones, la primera: “Le” es la longitud recorrida por el fluido externo (o frío) que es el ancho de la colmena. La segunda: “Li22” es la longitud que recorre el fluido interno (o caliente) y esta representada por la altura de la colmena. Por ultimo: “L3ref” que significa el ancho de la colmena, ésta esta limitada ya que los tubos de la colmena tienen ancho y espaciamiento fijo (ver anexo G).

Las dimensiones de colmena resultantes de la corrida, son más pequeñas que las del interenfriador actual. Con estas dimensiones y sus características geométricas se analizó esta colmena en el programa térmico, arrojando los siguientes resultados:

Propuesto			
Condiciones		Resultados	
RPM	10.000 RPM	$T_{c,i}$	296,0000 K
$T_{c,i}$	23 °C	$T_{c,o}$	303,5243 K
		$T_{h,i}$	396,7751 K
P2	218.563,81 Pa (31,7 psig)	$T_{h,o}$	321,1938 K
		Δp	2.478,4 Pa
Vel	60 km/h	ni	75 %
		q	7,3322 W

Tabla 5.8 Resultados programa térmico para interenfriador propuesto a condiciones de diseño

Luego se realizó el mismo cálculo anterior pero con la temperatura ambiental: $T_{c,i}=15$ °C, correspondiente a la ciudad de Detroit, sede de la competencia. A continuación se muestran los resultados:

Propuesto			
Condiciones		Resultados	
RPM	10.000 RPM	$T_{c,i}$	288,0000 K
$T_{c,i}$	15°C	$T_{c,o}$	295,4609 K
		$T_{h,i}$	387,3765 K
P2	218.563,81 Pa (31,7 psig)	$T_{h,o}$	311,8504 K
		Δp	2.495,5 Pa
Vel	60 km/h	ni	76 %
		q	7,4988 W

Tabla 5.9 Resultados programa térmico para interenfriador propuesto a 15°C

Los valores de la tabla 5.12, indicaron que efectivamente la colmena analizada cumple con el 75% de eficiencia impuesto para esas condiciones; es de notar, que la caída de presión tuvo un aumento significativo con respecto a la colmena anterior.

5.2.3.- Análisis comparativo

Posteriormente se realizaron corridas con la finalidad de comparar el comportamiento del diseño de interenfriador 2005 con el propuesto para el vehículo 2006.

Primero se efectuaron corridas manteniendo las siguientes condiciones de entrada constantes:

RPM	10.000
P2 (psia)	31,7
$T_{h,o}$ (K)	296,00
$T_{h,i}$ (K)	396,78

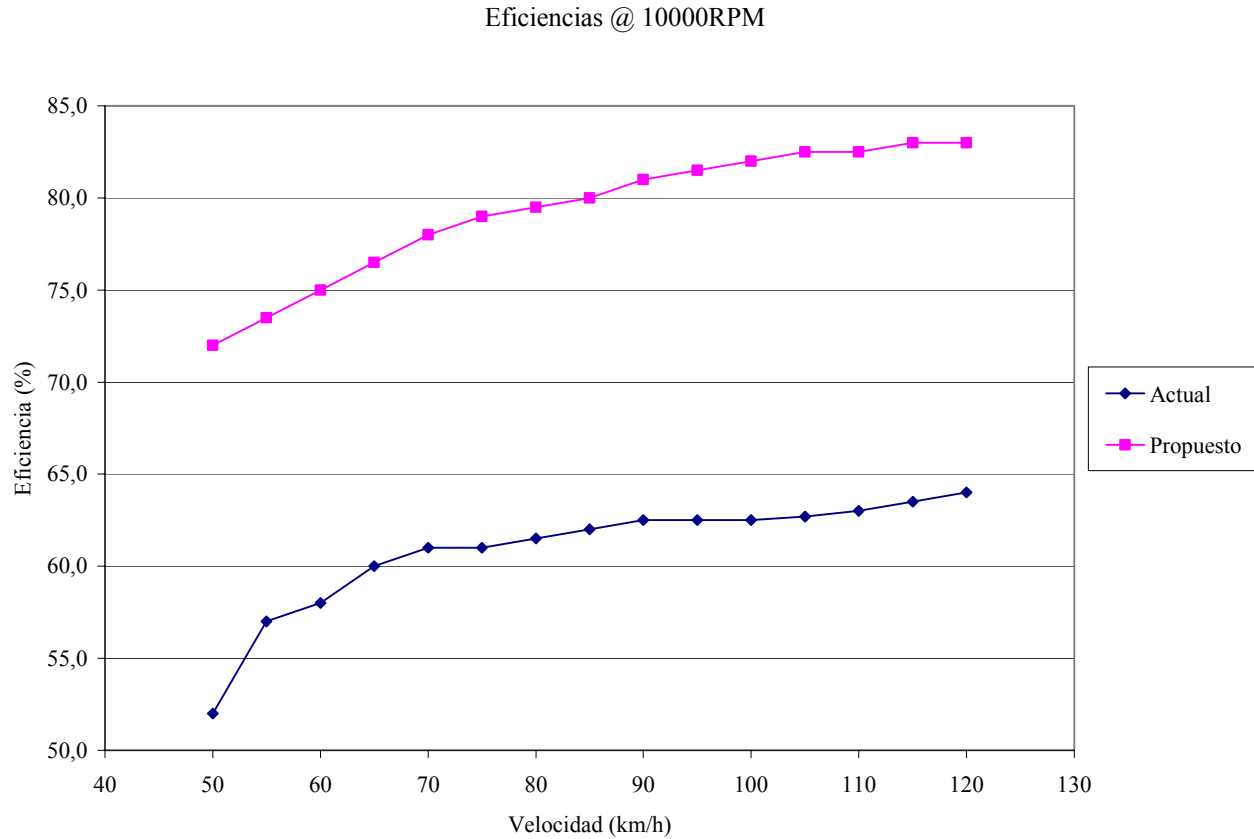
Tabla 5.10 Condiciones de entrada para análisis comparativo

Al contrario de las condiciones mostradas anteriormente la velocidad del aire exterior se varió en un rango de 50 a 120 km/h y se tomaron los valores de eficiencia del interenfriador y caída de presión para cada caso. A continuación se muestran los resultados:

Vel (km/h)	Actual		Propuesto	
	n _i (%)	Δp (Pa)	n _i (%)	Δp (Pa)
50	52,0	1.262,60	72,0	2.475,60
55	57,0	1.254,60	73,5	2.483,30
60	58,0	1.253,70	75,0	2.478,40
65	60,0	1.250,70	76,5	2.468,90
70	61,0	1.249,40	78,0	2.459,20
75	61,0	1.249,90	79,0	2.453,20
80	61,5	1.248,30	79,5	2.452,40
85	62,0	1.247,60	80,0	2.448,30
90	62,5	1.246,90	81,0	2.440,40
95	62,5	1.247,00	81,5	2.437,80
100	62,5	1.247,00	82,0	2.435,10
105	62,7	1.247,30	82,5	2.432,40
110	63,0	1.245,20	82,5	2.432,00
115	63,5	1.244,30	83,0	2.427,90
120	64,0	1.243,30	83,0	2.423,00

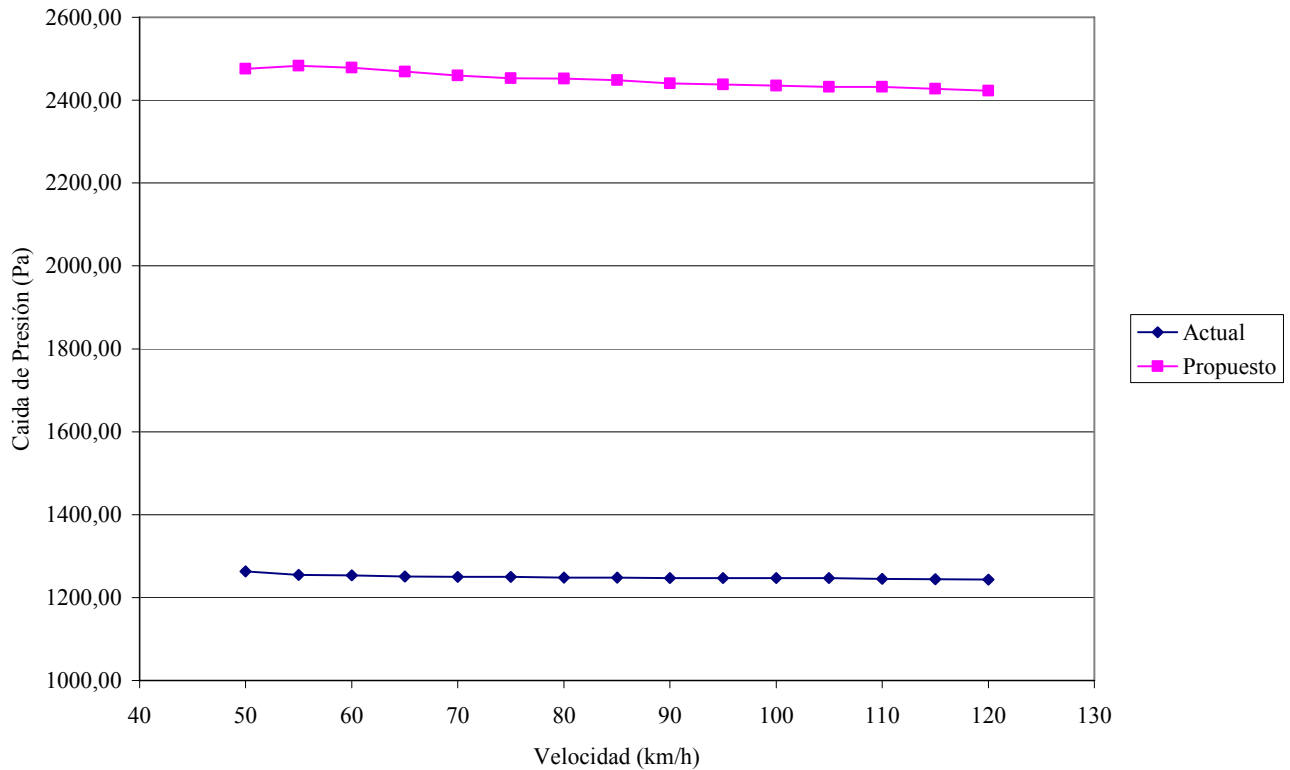
Tabla 5.11 Resultados análisis comparativo eficiencia y caída de presión en función de la velocidad del vehículo

Con los valores de la tabla anterior se construyeron las gráficas 5.1 y 5.2; con la finalidad de poder observar de una manera clara el comportamiento de ambos diseños.



Gráfica 5.1 Eficiencia vs. velocidad del vehículo, para ambos interenfriadores

Caída de Presión @ 10000RPM



Gráfica 5.2 Caída de presión vs. velocidad del vehículo, para ambos interenfriadores

En la gráfica 5.1 se puede observar el notable incremento de la eficiencia del interenfriador propuesto con respecto al actual en todos los puntos de operación mostrados en la gráfica; además, el comportamiento del actual presenta un incremento brusco de eficiencia en el rango de 50 a 70 km/h, para luego mantener un aumento de eficiencia gradual y bajo en el rango de 70 a 120 km/h ya que solo aumenta 4%.

Por su parte el intercambiador propuesto presenta un comportamiento más estable, manteniendo aumentos uniformes de eficiencia en todo el rango de velocidades, además de que estos valores son excelentes y superan las expectativas.

En lo que respecta a la caída de presión, de acuerdo a la grafica 5.2 en ambos interenfriadores la caída de presión se mantiene cercana a un valor fijo en todo el intervalo

representado. El interenfriador 2006 ocasiona una caída de presión de más o menos el doble de la que ocasiona el 2005 o actual, sin embargo este valor solo representa el 1% de la presión de entrada al interenfriador.

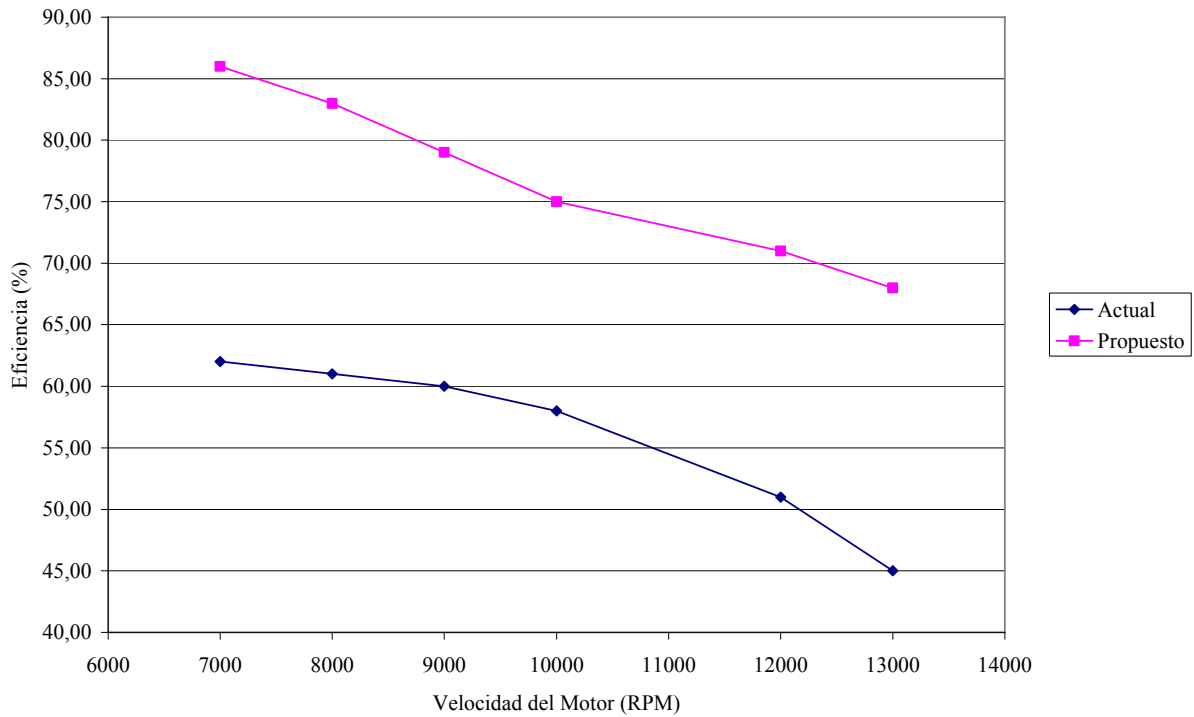
La tabla 5.15 muestra los resultados de varias corridas en las que la velocidad del aire que circula por el exterior se mantiene constante, al igual que la temperatura ambiental; variando la cantidad de aire que ingresa al interenfriador por medio de las RPM del motor y por lo tanto varia también la presión entregada por el compresor del turbo.

Vel (RPM)	P2 (psia)	Actual		Propuesto	
		n _i (%)	Δp (Pa)	n _i (%)	Δp (Pa)
7.000	22,7	62,0	651,63	86,0	1.246,20
8.000	24,7	61,0	776,24	83,0	1.587,80
9.000	27,7	60,0	908,67	79,0	1.985,10
10.000	31,7	58,0	1.253,70	75,0	2.478,40
12.000	32,7	51,0	1.605,20	71,0	3.429,80
13.000	33,7	45,0	1.819,80	68,0	3.969,80

Tabla 5.12 Resultados análisis comparativo eficiencia y caída de presión en función de la velocidad del motor

Las gráficas 5.3 y 5.4 son una representación de la tabla 5.15, en ellas se observan claramente los comportamientos de los interenfriadores bajo las condiciones impuestas, en la cual la eficiencia del interenfriador propuesto para el vehículo 2006 se mantiene siempre por encima del valor máximo obtenido por el interenfriador 2005, en el rango representado, que es el promedio bajo el cual se comporta el motor en la competencia.

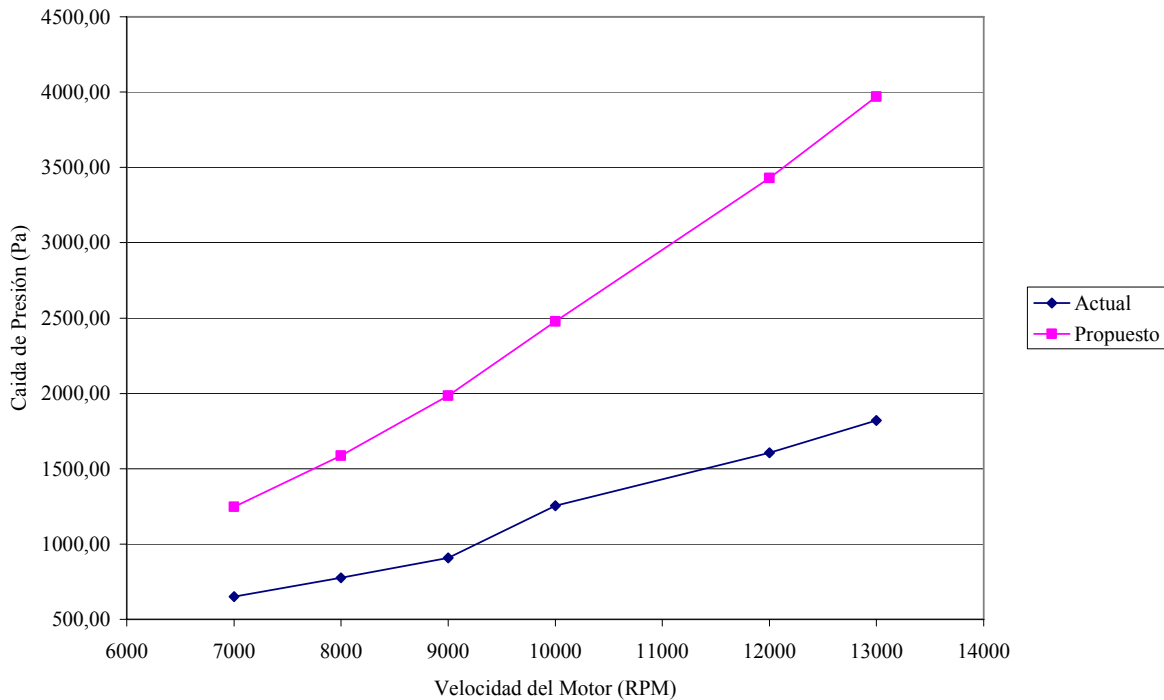
Eficiencias @ 60km/h



Gráfica 5.3 Eficiencia vs. velocidad del motor, para ambos interenfriadores

En la gráfica 5.3 se observa que el descenso de la eficiencia del intercambiador 2005 es mucho más brusco a medida que aumenta la velocidad de giro del motor, mientras que para el interenfriador 2006 si bien el descenso de la eficiencia en el rango de 7.000 a 10.000 RPM es pronunciado, la eficiencia toma valores altos, mayores a 75 %. Por otro lado luego de las 10.000 RPM el descenso de los valores de eficiencia del interenfriador 2006 es menos precipitado, lo que ocasiona que a aún a 13.000 tenga 68 % de eficiencia en contraste con el predecesor que solo logra 45 %.

Caida de Presión @ 60km/h



Gráfica 5.4 Caída de presión vs. velocidad del motor, para ambos interenfriadores

El comportamiento de la caída de presión, es el esperado pues su valor aumenta con la cantidad de flujo interior que circula por el interenfriador, sin embargo claramente se observa que los valores del propuesto para el 2006 aumentan de manera mas acelerada que los del interenfriador 2005. Esto se debe a que los conductos de la colmena del interenfriador propuesto son más delgados.

De acuerdo a la gráfica 5.4 a 13.000 RPM la caída de presión del interenfriador propuesto duplica el valor correspondiente al interenfriador actual, si embargo este valor solo es el 1,7 % de la presión entregada por el compresor del turbo; además la tabla 5.16 muestra que para esa condición la densidad a la salida del interenfriador sigue siendo mayor para el caso del propuesto.

13000RPM				
Vel=60km/h	Tho (K)	P3 (kPa)	R (kPa*m ³ /kg*k)	ρ (kg/m ³)
Actual	359,63	230,51	0,287	2,23
Propuesto	324,92	228,36	0,287	2,45

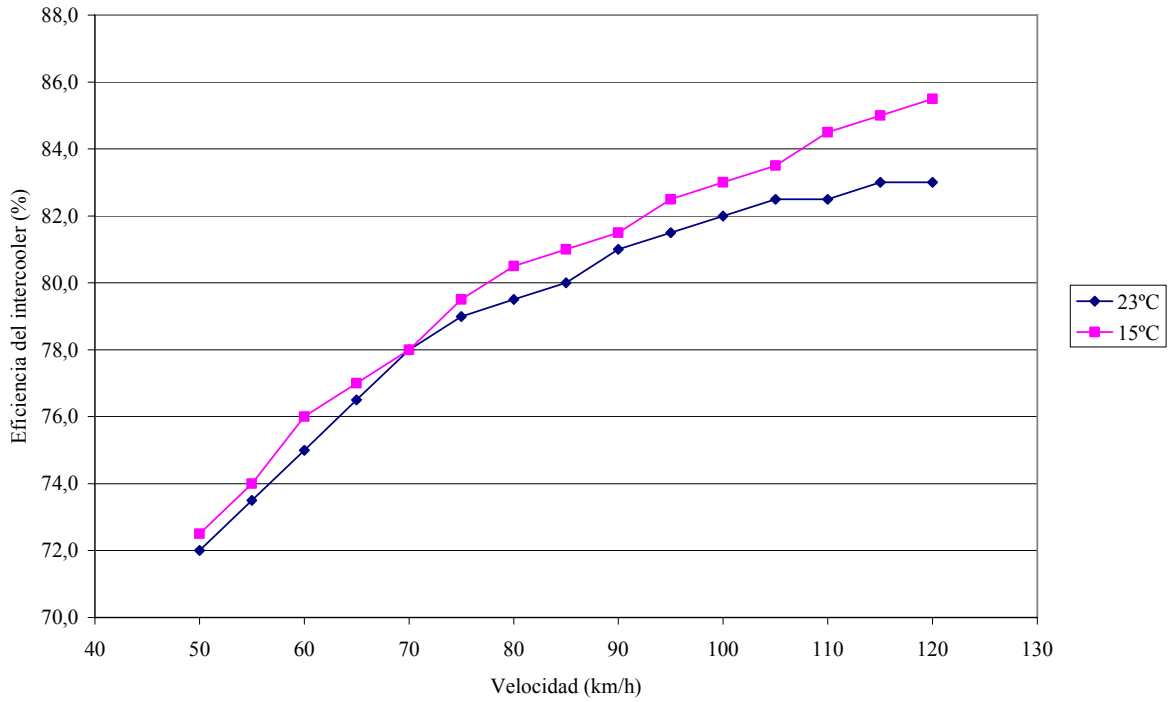
Tabla 5.13 Comparación temperatura de salida, presión y densidades en ambos interenfriadores

A continuación y debido a que el vehículo competirá en Detroit, Michigan; se muestran dos tablas y sus respectivas gráficas, que resumen las corridas que se realizaron en el programa térmico para comparar la eficiencia del interenfriador propuesto en ambas condiciones. (Caracas y Detroit).

Propuesto @ 10.000 RPM		
Vel (km/h)	η _i (%)	
	23°C	15°C
50	72,0	72,5
55	73,5	74,0
60	75,0	76,0
65	76,5	77,0
70	78,0	78,0
75	79,0	79,5
80	79,5	80,5
85	80,0	81,0
90	81,0	81,5
95	81,5	82,5
100	82,0	83,0
105	82,5	83,5
110	82,5	84,5
115	83,0	85,0
120	83,0	85,5

Tabla 5.14 Eficiencias del interenfriador propuesto a distintas velocidades del vehículo en condiciones ambientales de Caracas y Detroit

Caracas Vs. Michigan @ 10000RPM

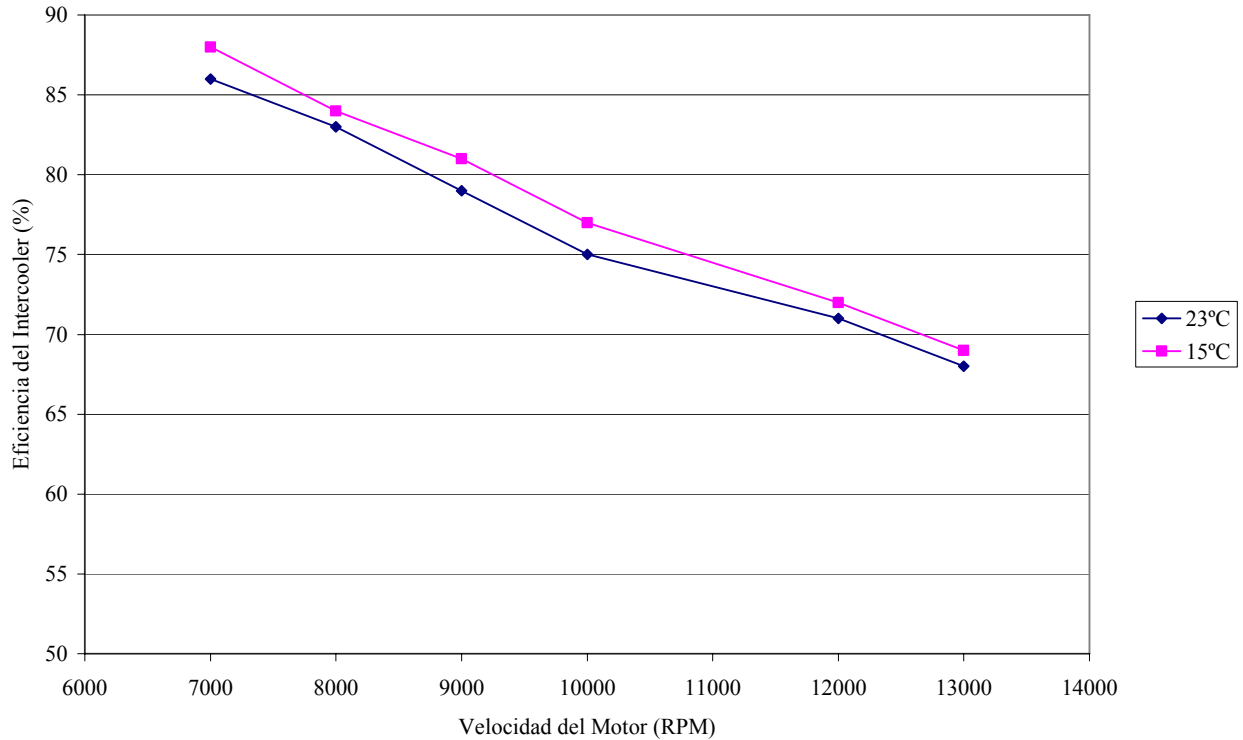


Gráfica 5.5 Eficiencia vs. Velocidad del vehículo, del interenfriador propuesto en condiciones del aire de Caracas y Detroit

Propuesto @ 60km/h			
RPM	P2 (psia)	η_i (%)	
		23°C	15°C
7.000	22,7	86	88
8.000	24,7	83	84
9.000	27,7	79	81
10.000	31,7	75	77
12.000	32,7	71	72
13.000	33,7	68	69

Tabla 5.15 Eficiencias del interenfriador propuesto a distintas velocidades del motor, en condiciones del aire de Caracas y Detroit

Caracas Vs. Michigan @ 60 km/h



Gráfica 5.6 Eficiencia vs. Velocidad del motor, del interenfriador propuesto en condiciones del aire de Caracas y Detroit

El comportamiento que presentan ambas gráficas es similar en cuanto al aumento de la eficiencia debido a la disminución en el valor de la temperatura ambiental. El aumento mantiene un valor promedio de 1% en todas las condiciones.

5.3.- Análisis CFD

El interenfriador propuesto fue analizado en la herramienta CFD para analizar su comportamiento, en este caso solo se analizo un conducto del equipo, para simplificar el tiempo de análisis ya que el software es pesado en el procesamiento, las condiciones de entrada fueron las mismas de diseño. En las figuras 5.1 y 5.2 se muestra el análisis de temperaturas.

En la figura 5.1, esta representado el proceso de avance en el análisis de las temperaturas de entrada y salida, el eje x representa la cantidad de iteraciones que realiza el programa y el eje y representa el valor de temperatura.

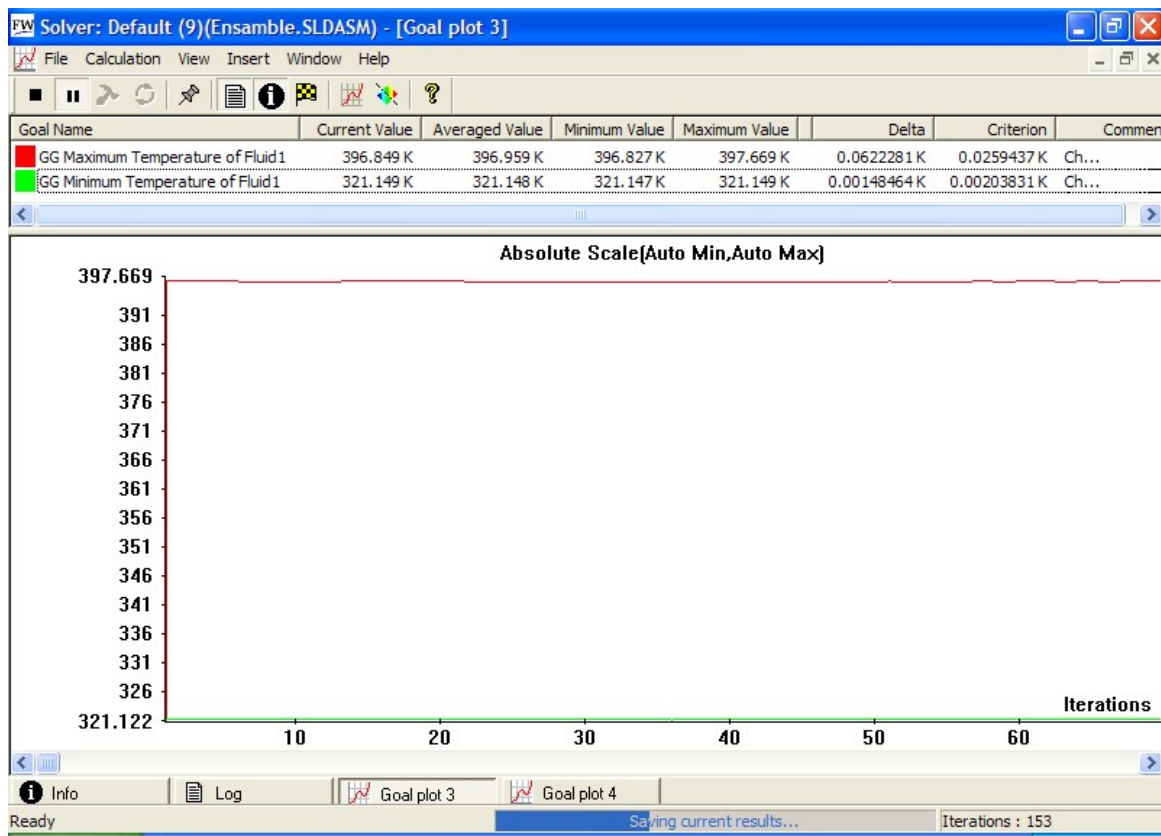


Figura 5.1 temperatura vs. iteraciones

Es notable la correspondencia que poseen estos resultados con los obtenidos en el programa elaborado en MatLab.

A continuación en la figura 5.2 se muestra el conducto visto desde abajo en el cual el flujo está saliendo del plano; en él se distingue un pequeño plano que muestra las temperaturas locales en el interior del mismo, cada valor se corresponde a un color y la leyenda esta en el lado izquierdo de la imagen, los valores de entrada y salida del conducto se corresponden con los de la figura 5.1 y coinciden con los calculados por el programa de térmico a las mismas condiciones.

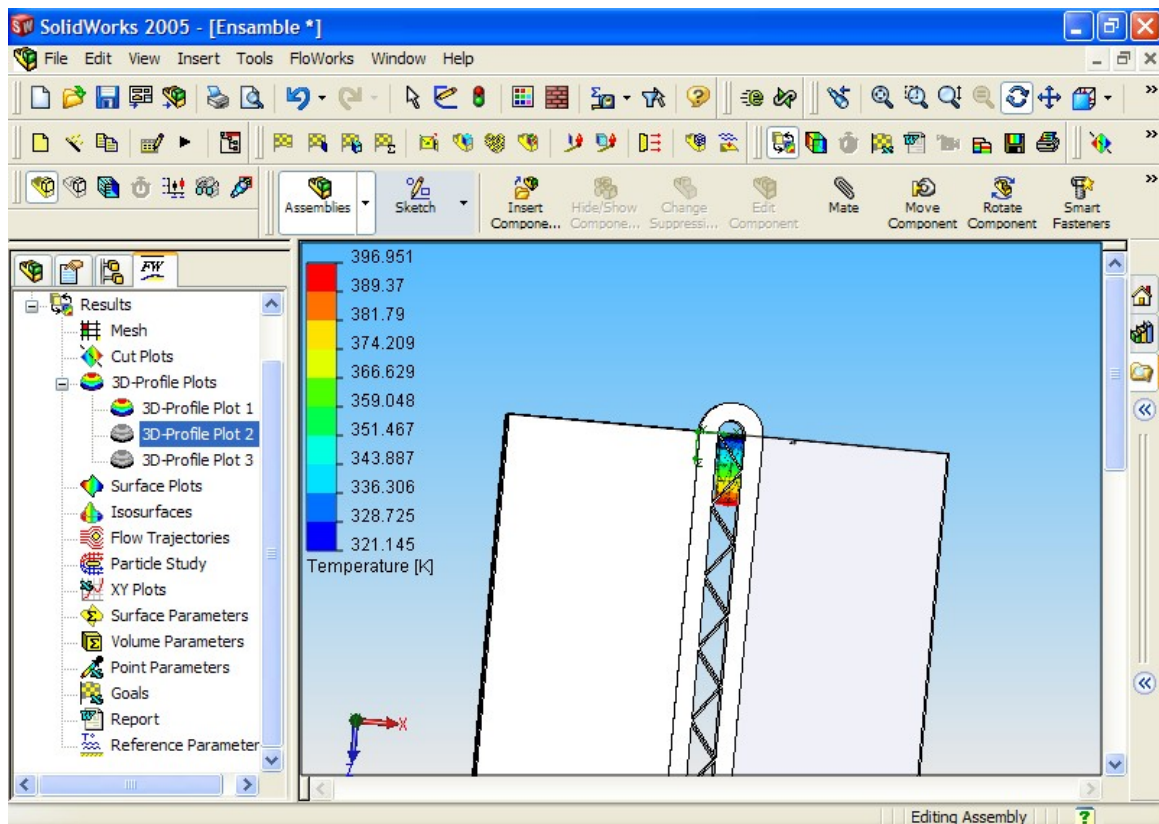


Figura 5.2 Análisis de temperatura (vista inferior)

En el programa Cosmos FloWorks también se analizó la densidad del aire, a las condiciones de diseño. En la figura 5.3 se muestra la gráfica que muestra los valores de densidad que obtuvo el programa a medida que iteraba.

En esta grafica se observa como el valor de densidad oscilo en las primeras iteraciones para luego converger a su valor final, que resultó muy semejante al obtenido en MatLab para las mismas condiciones.

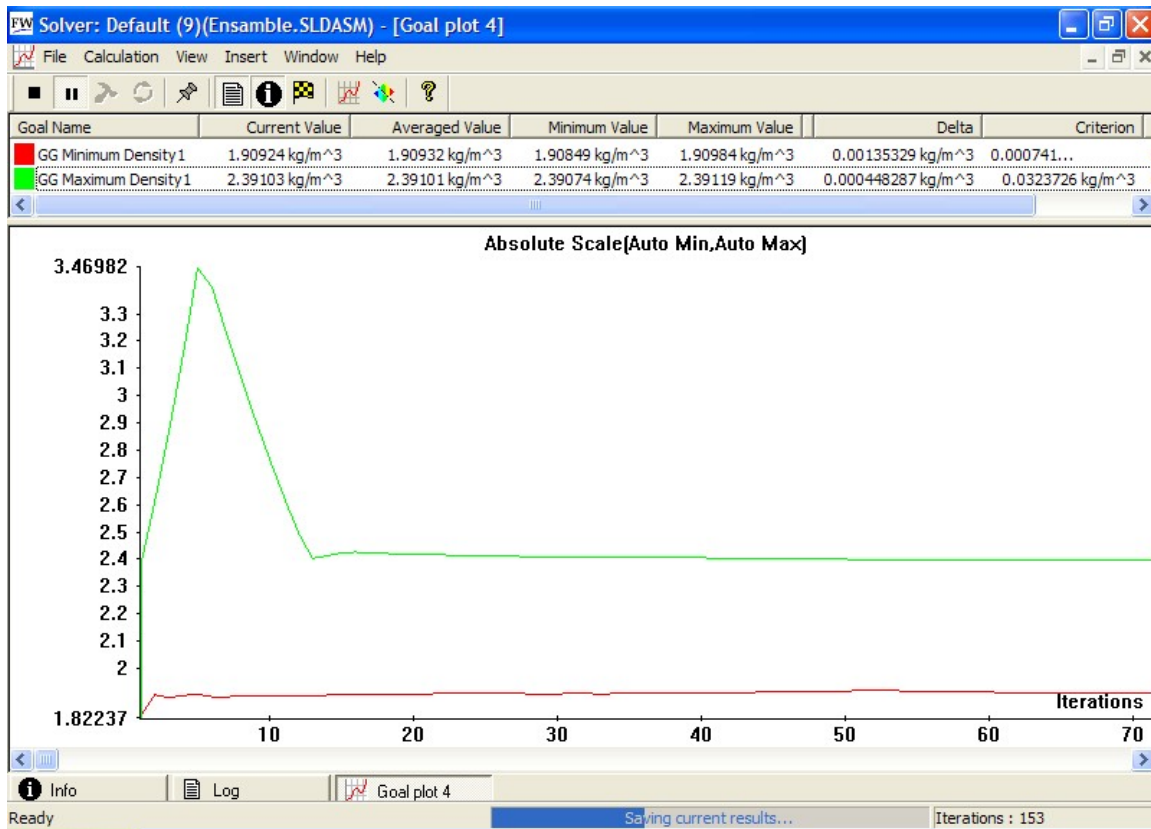


Figura 5.3 Densidad vs. iteraciones

Luego se muestra la figura 5.4 en la cual esta el conducto visto desde arriba (el flujo de aire entra al plano), al igual que en la figura 5.2, hay un pequeño plano dentro del tubo, pero esta vez muestra los valores de densidad locales, se observa que el valor es más alto a la salida que a la entrada y que además se corresponden con los arrojados por el programa térmico a la mismas condiciones.

Finalmente se presenta la tabla 5.16, que resume el análisis realizado por el software en las condiciones mencionadas, allí se pueden observar los valores promedio de las variables, los valores máximo y mínimo, además del resultado final.

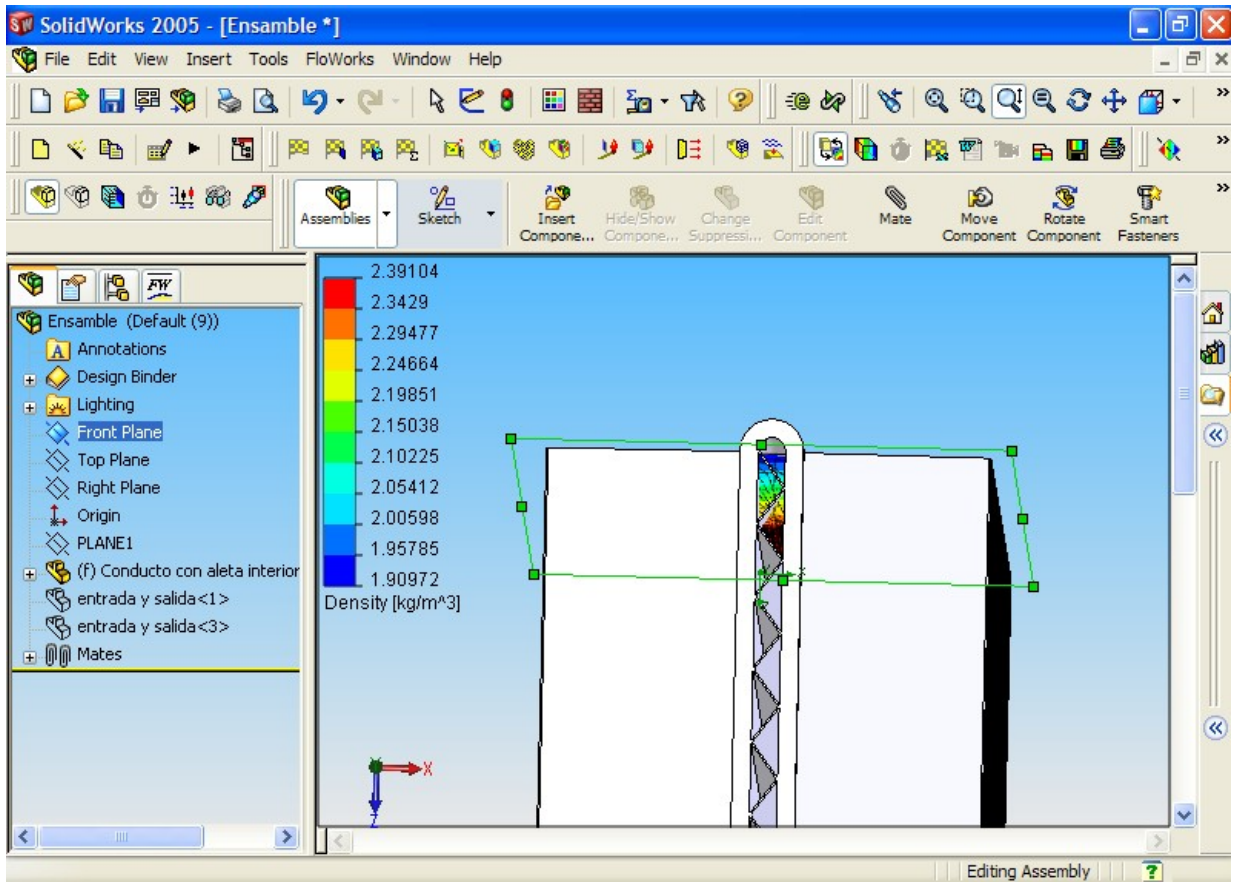


Figura 5.4 Análisis de densidad (vista superior)

Ensamble.SLDASM [Default (9)]								
Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Use In Convergence	Delta	Criteria
VG Minimum Temperature of Fluid1	[K]	321,1533097	321,153	321,153	321,154	Yes	0,000776698	0,001637082
VG Maximum Temperature of Fluid1	[K]	396,9510824	396,961	396,843	397,669	Yes	0,07055767	0,026228074
GG Minimum Temperature of Fluid1	[K]	321,1488962	321,148	321,147	321,149	Yes	0,001484645	0,002038314
GG Maximum Temperature of Fluid1	[K]	396,9510824	396,961	396,843	397,669	Yes	0,059512696	0,025943675
GG Minimum Density1	[kg/m^3]	1,909721362	1,90934	1,90858	1,90984	Yes	0,001263435	0,000741289
GG Maximum Density1	[kg/m^3]	2,391035252	2,39101	2,39074	2,39115	Yes	0,000409713	0,032372562
Iterations: 154 Analysis interval: 63								

Tabla 5.16. Resumen del análisis CFD

En la tabla 5.16 se observa que el programa realizó 154 iteraciones para realizar el análisis.

CONCLUSIONES

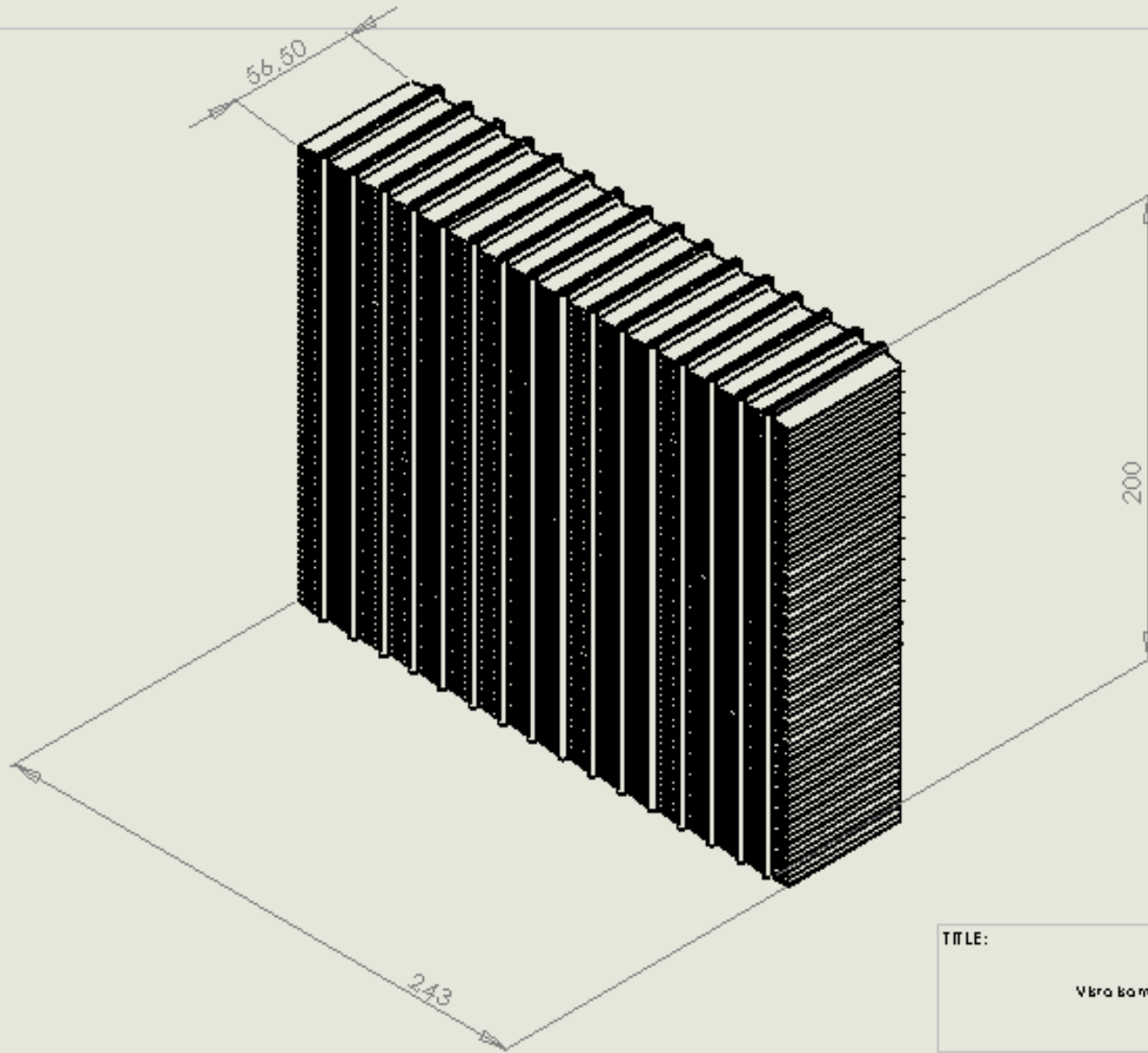
- Los resultados recabados en la prueba dinamométrica varían en un 7% de eficiencia con respecto a los valores obtenidos del programa, a las velocidades de giro del motor de 5.000 y 8.000 RPM.
- Las dimensiones del interenfriador propuesto para el vehículo 2.006 son tales que la eficiencia es 75% en las condiciones de diseño planteadas.
- La eficiencia del interenfriador del vehículo 2.005 es menor que la del interenfriador propuesto.
- la caída de presión en el interenfriador propuesto es mayor que para el interenfriador actual en todas las condiciones estudiadas.
- La caída de presión en el interenfriador propuesto no supera en ninguna de las condiciones estudiadas el 2% de la presión de salida del turbocargador.
- La densidad del aire a la salida del interenfriador propuesto es 9% mayor que para el interenfriador actual en la condición más desfavorable, con un valor de 2,45 kg/m³. Contra un valor de 2,23 kg/m³.
- La temperatura del aire atmosférico en Michigan favorece la eficiencia del interenfriador comparado con la ciudad de Caracas.
- Los resultados obtenidos en las herramientas computacionales se corresponden entre ellos.
- Al disminuir el espesor de conducto de 10 mm a 3,5 mm, aumenta tanto la transferencia de calor como la caída de presión, por lo tanto, se reduce las dimensiones de la colmena.
- El coeficiente convectivo interno es mayor que el externo en la colmena propuesta, en la colmena actual ocurre lo contrario.
- Se logró conseguir un fabricante de interenfriadores nacional, éste dispone de capacidad para fabricarlo según los requerimientos solicitados por el presente trabajo.

RECOMENDACIONES

- Para las pruebas experimentales de interenfriador, buscar equipos de medición de temperatura para colmenas, capaces de censar la temperatura y almacenarlas en tiempo real, para obtener datos exactos de las condiciones operativas del equipo.
- Obtener correlaciones de cálculo de número de Reynolds y número de Colburn para distintas configuraciones de aletas y tubos.
- Elaborar un trabajo de investigación enfocado en el diseño óptimo de deflectores para el ingreso del aire exterior a la colmena.

PLANOS
Interenfriador Propuesto

Sheet1



TITLE:		
Vibra Isomérica		
SEE	DWG. NO.	REV
A	1	1.0
SCALE: 1:5	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1

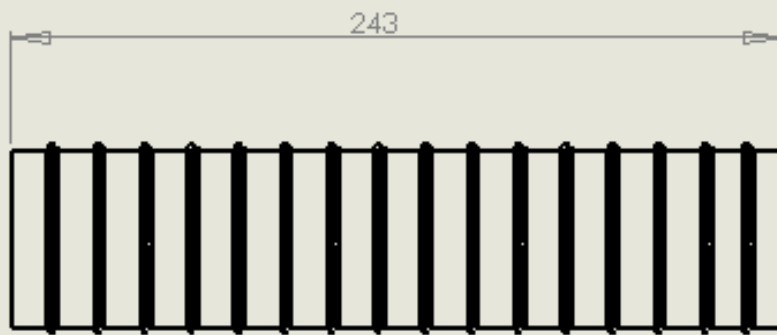
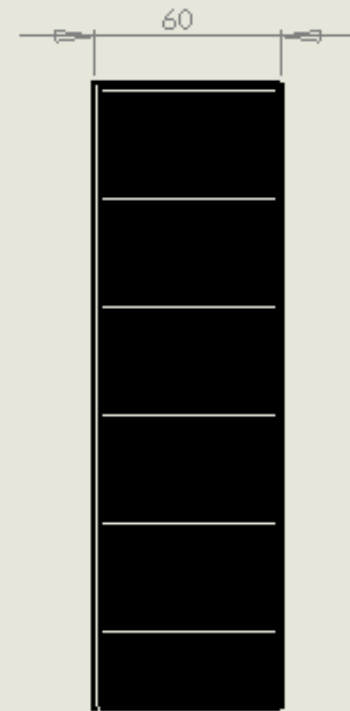
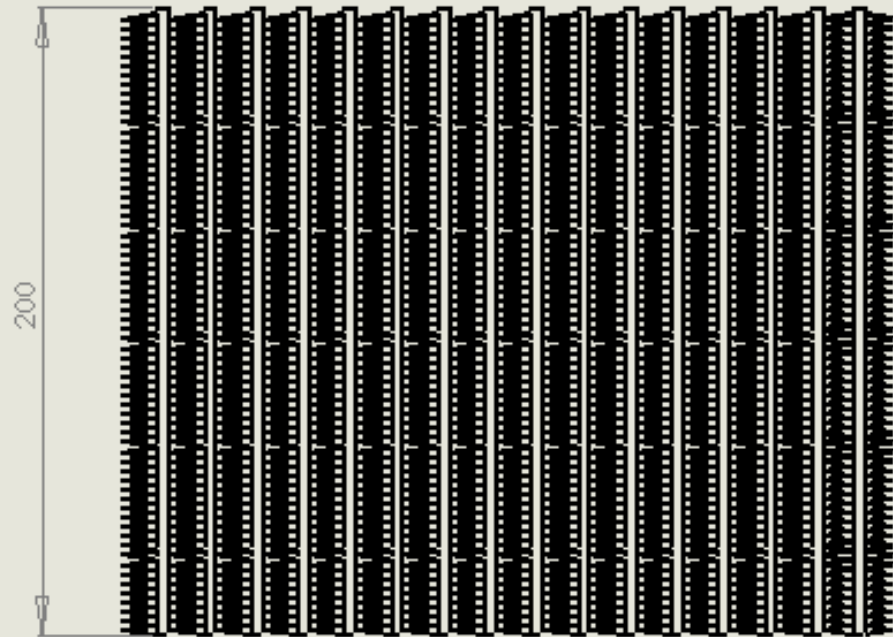
5

4

3

2

1



TITLE:		
Inventoría de arbores para fórmula SAF-UCV 2006		
SEE	DWG. NO.	REV
A		
SCALE: 1:5	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1

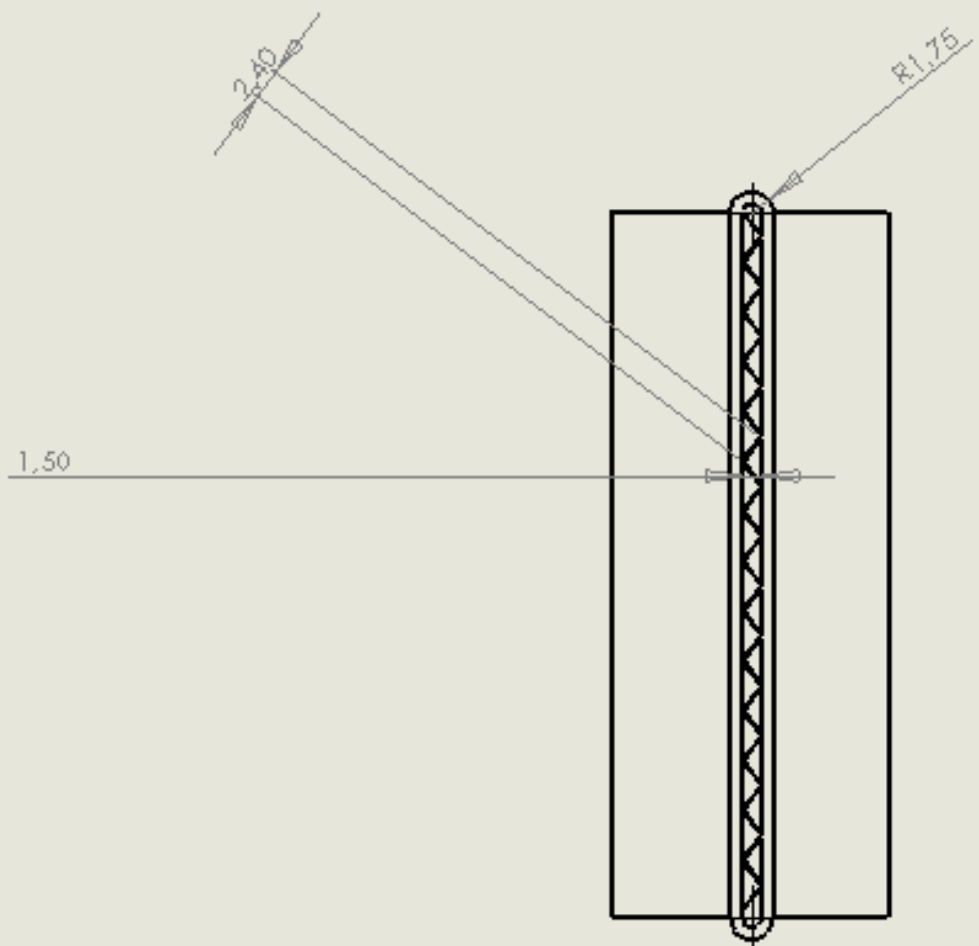
5

4

3

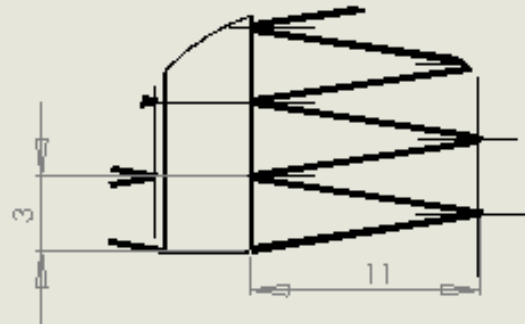
2

1



TITLE:		
Vidro superior do naufragos		
SIZE	DWG. NO.	REV
A	3	1.0
SCALE: 1:1	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1

5 4 3 2 1



DETAIL A
SCALE 4 : 1

TITLE:		
Vista aerale aleros exteriores		
SIZE	DWG. NO.	REV
A	4	1.0
SCALE: 1:1	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1

5

7

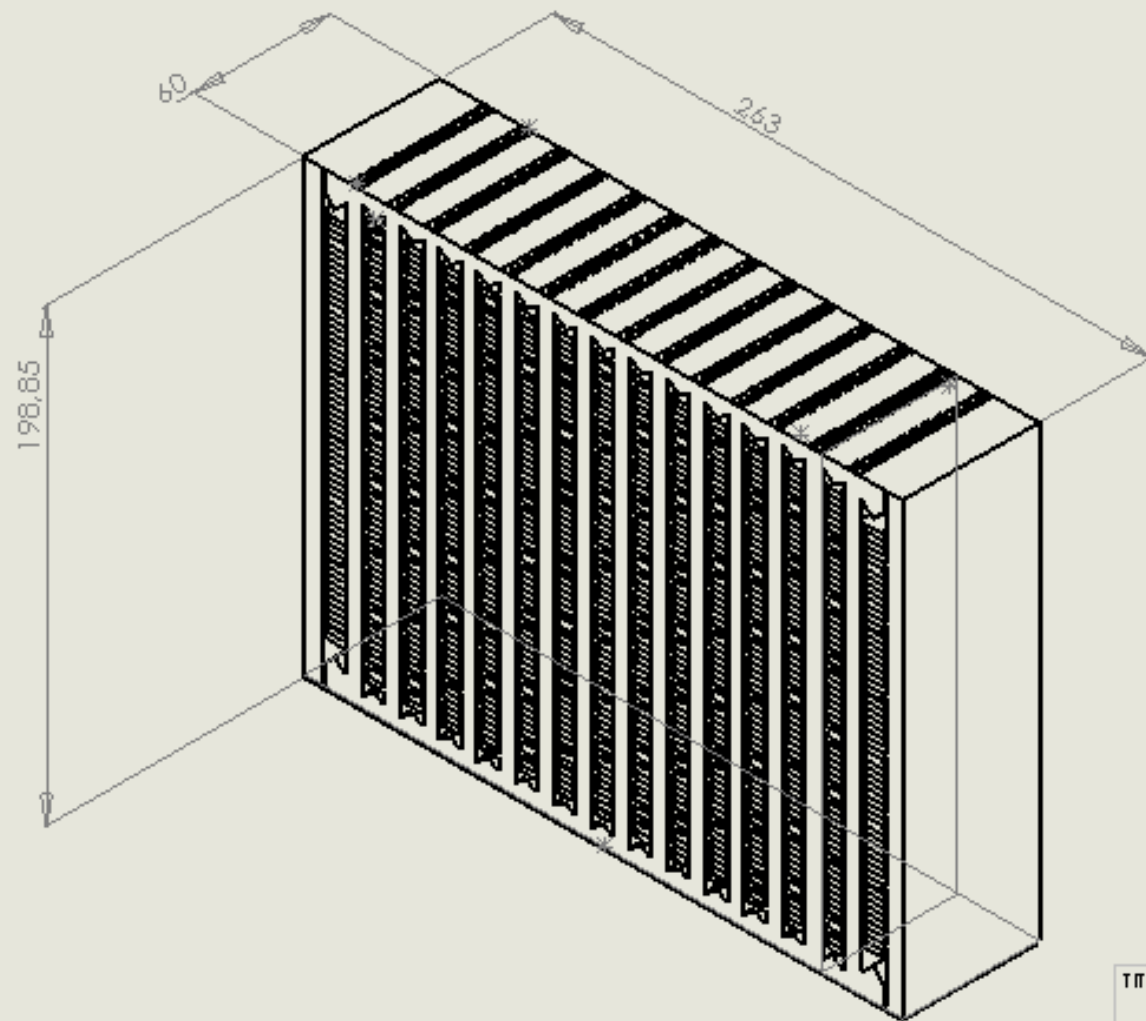
4

2

2

1

PLANOS
Interenfriador Actual



TITLE:		
Irene #10 cor 2005		
SIZE	DWG. NO.	REV
A	5	1.0
SCALE: 1:5	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1

5

4

3

2

1

BIBLIOGRAFÍA

- 1.- Frank P. Incropera, *Fundamentos de Transferencia de Calor*, 4ta Edición, Editorial Prentice Hall, 1999.
- 2.- Dante Giacosa, *Motores Endotérmicos*, 3ra Edición, Editorial Dossat.
- 3.- Juan Millares de Imperial, *Sobrealimentación de Motores*, Ediciones CEAC.
- 4.- Juan Millares de Imperial, *Sobrealimentación de Motores Rápidos*, Ediciones CEAC, 1989.
- 5.- J.P. Holman., *Transferencia de Calor*, 8va Edición, Editorial McGraw – Hill, 1998.
- 6.- MacInnes, Hugh, *Manual de Turbocargadores*, Tomo 5, Prentice – Hall Hispanoamérica, 1994.
- 7.- I.E. Idelchik, *Handbook of Hydraulic Resistance*, 3ra Edición, 1994.
- 8.- Warren M., Rohsenow, *Handbook of Heat Transfer*, 3ra Edición, McGrawHill, 1998.
- 9.- Ramesh K. Shah y Otros, *Handbook of Single – Phase Convective Heat Transfer*, Editorial John Wiley and Sons, 1987.
- 10.- Wang, Guihua, *Experimental Study on Convective Heat Transfer in an Intercooler*, SAE Technical Paper Series, 1998.
- 11.- Alos, Francisco. *Diseño Térmico de Enfriadores por Aire*, Tesis USB, 1998.

REFERENCIAS ELECTRONICAS

12.- Yahoo. Yahoo Weather: Reportes estadísticos del tiempo en Detroit, Michigan.
Disponible: http://weather.yahoo.com/forecast/USMI0229_f.html [Consulta: 2005, mayo 04].

13.- Turbo History, [Pagina Web en Línea]. Disponible:
<http://www.turbochargedpower.com/History.htm> [Consulta: 2005, junio 26]

14.- Honeywell Turbo Technologies. (2005). [Pagina Web en Línea]. Disponible:
http://www.honeywell.com/sites/ts/tt/aboutus_history.htm [Consulta: 2005, junio 26]

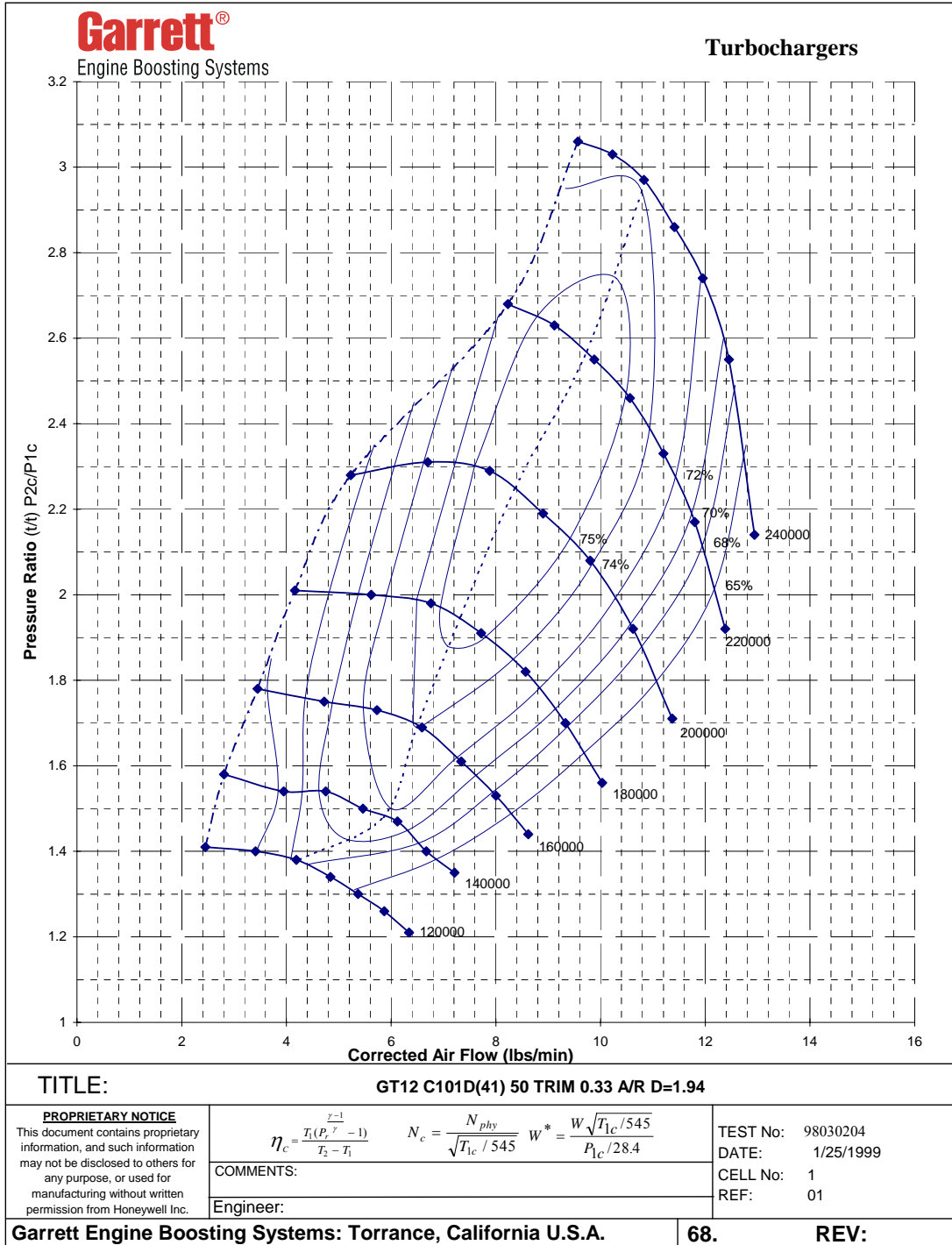
15.- HKS, Tuning Performance. (2006). [Página Web en Línea]. Disponible:
<http://www.hksusa.com> [Consultada: 2006, febrero 05]

16.- Street Imports, Products Catalog (2006). [Página Web en Línea]. Disponible:
<http://www.streetimports.com/products.asp?catid=95> [Consultada: 2006, febrero 05]

ANEXOS

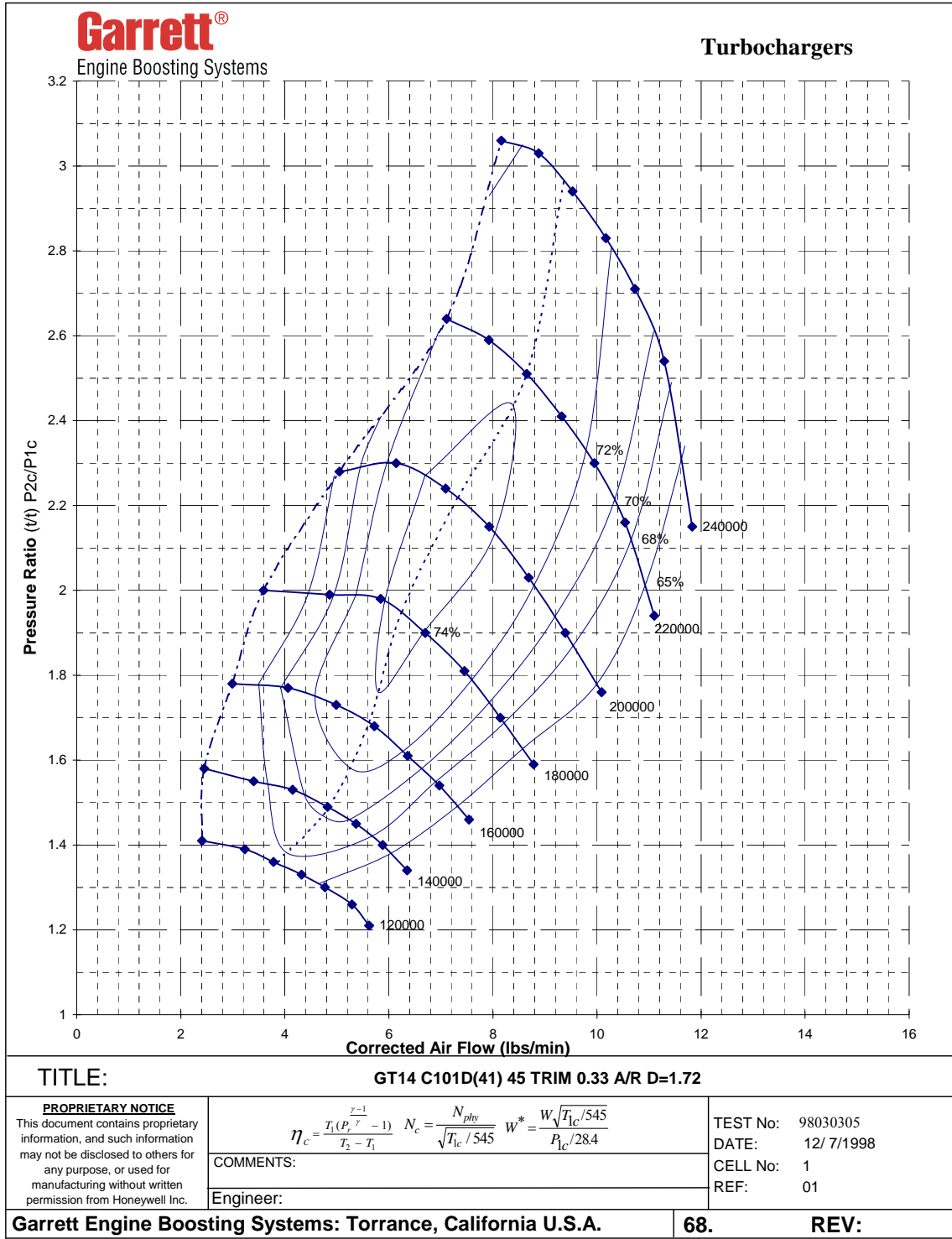
ANEXO A

Mapa del Compresor GT12



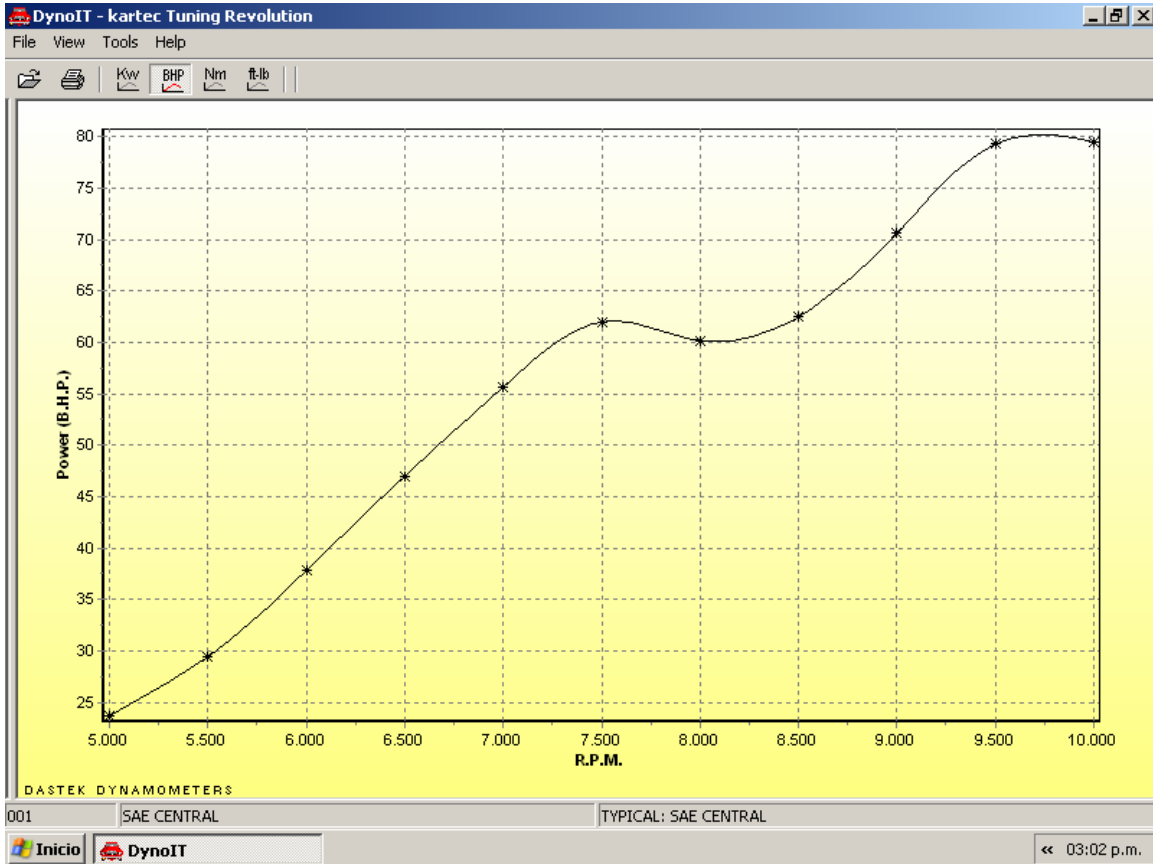
ANEXO B

Mapa del Compresor GT15V



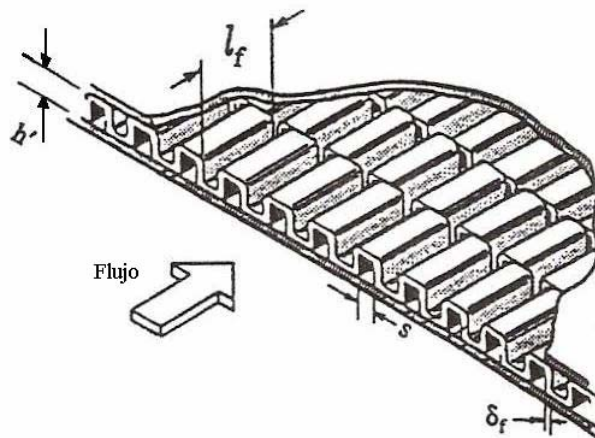
ANEXO C

Gráfica obtenida en Kartec del vehículo Formula SAE –UCV 2005



ANEXO D

Dimensiones que definen a las aletas



ANEXO E

Propiedades de transferencia de calor en metales

438 TRANSFERENCIA DE CALOR

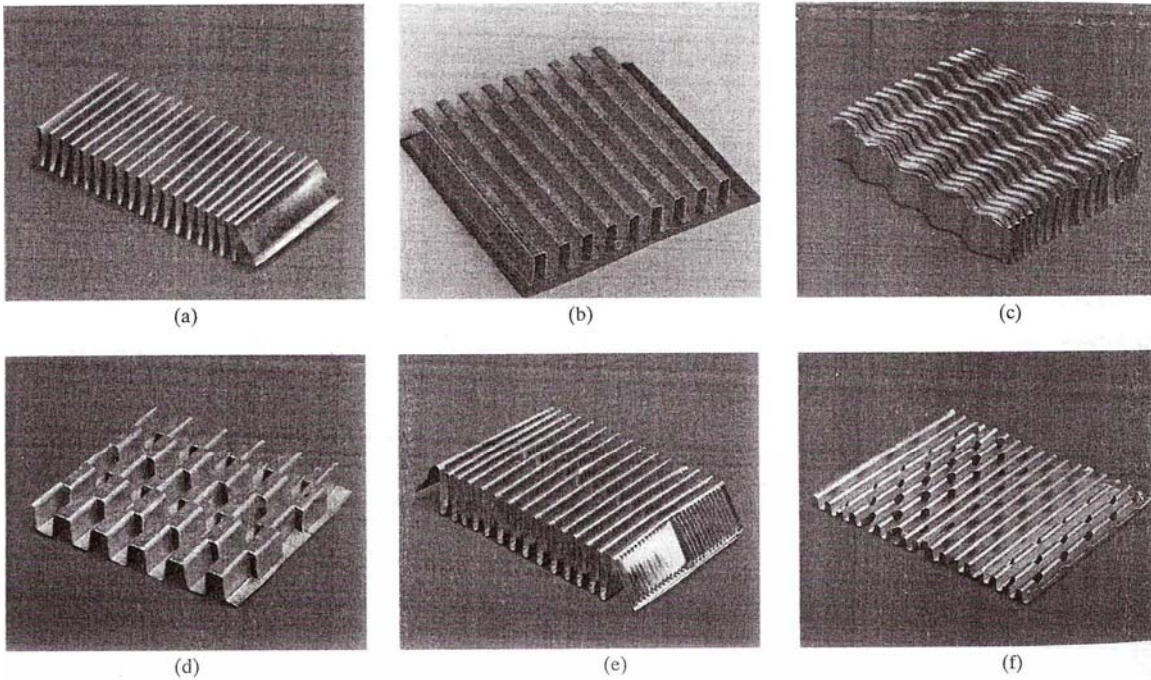
TABLA A.2

Propiedades de los metales*.

Metal	Propiedades a 20°C				Conductividad térmica k , W/m·°C									
	ρ , kg/m ³	c_p , kJ/kg·°C	k , W/m·°C	$\alpha \times 10^5$, m ² /s	-100°C -148°F	0°C 32°F	100°C 212°F	200°C 392°F	300°C 572°F	400°C 752°F	600°C 1.112°F	800°C 1.427°F	1.000°C 1.832°F	1.200°C 2.192°F
Aluminio:														
Puro	2.707	0,896	204	8,418	215	202	206	215	228	249				
Al-Cu (duraluminio), 94-96 % Al, 3-5 % Cu, trazas de Mg	2.787	0,883	164	6,676	126	159	182	194						
Al-Si (siluminio, cobre-portador), 86,5 % Al, 1 % Cu	2.659	0,867	137	5,933	119	137	144	152	161					
Al-Si (alusil), 78-80 % Al, 20-22 % Si	2.627	0,854	161	7,172	144	157	168	175	178					
Al-Mg-Si, 97 % Al, 1 % Mg, 1 % Si, 1 % Mn	2.707	0,892	177	7,311		175	189	204						
Plomo	11.373	0,130	35	2,343	36,9	35,1	33,4	31,5	29,8					
Hierro:														
Puro	7.897	0,452	73	2,034	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
Hierro forjado, 0,5 % C	7.849	0,46	59	1,626		59	57	52	48	45	36	33	33	33
Acero (C máx. \approx 1,5 %):														
Acero al carbono														
C \approx 0,5 %	7.833	0,465	54	1,474		55	52	48	45	42	35	31	29	31
1,0 %	7.801	0,473	43	1,172		43	43	42	40	36	33	29	28	29
1,5 %	7.753	0,486	36	0,970		36	36	36	35	33	31	28	28	29
Acero al níquel														
Ni \approx 0 %	7.897	0,452	73	2,026										
20 %	7.933	0,46	19	0,526										
40 %	8.169	0,46	10	0,279										
80 %	8.618	0,46	35	0,872										
Invar 36 % Ni	8.137	0,46	10,7	0,286										
Acero al cromo														
Cr = 0 %	7.897	0,452	73	2,026	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
1 %	7.865	0,46	61	1,665		62	55	52	47	42	36	33	33	
5 %	7.833	0,46	40	1,110		40	38	36	36	33	29	29	29	
20 %	7.689	0,46	22	0,635		22	22	22	22	24	24	26	29	
Cr-Ni (cromo-níquel): 15% Cr,														
10% Ni	7.865	0,46	19	0,527										
18% Cr, 8% Ni (V2A)	7.817	0,46	16,3	0,444	16,3		17	17	19	19	22	27	31	
20% Cr, 15% Ni	7.833	0,46	15,1	0,415										
25% Cr, 20% Ni	7.865	0,46	12,8	0,361										
Acero al wolframio														
W = 0 %	7.897	0,452	73	2,026										
1 %	7.913	0,448	66	1,858										
5 %	8.073	0,435	54	1,525										
10 %	8.314	0,419	48	1,391										

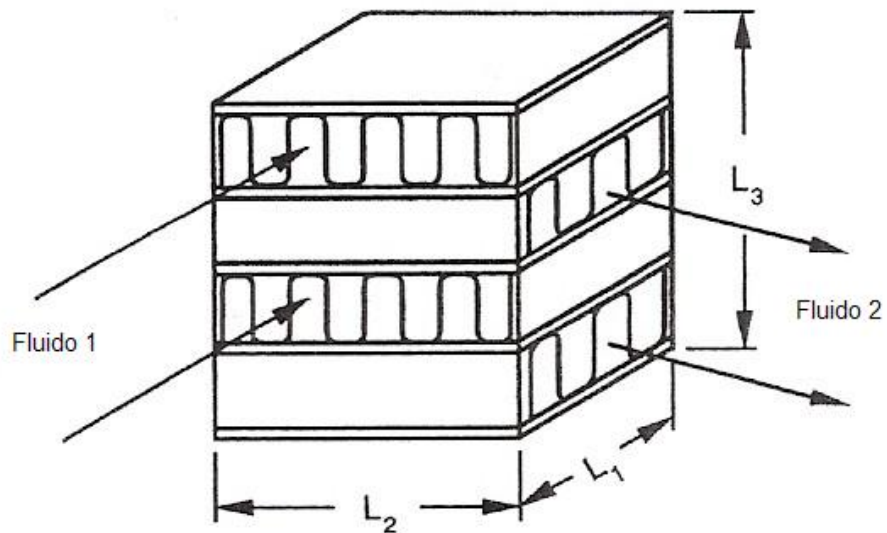
ANEXO F

Geometría de aletas para intercambiadores de calor de tipo compacto. (a) aletas planas triangulares, (b) aletas planas rectangulares, (c) aletas onduladas, (d) aletas no alineadas, (e) aletas persianizadas, (f) aletas perforadas.



ANEXO G

Intercambiador de calor de flujo cruzado y un solo paso



ANEXO H

Propiedades del aire a presión atmosférica

TABLA A.5

Propiedades del aire a la presión atmosférica*.

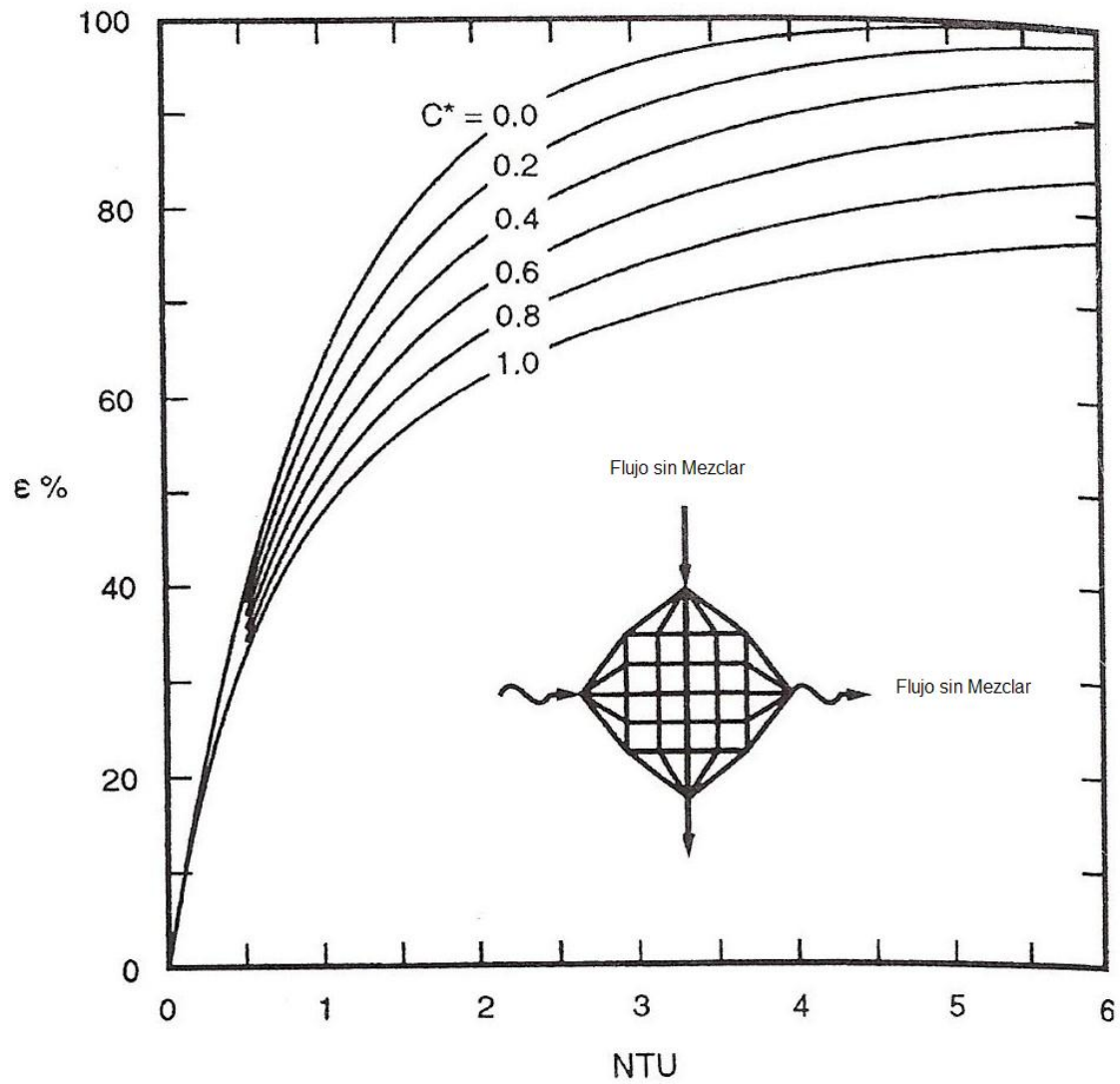
Los valores de μ , k , c_p y Pr dependen poco de la presión y se pueden utilizar en un intervalo bastante amplio de presiones

T , K	ρ , kg/m ³	c_p , kJ/kg·°C	$\mu \times 10^6$, kg/m·s	$\nu \times 10^6$, m ² /s	k , W/m·°C	$\alpha \times 10^4$, m ² /s	Pr
100	3,6010	1,0266	0,6924	1,923	0,009246	0,02501	0,770
-150	2,3675	1,0099	1,0283	4,343	0,013735	0,05745	0,753
200	1,7684	1,0061	1,3289	7,490	0,01809	0,10165	0,739
250	1,4128	1,0053	1,5990	11,31	0,02227	0,15675	0,722
300	1,1774	1,0057	1,8462	15,69	0,02624	0,22160	0,708
350	0,9980	1,0090	2,075	20,76	0,03003	0,2983	0,697
400	0,8826	1,0140	2,286	25,90	0,03365	0,3760	0,689
-450	0,7833	1,0207	2,484	31,71	0,03707	0,4222	0,683
500	0,7048	1,0295	2,671	37,90	0,04038	0,5564	0,680
550	0,6423	1,0392	2,848	44,34	0,04360	0,6532	0,680
600	0,5879	1,0551	3,018	51,34	0,04659	0,7512	0,680
650	0,5430	1,0635	3,177	58,51	0,04953	0,8578	0,682
700	0,5030	1,0752	3,332	66,25	0,05230	0,9672	0,684
750	0,4709	1,0856	3,481	73,91	0,05509	1,0774	0,686
800	0,4405	1,0978	3,625	82,29	0,05779	1,1951	0,689
850	0,4149	1,1095	3,765	90,75	0,06028	1,3097	0,692
900	0,3925	1,1212	3,899	99,3	0,06279	1,4271	0,696
950	0,3716	1,1321	4,023	108,2	0,06525	1,5510	0,699
1.000	0,3524	1,1417	4,152	117,8	0,06752	1,6779	0,702
1.100	0,3204	1,160	4,44	138,6	0,0732	1,969	0,704
1.200	0,2947	1,179	4,69	159,1	0,0782	2,251	0,707
1.300	0,2707	1,197	4,93	182,1	0,0837	2,583	0,705
1.400	0,2515	1,214	5,17	205,5	0,0891	2,920	0,705
1.500	0,2355	1,230	5,40	229,1	0,0946	3,262	0,705
1.600	0,2211	1,248	5,63	254,5	0,100	3,609	0,705
1.700	0,2082	1,267	5,85	280,5	0,105	3,977	0,705
1.800	0,1970	1,287	6,07	308,1	0,111	4,379	0,704
1.900	0,1858	1,309	6,29	338,5	0,117	4,811	0,704
2.000	0,1762	1,338	6,50	369,0	0,124	5,260	0,702
2.100	0,1682	1,372	6,72	399,6	0,131	5,715	0,700
2.200	0,1602	1,419	6,93	432,6	0,139	6,120	0,707
2.300	0,1538	1,482	7,14	464,0	0,149	6,540	0,710
2.400	0,1458	1,574	7,35	504,0	0,161	7,020	0,718
2.500	0,1394	1,688	7,57	543,5	0,175	7,441	0,730

* De Natl. Bur. Stand. (U.S.) Circ. 564, 1955.

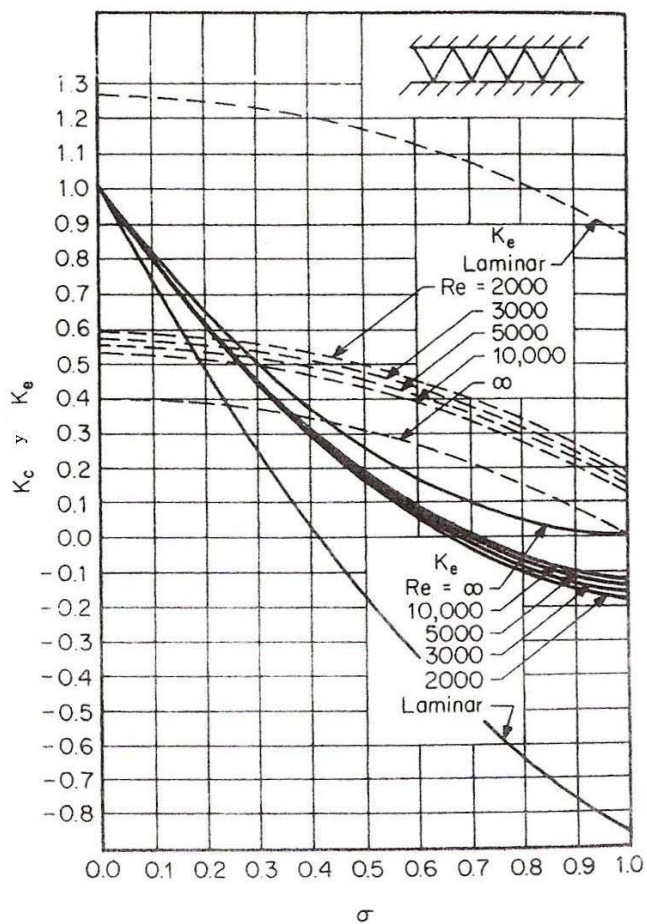
ANEXO I

Evaluación de la eficiencia de intercambiador de calor de flujo cruzado sin mezclarse en función del numero de NTU y C^*



ANEXO J

Coeficientes de pérdida de presión en entrada y salida para pasajes triangulares. El flujo en los pasajes es perpendicular a la figura.



ANEXO K

Eficiencia en aletas planas con espesor de aletas uniforme.

$$m_i = \left[\frac{2h}{k_f \delta_i} \left(1 + \frac{\delta_i}{\xi} \right) \right]^{1/2} \quad E_i = \frac{\tanh(m_i \ell_i)}{m_i \ell_i} \quad i = 1, 2, 3, 4$$

Plain, wavy, or louver fin of triangular cross section

$\eta_f = E_1$
 $\ell_1 = \frac{\ell}{2} \quad \delta_1 = \delta$

ANEXO L

Coeficiente para corrección de propiedades variables de fluido

Flujo laminar:

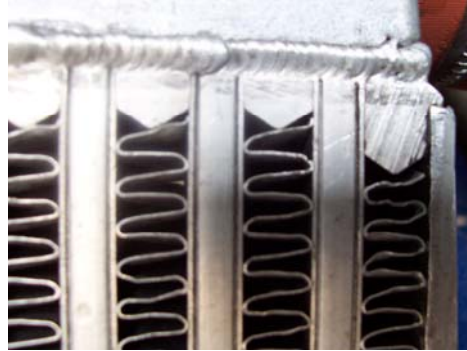
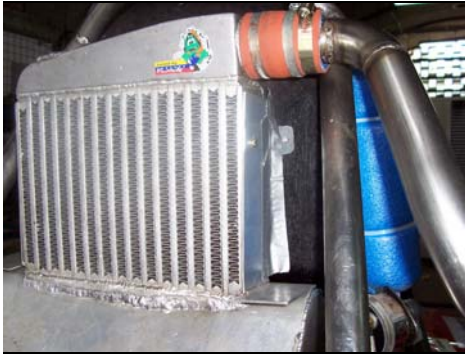
Fluid	Heating	Cooling
Gases	$Nu = 5 + 0.012Re^{0.83} (Pr + 0.29)(T_w/T_m)^n$ $n = -[\log_{10}(T_w/T_m)]^{1/4} + 0.3$ for $1 < T_w/T_m < 5$, $0.6 < Pr < 0.9$, $10^4 < Re < 10^6$ and $L/D_h > 40$ $m = -0.1$ for $1 < T_w/T_m < 2.4$	$n = 0$ $m = -0.1$ (tentative)
Liquids	$n = -0.11^*$ for $0.08 < \mu_w/\mu_m < 1$ $f/f_{cp} = (7 - \mu_w/\mu_m)/6^\dagger$ or $m = 0.25$ for $0.35 < \mu_w/\mu_m < 1$	$n = -0.25^*$ for $1 < \mu_w/\mu_m < 40$ $m = 0.24^\dagger$ for $1 < \mu_w/\mu_m < 2$

Flujo turbulento:

Fluid	Heating	Cooling
Gases	$n = 0.0, m = 1.00$ for $1 < T_w/T_m < 3$	$n = 0.0, m = 0.81$ for $0.5 < T_w/T_m < 1$
Liquids	$n = -0.14, m = 0.58$ for $\mu_w/\mu_m < 1$	$n = -0.14, m = 0.54$ for $\mu_w/\mu_m < 1$

ANEXO M

Fotos varias



ANEXO N

Código del programa térmico

```
clc
%Datos colmena
si=0.002;
hprimai=0.008;
se=0.003;
hprimae=0.011;
deltafi=0.001;
deltafe=0.001;
gc=1;
op=input('Ingrese opción(Actual=1, Propuesto=2): ');
if op==1
    lfi=0.19685;
    lfe=0.06;
    Afri=0.263*0.06;
    Afre=0.263*0.19685;
    A0i=14*0.058*.008;
    A0e=15*0.011*0.19685;
    Afe=2*15*64*0.013*0.06;
    Ae=2*lfi*0.06*15+2*0.011*lfi*15;
    Afi=2*14*14*0.01*lfi;
    Ai=2*0.008*lfi*14+2*0.058*lfi*14;
else if op==2
    hprimai=0.0015;
    lfi=0.200;
    lfe=0.06;
    Afri=0.243*0.06;
    Afre=0.243*0.200;
    A0i=16*0.058*.0015;
```

```

    A0e=17*0.011*0.200;
    Afe=2*17*64*0.013*0.06;
    Ae=2*lfi*0.06*16+2*0.011*lfe*16;
    Afi=2*14*16*0.01*lfi;
    Ai=2*0.0015*lfi*16+2*0.058*lfi*16;
    deltafi=0.0005;
end
end
% Flujos de entrada
n=input('Ingrese las RPM del motor: ');
nv=100;
P1lb=14.3;
P1=P1lb*6.89475729317;
T1c=input('Ingrese la temperatura ambiental (°C): ');
T1=T1c+273;
P2lb=input('Ingrese la presión de descarga del compresor
(psia): ');
Patmlb=14.6959487755;
P2=(P2lb)*6.89475729317;
Rp=P2/P1
R=0.287;
poli=1.4;
Vpunto=(n/2)*(0.0006)*(1/60)*(nv/100);
T=250:50:350;
ro=[1.4128 1.1774 0.9980];
roee=interp1(T,ro,T1);
mpuntocomp=roee*Vpunto;
mpuntocomplb=mpuntocomp*132.276
nc=input('Con Rp y mpuntocomp ingresar la eficiencia del
compresor (%): ');
T2=T1*(((Rp)^((poli-1)/poli))-1)/(nc/100))+T1;
roei=P2/(R*T2);

```

```

mpuntoi=roei*Vpunto;
velk=input('Ingrese la velocidad del vehiculo (km/h): ');
vel=velk*0.27777777;
mpuntoe=roee*vel*Afre;
ni=input('Ingrese valor inicial para la eficiencia del
intercooler (%): ');
Thi=T2;
Tci=T1;
Cpi=1;
Cpe=1;
% Procedimiento rating
TmCmax=1;
TmCmin=1;
TmCmaxp=5;
TmCminp=5;
Thop=1;
Tho=5;
Tcop=1;
Tco=5;
while (abs(Thop-Tho)>=1)&(abs(Tcop-Tco)>=1)
    while (abs(TmCmaxp-TmCmax)>=1)&(abs(TmCminp-TmCmin)>=1)
        TmCmaxp=TmCmax;
        TmCminp=TmCmin;
        Ch=Cpi*mpuntoi;
        Cc=Cpe*mpuntoe;
        if Ch>Cc
            Cmax=Ch;
            Cmin=Cc;
        else
            Cmax=Cc;
            Cmin=Ch;
        end
    end
end

```



```

Tho=Thi-(ni/100)*(Cmin/Ch)*(Thi-Tci);
Tco=Tci+(ni/100)*(Cmin/Cc)*(Thi-Tci);
Cast=Cmin/Cmax;
    if Ch>Cc
        TiCmin=Tci;
        ToCmin=Tco;
        TiCmax=Thi;
        ToCmax=Tho;
    else
        TiCmax=Tci;
        ToCmax=Tco;
        TiCmin=Thi;
        ToCmin=Tho;
    end
if Cast>=0.5
    TmCmin=(TiCmin+ToCmin)/2;
    TmCmax=(TiCmax+ToCmax)/2;
else
    if Ch>=Cc
        TmCmax=(TiCmax+ToCmax)/2;
        TmCmin=TiCmax-((Thi-Tco)-(Tho-Tci)/log((Thi-
Tco)/(Tho-Tci)));
    else
        TmCmax=(TiCmax+ToCmax)/2;
        TmCmin=TiCmax+((Thi-Tco)-(Tho-Tci)/log((Thi-
Tco)/(Tho-Tci)));
    end
end
end
% Tabla de propiedades para el aire
Temp=250:50:450;
Cp=[1.0053 1.0057 1.0090 1.0140 1.0207];
miu=[1.5990E-5 1.8462E-5 2.075E-5 2.286E-5 2.484];

```

```

ka=[0.02227 0.02624 0.033003 0.03365 0.03707];
Pr=[0.722 0.728 0.697 0.689 0.683];
% Toma de datos a Tm
if Ch>Cc
    Tmi=TmCmax;
    Tme=TmCmin;
else
    Tmi=TmCmin;
    Tme=TmCmax;
end
Cpi=interp1(Temp,Cp,Tmi);
miui=interp1(Temp,miu,Tmi);
Kai=interp1(Temp,ka,Tmi);
Pri=interp1(Temp,Pr,Tmi);
Cpe=interp1(Temp,Cp,Tme);
miue=interp1(Temp,miu,Tme);
Kae=interp1(Temp,ka,Tme);
Pre=interp1(Temp,Pr,Tme);
end

Dhi=(4*si*hprimai*lfi)/(2*(si*lfi+hprimai*lfi+deltafi*si));
Rei=(mpuntoi*Dhi)/(miui*A0i);

Dhe=(4*se*hprimae*lfe)/(2*(se*lfe+hprimae*lfe+deltafe*se));
Ree=(mpuntoe*Dhe)/(miue*A0e);
ji=(0.6522*Rei^(-0.5403))*((si/hprimai)^(-
0.1541))*((deltafi/lfi)^(0.1499))*((deltafi/si)^(-
0.0678))*(1+(5.269E-
5*(Rei^1.340))*(((si/hprimai)^(0.504))*((deltafi/lfi)^(0.456
)))*((deltafi/si)^(-1.055))))^0.1;
je=(0.6522*Ree^(-0.5403))*((se/hprimae)^(-
0.1541))*((deltafe/lfe)^(0.1499))*((deltafe/se)^(-

```

```

0.0678))*(1+(5.269E-
5*(Ree^1.340))*(((se/hprimae)^(0.504))*((deltafe/lfe)^(0.456
)))*((deltafe/se)^(-1.055))))^0.1;
    hi=ji*(mpuntoi/A0i)*Cpi*(Pri^(-2/3));
    he=je*(mpuntoe/A0e)*Cpe*(Pre^(-2/3));
    %Calculo de la eficiencia de las aletas
    deltaal=0.001;
    kal=204;
    le=(13E-3)/2;
    me=sqrt((2*he/(kal*0.001))*(1+(0.001/0.06)));
    nbe=tanh(me*le)/(me*le);
    n0e=1-(1-nbe)*(Afe/Ae);
    li=(10E-3)/2;
    mi=sqrt((2*hi/(kal*0.001))*(1+(deltafi/lfi)));
    nbi=tanh(mi*li)/(mi*li);
    n0i=1-(1-nbi)*(Afi/Ai);
    % Calculo térmico

Twm=(n0i*hi*(Afi+Ai)*Tmi)+(n0e*he*(Afe+Ae)*Tme)/((n0i*hi*(Af
i+Ai))+(n0e*he*(Afe+Ae)));
    if Ree>500E3
        ne=-((log10(Twm/Tme))^(1/4))+0.3;
    else
        ne=0;
    end
    ni=0;
    ji=((Twm/Tmi)^ni)*ji;
    je=((Twm/Tme)^ne)*je;

UA=((1/(n0i*hi*(Afi+Ai)))+(deltaal/(Ai*kal)))+(1/(n0e*he*(Afe
+Ae))))^-1;
    NTU=UA/Cmin

```

```

Cast
ni=input('Indique la eficiencia "ni(%)" en la figura
17.24 con NTU y C*: ');
Thop=Tho;
Tcop=Tco;
Tho=Thi-(ni/100)*(Cmin/Ch)*(Thi-Tci);
Tco=Tci+(ni/100)*(Cmin/Cc)*(Thi-Tci);
end
q=(ni/100)*Cmin*(Thi-Tci);
% Caída de presión
sigmai=A0i/Afri;
rosi=P2/(R*Tho);
ro=[1.4128 1.1774 0.9980];
rose=interp1(T,ro,Tco);
roinvi=(1/2)*((1/roei)+(1/rosi));
fi=9.6243*Rei^(-0.7422)*(si/hprimai)^(-
1.856)*(deltafi/lfi)^(0.3053)*(deltafi/si)^(-
0.2659)*(1+7.669E-
8*Rei^4.429*((si/hprimai)^(0.920)*(deltafi/lfi)^(3.767)*(del
tafi/si)^(0.236)))^0.1;
Twi=Tmi-(q/(n0i*hi*(Afi+Ai)));
Twe=Tme+(q/(n0e*he*(Afe+Ae)));
if Rei>2300
    m=-0.1;
else
    m=0.81;
end
fip=fi
fi=(Twm/Tmi)^m*fip;
rhi=Dhi/4;
sigmai
Rei

```

```

Ke=input('Ingrese el valor de Ke: ');
Kc=input('Ingrese el valor de Kc: ');
rosi=P2/(R*Tho);
deltap=P2*(((mpuntoi/A0i)^2)/(2*gc*P2*roei))*((1-
(sigmai^2)+Kc)+fi*(lfi/rhi)*roei*roinvi+2*((roei/rosi)-1)-
((1-(sigmai^2)-Ke)*(roei/rosi)));
deltappsi=deltap*1.4504E-4;
fe=9.6243*Ree^(-0.7422)*(se/hprimae)^(-
1.856)*(deltafe/lfe)^(0.3053)*(deltafe/se)^(-
0.2659)*(1+7.669E-
8*Ree^4.429*((se/hprimae)^(0.920)*(deltafe/lfe)^(3.767)*(del
tafe/se)^(0.236))))^0.1;
if Rei>2300
    m=-0.1;
else
    m=0.81;
end
fep=fe
fe=(Twm/Tme)^m*fep;
rhe=Dhe/4;
sigmae=A0e/Afre;
sigmae
Ree
Kee=input('Ingrese el valor de Ke externo: ');
Kce=input('Ingrese el valor de Kc externo: ');
ro=[1.4128 1.1774 0.9980];
rose=interp1(T,ro,Tco);
roee=interp1(T,ro,Tci);
roinve=(1/2)*((1/roee)+(1/rose));
deltape=(((mpuntoe/A0e)^2)/(2*gc*roee))*((1-
(sigmae^2)+Kce)+fe*(lfe/rhe)*roee*roinve+2*((roee/rose)-1)-
((1-(sigmae^2)-Kee)*(roee/rose)));

```

deltappsie=deltape*1.4504E-4;

Ae

Afe

Afi

Ai

Cast

Cmax

Cmin

Dhe

Dhi

Pr

Ree

Rei

Rp

Tci

Tco

Thi

Tho

deltap

deltappsi

n0e

n0i

ni

q

rosi

vel

ANEXO O

Código del programa dimensión

```
clc
%Datos colmena
si=0.002;
hprimai=0.0015;
se=0.003;
hprimae=0.011;
deltafi=0.0005;
%ojo
lfi=0.19685;
deltafe=0.001;
lfe=0.06;
gc=1;
Afri=0.255*0.06;
Afre=0.255*lfi;
A0i=16*0.058*.0015;
A0e=17*0.011*lfi;
% Flujos de entrada
n=input('Ingrese las RPM del motor: ');
nv=100;
P1lb=14.3;
P1=P1lb*6.89475729317;
T1c=input('Ingrese la temperatura ambiental (°C): ');
T1=T1c+273;
P2lb=input('Ingrese la presión de descarga del compresor
(psia): ');
Patmlb=14.6959487755;
P2=(P2lb)*6.89475729317;
Rp=P2/P1
```

```

R=0.287;
poli=1.4;
Vpunto=(n/2)*(0.0006)*(1/60)*(nv/100);
T=250:50:350;
ro=[1.4128 1.1774 0.9980];
roee=interp1(T,ro,T1);
mpuntocomp=roee*Vpunto;
mpuntocomplb=mpuntocomp*132.276
nc=input('Con Rp=P2/P1 y mpuntocomp ingresar la eficiencia
del compresor (%): ');
T2=T1*(((Rp)^((poli-1)/poli))-1)/(nc/100))+T1;
roei=P2/(R*T2);
mpuntoi=roei*Vpunto;
velk=input('Ingrese la velocidad del vehiculo (km/h): ');
vel=velk*0.27777777;
mpuntoe=roee*vel*Afre;
ni=input('Ingrese valor de eficiencia del intercooler (%):
');
deltap=input('Ingrese el valor de caida de presión permitido
(Pa): ');
deltape=3000;
Thi=T2;
Tci=T1;
Cpi=1;
Cpe=1;
% Procedimiento sizing
Rei=2000;
Ree=10000;
sigmai=A0i/Afri;
sigmae=A0e/Afre;
Thop=1;
Tho=5;

```



```

Tcop=1;
Tco=5;
while (abs(Thop-Tho)>=1)&(abs(Tcop-Tco)>=1)
    Thop=Tho;
    Tcop=Tco;
    Ch=Cpi*mpuntoi;
    Cc=Cpe*mpuntoe;
    if Ch>Cc
        Cmax=Ch;
        Cmin=Cc;
    else
        Cmax=Cc;
        Cmin=Ch;
    end
    Tho=Thi-(ni/100)*(Cmin/Ch)*(Thi-Tci);
    Tco=Tci+(ni/100)*(Cmin/Cc)*(Thi-Tci);
    Cast=Cmin/Cmax;
    if Ch>Cc
        TiCmin=Tci;
        ToCmin=Tco;
        TiCmax=Thi;
        ToCmax=Tho;
    else
        TiCmax=Tci;
        ToCmax=Tco;
        TiCmin=Thi;
        ToCmin=Tho;
    end
    if Cast>=0.5
        TmCmin=(TiCmin+ToCmin)/2;
        TmCmax=(TiCmax+ToCmax)/2;
    else

```

```

    if Ch>=Cc
        TmCmax=(TiCmax+ToCmax)/2;
        TmCmin=TiCmax-((Thi-Tco)-(Tho-Tci)/log((Thi-
Tco)/(Tho-Tci)));
    else
        TmCmax=(TiCmax+ToCmax)/2;
        TmCmin=TiCmax+((Thi-Tco)-(Tho-Tci)/log((Thi-
Tco)/(Tho-Tci)));
    end
end
% Tabla de propiedades para el aire
Temp=250:50:450;
Cp=[1.0053 1.0057 1.0090 1.0140 1.0207];
miu=[1.5990E-5 1.8462E-5 2.075E-5 2.286E-5 2.484];
ka=[0.02227 0.02624 0.033003 0.03365 0.03707];
Pr=[0.722 0.728 0.697 0.689 0.683];
% Toma de datos a Tm
if Ch>Cc
    Tmi=TmCmax;
    Tme=TmCmin;
else
    Tmi=TmCmin;
    Tme=TmCmax;
end
Cpi=interp1(Temp,Cp,Tmi);
miui=interp1(Temp,miu,Tmi);
Kai=interp1(Temp,ka,Tmi);
Pri=interp1(Temp,Pr,Tmi);
Cpe=interp1(Temp,Cp,Tme);
miue=interp1(Temp,miu,Tme);
Kae=interp1(Temp,ka,Tme);
Pre=interp1(Temp,Pr,Tme);

```

```

end
ni
Cast
NTU=input('Ingrese el valor de NTU con "ni" y C* en la
figura 17.24: ');
qi=mpuntoi*Cpi*(Thi-Tho);
qe=mpuntoe*Cpe*(Tco-Tci);
ntui=2*NTU;
ntue=2*NTU;
rosi=P2/(R*Tho);
ro=[1.4128 1.1774 0.9980];
rose=interp1(T,ro,Tco);
roinvi=(1/2)*((1/roei)+(1/rosi));
roinve=(1/2)*((1/roee)+(1/rose));
Li=0.250;
Le=0.02;
Leref=0.06;
Kee=0.18;
Kei=0.3;
n0i=0.9;
n0e=0.9;
while (Leref-Le>=0.001)
    deltape=deltape+500;

Dhi=(4*si*hprimai*lfi)/(2*(si*lfi+hprimai*lfi+deltafi*si));

Dhe=(4*se*hprimae*lfe)/(2*(se*lfe+hprimae*lfe+deltafe*se));
    ji=(0.6522*Rei^(-0.5403))*((si/hprimai)^(-
0.1541))*((deltafi/lfi)^(0.1499))*((deltafi/si)^(-
0.0678))*(1+(5.269E-
5*(Rei^1.340))*(((si/hprimai)^(0.504))*((deltafi/lfi)^(0.456
)))*((deltafi/si)^(-1.055))))^0.1;

```

```

    je=(0.6522*Ree^(-0.5403))*((se/hprimae)^(-
0.1541))*((deltafe/lfe)^(0.1499))*((deltafe/se)^(-
0.0678))*(1+(5.269E-
5*(Ree^1.340))*(((se/hprimae)^(0.504))*((deltafe/lfe)^(0.456
)))*((deltafe/se)^(-1.055))))^0.1;
    fi=9.6243*Rei^(-0.7422)*(si/hprimai)^(-
1.856)*(deltafi/lfi)^(0.3053)*(deltafi/si)^(-
0.2659)*(1+7.669E-
8*Rei^4.429*((si/hprimai)^(0.920)*(deltafi/lfi)^(3.767)*(del
tafi/si)^(0.236))))^0.1;
    fe=9.6243*Ree^(-0.7422)*(se/hprimae)^(-
1.856)*(deltafe/lfe)^(0.3053)*(deltafe/se)^(-
0.2659)*(1+7.669E-
8*Ree^4.429*((se/hprimae)^(0.920)*(deltafe/lfe)^(3.767)*(del
tafe/se)^(0.236))))^0.1;

denoi=((fi*ntui*(Pri^(2/3))*roinvi)/(ji*n0i))+(4*roinvi)+((1
-(sigma^2)-Kei)*(rosi));

denoe=((fe*ntue*(Pre^(2/3))*roinve)/(je*n0e))+(4*roinve)+((1
-(sigmae^2)-Kee)*(rose));

Gi=((2*gc*deltap)/(denoi))^(1/2);
Ge=((2*gc*deltape)/(denoe))^(1/2);
hi=ji*Gi*Cpi*(Pri^(-2/3));
he=je*Ge*Cpe*(Pre^(-2/3));
Rei=(Gi*Dhi)/miui;
Ree=(Ge*Dhe)/miue;

% Cálculo de la eficiencia de las aletas
deltaal=0.001;
kal=204;
le=(13E-3)/2;
me=sqrt((2*he/(kal*0.001))*(1+(0.001/0.006)));

```

```

nbe=tanh(me*le)/(me*le);
Afe=2*15*64*0.013*0.06;
Ae=2*lfe*lfi*15+2*0.011*lfe*15;
n0e=1-(1-nbe)*(Afe/Ae);
li=(10E-3)/2;
mi=sqrt((2*hi/(kal*0.001))*(1+(0.0005/0.19685)));
nbi=tanh(mi*li)/(mi*li);
Afi=2*14*14*0.01*lfi;
Ai=2*0.008*lfi*14+2*0.058*lfi*14;
n0i=1-(1-nbi)*(Afi/Ai);
% Ralfa=alfai/alfae
Ralfa=(Ai)/(Ae);
% Cálculo térmico
Ui=((1/(n0i*hi))+((Ralfa)/(n0e*he)))^(-1);
Ue=((1/(n0e*he))+((Ralfa)^(-1))/(n0i*hi))^(-1);
ATi=(NTU*Cmin)/Ui;
ATe=((Ralfa)^(-1))*ATi;
A0i=mpuntoi/Gi;
A0e=mpuntoe/Ge;
Afri=A0i/sigmai;
Afre=A0e/sigmae;
Li=((Dhi*ATi)/(4*A0i));
Le=((Dhe*ATe)/(4*A0e));
lfi=Li;
lfe=Le;

end
Li
Le
L3i=Afri/Le;
L3e=Afre/Li;
n=1;
while n==1

```

```

L3ref=input('Ingrese valor disponible de L3 (ancho): ');
Le
Li22=Afre/L3ref
L3ref
n=input('Si NO está conforme ingrese 1: ');
end
% Caída de presión
q=(ni/100)*Cmin*(Thi-Tci);
fi=9.6243*Rei^(-0.7422)*(si/hprimai)^(-
1.856)*(deltafi/lfi)^(0.3053)*(deltafi/si)^(-
0.2659)*(1+7.669E-
8*Rei^4.429*((si/hprimai)^(0.920)*(deltafi/lfi)^(3.767)*(del
tafi/si)^(0.236)))^0.1;
Twi=Tmi-(q/(n0i*hi*(Afi+Ai)));
Twe=Tme+(q/(n0e*he*(Afe+Ae)));
if Rei>2300
    m=-0.1;
else
    m=0.81;
end
Twm=(n0i*hi*(Afi+Ai)*Tmi)+(n0e*he*(Afe+Ae)*Tme)/((n0i*hi*(Af
i+Ai))+(n0e*he*(Afe+Ae)));
fi=(Twm/Tmi)^m*fi;
rhi=Dhi/4;
sigmai
Rei
Ke=input('Ingrese el valor de Ke: ');
Kc=input('Ingrese el valor de Kc: ');
rosi=P2/(R*Tho);
deltap=P2*((mpuntoi/A0i)^2)/(2*gc*P2*roei))*((1-
(sigmai^2)+Kc)+fi*(lfi/rhi)*roei*roinvi+2*((roei/rosi)-1)-
((1-(sigmai^2)-Ke)*(roei/rosi)));

```

deltappsi=deltap*1.4504E-4;

Ae

Afe

Afi

Ai

Cast

Cmax

Cmin

Dhe

Dhi

Ree

Rei

Rp

Tci

Tco

Thi

Tho

deltap

deltappsi

n0e

n0i

ni

q

rosi

vel

ANEXO P

Tabla de variables de los códigos

Variable	Significado
alfa	Relación de área de transferencia de calor de un lado y el volumen de interenfriador
n	RPM del motor
nv	Rendimiento volumetrico
P2	Presion de salida del turbo
T2	Temp de descarga del turbo
R	Cte. de gases
vel	Velocidad del carro
roei	Densidad del aire a la entrada flujo interior
roee	Densidad del aire a la entrada flujo exterior
ni	Rendimiento intercooler
Vpunto	Flujo volumetrico
mpuntoi	Flujo masico interior
Cpi	Calor especifico medio del aire interior
mpuntoe	Flujo masico exterior
Cpe	Calor especifico medio del aire exterior
TmCmax	Temperatura media lado Cmax
TmCmin	Temperatura media lado Cmin
TmCmaxp	Temperatura media de prueba lado Cmax
TmCminp	Temperatura media de prueba lado Cmin
Ch	Capacitancia termica lado interno
Cc	Capacitancia termica lado externo
Tho	Temp int salida
Thi	Temp int entrada
Tco	Temp ext salida
Tci	Temp ext entrada
Cast	C*

TiCmin	Temp Ent lado Cmin
ToCmin	Temp salida lado Cmin
TiCmax	Temp ent lado Cmax
ToCmax	Temp salida lado Cmax
Cp	Calor especifico medio (i:int e:ext)
miu	Viscosidad media (i:int e:ext)
ka	Conductividad aire media (i:int e:ext)
Pr	Nº de Prantl medio (i:int e:ext)
Dh	Diámetro hidraulico (i:int e:ext)
Re	Nº de Reynolds (i:int e:ext)
j	Numero de Colburn (i:int e:ext)
kal	Conductividad aluminio
s	Espacio entre aletas
hprima	Espaciamiento entre tubos
deltaf	Espesor de aletas
lf	longitud de aletas
nb	Eficiencia de aleta
n0	Eficiencia del grupo aleteado
UA	UA
NTU	NTU
deltaal	Espesor pared aluminio
Aal	Area de pared
A	Area interna y externa
q	Calor transferido
roinv	Inverso de la densidad media
f	Factor de fricción
rh	Radio hidraulico
Deltap	Caida de presión
gc	Constante de proporcionalidad
sigma	Relación de área de flujo libre y área frontal

long	Longitud de tubos
Ke	Factor de caída de presión
Kc	Factor de caída de presión
Tw	Temperatura de pared
beta	Relación de área de transferencia de calor de un lado y el volumen en ese lado