

SIMULACIÓN MEDIANTE MECÁNICA COMPUTACIONAL DE FLUIDOS DEL PROCESO DE MEZCLADO AIRE-GAS NATURAL EN UN MOTOR DIESEL TURBOALIMENTADO

Fabio Andrés Bermejo Altamar

Universidad Autónoma del Caribe, Barranquilla (Colombia)

Lesme Antonio Corredor Martinez

Universidad del Norte, Barranquilla (Colombia)

Resumen

Las flotas de transporte público Diesel (DI) en las principales ciudades de Colombia están formadas por motores turboalimentados, los cuales podrían potencialmente operar en forma mixta Diesel - Gas Natural (GN), usando el combustible gaseoso como fuente principal de energía y el combustible líquido para el encendido piloto de la mezcla Aire-Gas Natural previamente formada. Este artículo de investigación, producto de una tesis de maestría, se centra en el estudio de los fenómenos asociados al proceso de formación de mezcla que tienen lugar en el múltiple de admisión de un motor mixto turboalimentado. En este estudio se establecen las ecuaciones de transporte que describen la dinámica de los fluidos que ingresan al motor durante un periodo de operación. El modelo es simulado mediante herramientas CFD, usando un inyector electrónico para el suministro de gas natural. Finalmente, se implementa un diseño de experimentos aplicado a las simulaciones, con la meta de optimizar las condiciones de operación del sistema de admisión que permiten obtener la mezcla más homogénea en la entrada a uno de los cilindros del motor. Esta mezcla fue obtenida inyectando el Gas Natural a 10 bares y ubicando el inyector lo más cerca del múltiple de admisión.

Palabras clave: Motores mixtos, múltiple de admisión, herramientas CFD, mezcla aire y gas natural

Abstract

Diesel buses of public transportation in the main cities of Colombia are formed by turbocharger engines, such machines could operate in dual Diesel-NG way using the gaseous fuel as main energy source and the liquid fuel to pilot ignition of the air-NG mixture previously formed. This research is centered on the studies about formation process of the mixture in the intake system in a turbocharger dual engine. In this study the transport equations are established, it is associated to the fluids which enter to the intake engine during a period of engine operation. This model is simulated by means of CFD tools, using an electronic injector to provide natural gas. Also it is considered the dynamic behavior of mixture. Finally, an experimental design applied to the simulations is made with the goal of optimize operational conditions of the injector that allow to get the most homogeneous mixture on the inlet runner to one of the cylinders engine. This mixture was obtained injecting natural gas at a pressure of 10 bars and placing the injector as close to the intake manifold.

Keywords: Dual engines, intake manifold, CFD Tools, air and gas mixture

Introducción

Las conversiones Diesel - Gas Natural no han incurrido satisfactoriamente en el transporte público de Colombia, debido a varios problemas técnicos y económicos, entre los cuales se destacan el alto costo de equipo de conversión, el precio relativo del gas natural (GN) comparado con el combustible diesel y el bajo desempeño energético de los motores convertidos en modo mixto, (Corredor, *et al.* 2008). Este último problema es generado porque el mezclador no suministra la cantidad de GN requerida y por una formación no homogénea de la mezcla aire - gas natural.

A nivel mundial, se han realizado investigaciones con el propósito de simular a través de herramientas CFD, el funcionamiento del múltiple de admisión en motores turboalimentados, pero los esfuerzos han estado encaminados al mejoramiento de la eficiencia volumétrica (Gilkes, 2006; Seenikannan, *et al.* 2008; Campbell, *et al.* 2006). En motores mixtos el fenómeno ha sido simulado dentro de la cámara de combustión, iniciando con el encendido piloto de la mezcla, luego con la propagación del frente de llama y finalizando con la evacuación de los gases de escape, (Li, *et al.* 1999; Karim, *et al.* 2007; Hountalas, 2000).

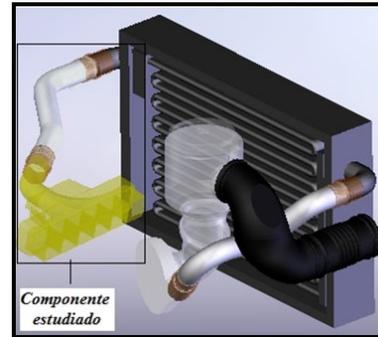
Esta investigación tiene como objetivo estudiar el proceso de formación de mezcla Aire-GN en un motor turboalimentado a funcionamiento mixto DI-GN. Este fenómeno ha sido simulado mediante el software *Cosmosfloworks*®, para estudiar en el sistema de admisión; el perfil de velocidad de los fluidos, el campo de presiones, la distribución de temperaturas y concentraciones, y la homogeneidad de la mezcla.

Desarrollo del modelo

El modelo matemático fue desarrollado teniendo en cuenta la dinámica de los fluidos que ingresan

al múltiple de admisión de un motor Diesel Caterpillar 3126E, equipo predominante en el transporte público de Colombia, (Corredor, *et al.* 2008).

Gráfica 1. Sistema de admisión de un Motor Diesel CAT 3126E dibujado en *SolidWorks* 2007



Simplificaciones realizadas de acuerdo con las características del flujo estudiado:

- El fluido no rota, debido a que el múltiple se encuentra rígido y estacionario, por lo tanto no existe velocidad angular en el fluido.
- $\rho g_x = 0$, las fuerzas gravitacionales son ignoradas.
- $\tau_{xx}, \tau_{yy}, \tau_{zz}, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz} = 0$, se asume que solo hay fricción entre el fluido y el sólido, es ignorado el mecanismo de tipo molecular. Esta suposición fue verificada por investigadores como Bulaty y Niessner, citados por Winterbone, *et al.* (2000), quien encontró que los efectos de las fuerzas internas viscosas son despreciables ($8 \times 10^{-6} \%$ de otros términos).
- $\tau \pi D / A$, Winterbone, *et al.* (2000), determinó experimentalmente que el término correspondiente a las fuerzas viscosas en la pared no pueden despreciarse, ya que su magnitud puede llegar a ser más grande que otros términos de la ecuación.
- El flujo a través del múltiple transfiere calor por convección, radiación y conducción, de los cuales el de mayor contribución en las ecuaciones de conservación es el mecanismo de convección [9], el cual puede ser evaluado por la ecuación; $q_i = hA(T_{pared} - T_{gas})$.

- $$-\left(\frac{c^2}{\rho}\right)M_A M_B D_{AB} \left(\frac{\partial \ln a_A}{\partial \ln x_A}\right)_{T,p} \nabla x_A =$$

$$-\left(\frac{c^2}{\rho}\right)M_A M_B D_{AB} \nabla x_A = (\nabla * \rho D_{AB} \nabla w_A)$$

es el término para la difusión ordinaria debido a un gradiente de concentración, el cual tiene implicación en el flujo y no puede ser ignorado.

- $$\frac{M_A x_A}{RT} \left(\frac{\bar{V}_A}{M_A} - \frac{1}{\rho}\right) \nabla p$$

, este término corresponde a la difusión debido a un gradiente de presión, el cual tiene un gran efecto según las condiciones del flujo estudiado y no puede ignorarse.

Ecuaciones de transporte

Luego de aplicarle al modelo las simplificaciones descritas anteriormente, se establecen las siguientes ecuaciones de transporte para los fluidos que alimentan el motor.

Tabla 2. Ecuaciones de transporte del modelo.

Ecuación	Sustancia pura "aire"	Mezcla de fluidos "aire-GN"
Conservación de masa	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$	$\frac{\partial \rho_A}{\partial t} + (\nabla * \rho_A V) = (\nabla * \rho D_{AB} \nabla w_A) + \frac{M_A x_A}{RT} \left(\frac{\bar{V}_A}{M_A} - \frac{1}{\rho}\right) \nabla p$ $\frac{\partial \rho_B}{\partial t} + (\nabla * \rho_B V) = (\nabla * \rho D_{AB} \nabla w_B) + \frac{M_B x_B}{RT} \left(\frac{\bar{V}_B}{M_B} - \frac{1}{\rho}\right) \nabla p$
Conservación de cantidad de movimiento	$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} + \frac{\partial(p)}{\partial x} + \frac{\tau \pi D}{A} = 0$ $\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} + \frac{\partial(p)}{\partial y} + \frac{\tau \pi D}{A} = 0$ $\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial z} + \frac{\partial(p)}{\partial z} + \frac{\tau \pi D}{A} = 0$	$\rho \frac{DV}{Dt} = -[\nabla * \pi] + \sum_{i=1}^n \rho_i f_i$
Conservación de energía	$\frac{\partial(\rho e_t)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v h_0)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v h_0)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w h_0)}{\partial z} - \frac{q_x}{A \Delta x} - \frac{q_y}{A \Delta y} - \frac{q_z}{A \Delta z} = 0$	$\rho \frac{DE_t}{Dt} = -(\nabla * q) - (\nabla * [\pi * V]) + \sum_{i=1}^n (n_i f_i)$

Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera que alimentan el software de simulación se calculan a continuación.

Condiciones de operación del motor simuladas

Bermejo, *et al.* (2008), encontraron que la cantidad de DI que puede sustituirse por GN

en el motor objeto de estudio para un ciclo de conducción dado. Tomando esta información, fueron establecidas las siguientes condiciones para la simulación.

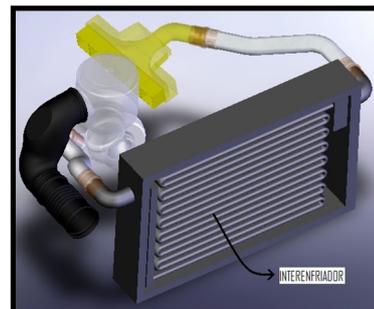
Tabla 1. Estados de operación característicos de un ciclo de conducción en Barranquilla, Colombia.

Estado	% Carga	RPM	Flujo de aire Kg/min	Flujo de gas Natural Kg/min	Flujo de Diesel Kg/min	% sustitución
Ralentí	38	700	4,43	0,125	0,063	70
Aceleración	70	2384	9,34	1,08	0,043	85
Velocidad Constante	36	1506	4,61	0,173	0,031	85

Flujo de aire simulado para cada estado

Para encontrar las propiedades del aire en cada estado de operación del motor, se debe analizar el flujo a través del interenfriador.

Gráfica 3. Interenfriador del motor CAT 3126E dibujado en Solidworks 2007.



Aplicando la ecuación de conservación de la energía en el interenfriador y teniendo en cuenta su eficiencia térmica, se obtienen los siguientes parámetros.

Tabla 3. Condiciones de entrada al ducto de admisión para los tres estados característicos.

Estado	RPM	Velocidad promedio (vehículo)	Flujo de aire	Temperatura de entrada
Ralentí	700	0	4,43 Kg/min	37,2 °C
Aceleración	2384	47,5Km/h	9,34 Kg/min	80,8 °C
Velocidad constante	1506	30 Km/h	4,61 Kg/min	43,2 °C

En la práctica común las siguientes expresiones son usadas para determinar la energía cinética de turbulencia “*k*” y la tasa de disipación de la misma “*L*”.

$$K = \frac{3}{2} I^2 V^2 \quad (1)$$

$$\frac{L = C^{3/4} K^{3/2}}{L} \quad (2)$$

Donde $I \sim 0.03 - 0.1$, en la mayoría de las simulaciones en múltiples el valor de 0.05 es usado, Winterbone et al (2000).

$L = D_h / 10$, donde “ D_h ” es el diámetro hidráulico y $C_\mu = 0.09$

Tabla 4. Propiedades del flujo que ingresa al motor para los tres estados característicos.

Estado	P (bar)	T (°C) salida	V (m/s)	Re	Flujo	K (J/kg)	L (J/Kg-s)
Ralentí	1,11	31,7	14,31	67504	Turbulento	0,76	0,005
Aceleración	1,75	42,4	34,39	142183	Turbulento	4,43	1,045
Velocidad constante	1,19	33,2	15,18	702140	Turbulento	0,86	0,007

Condiciones operativas del inyector

Se seleccionó la inyección monopunto de Gas Natural por ser la más simple y por consumir menos recursos informáticos disminuyendo el tiempo de simulación. Las condiciones operacionales del inyector, fueron seleccionadas de acuerdo a la información encontrada en el estado del arte de esta investigación. Carlucci, *et al.* (2008) realizaron pruebas experimentales en un motor monocilíndrico variando la presión de inyección en 5, 7 y 10 bares. En este estudio se tomaron los mismos niveles de presión, debido que en estos rangos los autores obtuvieron en sus pruebas el mejor desempeño energético y ambiental.

El inyector electrónico simulado en este estudio, corresponde al modelo SP-10, dispositivo desarrollado por la compañía “Clean Air Power”, el cual es incluido en su equipo de conversión DI-GN para motores pesados.

Gráfica 4. Inyector electrónico SP-010 dibujado en Solidworks 2007.



Fuente; www.cleanairpower.com

Tiempo de inyección

El tiempo de inyección puede calcularse usando la siguiente ecuación:

$$t [s] = \frac{\dot{m}_g \left[\frac{kg}{min} \right] * \frac{1}{n} \left[\frac{1}{rev/min} \right] * C \left[\frac{rev}{ciclo} \right]}{\dot{m}_s \left[\frac{kg}{min} \right]} \quad (3)$$

Donde:

t : Tiempo de apertura del inyector.

\dot{m}_g : Flujo másico de Gas Natural entregado por el inyector.

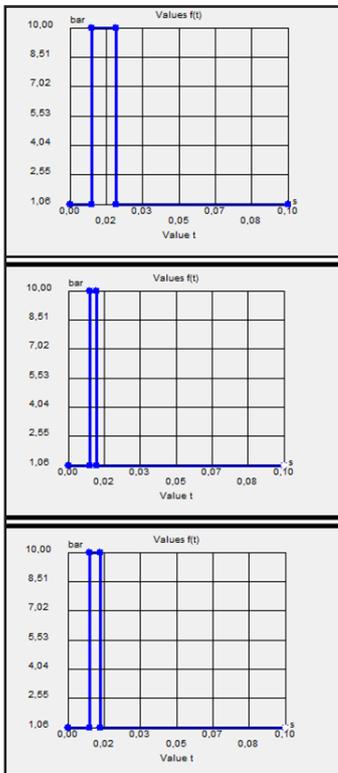
- n; Velocidad de rotación del motor.
- C; Revoluciones del motor por ciclo termodinámico.
- m_s ; Flujo másico estándar de GN (Ficha técnica del fabricante).

Para los tres estados del motor considerados en esta investigación, se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 5. Tiempo de apertura del inyector para las condiciones estudiadas.

Estado	RPM	Tiempo de apertura (ms)
Ralentí	700	11,02
Aceleración	2384	3,24
Velocidad Constante	1506	5,12

Gráfica 5. Pulsos de inyección para los tres estados característicos; ralentí, aceleración y velocidad constante.



Tiempo de formación de la mezcla

La tabla 6 compara el tiempo de formación de la mezcla fuera del cilindro para la ubicación del

inyector más cerca al múltiple, con el tiempo de formación de la mezcla si el combustible se inyectara directo al cilindro.

Tabla 6. Tiempo de formación de la mezcla cuando el combustible es inyectado dentro y fuera del cilindro.

RPM	Velocidad de la mezcla (m/s)	Inyección fuera del cilindro (ms)	Inyección dentro del cilindro (ms)
700	14	57,14	51,42
2384	34	23,52	15,1
1506	15,2	52,63	23,9

Posición de las válvulas antes de la inyección del combustible

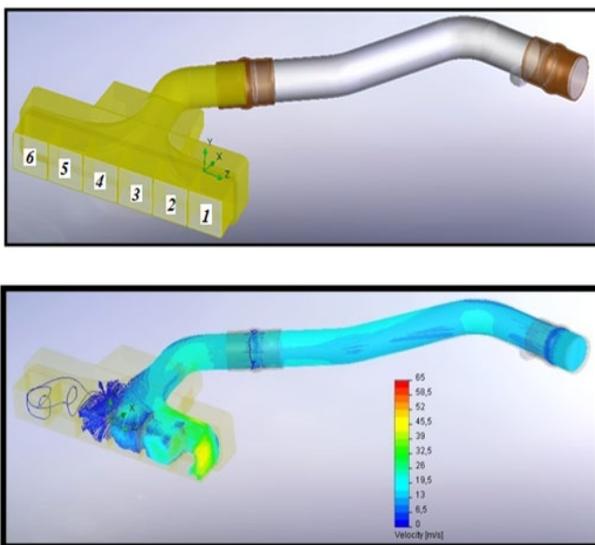
La única condición que interesa en este estudio es cuando uno de los cilindros se encuentra en admisión ya que en ese momento la válvula de admisión se encuentra abierta; para las otras etapas del ciclo, la válvula de admisión se mantendrá cerrada. Como se tiene un motor multicilíndrico, se debe seleccionar un solo cilindro para la simulación, ya que el tiempo de uso del computador en el desarrollo del experimento limita la simulación de los otros cilindros. Aunque el recorrido que tiene que realizar la mezcla aire-gas natural cambia para cada cilindro, los resultados obtenidos para el cilindro seleccionado serán extrapolados a las demás. En la tabla 7, se pueden observar mediante una línea naranja, las etapas en las cuales se encuentran los cilindros del motor CAT 3126E en la simulación de acuerdo a su orden de encendido 1-5-3-6-2-4.

Tabla 7. Posición de las válvulas de admisión y escape en la simulación.

° de giro del Cigüeñal	Número de cilindros					
	1	5	3	6	2	4
0						
60	Potencia	Compresión		Admisión	Escape	
120			Compresión			Escape
180		Potencia			Admisión	
240	Escape			Compresión		
300						Admisión
360			Potencia			
420		Escape			Compresión	
480	Admisión			Potencia		
540			Escape			Compresión
600		Admisión			Potencia	
660	Compresión					
720			Admisión	Escape		Potencia

De acuerdo con la tabla anterior se selecciona el cilindro número 1 para la simulación del proceso de mezclado por ser uno de los que se encuentra en los extremos del múltiple y ser el primero en el orden de encendido. El cilindro N°1 también ha sido seleccionado debido a que se aprovecha la turbulencia formada por el choque de la mezcla con las válvulas cerradas 2, 3, 4 y 5 las cuales generan un retroflujo en el centro del múltiple, este fenómeno se puede apreciar en la gráfica 6. La turbulencia del flujo en la admisión es deseada debido a que genera remolinos, los cuales producen un mejor mezclado y almacenan energía cinética que es usada para aumentar las tasas de quemado cuando se inyecta el combustible piloto cerca del punto muerto superior.

Gráfica 6. Válvulas de admisión y perfil de velocidad del aire en una simulación de prueba.



Simulación del proceso de mezclado

En esta sección se describen los factores y las variables de respuesta utilizadas en la simulación.

Factores que influyen en el proceso de mezclado

Presión de inyección: Es la presión absoluta a la cual es suministrado el GN, este factor será simulado en los tres niveles mostrados a continuación.

Tabla 8. Niveles de presión para la simulación.

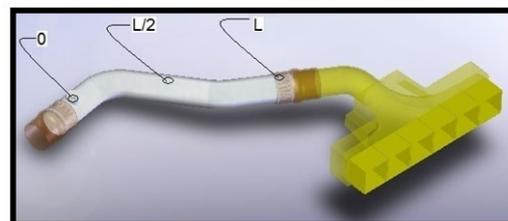
Niveles	Factor A: Presión de inyección (bar)
Nivel 0	5
Nivel 1	7
Nivel 2	10

Ubicación longitudinal del inyector en el conducto de admisión. La gráfica 7 muestra el lugar donde será fijado el inyector.

Tabla 9. Niveles para la ubicación del inyector.

Niveles	Factor B “Ubicación del inyector (mm)”
Nivel 0	0 (0)
Nivel 1	L/2 (0,5)
Nivel 2	L (1)

Gráfica 7. Ubicación longitudinal del inyector.

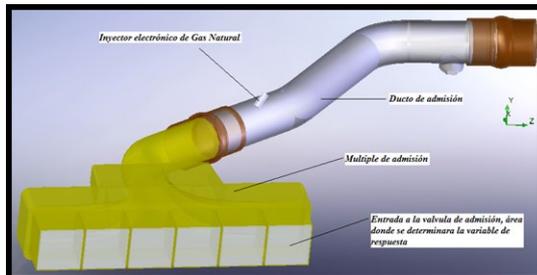


Variable de respuesta

La variable de salida del proceso es la homogeneidad de la mezcla, pero este parámetro no se puede medir directamente en el software de simulación, para determinarlo se debe conocer la concentración de la mezcla en diferentes puntos del área transversal en el canal de entrada al cilindro 1, cómo se muestra en la gráfica 8. Estas concentraciones deben de estar en un rango establecido por la relación aire/combustible permitida en motores mixtos, Mitzlaff (1988); $1.4 \leq \lambda \leq 1.8$, es decir, $0.031 \leq \text{Concentración del GN} \leq 0.04$. La simulación que tenga la mayor cantidad de puntos en ese rango, será la mezcla más homogénea. Este valor será expresado en forma porcentual para los tres estados del motor, por lo tanto se tendrán tres variables de respuesta, las cuales serán optimizadas en el software de análisis.

La gráfica 8 muestra una descripción del sistema de admisión, en donde se puede apreciar el área transversal donde se medirán las concentraciones de GN para cada corrida.

Gráfica 8. Descripción del Múltiple de admisión.



Diseño del experimento

El diseño más simple del sistema 3^k es el diseño 3^2 , el cual tiene dos factores, cada uno con tres niveles. Las características del experimento y las combinaciones de tratamientos se muestran en las tablas 10 y 11.

Tabla 10. Características del diseño experimental.

Número de factores	2
Número de replicas	1
Número de respuestas	3
Número de corridas / estado del motor	9
Grados de libertad	8

Tabla 11. Combinaciones de tratamientos.

Tratamientos	Factor A	Factor B
1	0	0
2	0	1
3	0	2
4	1	2
5	1	1
6	1	0
7	2	2
8	2	1
9	2	0

En total se realizaron 27 corridas, 9 por cada estado de operación del motor. El experimento planteado no contiene elementos probabilísticos

en el modelo de la simulación, este tipo de modelos se conoce como determinístico, en el cual la variable de respuesta es única una vez se han estipulado las variables de entrada.

Experimentación

El objetivo del siguiente experimento consiste en determinar qué combinación de factores y niveles producen la mezcla más homogénea, de este modo se analizará cada estado del motor por separado y posteriormente en conjunto, con el fin de maximizar la variable de respuesta y encontrar qué tratamiento genera el valor óptimo.

Para el diseño y análisis de experimento se utilizó el software *Statgraphics* donde las corridas fueron generadas aleatoriamente. La tabla 12 muestra los resultados obtenidos por la simulación.

Tabla 12. Resultados de la experimentación, porcentajes de puntos con una concentración entre 0,031 y 0,04.

Corrida	Orden	Factor A	Factor B	Res- puesta 1 (Ralentí)	Res- puesta 2 (Acele- ración)	Res- pues- ta3 (Vcte)
1	8	7	1	81	56	60
2	4	5	0,5	66	60	83
3	7	5	1	85	55	39
4	1	5	0	61	69	58
5	6	10	0,5	67	72	87
6	9	10	1	91	66	83
7	5	7	0,5	66	56	86
8	3	10	0	54	69	57
9	2	7	0	62	68	58

Análisis de resultados

En esta sección se analiza el tratamiento que optimiza las tres variables de respuesta.

Optimización de múltiples respuestas

Un enfoque útil para la optimización de respuestas múltiples es la técnica de optimización

simultánea popularizada por Derringer y Suich (1980). Su procedimiento hace uso de las funciones con condición de “deseable”.

Tabla 13. Metas de la función “deseabilidad”.

Ralentí	Maximizar
Aceleración	Maximizar
Velocidad constante	Maximizar

Tabla 14. Valores máximos y mínimos observados.

Ítem	Mínimo	Máximo
Respuesta	Observada	Observada
Ralentí	54,0	91,0
Aceleración	55,0	72,0
Velocidad constante	39,0	87,0

Tabla 15. Deseabilidad para cada condición.

Res- puesta	De- seabi- lidad Baja	De- seabi- lidad Alta	Meta	Pesos Primero	Pesos Segun- do	Impacto
Ralentí	54,0	91,0	Maxi- mizar	1,0		3,0
Acele- ración	55,0	72,0	Maxi- mizar	1,0		3,0
Velo- cidad cons- tante	39,0	87,0	Maxi- mizar	1,0		3,0

Tabla 16. Valores de la función de “deseabilidad” en cada corrida y para cada estado del motor.

#	Ralentí	Accele- ración	Velocidad Constante	Deseabilidad Prevista	Deseabilidad Observada
1	81,0	56,0	60,0	0,173449	0,265805
2	66,0	60,0	83,0	0,450447	0,443851
3	85,0	55,0	39,0	0,0	0,0
4	61,0	69,0	58,0	0,442432	0,39509
5	67,0	72,0	87,0	0,639713	0,705636
6	91,0	66,0	83,0	0,852517	0,840205
7	66,0	56,0	86,0	0,426845	0,265336
8	54,0	68,0	57,0	0,223566	0,0
9	62,0	68,0	58,0	0,322766	0,402994

En las tablas 17 y 18, se observa la combinación de tratamientos que maximiza la función de ‘deseabilidad’ en la región indicada y la combinación de factores a la cual se alcanza el valor óptimo.

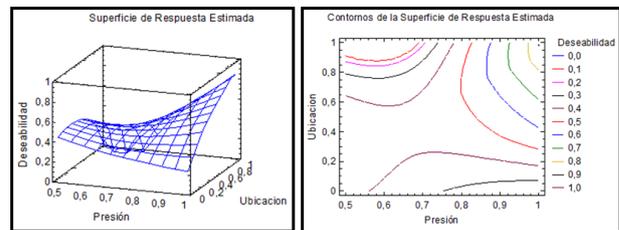
Tabla 17. Tratamientos que maximizan la función

Factores	Bajo	Alto	Optimo
Presión	5	10	10
Ubicación	0,0	1,0	0,982705

Tabla 18. Valor optimo de cada estado.

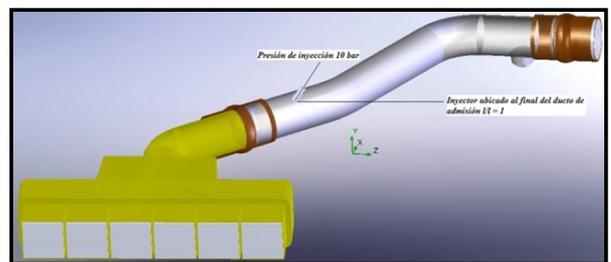
Respuesta	Optimo
Ralentí	88,8232
Aceleración	67,6109
Velocidad constante	81,6548

Gráfica 9. Superficie de respuesta estimada y contornos de la superficie de respuesta para la función “deseabilidad”.



Como el nivel óptimo de la ubicación del inyector corresponde a 0.98, este valor se puede aproximar al nivel 1. La gráfica 10 muestra el sistema de admisión del motor con los niveles óptimos de los factores estudiados.

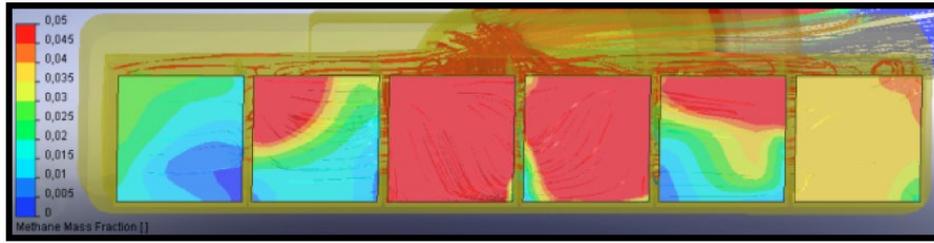
Gráfica 10. Niveles de los factores que optimizan la variable de respuesta para los tres estados.



Análisis de la variable de respuesta optima

El tratamiento que maximiza la variable de respuesta para los tres estados del motor, será estudiado a continuación con mayor profundidad, analizando en el flujo resultante; la distribución de la mezcla, el perfil de velocidades, presiones y temperaturas.

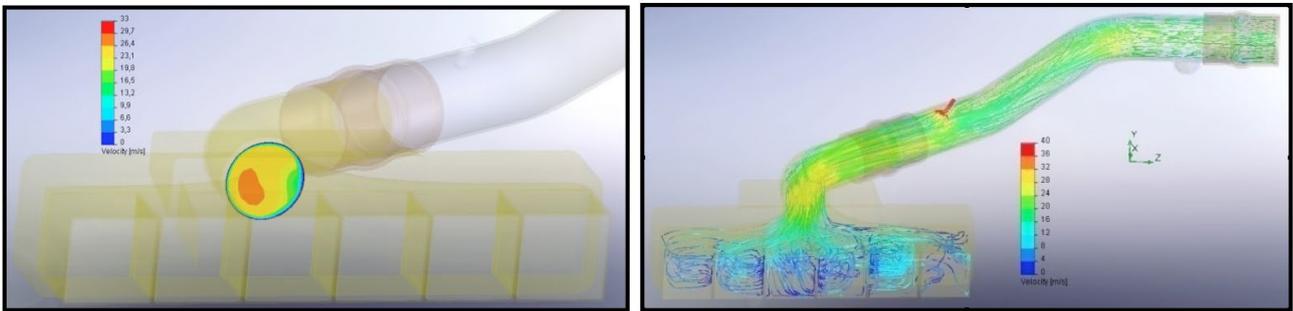
Gráfica 11. Distribución de la mezcla en los seis canales de entrada a la cámara de combustión.



Las líneas y el área roja en la gráfica 11 indican que la concentración de combustible en la mezcla está por encima 0,05 (concentración para la relación estequiométrica Aire-GN). Mitzlaf (1988) recomienda un $\lambda = 1.5$ para motores a funcionamiento mixto Diesel/Gas Natural, con esta relación la concentración de metano en la mezcla sería del 0,03731 correspondiente a las líneas y a el área amarilla observada en la gráfica.

La gráfica 12 muestra la distribución de la velocidad en la sección transversal del ducto antes de entrar al múltiple, en ella se puede observar que debido a la fricción del flujo con el tubo, la velocidad tiende a cero a medida que la mezcla se aproxima a las paredes y es máxima cerca del centro de la sección. El combustible al entrar al ducto de admisión es frenado por la corriente de aire, mezclándose con ella hasta que alcanzan la misma velocidad.

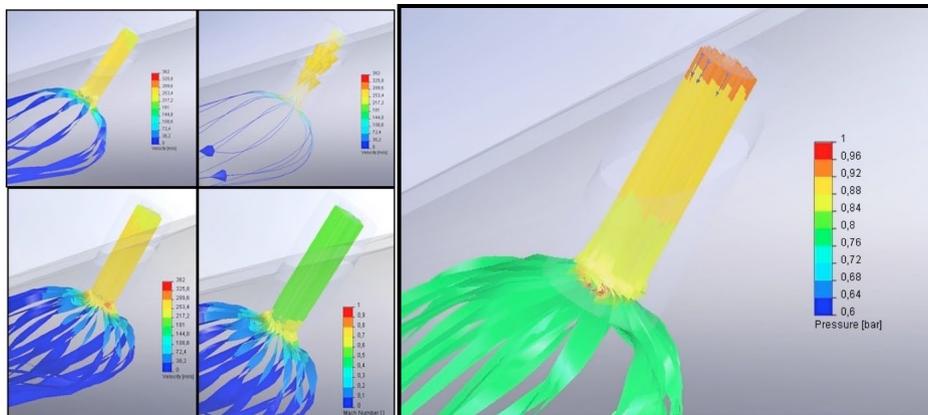
Gráfica 12. Perfil de velocidades del flujo a través de la admisión y en la sección transversal del conducto.



El gas natural a una presión de 10 bares es inyectado al conducto de admisión, inicialmente la velocidad del fluido va en aumento a medida que fluye a través del inyector alcanzando su

valor máximo en la boquilla de descarga. En ese punto también se alcanza un número de mach máximo de 0,8, el cual nos indica que el flujo es subsónico.

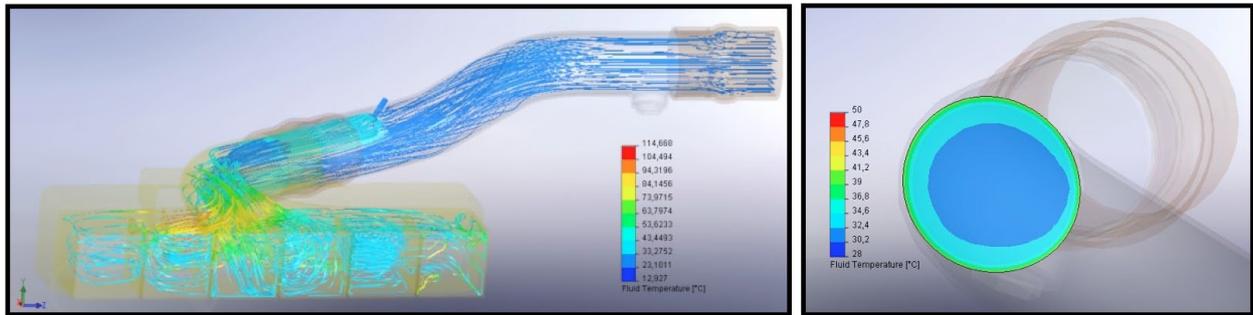
Gráfica 13. Flujo de combustible a través del inyector.



El flujo de aire es refrigerado por el interenfriador hasta una temperatura de 31.7°C con el objetivo de aumentarle la densidad al fluido, la cual disminuyó a la salida del compresor. De este modo se obtiene mayor potencia como resultado del quemado de una mayor cantidad de combustible.

A medida que ingresa el aire al ducto, el fluido se va calentado producto del contacto con las paredes las cuales se encuentran a una temperatura mayor (40°C), la gráfica 14 muestra la distribución de temperaturas en una sección transversal del conducto y antes del inyector.

Gráfica 14. Distribución de temperaturas del fluido en el sistema de admisión.



Conclusiones

Al finalizar la presente investigación se pudo establecer y simular mediante herramientas *CFD*, un modelo analítico que describe el proceso de formación de la mezcla aire-gas natural en un motor Diesel turboalimentado a funcionamiento mixto. Este modelo se tomó como base para desarrollar en aquellos estados del motor donde es factible dicha sustitución, un diseño experimental aplicado a las simulaciones computacionales, con el objetivo de establecer en qué lugar del ducto de admisión y a qué presión de inyección puede operar un inyector electrónico de GN para obtener la mezcla más homogénea en el área transversal del canal de entrada al cilindro que se encuentre en la etapa de admisión.

Al finalizar la fase experimental se pudo establecer que una presión de inyección de 10 bares y la ubicación del inyector lo más cerca al múltiple de admisión, producen la mezcla más homogénea aire-GN en el canal de entrada al cilindro 1. La combinación de estos factores genera en el sistema una alta turbulencia debido a la velocidad y al cambio de sección que se produce cuando el flujo pasa del ducto al múltiple, también aumenta la tasa de mezclado al

producirse un retroflujo cuando la mezcla choca a gran velocidad con las válvulas de admisión de los otros cilindros las cuales se encuentran cerradas.

Este resultado es consecuente con la ubicación de los inyectores en los motores de encendido provocado modernos, en donde en el sistema multipunto, cada inyector es acoplado en el múltiple justo antes de la válvula de admisión.

Muchos sistemas de conversión de motores de EC a funcionamiento mixto Diesel / Gas Natural, aún utilizan mezcladores tipo venturi o sistemas de inyección monopunto ubicando el inyector lejos del múltiple. Estos equipos deben cambiar su metodología de conversión por la sugerida en este estudio, ya que una mezcla homogénea mejora el desempeño energético y ambiental del motor.

En futuras investigaciones los estudios deben encaminarse a estudiar el fenómeno dentro de la cámara de combustión teniendo en cuenta el estado transitorio del motor; también debe incluirse el uso de diferentes combustibles gaseosos que se implementarán en la tecnología automotriz en un futuro muy cercano como el hidrogeno y el biogás.

Referencias

- Bermejo, F. y Corredor, L. (2008). Diesel replacement model for dual diesel-natural gas engines under urban traffic-operation. Proceedings of ES2008, ASME International conference on energy sustainability, August 10-14, Jacksonville, FL, USA. ES2008-54286.
- Campbell, A.; Hadday, J.; Zhou, Ch. (2006). CFD analysis of heat exchanger and aftercooler for diesel marine engines. ASME, IMECE2006-15982, Chicago, Illinois USA.
- Corredor, L. y Bermejo, F. (2008). Conversión de los motores Diesel a Gas Natural utilizados en el transporte público de la ciudad de Barranquilla. Revista Gas Vehicular, Vol. 31, Marzo, pp. 48-52.
- Carlucci, A.; De Risi, D.; Laforgia, F.; Naccarato, (2008). Experimental investigation and combustion analysis of a direct injection dual-fuel diesel-natural gas engine. Science Direct, Energy, pp. 256-263.
- Derringer, G. y Suich, R. (1980). Simultaneous optimization of several response variables. Journal of Quality Technology, Vol. 12, pp. 214-219.
- Gilkes, O. (2006). Computer simulation of air injection to inlet manifold on turbocharged Engines, Huddersfield University, F2006SC35, England.
- Hountalas, D., Papagiannakis, (2000). Development of a simulation model for direct-injection, dual-fuel, diesel- natural gas engines. SAE, 0286.
- Karim, A. y Chengke L., (2007). 3D-CFD Simulation of diesel and dual fuel engine combustion. ASME, ICEF2007-1621, Charleston, South Carolina, USA.
- Li, G.; Ouellette, P., Dumitrescu, S.; Hill, P. (1999). Westport Research Inc, Universidad de British Columbia. Optimization study of pilot-ignited natural gas direct-injection in diesel engines. SAE, 3556.
- Mitzlaff, K. (1988). Engines for biogas, theory, modification, economic operation. GATE GTZ, Wiesbaden, Alemania, pp. 34.
- Seenikannan, P.; Periasamy, VM.; Nagaraj, P. (2008). A design strategy for volumetric efficiency improvement in a multi-cylinder stationary diesel engine and its validity under transient engine operation. American Journal of Applied Sciences, 5 (3), pp.189-196.
- Winterbone, D.; Pearson, R. (2000). Theory of engine manifold design. Wave action methods for IC engines. Professional Engineering Publishing.

Sobre los autores

Fabio Andrés Bermejo Altamar

Magister en Ingeniería Mecánica, Ingeniero Mecánico, Grupo Mokane, Profesor de tiempo completo, Universidad Autónoma del Caribe, Barranquilla, Colombia.
fbermejo@uac.edu.co

Lesme Antonio Corredor Martínez

Doctor en Ingeniería Mecánica, Ingeniero mecánico, Grupo Urema, Profesor de tiempo completo de la Universidad del Norte, Barranquilla, Colombia.
lcorredo@uninorte.edu.co

Los puntos de vista expresados en este artículo no reflejan necesariamente la opinión de la Asociación Colombiana de Facultades de Ingeniería.