

PREDICCIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE LOS TURBOALIMENTADORES DE MOTORES DIÉSEL CON BASE EN SUS ESPECIFICACIONES TÉCNICAS COMERCIALES

**Lesme Corredor Martínez¹, Cesar Figueroa Socarras²,
Karla Hernández Espinosa³, Francisco Reyes Navarro⁴**

1-Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad del Norte, Barranquilla Colombia.
lcorredo@uninorte.edu.co

2-Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad del Norte, Barranquilla Colombia.
socarrasd@uninorte.edu.co

3-Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad del Norte, Barranquilla Colombia.
espinosak@uninorte.edu.co

4-Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad del Norte, Barranquilla Colombia.
fjreyes@uninorte.edu.co

Palabras claves: Turboalimentador, dinámica del motor, mapas del turboalimentador.

Resumen

En este artículo se analizó la **dinámica del motor diésel** de un catálogo de motor comercial, para este análisis se utilizaron correlaciones empíricas desarrolladas en estudios previos. Se estableció el flujo requerido de aire necesario para que el turboalimentador respondiera de manera óptima en los diferentes escenarios donde va a ser utilizado. Teniendo en cuenta que los catálogos de motores comerciales no especifican el tipo de turbo alimentador, ni el flujo de aire en exceso de entrada a la máquina, se utilizó un tipo de turbo alimentador capaz de suplir la necesidad de exceso de aire de la máquina y de esta manera se desarrollaron los cálculos necesarios para generar los **mapas de los turboalimentadores** y posteriormente se llevó a cabo una comparación de los resultados obtenidos de manera experimental con los datos entregados por el fabricante en el catálogo comercial.

Especificaciones del motor

La investigación se lleva a cabo utilizando un motor diésel comercial de cuatro tiempos de la marca ISUZU. Este motor es sobrealimentado con un turbocompresor.

A continuación se presentan las especificaciones del motor seleccionado:

Tabla 1. Especificaciones del motor.

Tipo	4 cilindros, 4 Ciclos, enfriado con agua, OHC , Conducto común, Turbocargado
Bore - Stroke	95.4 MM X 104.9 MM
Cilindrada	3.0 L
Relación de compresión	17.5:1
Peso en seco	320 KG (705 LBS)
Dimensiones- L x W x H	884 MM X 748 MM X 847 MM
Capacidad del refrigerante	6.0 L
Capacidad del aceite lubricante	15 L
Alternador A.C.	110 A
Regulador Voltaje	12 V GENSET
Motor de arranque	2.5 KW
Envolvente del volante	SAE #3
Volante	SAE 11.5
Colector de aceite	
Ventilador (7 cuchillas)	Soplador

Fuente: Catálogo del fabricante del motor diésel ISUZU.
<http://www.isuzuengines.com/Engine.aspx?series=4J&model=4JJ1TYGV-01>

Cálculo de parámetros geométricos del motor

Volumen

Para conocer el volumen de un cilindro del motor, se tiene en cuenta la siguiente ecuación, donde A_s es el área de la sección transversal del cilindro y S es la carrera del cilindro:

$$Vh = A_s * S \quad (1)$$

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

$$Vh = \frac{\pi}{4} (95.4^2) * 104.9$$

$$Vh = 749828.8 \text{ mm}^3$$

Cilindrada

La cilindrada de un motor es la cantidad de aire que admite el motor en la carrera de admisión. Se calcula multiplicando el volumen por el número de cilindros que tiene el motor.

$$VH = Vh * \#cilindros \quad (3)$$

$$VH = 749828.8 \text{ mm}^3 * 4$$

$$VH = 2999315.213 \text{ mm}^3 = 2999.315 \text{ cc}$$

Relación de compresión

Es un número adimensional que representa cuantas veces se reduce el volumen del fluido de trabajo en el conjunto conformado por el cilindro-pistón. La relación de compresión es un dato que entrega el fabricante del motor con el cual se está trabajando y este valor es de gran importancia debido a que determina la temperatura a la que trabaja el aire al final de la carrera de compresión. Para este motor la relación de compresión es de 17.5:1

Volumen de la cámara de compresión

Representa el espacio disponible que se ubica por encima del punto muerto superior donde se comprime el fluido completamente. Se calcula empleando la siguiente ecuación:

$$Rc = \frac{Vh+Vcc}{Vcc} \quad (4)$$

Despejando V_{cc} , tenemos:

$$Vcc = \frac{749828.8 \text{ mm}^3}{17.5 - 1}$$

$$Vcc = 45444.16 \text{ mm}^3 = 45.44416 \text{ cc}$$

Velocidad media del pistón

Es la velocidad media lineal que posee el pistón al desplazarse del punto muerto superior al punto muerto inferior, está dado por la siguiente expresión:

$$Vm = \frac{rpm * 2 * S}{60} \quad (5)$$

Velocidad nominal (1800 rpm):

$$Vm = \frac{1800rpm * 2 * 0.1049}{60}$$

$$Vm = 6.294 \text{ m/s}$$

Velocidad media a potencia máxima (3600rpm):

$$Vm = \frac{3600 * 2 * 0.1049}{60}$$

$$Vm = 12.588 \text{ m/s}$$

Número de moles del aire de admisión:

Es la cantidad de aire que ingresa al cilindro del motor, depende de las condiciones ambientales de la admisión. Para conocer el número de moles del aire de admisión se emplea la ecuación de los gases ideales:

$$N = \frac{P_s * V_h}{T_s * R_u} \quad (6)$$

Número de moles de Oxígeno en el aire de admisión

Es la cantidad de moles de oxígeno presente en el aire de admisión.

La masa molar del oxígeno (M) es de 32 Kg/kmol, el oxígeno en el aire representa el 21 %, por tanto se tiene que el 21% de la masa de aire de admisión es O₂, de esto se tiene:

$$m_{O_2} = 0.571 \times 10^{-3} Kg * 0,23 = 0.131 \times 10^{-3} Kg$$

Ahora tenemos:

$$m = M * N \quad (7)$$

Despejando N para el O₂ tenemos la siguiente expresión:

$$N_{O_2} = \frac{0.131 \times 10^{-3} Kg}{\frac{32 Kg}{Kmol}}$$

$$N_{O_2} = 4.104 \times 10^{-6} Kmol$$

Relación Estequiométrica

Es la cantidad de masa de aire que se necesita para quemar completamente la cantidad de masa de combustible:

$$R_{A/C} = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{NM_{aire}}{NM_c + NM_H} \quad (8)$$

Donde:

N es el número de moles

M es la masa molar

Se toman los siguientes valores típicos de composición para un combustible Diésel:

Tabla 2. Composición combustible.

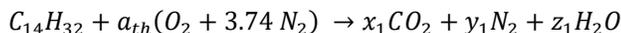
	Carbono C	Hidrógeno H
Peso molecular [kg/kmol]	12	1
Composición % Peso	84	16
Peso molecular combustible [kg/kmol]	200	

Tabla 3. Número de átomos en molécula de combustible.

	Carbono C	Hidrógeno H
$\frac{\text{Número átomos}}{\text{Molécula combustible}}$	14	32

Conocida esta composición se realiza el balance estequiométrico para analizar la combustión:

Combustión ideal:



Las cantidades molares para combustión ideal con base en 1 mol de combustible serán:

Tabla 4. Número de moles.

	C	H	Aire	CO₂	N₂	H₂O
Número moles	14	32	22	14	82.72	16

A continuación se presentan los resultados del Balance Estequiométrico

Tabla 5. Balance Estequiométrico.

Balance Estequiométrico			
Carbono (C)	1,1228	Hidrogeno (H)	2,5664
Reactivos		Productos	
Oxígeno (O2)	1,7644	Agua vapor (H2O)	1,2832
Nitrógeno (N2)	6,634144	Diox. Carb (CO₂)	1,1228
		Nitrógeno (N2)	6,634144

Fuente: Cálculo de los autores

Tabla 6 .Relación Aire/Combustible.

AC estq. (relación aire/combustible)	15,1008	Masa aire (cilindro)	0,00372	Kg
		masa gasolina (req)	0,000246345	Kg
		N° moles comb.	1,53581E-05	Mol

Fuente: Cálculo de los autores.

La relación de aire combustible es de 15.1008, es decir que por cada kilogramo de combustible disponible para ser quemado, se requiere de 15.1008 kg de aire.

Se procede al análisis del ciclo diésel dual.

Ciclo Diésel Dual

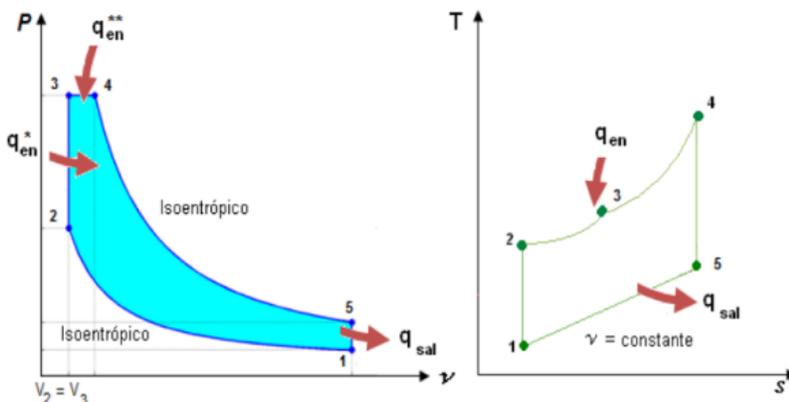


Ilustración 1. Ciclo Dual Diésel.

Proceso 1-2

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} \quad (9)$$

$$v_1 = 0.47 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Con la temperatura de entrada se saca en la tabla de gases ideales del aire el volumen relativo.

$$v_{r1} = 321.5$$

Ahora se entra en el punto 2y se calculan el volumen específico, volumen relativo y la presión del punto 2.

$$v_2 = \frac{v_1}{RC} \quad (1)$$

$$v_2 = 0.02 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_2 = P_1 RC^{n1} \quad (11)$$

$$P_2 = 10385 \text{ KPa}$$

$$v_{r2} = \frac{v_{r1}}{RC} \quad (12)$$

$$v_{r2} = 18.3$$

Con el volumen relativo se saca la temperatura en las tablas de propiedades del aire como gas ideal.

$$T_2 = 1100K$$

Proceso 2-3-4

Se calcula el coeficiente de gases residuales y el coeficiente real de variación molecular

$$\gamma_r = \frac{P_r}{RC * P1 - P_r} \frac{T_1}{T_r} \quad (13)$$

$$\gamma_r = 0.010$$

$$\mu_r = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (14)$$

$$\mu_r = 0.96$$

Se calcula la energía interna de los productos de combustión en el punto 2:

$$C_{v2} = 22.63Kj/kg$$

$$U_2'' = M1C_{v2} \quad (15)$$

$$U_2'' = 15822Kj/kg$$

Se procede al cálculo de la temperatura en el punto 4 con la siguiente correlación:

ε : Aprovechamiento de energía diésel (0.82)

β : grado de elevación de presión

$$\frac{\varepsilon H_u}{M1(1+\gamma_r)} + \frac{U_2 + \gamma_r U_2''}{1 + \gamma_r} + 8.314\beta T_2 = \mu_r (U_3'' + 8.314T_4) \quad (16)$$

$$T_4 = 2400K$$

Se calcula el calor de entrada del ciclo

$$q = -(h_3 - u_3) + h_4 - u_2 \quad (17)$$

$$q = 16070kj/kg$$

Se calcula la presión en el punto 4

$$P_4 = \frac{h_4 - U_2 - q}{v_2} \quad (18)$$

$$P_4 = 540148KPa$$

Proceso 4-5

Se calcula el coeficiente de expansión y grado de expansión:

$$\rho' = \frac{\mu_r T_4}{\beta T_2} \quad (19)$$

$$\rho' = 1.07$$

$$\delta = \frac{RC}{\rho'} \quad (20)$$

$$\delta = 16.31$$

Se calcula temperatura y presión en 5

$$P_5 = \frac{P_4}{\delta^{1.3}} \quad (21)$$

$$P_5 = 567112 \text{ KPa}$$

$$T_5 = \frac{T_4}{\delta^{1.3-1}} \quad (22)$$

$$T_5 = 761 \text{ K}$$

Parámetros mecánicos

Presión media indicada

$$P_i = \frac{P_1 R_C^{n1}}{R_C - 1} \left[\beta(\rho' - 1) + \frac{\rho' \beta}{n2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n2-1}} \right) - \frac{1}{n1 - 1} \left(1 - \frac{1}{R_C^{n1-1}} \right) \right] \quad (23)$$

$$P_i = 766 \text{ KPa}$$

Calculo de la potencia indicada, potencia efectiva y presión media efectiva

$$N_i = \frac{P_i v h \omega}{30} \quad (24)$$

$$N_i = 34501 \text{ Kw}$$

$$N_e = N_i - 0,15 N_i \quad (25)$$

$$N_e = 29326 \text{ Kw}$$

$$PME = \frac{30 N_e}{v h \omega} \quad (26)$$

$$PME = 217 \text{ KPa}$$

Eficiencias

Eficiencia térmica

$$n_t = 1 - \frac{1}{R_C^{n1-1}} * \frac{\beta \rho'^{n1} - 1}{\beta - 1 + n1 \beta (\rho' - 1)} \quad (27)$$

$$n_t = 0.27$$

Eficiencia mecánica

$$n_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (28)$$

$$n_m = 0.85$$

Se calcula el consumo indicado

$$g_i = \frac{g_m}{n_m} \quad (29)$$

$$g_i = 0.30 \text{ lb/hp} - h$$

g_m : consumo específico

Eficiencia volumétrica

$$n_v = \frac{P_i g_i \alpha l_o}{3600 \rho} \quad (30)$$

$$n_v = 1.007$$

Obteniendo la información básica del motor se puede hacer una aproximación de posibles turbo para un motor dado por un fabricante.

$$W_a = HP \cdot \frac{A}{F} \cdot \frac{BSFC}{60} \quad (31)$$

$W_a = \text{Flujo de aire}$

$HP = \text{Potencia (Hp)}$

$$\frac{A}{F} = \text{Relacion aire combustible}$$

$$BSFC = \text{Consumo de combustible específico} \left(\frac{\text{lb}}{\text{HP} \cdot \text{H}} \right)$$

Para el caso de nuestro motor Isuzu Serie 4J Modelo

$$W_a = 67 \cdot 15 \cdot 0,347/60$$

$$W_a = 5,820925 \text{ lbm/min}$$

Se tiene identificado que se necesita un compresor donde su mapa tenga un flujo de 5,820925 lb por minutos, pero falta conocer qué incremento de presión se necesita de este compresor, para esto se tiene la siguiente ecuación.

$$Map = \frac{W_a \cdot R \cdot (460 + T_m)}{VE \cdot \frac{N}{2} \cdot V_d} \quad (32)$$

$Map = \text{Presion de admision (psia)}$

$W_a = \text{Flujo de aire (lbm/min)}$

$R = \text{Constante de Gas (639,6)}$

$T_m = \text{Temperatura de admision (F)}$

$VE = \text{Eficiencia volumetrica}$

$N = \text{Regimen de giro (RPM)}$

$V_d = \text{Volumen desplazado (In}^3\text{)}$

Para nuestro motor

$$Map = \frac{5,82 \cdot 639,6 \cdot (460 + 452,01)}{1,0066 \cdot \frac{1800}{2} \cdot 187,07}$$

$$Map = 18,91 \text{ Psia}$$

Ya teniendo el incremento de la presión se puede hallar el boost necesario para este compresor, el flujo de aire junto con el boost son suficiente para empezar a buscar entre los mapas de los turbo y de esta manera seleccionar un posible turbo para el motor seleccionado motor.

$$R = \frac{P_{com}}{P_{atm}} \quad (33)$$

$$R = \frac{18,91}{14,69}$$

$$R = 1,28$$

Se necesita un compresor que cumpla con una relación de presiones de 1,28 y al menos un flujo de 5,82(lbm/min), para esto un posible candidato seria el modelo GT1548 del fabricante Garret™, este cumple con los requerimiento y tiene un rango extra para un incremento en boost o flujo de aire de ser necesario y la potencia se incrementa.

Referencias

- [1] Paladines Bravo, L. A., & Arcentales Angamarcas, S. P. (2014). *Estudio Termodinámico del motor Toyota turbo diésel modelo2KD-FTV, mediante la implementación de un intercambiador de calor al sistema de admisión*. Cuenta, Ecuador: Universidad politécnica Salesiana.
- [2] http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/catalog/Garrett_Catalog_V5.pdf
- [3] <http://www.isuzuengines.com/Engine.aspx?series=4J&model=4J1TYGV-01>