

Modelo matemático de un plenum para obtener las características dinámicas del flujo másico de un turbocargador

Mathematical model of a plenum to obtain the dynamic characteristics of the mass flow of a turbo-charger

José Ricardo Bermúdez Santaella¹ , Oscar Javier Suárez Sierra² , Juan José Cabello Eras³ 

¹Universidad Francisco de Paula Santander. Av. Gran Colombia, 540003, Cúcuta, Norte de Santander, Colombia.

²Universidad de Pamplona. Km. 1 Vía Bucaramanga Ciudad Universitaria, 543050, Pamplona, Norte de Santander, Colombia.

³Universidad de Córdoba. Carrera 6 No 77-305, 230002, Montería, Córdoba, Colombia.

e-mail: joserocardobs@ufps.edu.co, oscar.suarez@unipamplona.edu.co, juancabelloe@correo.unicordoba.edu.co

RESUMEN

Los turbocargadores en la actualidad han demostrado ser imprescindibles en el campo automotriz por ser máquinas que se encargan de aumentar la potencia, reducir el consumo de combustible y generar menos dióxido de carbono en un motor de combustión interna. En este artículo se presenta el desarrollo de un modelo matemático en base a un plenum, con el propósito de obtener las características dinámicas del flujo másico que genera un turbocargador. Para cumplir con lo propuesto se fundamentó en el conocimiento teórico-práctico de las leyes y conceptos que conforman un turbocargador, dando como resultado la simulación de un modelo matemático utilizando la herramienta Simulink. Para el desarrollo del modelo matemático se utilizaron datos teóricos y de pruebas en régimen estable y dinámico, así como el comportamiento del plenum sometido al sistema de compresión. Este modelo planteado contribuirá a la comunidad científica a través de la obtención de las características entre la relación de compresión y el flujo de masa del compresor de un turbocargador, también, aportará en el futuro al campo de la detección y diagnósticos de fallos orientados a los turbocargadores vehiculares.

Palabras-clave: Turbocargador; flujo másico; compresor; turbina; surge; simulación.

ABSTRACT

Turbochargers have proven to be essential in the automotive field as they are machines responsible for increasing power, reducing fuel consumption, and generating less carbon dioxide in an internal combustion engine. This article presents the development of a mathematical model based on a plenum to obtain the dynamic characteristics of the mass flow generated by a turbocharger. To comply with the proposal, it was based on the theoretical-practical knowledge of the laws and concepts that make up a turbocharger, resulting in the simulation of a mathematical model using the Simulink tool. For the development of the mathematical model, theoretical and test data in stable and dynamic regimes were used, as well as the behavior of the plenum subjected to the compression system. This proposed model will contribute to the scientific community by obtaining the characteristics between the compression ratio and the compressor mass flow of a turbocharger and will also contribute to the field of detection and diagnosis of targeted failures in vehicle turbochargers.

Keywords: Turbochargers; mass flow; compressor; turbine; surge; simulation.

1. INTRODUCCIÓN

En las máquinas térmicas, más específicamente en el campo de los motores de combustión interna, existe un gran interés en el estudio, análisis, operación y mantenimiento de los turbocargadores [1–4]. El turbocargador es una máquina térmica que influye directamente en el motor de combustión interna en mejorar su eficiencia, desarrollo y funcionalidad [5–9]. Esta máquina térmica es uno de los dispositivos mecánicos simples y prácticos para obtener la sobrealimentación de los motores de combustión interna [10, 11].

En la actualidad la mejora de nuevos modelos de motores de combustión interna se desarrolla para reducir las emisiones de óxidos y mejorar la presión de compresión a través de la reducción en la relación de compresión, el tiempo de retardo de la inyección y el tiempo de sus transitorios de la velocidad de rotación del motor [12]. Este último concepto es de gran interés en el campo automotriz, debido a que se debe minimizar el tiempo de los transitorios que ocurren en el motor, en especial a bajas revoluciones; ahí es donde se presentan los diversos problemas de la contaminación ambiental tales como: la generación de gases tóxicos (dióxido de nitrógeno, monóxido de carbono, toxinas y partículas en suspensión) y gases que aportan al efecto invernadero (dióxido de carbono, metano, dióxido nitroso y hexafluoruro de azufre) [13]. Los fabricantes del campo automotriz se ajustan a la norma de la Agencia de Protección Ambiental (EPA), a la normativa europea sobre emisiones (EURO) y la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE), recomendando la implementación de los sistemas de sobrealimentación con el propósito de aportar en la reducción de la contaminación ambiental [14].

Ahora, para lograr el estado de operación deseado en un turbocargador, se hace necesario aumentar la potencia específica del motor de combustión interna de manera que se reduzca el desplazamiento volumétrico y se mantenga eficientemente el índice de potencia (*downsizing*) [15]. Esta mejora ocasiona un resultado de bajos niveles de emisión contaminante y consumo reducido de combustible [16]. Cabe mencionar, que todo este proceso acarrea diversos inconvenientes en las limitaciones mecánicas y térmicas, a través de las condiciones a plena carga (nivel máximo de revoluciones por minuto (rpm) constantes). Por consiguiente, para disminuir estos inconvenientes se ha inducido a utilizar los sistemas de sobrealimentación [17]. Estos sistemas se componen en esencia de una máquina térmica, como lo es el turbocargador. Esta máquina térmica debe reducir su tamaño de sus componentes (turbina-compresor) para aportar eficientemente en su función específica, pero al reducir su tamaño en su turbina, se afecta considerablemente la potencia que entrega al compresor a bajas revoluciones, produciéndose así una relación de compresión de manera significativa que perjudica su rendimiento de operación [18]. Para estabilizar este efecto, se debe mantener el margen del flujo que genera el compresor para no caer en vibraciones y acarrear problemas constructivos, este fenómeno es comúnmente llamado bombeo o *surge* [19, 20].

Al presentarse este fenómeno de bombeo se debe minimizar los efectos mencionados, para lo cual se hace necesario conocer las características de funcionamiento del compresor y establecer como complemento fundamental la inclusión del componente denominado *plenum* en el lazo de compresión. En este lazo se definen las características y rangos de operación dependientes de sus limitaciones de régimen permanente como su flujo másico, la relación de compresión, la velocidad de giro y la eficiencia. Para lograr lo planteado se propone en este artículo el desarrollo del modelo matemático del sistema de compresión en el que se involucra el *plenum*, como elemento principal para analizar el comportamiento del flujo del compresor y su respectiva evaluación.

Recientemente, diferentes estudios están relacionados con las características del flujo másico de un turbocargador. Para ANDREARCZYK [21], su trabajo de investigación aporta resultados experimentales respecto a la determinación de características de flujo del compresor de un turbocargador de automóvil, operándose a una velocidad de 110.000 rpm. En MCMULLEN y PINO [22], centra su trabajo de investigación en corregir los errores al levantar los mapas de compresor y turbina de un turbocargador, en el que consiste en acondicionar los datos de los mapas para su uso en la simulación del rendimiento del motor; este trabajo se basa en el manejo de las ecuaciones diferenciales y principios físicos de las turbomáquinas. Cuando se mencionan los sistemas sobrealimentados, más específicamente en la salida del compresor del turbocargador se presentan cambios repentinos del flujo, objeto de estudio, por tal razón se procedió en hacer una investigación que suministro información y metodologías directas a dar solución a esta problemática [23]. Finalmente, a razón de prevenir fallas en los procesos donde se involucran compresores que conforman un turbocargador respecto a las sobrepresiones o inestabilidades, se realizó una investigación donde se aporta un método de implementación basado en las características experimentales del compresor y la señal de presión de trabajo inestable, basados en el modelo propuesto por Greitzer [24].

A continuación, se describen las secciones que estructuran el artículo, empezando con la sección 2 que hace referencia a los materiales y métodos donde se presentan las características del compresor y su modelo matemático en base a la dinámica del flujo del compresor del turbocargador. Con las ecuaciones diferenciales encontradas, se implanto el modelo matemático desarrollado en la herramienta de Simulink, donde se introdujo los respectivos valores de las variables representativas y se procedió a simular con el objetivo de obtener las dinámicas del flujo y los estados que abordan el compresor del turbocargador. En la sección 3, se presentan los resultados basados en la información procedente de la simulación, donde se obtienen las zonas de trabajo del compresor con sus tendencias del mapa que determina el funcionamiento del compresor a tres velocidades distintas que genera el turbocargador (80.000, 100.000 y 120.000 rpm respectivamente). Adicionalmente, se realizan simulaciones donde se introducen fallos entre estos los externos como es la obstrucción del flujo del compresor y los fallos internos que tiene que ver con el comportamiento del aceite lubricante del eje rotacional del turbocargador, a través de una alteración de la temperatura y de su presión. Los resultados que arrojan estas

situaciones tienen que ver con las condiciones de la dinámica de compresor. Estos resultados se presentan a través de tablas donde se añade la discusión. Finalmente, en la sección 4 se presentan las conclusiones de los resultados obtenidos en la sección anterior.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

Los compresores son máquinas rotativas que comprimen el caudal de fluido que circula por su geometría. Esta geometría está conformada por elementos esenciales como son los álabes, unos de ataque y otros de fuga; estos elementos al circular el flujo para comprimir experimentan presiones bajas en los bordes de los álabes de ataque y presiones altas en los bordes de los álabes de fuga. En este sentido, el flujo de entrada debe superar el gradiente de presión contrario que se opone a su movimiento, este gradiente es importante considerarlo porque desencadena en inestabilidad en el compresor y así, se produce el fenómeno de bombeo o de *surge* en la salida del compresor.

También se puede decir que los compresores presentan en diversos casos otras inestabilidades como (estela-*wakw*, desprendimiento-*stall*, rotación de desprendimiento-*rotating stall*, entre otras), que acarrea el problema del fenómeno del bombeo (*surge*); este es un fenómeno fluido-dinámico que se presenta en las máquinas rotativas. En sí, el fenómeno de bombeo es una oscilación asimétrica del fluido a través del compresor, producidas por las dinámicas del mismo y la geometría del sistema de compresión [25]. Este fenómeno aparece por la reducción del flujo másico o el aumento de la relación de compresión. Sin embargo, las oscilaciones permanentes del fenómeno del bombeo dependen directamente de los elementos geométricos que conforman el sistema del compresor, acarrea al flujo másico en su trayectoria de descarga [26]. Para reducir este problema se debe incorporar al sistema compresor-válvula de estrangulamiento un elemento que amortigüe y transforme las diversas energías que intervienen en este fenómeno, este elemento es comúnmente llamado *plenum* (remanso), como se evidencia en la Figura 1.

En la Figura 1, se puede observar claramente la posición del compresor. Arriba se ubica un conducto de entrada al compresor que habitualmente aspira aire de la atmósfera a través de un filtro, mientras que abajo se posiciona un conducto de salida que se comunica con un depósito del *plenum* situado en el extremo de la ductería. La resistencia que crea el circuito se forma por medio de una válvula, situada abajo del depósito del *plenum*, cuya función es modificar el punto de trabajo del compresor, es decir, cambiar el valor del flujo del caudal mediante la variación de la sección del área transversal de la misma [24].

Ahora, el sistema conformado por el *plenum* y su conducto de unión es conocido como resonador de Helmholtz y su circuito análogo es representado por un sistema de masa-resorte-amortiguador en los sistemas mecánicos flexibles. Este sistema de compresión tiene como función establecer el comportamiento de la presión en el compresor y equilibrar las energías comprometidas en la presión de salida del compresor [28].

2.1. Modelo matemático del sistema de compresión

Con lo planteado anteriormente se establece que el *plenum* en conjunto con la válvula estranguladora son los encargados de la reducción del efecto de bombeo y el de facilitar la obtención de los puntos de certeza en la toma de las diversas variables del sistema como la temperatura, la presión y el flujo de masa.

Este conjunto de elementos es el componente fundamental para obtener los mapas de operación de los compresores, porque permite conocer el flujo dinámico que necesita un compresor desde lo teórico hasta lo

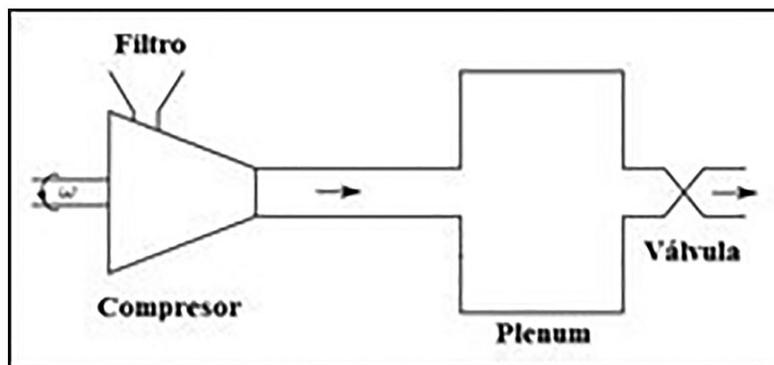


Figura 1: Conformación del sistema de compresión [27].

experimental, también proporciona puntos equivalentes para la toma de medidas, debido a que son de gran importancia para la generación de estos mapas, dando como resultado los índices de relación de presión [29].

Por tal razón se procede a realizar el modelo matemático de un *plenum* como elemento fundamental en el sistema dinámico de un turbocargador, teniendo como base fundamental los balances de masa, energía y de continuidad [30]. Otro aspecto de gran importancia es la relación de la geometría del compresor, del sistema lineal del recorrido del fluido y las características físicas del *plenum*.

Con estas condiciones constructivas y geométricas del sistema de compresión podemos desarrollar el modelo matemático que involucra las características del compresor desde el punto de vista térmico y de las turbo-máquinas. Estos principios se basan fundamentalmente en la masa que succiona el compresor, variable principal para construir el modelo matemático dinámico del sistema de compresión de un turbocargador.

2.2. Variables determinísticas del compresor

En esta etapa se desarrolla el modelo matemático del compresor, donde se tiene como eje esencial para su obtención, las variables determinantes como: la temperatura, la presión y el flujo de masa del compresor a través del *plenum* del turbocargador [31].

2.2.1. Temperatura del compresor

Para determinar la temperatura del compresor se tiene como base primordial el balance de energía en las fronteras del compresor, como se presenta en la Figura 2. Al considerar la energía del compresor se aprecia la transferencia de calor del fluido respecto a la superficie y esta, al medio ambiente. Se supone que no existe transferencia de trabajo mecánico al volumen de control. La energía también se transfiere hacia y desde el sistema de trabajo, a través de la entrada (T_{af}) y su salida (T_{co}). Cabe señalar que la variable observable en este sistema es la temperatura de salida, la cual es representada en la Ecuación 1. En esta ecuación se observa que la temperatura del compresor es la variable a tener como referente para este estudio. También, el comportamiento de la energía liberada por el gas en movimiento, teniendo presente el gradiente de energía que se libera al medio ambiente respecto a la velocidad rotacional del eje del turbocargador. Otro aspecto por resaltar es la energía cinética y potencial que se suponen despreciables en este sistema.

$$\frac{dT_{co}}{dt} = M_{co} \cdot (C_{vco} \cdot m_{co} \cdot (T_{af} - T_{co}) + R \cdot (m_{af} \cdot T_{af} - m_{co} \cdot T_{co}) + Q_{co}) \tag{1}$$

La masa de acumulación en el interior del compresor que es un factor relevante para la dinámica del mismo está comprometida por su presión, características específicas del calor a volumen constante, y como elemento esencial de su geometría espacial, este modelo se observa en la Ecuación 2.

$$M_{co} = \frac{R \cdot T_{co}}{P_{co} \cdot V_{co} \cdot C_{vco}} \tag{2}$$

Donde: $C_{vco} = 727,4 \frac{J}{Kg - K}$, $R = 287 \frac{J}{Kg - K}$ y $V_{co} = 0,0112 m^3$

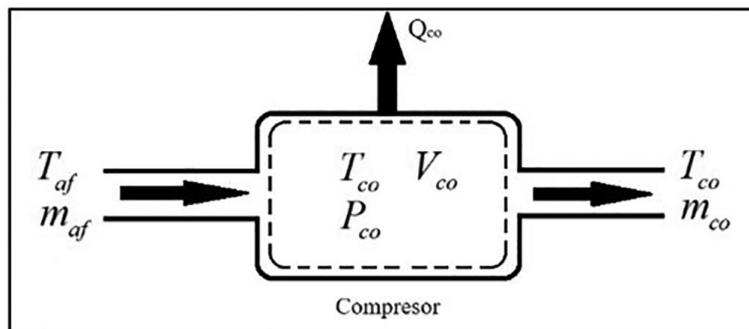


Figura 2: Volumen de control de un compresor.

2.2.2. Presión del compresor

Para entender el comportamiento del compresor se debe conocer la dinámica interna que relaciona su presión, para esto se hace necesario realizar un balance de masa a través de su geometría espacial que relaciona las fronteras de estudio del compresor, el resultado obtenido es un modelo matemático que se representa en la Ecuación 3. Este modelo está alimentado por el flujo de aire que proviene del medio ambiente y su salida que determina el flujo que se forma en el interior del compresor por las resoluciones estructurales en el interior del mismo, como se visualiza en la Figura 3. En este modelo se observan las relaciones directas de la presión respecto a la temperatura y su gradiente de la misma en relación al tiempo [32].

$$\frac{dP_{co}}{dt} = \frac{R \cdot T_{co}}{V_{co}} \cdot (m_{co} - m_{af}) + \frac{P_{co}}{T_{co}} \cdot \frac{dT_{co}}{dt} \tag{3}$$

Para hallar el comportamiento del flujo másico que absorbe el compresor del medio ambiente respecto a su carga y abstraerlo en un modelo matemático, se debe involucrar el comportamiento interno de las características físicas del rodete del compresor, teniendo en cuenta su entrada y salida del flujo cuando este recorre el rodete. Este estado genera diversos cambios de energía en la configuración de los álabes del rodete del compresor [33]. Para lograr este fin se utiliza un elemento denominado *plenum*, que tiene como propósito el de permitir el análisis integral de este con la geometría interna del compresor. La configuración del sistema que se propone en este estudio está conformada por la geometría de la tubería de conexión del compresor aguas abajo, el *plenum* y válvula de la regulación del flujo, este sistema integral se observa en la Figura 3.

2.2.3. Flujo de masa del compresor a través del plenum

Para conocer el flujo que absorbe el compresor en condiciones dinámicas, existen procedimientos experimentales de orden superior, específicos de cada compresor [34]. La idea de este artículo es realizar una metodología donde se pueda aplicar un método matemático generalizado para cualquier compresor. Este método, de acuerdo a GRAVDAHL *et al.* [35], utiliza la estructura presentada en la Figura 3 y se fundamenta en las diferencias de presión en el compresor y el *plenum*, este último es el encargado de dar la estabilidad al flujo másico de salida del compresor (transformación de la energía cinética del fluido a la salida en energía potencial) donde se suavizan y anulan las oscilaciones que se presentan en el interior del compresor, esta zona es la comúnmente llamada, *surge* o sobretensión. En esta área donde el plenum suaviza las oscilaciones se logra realizar las medidas de la presión y temperatura de la forma correcta [36].

A continuación, se presentan los modelos matemáticos de este método en condiciones dinámicas de operación del compresor, en base a las variables representadas en la Figura 3.

En la Ecuación 4, se deduce el flujo del compresor a través del área y la longitud del tramo del conducto del sistema de compresión, en el que se incluye la dimensión geométrica del *plenum* y se relacionan las caídas de presión a la entrada y la salida tanto del compresor como la presión del *plenum* respecto al medio circundante. La Ecuación 4, dimensionalmente es homogénea y cumple con las unidades de medidas asociadas.

$$\frac{dm_{co}}{dt} = \frac{A_c}{L_c} \cdot (\Delta P_{co} - \Delta P) \tag{4}$$

Donde: $A_c = 0,002875 \text{ m}^2$, $L_c = 2 \text{ m}$

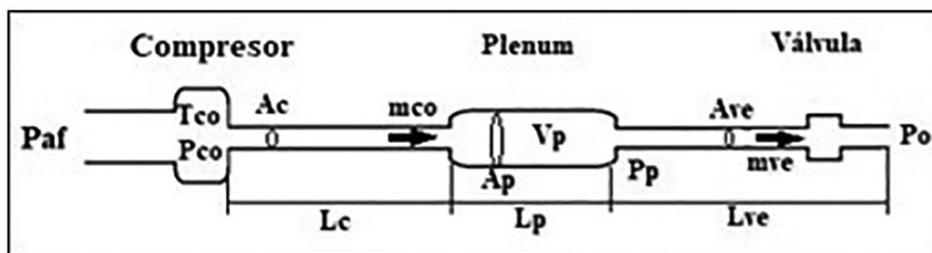


Figura 3: Flujo de masa del sistema de compresión.

La Ecuación 4, se reacondiciona a las especificidades de la salida del flujo del compresor, reemplazándose por su componente que relaciona las características geométricas internas del rotor del compresor respecto a la presión de entrada, obteniéndose así, el modelo completo para calcular el flujo másico del compresor, esto se puede visualizar según la Ecuación 5.

$$\frac{dm_{co}}{dt} = \frac{A_c}{L_c} \cdot (\psi_{co} \cdot (m_{co} \cdot U) \cdot P_{af} - \Delta P). \quad (5)$$

Las Ecuaciones 6 y 7, relacionan las diferencias de presión del sistema de compresión presentado en la Figura 3, con el propósito de conocer la dinámica del flujo másico del compresor.

$$\Delta P = P_{co} - P_p \quad (6)$$

$$\Delta P_{co} = P_{co} - P_{af} \quad (7)$$

Para conocer la presión del *plenum*, se debe suponer que, en este proceso de compresión, el volumen de trabajo es isentrópico; por lo tanto, se cumple la siguiente deducción matemática según la Ecuación 8

$$\frac{dP_p}{P_p} = -K \cdot \frac{dV_p}{V_p} = K \cdot \frac{d\rho_p}{\rho_p}, \quad (8)$$

donde, $\rho = \frac{1}{V}$ y de ahí se obtiene las relaciones colineales de $\frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dV}{V}$.

Por consiguiente,

$$\frac{dP_p}{dt} = K \cdot \frac{dP_p}{P_p} \cdot \frac{d\rho_p}{dt} = K \cdot R \cdot T_p \cdot \frac{d\rho_p}{dt}. \quad (9)$$

Ahora, el balance de masa establecido en el volumen del *plenum*, según la Figura 3, viene dado por,

$$m_p = m_{co} - m_{ve} \quad (10)$$

$$\frac{d\rho_p}{dt} = \frac{1}{V_p} \cdot (m_{co} - m_{ve}), \quad (11)$$

Al reemplazar las Ecuación desde 8 a 11, se obtiene el valor de la presión en estado dinámico del *plenum*, según la Ecuación 12.

$$\frac{dP_p}{dt} = K \cdot R \cdot \frac{T_p}{V_p} \cdot (m_{co} - m_{ve}). \quad (12)$$

Donde: $V_p = 0,02 \text{ m}^3$.

Al decir que el fluido que atraviesa el *plenum* es el aire, se considera una onda sonora que se transmite a través de una trayectoria directa en el *plenum* que, al aplicar el método de la ecuación de continuidad se deduce la relación entre la diferencia de volumen respecto a la diferencia de densidad y seguidamente se hace la relación directa de la presión, teniendo presente que el aire es un gas ideal. Esta relación se denomina la velocidad del sonido y se presenta en la Ecuación 13.

$$a_s = \sqrt{K \cdot R \cdot T_p}. \quad (13)$$

Al reorganizar la Ecuación 12 con la Ecuación 13, se obtiene la Ecuación 14. Que representa la presión que relaciona la dinámica del comportamiento del flujo másico en el *plenum*, donde se denota los flujos de masa equivalente a su entrada y salida, también la relación geométrica a través del volumen respecto a la velocidad sónica de la ductería que relaciona el *plenum*.

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{a_s^2}{V_p} \cdot (m_{co} - m_{ve}). \quad (14)$$

2.3. Característica del compresor

Para encontrar un modelo matemático que relacione las características del compresor se debe conocer la relación de compresión respecto a las características de los elementos que conforman un compresor y de ahí se relacionan directamente con la eficiencia específica del mismo [37–39].

La Ecuación 15 y 16, representan matemáticamente la eficiencia isotrópica de la dinámica del compresor como se observa en la Figura 4. Estas ecuaciones se estructuran a través del enfoque termodinámico en base a la diferencia de la entalpía adiabática, donde se referencia los estados equivalentes que están definidos por el comportamiento de su presión y temperatura [40, 41].

$$n_{co}(m,U) = \frac{\Delta h_s}{\Delta h} = \frac{T_{2c,s}^* - T_1}{T_{2c} - T_1} = \frac{C_p \cdot T_1 \left(\frac{T_{2c}}{T_1} - 1 \right)}{\Delta h_{ideal}} \tag{15}$$

Donde: $C_p = 1004 \frac{J}{Kg - K}$,

$$n_{co}(m,U) = \frac{C_p \cdot T_1 \left(\left(\frac{P_{co}}{P_{af}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\Delta h_{ideal}} \tag{16}$$

Otro aspecto de relevancia en este estudio se basa en comprender la dinámica del aire del compresor, cuando las condiciones ambientales de presión y humedad varían, respecto al calor específico y la proporción de sus calores específicos; en este trabajo se redujo la presión y humedad del ambiente, produciendo un aumento de la temperatura y flujo del aire comprimido en el lazo de compresor y se observa la disminución a un nivel leve en sus calores específicos del aire comprimido.

Cabe resaltar que la presión y el flujo son variables directas que se presentan en el fenómeno de surge, mientras que la temperatura es un efecto de este fenómeno en el compresor del turbocargador.

Por último, la Ecuación 17, es el resultado general del modelo isotrópico de la relación de presión, respecto al flujo del compresor.

$$\frac{\Delta P_{co}}{P_{af}} = \varphi_{co}(m,U) = \left(1 + \frac{n_{co}(m,U) \cdot \Delta h_{ideal}}{C_p \cdot T_{af}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{17}$$

Para el desarrollo de la Ecuación 18, se abordó la energía de entrada y salida del rodete, teniendo como ley fundamental la ecuación de movimiento de Euler; donde el rodete y sus variables se visualiza en la Figura 5.

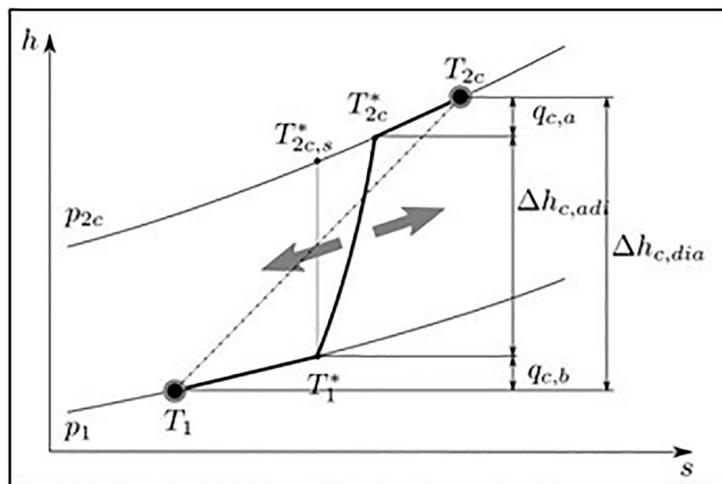


Figura 4: Proceso de transferencia de calor en un sistema de compresión.

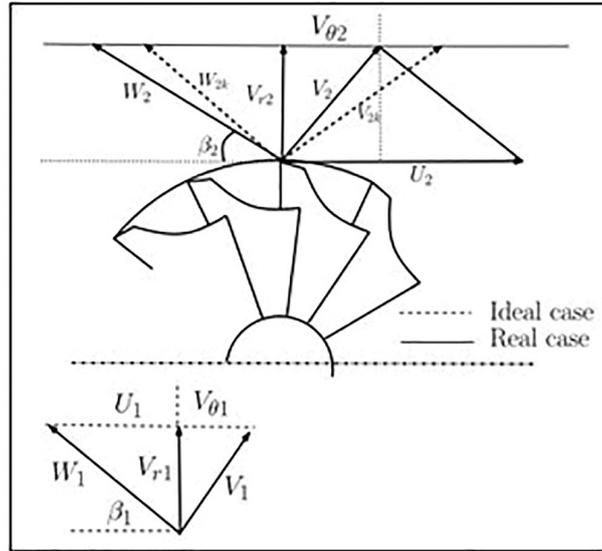


Figura 5: Triángulo de velocidad en el rotor del compresor [34].

En la Figura 5, se dan las diferencias de la entalpía adiabática del compresor y son calculadas usando los enfoques paramétricos derivados de las ecuaciones física de la teoría de los fluidos en movimiento, basados en el trabajo presentado por [42].

La Ecuación 18 define la eficiencia isotrópica del compresor, donde se relacionan las pérdidas (Δh_{loss}) incidentes producidas por el cambio brusco de dirección del flujo a la entrada de los álabes del impulsor y difusor, las pérdidas por fricción a través de la presencia de fuerzas viscosas en la capas límites del fluido en el impulsor y difusor dependiendo de la velocidad absoluta o relativa local y otras pérdidas propias del modelo que se agrupan en distribuidas como las que se presentan en la voluta, carga alta en los álabes que produce separación del flujo, el flujo inducido por la holgura de los álabes determinan flujo secundarios y pérdidas de fugas, fricción del disco del rotor, flujo sónico en la superficie del álabe ($\Delta n\%$) [43].

$$n_{co}(m,U) = \frac{\Delta h_{ideal}}{\Delta h_{ideal} + \Delta h_{loss}} - \Delta n\%, \quad (18)$$

Donde: $\Delta n\% = 0,1$.

La Ecuación 19, representa la entalpía específica ideal que entrega al fluido de trabajo, donde relaciona la velocidad tangencial del *impeller* con el factor de deslizamiento.

$$\Delta h_{ideal} = \sigma \cdot U, \quad (19)$$

$$\sigma = 1 - \frac{\pi}{Z}. \quad (20)$$

Donde: $Z = 12$.

La Ecuación 21, representa el conjunto de pérdidas de incidencias, fricción y otras relevantes en el *impeller* y el difusor.

$$\Delta h_{loss} = \Delta h_{fi} + \Delta h_{ri} + \Delta h_{fd} + \Delta h_{id} \quad (21)$$

La Ecuación 22, indica la relación de la velocidad tangencial respecto a la velocidad rotacional en revoluciones por minuto.

$$U = \left(\frac{D \cdot \pi}{60} \right) \cdot N. \quad (22)$$

Donde: $D = 0,015 \text{ m}$ y $N = 100.000 \text{ rpm}$.

La Ecuación 23, representan las pérdidas por fricción del fluido existente en el *impeller* y en el difusor.

$$\Delta h_{fr} = \frac{C_h \cdot l \cdot m_{co}}{2 \cdot D \cdot d_i^2 \cdot A_i^2 \cdot \text{Sen}(B_{1b})} = \Delta h_{fd}. \quad (23)$$

La Ecuación 24, relaciona el factor de fricción, respecto a la dependencia del número de *Reynolds*.

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}, \quad (24)$$

$$f = 0,3164 \cdot (R_e)^{-0,25}. \quad (25)$$

La Ecuación 26, indica el coeficiente de pérdidas de fricción, relacionando con el factor de fricción del *impeller*.

$$C_h = 4 \cdot f. \quad (26)$$

La Ecuación 27, referencia las pérdidas por incidencias del difusor del compresor, donde relaciona el ángulo de entrada del fluido al *impeller* a través de las aspas del mismo y este a su vez comparte con el ángulo del asa del inductor, estos ángulos se presentan en la Ecuación 28.

$$\Delta h_{id} = \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma \cdot D_2 \cdot U_1}{D_1} - \frac{m(\alpha_{2b})}{d_1 \cdot A_d} \right)^2, \quad (27)$$

$$\alpha_{2b} = \arctan \left(U_1 - \frac{D_1 \cdot \tan(B_{1b})}{\sigma \cdot D_2} \right). \quad (28)$$

Donde: $B_{1b} = 60^\circ$.

La Ecuación 27 y 29, describen las pérdidas incidentes del difusor

$$\Delta h_{ii} = \frac{1}{2} \left(U_1 - \frac{\cot(B_{1b}) \cdot m_{co}}{d_1 \cdot A_1} \right)^2. \quad (29)$$

Para obtener la línea de sobretensión correspondiente al mapa del compresor del turbocargador, se realiza el siguiente procedimiento, en el que se involucra el coeficiente de presión total y el coeficiente del flujo del compresor a una velocidad constante del eje del compresor como se presenta en las Ecuaciones 30 y 31.

$$\Psi = \frac{\Delta P}{\left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot U_m^2}, \quad (30)$$

$$\varphi = \frac{V_z}{U_m}, \quad (31)$$

Donde $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$ y $U_m = 341 \text{ m/s}$.

Ahora, la magnitud del punto de inicio de la sobretensión, la conservación del flujo del compresor y los cambios de presión en el caudal se representan según las Ecuaciones 32 y 33.

$$\frac{Q_s}{\varphi_s \cdot A} = \rho \cdot U_m, \quad (32)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 + \Delta P_s}{P_1}. \quad (33)$$

Donde P_1 y P_2 son las presiones a la entrada y salida respectivamente del compresor. es el flujo de succión del compresor y A es el área de la sección de la entrada del compresor.

A continuación, se define la relación de presión respecto al coeficiente indicador de la inestabilidad en el mapa del compresor, B , que se presenta en la Ecuación 34

$$B = \frac{1}{2 \cdot A^2 \cdot \rho \cdot P_1} \left(\frac{\psi_s}{\phi_s} \right) \quad (34)$$

La frecuencia de pulsación y oscilación del flujo a la salida del compresor se define en la Ecuación 35

$$w_h = c \cdot \sqrt{\frac{A_c}{V_p \cdot L_c}} \quad (35)$$

La velocidad del aire en su componente del sonido se presenta según la Ecuación 36

$$c = \sqrt{\gamma \cdot \frac{P_p}{\rho}} \quad (36)$$

El coeficiente del calor específico se presenta según la Ecuación 37

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (37)$$

Al reemplazar las Ecuaciones 30 y 31 en la Ecuación 34, se obtiene el flujo del compresor respecto a la razón de compresión, como lo demarca la Ecuación 38

$$Q = \sqrt{\frac{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_s - 1}{B}} \quad (38)$$

Finalmente, para encontrar el punto de sobretensión o límite del surge se debe conocer la relación de presión del compresor según la Ecuación 39 y su respectivo flujo según la Ecuación 38. Para lograr este cometido se halla la relación de compresión a través de la relación que conforma el margen del límite de oscilación en el punto de sobretensión y la relación de compresión del punto de referencia o deseado de operación a condiciones normales, esto se visualiza en la Ecuación 35. El valor de margen se estipula según la máquina a utilizar, en este caso por ser un compresor centrífugo tiene estipulado un valor del 10% o 0,1.

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_s = M \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{pd} + \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{pd} \quad (39)$$

2.4. Implantación del modelo matemático general

En este apartado se utilizan las Ecuaciones 1 hasta la 39 que se implantan en la herramienta *Simulink* de Matlab [44]. Cabe resaltar que se utilizó el generador de convergencia de Simulink *ode15*, con el objetivo de generar una respuesta rápida, debido a que en el modelo desarrollado existe un orden cinco. Como resultado se obtuvo las diversas simulaciones dinámicas del sistema de compresión, en base al comportamiento del flujo másico del compresor demarcado por las condiciones que establece el *plenum* desde sus principios matemáticos, a través del balance de su dinámica del fluido y sus parámetros geométricos [45].

2.4.1. Sistema general del plenum

En la Figura 6, se presenta la implementación del sistema general de un *plenum*, donde se relacionan las características geométricas del sistema, plasmada por medio de las Ecuaciones 3, 5 y 14. Estas características describen el comportamiento dinámico del flujo del compresor, la presión que se presenta en el *plenum* y las relaciones físicas internas de los componentes rotativos que conforman los componentes del compresor, desde la potencia que libera el fluido en el que se relaciona la entalpía que entrega el mismo teniendo muy presente las pérdidas hasta la transferencia de calor que es el caso de las entalpías específicas incluyendo las pérdidas incidentes y por fricción [46–48]. Estas últimas juegan un rol importante en la configuración de las características del compresor y en la determinación de la región de funcionamiento estable y de régimen del compresor. Cabe señalar que existen otras pérdidas que no se tienen en cuenta en este estudio, como las pérdidas de fuga y fricción del disco.

2.4.2. Características geométricas del compresor en relación a su flujo másico

En la Figura 7, se presenta la implementación de la estructura general del sistema de un *plenum*, donde se relacionan las características de geométricas del compresor y sus pérdidas. Esta abstracción se lleva a la realidad con el uso del balance de flujo continuo de aire en la trayectoria del mismo. Dando como resultado el modelo matemático estructurado y relacionado a través de las Ecuaciones 16 a 29.

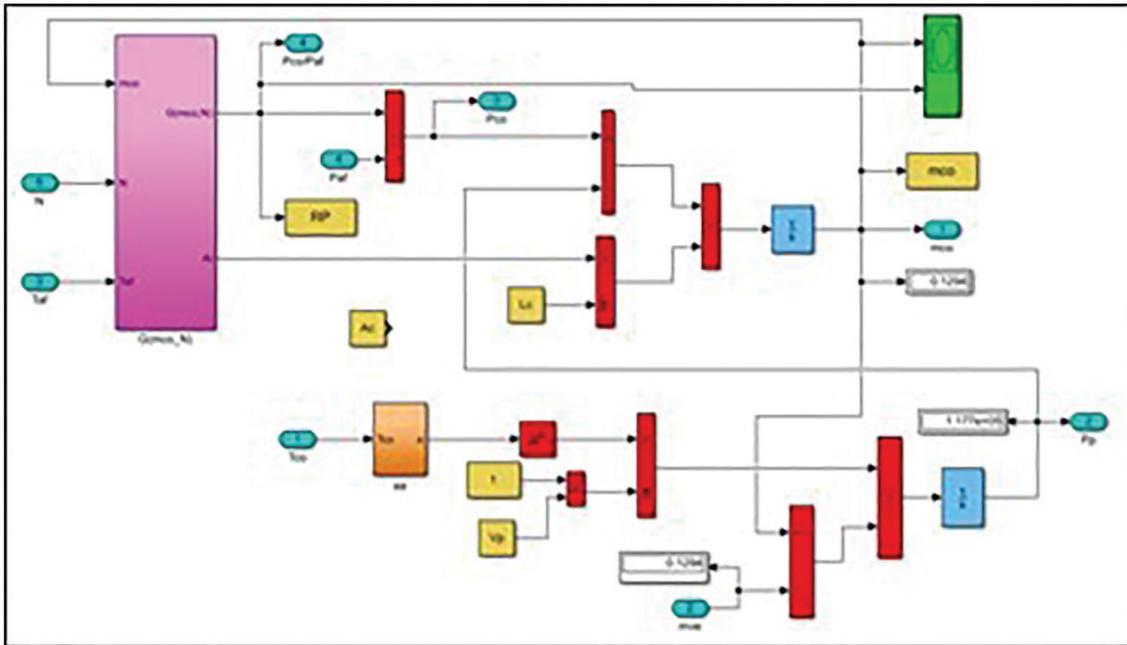


Figura 6: Sistema dinámico del compresor.

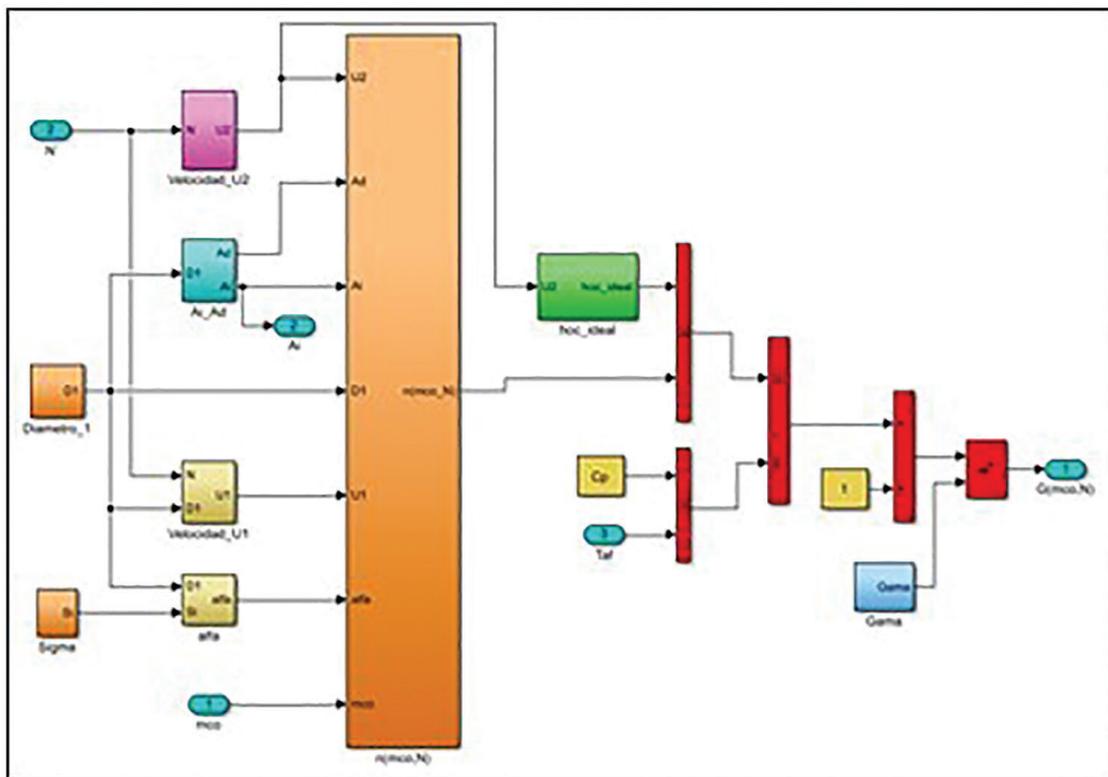


Figura 7: Sistema dinámico del plenum.

3. RESULTADOS Y DISCUSIONES

Los resultados que se obtienen de las características del turbocargador en base al compresor respecto a la dinámica del *plenum* se referencia en el cambio de la velocidad rotacional del turbocargador; ahora, para obtener la velocidad en régimen estable según su referencia, se debe mantener las condiciones a la entrada (aire/combustible) de la cámara de combustión, que alimenta a través del flujo de los gases de combustión a la turbina, donde esta es la generadora del par rotacional para mover el compresor, superando las pérdidas incidentes y de fricción del eje solidario entre la turbina y el compresor. Para este fin, se utiliza una estrategia de control avanzado de relación o posicionamiento paralelo soportado por una configuración de controladores convencionales (PID) [49], donde el flujo de combustible de la cámara de combustión es referenciado por el controlador de velocidad o maestro y el conjunto de controladores esclavos de flujos son los encargados de manipular el aire-combustible, a través de la información suministrada por los transmisores de medida por medio de sus lazos de realimentación; teniendo presente la constante de relación estequiométrica que relaciona el controlador de aire con el controlador del combustible, ver Figura 8.

Al asignar los parámetros requeridos por el modelo matemático, se procede a la respectiva simulación, dando como resultado la Figura 9, que representa el comportamiento del compresor a diferentes condiciones de trabajo reflejada en velocidad de rotación del compresor.

En la Figura 9, se evidencia los estados del flujo másico que se presenta en el funcionamiento del turbocargador, desde el arranque y hasta el régimen nominal. Esta dinámica es el resultado de los cambios del flujo del compresor a un estado bajo control a través de la asignación de la consigna de la velocidad del eje rotacional del turbocargador (80.000, 100.000 y 120.000 rpm), comprometiendo la relación conjunta entre el flujo del compresor respecto a la relación de presión. Cabe mencionar, que esta dinámica está sometida a disturbios que son los denominados fallos que representan las condiciones reales de la tendencia del turbocargador en un tiempo determinado. En la Figura 9, se aplica un fallo permanente simulado a través del cierre (100% a 50%) de una válvula de control ubicada a la salida del ducto donde circula el flujo másico del compresor del turbocargador.

La Figura 9, hace referencia a la metodología de obtención de las zonas del mapa que determina el funcionamiento del compresor; esta dinámica está bajo la supervisión de la estrategia de control de posicionamiento paralelo en relación de los flujos de entrada a la cámara de combustión (aire/combustible), soportada por controladores tradicionales, con el propósito de mantener la variable controlada (velocidad rotacional del turbocargador), constante. Cabe resaltar, que esta característica del turbocargador se puede afectar por la presencia de tres fallos muy representativos; dos de ellos en el aceite de lubricación del turbocargador en lo que respecta a su temperatura y presión. El restante se ubica en la salida del compresor a través de la obstrucción del flujo másico de salida del compresor. Este fallo se representa en este estudio a través del cierre controlado de la válvula de salida del ducto después del *plenum*, en diversas posiciones: 100%, 90%, 80% y 70% hasta un cierre medio, respectivamente.

A raíz de lo anterior, surge la conformación de la Tabla 1, en la que se relacionan los resultados del comportamiento de los flujos másicos, tanto del proceso que genera la energía necesaria para accionar la rotación del compresor como del proceso complementario que hace que se evidencie el flujo másico del compresor, estos procesos son los denominados, cámara de combustión y el *plenum*.

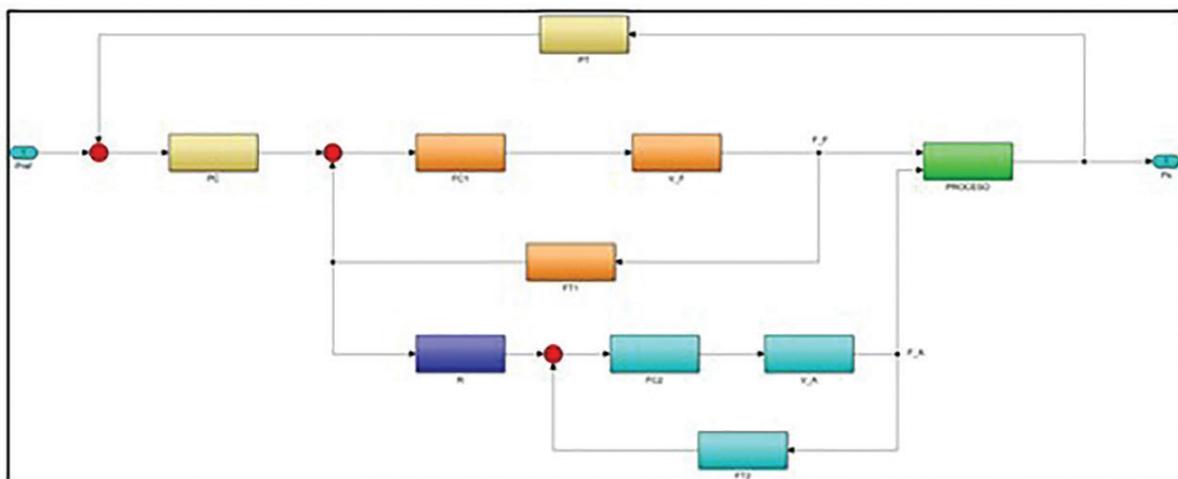


Figura 8: Esquema general de la estrategia de control de relación de medición completa.

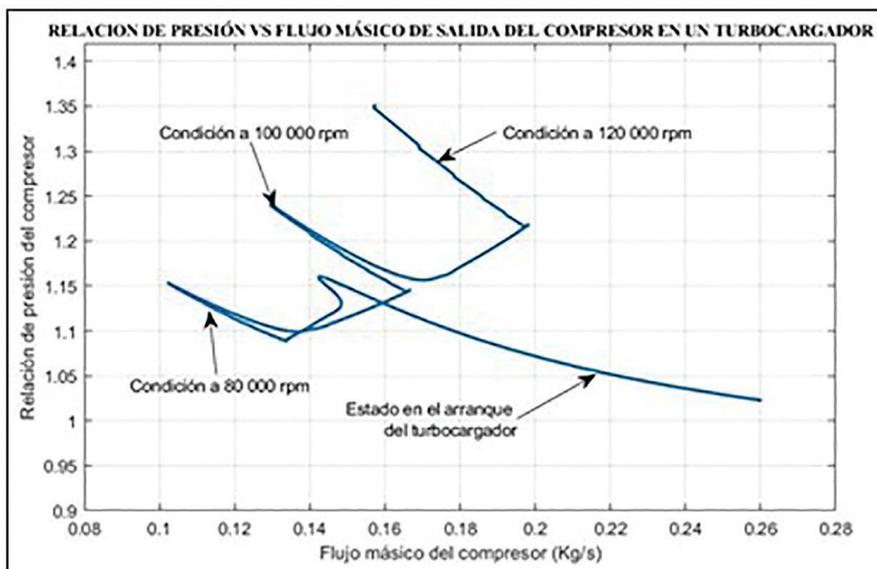


Figura 9: Dinámica de la característica del flujo del compresor respecto a la relación de presión.

Tabla 1: Condiciones de la dinámica del turbocompresor.

VARIABLE	CONSIGNA DE REFERENCIA (RPM)			UNIDADES
	80.000	100.000	120.000	
Flujo de masa de aire a la entrada de la cámara de combustión.	0,09124	0,1002	0,1095	Kg/s
Flujo de masa de combustible a la entrada de la cámara de combustión.	0,004838	0,005312	0,005581	Kg/s
Flujo de masa del compresor o del plenum.	0,1338	0,1659	0,1973	Kg/s
Temperatura del compresor.	352,4°	348,1°	344,9°	
Relación de presión del compresor.	1,0895	1,1438	1,2165	—

En la Tabla 1, se presentan las velocidades de rotación del turbocargador en rpm y las variables de medida que definen la dinámica de operación como el flujo másico, la temperatura y las relaciones que caracterizan el compresor. En esta tabla se observa que la relación de presión, el flujo de másico del compresor y el flujo másico del combustible de entrada a la cámara de combustión a una velocidad constante de 120.000 rpm, son mayores respecto a los otros valores estipulados en sus consignas; mientras que la temperatura del compresor se hace menor. Estos resultados se obtienen al aplicar las diversas condiciones de la salida del flujo másico del compresor a través de su obstrucción, tendiendo presente que este evento se condiciona a mantener la variable controlada a una velocidad constante del eje rotacional del turbocargador.

Seguidamente, se evidencia la dinámica del eje rotacional y los flujos másicos manipulados del proceso del turbocargador a diferentes velocidades de consigna en condiciones en el que ocurren fallos respecto a: la obstrucción en la salida del aire del compresor desde un valor con magnitud de 100% de apertura hasta el 50% de apertura, la temperatura del aceite de lubricación del rotor del turbocargador con un valor de 70 °C a 60 °C y la presión de alimentación del aceite al turbocargador en el eje rotacional desde un valor de 4 bar a 2 bar, como se visualiza en la Figura 10, 11, 12 y la Tabla 2.

En la Figura 10, se observan los puntos de consigna o de referencia, (80.000 rpm, 100.000 rpm y 120.000 rpm) en el que se obtienen los valores respectivos de flujo másico de aire a la entrada de la cámara de combustión equivalente a 0,000475 Kg/s, 0,000535 Kg/s y 0,000575 Kg/s respectivamente. En esta figura se visualiza el comportamiento en 13s y 25s con un transitorio que tiene un sobrepaso equivalente a 0,0008 (Kg/s) debido al cambio de referencia desde 80.000 rpm a 100.000 rpm y desde 100.000 rpm hasta 120.000 rpm respectivamente.

En la Figura 11, se observan los puntos de consigna (80.000 rpm, 100.000 rpm y 120.000 rpm) proporcionado por un flujo másico de gas a la entrada de la cámara de combustión equivalente a 0,092 Kg/s, 0,1Kg/s y 0,11 Kg/s respectivamente. En esta figura se visualiza el comportamiento en 13s y 25s produciendo un transitorio que tiene un sobrepaso equivalente a 0,0165 (Kg/s), cuando se hace la variación de consigna desde 80.000 rpm hasta 100.000 rpm y desde 100.000 rpm hasta 120.000 rpm respectivamente.

En la Tabla 2, se evidencia el comportamiento de los fallos en las gamas de consigan de referencia, denotadas por 80.000, 100.000 y 120.000 rpm. También, se demarca la amplitud inercial del fallo (rpm) y su tiempo de estabilización (segundos). En esta tabla se observa que, en el caso de la velocidad de consigna de 80.000 rpm, la disminución de temperatura y presión del aceite del turbocargador presentan un cambio de fase; mientras las otras consignas aquí tratadas mantienen su orientación positiva. Cabe señalar, que la consigna de

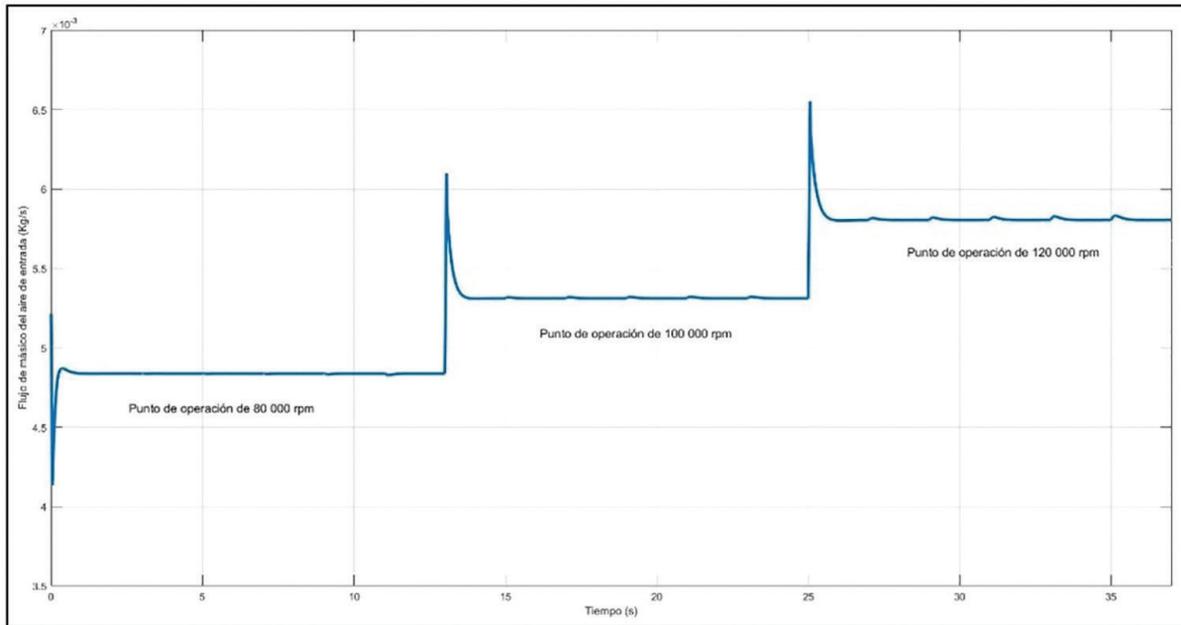


Figura 10: Comportamiento de la variable manipulada respecto al flujo másico de aire.

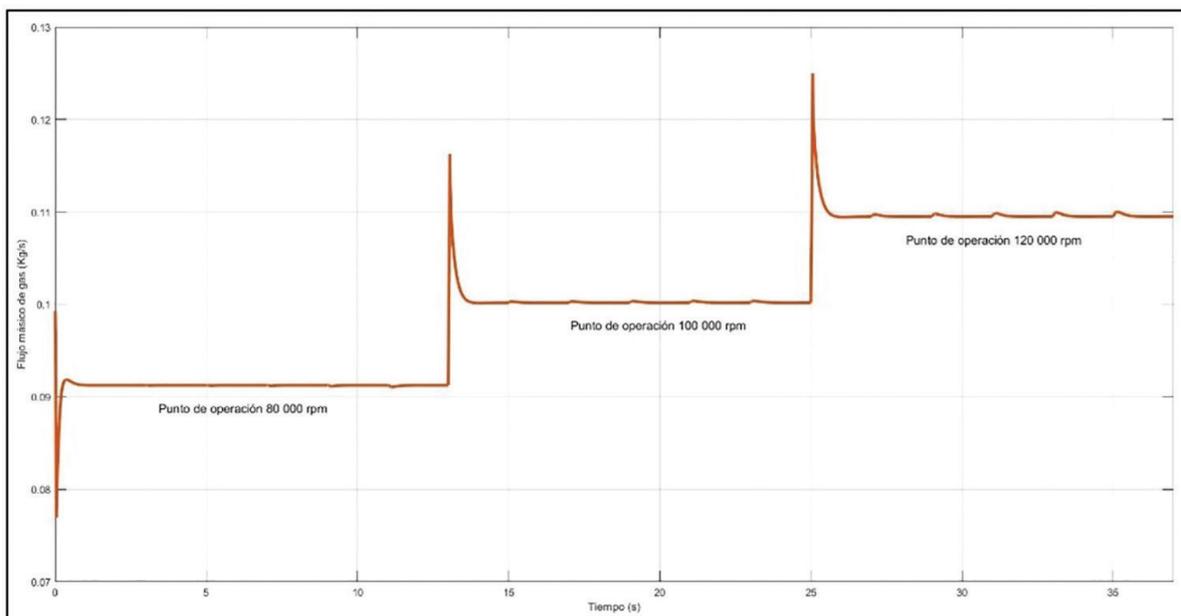


Figura 11: Comportamiento de la variable manipulada respecto al flujo másico de gas.

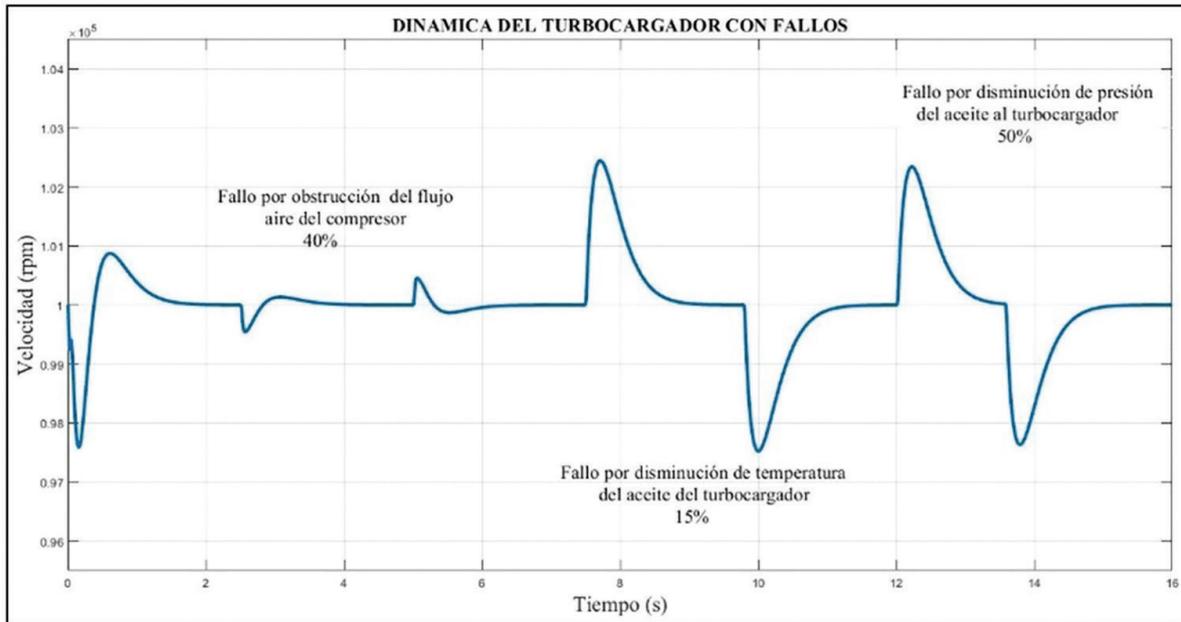


Figura 12: Dinámica del turbocargador con fallos a velocidad de consigna de 100.000 rpm.

Tabla 2: Características de fallos en amplitud y tiempo a cambios de consigna en el turbocargador.

FALLOS	CONSIGNA DE REFERENCIA (RPM)			
	UNIDADES	80.000	100.000	120.000
Obstrucción del flujo de aire de salida en el compresor, al 40%.	rpm	+0,02	+0,27	+0,25
	s	0,5	1,4	1,8
Disminución de temperatura del aceite del turbocargador, al 15%.	rpm	-0,04	+0,25	+0,22
	s	1,9	1,8	1,6
Disminución de la presión del aceite del turbocargador, al 50%.	rpm	-0,1	+0,22	+0,21
	s	2,0	1,8	1,7

80.000 rpm, presenta al aplicarse un fallo en la presión de aceite, una respuesta lenta de 2,0 segundos, respecto a las otras consignas. Entre más alta sea la consigna de referencia se obtiene un efecto de amplitud dimensionado como cuando se aplican las tres fallas aquí mencionadas. Ahora, respecto a su inercia en el tiempo se visualiza que entre más alta es la consigna más rápida es su respuesta en actuar el sistema de control.

En la Tabla 3, se definen las variables y parámetros que se involucran en el desarrollo de modelo matemático propuesto, donde se obtiene el flujo del compresor a través de un método alterno como lo es el *plenum*.

Tabla 3: Nomenclatura que define las variables del modelo matemático propuesto.

VARIABLE	CARACTERÍSTICA	UNIDADES
P_{af}	Presión del filtro de aire	Pa
P_{amb}	Presión ambiente	Pa
P_{co}	Presión del compresor	Pa
P_p	Presión del <i>plenum</i>	Pa

(Continuación)

Tabla 3: *Continuación*

VARIABLE	CARACTERÍSTICA	UNIDADES
P_{ve}	Presión de la válvula de estrangulamiento	Pa
T_{af}	Temperatura del filtro	K
T_{co}	Temperatura del compresor	K
T_p	Temperatura del <i>plenum</i>	K
T_{ve}	Temperatura de la válvula de estrangulamiento	K
N	Velocidad del turbocompresor	rpm
C_h	Coficiente de pérdidas superficial	—
R_e	Número de Reynolds	—
η_{co}	Eficiencia del compresor	—
A_c	Área efectiva de la tubería de salida del compresor	m^3
A_p	Área efectiva del <i>plenum</i>	m^3
V_p	Volumen del <i>plenum</i>	m^3
L_p	Longitud efectiva del <i>plenum</i>	m
L_c	Longitud efectiva de la tubería del compresor	m
L_{ve}	Longitud de la tubería de la Válvula estrangulamiento	m
m_{co}	Masa de salida del compresor	Kg/s
m_{ve}	Masa de entrada a la válvula de estrangulación	Kg/s
Δh_{ideal}	Entalpia especifica ideal al fluido	J/Kg
Δh_{loss}	Incidencia de Pérdidas	J/Kg
Δh_{ji}	Pérdida por fricción fluido en el <i>impeller</i>	J/Kg
Δh_{ii}	Pérdidas por incidencia del <i>impeller</i>	J/Kg
Δh_{fd}	Pérdidas de fricción del flujo en el ducto	J/Kg
Δh_{id}	Pérdidas de incidencias en el difusor	J/Kg
σ	Factor de deslizamiento	—
D	Diámetro de tubería a la entrada	m
D_1	Diámetro promedio difusor	m
D_2	Diámetro del <i>impeller</i>	m
A_d	Área del difusor	m^2
A_1	Área entrada al <i>impeller</i>	m^2
β_{1b}	Angulo de entrada del aspa del <i>impeller</i>	$^\circ$
α_{2b}	Angulo de salida del aspa del <i>impeller</i>	$^\circ$
M_{co}	Flujo acumulado en el compresor	m^3
C_{vco}	Capacidad calorífica a volumen constante en el compresor	$J/Kg.K$
C_{pco}	Capacidad calorífica a presión constante en el compresor	$J/Kg.K$

(Continuación)

Tabla 3: Continuación

VARIABLE	CARACTERÍSTICA	UNIDADES
γ	Coefficiente de compresión	—
U	Velocidad del rotor del compresor	m/s
Z	Número de aspa del rotor del compresor	—
s	Flujo másico del compresor en relación a su característica	Kg/s
w_h	Frecuencia de pulsación del flujo de salida del compresor	Hz
R	Constante de los gases	$J/Kg.K$
ρ_p	Densidad del aire en el plenum	Kg/m^3
m_{af}	Flujo másico del filtro	Kg/s

4. CONCLUSIONES

En este estudio se desarrolló un modelo matemático estructurado, simple e integral, donde se relaciona componentes como el compresor de un turbocargador, el *plenum* y la válvula de estrangulamiento, con el propósito de obtener el flujo másico que suministra el compresor a diversos puntos de operación en la velocidad del turbocargador. Este modelo matemático se estructuró a través de conceptos, principios y teorías del conocimiento en el campo de la termodinámica, transferencia de calor y las turbomáquinas térmicas. Este modelo matemático se basó principalmente en las características geométricas del sistema compresor-*plenum*, donde se tuvo como eje central las relaciones matemáticas de sus temperaturas, presiones y el flujo másico del compresor, en otras palabras, se obtuvo el mapa del compresor donde se tiene como puntos de referencia, la localización del *surge* y la curva del comportamiento del flujo del compresor.

Al implantar el modelo matemático obtenido en la herramienta de Simulink con sus respectivos valores según sus fabricantes y literatura relacionada en este estudio, se procedió a obtener la dinámica del conjunto compresor-*plenum*, a través de simulación de fallos que comprometen al compresor en su funcionamiento en operaciones reales. Los fallos presentados en este estudio se seleccionaron lo más representativos a la vida real, teniendo fallos intrínsecos que se presentan en el aceite por las variaciones de su temperatura (70 °C) y presión (4 bar) de trabajo normal, por causas de ensuciamiento, deterioro y contaminación del aceite en operación. Y fallos extrínsecos como es el caso el de la obstrucción del flujo de salida del compresor (100% a 50% de apertura en la válvula de salida del ducto después del *plenum*), que puede presentarse por un mal funcionamiento de la válvula de estrangulamiento y oxidación de los gases que lo recorren. Cabe señalar que la obstrucción en forma controlada sin ningún mal funcionamiento es utilizada para obtener el mapa del compresor en condiciones normales.

Respecto a la estrategia de control que se implementó en este documento es una estrategia de control avanzado de relación o posicionamiento paralelo soportado por una configuración de controladores convencionales (PID). Los resultados obtenidos fueron los esperados, dando respuesta de robustez y sensibilidad al momento de hacer el control para mantener la velocidad de referencias en operación de 80.000 rpm, 100.000 rpm y 120.000 rpm.

En este trabajo de investigación se concluye que el flujo másico de aire que se obtiene por medio de la simulación del modelo matemático que incluye el *plenum* como elemento fundamental en el lazo de compresión de un turbocargador, arroja que la mejor tendencia y disposición, es en la consigna de referencia a 120.000 rpm. La justificación se evidencia cuando se le aplica al modelo matemático los fallos respectivos, trayendo consigo una respuesta rápida con inercia bajas, del cual se puede afirmar que cuando se llega a los límites de bombeo, este sistema es más estable y los efectos son minimizados como se requiere para el estado de operación designado en este caso de estudio.

5. AGRADECIMIENTOS

Al Centro de Tecnología de Movilidad (CTM) de la Universidad Federal de Minas Gerais (UFMG) de Brasil. Al Grupo de Investigación de Automatización y Control (A&C) de la Universidad de Pamplona, Pamplona, Norte

de Santander, Colombia. Al Grupo de Ingeniería para la Sostenibilidad (GINS) de la Universidad de Córdoba, Córdoba, Colombia y por último al Grupo de Investigación en Desarrollo de Procesos Industriales (GIDPI) de la Universidad Francisco de Paula Santander, Cúcuta, Norte de Santander.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] NAVE, O., “A semi-analytical method applied to turbocharger engine model”, *Journal of Applied Research and Technology*, v. 18, n. 4, pp. 178–186, 2020. doi: <http://dx.doi.org/10.22201/icat.24486736e.2020.18.4.1193>.
- [2] PLOTNIKOV, L., ZHILKIN, B., BRODOV, M., “Management of thermal and mechanic flow characteristics in the output channels of a turbocharger centrifugal compressor”, *Journal of Physics: Conference Series*, v. 1369, n. 1, pp. 012002, 2019. doi: <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/1369/1/012002>.
- [3] ARNOLD, S., “Single sequential turbocharger: A new boosting concept for ultra-low emission diesel engines”, *SAE International Journal of Engines*, v. 1, n. 1, pp. 232–239, 2009. doi: <http://dx.doi.org/10.4271/2008-01-0298>.
- [4] MUQEEM, M., AHMAD, M., SHERWANI, A., “Turbocharging of diesel engine for improving performance and exhaust emissions: a review”, *Journal of Mechanical and Civil Engineering*, v. 12, n. 4, pp. 22–29, 2015. doi: <http://dx.doi.org/10.9790/1684-12432229>.
- [5] LUO, Q., HU, J.-B., SUN, B., *et al.*, “Effect of equivalence ratios on the power, combustion stability and NOx controlling strategy for the turbocharged hydrogen engine at low engine speeds”, *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 44, n. 31, pp. 17095–17102, 2019. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.03.245>.
- [6] PŁAKSIN, A., GRITSENKO, A., GLEMBKA, K., “Modernization of the turbocharger lubrication system of an internal combustion engine”, *Procedia Engineering*, v. 129, pp. 857–862, 2015. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.122>.
- [7] PIANCASTELLI, L., FRIZZIERO, L., “Turbocharging and turbocompounding optimization in automotive racing”, *Journal of Engineering and Applied Sciences*, v. 9, n. 11, pp. 2192–2199, 2014.
- [8] FU, J., LIU, J., WANG, Y., *et al.*, “A comparative study on various turbocharging approaches based on IC engine exhaust gas energy recovery”, *Applied Energy*, v. 113, pp. 248–257, 2014. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.07.023>.
- [9] ZAMBONI, G., CAPOBIANCO, M., “Experimental study on the effects of HP and LP EGR in an automotive turbocharged diesel engine”, *Applied Energy*, v. 94, pp. 117–128, 2012. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.01.046>.
- [10] GAO, W., LI, T., TANG, Z., *et al.*, “Investigation on the comparative life cycle assessment between newly manufacturing and remanufacturing turbochargers”, *Procedia CIRP*, v. 61, pp. 750–755, 2017. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.procir.2016.11.214>.
- [11] WU, B., HAN, Z., YU, X., *et al.*, “A method for matching two-stage turbocharger system and its influence on engine performance”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 141, n. 5, pp. 18, 2018. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.4039461>.
- [12] BABEL, M., KOSSOV, B., “Model of exhaust system of a traction diesel engine with pulse supercharging on transient modes”, *Combustion Engines*, v. 168, n. 1, pp. 38–45, 2017. doi: <http://dx.doi.org/10.19206/CE-2017-106>.
- [13] WANG, J., SHEN, L., BI, Y., *et al.*, “Influences of a variable nozzle turbocharger on the combustion and emissions of a light-duty diesel engine at different altitudes”, *Fuel*, v. 349, pp. 128626, 2023. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2023.128626>.
- [14] MEDICA, V., *Simulation of turbocharged diesel engine driving electrical generator under dynamic working conditions*, Rijeka, University of Rijeka, 1988.
- [15] MOUSAVI, S., NEJAT, A., ALAVIYOUN, S., *et al.*, “An Integrated turbocharger matching program for internal combustion engines”, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, v. 14, n. 4, pp. 1209–1222, 2021. doi: <http://dx.doi.org/10.47176/jafm.14.04.32037>.
- [16] TSIKMAKIS, S., FONTARAS, G., ANAGNOSTOPOULOS, K., *et al.*, “A simulation based approach for quantifying CO₂ emissions of light duty vehicle fleets: a case study on WLTP introduction”, *Transportation Research Procedia*, v. 25, pp. 3898–3908, 2017. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.trpro.2017.05.308>.

- [17] MANSOURI, H., OMMI, F., “Performance prediction of aircraft gasoline turbocharged engine at high-altitudes”, *Applied Thermal Engineering*, v. 156, pp. 587–596, 2019. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.116>.
- [18] WOJCIECHOWSKI, H., ŻÓLTOWSKI, B., “Exploitation of car turbochargers - selected problems”, *MATEC Web Conference*, v. 302, pp. 01024, 2019. doi: <http://dx.doi.org/10.1051/mateconf/201930201024>.
- [19] HEDAU, G., RAJ, R., SAHA, S., “Effect of outlet plenum design on flow boiling heat transfer in microchannel heat sinks”, *Journal of Sound and Vibration*, v. 139, pp. 2020, 2023.
- [20] DEHNER, R., SELAMET, A., “Physics of deep surge in an automotive turbocharger centrifugal compression system”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 141, n. 6, pp. 061003, 2019. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.4042303>.
- [21] ANDREARCZYK, A., “Flow characteristics of an automotive compressor with an additively manufactured rotor disc”, *Archives of Thermodynamics*, v. 42, n. 1, pp. 3–13, 2023. doi: <http://dx.doi.org/10.24425/ather.2021.136944>.
- [22] MCMULLEN, R., PINO, Y., “Conditioning turbocharger compressor map data for use in engine performance simulation”, *SAE International Journal of Engines*, v. 11, n. 4, pp. 491–507, 2018. doi: <http://dx.doi.org/10.4271/03-11-04-0033>.
- [23] SHEORAN, Y., BOULDIN, B., HOOVER, R., *et al.*, “A centrifugal compressor operability correlation with combined total pressure and swirl distortion”, *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, v. 1, pp. 1–11, 2017. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/GT2017-63721>.
- [24] GRAPOW, F., LIŚKIEWICZ, G., “Compressor modeling using greitzer model validated by pressure oscillations”, *Transition of the Institute of Fluid-Flow Machinery*, v. 133, pp. 69–89, 2016.
- [25] GRAVDAHL, J., EGELAND, O., “Speed and surge control for a low order centrifugal compressor model”, *Modeling, Identification and Control*, v. 19, n. 1, pp. 13–29, 1998. doi: <http://dx.doi.org/10.4173/mic.1998.1.2>.
- [26] HANSEN, K., JORGENSEN, P., LARSEN, P., “Experimental and theoretical study of surge in a small centrifugal compressor”, *Journal of Fluids Engineering*, v. 103, n. 3, pp. 391–395, 1981. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3240796>.
- [27] HOLDEN, T., “Modeling and control of a wet-gas centrifugal compressor”, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 29, n. 3, pp. 1175–1190, 2021. doi: <http://dx.doi.org/10.1109/TCST.2020.2993224>.
- [28] SERRANO, J., ARNAU, F., DOLZ, V., *et al.*, “A model of turbocharger radial turbines appropriate to be used in zero- and one-dimensional gas dynamics codes for internal combustion engines modelling”, *Energy Conversion and Management*, v. 49, n. 12, pp. 3729–3745, 2008. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2008.06.031>.
- [29] ZHENG, X., SUN, Z., KAWAKUBO, T., *et al.*, “Experimental investigation of surge and stall in a turbocharger centrifugal compressor with a vaned diffuser”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 82, pp. 493–506, 2017. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.11.036>.
- [30] ANDERSSON, P., *Air charge estimation in turbocharged spark ignition engines*, Linköping, Linköpings Universitet, 2005.
- [31] VAN HELVOIRT, J. “Centrifugal compressor surge: modeling and identification for control”, Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2007. doi: <http://dx.doi.org/10.6100/IR629084>
- [32] FANG, X., CHEN, W., ZHOU, Z., *et al.*, “Empirical models for efficiency and mass flow rate of centrifugal compressors”, *International Journal of Refrigeration*, v. 41, pp. 190–199, 2014. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.03.005>.
- [33] VENSON, G., BARROS, J. “Turbocharger performance maps building using a hot gas test stand”, in *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 2008, pp. 777–785. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/GT2008-50994>.
- [34] ARGOLINI, R., BLOISI, V., “On optimal control of the wastegate in a turbocharged SI engine”, M.Sc. Thesis, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2007.
- [35] GRAVDAHL, J., EGELAND, O., VATLAND, S., “Active surge control of centrifugal compressors using drive torque”, In: *Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control*, vol. 2, pp. 1286–1291, Dec. 2001. doi: <http://dx.doi.org/10.1109/CDC.2001.981067>
- [36] TORREGROSA, A., BROATCH, A., MARGOT, X., *et al.*, “Local flow measurements in a turbocharger compressor inlet”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 88, pp. 542–553, 2017. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.07.007>.

- [37] GRONG, T., “*Modeling of compressor characteristics and active surge control*”, M.Sc. Thesis, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, pp. 1–97, 2009, <http://hdl.handle.net/11250/259909>, accessed in December, 2023.
- [38] LEUFVÉN, O., *Compressor modeling for control of automotive two stage turbochargers*, Linköping, Linköpings Universitet, 2010.
- [39] ROMAGNOLI, S., MANIVANNAN, A., RAJOO, S., *et al.*, “A review of heat transfer in turbochargers”, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, v. 79, pp. 1442–1460, 2017. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.119>.
- [40] CHUNG, J., CHUNG, W., KIM, N., *et al.*, “An investigation on the efficiency correction method of the turbocharger at low speed”, *Energies*, v. 11, n. 2, pp. 269, 2018. doi: <http://dx.doi.org/10.3390/en11020269>.
- [41] BURKE, R., OLMEDA, P., SERRANO, J., “Dynamic identification of thermodynamic parameters for turbocharger compressor models”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 137, n. 10, pp. 102603, 2015. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.4030092>.
- [42] MARTIN, G., TALON, V., HIGELIN, P., *et al.*, “Implementing turbomachinery physics into data map-based turbocharger models”, *SAE International Journal of Engines*, v. 2, n. 1, pp. 211–229, 2009. doi: <http://dx.doi.org/10.4271/2009-01-0310>.
- [43] SEMLITSCH, B., MIHĂESCU, M., “Flow phenomena leading to surge in a centrifugal compressor”, *Energy*, v. 103, pp. 572–587, 2016. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.03.032>.
- [44] FABRA RIVERA, A., RODRÍGUEZ JIMÉNEZ, F., BERMÚDEZ SANTAELLA, J., *et al.*, “Mathematical model of a combustion chamber of a pirotubular boiler using the matlab-simulink tool”, *Revista Matéria*, v. 25, n. 3, e-12812, 2020. doi: <http://dx.doi.org/10.1590/s1517-707620200003.1112>.
- [45] KERRES, B., NAIR, V., CRONHJORT, A., *et al.*, “Analysis of the turbocharger compressor surge margin using a hurst-exponent-based criterion”, *SAE International Journal of Engines*, v. 9, n. 3, pp. 1795–1806, 2016. doi: <http://dx.doi.org/10.4271/2016-01-1027>.
- [46] SERRANO, J., OLMEDA, P., TISEIRA, A., *et al.*, “Theoretical and experimental study of mechanical losses in automotive turbochargers”, *Energy*, v. 55, pp. 888–898, Jun. 2013. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.04.042>.
- [47] THOMASSON, A., ERIKSSON, L., “Effects of pulsating flow on mass flow balance and surge margin”, *International Journal of Mechanic Engineering and Technology*, v. 9, n. 1, pp. 308–319, 2018. doi: <http://dx.doi.org/10.3384/ecp1511915>.
- [48] BAINES, N., WYGANT, K., DRIS, A., “The analysis of heat transfer in automotive turbochargers”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 132, n. 4, pp. 042301, Apr. 2010. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3204586>.
- [49] LEON, N., TORRES, S., “Controller for a SPS machine: a proposal PI control”, *Revista Matéria*, v. 23, n. 2, e12142, 2018. doi: <http://dx.doi.org/10.1590/S1517-707620180002.0475>.