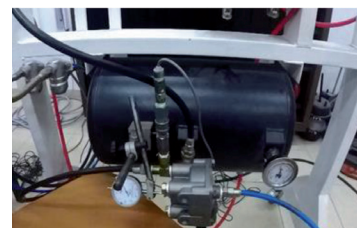


Influencia de la válvula relé en sistemas de frenos neumáticos

Influence of the relay valve on pneumatic brake systems



Gustavo-José Cazzola, Rubén-Eduardo Arias, Horacio-Martín Mirassou, Juan-Ulises Dusau

Universidad Tecnológica Nacional. Facultad Regional General Pacheco. Dpto. Ingeniería Mecánica, Hipólito Yrigoyen 288, General Pacheco - B1617FRP Buenos Aires (Argentina). Tfno: +54 011 4740 0216.

DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/8317> | Recibido: 16/02/2017 • Evaluado: 20/02/2017 • Aceptado: 11/04/2017

ABSTRACT

- The primary system that guarantees the safety of a vehicle on the road is the brake system, which must stop the vehicle at the minimum possible distance with the least effort by the driver, who must retain control and ability to vehicle operation. The response time of the pneumatic brake system of large vehicles for the transport of goods and passengers, has a significant influence on the braking distance. The response time in these brake systems depends on the design of their components such as the relay valve, reservoirs, brake actuators and tube length.

This paper applies a pneumatic subsystem mathematical model, that contains a system of nonlinear differential equations, which describes the evolution of the transient pressure in a brake chamber during the apply phase and hold phase. The apply phase depends on the pedal movement rate and during this stage the brake line pressure increases up to the reservoir supply pressure. In the hold phase the line pressure is constant. Finally once the pedal is released, the air in the brake chamber gets exhausted through the exhaust port. This lasted stage is called exhaust phase.

The results were experimentally verified using pressure transducers and an electronic data acquisition system that records the parameters pressure and time in the pneumatic brake circuit.

The mathematical model permitted us to identify the influence of internal parameters of the pneumatic relay valve during the application phase of the brake system.

- Keywords: air brakes, pneumatic brakes, response time, towed vehicles, numerical simulation, validation metrics.

ción y retención. La fase de aplicación depende de la velocidad de movimiento del pedal, en esta etapa la presión en la línea de freno aumenta hasta igualar la presión de suministro del calderín de aire. En la fase de retención, la presión en la línea se mantiene constante. Cuando se suelta el pedal, el aire en el actuador de frenos se evacúa mediante la lumbrera de escape de la válvula relé. Esta es la fase de escape.

Los resultados se verificaron experimentalmente mediante transductores de presión y un sistema electrónico de adquisición de datos que registra los parámetros presión y tiempo en el circuito de freno neumático.

El modelo matemático permitió identificar la influencia de parámetros internos de la válvula relé neumática durante la fase de aplicación del sistema de frenos.

Palabras clave: frenos neumáticos, tiempo de respuesta, vehículos remolcados, simulación numérica, métricas de validación.

1. INTRODUCCIÓN

El sistema de frenos en los vehículos constituye el principal sistema de seguridad activa. En el caso particular de los semirremolques (peso bruto total mayor a 10.000 kg), el sistema de frenos es neumático Fig. (1). El mismo se compone básicamente de dos subsistemas: el subsistema neumático y el subsistema mecánico.

En los vehículos remolcados de gran porte los principales componentes del subsistema neumático son: la válvula relé de servicio, las fuentes de almacenaje de energía (calderines de aire) y los actuadores de frenos. El subsistema mecánico Fig. (2) comienza a partir del actuador de frenos e incluye la varilla de empuje que, a través de la palanca de accionamiento, transforma la fuerza del actuador de frenos en una fuerza de torsión sobre el eje de levas del freno S-CAM. Así genera el movimiento del patín de frenos, que provoca el contacto del material de fricción sobre el tambor de freno, esto produce la desaceleración del vehículo.

Se debe evaluar la distancia de frenado para cumplir con los criterios definidos en el Reglamento número 13 [12] de las Naciones Unidas. La distancia de frenado depende de dos características principales. La primera consiste en la capacidad del subsistema mecánico para generar la fuerza necesaria para detener la marcha del vehículo. La segunda corresponde al tiempo de respuesta del sistema. El Reglamento 13 [12] estipula que los tiempos de respuesta del remolque se medirán sin el vehículo de motor. En sustitución del vehículo de motor será necesario facilitar un simulador al que se conectarán los cabezales de acoplamiento del conducto de alimentación, el conducto de control neumático o el conector del conducto de control eléctrico. En los remolques con conducto de control neumático, el lapso entre el momento en que la presión

RESUMEN

El principal sistema que garantiza la seguridad de un vehículo en la carretera es el sistema de frenos, que debe detener al vehículo en la mínima distancia posible, con el menor esfuerzo por parte del conductor, quien a su vez debe conservar el control y la capacidad de funcionamiento del vehículo.

El tiempo de respuesta del sistema de frenos neumáticos de vehículos de gran porte para transporte de mercancías y pasajeros, tiene una influencia importante en la distancia de frenado. El tiempo de respuesta en estos sistemas de frenos depende de la longitud de las tuberías y del diseño de sus componentes tales como la válvula relé, calderines y actuadores de frenos.

En este trabajo se aplica un modelo matemático, que incluye un sistema de ecuaciones diferenciales no lineales, de un subsistema neumático de frenos, que describe la evolución de la presión transitoria en un actuador de freno durante las fases de aplica-

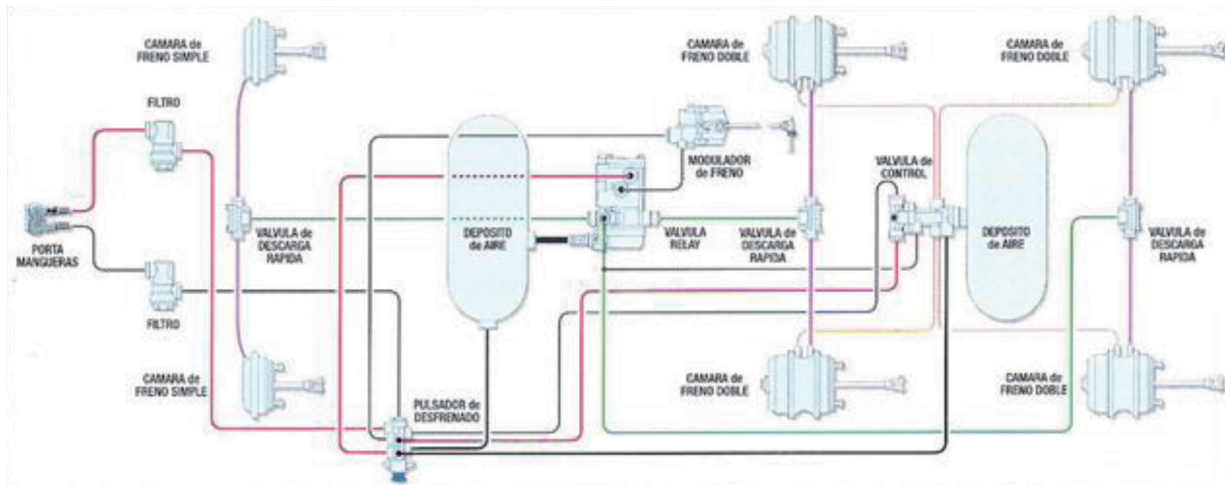


Fig. 1: Esquema circuito de freno correspondiente a vehículo semirremolque [13]

producida por el simulador en el conducto de control alcance los 65 kPa y el momento en que la presión en el accionador del freno del remolque alcance el 75 % de su valor asintótico no deberá exceder de 0,4 s.

Limpert [3] plantea un modelo semi empírico para determinar el tiempo de respuesta. Establece que el tiempo de respuesta puede estar compuesto de tres partes. La primera parte del tiempo de retardo proviene de la velocidad con que la onda de freno se desplaza en una longitud determinada, este retardo de tiempo indica cuánto tiempo le llevará a la señal de presión recorrer la distancia desde la válvula de aplicación de freno hasta la válvula relé, tiempo t_1 Fig (3). La segunda parte del tiempo de respuesta está dada por la apertura de la válvula relé que comunica el calderín con los actuadores de frenos. Esta fase se extiende hasta el momento en que la presión en el actuador de frenos vence la resistencia del resorte de retorno, tiempo t_2 Fig (3). La tercera parte, se produce con el movimiento del vástago del actuador de frenos hasta alcanzar su desplazamiento máximo, y la presión en el actuador se hace asintótica tendiendo a equilibrar la presión del calderín, tiempo t_3 Fig (3).

Subramanian [1] propuso un modelo matemático para la predicción de transitorios de presión en el actuador de freno con el modelado de una válvula de pedal. Natarajan [2] propuso el modelado de una válvula relé, que complementa al trabajo [1]. En los modelos desarrollados [1,2], tanto la válvula de pie como la válvula relé son modeladas como una tobera, en la que la sección de apertura de la válvula y el coeficiente de descarga C_d , son dos factores que gobiernan el modelo, para la obtención de la presión transitoria en el actuador de frenos en función del tiempo.

Este trabajo propone una simulación numérica -que se corrobora experimentalmente con un banco de pruebas- para la obtención de la presión transitoria en el actuador de frenos en función del tiempo a partir de un modelo matemático basado en los trabajos de Subramanian [1] y Natarajan [2].

Para modelar la válvula relé se ha obtenido en forma experimental el área de apertura de la válvula relé en función del tiempo. Para obtener la presión transitoria en el actuador de frenos con el modelo matemático, fue preciso determinar el coeficiente de descarga C_d de la válvula relé. Este coeficiente es empleado para compensar las pérdidas originadas por el flujo de aire. El coeficiente de descarga C_d se determinó con la curva experimental de la presión en el actuador de frenos y mediante la utilización de métricas de validación.

A continuación se presentan los detalles del modelo matemático principal y del método de cálculo numérico utilizado. Posteriormente se describe la corroboración experimental del modelo propuesto. En las dos secciones siguientes se analizan los resultados y se exponen las conclusiones.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 MODELADO MATEMÁTICO

El modelo propuesto fue desarrollado por Subramanian [1] para el sistema con la válvula de pie. Las consideraciones empleadas en este modelo son: el aire se asume perfectamente elástico descartando su viscosidad, la apertura de la válvula es considerada como una tobera, el flujo a través de la válvula es asumido unidimensional y adiabático, las propiedades del fluido son uniformes en todas las secciones transversales de la tobera, los efectos de compresibilidad del aire en las mangueras se suponen despreciables, se supone que la presión de suministro actuante sobre el pistón de la válvula no tiene transitorios.

El modelo propuesto por Subramanian [1]

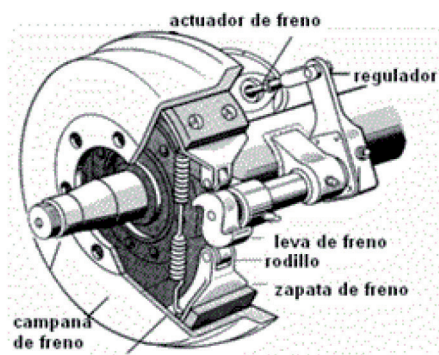


Fig. 2: Subsistema mecánico (izq.) y actuador de freno (der.) [14]

es empujado para modelar el flujo del aire comprimido a través de la válvula relé. El actuador de frenos es considerado como un volumen de control y se aplica un balance de masas Fig. (3). La apertura de la válvula relé es modelada como una tobera. El área de la tobera está afectada por la dinámica del flujo. La ecuación para calcular el área de la tobera [1,2,6] es:

$$A_p = 2 \cdot \pi \cdot R_{rp} \cdot R_{xpv} \quad (1)$$

donde R_{rp} es el radio del orificio en el asiento por donde pasa el caudal de aire. Cuando la boquilla está cerrada el valor de R_{xpv} es cero, entonces el valor de A_p es cero. Esto se muestra en la Fig. (4).

Con las consideraciones anteriores Subramanian [1] propone la siguiente ecuación diferencial de primer orden no-lineal en tér-

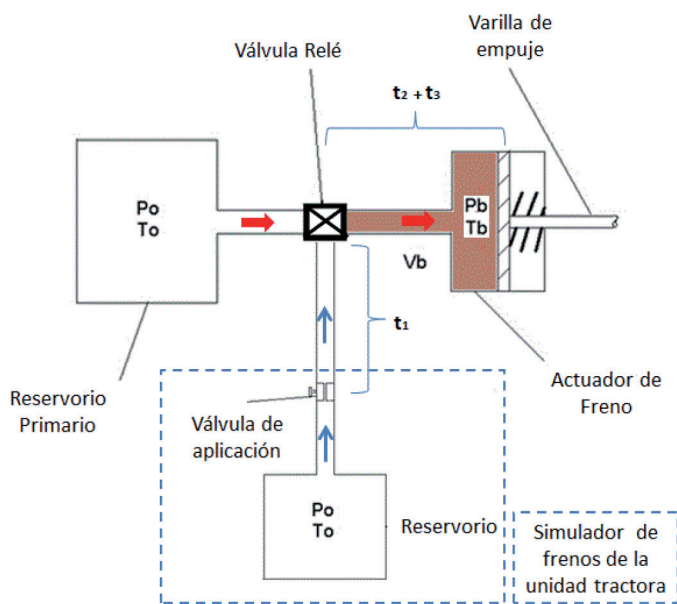


Fig. 3: Esquema simplificado del circuito de frenos

minos de P_b . Ec. (2). Si se define a $P_b = \frac{dP_b}{dt}$, la ecuación (2) gobierna la evolución transitoria de la presión P_b a partir de la presión de suministro P_o . Los coeficientes de esta ecuación son función de P_b y A_p . Esta ecuación es resuelta con la condición inicial que para el inicio de la fase de aplicación es: $P_b = P_{atm}$.

$$\left(A_p \cdot C_D \cdot \left(\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \right) \cdot \frac{1}{R \cdot T_o} \left[\left(\frac{P_b}{P_o} \right)^{\left(\frac{2}{\gamma} \right)} - \left(\frac{P_b}{P_o} \right)^{\left(\frac{\gamma + 1}{\gamma} \right)} \right] \right)^{\frac{1}{2}} \cdot P_o = \begin{cases} \left(\frac{V_{o1} \cdot P_o^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\gamma \cdot R \cdot T_o \cdot P_b^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}} \right) P_b & \text{si } P_b < P_t \\ \left(\frac{V_b \cdot P_b^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}}{\gamma \cdot R \cdot T_o \cdot P_b^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}} + \frac{P_b^{\frac{1}{\gamma}} \cdot A_b^2 \cdot P_o^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}}{R \cdot T_o \cdot K_b} \right) P_b & \text{si } 0 \leq x_b < x_{b \max} \\ \left(\frac{V_{o2} \cdot P_o^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\gamma \cdot R \cdot T_o \cdot P_b^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}} \right) P_b & \text{si } x_b = x_{b \max} \end{cases} \quad (2)$$

$$V_b \begin{cases} V_{o1} & \text{si } P_b < P_t \\ V_{o1} + A_b x_b & \text{si } 0 \leq x_b < x_{b \max} \\ V_{o2} & \text{si } x_b = x_{b \max} \end{cases} \quad (3)$$

Si la relación de presiones es menor que un valor crítico, se suponen las condiciones de flujo de estrangulación. La relación de la presión crítica para que se produzca el bloqueo sónico está dada por:

$$\left(\frac{P_b}{P_o} \right)_{cr} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right)} \quad (4)$$

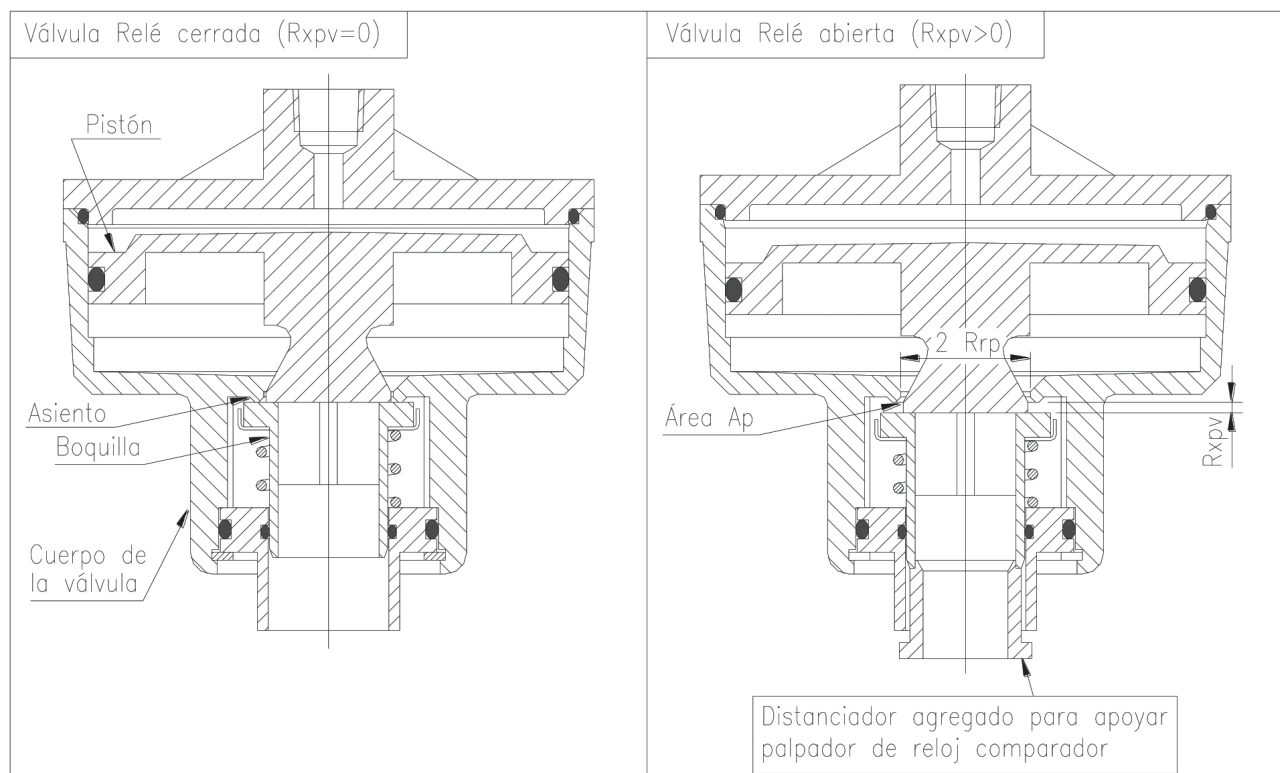


Fig. 4: Vista en corte de la Válvula Relé

Parámetro	P_{atm}	P_o	V_{o1}	V_{o2}	γ	x_{bmax}
Valor	101.356 N/m ²	717.356 N/m ²	0,000280 m ³	0,0005742 m ³	1,4	0,019 m
Parámetro	F_{kbi}	K_b	A_b	R	Rrp	T_o
Valor	154 N	445.000 N/m	0,015484 m ²	287 J/kgK	0,0122 m	298 °K

Tabla 1: Datos del conjunto del banco de pruebas

Siendo P_b la presión en la cámara de freno, P_o la presión en el reservorio, considerándola como presión de remanso y γ la constante adiabática del aire.

Con la ecuación de la presión crítica se puede expresar el lado izquierdo de la Ec. (2) como:

$$f(P_b, A_p) = \begin{cases} A_p \cdot C_D \cdot P_o \left(\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \cdot \frac{1}{R \cdot T_o} \left[\left(\frac{P_b}{P_o} \right)^{\left(\frac{2}{\gamma} \right)} - \left(\frac{P_b}{P_o} \right)^{\left(\frac{\gamma+1}{\gamma} \right)} \right] \right)^{\frac{1}{2}} \frac{(P_o - P_b)}{|P_o - P_b|} \\ si \quad \frac{P_b}{P_o} > \left(\frac{P_b}{P_o} \right)_{cr} \\ A_p \cdot C_D \cdot P_o \left(\left(\frac{2\gamma}{\gamma+1} \right) \cdot \frac{1}{R \cdot T_o} \cdot \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\left(\frac{2}{\gamma-1} \right)} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{(P_o - P_b)}{|P_o - P_b|} \\ si \quad \frac{P_b}{P_o} \leq \left(\frac{P_b}{P_o} \right)_{cr} \end{cases} \quad (5)$$

La Ec. (2) fue resuelta numéricamente aplicando el método de Euler. Se empleó un incremento de tiempo de 0,0001 segundos. La simulación de la fase de aplicación comienza cuando el valor de R_{xpv} es mayor a cero que corresponde a la apertura de la válvula relé. Dos condiciones determinan la finalización de la fase de aplicación: el valor de R_{xpv} es menor o igual a cero (que corresponde al cierre de la válvula) y la otra es que la presión en el actuador de frenos se iguala a la presión de suministro. La simulación finaliza cuando alguna de estas dos condiciones es satisfecha [1,2]. Los datos de los componentes del banco de pruebas se presentan en la Tabla 1.

2.2. MEDICIÓN EXPERIMENTAL DE AP EN FUNCIÓN DEL TIEMPO

Para la simulación numérica se debe disponer como dato de ingreso al valor del área A_p en función del tiempo. A_p es función lineal de la coordenada R_{xpv} según la Ec. (1). En el laboratorio se midió la coordenada R_{xpv} en función del tiempo. Para realizar la medición se colocó un reloj comparador sujetado a un tanque del banco de pruebas con una base magnética. El palpador del reloj comparador se apoyó normal a la cara plana del distanciador indicado en la Fig. (4). La Fig. (5) es una fotografía de este montaje. Se utilizó una cámara filmadora (120 cuadros por segundo) para filmar el movimiento de la aguja del reloj comparador sobre la escala con menor división de 0,01 mm y rango de medición 10 mm. Se accionó el banco de pruebas varias veces, se relevaron pares de valores de tiempo y R_{xpv} para registrarlos en una planilla electrónica, con esto se graficó la Fig. (6): R_{xpv} en función del tiempo.

La aproximación lineal del gráfico R_{xpv} se realizó mediante el método de los cuadrados mínimos. Es oportuno aclarar que dicha aproximación lineal se extiende solamente hasta los 0,37 segundos porque se ha corroborado experimentalmente que la duración del fenómeno transitorio en la cámara de frenos –para alcanzar la presión de suministro máxima– no supera los 0,35 segundos.

2.3. AJUSTE DEL COEFICIENTE DE DESCARGA C_D

Las Ec. (2) son afectadas por un coeficiente de descarga C_D para compensar las pérdidas originadas por el flujo de aire. El valor del coeficiente de descarga varía en función de la forma geométrica y de la terminación superficial de la boquilla y su asiento en la válvula relé.

Subramaniam [1] debido a la complicación para la calibración de la válvula relé en la determinación del coeficiente de descarga, asume un valor igual a 0,82. Para este tema se consultaron los trabajos de Beater [7], Szente, Vad. [8], Hassan, et al [9], y Mithun et al [10] como antecedentes en relación con la aplicación del coeficiente C_D .

Dada la complejidad en la determinación teórica del cálculo del coeficiente de descarga de la válvula de estudio, el mismo se determinó a partir de la medición experimental de la presión transitoria en el actuador de frenos y mediante el empleo de las métricas de validación propuestas por Sprague y Geers [11]. Las mismas establecen que si $p_{test}(t)$ es la función presión en el actuador de frenos medida y $p_{mod}(t)$ es la función de la presión en el actuador de frenos obtenida con el modelo matemático, entonces las integrales de tiempo se definen como:

$$\begin{aligned} v_{cc} &= (t_f - t_i)^{-1} * \int_{t_i}^{t_f} (p_{mod}(t))^2 dt \\ v_{mc} &= (t_f - t_i)^{-1} * \int_{t_i}^{t_f} [p_{test}(t) * p_{mod}(t)] dt \\ v_{mm} &= (t_f - t_i)^{-1} * \int_{t_i}^{t_f} (p_{test}(t))^2 dt \end{aligned} \quad (6)$$

Donde $t_i < t < t_f$ es el intervalo de tiempo de interés para la historia de respuesta. El error de magnitud está dado por:

$$M_{SG} = \sqrt{\frac{v_{cc}}{v_{mm}}} - 1 \quad (7)$$

que es insensible a las discrepancias de fase, ya que se basa en el área bajo la curva de respuesta al cuadrado.

El error fase se determina por:

$$P = \frac{1}{\pi} \cdot \cos^{-1} \left(v_{mc} / \sqrt{v_{mm} \cdot v_{cc}} \right) \quad (8)$$

Por último, Geers incluye un factor de error global, dado por:

$$C_{SG} = \sqrt{M_{SG}^2 + P^2} \quad (9)$$

Trabajando con estas fórmulas se dedujo una ecuación del factor de error global C_{SG} en función del factor de descarga C_D para ajustar el valor del coeficiente de descarga. Para ello se encontró el mínimo de esta función aproximando los valores de la misma mediante un polinomio de regresión. Se obtuvo un valor de $C_D = 0,47166$, el cual minimiza el factor de error global C_{SG} .

2.4. CORROBORACIÓN EXPERIMENTAL

La corroboración del modelo matemático se realizó empleando un simulador de frenos, el cual está compuesto por un reservorio de aire y una válvula que es la encargada de enviar la señal de activación a la válvula relé del circuito de frenos. La Fig. (3) muestra un esquema del simulador de frenos. La válvula relé está conectada a un reservorio de aire, el cual, a través de la apertura de la válvula relé, envía el aire a la cámara de frenos. Para determinar la curva del tiempo de respuesta en el actuador de frenos se emplearon dos transductores de presión marca Carel modelo SPK 250000 precisión 0,3 % fondo de escala (0,008 bar), uno se instaló en la salida de la válvula de aplicación del simulador de frenos y otro en la entrada del actuador de frenos. La señal de los transductores de presión es enviada a un osciloscopio marca Fluke modelo 105B con una tasa de adquisición de 0,004 s, para registrar la presión P_b en función del tiempo.

3. RESULTADOS

En la Fig. (8) se muestra la comparación entre el resultado obtenido mediante el modelo matemático y la validación experimental del transitorio de la presión en función del tiempo en el actuador de frenos para una determinada presión de suministro y distintos valores de coeficientes de descarga C_d . Como se puede apreciar en la Fig. (8) la curva de presión transitoria en el actuador de frenos es muy sensible al valor del coeficiente de descarga C_d de la válvula relé.

4. DISCUSIÓN

En este trabajo se ha presentado un estudio de la influencia de la válvula relé en el tiempo de respuesta del sistema de frenos, basado en los trabajos de Subramanian [1] y Natarajan [2].

Se ha demostrado que los principales parámetros de la válvula relé que afectan a la evolución de la presión transitoria en el actuador de frenos son el área de apertura de la válvula A_p en función del tiempo y el coeficiente de descarga C_d .

Del modelo matemático se deduce que a mayor valor del área de apertura de la válvula A_p se reduce el tiempo de respuesta en el sistema de frenos neumáticos. El área de apertura de la válvula A_p en función del tiempo es un proceso transitorio donde la boquilla se ubica automáticamente en su posición de equilibrio transitorio mientras el caudal de aire pasa a través del área de apertura de la válvula A_p a velocidades cercanas a la del sonido, durante el intervalo de tiempo requerido para el llenado de la cámara de freno (aprox. 0,35 s) Fig (6).

La bibliografía consultada muestra que los valores de coeficientes de descarga C_d de las toberas están directamente relacionados con la geometría de las mismas. En la modelización de la válvula relé (estudiada como una tobera), se observa una situación particular porque al ser accionada la misma, el flujo del aire (a presión P_0) comienza a circular a través de una tobera cuya geometría varía durante toda la fase de aplicación. Dicha tobera está formada por el espacio que se encuentra entre la boquilla y su asiento Fig (4). Además, la variación temporal de la sección transversal de dicho espacio se describe a través de la curva A_p , Fig (6).

El cálculo teórico del coeficiente de descarga C_d resulta muy complejo, debido a cuatro razones. En primer lugar, por el carácter variable que presenta la geometría de la tobera. En segundo lugar, por los cambios de dirección que evidencia el flujo de aire en el interior de la válvula. En tercer lugar, por las pérdidas por fricción, debidas a la terminación superficial de la boquilla y su asiento. Y, por último, debido al fenómeno turbulento del aire en la fase de aplicación. Por lo tanto, se ha realizado la determinación de dicho coeficiente mediante el empleo de métricas de validación. Para ello se obtuvo la función del factor de error global C_{sg} en términos del coeficiente de descarga C_d . De ahí se encontró el valor de C_d que hace mínimo el factor de error global C_{sg} .

Se comprobó que los resultados de la simulación numérica son sensibles con respecto al valor del coeficiente de descarga C_d que deba adoptarse, Fig. (8). Los resultados obtenidos del modelo matemático indican que a mayor valor del coeficiente de descarga C_d se reduce el tiempo de respuesta en el sistema de frenos neumáticos.

Por último, dado que en la actualidad la evaluación del tiempo de respuesta en sistemas de frenos neumáticos se realiza a través de ensayos físicos, este trabajo nos conduciría a pensar en el desarrollo de un software basado en la simulación numérica descrita. Donde dicho software podría cumplir la función de una herramienta informática de diseño para todo tipo de vehículo que utilice frenos neumáticos. Es decir, permitiría a los servicios de asistencia técnica evaluar comportamientos, a los ingenieros de desarrollo proyectar nuevos diseños y a los fabricantes de vehículos de gran porte optimizar los productos existentes.

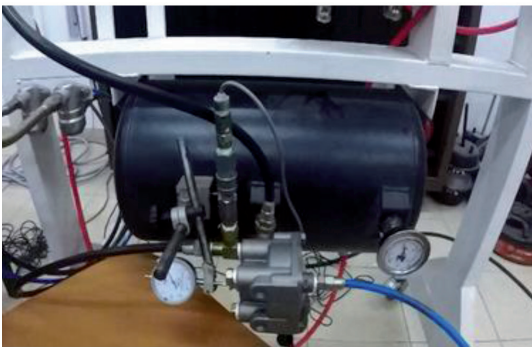


Fig. 5: Banco de pruebas: reloj comparador instalado para medir R_{xpv}

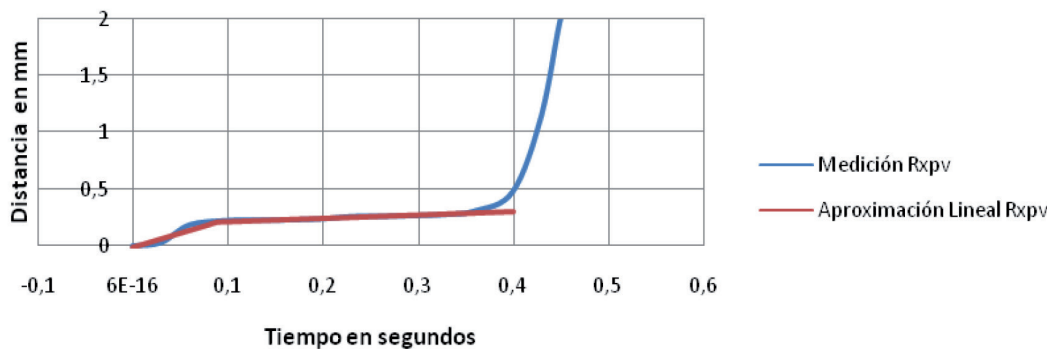
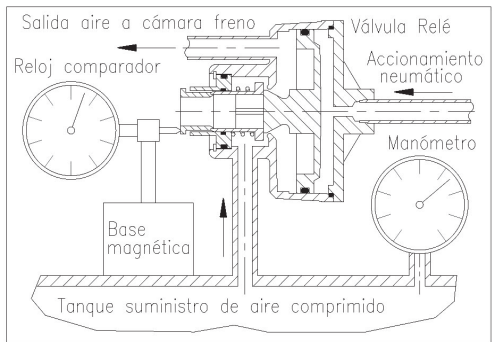


Fig. 6: Evolución de R_{xpv} [mm] (ordenada) en función del tiempo [s] (abscisa)

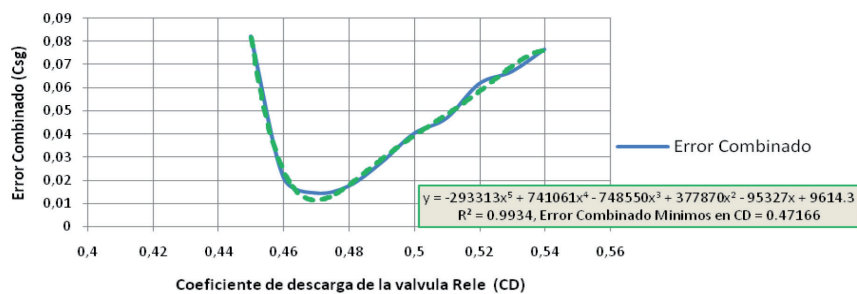


Fig. 7: Evolución del error combinado C_{sg} en función del coeficiente de descarga C_d

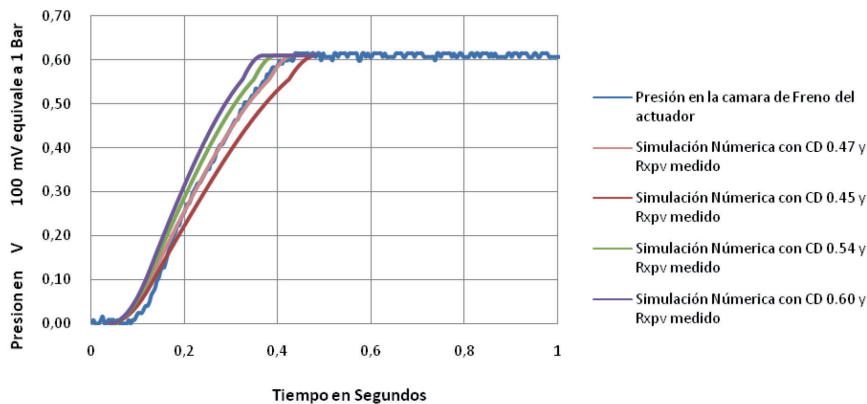


Fig. 8: Mediciones experimentales de P_b comparadas con resultado de simulación numérica para distintos valores del coeficiente de descarga C_d

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Subramanian SC. Modeling the Pneumatic Subsystem of an S-cam Air Brake System. Texas A&M University, Thesis 2003.
- [2] Natarajan SV. Modeling the Pneumatic Relé Valve of an S-cam Air Brake System. Texas A&M University, Thesis 2005.
- [3] Limpert R. Brake Design and Safety. 400 Commonwealth Drive. Warrendale PA 15096-0001: Society of Automotive Engineers Inc., 1992. 460p. ISBN: 1-56091-261-8

- [4] Arias R, Cazzola G, García J. Estudio teórico - experimental del comportamiento de sistemas de frenos de vehículos remolcados de gran porte. Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Buenos Aires 24 y 25 de Agosto 2006.
- [5] Cazzola G, Arias R, García J, Mirassou H, Ramos A. Estudio del tiempo de respuesta de los sistemas de frenos neumáticos en vehículos remolcados. Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica "IV CAIM 2014", Resistencia, Provincia de Chaco, 2, 3, 4, 5 de Septiembre 2014.
- [6] Subramanian SC, Darbha S, Rajagopal KR. Modeling the Pneumatic Subsystem of an S-cam Air Brake System (2004) Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME, 126 (1), pp. 36-46
- [7] Beater P. Pneumatic Drives. System Design, Modelling and Control. Springer- Verlag Berlin Heidelberg, 2007. 323p. ISBN-10 3-540-69470-6
- [8] Szente V, Vad J. A Semi-empirical Model for Characterization of Flow Coefficient for Pneumatic Solenoid Valves. Periodica Polytechnica Ser. Mech. Eng. Vol. 47, No 2, pp. 131-142, 2003.
- [9] Hassan J, Olewi M, Mansour A, Hashim W. Improving Energy Saving in Conventional Pneumatic Systems by Using Air Booster Experimentally, Eng. & Tech. Journal, Vol.33, Part (A), No.8, pp. 2012-2026, 2015.
- [10] Mithun S, Mariappa S, Gayakwad S. Modeling and Simulation of Pneumatic Brake System Used in Heavy Commercial Vehicle, IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE) e-ISSN: 2278-1684,p-ISSN: 2320-334X, Volume 11, Issue 1 Ver. II, pp 01-09, Jan. 2014.
- [11] Sprague M, Geers T. A spectral-element/finite-element analysis of a ship-like structure subjected to an underwater explosion. Comp. Methods Appl. Mech. Engrg. 195 (2006) 2149-2167.
- [12] Reglamento no 13 de la Comisión Económica para Europa (CEPE) de las Naciones Unidas – Disposiciones uniformes sobre la homologación de vehículos de las categorías M, N y O con relación al frenado [2016/194.]
- [13] www.triler.com
- [14] Bendix. Manual de frenos de aire. 2004. <http://www.cumberlandtrucks.com/wp-content/uploads/2014/11/Bendix-Air-Brake-Handbook-Spanish.pdf>

AGRADECIMIENTOS

Los autores de este trabajo desean agradecer a la Secretaría de Ciencia y Tecnología, al CIDIV, al Departamento de TSMYD y al Departamento de Ingeniería Mecánica de UTN FRGP por el apoyo brindado para llevarlo a cabo.

APÉNDICE

Definición de variables para el modelo matemático del circuito de freno:

- A_b = área de la sección de la cámara de freno [m²]
- A_p = área de la superficie cilíndrica imaginaria a través de la cual pasa el caudal de aire entre la boquilla y su asiento en la válvula relé [m²]
- c = velocidad del sonido en aire [m/s]
- C_d = coeficiente de descarga de la válvula relé (adimensional)
- F_{kbi} = precarga del resorte antagónico en la varilla de empuje del banco de pruebas [N]
- K_b = constante del resorte antagónico en la varilla de empuje del banco de pruebas [N/m]
- l_2 = longitud de la línea de freno entre la válvula de aplicación y la válvula relé [m]
- P_o = presión de suministro [N/m²]
- P_b = presión transitoria en la cámara de freno durante la fase de aplicación [N/m²]
- P_{atm} = presión atmosférica [N/m²]
- R = constante universal de los gases [J/kgK]
- R_{rp} = radio del orificio en el asiento por donde pasa el caudal de aire en la válvula relé [m]
- R_{xpv} = distancia entre la boquilla y su asiento en la válvula relé [m]
- t = tiempo [s]
- t_i = tiempo requerido para que la onda de presión recorra la dis-

tancia entre la válvula de aplicación del simulador de frenos y la válvula relé del remolque [s]

T_o = temperatura del aire en la cámara de freno [K]

V_b = volumen de aire en el volumen de control en un instante dado [m³]

V_{o1} = volumen inicial de aire en el volumen de control antes de la aplicación del freno [m³]

V_{o2} = volumen máximo de aire en el volumen de control [m³]

x_b = carrera del diafragma de la cámara de freno (carrera de la varilla de empuje) [m]

x_{bmax} = x_b máxima [m]

γ = constante adiabática del aire (adimensional)

π = 3,141592654

Definición de variables para métricas de validación:

C_{sg} = factor de error global (error combinado)

M_{sg} = error de magnitud

$p_{test}(t)$ = función medida

$p_{mod}(t)$ = función del modelo correspondiente

P = error de fase

v_{cc} = integral de tiempo de la función del modelo correspondiente

v_{cm} = integral de tiempo del producto de la función medida y la función del modelo correspondiente

v_{mm} = integral de tiempo de la función medida