

ESTUDIO DE DESGASTE EN VALVULAS DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA MEDIANTE EL METODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS Y ENSAYOS EXPERIMENTALES

Federico J. Cavalieri, Alejandro Cosimo y Alberto Cardona

Centro de Investigación de Métodos Computacionales (CIMEC). Universidad Nacional del Litoral-CONICET, Güemes 3450, (3000) Santa Fe, Argentina, fcavalieri@santafe-conicet.gov.ar
<http://www.cimec.org.ar>

Palabras Clave: desgaste, Archard, contacto mecánico, *mortar*, lagrangiano aumentado.

Resumen. En este trabajo se presentan soluciones numéricas y experimentales al desgaste de válvulas de motores de combustión interna. Los resultados numéricos fueron obtenidos mediante el Método de los Elementos Finitos por medio de un algoritmo de contacto tipo *mortar* y una ley de desgaste adhesiva conocida como la ley de Holm-Archard, en tanto que, los resultados experimentales fueron adquiridos a partir de una válvula operada normalmente en un motor de combustión interna. La comparación de los resultados experimentales con las soluciones numéricas de desgaste utilizando el algoritmo propuesto muestran buena correlación.

1. INTRODUCCION

Hoy en día, el desgaste en válvulas de Motores de Combustión Interna (MCI) representa un serio problema para diseñadores y fabricantes. En este componente, el tipo de desgaste más comúnmente observado es el adhesivo, que se asemeja a un proceso de soldado microscópico. El desgaste adhesivo ocurre en condiciones de contacto no lubricados como es el caso de una válvula de MCI y el asiento, como resultado de la disminución del consumo de combustible y de los niveles de emisiones de gases contaminantes, a lo que suma una elevada presión de contacto producida por el proceso de combustión. Todos estos factores conducen a la reducción de la cantidad de lubricante presente en las zonas de contacto y, por consiguiente, aceleran el proceso de desgaste. Durante muchos años el plomo fue un elemento que se le adicionaba a la gasolina para generar que la combustión fuera más uniforme, aumentando la eficiencia del combustible, lo que conducía a un incremento de la potencia y reducción del consumo del motor. Por otra parte, los depósitos de plomo que se formaban entre las zonas de contacto de la válvula y el asiento los lubricaban eficientemente y los mantenían limpios, ayudando a disminuir el desgaste entre las partes (Thomas, 1995; Becker, 2004). Sin embargo, las leyes medio ambientales actuales en Europa y en los Estados Unidos de América imponen fuertes restricciones a la emisión de NOx, y desde el año 1993 han eliminado la utilización del plomo en las naftas para los MCI de vehículos y camiones. Estos factores impulsan el rediseño en muchos de los componentes de los MCI, resultando su fabricación una tarea exigente. En este sentido, las nuevas tecnologías de válvulas de MCI se orientan a diseños que contemplen: reducción de peso, menores espesores de cabeza, utilización de válvulas huecas o aleaciones duras, estudio de ángulos de contacto entre la válvula y el asiento, reducción de la rugosidad, con el fin de aumentar la vida útil desde el punto de vista de fatiga y desgaste, entre otros factores.

Una forma habitual de estudiar el proceso de desgaste en válvulas es a través de un ensayo con un MCI incorporado a un banco de pruebas. Este tipo de ensayo es costoso, demanda en general mucho tiempo y ayuda poco a encontrar la causa del desgaste, pues resulta difícil aislar los parámetros críticos que conducen a la pérdida de material. Como alternativa, se encuentran las máquinas especialmente diseñadas para evaluar el desgaste en válvulas, tal como la que presenta Chun et al. (2004). El diseño consta de ciertas simplificaciones que permiten una mejor caracterización del proceso de desgaste. En estas máquinas, los ensayos demandan menos tiempo y son más económicos que los ensayos en bancos de motores. Además, los resultados experimentales que se obtengan pueden complementarse con la utilización de la simulación computacional, permitiendo la obtención de coeficientes macroscópicos de desgaste que pueden ser utilizados para optimizar diseños existentes o para proponer nuevos desde el punto de vista de desgaste, reduciendo la necesidad de generar gran cantidad de ensayos experimentales.

El estudio teórico del proceso de desgaste es descrito a través de simplificaciones que permiten obtener ciertas relaciones entre las condiciones externas y el comportamiento tribológico de los materiales en contacto. A través de los años, se han propuesto una gran cantidad de ecuaciones analíticas para resolver este problema. Por ejemplo, los autores Meng y Ludema (1995) han identificados más de 300 ecuaciones de desgaste para diferentes materiales y parámetros de operación. Sin embargo, muy pocas de esas ecuaciones pueden ser utilizadas en aplicaciones de interés ingenieril. Actualmente, la mayoría de las ecuaciones que abordan el fenómeno de desgaste están basadas en los estudios de Holm (1946) y Archard (1953). En 1953, Archard propuso una ecuación de desgaste derivada a partir de los estudios desarrollados por Holm. Esta ecuación conocida como la ley de desgaste de Holm-Archard, o simplemente ley de Archard, expresa que el volumen de material perdido debido a los efectos de desgaste es inversamente

proporcional a la dureza del material del cuerpo más duro y directamente proporcional a *i*) la fuerza normal aplicada al componente, *ii*) a un factor adimensional K , usualmente denominado coeficiente de desgaste y *iii*) a la distancia relativa recorrida entre los cuerpos.

En el marco de los métodos numéricos, la simulación computacional del desgaste constituye un área de investigación en desarrollo y es fuertemente destinada a resolver aplicaciones con geometrías generales en dos dimensiones (2D) o en tres dimensiones (3D), donde las ecuaciones analíticas presentan importantes limitaciones. Algunos trabajos de desgaste con aplicaciones generales en el marco de métodos numéricos han sido publicados utilizando el Método de los Elementos Finitos (MEF): Jourdan y Samida (2009); Strömberg (1999); Mukrasa et al. (2009); AbuBakar y Ouyang (2008); Lee y Polycarpou (2011); Dhia y Torkhani (2011); Páczel y Mróz (2005) como así también con el Método de Elementos de Borde (BEM): Rodriguez-Tembleque et al. (2011, 2010); Sfantos y Aliabadi (2007); Sfarni et al. (2011). En la mayoría de estos estudios, las formulaciones han sido desarrolladas a partir de la ley de Archard y mediante un post-proceso de datos computados en un código de elementos finitos comercial que resuelve exclusivamente el problema de contacto entre los cuerpos, ver por ejemplo el trabajo de Podra y Andersson (1999).

En la literatura pueden encontrarse varios trabajos del tipo experimental relacionados al desgaste en válvulas de MCI, como por ejemplo los trabajos de Chun et al. (2007), Wang et al. (1995), Forsberg (2013), entre otros. Sin embargo, estudios de desgaste de válvulas MCI con su asiento utilizando el método de los elementos finitos resultan escasos, pudiendo citarse los trabajos de Cavalieri et al. (2012) y Cavalieri y Cardona (2013a) que abordan el tema en forma tangencial.

En este trabajo se presenta el estudio de desgaste de una válvula de un motor de combustión interna mediante una formulación de elementos finitos y resultados experimentales. El algoritmo de desgaste utilizado en este trabajo es el presentado por Cavalieri y Cardona (2013a), donde los campos de desplazamientos, presiones de contacto y desgaste, son resueltos simultáneamente en un algoritmo del tipo Newton-Raphson, en tanto que, los resultados experimentales han sido reportados a partir de mediciones sobre una válvula de un motor de combustión interna real. Finalmente, se realiza una comparación de las soluciones numéricas con los resultados experimentales.

2. DESCRIPCION DE LOS MECANISMOS DE DESGASTE EN VALVULAS DE MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

Las válvulas son usadas en los motores de combustión interna para controlar el proceso de carga de mezcla fresca a través de las válvulas de admisión, y de descarga de gases de la combustión a través de las válvulas de escape. La Fig. 1 muestra un esquema típico de una válvula de MCI donde se indican los nombres de sus partes más relevantes. Las válvulas están sujetas a condiciones de operación en ambientes muy agresivos, especialmente la válvula de escape, y con estados de carga muy variables (Cavalieri, 2010). El tipo de esfuerzo más importante que debe soportar una válvula de MCI es el impacto contra el asiento al momento de producirse el cierre, lo que genera tensiones variables en el tiempo de alta frecuencia (Cavalieri, 2010), proceso denominado asentamiento (Cavalieri et al., 2014). La velocidad de impacto es controlada por el diseño de la leva que comanda su movimiento: en este sentido, se puede deducir que, en pos de minimizar el desgaste, lo más beneficioso es reducir al mínimo la velocidad de la rampa de cierre de la leva. Un factor que contribuye notablemente al proceso de desgaste es el deslizamiento que se produce en la zona de contacto entre válvula y el asiento debido a la deformación elástica de la cabeza de la válvula durante la combustión, ver Fig. 2. Este deslizamiento, que en

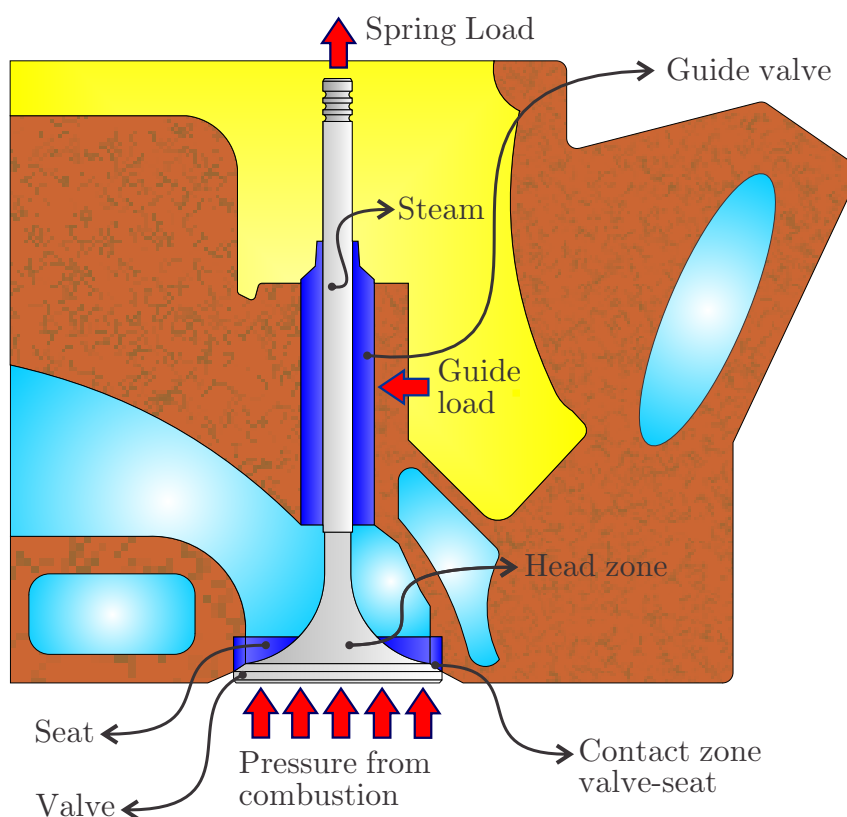
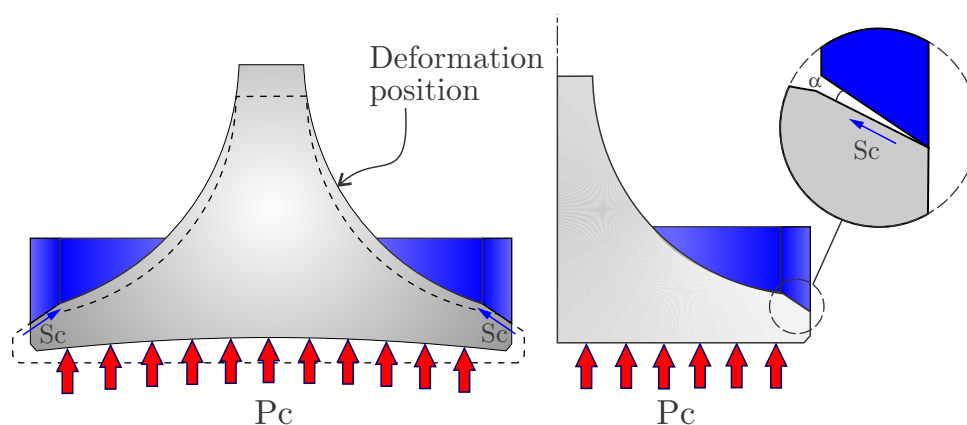


Figura 1: Válvula de motor de combustión interna.

la Fig. 2-a se denota con S_C , depende de la rigidez de la cabeza de la válvula, la presión de la combustión P_C y el ángulo de contacto α entra la válvula y el asiento, ver Fig. 2-b. Otro factor clave desde el punto de vista del desgaste que deben soportar tanto la válvula de admisión como la de escape, es la tensión de contacto que se genera con el asiento producida por la presión interior del cilindro durante el proceso de combustión cuando la válvula está cerrada, ver Fig. 2.

La influencia de la temperatura en el desgaste no tiene un consenso definido entre investigadores y fabricantes de válvulas. En ciertos materiales existen temperaturas de trabajo para las cuales se genera un incremento del desgaste mientras que a otras temperaturas mayores se produce una disminución del desgaste producido por los efectos de oxidación y la propiedades mecánicas de los materiales, ver el trabajo de Ootani et al. (1995). En el extremo del vástago, ver Fig. 1, se encuentra un sistema de chavetero que en algunos casos permite su rotación cuando el tren de válvulas le transfiere el movimiento. La velocidad de rotación viene impuesta en general por el diseño del motor y permite que el desgaste sea más uniforme o, en otras palabras, evita concentrar el desgaste en una zona determinada, aumentando de esta forma la vida útil del componente y por consiguiente del motor. Asimismo, desde un punto de vista termo-mecánico, la rotación evita la formación de puntos calientes o *hot spots*. Un parámetro que permite mejorar el comportamiento frente al desgaste es la utilización de un ángulo diferencial entre el mecanizado del cono de cierre del asiento y el cono de cierre de la válvula, Fig. 2-b. Este ángulo que usualmente varía entre 0 y 0,5 grados, puede optimizarse a partir del análisis a flexión de la cabeza de la válvula y de la resolución computacional del problema de contacto válvula-asiento.

Normalmente, el desgaste que se produce en válvulas de admisión de MCI es del tipo adhesivo y ocurre en metales en contacto sin lubricación. Las elevadas tensiones de contacto, una



(a) Deformación del disco de la válvula debido a la presión de combustión P_c . Desplazamiento relativo de las superficies de contacto S_c .
 (b) Ángulo diferencial de contacto entre la válvula y el inserto.

Figura 2: Deformación en la cabeza de una válvula de motor de combustión interna.

pobre o ineficiente lubricación, el deslizamiento relativo de las superficies, suelen ser las causas primarias de un desgaste adhesivo. En válvulas de escape, y especialmente en motores Diesel, el desgaste es menos severo, ya que los productos de la combustión depositados sobre las zonas de contacto válvula-asiento producen en la mayoría de los casos cierta lubricación. Las válvulas de escape fallan generalmente por un proceso corrosivo a alta temperatura causado por la presencia de depósitos en forma de escamas que corroe el material formando un estriado en un ambiente químicamente agresivo. La influencia de los depósitos sobre la temperatura está bien documentada (Pazienza, 1996; Pyle y Smrcka, 1993); sin embargo, su rol sobre el desgaste no se conoce en profundidad.

En este trabajo, el modelo numérico pondrá especial énfasis en el estudio de desgaste del tipo adhesivo, sin considerar el efecto de rotación de la válvula y los mecanismos de corrosión.

2.1. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Los ensayos experimentales fueron realizados en una válvula de admisión del cilindro número 3 de un motor de combustión interna de 1,6 Litros. El par bimetalico asiento-válvula estuvo en funcionamiento durante 478 horas a 1900 rpm, lo que indica que la válvula realizó un total de $5,47E7$ ciclos. La presión nominal generada por el proceso de combustión fue de 19,2 MPa. Las propiedades mecánicas, módulo de Young y dureza de los aceros utilizados, son las que se muestran en la Fig. 3.

Una vez finalizado el ensayo, la válvula y el asiento fueron extraídos del motor para realizar una inspección con microscopio. Se pudo observar que el desgaste abarcó toda la superficie del asiento, ver Fig 4-a y con más detalle en la Fig. 4-b. Luego, por medio de un perfilómetro se registró el perfil de desgaste. La Fig 4-a y 4-b muestra los perfiles de desgaste registrados en la válvula y en el asiento. A partir de la Fig. 4-b se puede calcular que el máximo desgaste en el asiento fue de 0,17 mm y de 0,19 mm en la válvula.

3. LEY DE DESGASTE. ECUACIÓN DE ARCHARD

Los mecanismos físicos que gobiernan el proceso de desgaste son tan complejos que es muy difícil predecir con certeza fallas por desgaste utilizando únicamente expresiones analíticas. Desde el punto de vista de los métodos numéricos, la simulación computacional de desgaste

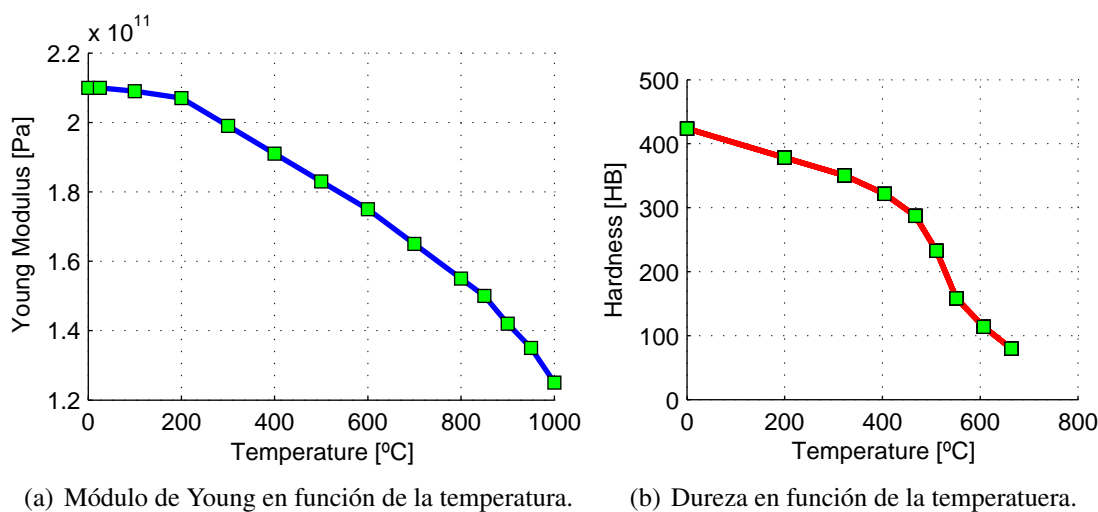


Figura 3: Propiedades mecánicas de los aceros utilizados.

utilizando el MEF está creciendo en popularidad a raíz de las ventajas que goza en términos de reducción de costos de ensayos, tiempos de desarrollo, y fundamentalmente su factibilidad de aplicación a problemas reales de geometrías arbitrarias. Diferentes aproximaciones han sido propuestas para predecir los mecanismos de desgaste dependiendo de las condiciones de operación de los cuerpos en contacto. En el caso más general, el proceso de desgaste puede ser modelado teniendo en cuenta el comportamiento térmico a un nivel microscópico de la superficie de contacto, tal como lo describen [Ashby et al. \(1991\)](#) y [Cantizano et al. \(2002\)](#) en el contexto del método de los elementos finitos. Sin embargo, asumiendo velocidades de deslizamiento suficientemente bajas, i.e. $v \approx 0,1$ m/s ([Lim y Ashby, 1978](#); [Rabinowicz, 1985](#)), el calentamiento de las superficies en contacto puede ser despreciado y, entonces, el desgaste puede ser evaluado por medio de la conocida ley de [Archard \(1953\)](#), en la cual el volumen de material desgastado V_w es computado como

$$V_w = K \frac{F_N}{H} \|\mathbf{g}_T\|, \quad (1)$$

donde F_N es la fuerza de contacto normal, H es la dureza expresada en la escala Brinell del cuerpo más duro, \mathbf{g}_T es la distancia tangencial recorrida por el cuerpo y K es el coeficiente adimensional de desgaste. Es importante remarcar que K no es una propiedad del material sino que está relacionado al comportamiento tribológico y a las condiciones de contacto del par bimetalico, ([Kato, 1997](#); [Bayer, 1994](#)). En modos de desgaste adhesivo no es posible computar con precisión el coeficiente de desgaste K con consideraciones exclusivamente teóricas o numéricas y, por esta razón, la obtención de este coeficiente debe ser acompañada de ensayos experimentales. La relación del coeficiente de desgaste k , definido como K/H , es frecuentemente usado en la ecuación de desgaste de Archard. A diferencia del coeficiente adimensional K , k es un coeficiente dimensional con unidades de inversa de presión (e.g., $[\text{Pa}]^{-1}$), dado por la dureza en la escala Brinell. El valor que adquiere k tiene una alta variabilidad dependiendo de las condiciones de contacto, como son: la rugosidad, la lubricación y la presión de contacto. Por ejemplo, para aceros típicos en condiciones sin lubricación, k puede variar de 10^{-3} a 10^{-10} mm^3/Nm ([Peterson y Winner, 1980](#)).

La relación de desgaste k varía durante el proceso de deslizamiento a pesar de que las cargas externas y la velocidad relativa de los cuerpos en contacto permanecen constantes durante el

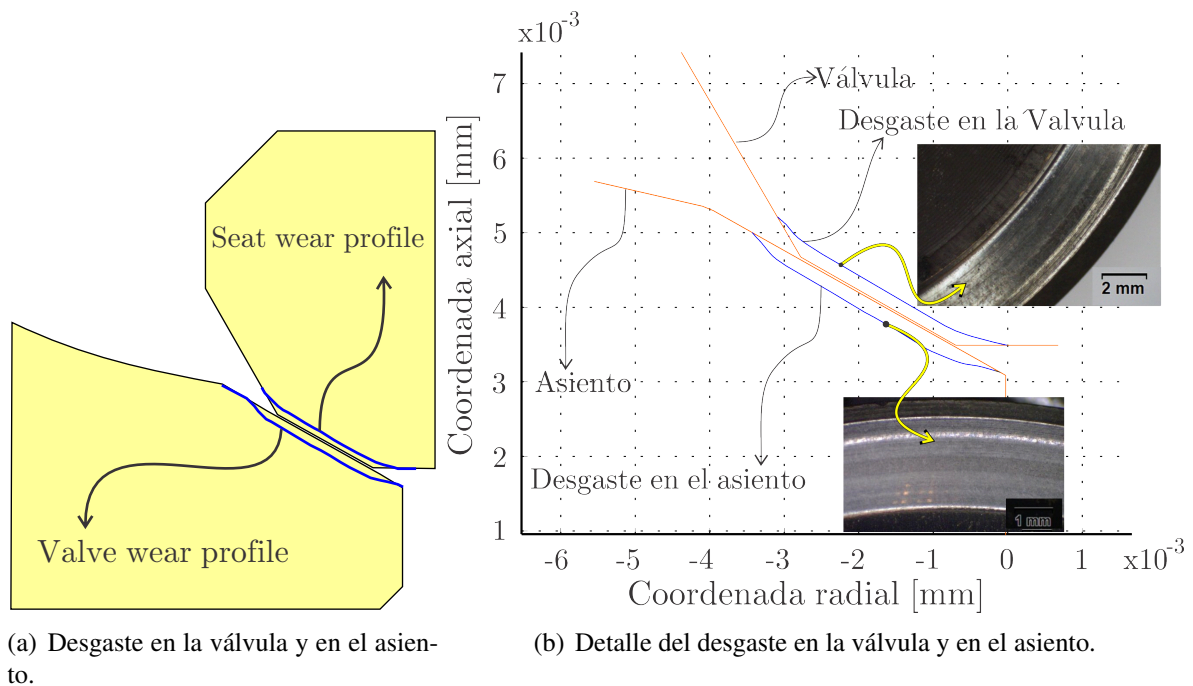


Figura 4: Resultados experimentales de desgaste.

movimiento. Normalmente, en pares de acero bimetálicos, k es inicialmente alto y luego decrece durante los ciclos de deslizamiento. Como ha reportado [Kato \(2005\)](#), este comportamiento es atribuido al cambio de modos de desgaste adhesivo a desgaste corrosivo. Sin embargo, en la mayoría de las aplicaciones, la relación de desgaste puede ser considerada constante, y los resultados muestran una aceptable precisión para la predicción de desgaste en nuevos diseños. Una alternativa de la versión de la ecuación de Archard, que es usualmente aplicada para la simulación de desgaste, puede ser derivada a partir de la Eq.(1) de la siguiente manera,

$$w = k p \|g_T\|, \tag{2}$$

donde w es la profundidad de desgaste y p la presión de contacto. Luego, el desgaste instantáneo expresado en su forma diferencial puede escribirse como

$$\frac{dw}{dt} = k p \left\| \frac{dg_T}{dt} \right\|. \tag{3}$$

donde d/dt es la derivada temporal.

4. ECUACIONES DE ELEMENTOS FINITOS PARA DESGASTE

En este trabajo, las presiones y desplazamientos de los cuerpos en contacto son calculados por medio de una aproximación lagrangiana aumentada en combinación con un método *mortar* que define la cinemática de contacto ([Cavaleri y Cardona, 2013a](#)). El sistema de ecuaciones resultante, que involucra los desplazamientos, las presiones de contacto y las variables de desgaste, se linealiza y se resuelven mediante un Newton-Raphson estándar. Este procedimiento evita el uso de un algoritmo tipo Uzawa ([Bertsekas, 1982](#)) y simplifica la implementación práctica del algoritmo.

El movimiento de dos cuerpos contactores \mathcal{B}^α , $\alpha = 1, 2$ con dominios Ω^α , se representa por el mapeo $\chi^\alpha : \Omega^\alpha \times [0, T] \rightarrow \mathbb{R}^3$, donde las posiciones de las partículas en la configuración de

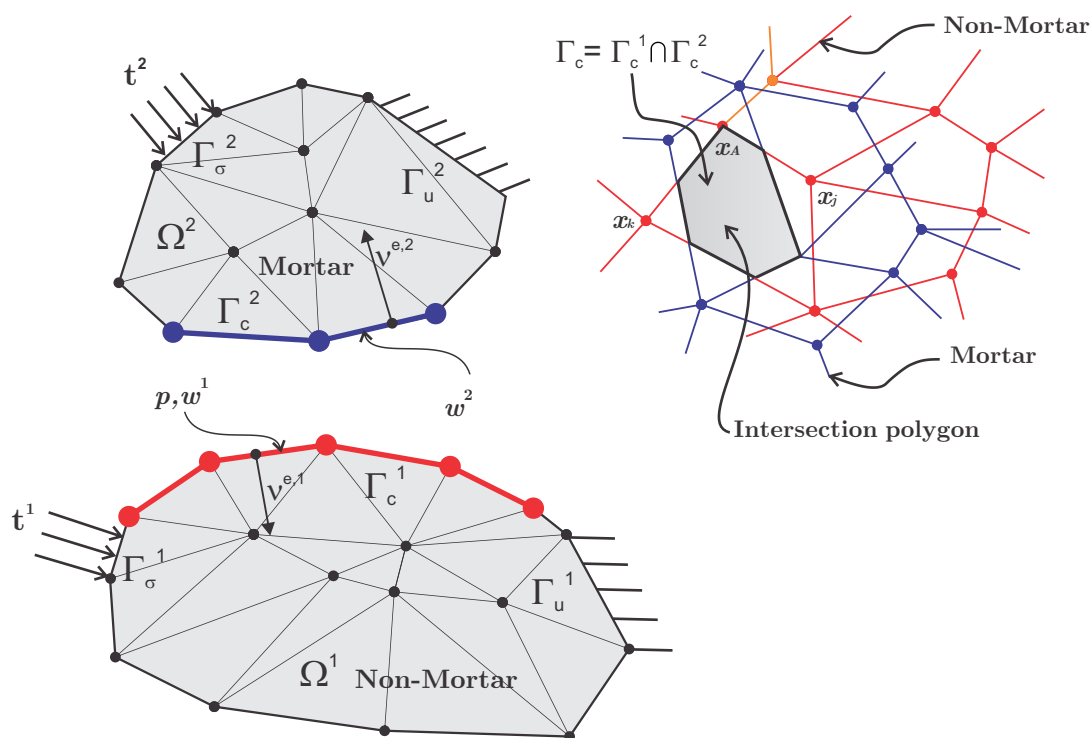


Figura 5: Descripción del problema de contacto. El método *mortar*.

referencia se identifican con \mathbf{X}^α y en la configuración actual por $\mathbf{x}^\alpha = \chi^\alpha(\mathbf{X}^\alpha, t)$. Las fronteras de los cuerpos Γ^α se separan en tres fronteras disjuntas: Γ_u donde el cuerpo está fijo, Γ_σ es la frontera donde el vector tracción está actuando, y Γ_c es la frontera de contacto entre los cuerpos, ver Fig. 5. Si se utiliza una descripción cinemática tipo *mortar*, la interface de contacto Γ_c corresponde a la intersección de dos superficies externas, correspondientes a \mathcal{B}^1 y \mathcal{B}^2 , respectivamente, esto es $\Gamma_c = \Gamma_c^1 \cap \Gamma_c^2$, ver Fig 5. En este trabajo, el método de los elementos finitos es utilizado para discretizar el dominio de los cuerpos. Las superficies de contacto en cada cuerpo, las variables de desgaste y la presión de contacto pueden ser parametrizadas como,

$$\mathbf{x}^\alpha = \sum_{A=1}^{n^\alpha} N_A^\alpha(\boldsymbol{\xi}^\alpha) \mathbf{x}_A^\alpha, \quad p = \sum_{A=1}^{n^1} N_A^1(\boldsymbol{\xi}^1) p_A, \quad w^\alpha = \sum_{B=1}^{n^\alpha} N_B^\alpha(\boldsymbol{\xi}^\alpha) w_B^\alpha \quad \alpha = 1, 2 \quad (4)$$

donde $\mathbf{x}_A^\alpha \in \Gamma_c^\alpha \rightarrow \mathbb{R}^3$ son las coordenadas nodales, n^α es el número del nodos en Γ_c^α y $N_A^\alpha : \Gamma_c^\alpha \rightarrow \mathbb{R}$ son las clásicas funciones de forma, $w_A^\alpha \in \mathbb{R}$ es la profundidad de desgaste normal en la dirección de nodo A de la interface Γ_c^α y la presión de contacto p , se discretiza con las mismas funciones standard usadas para aproximar la geometría y los desplazamientos. Son Γ_c^1 y Γ_c^2 las superficies *no-mortar* y *mortar*, respectivamente, como comúnmente se las denomina en la literatura. Un elemento de *desgaste-contacto* se define para cada par de caras en contacto: una con la superficie *no-mortar* y otra con la superficie *mortar*. Luego, el vector de coordenadas generalizadas que incluye las variables de desgaste es

$$\boldsymbol{\Phi}^e = [\mathbf{x}_1^{1T} \mathbf{x}_2^{1T} \dots \mathbf{x}_{m_1}^{1T} \mathbf{x}_1^{2T} \mathbf{x}_2^{2T} \dots \mathbf{x}_{m_2}^{2T} p_1 p_2 \dots p_{m_1} w_1^1 w_2^1 \dots w_{m_1}^1 w_1^2 w_2^2 \dots w_{m_2}^2]^T. \quad (5)$$

Para problemas cuasi-estáticos, la Eq.(3) puede ser discretizada en el tiempo con un esquema de diferencias Euler hacia atrás, de esta forma,

$$w_{n+1} - w_n = k p_{n+1} d_{n+1} \quad \text{con} \quad d_{n+1} = \Delta t \left\| \frac{d\mathbf{g}_T}{dt} \right\|_{n+1}. \quad (6)$$

Si se considera que ambos cuerpos pierden material, la profundidad total de desgaste puede ser computada como la suma del material desgastado de cada uno de ellos,

$$w = w^1 + w^2 = \frac{k^1}{k^1 + k^2}w + \frac{k^2}{k^1 + k^2}w. \tag{7}$$

Estableciendo condiciones de equilibrio de tracción en la interface de contacto, esto es, $p^1 = p^2 = p$, la profundidad de desgaste para cada sólido está dada por,

$$\begin{aligned} w_{n+1}^1 - w_n^1 &= k^1 d_{n+1} p_{n+1} \\ w_{n+1}^2 - w_n^2 &= k^2 d_{n+1} p_{n+1} \end{aligned} \tag{8}$$

Los coeficientes de desgaste k^1 y k^2 se determinan por medio de una combinación de resultados experimentales y numéricos, tal como se describe en la Sec. 5.

El equilibrio del sistema se obtiene resolviendo el siguiente sistema de ecuaciones no lineales,

$$\mathbf{G}(\mathbf{U}) + \mathbf{F}_{\text{des-cont}}(\Phi) = \mathbf{0} \tag{9}$$

donde $\mathbf{G}(\mathbf{U})$ es el vector no lineal de las fuerzas estructurales internas y externas, $\mathbf{F}_{\text{des-cont}}(\Phi)$ es el conjunto de fuerzas de contacto y de desgaste en la interface Γ_c , obtenido mediante el ensamble de todas las contribuciones de los elementos en contacto. El vector de fuerzas internas que incluye las variables de presión de contacto y desgaste es el que se muestra a continuación (Cavaliere y Cardona, 2013b),

$$\delta\Phi^e \cdot \mathbf{F}_{\text{des-cont}}^e(\Phi^e) = \sum_{C=1}^{m^1} \begin{bmatrix} \delta\mathbf{x}_A^1 \\ \delta\mathbf{x}_B^2 \\ \delta p_C \\ \delta w_A^1 \\ \delta w_B^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{cases} \begin{bmatrix} \eta_C \nu_C^{e,1} n_{CA}^{11} \\ -\eta_C \nu_C^{e,1} n_{CB}^{21} \\ kg_{NC} \\ n_A^1 (w_A^1 - w_{A_n}^1) - k^1 \bar{d} n_{AC}^{11} p_C \\ n_B^2 (w_B^2 - w_{B_n}^2) - k^2 \bar{d} n_{BC}^{21} p_C \end{bmatrix}, & \text{if } \eta_C \leq 0, \\ \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \frac{k^2}{r} p_C \\ n_A^1 (w_A^1 - w_{A_n}^1) \\ n_B^2 (w_B^2 - w_{B_n}^2) \end{bmatrix}, & \text{if } \eta_C > 0, \end{cases} \tag{10}$$

donde el subíndice $n + 1$ fue omitido para dar consistencia a la notación, $\eta_A = kp_A + rg_{NA}$ es el multiplicador de Lagrange aumentado, el vector $\nu_A^{e,1}$ es el vector unitario normal a la interface de contacto Γ_c^1 del nodo A para la cara *no-mortar*, las presiones de contacto p_A son los multiplicadores Lagrange que fuerzan la restricción de impenetrabilidad. Los coeficientes $n_A^{\alpha,\alpha}$ y n_A^α son denominados factores de peso y se evalúan mediante un algoritmo de ensamble como los que se presentan en los trabajos de Cavaliere y Cardona (2013a) y Puso y Laursen (2004).

La cinemática de contacto es modificada por la presencia del término de desgaste; en este sentido, la interpenetración normal se define como

$$g_{NA} = \nu_A^{e,1} \cdot \left[\sum_{B=1}^{n^1} n_{AB}^{11} (\mathbf{x}_B^1 + \nu_B^{e,1} w_B^1) - \sum_{C=1}^{n^2} n_{AC}^{12} (\mathbf{x}_C^2 + \nu_C^{e,2} w_C^2) \right]. \tag{11}$$

De esta forma, la actualización de la geometría debido al proceso de desgaste es tenida en cuenta en las ecuaciones.

Luego, la matriz tangente se obtiene a partir de la linealización del vector de fuerzas internas de la Ec.(10),

$$\delta \Phi^e \cdot \Delta \mathbf{F}_{\text{des-cont}}^e = \sum_{C=1}^{m^1} \begin{bmatrix} \delta \mathbf{x}_A^1 \\ \delta \mathbf{x}_B^2 \\ \delta p_C \\ \delta w_A^1 \\ \delta w_B^2 \end{bmatrix} \cdot \left\{ \begin{array}{l} \begin{bmatrix} (k \Delta p_C + r \Delta g_{NC}) \boldsymbol{\nu}_C^{e,1} n_{CA}^{11} + \\ \eta_C (\boldsymbol{\nu}_C^{e,1} \Delta n_{CA}^1 + n_{CA}^{11} \Delta \boldsymbol{\nu}_C^{e,1}) \\ \\ -(k \Delta p_C + r \Delta g_{NC}) \boldsymbol{\nu}_C^{e,1} n_{CB}^{21} - \\ \eta_C (\boldsymbol{\nu}_C^{e,1} \Delta n_{CB}^{21} + n_{CB}^{21} \Delta \boldsymbol{\nu}_C^{e,1}) \\ \\ k \Delta g_{NC} \\ n_A^1 \Delta w_A^1 - k^1 \bar{d} n_{AC}^{11} \Delta p_C \\ n_B^2 \Delta w_B^2 - k^2 \bar{d} n_{BC}^{21} \Delta p_C \end{bmatrix}, \quad \eta_C \leq 0 \\ \\ \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ -\frac{k^2}{r} \Delta p_C \\ n_A^1 \Delta w_A^1 \\ n_B^2 \Delta w_B^2 \end{bmatrix}, \quad \eta_C > 0. \end{array} \right. \quad (12)$$

Tanto el vector de fuerzas internas $\mathbf{F}_{\text{des-cont}}^e$ como la matriz Hessiana $\Delta \mathbf{F}_{\text{des-cont}}^e$ dependen de las condiciones de contacto η_C . El sistema de ecuaciones (9) es resuelto simultáneamente para los desplazamientos, variables de desgaste y presión de contacto utilizando un esquema monolítico Newton-Raphson estándar.

5. RESULTADOS NUMERICOS

El algoritmo de desgaste propuesto en este trabajo fue programado en el código de elementos finitos OOfelie (2014), en tanto que el pre-procesamiento fue realizado en el código de elementos finitos comercial SAMCEF (2007) Field y el post-procesamiento en el visualizador Paraview (2014).

En la Fig. 6 se muestra el modelo de elementos finitos propuesto. Con el objeto de reducir el tiempo computacional y aprovechando la geometría de revolución de la válvula y del asiento, el modelo fue construido con condiciones de borde de simetría y con ausencia del vástago, ya que las tensiones que en él se generan no afectan considerablemente a las presiones de contacto y, por ende, al desgaste. En la Fig. 6 se puede observar una pequeña línea vertical; esta se corresponde a un elemento de barra con una rigidez muy baja y fija en el extremo superior. Este elemento tiene por objeto evitar desplazamientos de cuerpo rígido en la iteración uno del primer paso de tiempo; en otras palabras, evita problemas numéricos al comienzo de la simulación. Los ejemplos numéricos fueron analizados en una máquina con dos procesadores XEON X5680 de seis núcleos cada uno y 96 GB de memoria RAM compartida. La malla utilizada es relativamente gruesa fuera de la zona de contacto y más refinada en la zona de interés, que es la del contacto asiento-válvula. La malla de la válvula está formada por 4000 elementos hexaédricos, en tanto que la malla del asiento cuenta con 390 elementos hexaédricos. Las condiciones de borde se aplican en las caras laterales de la válvula y en las del asiento

de modo de garantizar simetría en el problema. Luego, las caras exteriores del asiento han sido empotradas simulando la restricción que impone la tapa de cilindros en un motor real, ver Fig. 1. El material utilizado para la válvula y asiento es el que se presenta en la Sec. 2.1. Se

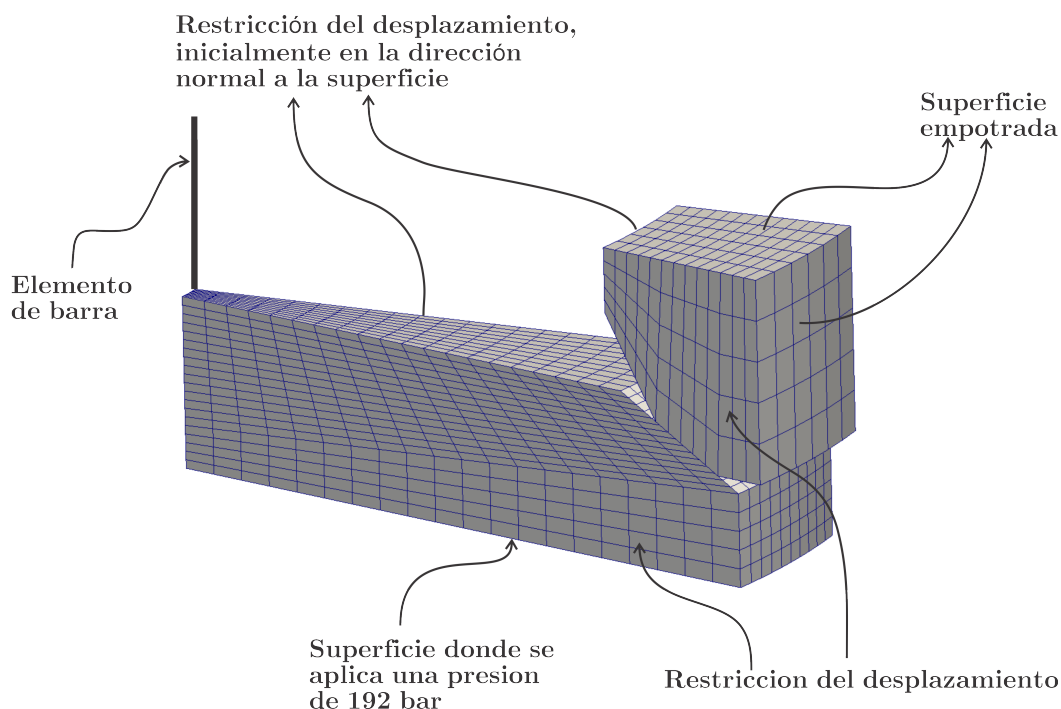


Figura 6: Topología de la malla y condiciones de borde.

propuso que la temperatura de la válvula en la zona del asiento sea de 700°C y de 200°C en el asiento de acuerdo con la experiencia del fabricante. Esta diferencia de temperaturas radica en el hecho de que la válvula se encuentra mayoritariamente en contacto con los gases calientes de la combustión, en tanto que el asiento está en contacto con la tapa de cilindros lo que facilita la disipación de calor por conducción y como consecuencia, se encuentra a una temperatura menor. Con estos valores de temperatura, el módulo de Young propuesto para la válvula en base a la Fig. 3 es de $1,6 \times 10^{11}$ Pa, en tanto que para el asiento es de $2,1 \times 10^{11}$ Pa. Un modelo numérico más completo implicaría la resolución del mapa de temperaturas a través de un modelo térmico construido en base a información experimental aportada por las denominadas válvulas sensitivas (Cavaliere y Cardona, 2012; Cavaliere, 2010). La presión aplicada en la superficie inferior de la válvula, que simula la presión originada por la combustión, tiene un pico máximo de 19,2 MPa y es variable en el tiempo con el fin de simular los ciclos de funcionamiento. La cantidad de ciclos de presión aplicados fueron de un total de 100. En las simulaciones, se consideró un tiempo de 200 seg. con un paso de 0,1 seg. En este trabajo se consideró que el desgaste se debe exclusivamente al deslizamiento relativo entre la válvula y el asiento producto de la presión de la combustión. Un modelo más detallado podría considerar además, el deslizamiento relativo debido a los efectos de inercia de la válvula al momento del impacto con el asiento. Debido a que los estudios presentados se encuentran en una etapa de desarrollo, los efectos dinámicos fueron despreciados.

Los coeficientes de desgaste para la válvula y para el asiento son ajustados de modo de conseguir, en algún paso de tiempo, un desgaste coincidente con el reportado en forma experimental. Se observó que en el paso 115 y con los siguientes valores para los coeficientes de desgaste,

$$k_{válvula} = 5 \times 10^{-9} \quad [\text{m}^3\text{N/m}] \quad k_{asiento} = 4 \times 10^{-9} \quad [\text{m}^3\text{N/m}], \quad (13)$$

las alturas desgastadas calculadas numéricamente coinciden con los valores experimentales. Las siguientes figuras de esta sección muestran los resultados de desgaste tanto para la válvula como para el asiento en el paso 115. Por ejemplo, la Fig. 7-a muestra el campo de desgaste en la válvula y la Fig. 7-b muestra el campo de desgaste en el asiento. Los resultados numéricos muestran valores de desgaste muy próximos a las mediciones experimentales: 0,17 mm en el asiento y 0,19 mm en la válvula. La Fig. 8 muestra una comparación de los resultados numéricos

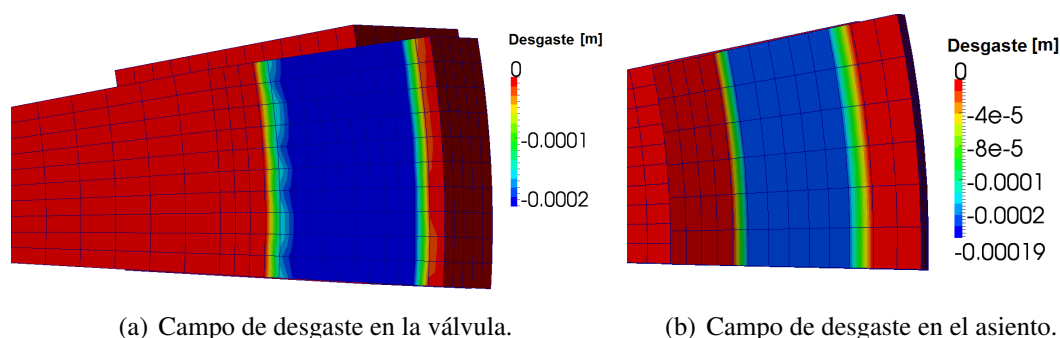


Figura 7: Resultados numéricos de los campos de desgaste.

y experimentales en la zona de contacto. Como se puede apreciar, el campo de desgaste de la válvula y del asiento ajustado con los coeficientes de desgaste $k_{válvula}$ y $k_{asiento}$, son similares a los experimentales. Las diferencias que surgen en los extremos, tanto en la válvula como en el asiento, son atribuibles al tamaño de malla utilizado. Para una mejor aproximación en estas zonas, se podría refinar o disminuir el tamaño de los elementos al costo de incrementar el tiempo de cálculo.

Como se mencionó anteriormente, la simulación numérica consistió en 100 ciclos, y se ajustaron los coeficientes de desgaste hasta obtener los mismos perfiles de desgaste que los reportados en forma experimental. Sin embargo, la válvula real estuvo en funcionamiento $5,47 \times 10^7$ ciclos, por lo tanto, para establecer una relación entre la simulación numérica y lo ocurrido en el motor, se emplea la siguiente relación,

$$w = k_{num} \times N_{num} \times p \times \|\mathbf{g}_T\| = k_{real} \times N_{real} \times p \times \|\mathbf{g}_T\| \quad (14)$$

que expresa que la altura de desgaste w obtenida del cálculo numérico y la medida en forma experimental, tienen que ser iguales. Simplificando la Ec.(14), se tiene

$$N_{numer} \times k_{numer} = N_{real} \times k_{real}. \quad (15)$$

Con la expresión de la Ec.(15), es posible estimar el coeficiente de desgaste para la válvula o para el asiento. Cabe mencionar que esta ecuación está limitada a valores de desgaste pequeños. En el caso de intentar reproducir grandes desgastes, sería necesario introducir alguna estrategia

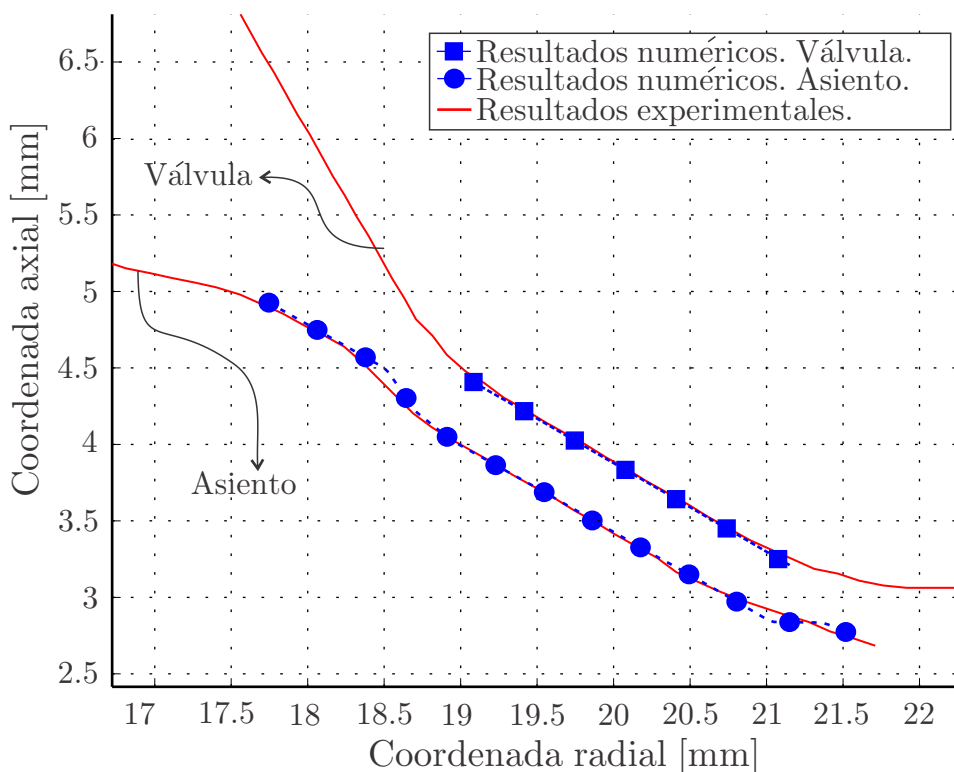


Figura 8: Comparación de resultados numéricos y experimentales.

de actualización de malla cada determinado número de ciclos. No obstante, para los resultados que se presentan en este trabajo, la simplificación de la Ec.(15) es suficientemente válida. De esta forma, los coeficientes de desgaste equivalentes, para la válvula y para el asiento son,

$$k_{valvula} = \frac{N_{num} \times k_{num}}{N_{real}} = \frac{100 \times 5 \times 10^{-9}}{5,47 \times 10^7} \Rightarrow k_{valvula} = 9 \times 10^{-15} \quad [m^3N/m] \quad (16)$$

$$k_{asiento} = \frac{N_{num} \times k_{num}}{N_{real}} = \frac{100 \times 4 \times 10^{-9}}{5,47 \times 10^7} \Rightarrow k_{asiento} = 7,3 \times 10^{-15} \quad [m^3N/m] \quad (17)$$

Estos valores se encuentran cercanos a los obtenidos en una máquina de desgaste especialmente diseñada que permite evaluar alturas de desgaste en pares bimetálicos con distintas propiedades mecánicas, ver [Cavaliere y Cardona \(2013b\)](#).

6. CONCLUSIONES

Luego del ajuste de los coeficientes de desgaste, los resultados numéricos de los perfiles de desgaste en el par válvula-asiento se encuentran muy próximos a los valores reportados experimentalmente. El algoritmo ha demostrado su aplicabilidad al diseño de válvulas de MCI, como así también en otro tipo de aplicaciones donde es válida la ley de desgaste de Holm-Archard y el desgaste no sea excesivo. Con la metodología propuesta, la profundidad de desgaste es obtenida con precisión a partir del cómputo del desplazamiento relativo y la distribución de presiones

entre los cuerpos contactores a partir de la utilización de un algoritmo de contacto tipo *mortar*, que es capaz de conseguir tensiones de contacto suaves, comparado con los algoritmos clásicos del tipo nodo-segmento. Los coeficientes de desgaste k obtenidos de ensayos experimentales y simulación incluyen efectos de rugosidad, depósitos de combustión, oxidación, entre otros factores. Por lo tanto, la utilización de estos coeficientes en la predicción de desgaste en nuevos diseños o verificación de existentes, será válida únicamente en pares bimetálicos que operen en condiciones similares a los ensayos experimentales que se han descrito en este trabajo.

Los tiempos de cómputos podrían mejorarse con la modificación del código para incluir la posibilidad de paralelización en un cluster de memoria distribuida.

7. AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha recibido financiamiento de la Agencia Nacional de Promoción Científica y Tecnológica (ANPCyT), el Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET) y Universidad Nacional del Litoral (CAI+D 2009 PI65-330).

REFERENCIAS

- A.R. AbuBakar y H. Ouyang. Wear prediction of friction material and brake squeal using the finite element method. *Wear*, 264:1069–1076, 2008.
- J.F. Archard. *Contact and rubbing flat surfaces*. J. Appl. Phys, 1953.
- M.F. Ashby, J. Abulawi, y H.S. Kong. Temperature maps for frictional heating in drysliding. *Tribology Transactions*, 34(4):577–587, 1991.
- R.G. Bayer. Mechanical wear prediction and prevention. *Dekker, New York*, pages 200–291, 1994.
- E. Becker. Trends in tribological materials and engine technology. *Tribology International*, 37: 569–575, 2004.
- D.P. Bertsekas. *Constrained Optimization and Lagrange Multiplier Methods*. Academic Press, New York, 1982.
- A. Cantizano, A. Carnicero, y G. Zavarise. Numerical simulation of wear-mechanism maps. *Computational Materials Science*, 25:54–60, 2002.
- F. J. Cavalieri. *Multiaxial Fatigue and Wear Design in Mechanical Components at High Temperature*. Doctoral thesis, Universidad Nacional del Litoral, <http://bibliotecavirtual.unl.edu.ar:8180/tesis/handle/1/200>, 2010.
- F. J. Cavalieri y A. Cardona. An augmented Lagrangian method to solve 3D contact problems. *Latin American Applied Research*, 42(201):281–289, 2012.
- F. J. Cavalieri y A. Cardona. An augmented Lagrangian technique combined with a mortar algorithm for modelling mechanical contact problems. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 93(27):420–442, 2013a.
- F. J. Cavalieri y A. Cardona. Three-dimensional numerical solution for wear prediction using a mortar contact algorithm. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 96 (8):467–486, 2013b.
- F. J. Cavalieri, V. Fachinotti, y A. Cardona. A mortar contact algorithm for three-dimensional elasticity problems. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, 28(2):80–92, 2012.
- F. J. Cavalieri, C. Luego, y F. Zenklusen. Numerical and experimental stress analysis of an internal combustion engine valve during the closing event. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 228(5):477 – 487, 2014.

- K. Chun, J. Hong, y H. Lee. A study on engine valve and seat insert wearing depending on speed change. *SAE Technical Paper Series*, 1:1655, 2004.
- Keyoung Jin Chun, Jae Hak Kim, y Jae Soo Hong. A study of exhaust valve and seat insert wear depending on cycle numbers. *Wear*, 263(7-12):1147 – 1157, 2007.
- H. Dhia y M. Torkhani. Modeling and computation of fretting wear of structures under sharp contact. *Int. J. Numer. Meth. Engng*, 85:61-83, 2011.
- P. Forsberg. *A Tribological Study of Combustion Valve Sealing Interfaces*. Phd, Uppsala University, Department of Engineering Sciences, Applied Materials Sciences, Box 534, SE-751 21 Uppsala, Sweden, 2013.
- R. Holm. Electric contacts. Stockholm: Almquist and Wiksells Akademiska Handbocker, 1946.
- F. Jourdan y A Samida. An implicit numerical method for wear modeling applied to a hip joint prosthesis problem. *Comput. Methods Appl. Mech Engrg*, 198:2209–2217, 2009.
- K Kato. Wear mechanisms in new direction in tribology. In I. Hutchings, editor, *Mechanical Engineering Publications*, pages 39–36, 1997.
- K. Kato. Classification of wear mechanisms/models in wear. In W. Stachowiak Gwidon, editor, *Materials, Mechanisms and Practice*, Tribology in Practice Series. John Wiley and Sons, Ltd, 2005.
- K.M. Lee y A. Polycarpou. Microscale experimental and modeling wear studies of rail steels. *Wear*, 271:1174–1180, 2011.
- S.C. Lim y M.F. Ashby. Wear mechanism maps. *Acta Metallurgica*, 35(1):1–24, 1978.
- H.C. Meng y K.C. Ludema. Wear models and predictive equations: their form and content. *Wear*, pages 443–457, 1995.
- S Mukrasa, N.H. Kim, W. Gregory Sawyer, D.B. Jackson, y L.W. Bergquist. Numerical integration schemes and parallel computation for wear prediction using finite element method. *Wear*, 266:822–831, 2009.
- OOfelie. Object Oriented finite elements led by interactive executor. Open Engineering. S.A., 2014. <http://www.open-engineering.com>.
- T. Ootani, N. Yahata, A. Fujiki, y A. Ehira. Impact wear characteristics of engine valve and valve seat insert materials at high temperature (impact wear tests of austenitic heat-resistant steel suh36 against fe-base sintered alloy using plane specimens). *Wear*, 188:175–184, 1995.
- Paraview. Paraview, 2014. <http://www.paraview.org>.
- L. Pазienza. 1.8 idi chromo 193 intake valve failures. Technical Report 86-96, Eaton Corporation, 1996.
- I. Páczel y Z. Mróz. On optimal contact shapes generated by wear. *Int. J. Numer. Meth. Engng*, 63:1250-1287, 2005.
- M.B. Peterson y W.O. Winner. Wear control handbook. ASME, 1980.
- P. Podra y S. Andersson. Simulating sliding wear with finite element method. *Tribology International*, 32:71–81, 1999.
- M.A. Puso y T.A. Laursen. A mortar-finite element formulation for frictional contact problems. *Comput. Methods Appl. Math.*, 193:601–629, 2004.
- W.R. Pyle y N.R. Smrcka. The effect of lubricating oil additives on valve recession in stationary gaseous-fuelled four-cycle engines. *SAE Technical Paper Series*, 932780, 1993.
- E. Rabinowicz. *Wear-mechanism maps*. Acta Metall, second edition, 1985.
- L. Rodriguez-Tembleque, R. Abascal, y M.H. Aliabadi. A boundary element formulation for wear modeling on 3d contact and rolling-contact problems. *International Journal of Solids and Structures*, 47:2600–2612, 2010.
- L. Rodriguez-Tembleque, R. Abascal, y M.H. Aliabadi. A boundary elements formulation for

- 3D fretting-wear problems. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 35:935–943, 2011.
- SAMCEF. Mecano V13 user manual. LMS-Samtech S.A., 2007. <http://www.lmsintl.com>.
- G.K. Sfantos y M.H. Aliabadi. A boundary element formulation for three-dimensional sliding wear simulation. *Wear*, 262:672–683, 2007.
- S. Sfarni, E. Bellenger, J. Fortin, y M. Malley. Numerical and experimental study of automotive riveted clutch discs with contact pressure analysis for the prediction of facing wear. *Finite Elements in Analysis and Design*, 44:129–141, 2011.
- N. Strömberg. Finite element treatment of two-dimensional thermoelastic wear problems. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg*, 177:441–445, 1999.
- V. Thomas. The elimination of lead in gasoline. *Annual Review of Energy and the Environment*, 20:301–324, 1995.
- Y.S. Wang, S.K. Schaefer, C. Benntett, y G.C. Barber. Wear mechanisms of valve seat and insert in heavy duty diesel engine. SAE Technical paper series, 1995.