

EFFECTO DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN EN LA DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES ANILLO-CAMISA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.

**J. Luis Pedrero P., J. Juvenal Solano P., Sergio Reyes G.,
J. M. Rodríguez L., J. Antonio Arellano C., Gilberto Piña P.**

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Apartado Postal 5-164, C.P. 62051
Cuernavaca, Morelos, México
Tel/Fax (777) 3 62 77 70
E-mail: jmlelis@cenidet.edu.mx

RESUMEN

Los recubrimientos de diamante tipo carbón DLC, son usados en la industria automotriz para disminuir la fricción e incrementar la durabilidad en muchos de los componentes en contacto. Las películas pueden ser extremadamente duras, mayor de 90 GPa, y ofrecen bajos coeficientes de fricción y exhiben bajos coeficientes de desgaste. Las películas a menudo son consideradas químicamente inertes, con características hidrofóbicas. Para ello se busca revestir la superficie del anillo con DLC y conocer el efecto del coeficiente de fricción en la distribución de las presiones entre el anillo-camisa de un motor de combustión interna. Se presenta una simulación numérica utilizando la ecuación de Reynolds para un régimen de lubricación hidrodinámica.

ABSTRACT

The coating of Diamond Like Carbon DLC, are used in the automotive industry to diminish the friction and to increase the durability in many of the components in contact. The films can be extremely hard, bigger than 90 GPa, and they offer low coefficients of friction and exhibit low waste coefficients. The films often are considered chemically inert, with characteristic hydrophobics. For it is looked for it to have the surface of the ring with DLC and to know the effect of the coefficient of friction in the distribution of the pressures among the ring-chamber of a motor of internal combustion. A numeric simulation is presented using the equation of Reynolds for a regime of hydrodynamic lubrication.

INTRODUCCION

Un motor de combustión interna como cualquier otra máquina, obtiene su energía mecánica directamente de la energía química producida por un combustible que arde dentro de una cámara de combustión.

La cámara de combustión es un cilindro, por lo general fijo, cerrado en un extremo y dentro del cual se desliza un pistón muy ajustado al interior. La posición hacia dentro y hacia fuera del pistón modifica el volumen que existe entre la cara interior del pistón y las paredes de la cámara. La fricción en los motores provoca una importante pérdida de energía y un considerable desgaste, Cummins Engine sugieren que la fricción debida a los pistones, anillos, y rodamientos contribuyen hasta un 55% de la fricción total.

Los primeros anillos del pistón usados en un motor tenían la única tarea de aislar la cámara de combustión, evitando que los gases de combustión salieran por el cárter del motor. Actualmente, las funciones de un anillo del pistón son aislar la presión de la combustión, controlar el aceite, transferir calor, y estabilizar el pistón, tal como se ilustra en la figura 1.

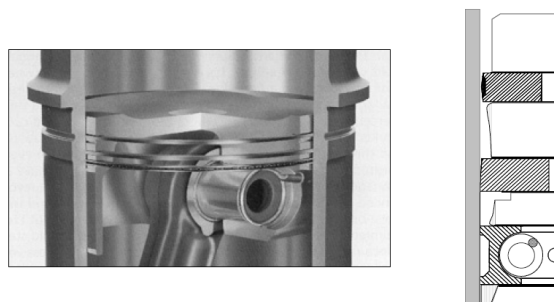


Figura 1. Esquema de un pistón con anillos dentro de la cámara de combustión.

Ramsbottom y Miller están entre los pioneros en investigar el comportamiento de los anillos del pistón en motores de vapor. Ramsbottom, en 1854, construyó un anillo metálico en una sola pieza. El diámetro libre del anillo fue 10 por ciento más grande que el diámetro del cilindro; Cuando éste era presionado contra la pared del cilindro lograba ajustar el espacio entre ambos con solo aprovechar las propiedades elásticas del material. Miller, en 1862, introdujo una modificación al anillo de Ramsbottom. Esta modificación consistió en permitir actuar la presión del vapor en la parte trasera del anillo, proporcione una fuerza más alta de arrastre. Esta nueva solución permitió el uso de anillos más flexibles, que se ajustaron mejor al cilindro.

Las capas para recubrir los anillos son ampliamente utilizadas. Un ejemplo es el cromo, que se utiliza en condiciones abrasivas y corrosivas donde las condiciones de trabajo son severas. Se ha investigado la posibilidad de usar los anillos de cerámica como complemento a los anillos metálicos en aplicaciones avanzadas del motor [1]. Las pruebas con los materiales de cerámica han incluido entre otros, zirconia monolítica, el carburo de silicio sintetizado, el nitruro de silicio [2]. En pruebas de desplazamiento no lubricado los resultados fueron perjudiciales para la cerámica. Con el nitruro de silicio y el carburo de silicio se realizaron satisfactoriamente bajo condiciones de desplazamiento lubricadas por aceite, mientras que con zirconia sufrió de agrietamientos por el choque térmico [1].

Por otro lado el desgaste es el levantamiento de material de una superficie sólida como el resultado de la acción mecánica ejercido por algún otro sólido, posiblemente en forma de partículas, o como resultado de la acción de un líquido en una superficie, sobre todo a altas temperaturas. Cualquier contacto deslizante entre las partes superficiales de los sólidos produce pérdidas de material.

Para evitar el desgaste de algunos objetos se recurre a técnicas de tratamientos superficiales como el recubrimiento nanoestructurado, que consiste en la aplicación de delgadas capas policristalinas de materiales cerámicos que llegan a proporcionar una dureza superior a casi cualquier material convencional [3].

El uso de recubrimientos se hace con fines de protección contra la corrosión, el desgaste y la reducción significativa de la fricción. Trabajos en tribología biomédica de prótesis, Álvarez [4] observó una significativa disminución en la distribución de las presiones cuando utilizó la condición de frontera de deslizamiento por recubrimiento de polvo de diamante (DLC, por sus siglas en inglés), en una simulación numérica de la ecuación de Reynolds del flujo de líquido sinovial en el espacio entre la copa acetabular y acetábulo de una prótesis de cadera., cuyos valores fueron muy cercanos a las 3 micras, tal como se observa en algunos pistones Además, comprobó que existe una significativa reducción de los esfuerzos cortantes del fluido lubricante sobre la superficie sólida de la prótesis al modificar el coeficiente de fricción por deposición de diamante sintético. Esto implica que al modificar las propiedades superficiales del material, lo que en consecuencia se logra un menor desgaste y se incrementa el tiempo de vida la prótesis. Con este antecedente la presente investigación tiene por objeto recubrir la superficie del anillo del pistón para modificar el coeficiente de fricción entre el aceite lubricante y la pared del pistón para disminuir los efectos de presión y de desgaste.

Además, en el campo de investigaciones en lo referente a la teoría de deslizamiento, recientemente los investigadores aceptan en hidrodinámica que la velocidad de un líquido inmediatamente adyacente a un sólido es igual a la velocidad del sólido. La ausencia de un salto en la velocidad de un líquido simple en una superficie parece estar confirmada en experimentos macroscópicos. Sin embargo, es difícil obtener la misma conclusión con modelos microscópicos. Es decir, incluso en caso de los líquidos simples, la condición de no deslizamiento de límite no está justificado en un nivel microscópico [5]. Se sugiere que el fluido con deslizamiento en la frontera es insignificante para los flujos con las escalas de la longitud más grandes que 100 micras. Si observamos el espacio permitido entre el anillo del pistón y el cilindro normalmente no excede los 381 nanómetros (Perfect Circle[®]), es decir, la tolerancia para que permanezca el aceite lubricante en el canal de trabajo esta más allá de estos valores para ser considerado como un sistema macroescala.

Varios investigadores sugieren que la condición de frontera de no deslizamiento pueden no ser conveniente en micro y nano escala. Watanabe en 1999 [6] identificó el deslizamiento de fluido en la pared hidrofóbica de un ducto. Los perfiles de velocidad fueron consistentes con la hipótesis de Navier.

Tretheway en 2002 [7] midió la velocidades en microcanales hidrofílicos e hidrofóbicos por velocimetría de micro resolución de imagen de partícula (micro-PIV). Sus resultados muestran una significativa velocidad de deslizamiento cerca de la pared del microcanal hidrofóbico y no deslizamiento para la superficie hidrofílica.

El origen de grandes deslizamientos aun es confuso a pesar de esfuerzo teórico considerable por realizarlo. En el lado teórico, las simulaciones moleculares de la dinámica demuestra que las moléculas se pueden deslizar directamente sobre el sólido a causa de que la fuerza de atracción entre las moléculas del líquido es mayor que la interacción competente del sólido-líquido, la pared deslizante generalmente se encuentra en superficies no-mojadas o hidrofóbicas [8].

Con base en lo anterior, se propone el uso de la ecuación de Reynolds para determinar el comportamiento del aceite lubricante en la superficie del anillo con velocidad angular constante y bajo carga constante, por medio del empleo del método de diferencias finitas y observar el comportamiento con condición de frontera de deslizamiento. Es decir, como afectan las variaciones de coeficiente de fricción al cambiar las propiedades superficiales del anillo del pistón por deposición de polvo de diamante sintético. El algoritmo numérico fue ensayado y trabajado en FORTRAN[®] y consistió en los siguientes pasos: la integración formal de las ecuaciones gobernantes de flujo de fluido del dominio de la solución, la discretización involucra la sustitución de aproximaciones de diferencias finitas de los términos en la ecuación integrada que representa procesos de flujo. Esto convierte la ecuación integral en un sistema de ecuaciones algebraicas y la solución de las mismas se realizó por el método Tridiagonal Matrix Algorithm.

TEORIA DE LA LUBRICACION HIDRODINAMICA.

La ecuación de Reynolds forma los fundamentos de la teoría de lubricación de película fluida. Esta ecuación establece una relación entre la geometría, velocidad relativa de las superficies, la propiedad del fluido y la magnitud de la carga normal que puede soportar el lubricante [4].

La teoría actual de la lubricación hidrodinámica se origina con los experimentos de Tower en 1880 explicados por O. Reynolds en 1886 [9]. Se resuelve con las siguientes hipótesis:

- El lubricante cumple la ley de Newton para fluidos viscosos.
- Se desprecian las fuerzas debidas a la inercia del lubricante.
- Se supone que el lubricante es incompresible.
- La viscosidad es constante en toda la película de lubricante.
- La presión del lubricante no varía en la dirección axial.

En el caso unidimensional se supone además:

- no existe flujo de lubricante en la dirección z.
- la presión sólo es función de la variable x.
- la velocidad de una partícula de lubricante es función de x e y.

Partiendo del equilibrio de fuerzas sobre diferencial de lubricante se deduce la ecuación de Reynolds:

$$\frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \right) = 12 \frac{\partial h}{\partial t} + 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

CONDICION DE FRONTERA

La condición de Swift-Steinber es la más cercana a representar las condiciones de la película lubricante donde los valores de las presiones se determinan numéricamente, por lo tanto se aplicará en la solución numérica [10].

$$p(\theta_1) = p(\theta_2) = 0$$

$$\theta_1 = 0$$

$$\theta_2 = \text{Por determinar}$$

Otra condición de frontera es la geometría del sistema, el cual está compuesto por dos placas separadas por un espacio por donde circula el aceite lubricante. La placa superior simula el anillo del pistón con una velocidad representativa U , en el lado contrario otra placa que representa la camisa del cilindro, tal como se muestra en la figura 2. Diferentes espesores de claro son propuestos.

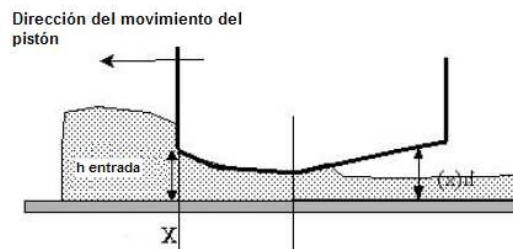


Figura 2. Representación esquemática del dominio del problema.

CONDICIÓN DE DESLIZAMIENTO EN LA INTERFASE SÓLIDO LIQUIDO.

De acuerdo con Rabinowicz al considerar una partícula esférica de radio R que se sumerge dentro de un fluido una distancia x y se genera trabajo para sobrellevar la presión del fluido como se muestra en la figura 3. Se introduce la ecuación de energía de superficie libre la cual contiene la suma de las energías libres que interactúan en las superficies, donde se obtiene la ecuación [11].

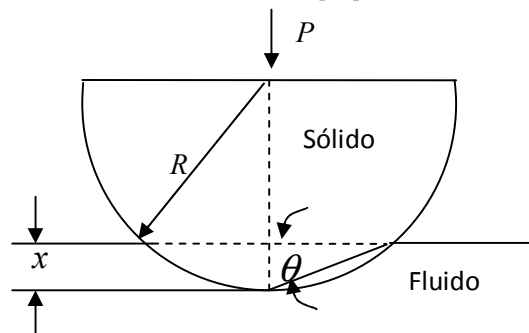


FIGURA 3. Indentador sólido sumergido en un líquido.

$$G = 2\pi R x (\sigma + \gamma_{ab}) - 2\pi r x^2 P \quad (2)$$

Donde G es el cambio de energía libre sobre la superficie, P es la presión que se ejerce por el fluido, σ es la tensión superficial, γ_{ab} es la energía de adhesión entre los dos materiales, R es el radio del indentador y x es la distancia que penetra el indentador para que el fluido adquiera la forma de la rugosidad. Cuando el fluido adopta por completo la forma de la aspereza la derivada de G es cero.

Al despejar la presión e introduciendo la ecuación de coeficiente de fricción se obtiene el coeficiente de fricción en la interfase sólido-líquido se obtiene:

$$f = \frac{\tau \cot^2 \theta}{\frac{3}{4} \left(\frac{\sigma + \gamma}{R} \right)} \quad (3)$$

Donde τ es el esfuerzo cortante, σ es la tensión superficial, γ es la energía de adhesión entre los dos materiales, R es el radio del indentador sólido y θ es el ángulo de contacto.

Para determinar la velocidad de deslizamiento, u , se parte del perfil de velocidad para flujo plano de Poiseuille que describe un perfil parabólico por medio de:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (h-y)y \quad (4)$$

El esfuerzo cortante con condición de deslizamiento se expresa por:

$$\tau = k_{ad} \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (5)$$

k_{ad} es el coeficiente de adhesión, derivando y realizando las sustituciones, encontramos que la velocidad de deslizamiento es

$$U_s = \frac{\tau h}{f_{ad} \mu} \quad (6)$$

Donde:

U_s = velocidad de deslizamiento

μ = viscosidad

f_{ad} = Coeficiente de fricción

ESPESOR DE PELICULA

El espesor de película lubricante entre la sección transversal del anillo y la pared del cilindro se determina por:

$$h = c - \varepsilon_z \sin \theta \cos \phi - \varepsilon_y \cos \theta \sin \phi \quad (7)$$

Donde h es el espesor de película lubricante y c es el claro radial. El término ε_z , ε_y es la excentricidad en dirección vertical y horizontal, pero como en este estudio no existe excentricidad porque estamos considerando un movimiento lineal uniforme, la excentricidad es cero [4]. Para un claro radial nominal de $c=$

$20,5 \times 10^{-6}$. y una viscosidad del lubricante 5W30 ó 134×10^{-2} pa.s se tiene una velocidad radial de $\omega=1145$ rpm (120 rad/s).

DISCRETIZACIÓN DE LA ECUACIÓN DE REYNOLDS POR MEDIO DE VOLUMEN DE CONTROL

La ecuación de Reynolds se discretizo por el Método de Volumen Finito bajo el siguiente criterio: el Método de Volumen Finito es dividir el dominio en volúmenes de control discretos. Una porción de mallado en dos dimensiones se usa para la ilustrar la discretización. Un punto nodal general se define como P y los nodos vecinos en dos dimensiones al oeste, al este, al norte y al sur son definidos por W, E, N y S respectivamente. El lado de la cara oeste de volumen de control se referencia por 'w', al lado de la cara este del volumen de control por 'e', al lado de la cara norte por 'n' y al lado de la cara sur por 's'. Las distancias entre los nodos W y P, y entre los nodos P y E, son definidos por δ_{xWP} y δ_{xPE} , de la misma forma las distancias entre los nodos N y P, y entre los nodos P y S están definidos por δ_{yPN} y δ_{yPS} como se ilustra en la figura 4.

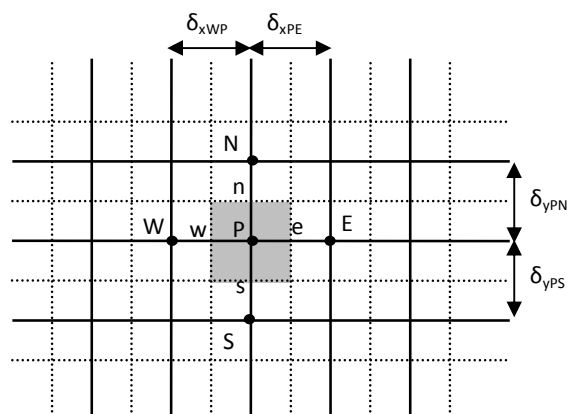


Figura 4. Parte de un mallado bidimensional.

El segundo paso en el Método de Volumen Finito es la integración de las ecuaciones gobernantes sobre un volumen de control para permitir una ecuación discretizada en su punto nodal.

ALGORITMO TDMA

El algoritmo de Thomas o TDMA "Tridiagonal-Matrix Algorithm" es una técnica que se desarrolla para resolver sistemas de ecuaciones tridiagonales, donde los coeficientes de la matriz del sistema de ecuaciones diferentes de cero se alinean a lo largo de tres diagonales de la matriz. El TDMA es un método directo para problemas unidimensionales, pero se puede aplicar iterativamente, en una forma de línea por línea, para resolver problemas multidimensionales.

Al presentar el algoritmo se adopta la siguiente nomenclatura. Los puntos discretos o puntos de la malla numérica se numeran $i = 1, 2, 3, \dots, n$ donde los puntos $i = 1$ e $i = n$ son los puntos de la frontera.

El sistema de ecuaciones discretas tiene la forma tridiagonal como se muestra en la ecuación (3.5):

$$\begin{aligned}
 P_1 &= d_1 \\
 -b_2 P_1 + a_2 P_2 - c_2 P_3 &= d_2 \\
 -b_3 P_2 + a_3 P_3 - c_3 P_4 &= d_3 \\
 -b_4 P_3 + a_4 P_4 - c_4 P_5 &= d_4 \\
 &\dots \\
 -b_{n-1} P_{n-2} + a_{n-1} P_{n-1} - c_{n-1} P_{n+2} &= d_{n-1} \\
 P_n &= d_n
 \end{aligned} \tag{8}$$

El sistema de ecuaciones (8) se puede escribir como:

$$a_i P_i = b_i P_{i+1} + c_i P_{i-1} + d_i \quad (9)$$

Para los puntos $i = 1, 2, 3, \dots, n$. Entonces la variable P_i se relacionan a los valores de las variables vecinas P_{i+1} y P_{i-1} . Para tomar en cuenta la forma de las ecuaciones a la frontera se agrupan $c_i = 0$ y $b_n = 0$. Así los valores de las variables P_0 y P_{n+1} no tiene significado físico. Si P_1 se conoce, entonces se tiene que $a_1 = 1$, $b_1 = 0$, $c_1 = 0$ y $d_1 =$ al valor de P_1 . Estas condiciones implican que P_1 se puede conocer en términos de P_2 . La ecuación para $i = 2$ es una relación entre P_1 , P_2 y P_3 . Pero como P_1 se puede expresar en términos de P_2 , esta relación se reduce a una relación entre P_2 y P_3 . En otras palabras, P_2 se puede expresar en términos de P_3 . Éste proceso de sustitución se puede continuar hasta que P_n se expresa en términos de P_{n+1} . Pero, a causa de que P_{n+1} no existe, se obtiene el valor numérico de P_n en ésta etapa. Esto permite iniciar un proceso de sustitución hacia atrás, en la que P_{n-1} se obtiene de P_n , P_{n-2} se obtiene de P_{n-1} , ..., P_2 se obtiene de P_3 y P_1 se obtiene de P_2 . Esta es la forma en como se realiza el TDMA.

Los pasos del algoritmo TDMA son:

Si se supone en el proceso de sustitución hacia delante de i a $i + 1$ como se muestra en la ecuación (10)

$$P_i = S_i P_{i+1} + T_i \quad (10)$$

se evalúa i para $i - 1$, y la ecuación (10) se escribe como:

$$P_{i-1} = S_{i-1} P_i + T_{i-1} \quad (11)$$

se sustituye la ecuación (10) con la ecuación (9) y se llega a:

$$a_i P_i = b_i P_{i+1} + c_i (S_{i-1} P_i + T_{i-1}) + d_i \quad (12)$$

al ordenar se tiene:

$$P_i = \frac{b_i}{(a_i - c_i S_{i-1})} P_{i+1} + \frac{d_i + c_i T_{i-1}}{(a_i - c_i S_{i-1})} \quad (13)$$

se compara la ecuación (10) con la ecuación (13) y se obtiene:

$$S_i = \frac{b_i}{a_i - c_i S_{i-1}} \quad (14)$$

también;

$$T_i = \frac{d_i + c_i T_{i-1}}{a_i - c_i S_{i-1}} \quad (15)$$

Las ecuaciones (14) y (15) son llamadas relaciones de recurrencia, se observa que S_i y T_i están determinadas en términos de S_{i-1} y T_{i-1} . Para iniciar el cálculo de las relaciones de recurrencia se nota que a la ecuación (10) para $i = 1$, los valores de S_i y T_i son dados por:

$$S_1 = \frac{b_1}{a_1} \quad (16)$$

y

$$T_1 = \frac{d_1}{a_1} \quad (17)$$

Estas ecuaciones se obtienen después de sustituir $c_1 = 0$. Por otro lado, al final $i = n$ de S_i y T_i se nota que $b_n = 0$, esto lleva a tomar $S_n = 0$ y entonces se obtiene:

$$P_n = T_n \quad (18)$$

a partir de este punto, se inicia la sustitución hacia atrás por medio de la ecuación (10) para encontrar los valores de la variable [12].

El método TDMA se puede aplicar iterativamente para resolver un sistema de ecuaciones para problemas de dos o tres dimensiones. Al considerar la malla en la figura 5 y la ecuación general discretizada en dos dimensiones (19) se analiza el esquema de línea por línea.

$$a_P P_{i,j} = a_{DE} P_{i+1,j} + a_{IZ} P_{i-1,j} + a_{AR} P_{i,j+1} + a_{AB} P_{i,j-1} \quad (19)$$

En el esquema de línea por línea se consideran las ecuaciones discretizadas para los puntos de la malla a lo largo de la línea que se eligió, tal como se muestra en la figura 4. Esta contiene las presiones en los puntos de la malla y se denotan por puntos a lo largo de las líneas vecinas, si estas presiones se sustituyen de sus últimos valores, las ecuaciones para los puntos de la malla mostrados por cruces a lo largo de la línea seleccionada se verán como ecuaciones en una dimensión y se pueden resolver por el método TDMA. Este procedimiento se lleva a cabo para todas las líneas en dirección j y se puede seguir un tratamiento similar para la dirección i . Por lo tanto, para resolver la línea abajo-arriba la ecuación se discretiza en la forma

$$-a_{AB} P_{i,j-1} + a_P P_{i,j} - a_{AR} P_{i,j+1} = a_{DE} P_{i+1,j} + a_{IZ} P_{i-1,j} \quad (20)$$

La parte derecha de la ecuación (20) se asume temporalmente conocida con valores de la iteración previa o inicial. Por lo tanto, la ecuación adquiere la forma tridiagonal como se observa en la ecuación (21)

$$a_i P_{i,j} = b_i P_{i+1,j} + c_i P_{i-1,j} + d_i \quad (21)$$

$$\begin{aligned}
 a_i &= a_p \\
 b_i &= a_{DE} \\
 c_i &= a_{IZ} \\
 d_i &= a_{AR} P_{i,j+1} + a_{AB} P_{i,j-1}
 \end{aligned}$$

Ahora se resuelve a lo largo de la línea abajo-arriba para los valores $j = 1, 2, 3, \dots, n_j$ por el método TDMA en una dimensión [13]

El método Line Gauss Seidel Alternating Direction Implicit LGS-ADI usa la combinación del método línea por línea y Gauss Seidel, el cual utiliza los valores más recientes conocidos de la iteración previa para realizar el próximo cálculo. Además el LGS se aplica alternadamente, es decir, una iteración del LGS-ADI consiste en aplicar el LGS en dirección i y posteriormente se utilizan los resultados que se obtuvieron para aplicar el LGS en dirección j . Este método tiene mayor eficiencia en la convergencia que el LGS y LBL [14]. El residual que se utilizó para el criterio de convergencia fue de 10^{-6} .

ESPESOR DE PELÍCULA Y COMPONENTE DE CARGA.

El espesor de película lubricante entre la copa y la bola se determina por:

$$h = c - \varepsilon_z \text{sen} \theta \cos \phi - \varepsilon_y \cos \theta \text{sen} \phi \quad (22)$$

Donde h es el espesor de película lubricante y c es el claro radial. El término ε_z es la excentricidad en dirección vertical. En este estudio se considera solo el movimiento de aplastamiento en dirección vertical, por lo que $\varepsilon_y = 0$.

Las excentricidades se determinan por medio del uso de la componente de carga W , la cual fue medida experimentalmente por Bergmman [15]

$$\varepsilon_z = c \frac{W}{W_{\max}} \quad (23)$$

Una vez que se determina la distribución de presiones por medio del algoritmo Line Gauss Seidel Alternating Direction Implicit se introduce el término de carga por medio de:

$$F_r = R^2 \int_{\phi_1}^{\phi_2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \text{sen} \theta \text{sen} \phi d\theta d\phi = W \quad (24)$$

donde la carga W es igual a la suma de las fuerzas F_r en todos los nodos.

$$F_r = \left(\frac{\theta}{n} x \frac{\phi}{n} \right) R^2 \sum_1^n \sum_1^m p \text{sen} \theta \text{sen} \phi = W \quad (25)$$

La componente de carga W fue integrada numéricamente por medio de la fórmula trapezoidal. La precisión se puede mejorar por medio de la reducción de paso de nodos n . Sin embargo, la reducción en el paso n incrementa los errores de redondeo (round-off) [16]. El error porcentual de carga para 100 nodos es de 0.0000015 por lo que no se requiere un método de orden mayor.

RESULTADOS Y DISCUSION

Al realizar un análisis con diferentes coeficientes de fricción, se observa que al disminuir éstos y al estar relacionados con cambios en las propiedades superficiales por deposición de diamante sintético se reduce la distribución de presiones y el espesor de película lubricante se incrementa, por lo que se reduce el contacto puntual entre las superficies y se genera un menor desgaste. La figura 5 muestra como la distribución de presiones en función del tiempo es significativamente diferente con el solo hecho de tratar la superficie con DLC. Las diferencias entre la superficie tratada con la superficie sin tratar con DLC son del orden del 400 %.

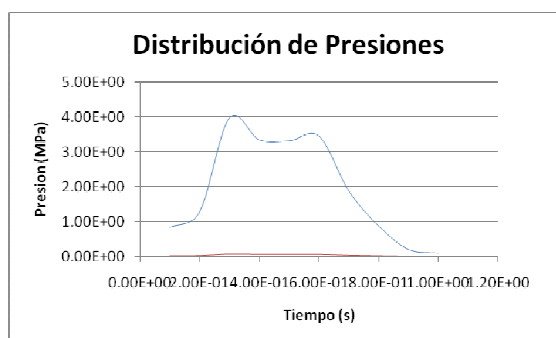


Figura 5. Distribución de la presión del aceite entre el anillo y la camisa del cilindro, con y sin DLC.

En la figura 6 se observa como la distribución de la presiones durante una marcha de trabajo difiere significativamente a diferentes valores del coeficiente de fricción. Esto se debe a que se reducen los esfuerzos cortantes del fluido en la superficie al ser modificadas las propiedades superficiales del anillo del pistón por deposición con polvo de diamante.

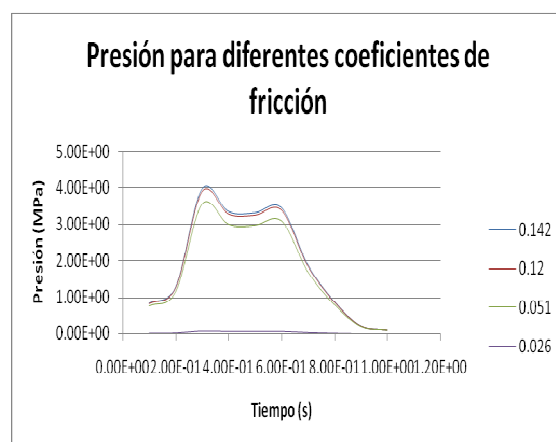


Figura 6. Se muestra la distribución de presión en el aceite entre el anillo y la camisa del cilindro, para diferentes coeficientes de fricción.

Es importante señalar que deben realizarse análisis que incluyan espesores mínimos de lubricante y coeficientes de fricción en una condición de frontera de deslizamiento para la recuperación íntegra de la capa del lubricante y mantenerse en el régimen de lubricación hidrodinámica tal como lo discutió Álvarez [4].

REFERENCIAS

- [1] Kustas, F. M. and Buchholtz, B. W. Lubricious-surface-silicon-nitride rings for hightemperature tribological applications. Tribology transactions, 39(1996)

-
- [2] Dufrane, K. F. Wear performance of ceramics in ring/cylinder applications. *Journal of the American ceramic Society*, 72(1989)
- [3] Navarro Torres. J., “Efecto del recubrimiento por triboadhesión de DLC y su respuesta dinámica en rodamientos y engranes rectos”, Tesis de Maestría, Cuernavaca Morelos, México; CENIDET, 2004
- [4] Melvin Álvarez; Agosto 2007; “Solución Numérica de la Ecuación de Reynolds del Flujo de Líquido Sinovial en el Espacio entre la Copa Acetabular y Acetábulo de una Prótesis de Cadera”. Tesis de maestría; Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico; Cuernavaca Morelos, México
- [5] Derek C., Xiaojun Liu., “Analysis of slip flow in microchannels” University of California. *ASME J.*, 2005
- [6] Watanabe K. Y., Mizunuma H., “Slip of Newtonian fluids at slid boundary” *ASME International Journal Series B*, Vol. 41, 1998
- [7] Tretheway D., C. Meinhart, “Apparent fluid slip at hydrophobic microchannel walls”. *Phys. of Fluids*. Vol. 14, 2002
- [8] Andreinko D., Buckhard D., “Boundary slip as a result of a prewetting transition”. *Phys. of Fluids*. 2006
- [9] Bharat B., “Introduction to Tribology”, Columbus, Ohio. John Wiley & Sons, INC., 2002
- [10] Theo G. K., “Standard Handbook of Machine Design. Journal Bearing”, CRC Press., 1980.
- [11] Rabinowicz E., “Friction and Wear of Materials”, John Wiley & Sons, INC., New York., 1965
- [12] Patankar S. V., “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere Publishing corporation. Taylor & Francis Group, 1995
- [13] K. Versteeg H., “An introduction to computational fluid dynamics. The Finite Volume Method”, PEARSON Prentice Hall, 1995
- [14] Xaman Villaseñor J. P., “Apuntes de Métodos Numéricos Diferencias Finitas”, 2006
- [15] Bergmann G., Rohlman A., “The load upon the artificial hip joint during cycling”, *Adapted Physical Activity*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1990
- [16] S. Rao S., “Applied Numerical Methods for Engineers And Scientist”, Prentice Hall, USA., 2002