



ESTUDIO NUMÉRICO DEL FLUJO DE ASPIRACIÓN DE BOMBAS DE PISTÓN PARA SUMINISTRO DE GRASAS

Alberto Menéndez Blanco^[*], Jesús Manuel Fernández Oro^[**]
[*] Alumno; [**] Tutor

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.
Campus Universitario de Gijón, 33204. Gijón (Asturias), Spain.
UO807080@uniovi.es

RESUMEN

En este trabajo se presentan los resultados de una simulación del flujo en una bomba volumétrica de pistón para suministro de grasas. Se ha desarrollado una metodología numérica basada en la técnica de mallado dinámico que permite el movimiento no estacionario del pistón mediante un algoritmo de tipo *layering*. La velocidad de accionamiento se ha implementado mediante una UDF paramétrica diseñada para cubrir todo el rango de puntos de trabajo de la bomba en función de la presión de descarga.

Se ha analizado en detalle el caudal de fugas por el huelgo del cebador de la bomba, monitorizando su evolución en las carreras de avance y retroceso en función de las presiones existentes en las cámaras adyacentes. La comparativa de los valores obtenidos en la simulación con las predicciones de los modelos teóricos existentes en la literatura para flujos no newtonianos en conductos anulares ha sido satisfactoria, confirmando la adecuación del modelo y la correcta elección de las discretizaciones adoptadas para huelgos y canales internos. Asimismo, la evolución del caudal de suministro en función del tiempo ha proporcionado las distribuciones y valores medios esperados a partir de las curvas características experimentales facilitadas por el fabricante.

Finalmente se han estudiado las condiciones del flujo en la zona de aspiración de la bomba en términos de viscosidad dinámica y fluidez de la grasa. Se ha podido observar que dicha fluidez está restringida a aquellas regiones que presentan importantes gradientes de velocidad, como son la zona del huelgo y las proximidades de las lumbreras de aspiración, en especial a lo largo de los contornos sólidos de la bomba y del barril de suministro. Para las posiciones intermedias de avance y retroceso, cuando la velocidad del pistón es máxima, los mapas obtenidos muestran que la succión inducida por el

cebador penetra de forma importante en el barril, alcanzando una distancia equivalente al diámetro de la máquina y confirmando el orden de magnitud estimado mediante análisis inspeccional de las ecuaciones de gobierno de la grasa en la aspiración.

INTRODUCCIÓN

Durante años las grasas se han utilizado como fluidos lubricantes en multitud de aplicaciones debido a su capacidad de lubricación y falta de fluidez cuando su estado tensional es nulo, lo que les permite lubricar en espacios no estancos sin el riesgo de su pérdida por fugas. Sin embargo, esta falta de fluidez ha sido siempre una desventaja para el trasvase y suministro de la grasa allí donde realiza su trabajo de lubricación.

Las bombas destinadas a estas aplicaciones de trasvase y suministro de grasas son bombas de construcción robusta, diseñadas para soportar las altas presiones que típicamente son necesarias. Gracias al movimiento alternativo que le confiere un motor neumático, el pistón axial que montan proporciona por cada embolada una cilindrada que con la velocidad de accionamiento aplicada suministran el caudal deseado. En general, estas bombas se construyen usando dos cámaras. La primera es una cámara de cebado cuando el pistón está en carrera ascendente, y la segunda es una cámara de suministro que en la carrera descendente proporciona el volumen de grasa por el desplazamiento del fluido, soportando la presión de trabajo requerida. Este funcionamiento evita la existencia de caudal de fugas en la embolada de suministro a costa de generar problemas de cavitación y rotura de película de grasa en la embolada de cebado. En cuanto a la colocación de estas bombas, diseñadas con la longitud de su tubo de aspiración adecuada a diferentes tamaños de bidón comercial,

suele realizarse aprovechando la rosca que estos bidones incorporan en su parte central superior. La falta de fluidez de las grasas, añadida a la influencia de la temperatura en la viscosidad de las mismas, obliga a utilizar en ocasiones platos seguidores, que según las características de la grasa o las circunstancias de la aplicación, a veces necesitan ser operados por cilindros neumáticos a fin de compactar la grasa lo más posible. En ausencia de estas medidas, e incluso utilizando los mismos, es habitual la presencia de problemas en el cebado, así como apelmazamientos, estableciéndose aspiraciones fluctuantes y vaciados parciales en el barril.

Este tipo de evidencias operativas tienen, sin embargo, una difícil caracterización dado que las grasas son fluidos opacos de alta viscosidad, cuyo comportamiento es muy variable en función tanto de la temperatura de trabajo como del gradiente de velocidad aplicado. Además, las altas presiones de trabajo que se emplean y los bajos caudales, dificultan la toma de medidas fiables de velocidad y caudal en los intersticios de la bomba. Hemos de tener en cuenta que las funcionalidades y aplicaciones de estas bombas no han ayudado a que se hayan hecho exhaustivos estudios o desarrollado metodologías para su análisis. Sin embargo, recientemente se han desarrollado metodologías específicas de simulación para bombas volumétricas que sí son válidas para este tipo de aplicaciones con movimientos alternativos (Houzeaux y Codina [1], Vande Voorde et al. [2], Riemslogh et al. [3]). Estas metodologías, dado el principio de funcionamiento de las máquinas consistente en la creación y destrucción de volúmenes, requieren de algoritmos de remallado que permitan la generación o destrucción de malla según varía la cilindrada de la bomba con el tiempo (Strasser [4], Kumar et al [5], Hyun et al [6]).

En este trabajo se plantea la modelización de una bomba de pistón axial mediante una técnica de mallado que emplea el método de *layering* para describir el movimiento alternativo del vástago de la bomba. Dada la geometría de la bomba, se ha empleado un modelo axisimétrico, incluyendo la zona de aspiración donde se analizará la fluidez de la grasa en función de los parámetros de funcionamiento de la bomba. En este caso, se considerará a la grasa como un pseudoplástico de viscosidad e índices conocidos, según la ley de Ostwald-de Waele. Para validar el modelo se compararán los resultados de la simulación numérica con las curvas características de la bomba, obtenidas de forma experimental, prestando especial atención al funcionamiento de la bomba cuando trabaja sin carga.

Además, se ha analizado en detalle el reflujó de fluido en la zona del huelgo del cebador debido a la diferencia de presiones existente, comparándose éste con los resultados

obtenidos con la predicción de caudal teórico para fluidos no newtonianos que fluyen por un huelgo concéntrico bajo el efecto de un gradiente de presión reducido (Fredrickson y Bird [7], Hanks [8]). De forma sistemática, para la simulación se ha implementado el funcionamiento a diferentes cargas de la bomba a través de velocidades de accionamiento variables (en forma de ciclos/minuto considerando las carreras ascendente y descendente por minuto) del motor neumático en esas condiciones de descarga. De esta manera se observan las variaciones en la zona de aspiración en función de los ciclos/minuto de trabajo de la bomba. Finalmente, el modelo no estacionario ha permitido observar las diferencias en las diferentes posiciones del pistón en cada ciclo de trabajo.

CARACTERÍSTICAS DE LAS GRASAS. BOMBAS PARA LUBRICACIÓN Y CICLO DE TRABAJO.

Reología. Las grasas lubricantes son, en general, dispersiones coloidales altamente estructuradas de un agente espesante, típicamente un jabón metálico en un aceite lubricante. Lo más habitual en estos productos es la utilización de ácidos grasos de jabones metálicos de litio, calcio, sodio, aluminio y bario como espesantes. El espesante da la consistencia a la grasa, previniendo además de la pérdida de fluido durante las condiciones de trabajo o la penetración de contaminantes en la grasa, como partículas sólidas o agua, sin una reducción significativa de las propiedades lubricantes.

Para comprender mejor la estructura de una grasa se muestra en la figura 1 (tomada de Sánchez et al. [9]) la microestructura de cuatro grasas diferentes, para distinto espesante y concentración del mismo, sobre un tipo de aceite común. Es fácil ver cómo en todas ellas el espesante, en forma de fibras, atrapa al aceite entre las mismas lo que da lugar a la consistencia típica de esta familia de grasas.

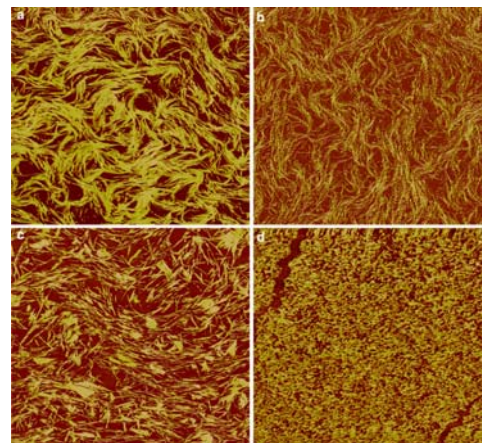


Fig. 1. Micrografías (Tamaño de ventana 20µm) de diferentes grasas comerciales. (Sánchez et al. [9]).

El comportamiento reológico de las grasas lubricantes no ha sido un tema especialmente estudiado ya que este tipo de lubricación sólo supone un 3% de todos los lubricantes procesados en el mundo (Delgado et al. [10]). Sin embargo, sí se han encontrado algunas referencias que facilitan datos experimentales acerca del comportamiento reológico de las grasas, en función de su composición, temperaturas de trabajo o cargas a las que están sometidas. En especial, cabe destacar el trabajo de Delgado et al. ([10]), donde se estudia la influencia de la concentración del jabón espesante y la viscosidad del aceite empleado para la fabricación de las grasas o los estudios de Sánchez et al. [9] y Delgado et al. [11-12] sobre el comportamiento reológico de las grasas ante variaciones en la temperatura de trabajo o en el esfuerzo cortante.

En la actualidad las grasas se estandarizan usando la clasificación que otorga el grado NLGI (*National Lubricating Grease Institute*, [13]). Esta clasificación es una referencia muy extendida en el mundo de la lubricación ya que simplifica la elección de las grasas a su consistencia en condiciones normales. Los diferentes grados NLGI, del no.1 al no.9, determinan la consistencia de las grasas a través de un ensayo de penetración (ASTM D-217, [14]) en el que un cono de dimensiones conocidas se coloca en una muestra de grasa para determinar su penetración. Debido al peso del cono, éste penetra en la grasa y después de un intervalo de tiempo determinado, la profundidad de penetración se mide, determinándose de esta manera el grado NLGI. En este trabajo se evaluará el comportamiento en una bomba de pistón axial de las grasas tipo NLGI no.2, que presentan valores normalizados de penetración a 25°C del orden de 265 a 295 décimas de milímetro (Rudnick, [15]).

Es conocido que cuando una tensión cortante es aplicada a una muestra de grasa, se lleva a cabo una reorientación de las fibras formadas por el espesante que confiere fluidez a las mismas. Para caracterizar este comportamiento se toma como referencia el modelo de Ostwald-de Waele para fluidos no newtonianos (Bird, [16]) que tiene en cuenta que la relación entre esfuerzo cortante y la velocidad de deformación no es lineal. Para ello se emplea la ley de potencia siguiente:

$$\mu = k \dot{\gamma}^{n-1} \Rightarrow \tau = \mu \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| = k \dot{\gamma}^n \quad (1)$$

donde k y n son los índices de consistencia y comportamiento del flujo respectivamente, determinados a través de ensayos experimentales.

Para realizar este trabajo se ha considerado una grasa NLGI no.2, con una densidad típica de 950 kg/m³ a 20°C,

similar a la grasa comercial empleada en la obtención de las curvas experimentales de la bomba aquí estudiada. Como índices de consistencia y comportamiento para la ley reológica pseudoplástica de la grasa se han tomado los valores proporcionados en el trabajo de Delgado et al. [10], $k = 1150 \text{ Pa}\cdot\text{s}^n$ y $n = 0.14$. En la figura 2 se representa tanto la tensión cortante definida por la ley de potencia como la viscosidad resultante usando estos índices.

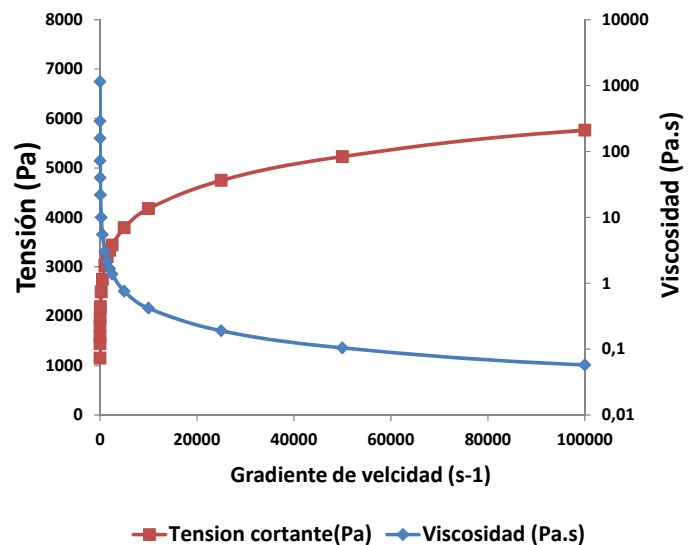


Fig. 2. Representación gráfica de la evolución de la viscosidad y la tensión cortante de una grasa NLGI-2 frente al gradiente de velocidad.

Bomba utilizada y ciclo de trabajo. La bomba de estudio será una bomba alternativa de pistón, operada por aire a presión, y especialmente diseñada para su uso con grasas de tipo NLGI hasta grado no.4. El movimiento alternativo se le confiere mediante un motor neumático que distribuye el aire a presión entre dos cámaras que resultan de la presencia de un émbolo en el interior del cilindro. Su funcionamiento es el de un actuador neumático que automáticamente cambia el sentido el émbolo cuando éste llega tanto al punto muerto superior (PMS) como al punto muerto inferior (PMI). Este embolo está unido solidariamente a una serie de varillas que lo conectan al pistón encargado de realizar el trabajo de desplazamiento del fluido dentro del tubo de la bomba. La presión de aire de alimentación ejerce una fuerza proporcional al área del émbolo que, dada el área del pistón que impulsa la grasa, genera un ratio de presiones de 60:1 ($p_{\text{alimentación}}/p_{\text{suministro}}$). Esto es equivalente a decir que, fijada una presión de alimentación de aire, el funcionamiento de la bomba se traducirá en velocidad de subida y bajada en función de la pérdida de carga que se le imponga a la salida de la

bomba, alcanzando la velocidad máxima cuando no exista restricción a la salida de fluido y parándose cuando la presión del sistema sea superior al producto del ratio por la presión de alimentación de aire (normalmente 7 bar, lo cual impondría una presión límite de trabajo del orden de 420 bar).

El aporte de la grasa se realiza mediante un ciclo basado en una carrera ascendente (fase de cebado) y una carrera descendente (fase de aporte de caudal). En la figura 3a se muestra un renderizado de la bomba sometida a estudio, donde se aprecia la zona de cebador y los laberintos internos que comunican las cámaras de trabajo con la zona de descarga de la bomba. Las principales partes de la máquina, señaladas sobre la figura, son el cebador (1), la válvula de pie o casquillo (2), la válvula superior antirretorno (3), la válvula de aporte a la salida (4) y el motor neumático (5) de accionamiento.

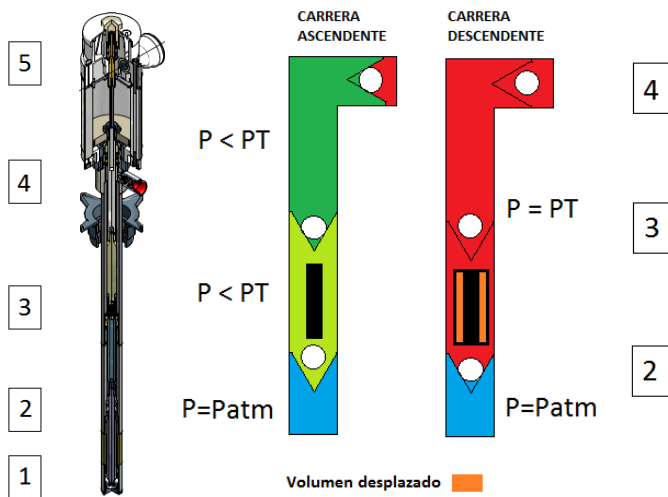


Fig. 3. a) Renderizado de la geometría. b) Esquema hidráulico de la bomba.

De forma simbólica, la figura 3b muestra el esquema hidráulico de las carreras que realiza la bomba en cada ciclo, así como el estado de las válvulas en cada una de ellas. En la carrera ascendente, la acción del cebador, que opera con un huelgo determinado respecto del tubo de aspiración de la bomba (zona azul), empuja la grasa existente hacia la cámara de cebado (2-3), abriendo en su paso la válvula de pie (2). En ese momento, en el volumen de la cámara (zona verde claro), se observa que la parte inferior del pistón ocupa el volumen que está asociado a su propio diámetro. Esta cámara permanece aislada de la cámara inmediatamente superior gracias a la válvula antirretorno (3) que actúa debido a que la cámara superior (3-4) está llena de fluido y por tanto, presurizada debido al cierre de la última válvula (4) que opera siempre a la presión de trabajo. Esta situación se produce por

el huelgo existente entre el cebador y el tubo de aspiración que fija el suficiente caudal de fugas como para que no se genere en la cámara de cebado (2-3) una presión mayor que la de unos pocos bares. De esta manera se completa en el avance el volumen de las cámaras (1-2) y (2-3) sin suministrar grasa a la salida de la máquina. Únicamente cuando la presión de trabajo de la bomba es suficientemente baja, existe aporte de fluido en la carrera ascendente ya que la presión generada en el cebador es capaz de vencer la presión del sistema suministro (trabajando contra presión atmosférica).

En la carrera descendente, la zona del pistón que presenta un diámetro superior (ver diferencia entre d y D en la figura 4) entra progresivamente en la cámara (2-3). Dado que al final de la carrera de avance tanto las zonas (2-3) como (3-4) estaban repletas de fluido, el pistón desplaza la grasa equivalente a la diferencia de volúmenes entre las dos secciones del pistón, generando así la cilindrada neta de la bomba. En este momento la válvula (2) permanece cerrada (simplemente por el empuje de la grasa contra el asiento del antirretorno) mientras que las otras válvulas (3) y (4) se abren (al no haber fugas, se alcanza instantáneamente la presión requerida a la salida), permitiendo así el avance del fluido hacia el sistema y generando el caudal de suministro de la bomba.

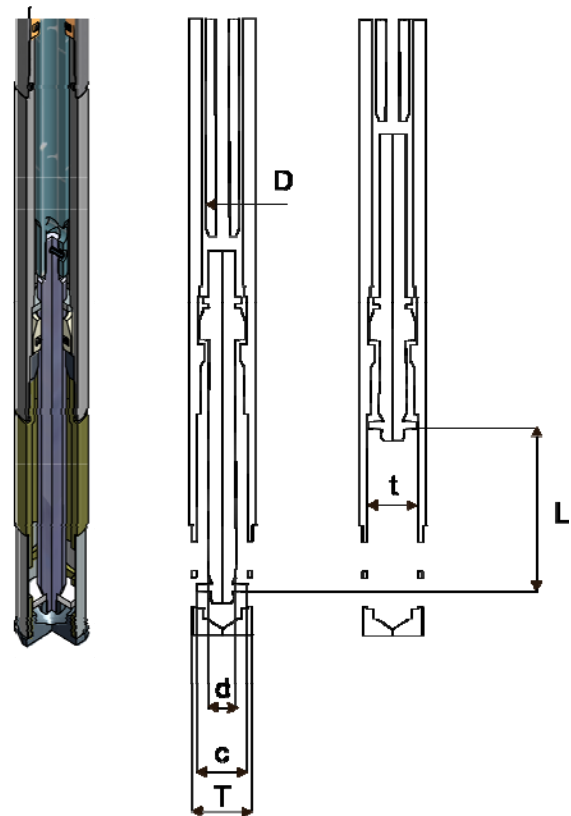


Fig. 4. Geometría de la zona de aspiración de la bomba.

En la figura 4 se ha representado un detalle de la zona de aspiración de la bomba donde se incluyen las diferentes cámaras de funcionamiento. A su lado se han acotado las principales dimensiones geométricas del pistón, que se muestra en sus dos posiciones extremas, PMI y PMS. Además, en la tabla adjunta 1 se proporcionan principales parámetros geométricos y de operación de la bomba estudiada.

Tabla 1. Datos geométricos y parámetros de operación.	
Ratio de la bomba [-]	60:1
Diámetro émbolo de aire [mm]	75
Diámetro del pistón, D [mm]	15
Diámetro interior del tubo, t [mm]	23
Diámetro exterior del tubo, T [mm]	30
Carrera máxima del pistón, L_p [mm]	75
Diámetro de la varilla del cebador, d [mm]	12
Diámetro del cebador, c [mm]	22.5
Huelgo del cebador, h [mm]	0.2
Longitud del cebador, l [mm]	3
Carrera de la bomba, L [mm]	65
Desplazamiento de la bomba por ciclo [cm^3]	4.8
Presión de alimentación de aire, P_a [bar]	3-7
Presión de trabajo, ΔP [bar]	0-280
Ciclos minuto, n [ciclos/min]	70-180
Caudal másico, m [gr/min]	0-1200

Finalmente, en la figura 5 se muestran los resultados experimentales correspondientes a las prestaciones de la bomba, en términos de caudal aportado en función de la presión requerida. Se incluyen resultados para presiones de suministro de 5, 6 y 7 bar, si bien aquí se utilizarán para la validación únicamente los correspondientes a 7 bar. Nótese que, para cada presión de suministro, se obtiene también una velocidad de accionamiento variable, que para el rango analizado varía de 70 (presión máxima) a 180 (descarga libre) ciclos/min. Las curvas presentan una zona a alta presión con una pendiente que crece según aumenta la presión de suministro. Además, a presión cero, el caudal suministrado aumenta sensiblemente debido a que en esas condiciones, el cebador es capaz también de inyectar caudal en la carrera ascendente, tal y como ya se discutió anteriormente.

La obtención de estas curvas experimentales se realizó mediante un ensayo normalizado que permitió verificar los ciclos por minuto de la bomba a través de un tacómetro digital, y en el que el caudal se midió mediante un caudalímetro digital. La presión se registró con un manómetro a la salida de la bomba, anotándose también los consumos de aire comprimido, comprendidos entre 320 y 650 litros normales por minuto durante todo el ensayo.

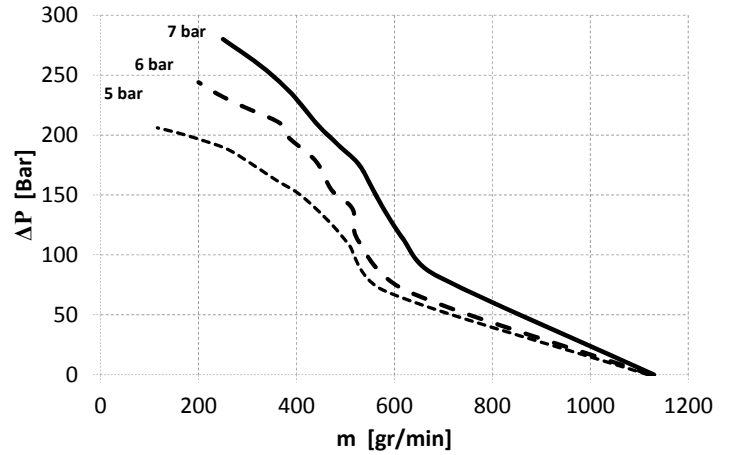


Fig. 5. Curvas características experimentales (fabricante).

MÉTODO NUMÉRICO

Se ha empleado el paquete comercial FLUENT v.6.3 [17] para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes mediante la técnica numérica de volúmenes finitos, incluyendo un modelo de malla dinámica que permite simular el movimiento alternativo del pistón de la bomba. El código, ejecutado de forma no estacionaria, es capaz de predecir la evolución del flujo en la zona de aspiración en función de la posición relativa del cebador.

Modelo matemático. El método de los volúmenes finitos se utiliza para resolver las ecuaciones de gobierno del fluido, transformado un dominio continuo en un espacio discretizado en pequeñas celdas donde se resuelve el sistema algebraico resultante tras linealizar y discretizar las ecuaciones de conservación para la masa y la cantidad de movimiento. Para el caso de geometría de la bomba considerada en este trabajo, se han adaptado las siguientes características básicas en el modelo de simulación:

- Simulación a escala 1:1 de la bomba, con un dominio 2D axisimétrico de revolución, en el que se han adoptado pequeñas modificaciones geométricas para garantizar la simetría constructiva y operacional del modelo.
- Resolución no estacionaria del movimiento del pistón mediante la técnica de *layering* para mallas dinámicas.
- Flujo viscoso y monofásico de grasa, bajo condiciones de régimen laminar y comportamiento reológico prefijado como fluido no-newtoniano de tipo pseudoplástico.
- Empleo de UDF's paramétricas para implementar el movimiento senoidal del pistón, función variable de la carrera y la frecuencia (ciclos/minuto) de accionamiento.

La discretización temporal empleada para el modelo ha sido de primer orden, adoptando además un esquema de diferenciación aguas arriba (*upwind*) para la ecuación de momento. A pesar esta elección de primer orden, que lleva asociada una significativa difusión numérica, la óptima estructura de malla elegida (ver sección sobre mallado empleado), así como la adecuada elección de pasos temporales bajos permitió tener controlada dicha difusión para todo el conjunto de las simulaciones. El acoplamiento velocidad-presión en las ecuaciones se resolvió mediante el algoritmo SIMPLE, y los factores de relajación se mantuvieron dentro de los valores habituales (0.3 para la ecuación de corrección de la presión y 0.7 para la ecuación de momento) que permiten acelerar la convergencia del proceso iterativo.

Mallados dinámicos. Los modelos de malla dinámica o deformable permiten mover los contornos del dominio y ajustar la malla de manera adecuada a las nuevas posiciones. Se utilizan para introducir en la modelización las fronteras que se mueven de forma rígida (lineal o rotativamente) en el caso de máquinas de desplazamiento positivo: motores alternativos, bombas de engranajes y paletas o bombas de pistones. Para implementar esta técnica, es necesario tener en cuenta el movimiento de la condiciones de contorno en la ecuación del momento según (Riemsplagh et al., [18]):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \int_A \rho \phi (\vec{v} - \vec{v}_g) \cdot d\vec{A} = \int_A (\Gamma \nabla \phi) \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (2)$$

donde v_g representa la velocidad del mallado dinámico, a tener en cuenta en la evaluación de los flujos en las fronteras del dominio. Además, en el término no estacionario de la ecuación se ha de introducir la variación temporal del volumen de cada celda, que puede evaluarse a partir de la velocidad de la malla como:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = \int_A \vec{v}_g \cdot d\vec{A} = \sum_{j=1}^{c.v.} \vec{v}_{g,j} \cdot \vec{A}_j \quad (3)$$

Existen diversos tipos de reconstrucción de la malla en función de las características básicas del movimiento de los contornos, distinguiéndose tres métodos fundamentales:

- Método de suavizado (*smoothing*) en el que la conectividad inicial de la malla no se modifica. Los nodos de la discretización se mueven como si estuviesen conectados por pequeños muelles, pudiendo utilizarse únicamente si se contemplan pequeñas deformaciones. No presenta restricción respecto al tipo de malla que debe emplearse (estructurada o no estructurada).
- Método por capa (*layering*) en el que se impone la creación y/o destrucción de celdas según avanza o retrocede la condición de contorno en movimiento. Se

basa en la adición o supresión de filas enteras de celdas según la zona en movimiento crece o colapsa, lo que implica que la conectividad topológica cambia en el tiempo. Es ideal para modelar el avance o retroceso lineal de una superficie móvil (pistón), pero limita su uso a mallas estructuradas, ya que exige la eliminación o adición de filas completas de celdas.

- Método de remallado local (*remeshing*), alternativa al método de suavizado cuando se tienen grandes deformaciones, en el que se remalla (localmente) en la zona de deformación: los cambios en la geometría son tan grandes que no es posible adaptar la malla original (deformando o eliminando zonas) a los nuevos contornos.

En el presente estudio se ha considerado lógicamente un método de capa para poder simular eficientemente el avance y retroceso del pistón de la bomba. Debido a que la bomba consta de dos cámaras, una despresurizada y otra trabajando a alta presión, ha sido necesario implementar dos regiones de mallado dinámico. La primera, relativa al cebador o cámara primaria, define el movimiento sobre las dos zonas de mallado contiguas al cebador (ver fig. 6), que aumentan y colapsan respectivamente sobre un par de superficies interiores que definen las posiciones extremas para los puntos muertos superior e inferior del movimiento senoidal del cebador. En esa misma figura se indican las paredes tope donde se crea y destruye la malla respectivamente antes y después del cebador (líneas negras a trazos). Además, es necesario definir una interfaz en la zona del huelgo (línea amarilla a trazos) que permite la transmisión de información entre la zona de las lumbreras de la bomba (zona fija) con las zonas contiguas al cebador que se deforman continuamente a lo largo del ciclo.

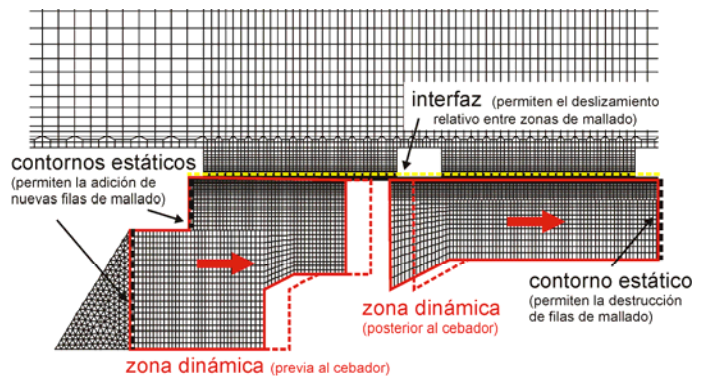


Fig. 6. Definición de malla dinámica para el cebador.

Del mismo modo, en la cámara a presión se han definido zonas idénticas que se mueven coordinadamente con el cebador y que son las responsables de generar el volumen que en última instancia crea la cilindrada de la bomba para la cámara de alta presión (ver fig. 7).

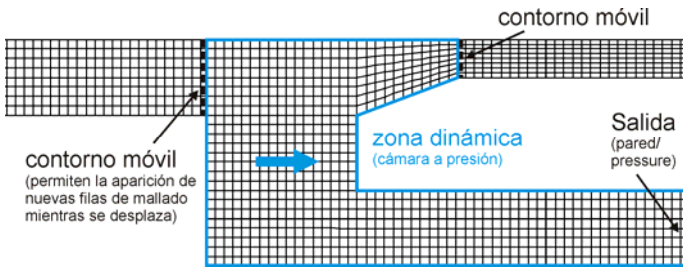


Fig. 7. Definición de malla dinámica en zona de alta presión.

La velocidad de todas estas regiones se impone a través de una UDF compilada que permite asociar una ley senoidal para el movimiento del centro de gravedad de dichas zonas según $v(t) = A\omega \sin(\omega t)$. La cámara a presión trabaja contra una válvula antirretorno aguas abajo, de modo que no aparece ningún tipo de caudal de fugas. El caudal de suministro es por tanto función únicamente de la carrera (doble de la amplitud de la ley senoidal, $A = L/2$) y de la frecuencia (ciclos/min) del movimiento, $\omega = 2\pi f$. De esta forma, el caudal instantáneo puede determinarse directamente como el producto de la sección por la velocidad, $Q(t) = S v(t) = S L \omega \sin(\omega t)/2$, resultando un caudal medio por cada carrera igual a la cilindrada por la velocidad de accionamiento:

$$\bar{Q} = \frac{1}{T} \int_0^{T/2} Q(t) dt = LS/T = V_B n \quad (4)$$

Mallado. Se ha empleado un mallado estructurado con patrones progresivos para incrementar el número de celdas en la zona de los huelgos, así como en las proximidades de la zona de aspiración de la bomba, que es donde se producen mayores gradientes de deformación para la grasa.

Ha de tenerse en cuenta que si la malla es extremadamente densa, las distribuciones espaciales obtenidas serán muy buenas, pero será necesario emplear pasos temporales muy bajos y se requerirán muchas iteraciones para obtener la solución final convergida. Por el contrario, mallas muy bastas pueden proporcionar descripciones espaciales muy pobres e incluso derivar en malas predicciones o incluso en soluciones no realistas.

En este caso se ha considerado un número total de celdas para el dominio bidimensional axisimétrico de 25,400 nodos (ver fig. 8). A pesar de no haber ejecutado un estudio sistemático de sensibilidad en relación a la discretización empleada, sí se ha analizado en detalle el perfil de velocidad obtenido en el huelgo del cebador. En principio, con una discretización moderada en el huelgo (del orden de 8 celdas para cubrir sus 0.2 mm de tamaño) será suficiente para

asegurar una correcta predicción del perfil de velocidad y por tanto del caudal de fugas asociado a la fase de avance en la que se ceba la cámara en presión. Esto se confirma más adelante al estudiar los caudales de fuga obtenidos en la simulación en la zona del cebador y compararlos con los valores analíticos que predicen las fórmulas teóricas para flujos pseudoplásticos en conductos anulares.

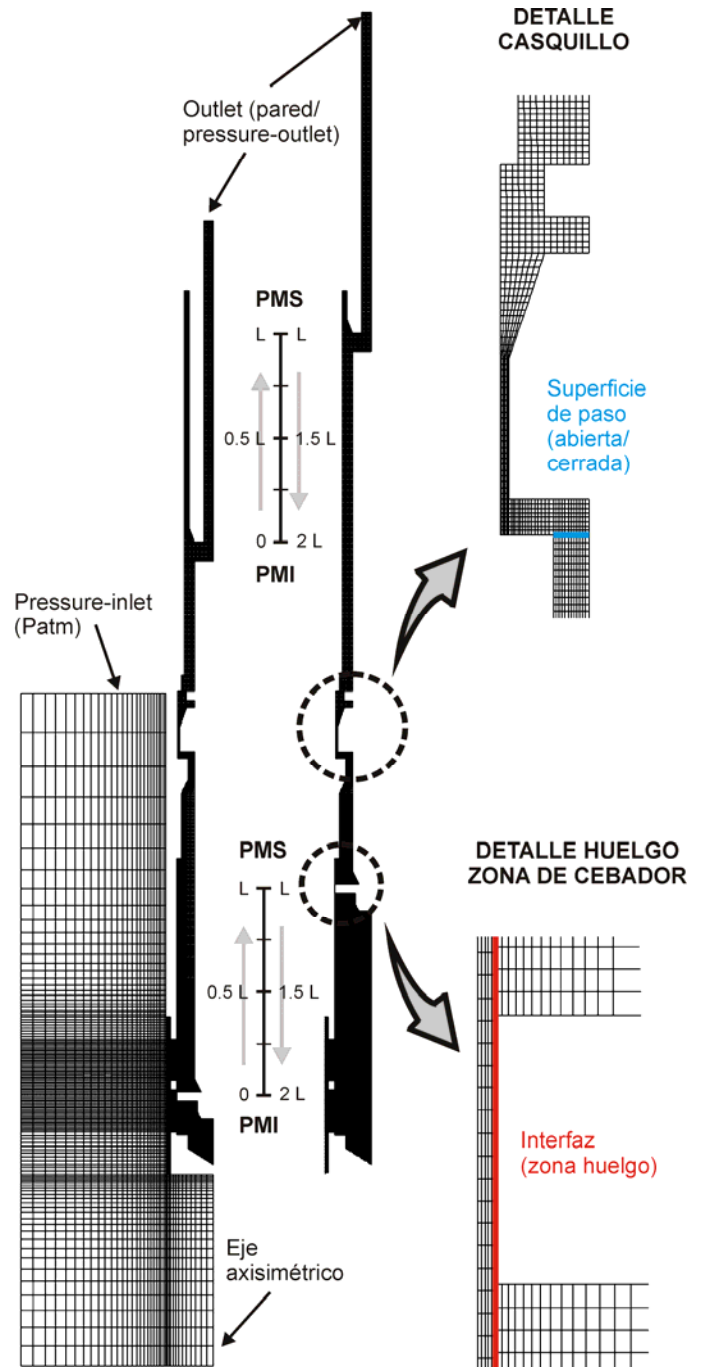


Fig. 8. Mallado de la bomba. a) Posiciones extremas del pistón. b) Detalles en zona casquillo y huelgo del cebador.

Sin embargo, más importante que capturar correctamente ese caudal de fugas en el cebador, es garantizar que tanto el caudal de suministro a la salida como la presión de trabajo que entrega la bomba en la simulación son correctos. Debido a las características constructivas de la máquina así como al sistema de accionamiento de la misma, se comprueba que el resultado de esas variables es independiente de la densidad de malla utilizada. Esta afirmación se sustenta en dos particularidades del flujo en la bomba:

- El caudal que entrega la bomba está garantizado por el efecto pistón (volumétrico), sin fugas, de la segunda cámara y por tanto, es independiente de la discretización espacial en los huelgos internos de la máquina, tanto en la primera cámara como en los laberintos anexos.
- La presión que se tiene que vencer es la que realmente condiciona la velocidad de accionamiento del motor neumático. Al imponer la velocidad del pistón como parámetro de funcionamiento y la presión de suministro como condición de contorno a la salida, se está asegurando la carga de trabajo de la bomba.

En realidad, lo que se está consiguiendo con la simulación es poder estimar las pérdidas de presión, así como el par necesario que se debe aportar a la máquina para que se trabaje a la presión de suministro a la velocidad requerida. La discretización sobre las paredes sí es crítica para conocer la fricción en la pared (función de la tensión cortante que genera la grasa y por tanto del gradiente de velocidad del flujo) y por extensión la potencia necesaria de accionamiento. Sin embargo, este parámetro no es condicionante en este caso, por cuanto el interés de este estudio recae principalmente en el análisis de la zona de aspiración más que en los flujos de cortadura que se producen en el huelgo.

Además, el rango tan importante de variación de la viscosidad de la grasa con el gradiente de velocidad (ver fig. 2) hace que las modificaciones sean relevantes cuando se producen cambios en el orden de magnitud y, por tanto, que se pueda asegurar una buena estimación con una malla moderada. Es decir, para garantizar que el salto de orden de magnitud está cubierto con la discretización elegida para la ley reológica de la grasa, no es necesario introducir un número excesivamente grande de celdas en la zona del huelgo del cebador.

Condiciones de contorno. Las distintas condiciones de contorno utilizadas se representan también en la figura 8. En este caso se ha definido una condición horizontal de presión (atmosférica) para la superficie libre de la grasa en el barril de suministro. Esta condición ha de ser horizontal para poder dar un valor constante de presión. Respecto a los contornos de la

máquina, todos ellos se definen como pared sin deslizamiento. En las zonas móviles, las paredes también se fijan estacionarias pero en el marco relativo.

Para poder simular correctamente el avance y retroceso del pistón, se fijan condiciones de contorno diferentes para la salida y para el casquillo de separación entre cámaras en función de la fase del ciclo:

- En el avance, la salida se sella fijando una condición de pared. De esta forma se simula el funcionamiento de la válvula antirretorno que está cerrada cuando el pistón asciende por las cámaras. En el retorno, sin embargo, al quedar cerrado el casquillo de separación entre cámaras, no existe caudal de fugas y por tanto, se trabaja contra la presión que demanda el sistema haciendo que se abra la válvula antirretorno. Por tanto, en el retroceso, a la salida se fija una condición de presión estática de valor igual a la presión de suministro.
- Análogamente, en la zona del casquillo se ha de cambiar la condición de paso de flujo según se simule el avance o el retroceso. En la realidad, la pequeña pieza (ver detalle, fig. 8b) que hace de tope, se desplaza dejando paso u obturando el canal de comunicación entre cámaras en función de la fase del ciclo. Para evitar la complejidad extra de modelar ese movimiento, se ha dejado en el modelo la posición de esa pieza en su punto medio, y se impone apertura o cierre del paso según convenga. Así, en el avance, se deja abierto el paso (la superficie de paso - marcada en azul en la figura- se deja como "interior") mientras que en el retroceso, el fluido empujaría el casquillo contra el tope y sellaría la comunicación entre cámaras. En este caso, la superficie de paso se define como una condición de contorno de pared.

Procedimiento numérico y estabilidad. La resolución del modelo se inicia calculando el flujo a través de la bomba en el punto muerto inferior (PMI, ver fig. 8). A partir de ese punto inicial se lanza durante un ciclo la simulación no estacionaria, es decir, resolviendo para una carrera de avance y otra de retroceso, con el objeto de estabilizar el transitorio de partida. Al resolver el modelo de forma monofásica, se supone que inicialmente la bomba ya está llena de grasa lo cual permite reducir al máximo la fase transitoria inicial. A continuación se ejecuta un nuevo ciclo, y se aprovecha para almacenar los campos de velocidad, presión y viscosidad que interesen a lo largo de la carrera, monitorizándose además las presiones y caudales por cada una de las dos cámaras de la bomba. Toda esta información permitirá realizar un completo post-proceso no estacionario que será la base del análisis presentado en la sección de resultados. En cada uno de los cambios entre avance y retroceso es necesario redefinir los tipos de

condiciones de contorno a la salida de la bomba y en la superficie de paso entre las cámaras tal y como se describió anteriormente.

Se han ejecutado cuatro condiciones de operación diferentes, correspondientes a cuatro velocidades de accionamiento de la bomba: 70, 100, 160 y 180 ciclos/minuto. En la tabla 2 adjunta se muestra un resumen de los parámetros de operación más importantes correspondientes a este programa de simulaciones. La presión de trabajo en la fase de retroceso se ha fijado teniendo en cuenta los datos proporcionados por el fabricante (ver fig. 5). Como se puede ver en esa gráfica, los casos ejecutados se corresponden con las situaciones de alta (*high* – 280 bar), media (*normal* – 232 bar) y baja (*low* – 112 bar) presión, así como de descarga libre (*free delivery* – 0 bar).

Para facilitar la posterior comparación entre resultados, se ha fijado un paso temporal variable entre los casos, buscando que el número de pasos temporales para completar cada carrera fuera el mismo en todas las simulaciones. De esta forma, una misma posición intermedia durante el movimiento del pistón se alcanzaba tras el mismo número de pasos temporales en todos los casos. Para este estudio, se eligieron un total de 1000 pasos temporales para cubrir todo el ciclo de movimiento del pistón; es decir, 500 pasos temporales por cada carrera entre PMI y PMS y otros 500 para el sentido contrario. Como se aprecia en la tabla, con las velocidades de accionamiento que se tienen en esta aplicación, resultaron pasos temporales inferiores a la milésima de segundo (entre 3.33 y 8.57×10^{-4} s).

Para preservar la estabilidad y convergencia del algoritmo dinámico es necesario garantizar que el desplazamiento de cada celda en las zonas de malla móvil sea menor precisamente que el tamaño característico de la celda, con el objeto de evitar que la simulación trate de avanzar en un paso temporal más distancia que la definida por las propias celdas. Esta restricción es equivalente a la que fija el número de Courant en simulaciones temporales de tipo explícito (condición de Courant-Friedrichs-Lewy o CFL – Hirsch [19]),

que puede expresarse como $CFL = v \Delta t / \Delta x$ y que garantiza estabilidad si el parámetro es menor que 1. Tomando como valor característico de velocidad la celeridad máxima del pistón a la mitad de cada carrera (ver tabla) y como tamaño típico de celda 0.25 mm (tamaño de celda en la dirección longitudinal en la zona del cebador), se obtiene para cada valor de At adoptado un valor de 0.816 (< 1) que efectivamente cumple la restricción.

Cada simulación no estacionaria completa requirió aproximadamente de 4 h de cálculo de CPU, ejecutadas sobre un PC Intel Core(Duo) de doble núcleo, de 3 GHz, y 4 Gb de memoria RAM. Se fijaron unas 50 iteraciones por cada paso temporal, lo que permitió alcanzar residuos entorno a 10^{-4} para la ecuación de continuidad y 10^{-5} para la de momento, que garantizan sobradamente los criterios de convergencia habituales.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A continuación se muestran los resultados obtenidos a partir del post-procesado de las simulaciones completadas con FLUENT®. Los casos ejecutados, recogidos en la tabla 2, han permitido simular el funcionamiento de la bomba en todo el rango de presiones de trabajo cuando ésta se alimenta a una presión de 7 bar. Se estudian en primer lugar los campos obtenidos de presión y velocidad en función de la posición del pistón para el caso de referencia (media presión), con el objetivo de comprobar que la descripción numérica del ciclo de trabajo es óptima. Se analizan también variables globales, como caudal de suministro y presión en las cámaras para ilustrar los patrones de flujo en el interior de la bomba en función del punto de trabajo. De manera local, se ha graficado el caudal de fugas en el cebador para tratar de validar la discretización espacial adoptada en los intersticios de la máquina. Por último, se ha hecho un detallado análisis de los campos de viscosidad de la grasa, tanto en el interior como en la zona de aspiración, de forma que sea posible predecir las condiciones de fluidez y de cebado de la grasa a la entrada de la bomba.

Tabla 2. Programa de simulaciones y parámetros básicos de operación.

Caso	n (cic/min)	AP (bar)	f (Hz)	T (s)	At (s) $\times 10^{-4}$	V_{max} (m/s)	CFL number
Alta presión (<i>high-pressure</i>)	70	280	1.166	0.857	8.57	0.238	0.816
Media presión (<i>normal pressure</i>)	100	232	1.666	0.600	6.00	0.340	0.816
Baja presión (<i>low pressure</i>)	160	112	2.666	0.375	3.75	0.544	0.816
Descarga libre (<i>free delivery</i>)	180	0	3.000	0.333	3.33	0.612	0.816

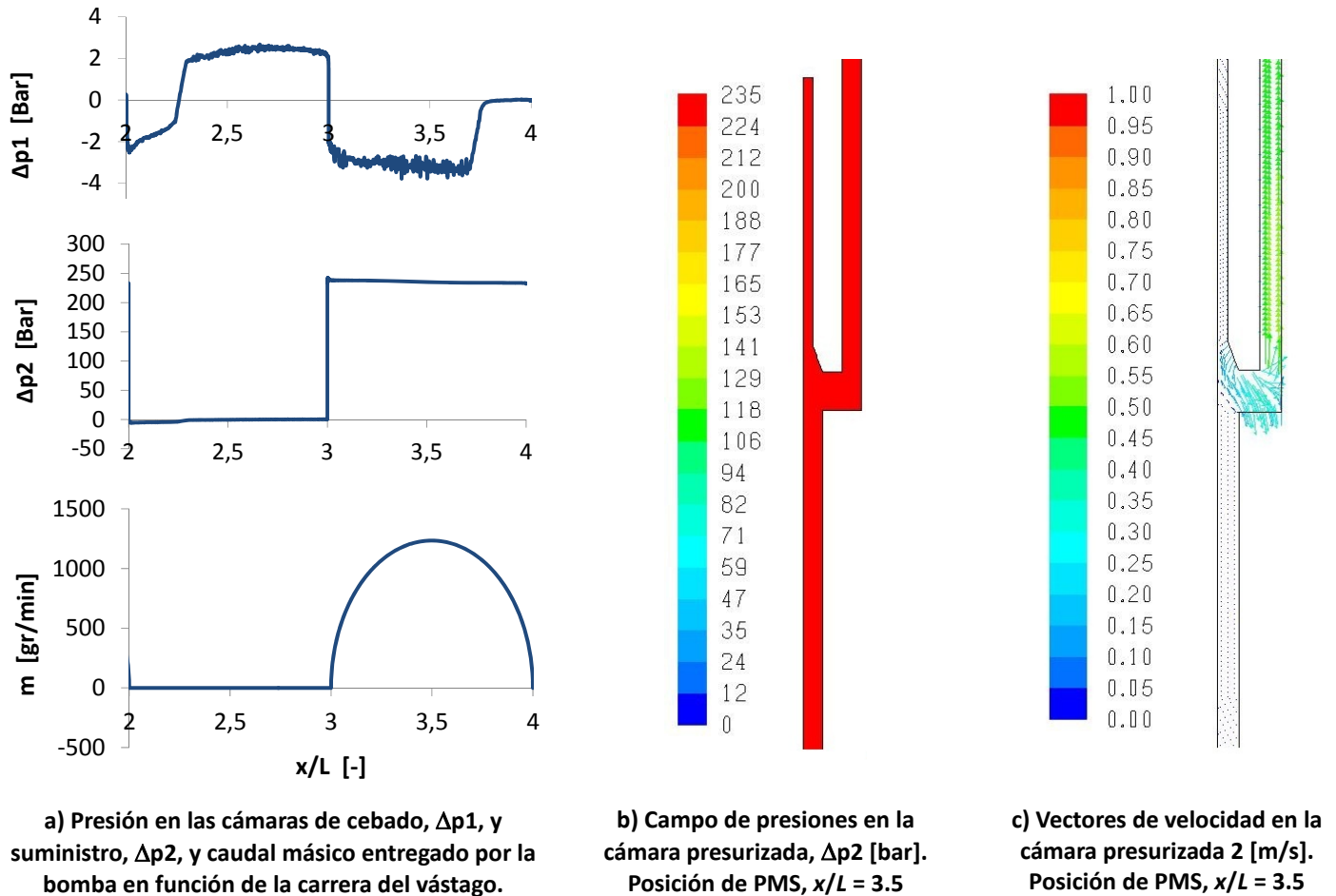


Fig. 9. Evolución de presión y caudal de suministro en la bomba para caso de media presión ($n = 100$ ciclos/min).

Simulación del ciclo de trabajo. En la figura 9a se muestra la evolución de la presión y el caudal de suministro con el movimiento del pistón para el caso de referencia (100 ciclos/minuto). Se representa el segundo ciclo de la simulación, razón por la que la variable x/L presenta un rango entre 2 y 4. En la carrera de avance ($2 < x/L < 3$) no hay suministro de caudal ni presión en la cámara de alta, mientras que en la de cebado se pasa de una leve depresión a una moderada presión entorno a 2 bar cuando el cebador supera la zona de las lumbreras y penetra en el tubo de aspiración (aprox. $x/L = 2.25$). En el retorno ($3 < x/L < 4$), el retroceso del émbolo genera en la cámara del cebador una depresión (hasta que $x/L > 3.75$) que desaparece cuando el cebador sale nuevamente a la zona de lumbreras. Evidentemente, el valor entorno a los 3 bar negativos que se observa en la gráfica es físicamente imposible por cuanto no se puede tener una depresión menor que 1 atmósfera al generar vacío. En la realidad, antes se produciría cavitación parcial y rotura de la película de grasa, comprometiendo seriamente la estabilidad mecánica del cebador. Por su parte, la cámara de suministro

trabaja a la presión del sistema (en este caso, 232 bar) y el caudal de salida de la bomba sigue una perfecta ley senoidal debido al movimiento alternativo del motor neumático y a la no existencia de caudal de fugas que pudiera modular la descarga. El área bajo la curva de caudal permite conocer el caudal medio suministrado por ciclo, resultando en este caso un valor de 393 gr/min. Se han introducido además, en las figuras 9b y 9c, los campos de presión y velocidad en la carrera de suministro cuando el caudal instantáneo es máximo ($x/L = 3.5$). La cámara presurizada trabaja de manera ubicua a 232 bar, tal y como era de esperar según el principio de Pascal para un fluido considerado incompresible. Análogamente, el campo de vectores velocidad muestra claramente cómo el retroceso de la cilindrada neta generada por el rebaje en el vástago entre los diámetros D y d (ver fig. 4) establece el flujo relativo saliente por el vástago del pistón responsable del aporte de caudal a la salida. Las velocidades máximas, del orden de 1 m/s, son similares a las velocidades de accionamiento desarrolladas por el pistón.

Comparativa entre puntos de operación. Se incluyen a continuación las evoluciones de presión y caudal en las cámaras de trabajo para el resto de casos simulados. La figura 10 ilustra el comportamiento de la presión en el cebador. Al aumentar la velocidad de accionamiento se induce una mayor depresión/contrapresión, razón por la cual las zonas planas máximas y mínimas están más distanciadas conforme aumentan los ciclos por minuto. Como ya se ha comentado, en la realidad se rompería mucho antes la película de grasa, apareciendo cavitación y burbujas, algo que el modelo monofásico aquí empleado es incapaz de simular. Para poder predecir ese comportamiento habría sido necesario definir una simulación bifásica aire-grasa e incluir un modelo de cavitación. Por su parte, en caso de haber mostrado la evolución de la presión en la cámara de alta, se habría observado simplemente la presurización de dicha cámara en función de la presión requerida en cada caso.

Finalmente, en la figura 11 se muestra la envolvente de las senoides conforme crece la frecuencia de las emboladas. De acuerdo con la ec. (3), un mayor número de ciclos por minuto implica una mayor amplitud de la evolución senoidal y lógicamente un mayor caudal másico aportado. Nótese además cómo a presión cero ($n = 180$ ciclos/min) existe aporte de caudal también en la fase de avance, justo a partir del momento en que el cebador abandona la zona de lumbreras y penetra por completo en el tubo de aspiración de la bomba. En este caso, se ha representado como negativo (cuadrante inferior) porque se ha tenido en cuenta en el cálculo el sentido contrario del movimiento del pistón en el avance, aunque en realidad es también caudal que se aporta al sistema a la salida de la máquina.

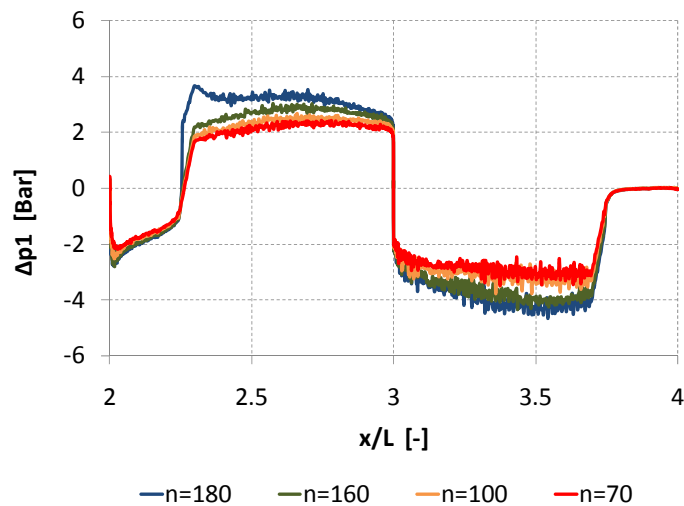


Fig. 10. Comparativa de la presión en la cámara de cebado en función de la posición del pistón.

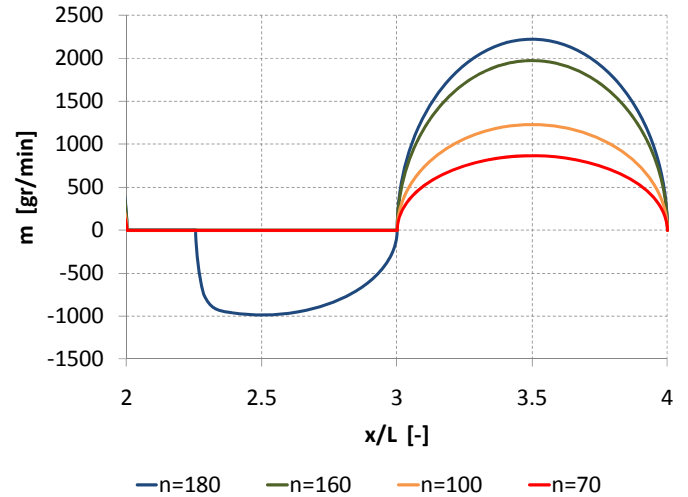


Fig. 11. Comparativa de la evolución del flujo másico entregado en función de la posición del pistón.

La integración de todas esas curvas de caudal para cada ciclo permite obtener el caudal medio que se compara con las curvas de funcionamiento del fabricante (ver fig. 12). Lo más destacable es la diferencia que se observa para el punto de descarga libre, donde el fabricante proporciona un valor de referencia de 1130 gr/min mientras que la simulación lo estima únicamente en 937 gr/min, esto es, una diferencia del 16%. Una posible explicación a esta discrepancia podría recaer en un aumento de la carrera del pistón (de 65 a 75 mm, ver tabla 1) cuando la presión requerida es muy baja (mecánicamente no se alcanzarían los topes de seguridad preestablecidos), algo que no se contempló en la simulación numérica al mantener invariable la carrera efectiva del pistón.

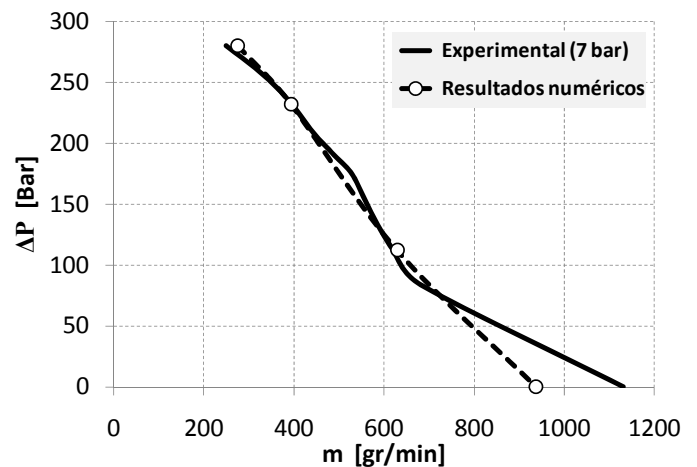


Fig. 12. Comparativa numérico-experimental de las curvas de funcionamiento de la bomba de pistón axial.

Caudal de fugas en el cebador. Con el objeto de validar la discretización empleada, así como de evaluar los caudales calculados por la simulación en los intersticios, se han monitorizado la distribución de velocidad en el huelgo del cebador en función de la carrera para los 4 casos ejecutados y los valores de presión a ambos lados del cebador. Para entender el establecimiento de dicho caudal de fugas se ilustran los campos de presión y, superpuestos a ellos, los vectores velocidad en las zonas adyacentes al cebador. En la figura 13 se muestran los gradientes responsables de la formación del reflujo en el avance, mientras que en la figura 14 se representa la situación análoga en el retroceso. En ambos casos, el propio arrastre del pistón genera una distribución de velocidad contraria al gradiente de presión, pero éste resulta ser de un orden de magnitud superior, por lo que se puede despreciar el efecto de la superficie móvil (flujo de Stokes) para el análisis de este movimiento de Couette (ver figuras).

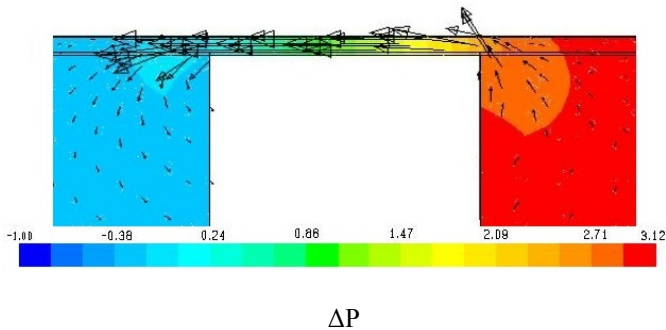


Fig. 13. Campo de presiones y vectores de velocidad en el huelgo del cebador en el avance ($x/L = 0.5$) – $n=100$ cic/min

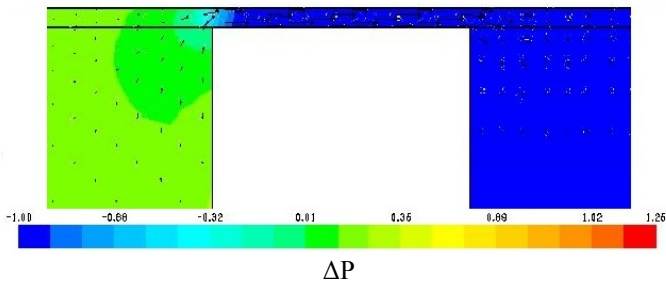


Fig. 14. Campo de presiones y vectores de velocidad en el huelgo del cebador en el retroceso ($x/L = 1.5$) – $n=100$ cic/min

Conocidos los valores de presión Δp_1 a la derecha del cebador a lo largo del tiempo, gracias a la monitorización completada para la figura 10, se ha utilizado la expresión teórica del caudal de fugas para un fluido no newtoniano a lo largo de un conducto anular (Hanks y Larsen, [20]). Debido a la complejidad matemática de la ley reológica potencial, se han desarrollado aproximaciones explícitas que permiten obtener la evaluación del caudal de fugas en función del salto de presión sin necesidad de calcular la zona intermedia de

cortadura nula. En particular, se ha empleado aquí la expresión desarrollada por David y Filip [21] para estimar el caudal de fugas como:

$$Q_{th} = \frac{\pi R^3 n}{2(1+2n)} (1-\kappa)^{2+1/n} (1+\kappa) \left(\frac{\Delta p^* R}{2k} \right)^{1/n} \quad (5)$$

donde k y n son los parámetros reológicos, $\Delta p^* = \Delta p/l$ es el gradiente de presión reducida, R es el radio del intersticio y $\kappa = 1-h/R$ siendo h el huelgo. Así, en la figura 15 se muestra la comparativa del caudal determinado numéricamente (puntos) con el teórico dado por la expresión (5) en función de la presión Δp_1 establecida en la cámara de cebado (líneas a trazos). Nótese el buen acuerdo general obtenido, así como la lógica de la evolución seguida en los resultados, donde el caudal de fugas es mayor en general en la fase de retroceso que en el avance para posiciones simétricas, debido a la mayor depresión generada en el retroceso, y cómo alcanza valores nulos de fugas cuando se llega al PMS.

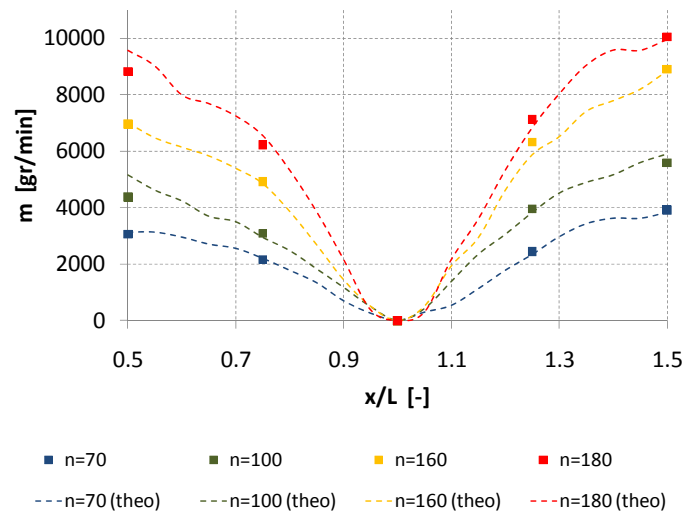


Fig. 15. Comparativa numérico-teórica del caudal de fugas en el cebador en función de la posición y presión de trabajo.

Contornos de viscosidad en la aspiración y zonas de fluidez. Para concluir con el estudio se representan a continuación mapas de viscosidad tanto en las cámaras internas de la bomba como en la zona de aspiración que conecta las lumbreras de entrada con el barril de suministro. Se presentan resultados no estacionarios para el caso de referencia, así como la comparativa entre puntos de funcionamiento para la posición intermedia más relevante, con el objeto de analizar el impacto de la velocidad de accionamiento.

Debido a los mayores gradientes existentes en los intersticios, los mapas representados para las zonas interiores de la bomba emplean una escala de viscosidad dinámica que va desde 0.01 a 200 Pa.s, mientras que en la zona externa se amplía hasta 10,000 Pa.s, para señalar aquellas zonas de nula fluidez (lejos de la aspiración de la bomba). Adviértase que las escalas empleadas han sido saturadas, de modo que en las zonas rojas, la viscosidad dinámica es al menos igual que los máximos representados.

La figura 16 muestra los resultados en el interior de la bomba para avance y retroceso en el caso de la velocidad de referencia de 100 ciclos/min. En los PMS y PMI, la nula velocidad del pistón hace que los gradientes desaparezcan y por tanto la viscosidad de la grasa aumente drásticamente, o lo que es igual, una fluidez de grasa prácticamente inexistente. Como era de esperar, a la mitad de cada carrera, los máximos de velocidad establecen una cierta fluidez contribuyendo al llenado de la cámara de suministro de la bomba. Se establecen

grandes “bolsas de grasa” que se mueven como paquetes solidificados entre las superficies móviles y los intersticios donde repuntan los gradientes y, por tanto, la fluidez (ver la zona entre cebador y casquillo para $0.25 < x/L < 0.75$). En el avance, la depresión del cebador crea una notable zona de influencia que permite la aspiración de grasa, similar a la que se observa también en la cámara de suministro al ir creando el volumen para la cilindrada neta (ver la zona final a la derecha en $x/L = 0.25$ y $x/L = 0.5$). En el retroceso, la zona del cebador no crea unas condiciones de fluidez tan evidentes en la entrada de la bomba, lo que parece indicar que no hay un gran reflujo de grasa hacia el barril. Sí es más destacable la inyección de grasa en la cámara a presión donde se observa muy claro de nuevo cómo la mayor fluidez se concentra en las capas límites próximas a la pared, por donde se desliza la grasa. En las zonas centrales del vástago se generan las bolsas de grasa que se mueven en forma de paquetes y que van inyectando de esta forma el caudal de suministro hacia la salida de la bomba.

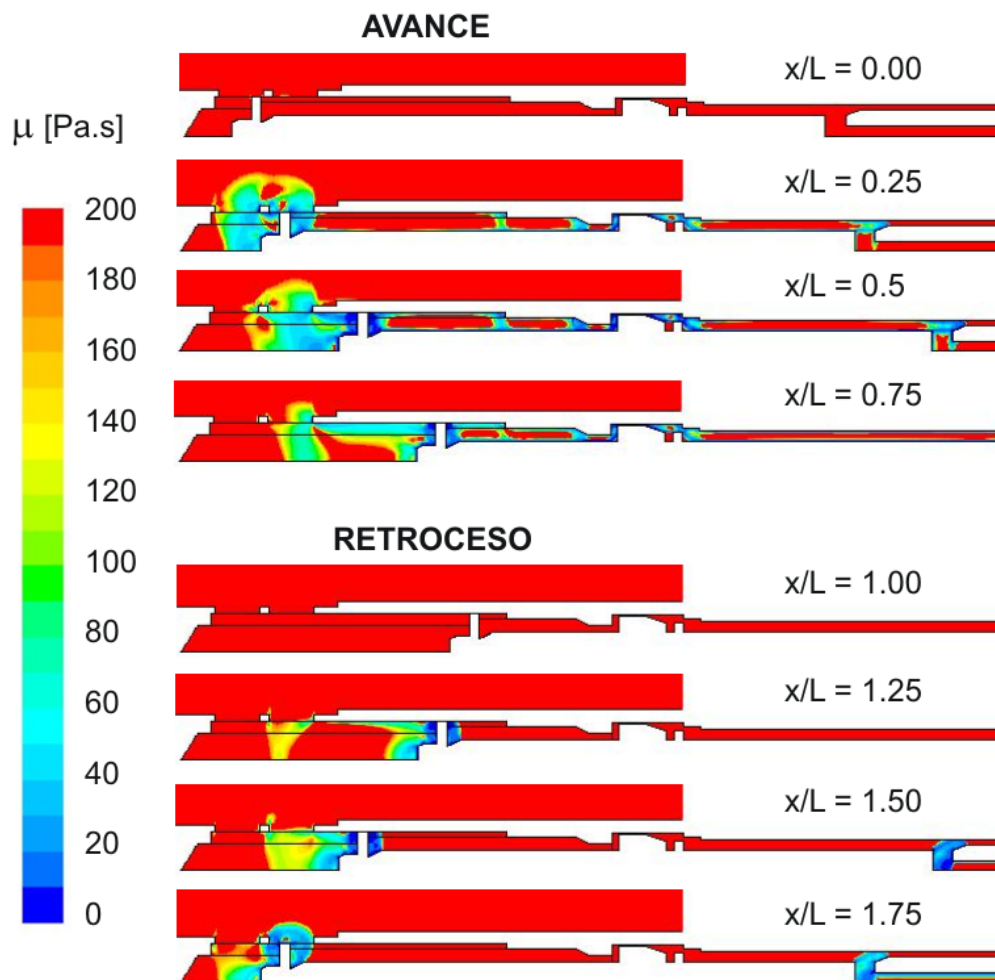


Fig. 16. Evolución de la viscosidad dinámica en el interior de la bomba en función de la carrera. Caso de referencia ($n = 100$ ciclos/minuto)

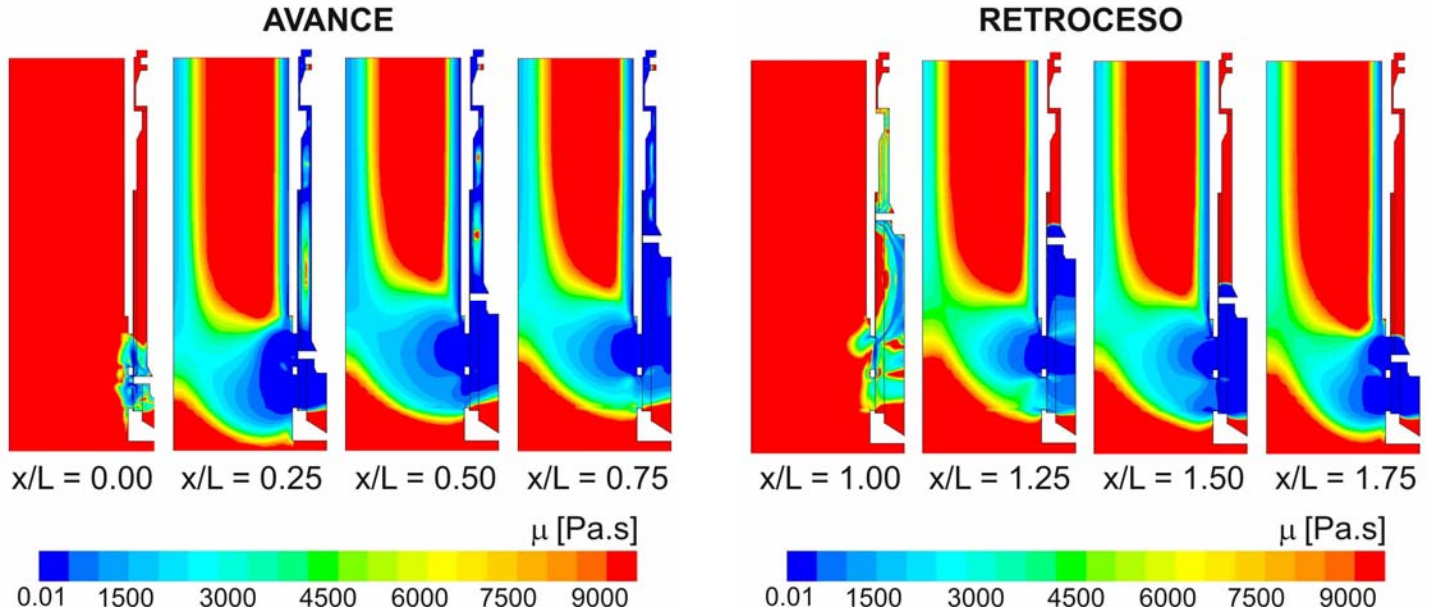


Fig. 17. Evolución de la viscosidad dinámica en la zona de aspiración de la bomba en función de la carrera. Caso de referencia ($n = 100$ ciclos/minuto).

Complementariamente, en la figura 17 se muestran resultados similares pero en la zona de aspiración, extendiéndose hacia el interior del barril. Nuevamente, tan sólo en la zona de viscosidad alrededor de 100-200 Pa.s (zonas azul oscuro) se puede esperar una cierta fluidez de la grasa. En las posiciones centrales de la carrera de avance aparecen zonas de una relativa baja viscosidad dentro del barril. Estas zonas se extienden hacia los contornos sólidos laterales, repitiendo el ya conocido comportamiento de menor viscosidad en zonas donde se forman gradientes de velocidad. La grasa desliza en esos instantes por las paredes verticales del barril, haciendo que la gran masa central resbale hacia la zona de aspiración para ocupar el espacio creado por la masa de grasa que es aspirada por la bomba. En el retroceso se repite el patrón, si bien parece que la zona de afección es más reducida; basta comparar los contornos en los instantes centrales $x/L = 0.5$ y $x/L = 1.5$ para observar que el reflujo hacia fuera de la bomba ha de ser muy débil.

A la vista de estos resultados, es evidente que la alta viscosidad aparente de este tipo de grasas (del orden de 10^3 Pa.s) compromete muy seriamente las condiciones de aspiración en la bomba. Solamente en las proximidades de los contornos sólidos o en los huecos donde se establecen notables gradientes es posible hacer fluir la grasa con ciertas garantías (zonas azul oscuro en figuras 16 y 17). Sin embargo, en las lumbreras de aspiración, lejos del huelgo del cebador, únicamente la depresión de 1 bar generada por el vacío del efecto pistón aparece como único factor favorable al cebado.

Por lo tanto, para la depresión generada en dichas zonas, con estos datos, no es fácil determinar las condiciones mínimas de fluidez, en términos de viscosidad dinámica de la grasa, ni tampoco el alcance dentro del barril que cabría esperar para dicha succión.

Para poder estimar un orden de magnitud que relacione todas estas variables y que permita interpretar mucho mejor los resultados numéricos obtenidos, se ha planteado un análisis inspeccional sobre las ecuaciones de gobierno de la grasa en la zona de aspiración. Teniendo en cuenta la simetría del problema y simplificando para flujo estacionario, obviando la contribución del peso e imponiendo las condiciones límite de fluidez (igualando el gradiente de presión como fuerza favorable con la tensión viscosa de cortadura como resistencia a vencer), se llega a la siguiente relación:

$$\frac{\partial p}{\partial x} \sim \frac{\partial \tau}{\partial y} \Rightarrow \frac{\Delta p}{L_x} \sim \frac{\tau}{L_y} \quad (6)$$

Tomando a continuación la definición reológica de la grasa, teniendo en cuenta que en la zona de fluidez (zona recta de la curva de pseudoplástico) se puede aproximar (al menos en orden de magnitud) por un comportamiento newtoniano de muy alta viscosidad aparente, se establece:

$$\tau = \mu \dot{\gamma} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \sim \mu \frac{v}{h} \quad \text{donde} \quad v \sim \frac{Q}{S} = \frac{Q}{L_y h} \quad (7)$$

Además, en la definición de la velocidad en función del caudal se ha tenido en cuenta que la sección de paso en este tipo de máquinas volumétricas es intersticial (huelgo de tamaño característico h), por lo que dicha sección se puede aproximar por el producto de la longitud característica en y (en este caso el diámetro de máquina) y el huelgo. Finalmente, agrupando (6) y (7) y reordenando para dejarlo todo en función de las longitudes características en x e y se obtiene:

$$\frac{L_x}{L_y^2} \sim \frac{\Delta p}{\mu Q} h^2 \quad (8)$$

donde L_x representa la distancia longitudinal en la que la succión Δp del pistón de la bomba de tamaño característico L_y (p.e. diámetro D) y huelgo h sería capaz de hacer fluir un caudal Q de grasa de viscosidad aparente μ . Sustituyendo en este caso como valores de referencia, $h \sim 10^{-3}$ (1 mm), $L_y = D \sim 10^{-2}$ (10 mm), $\Delta p \sim 10^5$ (1 bar), $Q \sim 10^{-5}$ (600 gr/min) y $\mu \sim 10^2$ (100 Pa.s, viscosidad similar a un ketchup), se llega a $L_x \sim 10^{-2}$, es decir, una zona de aspiración del orden del centímetro en la que la grasa podría fluir. Nótese que si la viscosidad aumenta un orden de magnitud (llegando a 10^3 Pa.s), la distancia L_x caería entonces un orden de magnitud, reduciéndose drásticamente hasta 1 mm de longitud característica.

Los resultados de las simulaciones vistos anteriormente parecen confirmar las estimaciones realizadas con el análisis dimensional. La viscosidad sólo tiene valores menores a 500 Pa.s en las proximidades de la aspiración, aumentando rápidamente según nos movemos hacia los extremos del barril (de diámetro característico 50 mm en este caso) a valores dos órdenes de magnitud superiores en los que la grasa ya no fluye, sino que se desliza sobre los contornos en forma de paquetes altamente viscosos.

Para finalizar el estudio se analizan los cambios en los mapas de viscosidad cuando aumenta la velocidad de accionamiento. En principio, es de esperar que una mayor velocidad del pistón genere mayores gradientes y haga favorecer la fluidez de la grasas, al menos en los canales interiores de la bomba. En la figura 18 se comparan, para el instante de máxima velocidad del pistón, las condiciones viscosas de la grasa en el interior de la máquina en función de los ciclos por minuto empleados. Se aprecia claramente una mayor fluidez de la grasa en los casos a alta velocidad, especialmente en la zona de aspiración, así como en el empuje del vástago central.

En último lugar se presentan los resultados para la zona del barril, ésta vez comparando los distintos casos analizados para posiciones próximas a los PMS y PMI ($x/L = 0.75$ y $x/L = 1.75$, respectivamente). En este tipo de representación, con un

rango de valores de viscosidad mayor, se pone de manifiesto muy claramente la mayor influencia de las velocidades altas de accionamiento en las condiciones de aspiración. En particular, la comparación directa de la velocidad más alta (180 ciclos/min) con la más baja (70 ciclos/min) arroja una clara diferencia acerca del deslizamiento de la grasa sobre la pared vertical externa del barril. En la figura se puede observar además cómo la zona central de grasa masificada (parte superior del barril) es significativamente mayor en el retroceso que en el avance. Por el contrario, el empuje hacia el barril sufrido por la grasa en el retorno del cebador hace que en las zonas inferiores del barril se produzca una mayor fluidez de la grasa con respecto a lo que ocurre en la fase de avance.

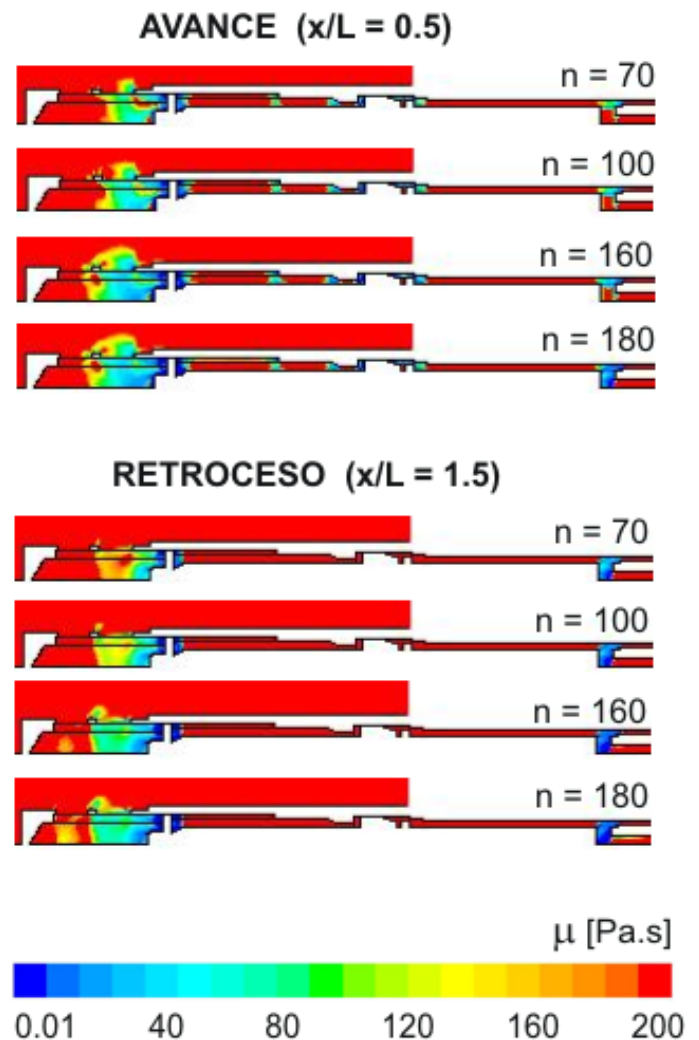


Fig. 18. Contornos de viscosidad dinámica en el interior de la bomba en función del caso simulado (instantes de máxima fluidez).

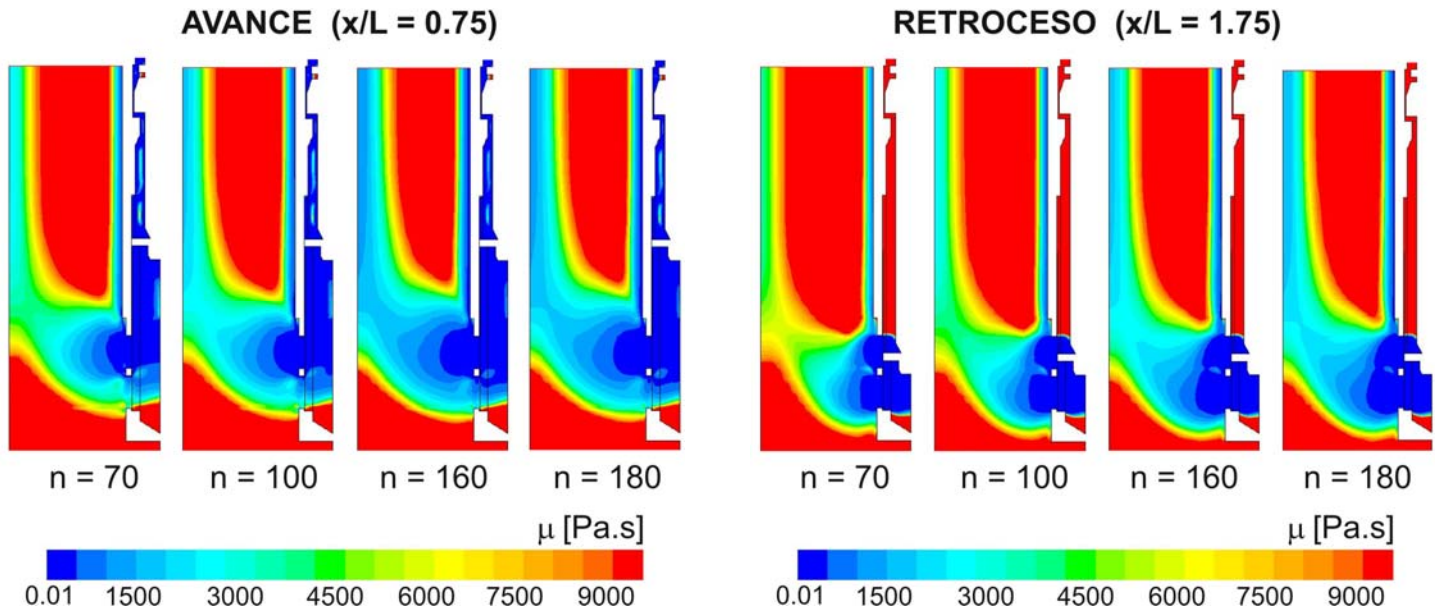


Fig. 19. Contornos de viscosidad dinámica en la zona de aspiración de la bomba en función del caso simulado (instantes de máxima fluidez).

CONCLUSIONES

Se ha completado una simulación no estacionaria del flujo laminar de una grasa pseudoplástica en el interior de una bomba de pistón axial mediante la técnica de mallado dinámico por algoritmo de tipo *layering*. En particular, se han analizado las condiciones de aspiración de la bomba en las fases de avance y retroceso para distintas velocidades de accionamiento del pistón hidráulico, consecuencia directa de la presión requerida por el sistema de lubricación.

La validación del modelo numérico se realizó mediante la comparación de la curva característica proporcionada por el fabricante con los resultados numéricos de caudal y presión de trabajo, así como por la contrastación del caudal de fugas observado en la cámara del cebador con las estimaciones teóricas predichas por las formulaciones para flujos por gradiente de presión con pseudoplásticos no-newtonianos en conductos concéntricos anulares.

El estudio numérico confirma las evidencias operativas acerca de la baja fluidez de la grasa y las importantes limitaciones que esto produce a la zona de aspiración. Los campos de viscosidad representados, tanto en función de la posición de la carrera a lo largo del ciclo, como de la velocidad de accionamiento de la máquina, revelan unos patrones de flujo de grasa altamente pulsantes en los que se establecen grandes “bolsas de grasa” que se mueven como paquetes

solidificados entre las superficies móviles y los intersticios. Esto se debe a que cerca de los contornos sólidos, allí donde repuntan los gradientes de velocidad, el comportamiento reológico de la grasa la hace fluir, deslizándose sobre las paredes y arrastrando en ese movimiento a las zonas centrales prácticamente sólidas. La grasa, por tanto, fluye hacia la aspiración, resbalando por las paredes laterales del barril y desplazando volúmenes que los paquetes sólidos centrales deben ocupar en el leve descenso del lubricante. Parece claro que una mayor presencia de contornos sólidos; por ejemplo incorporando placas transversales (a modo de *baffles* verticales) en el interior del barril podrían mejorar notablemente el aporte de la grasa hacia las lumbreras de aspiración.

El estudio inspeccional de las ecuaciones de gobierno de la grasa en la zona de aspiración, a partir de la definición de los parámetros y longitudes características del flujo (en términos de orden de magnitud de huecos, diámetros o zonas de influencia para la fluidez) ha ayudado a corroborar los resultados numéricos y aportar una visión más amplia sobre la fluidez de la grasa en esa zona. Se han confirmado los valores obtenidos en la simulación y se ha podido establecer un criterio acerca de las zonas que realmente presentan una cierta fluidez por depresión en la zona de aspiración.

La colección de resultados aquí aportados supone un gran primer paso en la modelización numérica, hasta ahora inexplorada, de este tipo de bombas volumétricas para flujo de

grasas. Se ha puesto en evidencia la complejidad geométrica de los diseños y la dificultad a la hora de construir las zonas de malla dinámica que permitan la correcta simulación no estacionaria de este tipo de máquinas. Aún así, ha sido posible desarrollar un modelo robusto y operativo capaz de ofrecer buenos resultados desde el punto de vista de las prestaciones globales de la bomba. También se han constatado las limitaciones del modelo monofásico empleado, incapaz de modelizar correctamente los efectos de rotura de película de la grasa y de inicio de cavitación debido a la succión del cebador en el retroceso. Como trabajo futuro, deberá incorporarse al modelo un algoritmo bifásico para el tratamiento de la cavitación que permita reproducir con total realismo las distintas fases de operación de la bomba.

AGRADECIMIENTOS

El autor agradece la ayuda, esfuerzo, dedicación e interés que el profesor Jesús Manuel Fernández Oro, tutor de este estudio, ha mostrado en todo momento durante la realización del mismo.

NOMENCLATURA

A	=	Amplitud (mm)
		Area (mm^2)
$ASTM$	=	American Society for Testing Materials
c	=	Diámetro de cebador (mm)
CFL	=	Número de Courant-Friedrichs-Lewy
d	=	Diámetro de varilla de cebador (mm)
D	=	Diámetro de pistón (mm)
f	=	Frecuencia (s^{-1})
h	=	Huelgo (mm)
k	=	Viscosidad aparente (Pa.s)
l	=	Longitud del huelgo (mm)
L	=	Carrera (mm)
L_x, L_y	=	Longitudes características en x e y (mm)
m	=	Caudal másico (gr/min)
n	=	Índice de comportamiento (-)
		Velocidad de accionamiento (ciclos/min)
$NLGI$	=	National Lubricating Grease Institute
$p, \Delta p$	=	Presión de trabajo (bar)
PMI	=	Punto Muerto Inferior
PMS	=	Punto Muerto Superior
Q	=	Caudal volumétrico (m^3/s)
S	=	Sección transversal (mm^2)
$t, \Delta t$	=	Tiempo, paso temporal (s)
T	=	Periodo (s)
u	=	Velocidad característica (m/s)
UDF	=	User Defined Function

v	=	Velocidad (m/s)
V, V_B	=	Volumen, cilindrada de la bomba (cm^3)
$x, \Delta x$	=	Coordenada x, discretización en x (mm)
$y, \Delta y$	=	Coordenada y, discretización en y (mm)

Símbolos

ϕ	=	Variable genérica
μ	=	Viscosidad dinámica (Pa.s)
γ	=	Gradiente de velocidad (s^{-1})
ρ	=	Densidad (kg/m^3)
ω	=	Velocidad de giro (rpm)
κ	=	Distancia intersticial (%)
τ	=	Tensión cortante (Pa)
Γ	=	Coefficiente de difusión (m^2/s)

REFERENCIAS

- [1] Houzeaux, G; Codina, R. "A Finite Element Method for the Solution of Rotary Pumps". *Computers & Fluids* (2007), vol. 36, pp. 667-679.
- [2] Vande Voorde, J.; Vierendeels, J.; Dick, E. "Flow simulations in rotary volumetric pumps and compressors with the fictitious domain method". *Journal of Computational and Applied Mathematics* (2004), vol. 168, pp. 491-499.
- [3] Riemsdagh, K.; Vierendeels, J.; Dick, E. "An arbitrary Lagrangian-Eulerian finite-volume method for the solution of rotary displacement pump flow". *Applied Numerical Mathematics* (2000), vol. 32, pp. 419-432.
- [4] Strasser, W. "CFD Investigation of Gear Pump Mixing Using Deforming/Agglomerating Mesh". *ASME Journal of Fluids Engineering* (2007), vol. 129, pp. 476-484.
- [5] Kumar, S.; Bergada, J.M.; Watton, J. "Axial piston pump grooved slipper analysis by CFD simulation of three-dimensional NVS equation in cylindrical coordinates". *Computers & Fluids* (2009), vol. 38, pp. 648-663.
- [6] Hyun, K.; Hazel, M.; Suresh, P. "Two-dimensional CFD Analysis of a Hydraulic Gear Pump". *Proceedings of the 2007 American Society of Engineering Education Conference* (Louisville, Kentucky), 1-3 abril (2007). Paper No. AC2007-821.
- [7] Fredrickson, A.G.; Bird, R.B. "Non-Newtonian Flow in Annuli". *Ind Eng. Chem.* (1958), vol. 50, pp. 347-352.
- [8] Hanks, R.W. "The Axial Laminar Flow of Yield-Pseudoplastic Fluids in a Concentric Annulus". *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* (1979), vol. 18(3), pp. 488-493.
- [9] Sánchez, M.C.; Franco, J.M.; Valencia, C.; Gallegos, C.; Urquiola, F.; Urchegui, R. "Atomic Force Microscopy and Thermo-Rheological Characterization of Lubricating Greases". *Tribology Letters* (2010), vol. 41, pp. 463-470.
- [10] Delgado, M.A.; Valencia, C.; Sánchez, M.C.; Franco, J.M.; Gallegos, C. "Influence of Soap Concentration and Oil Viscosity

- on the Rheology and Microstructure of Lubricating Greases". *Ind. Eng. Chem. Res.* (2006), vol. 45, pp. 1902-1910.
- [11] Delgado, M.A.; Valencia, C.; Sánchez, M.C.; Franco, J.M.; Gallegos, C. "Thermorheological behaviour of a lithium lubricating grease". *Tribology Letters* (2006), vol.23(1), pp. 47-54.
- [12] Delgado, M.A.; Franco, J.M.; Valencia, C.; Kuhn, E.; Gallegos, C. "Transient shear flow of model lithium lubricating greases". *Mech. Time-Depend. Mater.* (2009), vol. 13, pp. 63-80.
- [13] "NLGI, *Lubricating Greases Guide*", National Lubricating Grease Institute, Kansas, USA (1994).
- [14] "Standard Test Methods for Cone Penetration of Lubricating Grease" – ASTM D217-10 (2010).
- [15] Rudnick, L.R. "Synthetics, Mineral Oils, and Bio-Based Lubricants: Chemistry and Technology (Chemical Industries)". Ed. CRC (2005), pp. 468.
- [16] Bird, R.B.; Stewart, W.E.; Lightfoot, E.N. "Transport Phenomena", Chapter 2. Ed. Wiley (1965).
- [17] "Fluent 6.3 User's guide" - Fluent Inc. (2006).
- [18] Riemsdagh, K.; Vierendeels, J.; Dick, E. "Simulation of Incompressible Flow in Moving Geometries" – VKI Lecture Series (1998).
- [19] Hirsch, C. "Numerical Computation of Internal and External Flows: The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics". Ed. Elsevier-Butterworth-Heinemann (2007).
- [20] Hanks, R.W.; Larsen, K.M., "The Flow of Power-Law Non-Newtonian Fluids in Concentric Annuli". *Ind. Eng. Chem. Fundam.* (1979), vol. 18(1), pp. 33-35.
- [21] David, J.; Filip, P., "Explicit pressure drop-flow rate relation for laminar axial flow of power-law fluids in concentric annuli". *Journal of Petroleum Science and Engineering* (1996), vol. 16, pp. 203-208.