



Universidad de Oviedo

Programa de Doctorado en Ingeniería Energética

Modelado numérico de bombas volumétricas de diafragma

Alberto Menéndez Blanco

Director de Tesis:
Jesús Manuel Fernández Oro

Departamento de Energía
Área de Mecánica de Fluidos

Mayo 2017

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría expresar mi gratitud a mi director y tutor de tesis, Jesús Manuel Fernández Oro. Jesús ha conseguido que caminara con paso firme en estos últimos y frenéticos meses. Gracias a su dominio de la Mecánica de Fluidos Computacional, hemos podido superar todas las dificultades que hemos encontrado en este trabajo. Pero quizás, por lo que más agradecido me siento a Jesús, es por el trato personal demostrado con quienes trabajamos con él.

Quiero agradecer a Samoa Industrial la fuerte apuesta por la investigación y el desarrollo que ha realizado en los últimos años. Esta se materializa hoy en un Departamento de Desarrollo de Producto con un equipo humano de más de 15 personas dedicadas a trabajar en nuevos productos, con unas instalaciones punteras y en continua modernización. Me gustaría agradecer a su responsable, Luis Miguel Álvarez Peláez, por la confianza que deposita día a día en mis compañeros y en mí, facilitando que todos crezcamos tanto en el terreno profesional como en el personal. Luis ha sido siempre un ejemplo de visión, dedicación y trabajo. Un técnico brillante y gran gestor, al que le debo poder estar escribiendo estas palabras.

También me gustaría mostrar mi agradecimiento a Julio Manuel Fernández Díaz, por todos sus consejos e implicación en mi evolución profesional. Pero sobre todo, me gustaría agradecerle su total disponibilidad para ayudarme. Julio es sin duda, otro referente por su pasión por la docencia, la investigación y el saber en general.

Me gustaría agradecer a Andrés Meana Fernández, por su ayuda, los ánimos, el apoyo y el reconocimiento del que considero una promesa en el ámbito docente e investigador. Sin ninguna duda, su primera y brillante clase particular de “Matlab para Dummies”, ha supuesto un punto de inflexión en la calidad del trabajo aquí presentado.

Quiero agradecer a la Universidad de Oviedo, al Departamento de Energía y al Área de Mecánica de Fluidos por permitirme disponer de sus instalaciones y de los medios computacionales sin los cuales, este trabajo no hubiera sido posible. También quiero mostrar mi agradecimiento a mis colegas del área, en especial a Pedro García Regodeseves, que ha aportado luz en el oscuro mundo de las mallas estructuradas y que ha sido un excelente compañero durante estos últimos años.

Me gustaría agradecer a Carolina por su apoyo y por haber estado ahí estos últimos meses, demostrándome que puedo contar con ella. Ha sido muy importante para mí ver que a veces pasa.

Finalmente me gustaría dedicar esta tesis a mi familia, en especial a mi madre, María Teresa y a mis dos sobrinos, Blanca e Ignacio. Mi madre gracias a su confianza y trabajo, ha conseguido que sus dos hijos logremos todas nuestras metas, y Blanca e Ignacio, han supuesto una inyección de unión y felicidad en la familia.

Índice General

Índice General	v
Lista de Figuras.....	ix
Lista de Tablas	xvii
Resumen.....	xix
Abstract.....	xxi
Capítulo 1. Antecedentes y motivación.....	23
1.1. Bombas de desplazamiento positivo. Generalidades.....	23
1.2. Bombas alternativas.....	28
1.3. Bombas alternativas de accionamiento directo.....	32
1.4. Bombas de diafragma	34
1.5. Bombas de doble diafragma operadas por aire y con flujo central	36
1.6. Motivación.....	39
Capítulo 2. Estudio de máquinas alternativas de desplazamiento positivo	45
2.1. Generalidades.....	45
2.2. Estudios experimentales	47
2.3. Modelos analíticos unidimensionales.....	49
2.3.1. Desplazamiento de fluido.....	51
2.3.2. Caudal entregado.....	54
2.3.3. Caudal a través de las válvulas.....	54
2.3.4. Movimiento de las válvulas.....	56
2.3.5. Ecuaciones diferenciales para modelos unidimensionales.....	60
2.4. Modelos numéricos de discretización espacial CFD	60
2.4.1. Modelos CFD en bombas de desplazamiento positivo	61
2.4.2. Modelos CFD en válvulas	65
Capítulo 3. Bomba de doble diafragma (dúplex)	69
3.1. Generalidades	69
3.2. Principio de funcionamiento y componentes principales.....	69
3.2.1. Accionamiento del diafragma.....	70
3.2.2. Ciclo de trabajo hidráulico	72
3.3. Características principales de la bomba de diafragma dúplex.....	76
Capítulo 4. Metodología experimental	79
4.1. Diseño de los test de medida	79
4.1.1. Determinación de caudal medio entregado por la bomba:	79

4.1.2.	Monitorización de la presión en la cámara de fluido y en la salida de la bomba:	
	80	
4.2.	Banco de ensayos experimentales.....	80
4.2.1.	Criterios de diseño	81
4.2.2.	Diseño de tuberías y selección de accesorios para el conexionado	81
4.2.3.	Instrumentación para la medición.....	82
4.2.4.	Adquisición de datos	84
4.2.5.	Esquema neumático, hidráulico y de instrumentación resultante.....	86
4.3.	Rutina experimental.....	87
4.4.	Resultados experimentales	89
4.4.1.	Curvas de capacidad	89
4.4.2.	Presiones en la válvula de regulación a la salida y en la cavidad de fluido de la bomba	90
Capítulo 5.	Metodología numérica.....	99
5.1.	Técnicas numéricas	99
5.2.	Planteamiento del estudio numérico de una bomba dúplex.....	100
5.2.1.	Discretización temporal.....	101
5.2.2.	Discretización espacial	101
5.2.3.	Resolución de las ecuaciones de flujo.....	102
5.2.4.	Modelos adicionales para la resolución numérica.....	103
5.2.5.	Dominio resultante de la máquina investigada.....	104
5.3.	Modelo bidimensional estático.....	106
5.3.1.	Geometría representativa del flujo, condiciones de contorno y propiedades del fluido	106
5.3.2.	Generación del mallado.....	108
5.3.3.	Factores de escalado.....	111
5.3.4.	Simulaciones	112
5.3.5.	Validación.....	115
5.4.	Modelo bidimensional dinámico.....	117
5.4.1.	Cinemática del diafragma.....	117
5.4.2.	Mallado dinámico.....	119
5.4.3.	Función para la actualización explícita del mallado.....	124
5.4.4.	Función para la actualización implícita del mallado	134
5.4.5.	Simulaciones	138
5.4.6.	Validación.....	141
5.5.	Modelo tridimensional dinámico.....	142
5.5.1.	Generación del mallado dinámico tridimensional	143
5.5.2.	Funciones para la actualización implícita del mallado.....	148

5.5.3.	Simulaciones	151
5.5.4.	Validación.....	152
Capítulo 6.	Resultados.....	155
6.1.	Funcionamiento de la máquina ante condiciones de funcionamiento nomina ..	155
6.1.1.	Evolución de la presión experimental en la cavidad.....	155
6.1.2.	Evolución de las presiones en la cavidad de los modelos numéricos	156
6.1.3.	Evolución de caudales instantáneos en un ciclo de trabajo.	159
6.1.4.	Evolución detallada del cierre y apertura de válvulas	164
6.1.5.	Flujo a lo largo de un ciclo de trabajo.....	170
6.2.	Funcionamiento de la máquina ante condiciones de salida libre.....	178
6.2.1.	Evolución de presión y caudal para un ciclo de trabajo	178
6.2.2.	Evolución de la dinámica de válvulas para un ciclo de trabajo.....	182
6.2.3.	Flujo a lo largo de un ciclo de trabajo.....	186
Capítulo 7.	Conclusiones	191
7.1.	Trabajos futuros.....	192
Bibliografía		195

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Bomba de engranajes (izquierda). Bomba de émbolo de simple efecto (derecha).	23
Figura 1.2 - Curvas características idealizadas (líneas a trazos) y reales (línea continua) para bombas centrífugas (en gris) y de desplazamiento positivo (en negro). Adaptado de Purcell y Silvaggio [2].....	24
Figura 1.3 - Relación entre velocidad de accionamiento y caudal entregado en una bomba de desplazamiento positivo con volumen constante. Adaptado de Tacket et al. [3].	25
Figura 1.4 - Efecto de las pérdidas hidráulicas por huelgos internos en bombas de desplazamiento positivo. Adaptado de Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks [4].	25
Figura 1.5 - Comparativa de las curvas características de una bomba de desplazamiento positivo y una centrífuga a velocidad constante frente a diferentes viscosidades. Adaptado de Sulzer Pumps [6].....	27
Figura 1.6 - Esquema de las bombas de pistón (izqda.), émbolo (centro) y diafragma (dcha).	28
Figura 1.7 - Flujo característico para bombas de desplazamiento positivo de simple efecto operadas por motor externo de cavidad simple, triple y quíntuple. Fuente: Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks [4].	30
Figura 1.8 - Corte trasversal de una bomba de potencia de pistón y simple efecto.....	31
Figura 1.9 - Corte trasversal de una bomba de pistón accionamiento directo y simple efecto.	31
Figura 1.10 - Corte trasversal de una bomba de pistón accionamiento directo y simple efecto.	31
Figura 1.11 - Bomba alternativa de pistón de doble efecto.....	32
Figura 1.12 - Bomba alternativa combinada pistón/émbolo de doble efecto. Carrera de impulsión (arriba) y de aspiración (abajo).....	32
Figura 1.13 - Bomba alternativa de pistón de accionamiento directo y simple efecto.	33
Figura 1.14 - Comparativa de curvas características de bomba de desplazamiento positivo de potencia y de accionamiento directo. Adaptado de Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks [4].....	34
Figura 1.15 - Carreras de impulsión y aspiración en una bomba de diafragma accionada por fluido hidráulico	35
Figura 1.16 - Carreras de impulsión y aspiración en una bomba de doble diafragma	35
Figura 1.17 - Funcionamiento de la válvula distribuidora para una bomba neumática de doble diafragma.....	36
Figura 1.18 - Funcionamiento de la válvula distribuidora para una bomba neumática de doble diafragma.....	37
Figura 1.19 - A la izquierda bomba de doble diafragma del fabricante Wilden de Dover Corporation [7], a la derecha bomba Aro de Ingersoll Rand [8].	38
Figura 1.20 - Esquema de bomba de flujo central y doble diafragma.	38
Figura 1.21 - Trasmisión de esfuerzos entre membranas para bombas de doble diafragma de flujo periférico (izquierda) y de flujo central (derecha).....	39
Figura 1.22 - Patente para bomba de flujo central con válvulas de clapeta y resorte en eje central. Fuente: Bahrton, S. 2001 [9].	40
Figura 1.23 - Patente para bomba de flujo central con válvulas de clapeta y resorte en eje central. Fuente: Bahrton, S. 2002 [10].	41

Figura 1.24 – Patente para bomba de flujo central Directflo con válvulas de bola y eje central flotante. Fuente: González-Moratiel, A. 2013 [11].	41
Figura 2.1 - Esquema (izqda) y renderizado (dcha) de una bomba de émbolo “Triplex” TEE series de Gardner Denver, empleada para fluidos de perforación, con una presión máxima de trabajo de 10000 psi y un caudal máximo de salida de 245 gpm.	46
Figura 2.2 - Curvas de capacidad y consumo de aire para una bomba de doble diafragma de flujo central. Catálogo general bombas Directflo Samoa Industrial.	47
Figura 2.3 - Evolución de la presión en la cavidad y línea de aspiración en bomba de émbolo durante la carrera de aspiración. a) Las sobrepresiones evitan la aparición de cavitación incipiente; b) Aparición de burbujas (cavitación incipiente); c,d) evolución de las burbujas en la cavidad y e) desaparición de cavitación por aumento de presión en la cámara. Fuente: Opitz and Schlücker [17].	48
Figura 2.4 - Bomba de émbolo de accionamiento directo.	49
Figura 2.5 - Comparativa de la evolución del grado de apertura de las válvulas frente a la posición de la biela durante un ciclo completo (0-360°) en una bomba de émbolo horizontal triplex para slurries. Fuente: Singh y Madavan [20].	50
Figura 2.6 - Comparativa de la evolución del grado de apertura de las válvulas frente a la posición de la biela durante la embolada de aspiración (0-180°). Bomba de émbolo con válvulas planas de 32mm y accionadas mediante resorte. Resultados mostrados para dos fluidos de distinta viscosidad: a) viscosidad dinámica de 1 mPas, y b) viscosidad dinámica de 5027 mPas. Resultados calculados (línea continua), resultados experimentales (línea a trazos). Fuente: Vetter et al. [22].	50
Figura 2.7 - Comparativa de la evolución del grado de apertura de las válvulas frente a la posición de la biela durante dos ciclos completos de trabajo (0-720°). Bomba de émbolo con válvulas planas y accionadas mediante resorte. Resultados de las simulaciones (superior), resultados experimentales (inferior). Fuente: Johnston [23].	51
Figura 2.8 - Relaciones geométricas para el cálculo del volumen desplazado en una bomba de émbolo con mecanismo biela-manivela.	52
Figura 2.9 - Comparativa temporal del caudal real e ideal a través de la válvula de descarga en el modelo de Singh y Madavan [20].	53
Figura 2.10 - Reducción del factor de calidad (fugas en válvulas) como resultado del retraso en el cierre de una válvula anti retorno. Fuente: Vetter et al. [22].	53
Figura 2.11 - a) Presiones en la aspiración, cavidad e impulsión de la bomba, b) Válvula de impulsión c) Sección de paso de fluido <i>Avi</i> y sección transversal de la válvula <i>Advi</i> .	55
Figura 2.12 - Coeficiente de pérdidas en función del número de Reynolds para una válvula de cono con un asiento de 30 mm. Fuente: Vetter et al. [22].	56
Figura 2.13 - Válvula de clapeta activada con resorte.	57
Figura 2.14 - Coeficiente de fuerza Ψ en función de número de Reynolds para una válvula cónica con resorte y asiento de 30mm, para una presión aguas debajo de la válvula de 0.4bar. Fuente: Vetter et al. [22].	57
Figura 2.15 - Evolución del coeficiente de fuerza para condiciones de cavitación y no cavitación. Fuente: Johnston et al. [27].	58
Figura 2.16 - Modelo para el cálculo de la fuerza de adhesión entre dos placas inmersas en un fluido. Adaptado de Price et al. [26].	60
Figura 2.17 - Esquema funcional de una bomba de pistón y componentes principales para el bombeo del fluido.	62
Figura 2.18 - Mapas de variación de viscosidad de la grasa en función del esfuerzo cortante a lo largo de un ciclo de trabajo. Fuente: Menéndez Blanco y Fernández Oro [29].	63

Figura 2.19 - Sección transversal de uno de los cilindros de la bomba de émbolo tipo “Triplex” (izqda). Dominio para discretización espacial tras realizar una operación booleana (dcha). Fuente: Ianneti et al. [20], [21], [22], [23], [24].	64
Figura 2.20 - Comparativa de los resultados numéricos y experimentales para el desplazamiento de la válvula de aspiración en condiciones de cavitación durante el inicio de la carrera de aspiración en una bomba de émbolo. Fuente: Ianneti et al. [35].	65
Figura 2.21 –Bomba de émbolo estudiada por Wang et al. Fuente: Wang et al.[37].	65
Figura 2.22 – Válvula anti retorno y mallado empleado para el estudio estacionario del flujo a través de la válvula. Fuente: Valdés et al. [41].	67
Figura 2.23 – Tratamiento de un sólido en la metodología de “sólidos inmersos”. Fuente: Domaga [42].	67
Figura 3.1 - En primer plano, bomba DP200 en su configuración metálica. En segundo plano, versión plástica (Fuente: Samoa Industrial S.A).	69
Figura 3.2 - Principales componentes de la bomba dúplex.	70
Figura 3.3 - Esquema de accionamiento neumático con válvula pivotante.	71
Figura 3.4 - Despiece de los componentes principales de la bomba dúplex.	72
Figura 3.5 - Esquema de un diafragma compuesto con sus dimensiones características.	73
Figura 3.6 - A la izquierda válvulas anti-retorno alojadas en el colector de impulsión. A la derecha, apertura de las válvulas por diferencia de presiones.	74
Figura 3.7 - Relaciones geométricas para el cálculo de paso de fluido de una válvula anti-retorno de bola.	75
Figura 3.8 - Esquema neumático e hidráulico completo.	76
Figura 4.1 - Banco de ensayos experimentales Especificaciones de diseño	80
Figura 4.2 – Instrumentación	82
Figura 4.3 – Ubicación física de transductores de presión y sensor de proximidad para la detección del diafragma	84
Figura 4.4 – Trasformación de la señal de voltaje del sensor en señal de presión	85
Figura 4.5 – Esquema hidráulico, neumático e instrumentación	86
Figura 4.6 – A la izquierda diagrama de bloques de la rutina experimental para la obtención de puntos con los que construir las curvas de capacidad. A la derecha, diagrama para la calibración del volumen de referencia	88
Figura 4.7 – Curvas de capacidad y consumo de aire	89
Figura 4.8 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 4,5bar	90
Figura 4.9 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 4,5bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 0,75Hz	90
Figura 4.10 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 3bar	91
Figura 4.11 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 3bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 1,25Hz	91
Figura 4.12 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 1,5bar	92
Figura 4.13 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 1,5bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 1,8Hz	92
Figura 4.14 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 0bar	93

Figura 4.15 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 0bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 2,7Hz.....	93
Figura 4.16 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 4bar y una pérdida de carga de 3 bar	94
Figura 4.17 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 4bar y una pérdida de carga de 3bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 0,45 Hz.....	94
Figura 4.18 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 4bar y una pérdida de carga de 1,5 bar...	95
Figura 4.19 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 4bar y una pérdida de carga de 1,5bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 1,4 Hz.....	95
Figura 4.20 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 4bar y una pérdida de carga de 0 bar	96
Figura 4.21 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 4bar y una pérdida de carga de 0bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 2,45 Hz.....	96
Figura 4.22 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 2bar y una pérdida de carga de 1 bar	97
Figura 4.23 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 2bar y una pérdida de carga de 1bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 1 Hz.	97
Figura 4.24 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 2bar y una pérdida de carga de 0 bar	98
Figura 4.25 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 2bar y una pérdida de carga de 0bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 1,85 Hz.....	98
Figura 5.1 - Mallas en representación de los modelos creados en cada una de las aproximaciones al problema desarrollados en esta metodología	99
Figura 5.2 - Etapas de resolución de un problema empleando CFD.....	101
Figura 5.3 - A la izquierda superficies limitantes del circuito hidráulico de la máquina...	105
Figura 5.4 - Geometría creada para la aproximación bidimensional	106
Figura 5.5 – a) Geometría completa con líneas interiores y contornos tras importar en ICEM. b) Contornos tipo pared (Wall), entrada y salida de fluido (Inlet y Outlet), y salto de presión (Fan). c) Dominio fluido	107
Figura 5.6 – Procedimiento para la creación de malla multi-bloque a partir de la geometría y un bloque inicial.....	109
Figura 5.7 – Malla empleada para la resolución del caso estático bidimensional.	110
Figura 5.8 – Circuito simplificado para el cálculo del salto de presión	114
Figura 5.9 – Comparativa entre resultados numéricos y experimentales para las curvas de presión de accionamiento de 4bar y 6 bar	116
Figura 5.10 – A la izquierda, evolución de posición de diafragma en una geometría que simplifica el diafragma a un cilindro de diámetro efectivo. A la derecha, evolución de la posición del diafragma con diámetro de diafragma real.....	118
Figura 5.11 – Respuesta ante un desplazamiento grande de las tres metodologías de mallados dinámicos disponibles	120
Figura 5.12 – Mallado resultante para la aproximación dinámica y detalles de la zonas dinámicas	121

Figura 5.13 – Detalle posición cierre de válvula y huelgo resultante al no poder existir contacto entre válvula y asiento.....	122
Figura 5.14 – Detalle posición cierre de válvula y huelgo resultante al no poder existir contacto entre válvula y asiento.....	123
Figura 5.15 – Diagramas de bloques para el código generado con el que se deforma el contorno del diafragma y se fijan las velocidades medias de las caras presentes en el contorno.	126
Figura 5.16 – Diagrama de bloques para el código generado para fijar las velocidades de las válvulas.	128
Figura 5.17 – Diagrama de bloques del procedimiento de cálculo según el esquema de actualización explícita de malla.	129
Figura 5.18 – Modelo simplificado diafragma y válvula sin limitación de posición.....	133
Figura 5.19 – Respuesta al paso temporal del modelo bidimensional dinámico simplificado.	133
Figura 5.20 – Fuerza resultante en cada iteración de un paso temporal ejecutado en un modelo simplificado para la implementación de las funciones de actualización implícita.	136
Figura 5.21 – Diagrama de bloques del procedimiento de cálculo según el esquema de actualización implícita de malla.	137
Figura 5.22 – Comparativa de la evolución de la Fuerza resultante en una válvula en una simulación de un modelo simplificado y previamente estabilizado, tras el cambio a un esquema de actualización de malla y ante diferentes Δt	138
Figura 5.23 – Comparativa entre resultados numéricos y experimentales para las curvas de presión de accionamiento de 2bar, 4bar y 6 bar.	142
Figura 5.24 –Estrategia de bloques par la creación de mallado estructurado tridimensional.	144
Figura 5.25 –Malla estructurada y ortogonal para zona de movimiento del diafragma...	145
Figura 5.26 –Malla estructurada y ortogonal para zona de movimiento de las válvulas en la aproximación tridimensional.	146
Figura 5.27 – A la izquierda, contornos móviles y de creación y destrucción de celdas. A la derecha, malla resultante para la aproximación 3D dinámica.....	147
Figura 5.28 – Diagramas de bloques del código generado para controlar la cinemática del diafragma.	149
Figura 5.29 – Diagrama de bloques del procedimiento de cálculo según el esquema de actualización implícita de malla en modelo tridimensional.	150
Figura 5.30 – Comparativa entre resultados numéricos y experimentales para las curvas de presión de accionamiento de 2bar, 4bar y 6 bar.	153
Figura 6.1 – Comparativa de presión en la cavidad del diafragma en modelos numéricos frente al experimental (Puntos de funcionamiento: 6, 4, y 2bar de presión de accionamiento y 1,5, 1,5 y 1 bar de presión a la salida de la bomba respectivamente).	158
Figura 6.2 – Evolución de presiones, caudales y dinámica de las válvulas para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: tridimensional (inferior) y bidimensional dinámico (superior) . Accionamiento del diafragma a 1,8Hz y coeficiente de pérdidas igual a 32,47 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 1,5bar de presión en la salida).....	161
Figura 6.3 – Evolución de presiones, caudales y dinámica de las válvulas para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: tridimensional (inferior) y bidimensional dinámico (superior) . Accionamiento del diafragma a 1,4Hz y coeficiente de pérdidas igual a 62,09 (Punto de funcionamiento simulado: 4bar de presión de aire y 1,5bar de presión en la salida).....	162

Figura 6.4 – Evolución de presiones, caudales y dinámica de las válvulas para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: tridimensional (inferior) y bidimensional dinámico (superior) . Accionamiento del diafragma a 1Hz y coeficiente de pérdidas igual a 75,14 (Punto de funcionamiento simulado: 2bar de presión de aire y 1bar de presión en la salida).	163
Figura 6.5 – Evolución de la posición y fuerza sobre la válvula de impulsión junto con contornos de velocidad en puntos de oscilación. Accionamiento del diafragma a 1,8Hz y $Kv = 32,47$ (6 bar presión de aire y 1,5 bar de presión a la impulsión).....	166
Figura 6.6 – Evolución de la posición y fuerza sobre la válvula de aspiración junto con contornos de velocidad en puntos de oscilación. Accionamiento del diafragma a 1,8Hz y $Kv = 32,47$ (6 bar presión de aire y 1,5 bar de presión a la impulsión).....	167
Figura 6.7 – Evolución de la posición y fuerza sobre la válvula de impulsión junto con contornos de velocidad en puntos de oscilación. Accionamiento del diafragma a 1,4Hz y $Kv = 62,08$ (4bar presión de aire y 1,5 bar de presión a la impulsión).....	168
Figura 6.8 – Evolución de la posición y fuerza sobre la válvula de aspiración junto con contornos de velocidad en puntos de oscilación. Accionamiento del diafragma a 1,4Hz y $Kv = 62,08$ (4bar presión de aire y 1,5 bar de presión a la impulsión).....	169
Figura 6.9 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo bidimensional dinámico. Accionamiento del diafragma a 1,8Hz y coeficiente de pérdidas igual a 32,47 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 1,5 bar de presión en la impulsión).	172
Figura 6.10 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo tridimensional. Accionamiento del diafragma a 1,8Hz y coeficiente de pérdidas igual a 32,47 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 1,5 bar de presión en la impulsión).....	173
Figura 6.11 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo bidimensional dinámico. Accionamiento del diafragma a 1,4Hz y coeficiente de pérdidas igual a 62,09 (Punto de funcionamiento simulado: 4bar de presión de aire y 1,5 bar de presión en la impulsión).	174
Figura 6.12 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo tridimensional. Accionamiento del diafragma a 1,4Hz y coeficiente de pérdidas igual a 62,09 (Punto de funcionamiento simulado: 4bar de presión de aire y 1,5 bar de presión en la impulsión).....	175
Figura 6.13 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo bidimensional dinámico. Accionamiento del diafragma a 1Hz y coeficiente de pérdidas igual a 75,15 (Punto de funcionamiento simulado: 2bar de presión de aire y 1bar de presión en la impulsión).....	176
Figura 6.14 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo tridimensional. Accionamiento del diafragma a 1Hz y coeficiente de pérdidas igual a 75,15 (Punto de funcionamiento simulado: 2bar de presión de aire y 1bar de presión en la impulsión).....	177
Figura 6.15 – Evolución de presiones caudales y dinámica de las válvulas para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: tridimensional (inferior) y bidimensional dinámico (superior) . Accionamiento del diafragma a 2,7Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).....	179
Figura 6.16 – Evolución de presiones caudales y dinámica de las válvulas para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: tridimensional (inferior) y bidimensional dinámico (superior) . Accionamiento del diafragma a 2,45Hz y coeficiente de pérdidas igual	

a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 4bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).....	180
Figura 6.17 – Evolución de presiones caudales y dinámica de las válvulas para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: tridimensional (inferior) y bidimensional dinámico (superior) . Accionamiento del diafragma a 1,85Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 2bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).....	181
Figura 6.18 – Evolución de la posición, velocidad y fuerza resultante en la válvula de impulsión (superior) y aspiración (inferior) para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: bidimensional dinámico y tridimensional. Accionamiento del diafragma a 2,7Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).....	183
Figura 6.19 – Evolución de la posición, velocidad y fuerza resultante en la válvula de impulsión (superior) y aspiración (inferior) para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: bidimensional dinámico y tridimensional. Accionamiento del diafragma a 2,45Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 4bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).....	184
Figura 6.20 – Evolución de la posición, velocidad y fuerza resultante en la válvula de impulsión (superior) y aspiración (inferior) para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: bidimensional dinámico y tridimensional. Accionamiento del diafragma a 1,85Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 2bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).....	185
Figura 6.21 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo tridimensional. Accionamiento del diafragma a 2,7Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).....	187
Figura 6.22. – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo tridimensional. Accionamiento del diafragma a 2,45Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 4bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).....	188
Figura 6.23. – Líneas de corriente sobre contornos de velocidad en instantes de máxima velocidad del diafragma (T/4 y 3T/4). Accionamiento del diafragma a 2,7 Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).	189

Lista de Tablas

Tabla 3.1 - Características principales bomba de diafragma dúplex estudiada (DP200AAN11NNBAS).....	77
Tabla 3.2 - Características geométricas de bomba de diafragma dúplex estudiada (DP200AAN11NNBAS).....	77
Tabla 4.1 - Cuadro de características del caudalímetro.....	82
Tabla 4.2 - Cuadro de características del manómetro electrónico.....	83
Tabla 4.3 - Cuadro de características del sensor situado en la salida de la bomba.....	83
Tabla 4.4 - Cuadro de características del sensor situado en la cavidad de fluido.....	83
Tabla 4.5 - Cuadro de características del sensor de proximidad.....	84
Tabla 4.6 - Cuadro de características tarjeta de adquisición de datos.....	85
Tabla 4.7 - Descripción de los componentes presentados en la Figura 4.5.....	86
Tabla 4.8 - Cuadro de características tarjeta de adquisición de datos.....	87
Tabla 4.9 - Resultados de caudal y frecuencia de accionamiento para los puntos de trabajo definidos por los ensayos para generación de curvas de capacidad.....	89
Tabla 5.1 -Cuadro de características y ámbitos de aplicación de los modelos de turbulencia más empleados.....	103
Tabla 5.2 -Condiciones de contorno del modelo bidimensional estático.....	107
Tabla 5.3 -Parámetros de control de calidad de malla generada con un número total de 27662 celdas.....	111
Tabla 5.4 -Cuadro resumen de características del modelo construido.....	112
Tabla 5.5 -Puntos de funcionamiento para generación de curvas de capacidad.....	113
Tabla 5.6 -Velocidades de la máquina real y escaladas en el contorno de salida y resultados de los coeficientes de pérdidas del circuito hidráulico Kv para el cálculo de las curvas numéricas.....	114
Tabla 5.7 -Datos de presión estática escalada para para la condición de contorno de la salida. Dato de velocidad en el contorno de salida para el cálculo del salto de presión y resultados del salto de presión.....	115
Tabla 5.8 -Comparativa de resultados experimentales y numéricos.....	116
Tabla 5.9 -Parámetros para el mallado dinámico del diafragma (Remeshing).....	123
Tabla 5.10 - Parámetros para el mallado dinámico de las zonas de válvula (Layering) ...	124
Tabla 5.11 -Parámetros de control de calidad de malla para el PMI con un número total de 32715 celdas.....	130
Tabla 5.12 -Parámetros de control de calidad de malla para el PMS con un número total de 32715 celdas.....	130
Tabla 5.13 -Cuadro resumen de características del modelo bidimensional dinámico.....	138
Tabla 5.14 -Cuadro resumen con los parámetros de las simulaciones realizadas con el modelo bidimensional dinámico.....	140
Tabla 5.15 -Comparativa de resultados experimentales y numéricos para el modelo bidimensional dinámico.....	141
Tabla 5.16 -Parámetros para el mallado dinámico para la creación y colapso de celdas en los contornos estacionarios en zonas de válvulas y diafragma (Layering).....	147
Tabla 5.17 -Parámetros de control de calidad de malla para el PMI con un número total de 111575 celdas.....	148
Tabla 5.18 -Cuadro resumen de características del modelo tridimensional.....	151
Tabla 5.19 -Cuadro resumen con los parámetros de las simulaciones realizadas con el modelo tridimensional.....	152

Tabla 5.20 -Comparativa de resultados experimentales y numéricos para el modelo tridimensional.....	152
---	-----

Resumen

La tesis presenta una novedosa metodología para el estudio computacional de bombas volumétricas de diafragma. En particular, se ha desarrollado un modelo CFD tridimensional y no estacionario, mediante mallado deformable, para estudiar el comportamiento del flujo hidráulico en el interior de una bomba de diafragma accionada neumáticamente. La tesis incluye un estudio estático de la máquina para caracterizar adecuadamente la densidad de malla y un modelo bidimensional reducido para fijar los parámetros básicos del modelo dinámico. En primer lugar, se han obtenido las curvas de prestaciones de la máquina con los modelos numéricos desarrollados y se han comparado satisfactoriamente con las curvas experimentales de catálogo dadas por el fabricante. A continuación, se han desarrollado varias UDFs (funciones definidas por el usuario) con el código comercial ANSYS-Fluent para modelar correctamente el movimiento del diafragma, así como la apertura y el cierre de las válvulas de bolas que conectan los distintos pasos de fluidos mediante la interacción de esos contornos con las presiones generadas por el fluido (interacción fluido-estructura). Finalmente, se ha generalizado el modelo a partir de una geometría completamente tridimensional de la bomba y se han analizado en detalle los patrones de flujo en las zonas de aspiración e impulsión para un ciclo completo de trabajo de la máquina. Se han conseguido reproducir fenómenos habituales de este tipo de máquinas como son el repiqueteo de las válvulas, los reflujos internos y las pérdidas volumétricas derivadas de los retardos en el cierre y la apertura de las válvulas anti-retorno. Además, se han podido analizar el comportamiento de estos fenómenos en función de la presión de alimentación y del punto de funcionamiento de la bomba de diafragma.

El estudio numérico cuenta además con un set de ensayos en el laboratorio para validar los modelos CFD, en los que se han medido presiones no estacionarias en las cámaras para diversas condiciones de operación de la bomba, comparándose éstas con los valores obtenidos numéricamente tanto en el modelo 2D como en el 3D.

Abstract

This work presents a novel methodology for the computational analysis of volumetric diaphragm pumps. In particular, a three-dimensional, unsteady CFD modeling has been developed using deformable meshing techniques to simulate the flow patterns within an air-operated diaphragm pump. Firstly, a static approach to the pump behavior has been attempted to determine the accurate mesh density required for this type of application. In addition, a preliminary two-dimensional dynamic model was also carried out to set the basic parameters of a full-unsteady simulation. At this point, the numerical performance curves of the pump have been obtained and satisfactorily compared to the experimental results for mean flow rates and outlet pressure. Following, a set of UDFs (User Defined Functions) customized for the commercial ANSYS-Fluent software were developed to model accurately the dynamic movement of the pump diaphragm, as well as the ball valves opening and closing. The displacement of the non-returning valves, as a function of the pressure in the different aspirating and impulsion cavities (fluid-structure interaction), is essential to model correctly the working principle of these pumps and connect the corresponding flow paths inside the machine. Finally, a full 3D model was generated to obtain a full representation of the flow patterns in both inlet and outlet sections of the volumetric pump for a complete working cycle. Typical phenomena in this type of positive displacement pumps, like balls tapping, internal recirculations and volumetric losses have been successfully reproduced in the simulations. Also, typical delays for the opening and closing of the non-returning valves have been perfectly reproduced in the model, and their behavior as a function of the air supply pressure or the pump working condition has been studied in detail.

Moreover, the numerical model is complemented with a set of laboratory tests of the studied diaphragm pump. For validation purposes, unsteady pressure signals in the different cavities of the machine have been measured for different operating conditions of the pump, and they have been compared with the numerical data obtained in both 2D and 3D models.

Capítulo 1.

Antecedentes y motivación

1.1. Bombas de desplazamiento positivo. Generalidades.

Las bombas de desplazamiento positivo son máquinas de fluidos capaces de generar un flujo irregular a partir de los cambios de volumen producidos por los contornos deformables de la máquina.

Se basan en el principio de funcionamiento volumétrico, en el cual la máquina crea un volumen abierto para la entrada de fluido (aspiración), ocupado por el fluido a impulsar (confinamiento), y que posteriormente es desplazado hacia la salida (impulsión) a la vez que se colapsa dicho volumen. De esta forma, se establece un flujo cuyas características dependen de las geometrías internas que generan los volúmenes de fluido a desplazar, el tipo de accionamiento y el control de dicho accionamiento.

Existen diversos diseños para este tipo de máquinas, con rangos de funcionamiento variables, y que definen cuál es la aplicación más idónea en cada uno de los casos. En particular, el *Hydraulic Institute* [1] divide, de forma general, a este tipo de máquinas en dos principales familias: máquinas rotativas y máquinas alternativas.

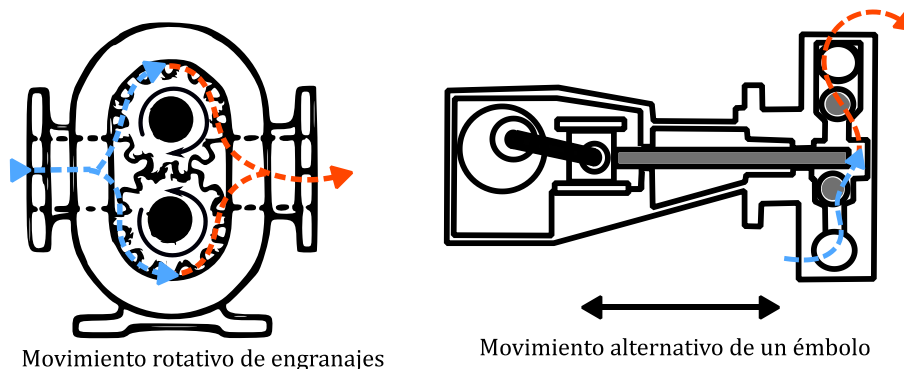


Figura 1.1 - Bomba de engranajes (izquierda). Bomba de émbolo de simple efecto (derecha).

Entre las primeras se pueden citar las arquitecturas lobulares, de pistones radiales, de paletas, peristálticas, de tornillo o de engranajes (Figura 1.1, izq). En este caso, la cavidad que desplaza el fluido se crea de manera progresiva a través del giro (movimiento rotativo) de un eje solidario a las piezas encargadas de generar la cavidad. Por lo general, dicha cavidad se produce por el desplazamiento relativo entre una o varias geometrías móviles y la carcasa que las confina, donde la estanqueidad queda en función del huelgo que exista entre ellas. Este tipo de funcionamiento progresivo permite que las máquinas no presenten importantes pulsaciones y que el suministro de caudal sea muy constante frente a las contrapresiones del circuito en el que se instalan.

Por otro lado, las bombas alternativas, como las bombas de émbolo, de pistón simple, de pistones axiales o de diafragma, son bombas que emplean un movimiento alternativo para desplazar un volumen confinado dentro de una cavidad. Su capacidad es directamente proporcional al número de émbolos, pistones o diafragmas con el que hayan sido diseñadas.

Estas máquinas, al contrario de las rotativas, requieren de elementos auxiliares de retención del fluido para impedir que el fluido circule en el sentido contrario al sentido del flujo requerido. Este trabajo lo realizan una serie de válvulas anti-retorno que se disponen tanto en la zona de aspiración como en la de impulsión de la cavidad (Figura 1.1, dcha). Como consecuencia, el caudal suministrado es mucho más pulsante, pudiendo hacerse más regular solamente gracias a la superposición de varios pistones que trabajen desfasados entre sí.

En relación a otras tecnologías de bombeo más convencionales (turbomáquinas), estas bombas, ya sean rotativas o alternativas, se caracterizan entonces por generar un flujo promedio constante que depende únicamente del volumen desplazado (cilindrada) y de la velocidad de accionamiento. Además, la presión de trabajo resulta ser independiente de la velocidad a la que se accionan, por lo que no existe una curva de prestaciones al uso para estas máquinas como sucede, por ejemplo, en el caso de las bombas centrífugas (Figura 1.2).

Existen otra serie de características interesantes que se desprenden del principio de funcionamiento volumétrico de estas máquinas. Por ejemplo, la imposibilidad de trazar una línea de corriente continua desde la zona de entrada de la máquina a la zona de descarga. Asimismo, desde un punto de vista puramente hidráulico, la independencia del caudal frente a la carga (presión) de trabajo hace que apenas sean sensibles a variaciones en la viscosidad del fluido a trasegar (de ahí su idoneidad para bombear fluidos muy viscosos). Finalmente, sus compactos diseños hacen que estas máquinas presenten rangos de caudales estrechos, con moderada capacidad, pero que sin embargo son capaces de hacer frente a elevadas contrapresiones de trabajo.

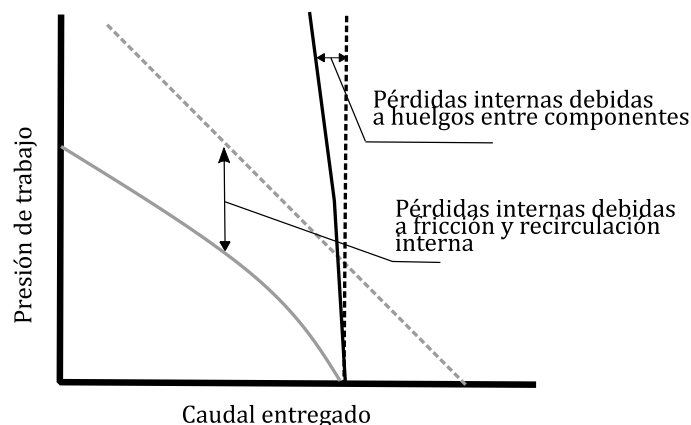


Figura 1.2 - Curvas características idealizadas (líneas a trazos) y reales (línea continua) para bombas centrífugas (en gris) y de desplazamiento positivo (en negro). Adaptado de Purcell y Silvaggio [2].

En general, el caudal entregado por las bombas de desplazamiento positivo puede caracterizarse simplemente por una línea recta desde un caudal y velocidad de accionamiento cero hasta un caudal y velocidad de accionamiento máximo, en el caso teórico de un rendimiento volumétrico del cien por ciento. En la realidad, existe un deslizamiento o pérdida volumétrica (debido a los huelgos entre las partes móviles) que provocan recirculaciones internas y que disminuyen dicho rendimiento (Figura 1.3). En este caso, el rendimiento sí que es función de la presión de trabajo a la que esté operando la máquina tal y como se observa en el progresivo aumento del caudal de recirculación al trabajar a mayores presiones (Figura 1.4).

1.1. Bombas de desplazamiento positivo. Generalidades.

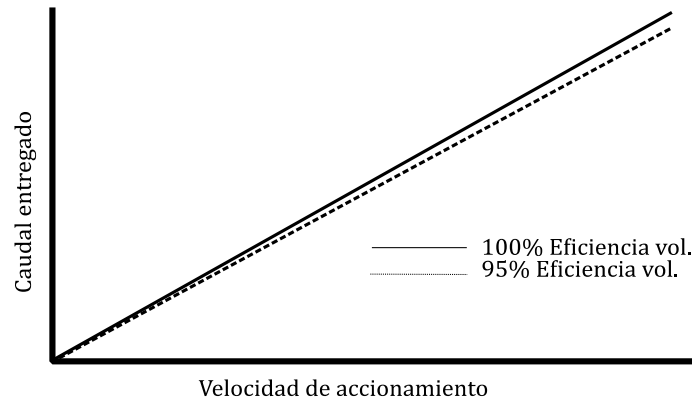


Figura 1.3 - Relación entre velocidad de accionamiento y caudal entregado en una bomba de desplazamiento positivo con volumen constante. Adaptado de Tacket et al. [3].

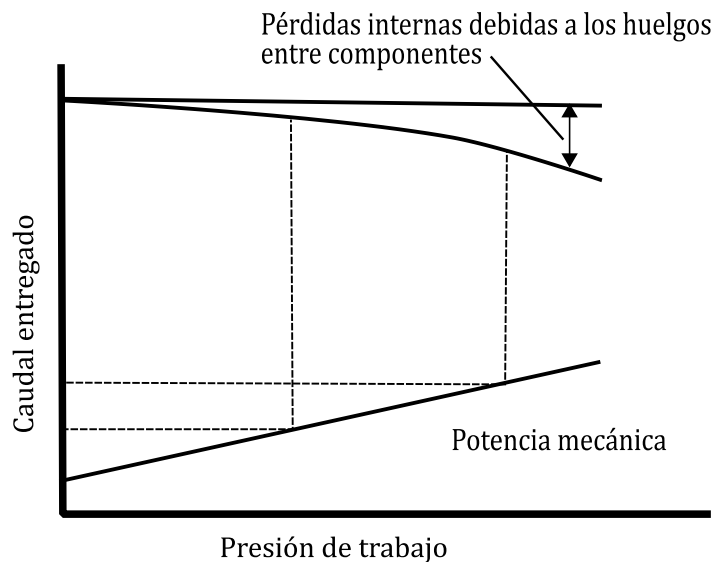


Figura 1.4 - Efecto de las pérdidas hidráulicas por huelgos internos en bombas de desplazamiento positivo. Adaptado de Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks [4].

Por lo tanto, a la vista de estas curvas de prestaciones, las bombas volumétricas son las adecuadas para aquellas aplicaciones en las que se requiere un caudal constante a varias presiones de trabajo. La bomba generará un caudal proporcional a la capacidad de la bomba y a la velocidad de accionamiento con un rendimiento volumétrico muy alto, ya que las pérdidas por recirculación de fluido en los huelgos entre componentes son muy pequeñas (casi despreciables) en la mayoría de los casos (rendimientos volumétricos entorno al 95%). En cualquier caso, el rendimiento total de la bomba dependerá además del rendimiento hidráulico (pérdidas de carga del fluido en el interior de la máquina) así como de los rendimientos mecánicos del acoplamiento y de accionamiento de la máquina (motor) encargada de accionar la bomba.

$$Q_s = Q_{th} - Q_r \quad (1.1)$$

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{Q_r}{Q_{th}} \quad (1.2)$$

$$\eta_T = \frac{P_s \cdot Q_s}{\eta_{acop} \cdot W_{motor}} \quad (1.3)$$

Donde Q_s representa el caudal de salida, Q_{th} el caudal teórico, Q_r el caudal de recirculación de las válvulas, P_s la presión del fluido en la cavidad durante la impulsión, η_{vol} el rendimiento volumétrico, η_T el rendimiento total de la bomba, η_{acop} el rendimiento mecánico del acoplamiento y W_{motor} la potencia del motor de accionamiento.

La eficiencia volumétrica puede considerarse también como una interesante característica de este tipo de maquinaria. En aquellas aplicaciones que requieran de un suministro de caudal constante, monitorizado mediante un caudalímetro, es posible reemplazarlo o incluso eliminarlo (por coste) sin riesgo a estar cometiendo error en el suministro. Además, a mayor viscosidad de fluido menor serán las recirculaciones internas y por tanto más precisa será la aproximación del caudal entregado.

Uno de los principales problemas para el bombeo de fluidos, tanto para el caso de bombas de desplazamiento positivo como en el de turbomáquinas, se encuentra en las depresiones admisibles que puede alcanzarse en la línea de aspiración. Básicamente, la limitación surge porque la depresión en la aspiración no debe alcanzar el valor de la presión de vapor del fluido trasegado a la temperatura de trabajo. Por lo tanto, para ambas tecnologías, debe haber un mínimo de presión absoluta requerida en la entrada de la máquina, que se evalúa a través de las variables conocidas como NPSHr para bombas centrífugas y NPIPr para bombas volumétricas[5].

Los términos NPIPr y NPSHr se suelen emplear de manera indiferente en bombas de desplazamiento positivo ya que, su significado físico es el mismo (presión positiva requerida a la entrada de la bomba). La diferencia entre ambas radica en el cálculo de la variable, empleándose unidades de presión en la primera y de columna de fluido para la segunda. El empleo de NPSHr tiene quizás más sentido en las bombas centrífugas porque esta medida de presión en términos de columna de fluido tiene en cuenta la densidad de este y, en este tipo de máquinas, al existir altas velocidades en la succión, la presión dinámica adquiere relevancia. El NPIPr, sin embargo, se emplea en las bombas de desplazamiento positivo donde las bajas velocidades en la succión generalmente permiten considerar la presión dinámica como despreciable.

Evidentemente, existe una relación entre la presión necesaria en la admisión de la bomba (limitada a través del NPIPr) y las caídas de presión necesarias para vencer las pérdidas internas en la bomba, entre las que se encuentran las pérdidas por fricción viscosas a lo largo de los pasos de fluido de la bomba, el cambio de elevación desde la entrada y la salida de la máquina, así como el incremento de la energía cinética del flujo que se producen en función del caudal de funcionamiento.

Generalmente, este NPSHr/NPIPr aumenta con el aumento del caudal o de la viscosidad del fluido, aunque las bombas de desplazamiento positivo requieren de menos presión que las centrífugas para este cometido, por lo que las hacen idóneas en aplicaciones en las que existen flujos de cierta viscosidad o con posibilidad de aparición de pérdidas de carga moderadas en la aspiración (Purcell y Silvaggio [2]).

Además, la mayoría de las bombas centrífugas son incapaces de purgar el aire que se encuentra en la entrada de la bomba antes de comenzar el bombeo cuando ésta se sitúa por

encima del nivel del depósito de aspiración (es necesario recurrir al cebado manual para poder iniciar el bombeo). Este problema se agrava incluso cuando las aplicaciones requieren de vaciado secuencial de depósitos a altura por lo que el cebado tendría que realizarse en cada una de las operaciones. Teniendo en cuenta además, que los valores de aspiración en vacío suelen ser mayores en las bombas volumétricas (siendo mayores para las alternativas que para las rotativas), éstas suelen ser idóneas para aplicaciones en las que las bombas deban auto-cebarse en vacío, con alturas de aspiración significativas, porque su descebado sea frecuente.

Como norma general, las bombas de desplazamiento positivo se recomiendan para el trasiego de aquellos fluidos que presenten viscosidades moderadas o altas. Recientemente, el empleo de las bombas centrífugas se ha extendido hasta incluir aquellas aplicaciones de la industria química (como en refinerías) en las que los fluidos de trabajo alcanzan altas viscosidades (hasta 1000 cSt), a pesar de las importantes pérdidas de eficiencia que lleva consigo el aumento de viscosidad en este tipo de máquinas (Figura 1.5). Actualmente, se considera el valor de 500 cSt como el límite económicamente rentable para emplear bombas centrífugas convencionales en el bombeo de fluidos con alta viscosidad [6]. Por otro lado, nótese cómo en el caso de bombas volumétricas, una mayor viscosidad redonda en una mayor entrega de caudal, prácticamente igual a su capacidad teórica a alta viscosidad (Figura 1.5).

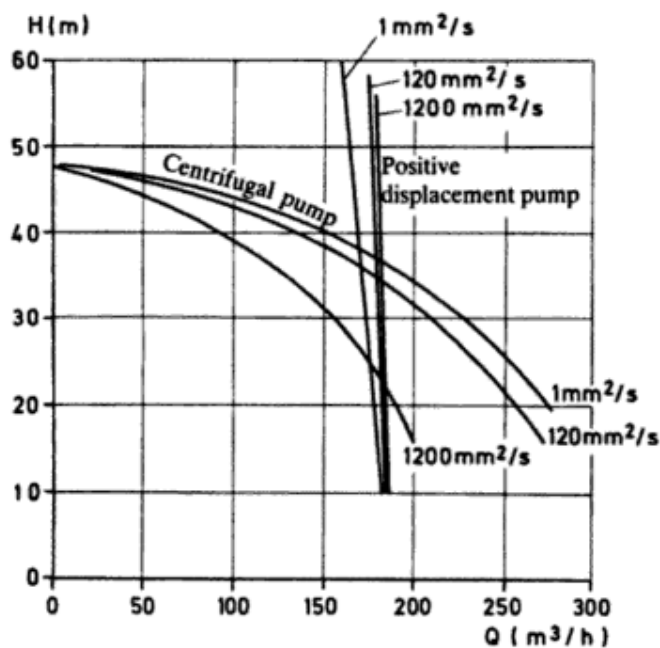


Figura 1.5 - Comparativa de las curvas características de una bomba de desplazamiento positivo y una centrífuga a velocidad constante frente a diferentes viscosidades. Adaptado de Sulzer Pumps [6].

Otro de los ámbitos de aplicación típicos para las bombas de desplazamiento positivo son los fluidos sensibles al cizallamiento (por ejemplo, en la industria cosmética). A través de una configuración con cavidades de gran volumen y velocidades muy lentas de accionamiento puede conseguirse un caudal sin apenas someter al fluido a esfuerzos cortantes. De esta forma, se evita la generación de espumas o emulsiones que pudiesen degradar al compuesto, en claro contrapunto a las altas velocidades (y por tanto

deformaciones) a las que serían sometidos al emplear tecnologías de bombeo convencionales.

Como ocurre con todas las tecnologías de bombeo, las bombas de desplazamiento positivo deben contar con los materiales adecuados para satisfacer con las especificaciones requeridas por la aplicación y, además, al mínimo coste. Entre ellas, se incluyen las temperaturas de trabajo, las posibles partículas abrasivas en suspensión, las características corrosivas o explosivas de los fluidos, etc). Además, ha de prestarse especial atención a las necesidades de compatibilidad química y tolerancia térmica de las juntas dinámicas que realizan la estanqueidad entre los elementos móviles y los ejes de accionamiento. No en vano, el fallo mecánico en alguno de estos elementos es la principal causa de deterioro y necesidad de mantenimiento para este tipo de bombas.

Finalmente cabe mencionar que las geometrías que desplazan el fluido en este tipo de máquinas deben de ser accionadas por un motor externo. La manera en la que éste actúa dependerá, en primer lugar, de si se trata de una máquina rotativa, en la que se necesita imponer al eje de la máquina una velocidad angular, o de una máquina alternativa, en la que se debe proporcionar un movimiento axial alternativo. En todo caso, se pueden emplear diferentes tipos de máquinas a tal efecto: desde motores de corriente alterna (con o sin variador de frecuencia) hasta motores hidráulicos (con un amplio rango de velocidad de accionamiento), pasando por motores diesel de combustión interna. En el caso de las bombas alternativas, también se emplean motores rotativos pero requieren de un mecanismo del tipo biela manivela (o de árbol de levas) para transformar el movimiento rotativo inicial en un desplazamiento axial alternativo de accionamiento directo.

1.2. Bombas alternativas

Las bombas alternativas de uso industrial más extendido son las bombas de pistón, émbolo y diafragma, siendo el tipo de elemento que desplaza el fluido el que les da nombre. Las primeras constan de uno o varios pistones/émbolos rígidos que deslizan dentro de una camisa cilíndrica en la que se genera la cavidad para el desplazamiento del fluido. En las segundas se dispone de uno o varios diafragmas que, enclavados al exterior de la cámara, son flexionados con el mismo objeto.

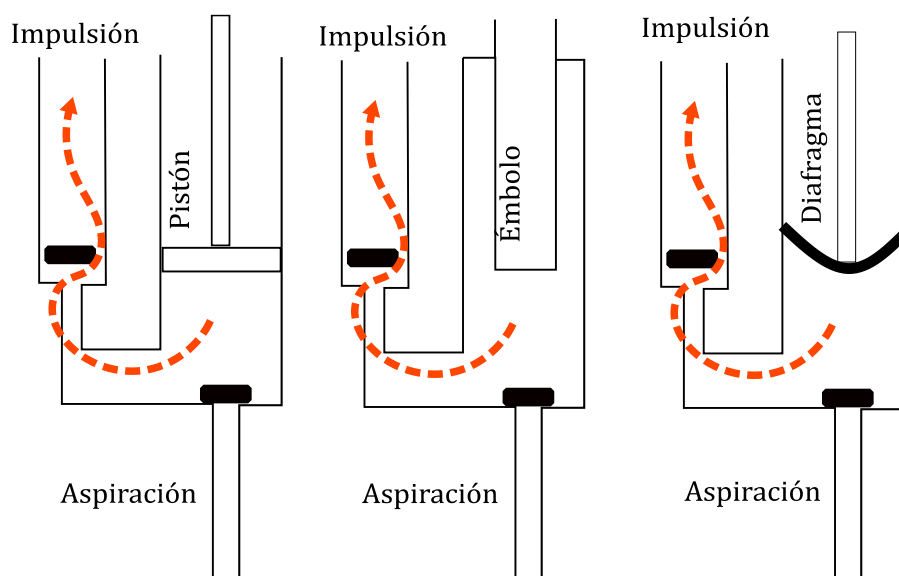


Figura 1.6 - Esquema de las bombas de pistón (izqda.), émbolo (centro) y diafragma (dcha.).

En las bombas de pistón y émbolo, la estanqueidad necesaria para retener el fluido puede obtenerse por un estrecho huelgo entre pistón/émbolo y camisa, aunque en la mayoría de los casos se emplean juntas dinámicas que se alojan entre ambos. La principal diferencia entre los diseños con pistón o con émbolo radica en si las juntas son solidarias al elemento móvil (caso de la bomba de pistón) o bien a la camisa en la que desliza (caso de las bombas de émbolo), véase esquema en Figura 1.6. Por otro lado, en las de diafragma, es el mismo diafragma el que en su enclavamiento periférico genera una estanqueidad total, permitiendo un funcionamiento libre de fugas a la zona de accionamiento.

En todas las bombas alternativas, el elemento móvil se mueve de manera axial dentro de una cavidad, la cual se conecta al sistema por las líneas de aspiración y de impulsión. Asimismo, tanto a la entrada como a la salida de la cavidad, se alojan las dos válvulas anti-retorno que evitan la aparición de reflujos.

El ciclo de trabajo comienza cuando el desplazamiento del elemento móvil crea un volumen a medida que avanza (en la llamada “carrera de aspiración”), cargando así la bomba de fluido desde la aspiración gracias a la acción de las válvulas anti retorno. La válvula situada en la aspiración se abre por la acción de las fuerzas generadas en la depresión al crear el volumen, al mismo tiempo que la acción de la segunda válvula detiene el retroceso del fluido desalojado en el ciclo anterior que, a una mayor presión, intentaría retornar a la cavidad recién creada. A continuación, moviéndose en sentido contrario, el volumen de fluido confinado se desplaza hacia la zona de impulsión (en la denominada “carrera de impulsión”) cuando el elemento móvil se mueve para destruir la cavidad creada anteriormente. En ese momento, la válvula de aspiración se cierra impidiendo el retroceso del fluido a la línea de aspiración, la válvula de impulsión se abre debido a la presión creciente del flujo y, con una presión superior a la línea de aspiración (función de las necesidades de presión del sistema), el paquete de fluido es expulsado finalmente, generando un caudal de descarga en la impulsión. Cuando el elemento móvil llega al final de la carrera se completa el ciclo de trabajo.

Atendiendo a este funcionamiento, la característica principal del flujo producido por este tipo de bombas será la de ser pulsante, ya que únicamente se proporciona caudal hacia el sistema en la fase de impulsión (la mitad del ciclo). Ahora bien, añadiendo múltiples cavidades y buscando una sincronización adecuada entre las mismas para crear solapamientos, se puede conseguir que la bomba suministre caudal en ambas fases (Figura 1.7, arriba), así como una reducción significativa de las pulsaciones (Figura 1.7, abajo).

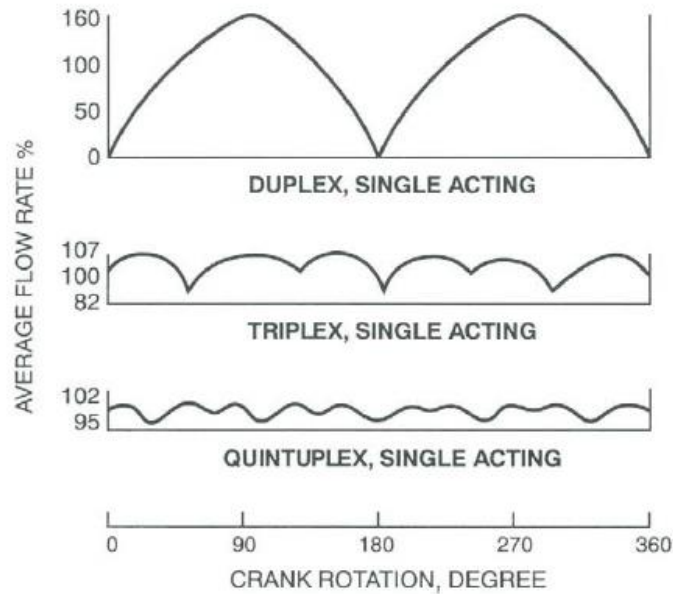


Figura 1.7 - Flujo característico para bombas de desplazamiento positivo de simple efecto operadas por motor externo de cavidad simple, triple y quintuple. Fuente: Forsthofer's Rotating Equipment Handbooks [4].

Por otro lado, atendiendo a la fuente de potencia mecánica que mueve el elemento encargado de desplazar el volumen de la cavidad, se puede diferenciar entre bombas de potencia y bombas de accionamiento directo. Las bombas de potencia son aquellas que mediante el uso de un mecanismo del tipo biela-manivela, excéntrica-biela o un árbol de levas, convierten el movimiento giratorio continuo en uno lineal alternativo. Este mecanismo aprovecha el movimiento giratorio de un eje accionado por un motor primario, ya sea eléctrico, de combustión interna o una turbina (ver Figura 1.8).

Las bombas de accionamiento directo (Figura 1.9), transmiten el movimiento alternativo necesario empleando un segundo fluido de trabajo (vapor de agua, aire comprimido o un gas) que se encuentra presurizado y que, por tanto, puede realizar trabajo siempre que exista un gradiente entre la cavidad de bombeo y la cavidad de accionamiento. En este caso no se requiere de mecanismos que transformen un movimiento angular en lineal, pero sí es necesario de un dispositivo (habitualmente llamado motor de aire, vapor o gas según corresponda) que redirija el fluido de potencia a ambos lados de un pistón auxiliar para lograr el movimiento alternativo. La relación de secciones entre el pistón movido por el fluido de potencia (auxiliar) y la sección del elemento que realiza el desplazamiento del volumen en la bomba determinarán el ratio de la bomba o "relación de compresión". Este hecho permite crear máquinas con ratios de presión muy altos para generar presiones elevadas en la parte de fluido.

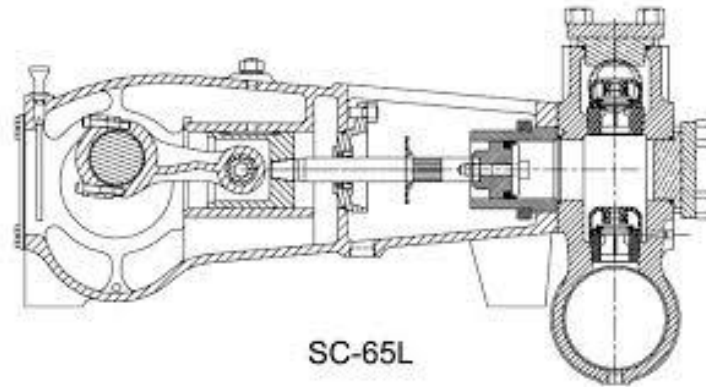


Figura 1.8 - Corte transversal de una bomba de potencia de pistón y simple efecto.

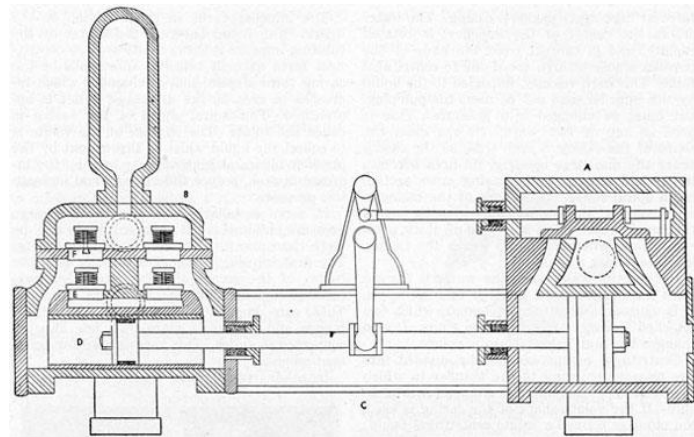


Figura 1.9 - Corte transversal de una bomba de pistón accionamiento directo y simple efecto.

En las bombas alternativas se denomina “efecto” al desplazamiento del volumen de fluido que ha sido confinado previamente en la cavidad generada. Una bomba de simple efecto es aquella que, para un ciclo completo de trabajo, realiza un único desplazamiento de volumen. Por lo tanto, para cada pistón/émbolo/membrana, dispondrá de una cavidad y de dos válvulas anti-retorno (Figura 1.10). En el caso de las bombas de doble efecto se aprovechan ambos lados del elemento móvil para que cuando éste desplaza fluido en una cavidad, se genere un volumen en la cavidad adyacente. Estas bombas disponen de dos cavidades por cada pistón o diafragma y de dos válvulas anti retorno por cada cavidad (Figura 1.11), de modo que la carrera de aspiración en una de las cavidades corresponderá a la carrera de impulsión de la contraria. Cabe señalar que las bombas de émbolo, por su naturaleza constructiva, no suelen ser configuradas como bombas de doble efecto.

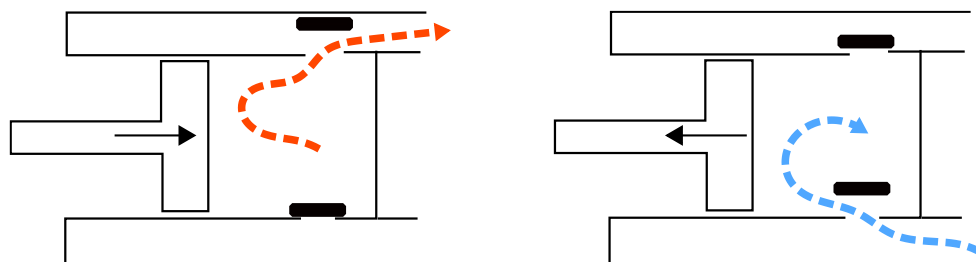


Figura 1.10 - Corte transversal de una bomba de pistón accionamiento directo y simple efecto.

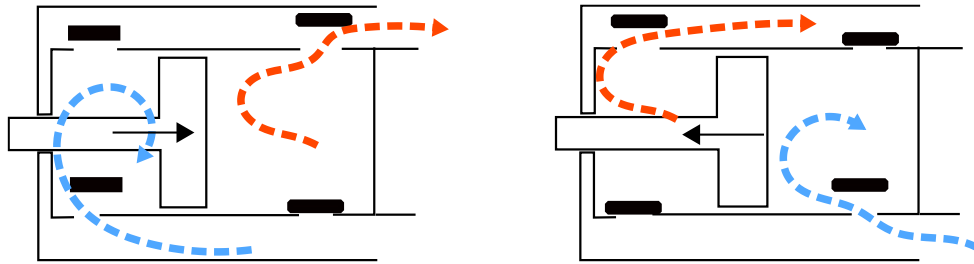


Figura 1.11 - Bomba alternativa de pistón de doble efecto.

Dentro de las bombas alternativas de doble efecto también es posible encontrar un caso particular en el que se combina la acción de un émbolo y un pistón junto con dos válvulas, una estacionaria y otra dinámica que se desplaza con el pistón (ver Figura 1.12). En la carrera de aspiración, el pistón (que mueve solidariamente la válvula dinámica) desplaza el fluido fuera de la cavidad delimitada en aspiración por dicha válvula, mientras que el mismo movimiento crea un volumen en la cavidad de la válvula estacionaria que es rellenado con nuevo fluido. En la carrera de impulsión, la válvula estacionaria se cierra mientras que la dinámica se abre durante el avance del pistón. Al mismo tiempo, un émbolo solidario al pistón desplaza el fluido que ahora se encuentra confinado en la cavidad generada entre la válvula estacionaria y la zona de impulsión de la bomba.

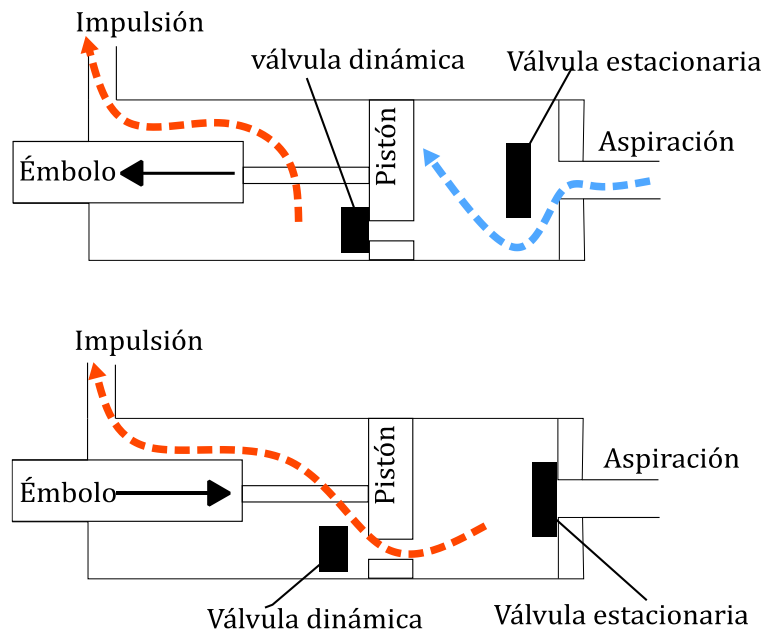


Figura 1.12 - Bomba alternativa combinada pistón/émbolo de doble efecto. Carrera de impulsión (arriba) y de aspiración (abajo).

1.3. Bombas alternativas de accionamiento directo

En las bombas de potencia se asume que la fuente primaria de energía es capaz de proporcionar al eje motriz toda la potencia requerida por el sistema. Se entiende que es un problema de dimensionamiento, en el que el motor de la fuente primaria debe ser seleccionado para ofrecer la energía necesaria. Por tanto, la potencia disponible es siempre suficiente, de modo que el sistema no interfiere sobre el motor de accionamiento y la entrega de caudal será constante.

Sin embargo, en las bombas de accionamiento directo, su respuesta ante la carga del sistema difiere notablemente, dado que es habitual que la potencia primaria se vea condicionada por la energía requerida por el sistema. Así, suponiendo una presión fija en el fluido que acciona la bomba (p.e aire comprimido), se puede producir una reducción en el flujo suministrado por la bomba cuando se incrementa la resistencia del sistema, incluso hasta conseguir que la bomba alcance el equilibrio y se pare.

Para la bomba de la Figura 1.13 - Bomba alternativa de pistón de accionamiento directo y simple efecto., el movimiento del pistón será proporcional al desequilibrio de fuerzas que se tenga entre el pistón de accionamiento y el pistón de bombeo, según la ecuación de balance de fuerzas en la dirección longitudinal (supuesto movimiento no acelerado):

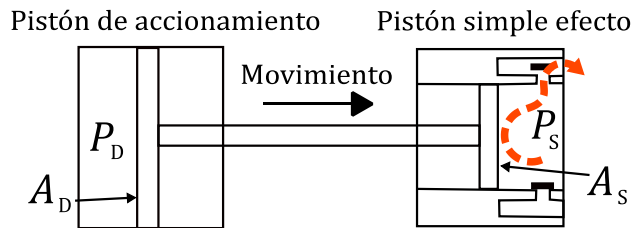


Figura 1.13 - Bomba alternativa de pistón de accionamiento directo y simple efecto.

$$P_D A_D \cdot \eta_{mec} = P_S A_S \quad (1.4)$$

Donde η_{mec} es el rendimiento mecánico, A_S la sección trasversal del elemento que desplaza el fluido, A_D la sección trasversal del accionamiento neumático, P_D la presión del fluido de accionamiento y P_S la presión del fluido en la cavidad durante la impulsión.

Bajo la suposición de que no existen fugas por sellos internos, que el fluido es compresible con factor de compresibilidad β y que la principal fuente de pérdidas en el rendimiento volumétrico es por retardo de cierre de válvulas, el rendimiento volumétrico para estas bombas puede expresarse según Tackett et al. [3] como:

$$\eta_{vol} = 1 - \left((P_D - P_S) \beta r_v + V_L \right) \quad (1.5)$$

Donde η_{vol} es el rendimiento volumétrico, P_D y P_S son la presión de accionamiento y la del sistema respectivamente, r_v el ratio entre el volumen de la cámara o volumen de cavidad delimitado por las válvulas cuando el elemento móvil se encuentra al principio de la carrera de impulsión y el volumen desplazado (área x longitud de carrera), y V_L el tanto por uno del volumen que recircula en las válvulas antes del cierre.

Según los autores, V_L varía entre un 1 y 5% dependiendo de la velocidad de la bomba y el diseño de las válvulas. En general, la mayoría de los diseños variará en torno al 3 por ciento de pérdidas.

Por otro lado, la eficiencia mecánica de estas bombas será el resultado de la fuerza aplicada al fluido impulsado por el elemento móvil (p.e., el pistón) dividido de la fuerza transmitida por el pistón neumático menos las pérdidas debidas a la fricción del pistón neumático, la resistencia al movimiento del elemento móvil del fluido y la apertura o cierre de las válvulas. Dicha eficiencia puede ser obtenida en función de las diferencias de presiones a ambas entradas y salidas de fluido tanto del accionamiento neumático como de la parte de fluido, resultando:

$$\eta_{mec} = \frac{A_L \cdot \Delta P_L}{A_D \cdot \Delta P_D} \quad (1.6)$$

Donde η_{mec} es el rendimiento mecánico, A_L la sección transversal del elemento que desplaza el fluido, A_D la sección transversal del accionamiento neumático, ΔP_L la diferencia de presiones a la entrada y salida de la bomba y ΔP_D la diferencia de presiones a la entrada y salida del accionamiento neumático.

En la Figura 1.14 se presenta una comparativa de las curvas características de una bomba de desplazamiento positivo de potencia y una de accionamiento directo frente a dos curvas resistentes de dos sistemas diferentes. Puede verse que el caudal entregado por ambas sería el mismo para la curva resistente número 1, puesto que esta corta a la curva de capacidad de la bomba de accionamiento en un punto que equivale al mismo caudal que entrega la bomba de potencia. Sin embargo, para la curva resistente número dos, mientras la bomba de potencia sigue entregando el mismo caudal, la bomba de accionamiento directo reduciría el caudal más de dos tercios como muestra el punto de corte de la curva resistente y la curva de capacidad.

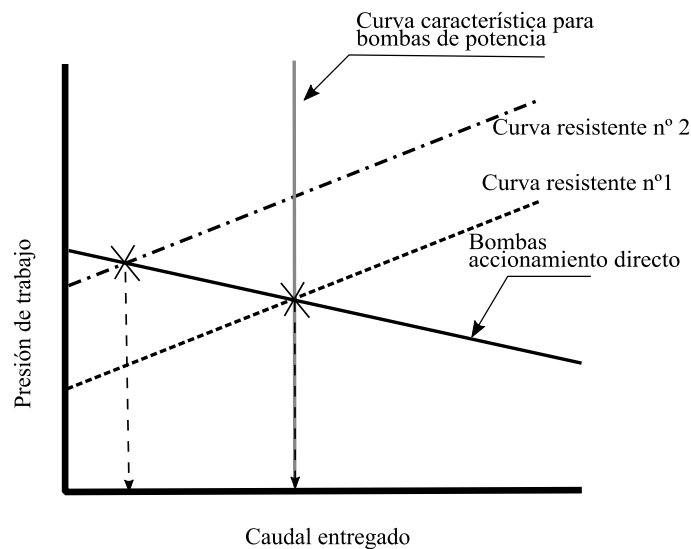


Figura 1.14 - Comparativa de curvas características de bomba de desplazamiento positivo de potencia y de accionamiento directo. Adaptado de Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks [4].

1.4. Bombas de diafragma

Las bombas de diafragma se presentan en la mayoría de los casos como bombas de simple efecto y se configuran tanto como bombas de potencia, a través de un mecanismo de biela-manivela para las bombas de dosificación o árbol de levas para las multi-diafragma, o como bombas de accionamiento directo, generalmente a través de un fluido secundario, ya sea aire comprimido o gas natural. Por razones de longevidad del diafragma, en ocasiones la transmisión del movimiento alternativo se realiza mediante un fluido hidráulico intermedio y la acción de un émbolo sumergido en dicho fluido (Figura 1.15). Habitualmente, la cavidad en la que se encuentra el fluido hidráulico se dota de una válvula de alivio de presión para proteger el diafragma y de una toma para mantener la cámara hidráulica completamente cebada. Estas bombas suelen emplearse en aplicaciones de dosificación para caudales de hasta 20 litros por minuto.

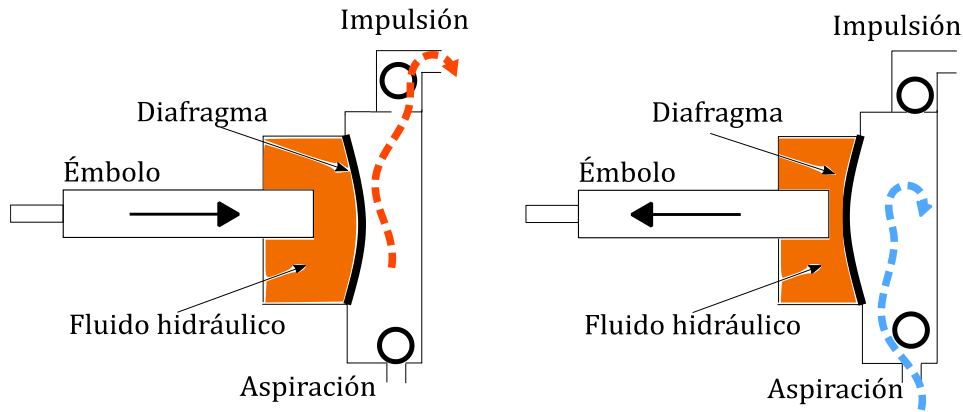


Figura 1.15 - Carreras de impulsión y aspiración en una bomba de diafragma accionada por fluido hidráulico

Otra configuración muy habitual de las bombas de diafragma es aquella en la que dos diafragmas se unen entre sí para lograr un doble efecto, tal y como se muestra en la Figura 1.16. En el esquema de la izquierda, Figura 1.16(a), la membrana de la izquierda se encuentra desplazando fluido hacia la impulsión, toda vez que las válvulas anti-retorno (situadas tal y como requiere el sentido de flujo) impiden el retorno del fluido a la línea de aspiración. Mientras tanto, en la cavidad opuesta, la membrana crea un volumen a la par que la válvula situada en la aspiración permite el paso del fluido hacia la cavidad y la válvula de impulsión impide la recirculación del fluido. Al completarse la carrera, las membranas cambian el sentido de su movimiento y se invierte el trabajo que realiza cada una de ellas durante esta segunda carrera, Figura 1.16(b). La suma de las dos carreras completa un ciclo de trabajo de la bomba que puede considerarse de doble efecto. El flujo producido será pulsante, considerándose el caudal medio desplazado por una membrana en su carrera de impulsión como el caudal promedio de la máquina.

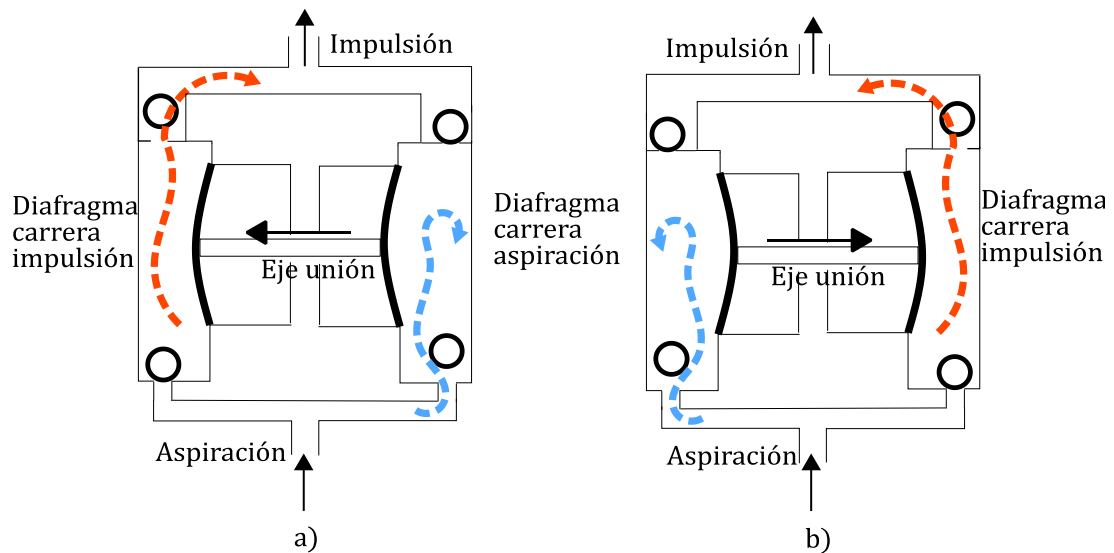


Figura 1.16 - Carreras de impulsión y aspiración en una bomba de doble diafragma

Este tipo de bombas de diafragma son de extendida aplicación debido a su capacidad para trasegar cualquier tipo de fluido en todo tipo de circunstancias. En particular, se emplean con frecuencia en el bombeo de fluidos de media y alta viscosidad, en fluidos con partículas

en suspensión ("slurries"), en aplicaciones con fluidos sensibles a la tensión cortante o en atmósferas potencialmente explosivas, así como en aplicaciones de achique, minería e incluso con bombas sanitarias.

Una importante ventaja que dota a estas bombas de una gran versatilidad es el modo en el que son accionadas, generalmente de manera directa a través de un gas o aire comprimido. En la Figura 1.17 se ilustra la secuencia de operación en este caso. En primer lugar, una válvula direccional controla el flujo para alternar la carga y descarga, desde y para cada una de las cámaras adyacentes al diafragma. Esto resulta en el desplazamiento de la membrana cuya cámara de aire está siendo cargada, accionándose por el diferencial de presión existente entre la presión de aire y la presión en la impulsión de fluido. Al estar las membranas acopladas por un eje central, ambas se mueven siempre en la misma dirección produciendo un funcionamiento alternativo de la bomba. Para el cambio de posición de la válvula se dispone de una válvula piloto que, a través de diferentes mecanismos (mecánico, neumático, electro-neumático o electro-mecánico), detecta el final de la carrera de uno de los diafragmas para así alternar la carga y escape en las cámaras de aire. Este mecanismo, compuesto por la válvula direccional y el pilotaje, dotan del control necesario para convertir una fuente constante de aire a presión en una distribución alternativa de aire comprimido a cada una de las cámaras, pudiendo generarse así el movimiento alternativo de doble efecto.

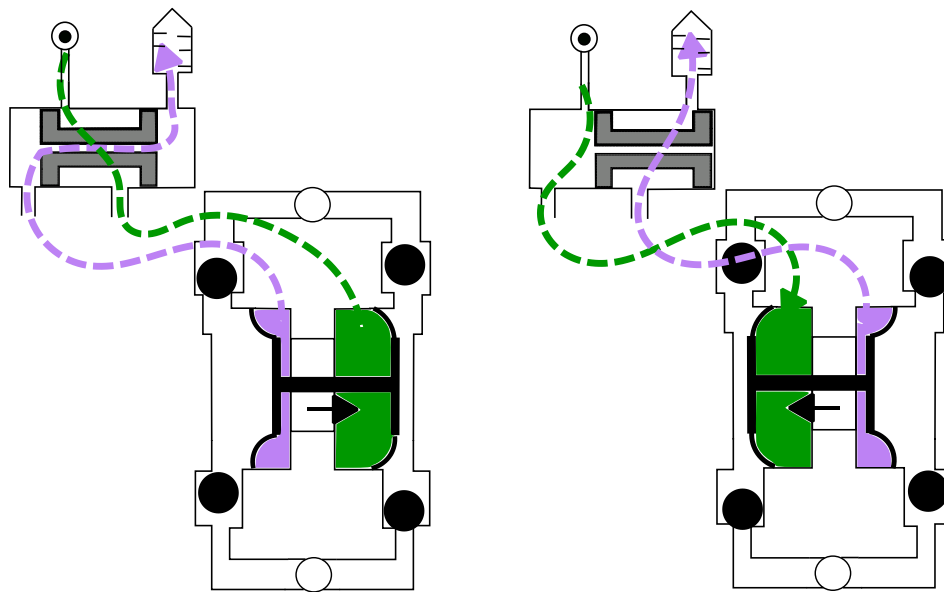


Figura 1.17 - Funcionamiento de la válvula distribuidora para una bomba neumática de doble diafragma.

1.5. Bombas de doble diafragma operadas por aire y con flujo central

Las bombas de doble diafragma operadas por aire (AODDP, del inglés *Air-Operated Double Diaphragm Pump*) se configuran en la mayoría de los casos como bombas de flujo periférico, tal y como muestra la Figura 1.18, que incluye además los principales componentes de cada una de estas bombas.

Un colector (de aspiración) conduce el fluido hacia las cavidades internas, en las que se encuentran inicialmente las válvulas anti-retorno de la aspiración. La cavidad de fluido en

el lado izquierdo, por ejemplo, se genera a través del espacio delimitado entre la propia carcasa y el interior de la membrana en dicha cavidad. A la salida de las cavidades de fluido se encuentran las válvulas anti-retorno de impulsión y, a continuación, el colector de salida que une en una sola conexión la impulsión de ambas cámaras. Esta configuración se denomina de “flujo periférico” debido a que el fluido necesita recorrer la bomba por su exterior desde la aspiración a la impulsión. El motor neumático se encuentra en una posición central, anexo a las membranas, y es el encargado de hacer que se carguen y descarguen alternativamente las dos cavidades con el aire comprimido que actúa sobre la membrana.

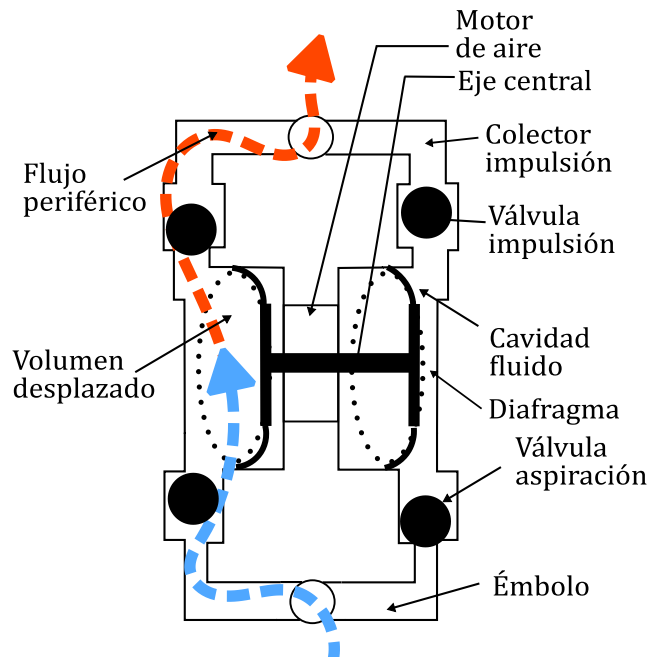


Figura 1.18 - Funcionamiento de la válvula distribuidora para una bomba neumática de doble diafragma.

Las variantes de este diseño son múltiples debido a distintas consideraciones funcionales y constructivas, pero la característica de un flujo periférico que rodea al motor neumático es común a todas ellas. En cualquier caso, el diseño de bomba más extendido dentro de la familia de bombas de diafragma, se corresponde a una configuración como la mostrada en la Figura 1.19, donde se recogen las secciones transversales de las bombas de dos de los fabricantes más importantes de este tipo de máquinas. En este tipo de configuración general se destacan las “válvulas de bola” como elemento anti retorno. Estas válvulas, generalmente guiadas por unas “jaulas”, realizan un cierre en forma radial entre la válvula y el asiento para lograr un cierre estanco. El empleo de este tipo de diseño genérico para bombas de diafragma es debido a su simplicidad de diseño (incluyen únicamente una bola y un asiento), su facilidad de fabricación en diferentes materiales, (plásticos, metales, elastómeros) y a su capacidad para tolerar sólidos en suspensión de hasta 13 milímetros (para bombas pequeñas con desplazamientos de 5 litros por embolada) y que presenten un contenido máximo de 40% de concentración en volumen [3].

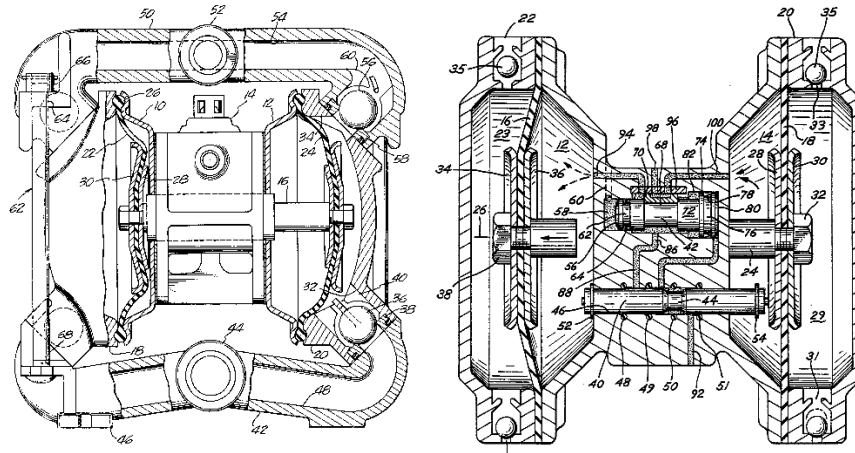


Figura 1.19 - A la izquierda bomba de doble diafragma del fabricante Wilden de Dover Corporation [7], a la derecha bomba Aro de Ingersoll Rand [8].

Otra segunda configuración, aunque menos habitual que en el caso anterior, es el de las bombas de doble diafragma para flujo central. En ellas el motor de aire se extrae de la parte central de la bomba para colocar en su lugar las cavidades de fluido y las válvulas anti-retorno, así como los colectores en algunos diseños (Figura 1.20). Este diseño de flujo central tiene unas importantes ventajas constructivas, entre las que destacan la compacidad de la máquina (importante eliminación de espacios muertos al retirar de la zona central el motor de aire) o la drástica disminución de las pérdidas de carga a través de los colectores, ya que no es necesario que el flujo tenga que rodear toda la periferia de la bomba.

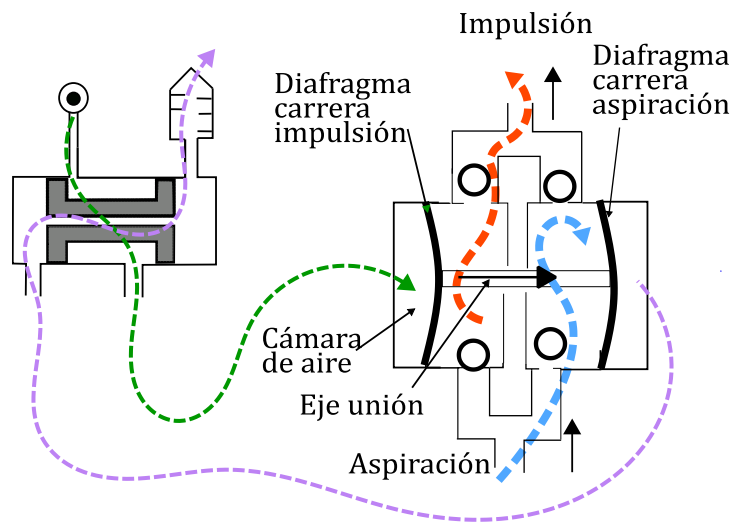


Figura 1.20 – Esquema de bomba de flujo central y doble diafragma.

En todo caso, la principal ventaja de este sistema de flujo central es la manera en la que las membranas trabajan solidariamente. Así, en la Figura 1.21 se muestran dos bombas de membrana, una de flujo periférico con motor de aire central (izqda) y una de flujo central con motor de aire exterior (dcha), en un instante del ciclo en que ambas máquinas están desplazando las membranas hacia la derecha. En el caso de la bomba de flujo periférico, la membrana motriz de la derecha (la que está siendo desplazada por el flujo entrante de aire comprimido –líneas azules) está arrastrando la otra membrana, de manera que es imprescindible que ambas membranas estén solidariamente unidas al eje interior. Por el

contrario, en la bomba de flujo central, la membrana que se encuentra desplazando el fluido a bombear empuja al eje central, el cual acciona a su vez a la otra membrana, produciéndose así la carrera de aspiración. Esta pequeña diferencia libera a las membranas de los esfuerzos no axiales derivados de un llenado progresivo de la cavidad de aire, lo cual las hace más longevas, mejorando sustancialmente la vida útil de este tipo de máquinas.

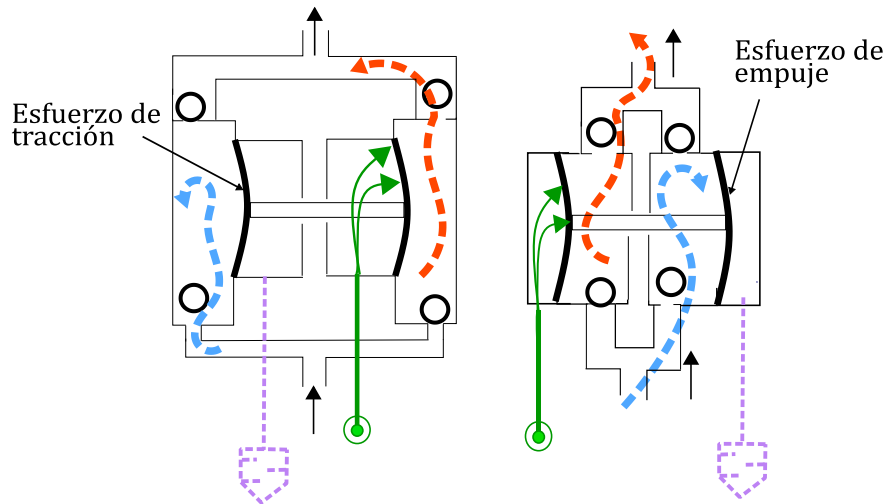


Figura 1.21 - Trasmisión de esfuerzos entre membranas para bombas de doble diafragma de flujo periférico (izquierda) y de flujo central (derecha).

1.6. Motivación

Samoa Industrial S.A. es una empresa con más de 50 años de experiencia en la fabricación de equipamiento para lubricación y sistemas de bombeo. Prácticamente toda su gama de productos es íntegramente diseñada y fabricada en las propias instalaciones de las que dispone la empresa con sede en Gijón (Asturias). Ésta abarca desde engrasadores y equipos manuales a bombas neumáticas o sistemas de gestión electrónicos para la dosificación y control de fluidos en el mercado de la lubricación. Gracias a su red de distribución y ventas, estos productos están presentes en más de 100 países a lo largo de los cinco continentes.

Durante los últimos 30 años, la empresa ha desarrollado la tecnología necesaria para la fabricación de bombas neumáticas de pistón que, junto con la incorporación al grupo de nuevas empresas y su "know-how" tecnológico, han hecho que la marca Samoa se convierta en un referente en bombas alternativas de pistón para fluidos lubricantes (aceites y grasas). No en vano, la empresa es a día de hoy uno de los principales fabricantes en el mercado para el trasiego de estos fluidos.

Desde 1985, Samoa incorpora a su gama de productos bombas de doble diafragma y flujo periférico clásico a través de una colaboración con otro fabricante de bombas neumáticas. Estas bombas se han empleado para satisfacer la demanda de un equipo destinado al trasvase de fluidos con viscosidades medias o bajas, con presencia de partículas en suspensión y posibilidad de trabajo en vacío por largos periodos de tiempo. Frente a las bombas de pistón, más adecuadas para altas presiones de trabajo y fluidos de alta viscosidad, estas presentan ratios de presión menores, lo que les otorga un mayor desplazamiento por embolada para un tamaño equivalente de máquina y las hace preferibles cuando es necesario trasegar mayores caudales con fluidos de baja o media viscosidad. Además, la inexistencia de sellos dinámicos para la estanqueidad y amplios

huelgos les confiere una importante ventaja a la hora de trabajar con sólidos en suspensión y en aplicaciones en las que la bomba puede trabajar en vacío.

En el año 2010 se produce una apertura a nuevos mercados a través de una nueva división de productos orientados a otros sectores de la industria. Entre estos nuevos productos se encuentran una nueva gama de bombas de pistón con diseños especiales para el trasiego de tintas y una novedosa gama de bombas de diafragma de flujo central y válvula neumática pivotante. Estas últimas, a diferencia de las anteriores y de aquellas empleadas para el trasvase de fluidos de lubricación, se orientan para el trasiego y dosificación de todo tipo de fluidos (tintas, disolventes, productos químicos industriales, fertilizantes, cosmética, etc.).

Estas nuevas bombas de diafragma y flujo central, cuyas principales características han sido introducidas en 1.5 y serán extendidas en el Capítulo 4, surgen del desarrollo de dos patentes adquiridas en 2005 (Bahrton S. 2001 y 2002 [9][10]). En la primera de ellas se presenta una configuración de bomba de flujo central con válvulas de clapeta y resorte en eje central de conexión de diafragmas y que reivindica un funcionamiento con menores pulsaciones (Figura 1.22). En la segunda (Figura 1.23) se presenta una válvula direccional pivotante con la que se reivindican: una reducción notable de la pulsación, hasta un 20% de la desarrollada con una válvula convencional de corredera, un bajo nivel de ruido y una mayor eficiencia, especialmente a bajas presiones de accionamiento. Estas ventajas derivan del funcionamiento sin fricción de la válvula y la alta velocidad de cambio entre sus dos posiciones. Además, la simplicidad del dispositivo presentado aporta otras ventajas, como la disminución del coste de fabricación o una extensión de la vida útil de la válvula pues, a diferencia de las válvulas de aire convencionales, esta presenta un menor desgaste al no emplear juntas dinámicas para la estanqueidad.

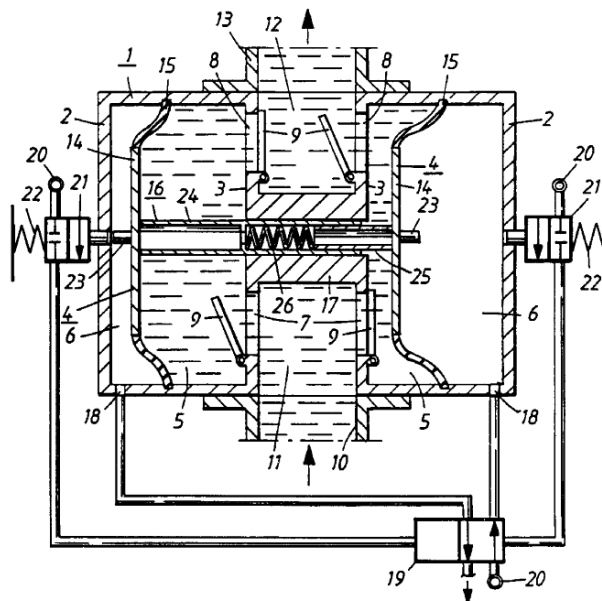


Figura 1.22 – Patente para bomba de flujo central con válvulas de clapeta y resorte en eje central.
Fuente: Bahrton, S. 2001 [9].

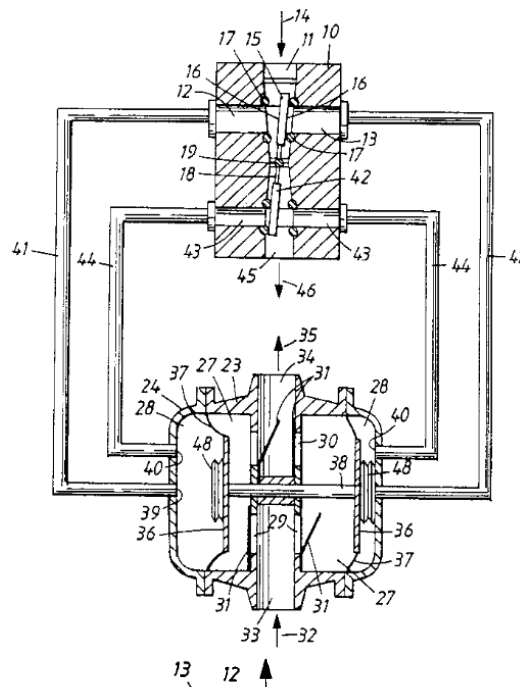


Figura 1.23 – Patente para bomba de flujo central con válvulas de clapeta y resorte en eje central.
Fuente: Bahrton, S. 2002 [10].

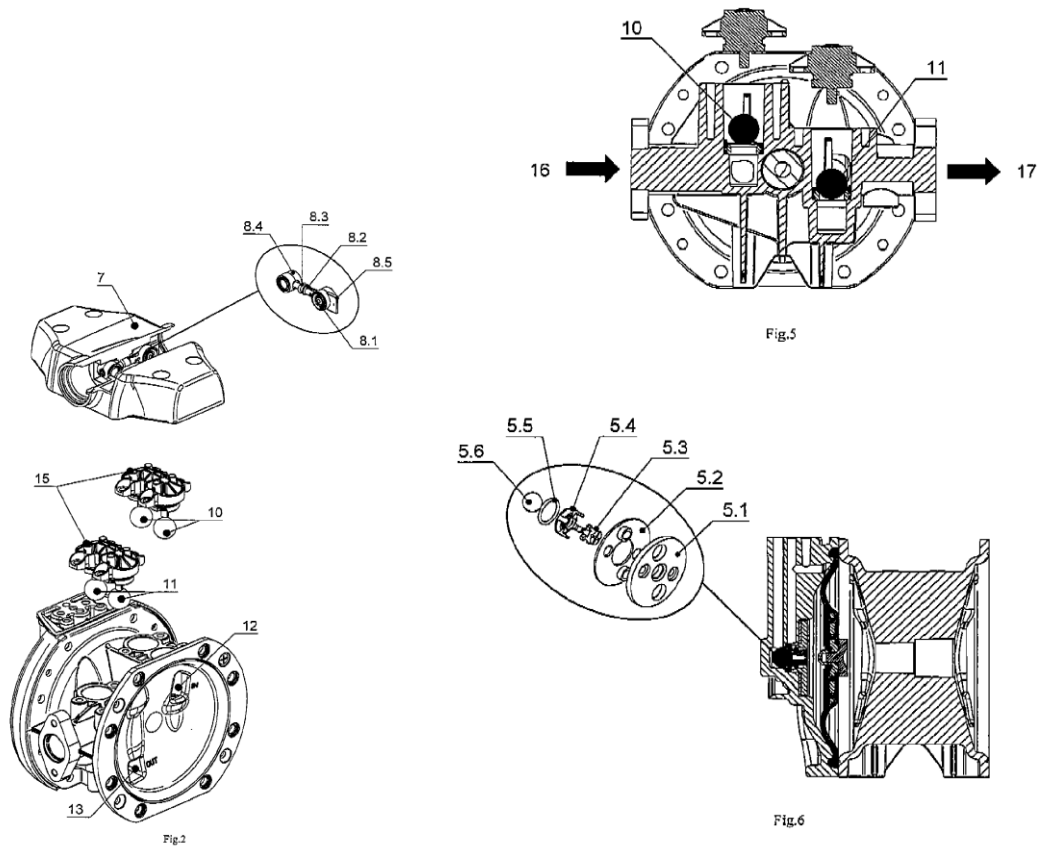


Figura 1.24 – Patente para bomba de flujo central Directflo con válvulas de bola y eje central flotante.
Fuente: González-Moratíel, A. 2013 [11].

El desarrollo de ambas patentes se realiza en el periodo comprendido entre 2005 y 2010 resultando en la arquitectura recogida en una nueva patente en la que se reivindican las nuevas características incorporadas a las anteriores patentes (González-Moratiel, A. 2013 [11]). La bomba resultante elimina el empleo de resorte en el eje central de unión de diafragmas e incorpora nuevas válvulas anti retorno esféricas en sustitución de las de clapeta, junto con una disposición de las mismas en torno al datum de la bomba, con lo que se consigue reducir aún más las pérdidas de carga. Además, se incorpora a esta patente la utilización de un diafragma compuesto por un elastómero termoestable vulcanizado sobre un refuerzo textil de poliamida e inserto rígido embebido, al que se le adhiere una película de material inerte a la presencia de todo tipo de fluidos. La bomba resultante consigue reproducir los caudales de una bomba con el mismo paso nominal de fluido, con un tamaño muy reducido al no disponer de colectores de fluido y una vida útil mucho más prolongada por el empleo de la válvula pivotante y diafragmas compuestos. Además, esta bomba presenta un menor consumo de aire y por lo tanto, una eficiencia energética superior al resto de las bombas presentes en el mercado.

Durante los últimos años la empresa ha continuado con el desarrollo de estas bombas, incorporando nuevos materiales para los componentes en contacto con el fluido, generando nuevos diseños para los componentes de desgaste y creando nuevas tallas de bomba (nuevos pasos nominales) con el objetivo de completar la gama de producto.

Este proceso ha sido posible gracias a la creación de un Laboratorio preparado para el ensayo de máquinas de fluidos y la adquisición de nuevas máquinas de control numérico que junto con los programas CAD-CAM, para la generación de prototipos mecanizados (CAM) a partir de diseños (CAD), han permitido aumentar la productividad en el desarrollo de los mismos. Además, las mejoras producidas en la fabricación aditiva permiten la incorporación de componentes realizados con esta tecnología a los ensayos, lo que agiliza aún más el proceso.

Este aumento de la capacidad de generación de prototipos puede combinarse con técnicas numéricas para reproducir la física de los fluidos y su interacción con los componentes de la máquina en una etapa previa a la ceración del prototipo. Este tipo de técnicas, que se presentarán en el Capítulo 5 bajo el acrónimo de CFD (*Computational Fluid Dynamics*), han alcanzado a través de los códigos comerciales un gran desarrollo, permitiendo realizar en poco tiempo y de manera relativamente sencilla modelos con los que simular flujos, incluso aquellos no estacionarios.

Sin embargo, la simulación de una máquina de desplazamiento positivo alternativa completa, en el que el flujo sea el resultado del movimiento de una geometría (diafragma) y las válvulas se muevan como respuesta a dicho flujo, requiere de modelos adicionales y de su correcta implementación. En este sentido es necesario, por ejemplo, un código propio para generar el movimiento de los contornos móviles. También plantea una dificultad añadida la representación espacial del dominio simulado, ya que los contornos son cambiantes en el tiempo. Esto requiere un tratamiento especial de la geometría base y en el proceso de mallado para adecuarse a las necesidades de los modelos dinámicos necesarios para este tipo de problemas. La dinámica de aquellos componentes cuyo movimiento deriva de su interacción con el flujo ha de ser modelizada a través de un código propio que calcule los desplazamientos de manera acoplada a la resolución de la física del flujo que realiza el software empleado.

El objetivo de esta investigación es lograr generar un modelo numérico capaz de reproducir de manera completa el funcionamiento de una bomba de doble diafragma. El modelo

resultante se empleará para reproducir los puntos de funcionamiento con los que se construyen las curvas de capacidad de la bomba, lo que servirá para su validación. Las curvas reales se obtendrán mediante una batería de ensayos en los que se miden y monitorizan diferentes variables del flujo y parámetros de operación de la bomba investigada.

Este modelo permitirá estudiar, para cada uno de los puntos de funcionamiento, las características del flujo y la dinámica de los componentes sujetos a movimiento como resultado de su interacción con éste, todos ellos fenómenos hasta ahora desconocidos por el fabricante ya que se desarrollan en el interior de la máquina.

El modelo resultante debe permitir establecer una metodología con la que generar nuevos modelos que se aproximen aún más al modelo real o para futuros trabajos en los que estudiar la respuesta de la máquina ante la variación de distintos aspectos involucrados en su funcionamiento: diseño y desplazamientos máximos permitidos en las válvulas, diseño y desplazamientos máximos del diafragma, geometrías de pasos de fluido e incluso fluidos con distintas propiedades reológicas.

Capítulo 2.

Estudio de máquinas alternativas de desplazamiento positivo

2.1. Generalidades.

En las últimas décadas, los avances producidos en el diseño de las bombas centrífugas y el abaratamiento en el coste de sus componentes, han hecho que esta tecnología de bombeo se haya impuesto en el mercado a la de las bombas de desplazamiento positivo. Así, el uso de estas últimas se ha reducido a aplicaciones en las que sólo las bombas de desplazamiento pueden dar una respuesta adecuada al problema: por ejemplo, en requerimientos de caudal constante, o en situaciones con fluidos de alta viscosidad y/o altas presiones de trabajo. Esta tendencia ha repercutido también en la investigación, que ha sido intensa para las bombas centrífugas dejando a un lado el estudio de las bombas de desplazamiento positivo.

A la falta de estudios sobre este tipo de bombas, debe sumarse la multitud de variantes de diseño (expuestos en el Capítulo 1) ya que, aunque todas responden al mismo principio de desplazamiento volumétrico, el estudio de cada bomba depende definitivamente de sus particularidades geométricas. Por ejemplo, las condiciones de trabajo en una bomba de desplazamiento positivo rotativa serán completamente diferentes a las existentes en una alternativa. Del mismo modo, dentro de las alternativas, una bomba de pistón múltiple y accionamiento directo diferirá del comportamiento de una de doble diafragma operada por aire.

Concretamente, en la investigación de las bombas del doble diafragma operadas por aire, objeto de estudio para esta tesis, no es posible encontrar referencias a este tipo de máquinas en la bibliografía científica. Por esta razón, se ha recurrido a otras líneas de investigación que, de manera transversal, tratan fenómenos con similitudes a las problemáticas encontradas para el desarrollo de este trabajo. En este sentido, la línea de investigación de mayor relevancia es el estudio de las bombas de émbolo, cuyo principio de funcionamiento tiene gran similitud al de las bombas de diafragma a pesar de su diferente ámbito de aplicación.

Una bomba de émbolo de desplazamiento positivo, como la representada en la Figura 2.1, consta de varias cavidades independientes, limitadas por válvulas anti retorno que son activadas por resortes que direccionan el flujo y conectan las cavidades con los colectores de aspiración e impulsión. Típicamente, la configuración más habitual es la denominada como "TRIPLEX" que consta de tres cavidades, tal y como se muestra en la figura. En cada una de las cavidades se encuentra un émbolo al que le es conferido un movimiento alternativo a través de un mecanismo de tipo biela-manivela conectado a un elemento motor. El movimiento alternativo puede descomponerse en (i) una carrera de aspiración, cuando el émbolo sale de la cavidad generando un volumen que es ocupado por fluido, y en (ii) una carrera de impulsión en la que se desplaza el volumen generado, consiguiendo la entrega de caudal. La configuración de varios émbolos tiene como objetivo conseguir un caudal lo más constante posible puesto que, al disponerse cada uno de ellos en diferente

fase dentro de su ciclo de trabajo, se consigue que la bomba siga entregando caudal aunque alguna de las cavidades se encuentre en fase de aspiración de fluido.

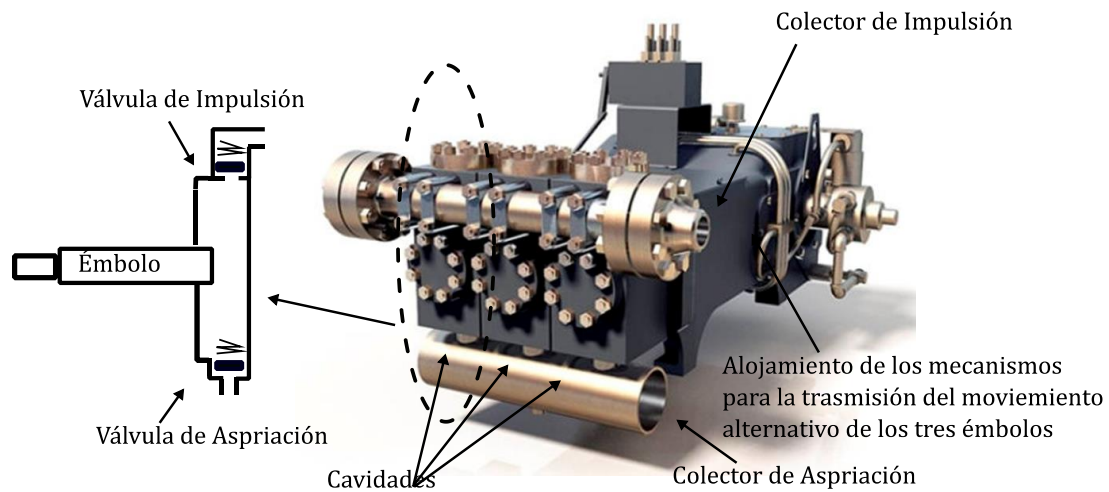


Figura 2.1 - Esquema (izqda) y renderizado (dcha) de una bomba de émbolo "Triplex" TEE series de Gardner Denver, empleada para fluidos de perforación, con una presión máxima de trabajo de 10000 psi y un caudal máximo de salida de 245 gpm.

Para este tipo de bombas se encuentran disponibles varias referencias en la literatura científica con estudios, tanto experimentales como numéricos, donde los autores han encaminado sus esfuerzos en profundizar en el conocimiento del fenómeno de la cavitación y sus efectos en los componentes de estas bombas.

También sirven de fuente para la consulta los estudios numéricos llevados a cabo para reproducir el comportamiento de válvulas de distinta índole (alivio de presión o anti-retorno). Su importancia radica en el estudio de la dinámica de la apertura y cierre de las mismas, que guarda gran similitud con el de las válvulas existentes en las bombas alternativas de desplazamiento positivo.

Otra de las líneas de investigación explorada es el estudio numérico de la caída libre de objetos en un medio fluido, situación en la que se produce un importante acoplamiento entre la dinámica del sólido rígido y la resolución del campo de presiones y velocidades en el medio en el que están inmersos estos sólidos. De una manera similar, el modelado de la dinámica de las válvulas en una bomba de diafragma (mediante bolas en las que se carece de un resorte mecánico) evidencia un fuerte acoplamiento entre la resolución del dominio fluido y el movimiento de las bolas, que además están fabricadas en materiales con una densidad muy próxima a la del fluido [12].

Respecto a las diferentes metodologías empleadas en la investigación de bombas de émbolo, es posible encontrar en la bibliografía (i) estudios experimentales, ya sea a través de ensayos normalizados o diseñados ad hoc para investigar fenómenos concretos, (ii) modelos analíticos unidimensionales desarrollados para la simulación dinámica de la bomba y su interacción con las líneas de conexión, y más recientemente, gracias al desarrollo de códigos comerciales y de más potencia de cálculo, (iii) modelos numéricos con discretización espacial, empleando software avanzado de simulación de flujos (CFD), para resolver el comportamiento del flujo en el interior de la máquina.

2.2. Estudios experimentales

Tradicionalmente, la experimentación es la primera metodología a la que se acude para dar respuesta a la necesidad de conocer las prestaciones globales de estas máquinas. Los fabricantes recurren a los estándares, como los definidos por el Hydraulic Institute, donde además de la nomenclatura y parámetros geométricos característicos de estas bombas [13], se recogen procedimientos de ensayo para la obtención de parámetros fundamentales y curvas de trabajo.

Lógicamente, estos ensayos no profundizan en los posibles fenómenos internos derivados del comportamiento dinámico de sus componentes y de las características de flujo generado en su interior. Prueba de ello es la forma en la que se ensayan estas máquinas para determinar su NPSHr (Presión neta positiva requerida en la aspiración), para los diferentes caudales de trabajo. El *Hydraulic Institute*, a través de la norma para ensayos de bombas operadas por aire [14], propone un ensayo en el que el valor del NPSHr se obtiene descendiendo la presión neta en la aspiración hasta lograr un valor de la misma en el que la bomba pierde un 3 por ciento de eficiencia volumétrica con respecto a las condiciones normales de operación. Esta simplificación implica que el NPSHr sólo depende de la pérdida de carga que se genera en la aspiración de la bomba, válvulas y cavidad, a un caudal medio de entrega de la cavidad para cada condición de trabajo. Sin embargo, debido a la aceleración del flujo en la aspiración (desde una velocidad inicial nula hasta la velocidad máxima en cada llenado de la cavidad), el rendimiento volumétrico de estas máquinas, cerca de su NPSHr, dependerá de la interacción de la línea de aspiración aguas arriba con las características tanto del fluido como del flujo pulsante generado por la bomba Singh y Able [15].

Aunque este tipo experimentación básica da una respuesta limitada al conocimiento de la máquina, los resultados son de vital importancia para generar documentación de catálogo para la venta o post venta de este tipo de máquinas, donde es necesario mostrar las capacidades, condiciones de trabajo y las posibles limitaciones de su funcionamiento (Figura 2.2).

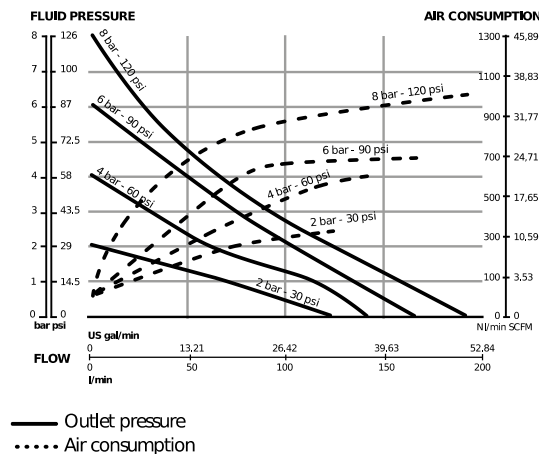


Figura 2.2 - Curvas de capacidad y consumo de aire para una bomba de doble diafragma de flujo central. Catálogo general bombas Directflo Samoa Industrial.

Para avanzar en el conocimiento detallado de lo que ocurre en el interior se debe recurrir a ensayos específicos donde, a través de cámaras de alta velocidad, transductores de presión y otros elementos de análisis y medida, se investiguen los fenómenos deseados.

En el caso de las bombas de émbolo (las bombas de desplazamiento más estudiadas), su característica principal es la entrega de caudal constante y la posibilidad de generar altas presiones, lo cual las ha hecho idóneas para aplicaciones en las que ha de inyectarse un fluido a alta presión, por ejemplo, para el bombeo de fluido de perforación en pozos petrolíferos. Además, las válvulas de estas bombas, generalmente inmersas en fluidos con partículas en suspensión, (*slurries*), son sometidas en cada ciclo a los esfuerzos derivados del cierre y apertura en tales condiciones, a lo que ha de sumarse los efectos negativos de la cavitación y sus efectos erosivos sobre las mismas.

Son pocos los autores que han centrado sus estudios en la experimentación con bombas de émbolo. La mayoría de ensayos realizados en la bibliografía han estado orientados a la validación experimental de los modelos numéricos desarrollados para predecir el comportamiento de estas bombas. Sin embargo, en la línea de estudiar experimentalmente las limitaciones expuestas con anterioridad, Edge et al. [16] y, posteriormente, Opitz and Schlücker [17], han empleado cámaras de alta velocidad para estudiar la cavitación producida en las válvulas bajo condiciones reales de trabajo. En estos trabajos se han podido recoger los fenómenos de creación y colapso de las burbujas bajo diferentes condiciones de cavitación existentes durante el ciclo de trabajo de una de estas bombas (Figura 2.3): cavitación incipiente (aquella que ocurre por los picos de presión al comienzo de la carrera de aspiración y, por tanto, por la expansión del fluido), parcial (la resultante del colapso de estas burbujas todavía en la carrera de aspiración) y cavitación completa (la que sucede cuando comienza la carrera de impulsión y las burbujas colapsan debido al aumento súbito de presión).

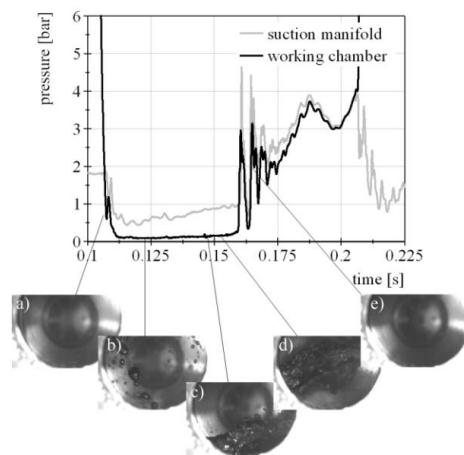


Figura 2.3 - Evolución de la presión en la cavidad y línea de aspiración en bomba de émbolo durante la carrera de aspiración. a) Las sobrepresiones evitan la aparición de cavitación incipiente; b) Aparición de burbujas (cavitación incipiente); c,d) evolución de las burbujas en la cavidad y e) desaparición de cavitación por aumento de presión en la cámara. Fuente: Opitz and Schlücker [17].

Recientemente, Pei et al. [18], han propuesto una metodología experimental para una bomba de émbolo con válvulas de disco y de aplicación en la perforación petrolífera. Han recurrido a sensores para la monitorización, en tiempo real, de la aceleración, velocidad y desplazamiento de las válvulas. De esta forma, han definido una metodología para el estudio de estos diseños, con el objeto de evaluar los mecanismos de fallo de las válvulas de estas bombas.

2.3. Modelos analíticos unidimensionales

Prácticamente en todos los modelos contemplados, salvo en el de Lee et al. (citado posteriormente), se modela una bomba de accionamiento directo con un solo émbolo para el desplazamiento del fluido y dos válvulas anti retorno para el control del sentido del flujo (ver Figura 2.4). En todos los casos, el émbolo que desplaza el fluido es accionado por un mecanismo de biela-manivela, donde la manivela gira a una velocidad prefijada ω constante y las válvulas incorporan resortes en un estado de pretensión fijado para el control de la dinámica de la válvula. Si bien las válvulas estudiadas pueden tener diferentes diseños y geometrías (planas, cónicas, ovales, etc), las leyes que rigen su dinámica son similares. La válvula de aspiración se abre o cierra en función de la diferencia de presiones entre la cavidad y la aspiración de la bomba, mientras que la válvula de impulsión responde a la diferencia de presiones entre la cavidad y la línea de impulsión. En la Figura 2.4 se muestra de manera esquemática una de estas bombas con sus principales componentes.

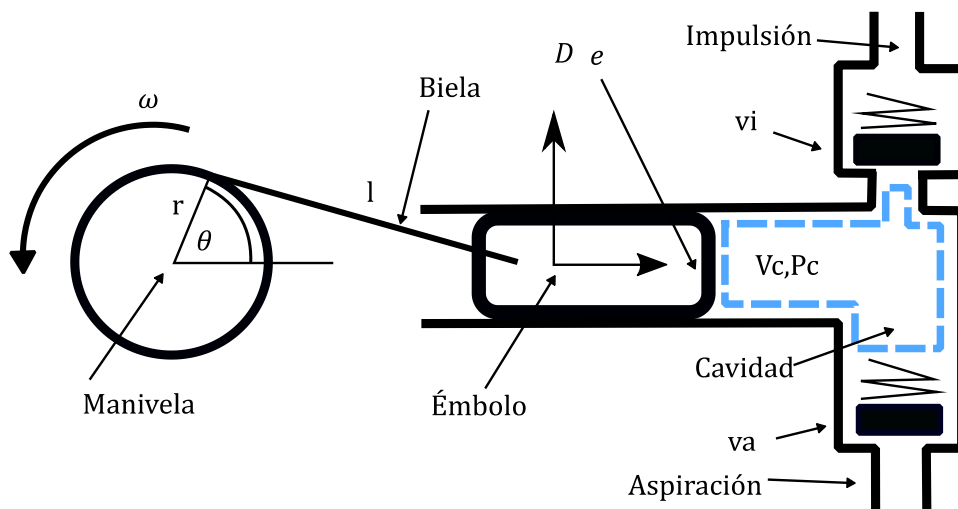


Figura 2.4 - Bomba de émbolo de accionamiento directo.

En uno de los primeros modelos numéricos unidimensionales para bombas de desplazamiento positivo, Edge et al. [19], proponen un modelo numérico para una bomba alternativa de accionamiento directo a través de mecanismo de biela manivela, con el que estudian los efectos de las modificaciones en el diseño original de dicha máquina. Este modelo predice el flujo en la cavidad del desplazamiento e incorpora la dinámica de las válvulas debido a la importancia de las mismas en el ciclo de trabajo de estas bombas. La correcta modelización del flujo a través de las válvulas y las fuerzas involucradas en su dinámica se revelan como parte fundamental a implementar en este tipo de modelos.

Más adelante, Singh y Madavan [20], adaptan el trabajo realizado por el propio Singh [21], para un compresor alternativo, presentando un modelo junto con las aplicaciones del mismo. En este caso, el objetivo de los autores es analizar y simular una instalación completa con un modelo desarrollado para una bomba alternativa de accionamiento directo.

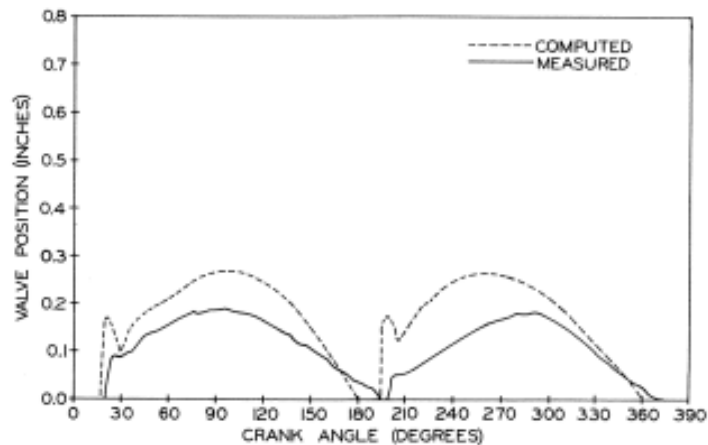


Figura 2.5 - Comparativa de la evolución del grado de apertura de las válvulas frente a la posición de la biela durante un ciclo completo (0-360°) en una bomba de émbolo horizontal triplex para slurries. Fuente: Singh y Madavan [20].

Vetter et al. [22], profundizan en el estudio de la dinámica de las válvulas en bombas alternativas de dosificación con émbolo y proponen un modelo válido sólo con fluidos newtonianos. Además, estudian de manera experimental los coeficientes de resistencia y fuerzas necesarios para el cálculo de las fuerzas sobre la válvula (se detalla más adelante en el punto 3.3). El objetivo de su modelo es poder calcular las pérdidas de carga a través de diferentes diseños de válvula así como simular la dinámica para lograr disminuir al máximo los retrasos de cierre de válvulas, retrasos que resultan en fugas internas del fluido y por tanto en una pérdida de desplazamiento efectivo o rendimiento volumétrico

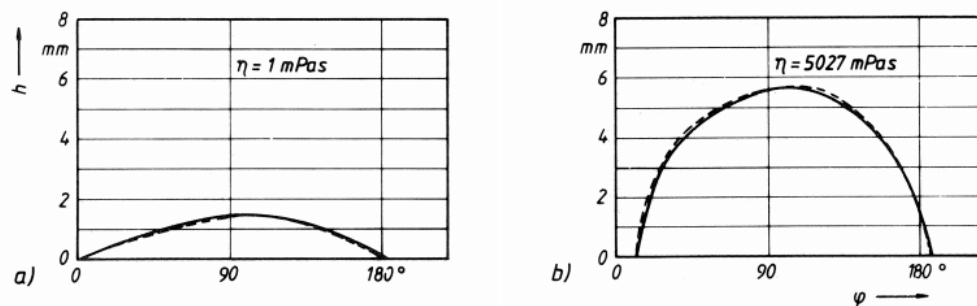


Figura 2.6 - Comparativa de la evolución del grado de apertura de las válvulas frente a la posición de la biela durante la embolada de aspiración (0-180°). Bomba de émbolo con válvulas planas de 32mm y accionadas mediante resorte. Resultados mostrados para dos fluidos de distinta viscosidad: a) viscosidad dinámica de 1 mPas, y b) viscosidad dinámica de 5027 mPas. Resultados calculados (línea continua), resultados experimentales (línea a trazos). Fuente: Vetter et al. [22].

Johnston [23], propone un nuevo modelo al que incorpora los efectos de la cavitación en el cálculo del flujo a través de las válvulas apoyándose en trabajos experimentales propios. Los resultados de las simulaciones muestran una buena correlación con los resultados experimentales, sobre todo para predecir la velocidad de apertura y cierre de válvulas. Sin embargo su modelo presenta limitaciones al considerar la presión en la línea de aspiración de la bomba como constante por lo que propone desarrollar un modelo más complejo que recoja las interacciones entre las líneas de conexión y la propia bomba.

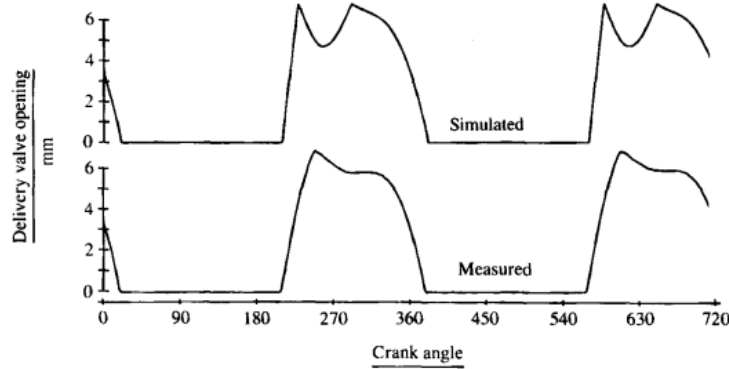


Figura 2.7 - Comparativa de la evolución del grado de apertura de las válvulas frente a la posición de la biela durante dos ciclos completos de trabajo (0-720°). Bomba de émbolo con válvulas planas y accionadas mediante resorte. Resultados de las simulaciones (superior), resultados experimentales (inferior). Fuente: Johnston [23].

Shu et al. [24], incorporan al modelo de Johnston las líneas de conexión a la bomba y añaden un modelo para el colector de entrada (cavidad adyacente aguas arriba de las válvulas de aspiración), con lo que tiene en cuenta la existencia de bolsas de aire en esta zona que pueden provocar pérdidas de rendimiento volumétrico.

Recientemente, Lee et al. [25], han presentado un modelo para una bomba alternativa de tres cilindros “Triplex” ampliando el ámbito de aplicación de estos modelos a máquinas de más de una cavidad. Hasta este nuevo modelo, las máquinas habían sido simplificadas a una sola de sus cavidades, obviando la interacción del flujo entre las diferentes cavidades de bombeo que pueden tener estas máquinas.

A continuación, se recogen las ecuaciones que rigen el funcionamiento de una bomba alternativa de desplazamiento positivo, particularizándose para una bomba de émbolo de simple efecto gobernada por un elemento motor.

2.3.1. Desplazamiento de fluido

En un mecanismo de biela manivela conectado a una superficie móvil como el mostrado en la Figura 2.8, en el que se considera como instante inicial aquél en el que el ángulo θ formado entre biela y manivela es igual a cero – de aquí en adelante PMS (Punto Muerto Superior) –, la distancia recorrida por esa superficie por unidad de tiempo se calcula como:

$$x(t) = (r + l) - r \cos \theta(t) - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta(t)} \quad (2.1)$$

Donde r y l representan el radio de la manivela y la longitud de la biela respectivamente. Si la superficie es el extremo de un émbolo cilíndrico de diámetro D_e entonces el volumen desplazado desde el PMS será:

$$V_d(t) = \frac{\pi D_e^2}{4} \left[(r + l) - r \cos \theta(t) - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta(t)} \right] \quad (2.2)$$

Además, en una bomba alternativa, cuando el elemento móvil que crea el volumen desplazado se encuentra en su PMS ($\theta = 0$), existe una cavidad mínima e inalterada en el ciclo de la bomba definida por el espacio entre las válvulas anti-retorno, el émbolo y la geometría de la cavidad. Llamando al volumen de esa cavidad como V_{PMS} , el volumen instantáneo en la cavidad de la bomba puede definirse como:

$$V_C = V_{PMS} + \frac{\pi D_e^2}{4} \left[(r + l) - r \cos \theta(t) - \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 \theta(t)} \right] \quad (2.3)$$

Considerando que la manivela gira con una velocidad angular ω constante, la velocidad lineal del émbolo $v_x(t)$ será entonces:

$$v_x(t) = \frac{dx(t)}{dt} = \omega r \sin(\omega t) \left(1 + \frac{r \cos(\omega t)}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(\omega t)}} \right) \quad (2.4)$$

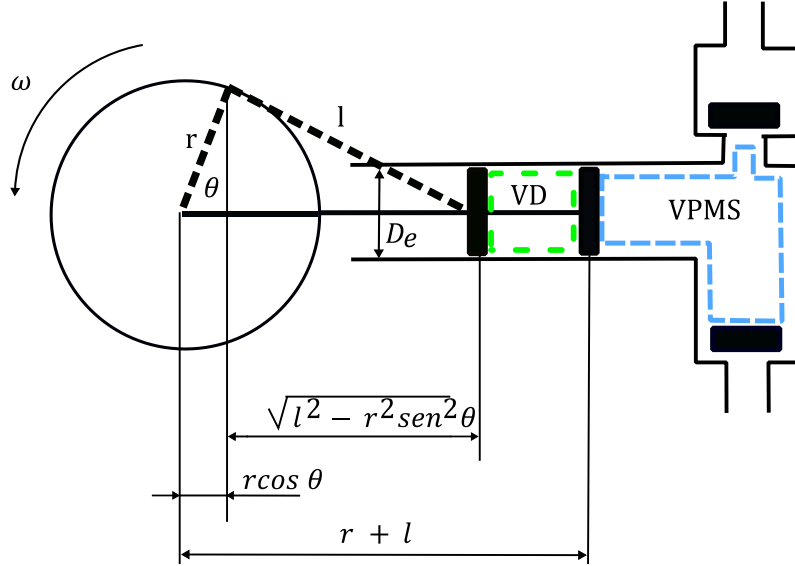


Figura 2.8 - Relaciones geométricas para el cálculo del volumen desplazado en una bomba de émbolo con mecanismo biela-manivela.

Por tanto, si se plantea un modelo ideal en el que se asuma que las válvulas se abren o cierran instantáneamente, el caudal a través de las válvulas estaría solamente gobernado por el movimiento del émbolo, siendo éste:

$$v_x(t) = \frac{dx(t)}{dt} = \omega r \sin(\omega t) \left(1 + \frac{r \cos(\omega t)}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(\omega t)}} \right) \quad (2.5)$$

$$\frac{dV_C}{dt} = 0 \text{ si } P_C < P_i \quad (2.6)$$

Donde P_C es la presión generada en la cavidad y P_i la presión en la línea de impulsión.

En la Figura 2.9 y Figura 2.10, se muestra la comparativa entre el caudal real que circula por las válvulas de una de estas bombas y el estimado por el modelo ideal. Evidentemente, en el modelo simplificado no quedan reflejadas las sobrepresiones y oscilaciones derivadas del instante de apertura y cierre de las válvulas, así como las recirculaciones de fluido producidas durante los retrasos de cierre de las válvulas.

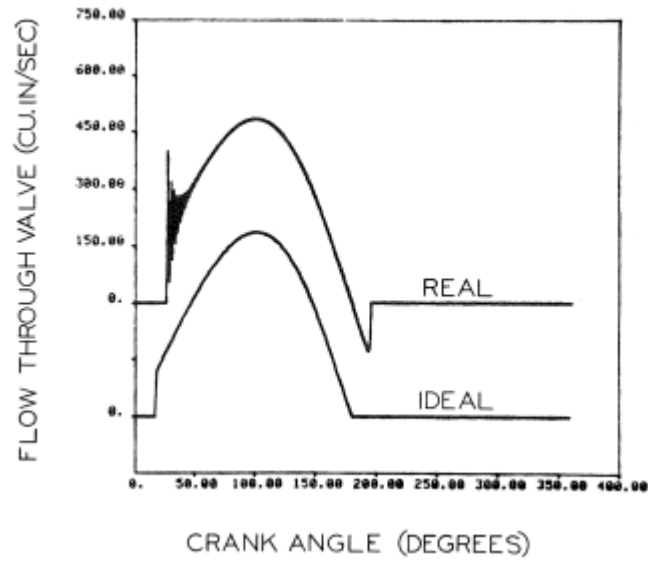


Figura 2.9 - Comparativa temporal del caudal real e ideal a través de la válvula de descarga en el modelo de Singh y Madavan [20].

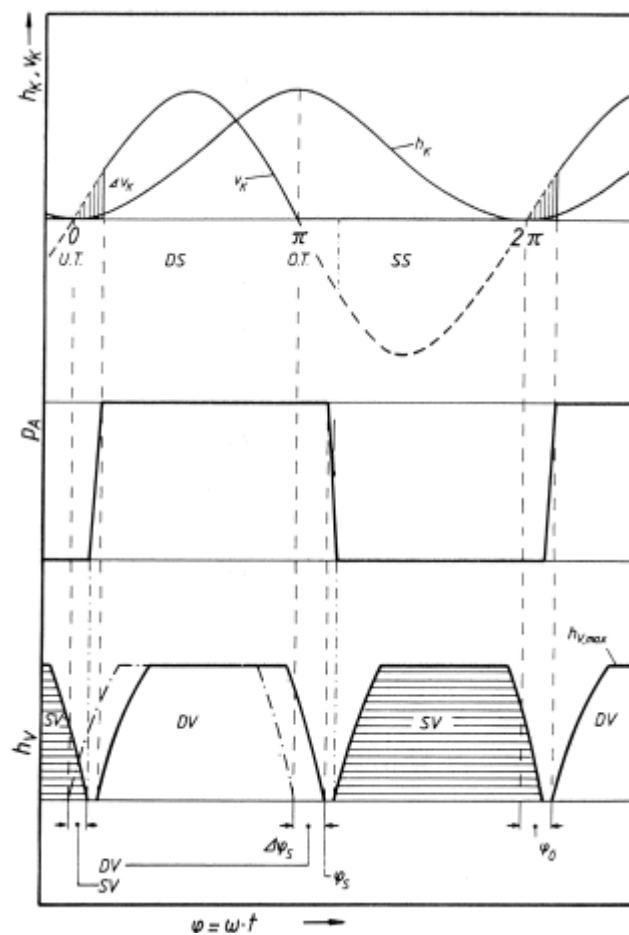


Figura 2.10 - Reducción del factor de calidad (fugas en válvulas) como resultado del retraso en el cierre de una válvula anti retorno. Fuente: Vetter et al. [22]

Para tener en cuenta el retraso en la apertura y cierre de válvulas, y su pérdida de eficiencia volumétrica asociada, así como el efecto de picos de presión en la oscilación del flujo es necesario introducir en el modelo ecuaciones adicionales para el cálculo del caudal neto en la cámara, la presión en la cámara, el flujo a través de las válvulas y las ecuaciones que rigen el movimiento de las mismas.

A continuación, se presenta la formulación completa que gobierna el funcionamiento de las máquinas alternativas de desplazamiento positivo de accionamiento directo, recopilada a partir de los trabajos citados anteriormente.

2.3.2. Caudal entregado

El caudal neto entregado por la bomba, Q_n , debe contemplar el volumen creado por el movimiento del émbolo, $\frac{dV_c}{dt}$, calculado según la Ecuación 2.7 más el caudal de entrada a la cámara, definido como el que entra a través de la válvula de aspiración más el fluido que retorna desde la impulsión como fuga interna, Q_{va_n} en total; menos el caudal de salida de la cavidad, definido como el caudal que sale a través de la válvula de impulsión más el que retorna a la línea de aspiración a través de válvula de aspiración, Q_{vi_n} en total. Deben tenerse en cuenta también las posibles fugas ente componentes de la bomba hacia el exterior de la bomba, Q_f , aunque generalmente son nulas o despreciables para una bomba cuyos elementos de estanqueidad se encuentren en buen estado. Expresándolo matemáticamente:

$$-\frac{dV_c}{dt} + \sum (Q_{va_n} - Q_{vi_n}) - Q_f = Q_n \quad (2.7)$$

Adicionalmente, para el cálculo de la presión en la cavidad, se emplea el módulo de compresibilidad del fluido β , función de la presión y la temperatura aunque en la mayoría de las aplicaciones de este tipo de modelos puede ser supuesto constante. El módulo de compresibilidad para un volumen inicial de fluido V_0 o una densidad inicial de fluido ρ_0 se define como:

$$\beta = -\frac{dP}{\frac{dV}{V_0}} \text{ o } \beta = -\frac{dP}{\frac{d\rho}{\rho_0}} \quad (2.8)$$

Donde dP , dV y $d\rho$ representan el cambio diferencial de presión, volumen y densidad respecto al volumen inicial. La ecuación anterior para el volumen puede reescribirse como:

$$-dP = \beta \cdot \frac{dV}{V_0} \quad (2.9)$$

De esta relación puede deducirse la ecuación diferencial que gobierna la presión en la cámara. La presión variaría proporcionalmente al ratio entre la variación de volumen neto con respecto al volumen instantáneo de la cavidad.

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{\beta Q_n}{V_c} \quad (2.10)$$

2.3.3. Caudal a través de las válvulas

El flujo instantáneo a través de las válvulas se determina recurriendo a la clásica ecuación para el flujo a través de un orificio. Además, el orificio dependerá del grado de apertura de la válvula por lo que se requiere que para cada instante se conozcan tanto la posición de apertura de las válvulas, x_{va} y x_{vi} , como la diferencia de presión a ambos lados de las

válvulas, $\Delta P_{va} = P_c - P_a$ y $\Delta P_{vi} = P_i - P_c$, tal y como se muestra en la Figura 2.11. El cálculo de la posición instantánea de las válvulas se describe posteriormente en 2.3.5

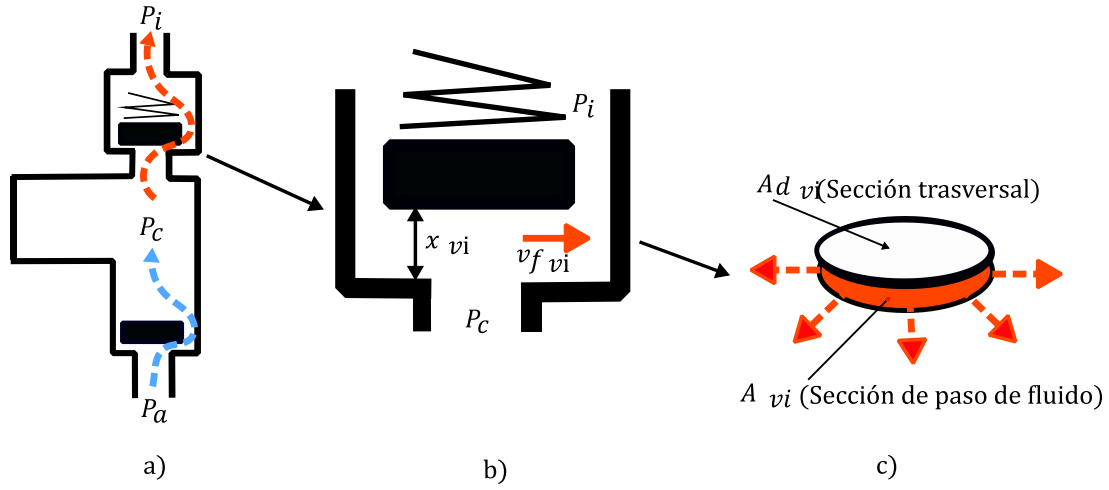


Figura 2.11 - a) Presiones en la aspiración, cavidad e impulsión de la bomba, b) Válvula de impulsión c) Sección de paso de fluido A_{vi} y sección trasversal de la válvula A_{dvi}

El caudal volumétrico a través de las válvulas se determina empleando la caída de presión a través de la válvula y un coeficiente de pérdidas obtenido experimentalmente (Price et al. [26]), asumiendo una relación cuadrática entre el caudal y la caída de presión:

$$q_{va} = A_{va} \sqrt{\frac{2\Delta P_{va}}{K_a \rho \varepsilon_a}} \quad \text{y} \quad q_{vi} = A_{vi} \sqrt{\frac{2\Delta P_{vi}}{K_i \rho \varepsilon_i}} \quad (2.11)$$

Siendo $q_{va}(t)$ y $q_{vi}(t)$ el caudal volumétrico a través de las válvulas de aspiración (a) e impulsión (i), $A_{va}(t)$ y $A_{vi}(t)$ son las secciones de paso para las diferentes aperturas en función del instante de cálculo, ΔP_{va} y ΔP_{vi} es la diferencia de presiones en ambos lados de las válvulas, K_a y K_i son los coeficientes de caudal para el tipo de válvula, dependientes del número de Reynolds y determinados empíricamente, ρ es la densidad del fluido de trabajo y ε_a y ε_i que toman valor ± 1 en función de que el salto de presión sea positivo o negativo.

2.3.3.1. Determinación experimental del coeficiente de caudal

Estos modelos requieren conocer los valores del coeficiente de caudal para las diferentes condiciones de flujo en las válvulas. Los coeficientes de flujo se determinan de forma experimental en función del número de Reynolds para cada una de las válvulas. Vetter et al. [22], han propuesto los siguientes parámetros característicos:

$$Re_{va} = \frac{v_{fva} d_{h_{va}} \rho}{\mu} \quad \text{siendo} \quad d_{h_{va}} = 2x_{va} \quad (2.12)$$

$$Re_{vi} = \frac{v_{fvi} d_{h_{vi}} \rho}{\mu} \quad \text{siendo} \quad d_{h_{vi}} = 2x_{vi} \quad (2.13)$$

Donde v_{fva} y v_{fvi} son las velocidades del flujo en el hueco creado entre las válvulas y sus asientos, $d_{h_{va}}$ y $d_{h_{vi}}$ son los diámetros hidráulicos instantáneos de apertura de las válvulas (para válvulas planas se pueden calcular como dos veces el desplazamiento), mientras que ρ y μ son la densidad y viscosidad dinámica del fluido respectivamente.

En la Figura 2.12, se muestra un ejemplo de la evolución del coeficiente de pérdidas, K , como función del número de Reynolds para una válvula cónica. Para números de Reynolds altos este coeficiente puede considerarse constante.

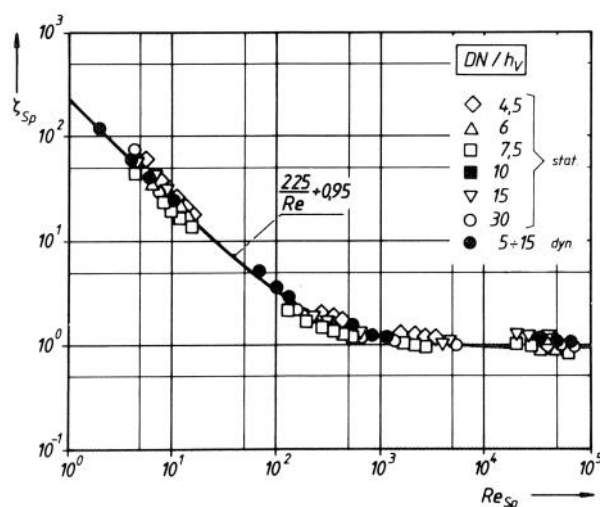


Figura 2.12 - Coeficiente de pérdidas en función del número de Reynolds para una válvula de cono con un asiento de 30 mm. Fuente: Vetter et al. [22].

2.3.3.2. Caudal neto a través de las válvulas

El volumen desplazado en un tiempo dado ha de ser igual a la suma del volumen que circula por la apertura más el volumen desplazado por el cuerpo de la válvula en su movimiento.

$$Q_{va_{net}} = q_{va} + A_{d_{va}} \frac{dx_a}{dt} \quad (2.14)$$

$$Q_{vi_{net}} = q_{vi} + A_{d_{vi}} \frac{dx_i}{dt} \quad (2.15)$$

Donde $A_{d_{va}}$ y $A_{d_{vi}}$ son las secciones transversales de las válvulas (definidas anteriormente en la Figura 2.11) y $\frac{dx_i}{dt}$ y $\frac{dx_a}{dt}$ son sus velocidades.

2.3.4. Movimiento de las válvulas

Los caudales netos definidos en el punto anterior dependen del grado de apertura de las válvulas por lo que es necesaria una ecuación que gobierne el movimiento de las mismas. El movimiento de las válvulas estará gobernado por las diferentes fuerzas que actúan sobre ellas, de modo que la resultante de todas las fuerzas determinará la ecuación de movimiento:

$$\sum F = F_{st} + F_G + F_F + F_D + F_R + F_V + F_{Ad} = F_a \quad (2.16)$$

A continuación se detallan todos estos términos para la válvula de impulsión (Figura 2.13), en función de los parámetros geométricos y constructivos de la válvula. Obviamente, se obtendrían expresiones análogas en el caso de la válvula de aspiración.

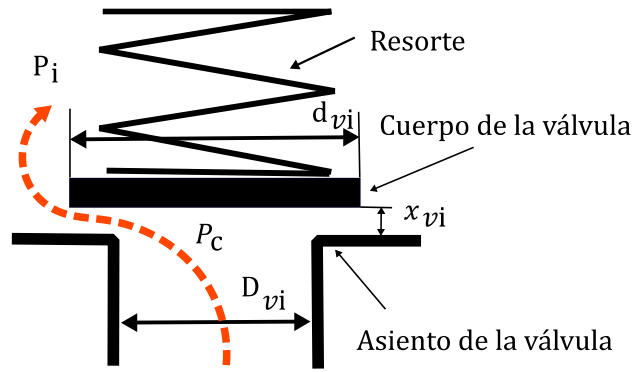


Figura 2.13 - Válvula de clapeta activada con resorte.

2.3.4.1. Fuerza derivada del flujo, (F_{st})

Esta fuerza es el resultado de la diferencia de presiones entre la zona inferior y la superior de la válvula. La distribución de presiones no es constante, sobre todo aguas arriba (en la zona inferior de la válvula) donde existirán gradientes importantes. Las presiones deben ser integradas en ambas superficies para obtener la resultante según la ecuación:

$$F_{st} = 2\pi \int_0^{r_{vi}} r(P_c - P_i)dr \quad (2.17)$$

Donde r_{vi} es el radio de la válvula de clapeta y P_c , P_i son las presiones que actúan en la válvula aguas arriba y aguas abajo respectivamente, dependientes de la posición radial.

Sin embargo, dada la complejidad para determinar la fuerza por integración de la presión en las superficies de la válvula, Vetter et al. [22], recurren a un coeficiente de fuerza, Ψ , obtenido experimentalmente y que depende del número de Reynolds (Figura 2.14). De esta forma, el cálculo de la fuerza F_{st} se reduce a la siguiente expresión:

$$F_{st} = \Psi(P_c - P_i)A_{d_{vi}} \quad (2.18)$$

Donde $A_{d_{vi}}$ es la sección circular de la válvula de clapeta cuyo diámetro es d_{vi} .

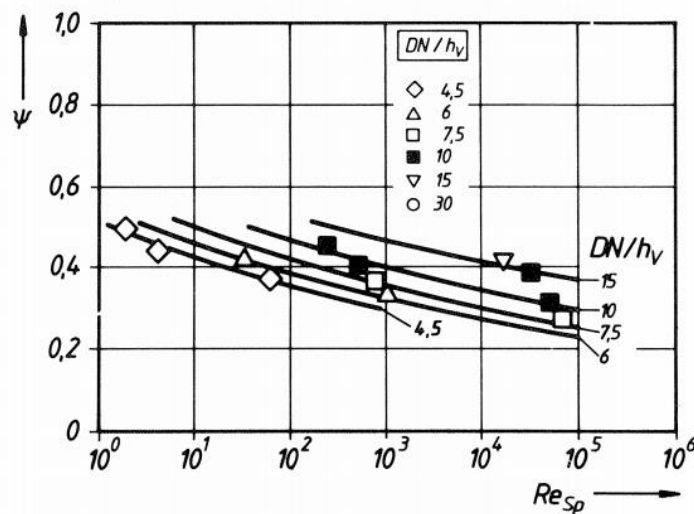


Figura 2.14 - Coeficiente de fuerza Ψ en función de número de Reynolds para una válvula cónica con resorte y asiento de 30mm, para una presión aguas debajo de la válvula de 0.4bar. Fuente:Vetter et al. [22].

Posteriormente, Johnston et al. [27], observan experimentalmente que, en condiciones de no cavitación, el coeficiente de fuerza Ψ puede asumirse constante, mientras que sufre importantes variaciones si la aparece cavitación en las zonas de asiento de la válvula (Figura 2.15).

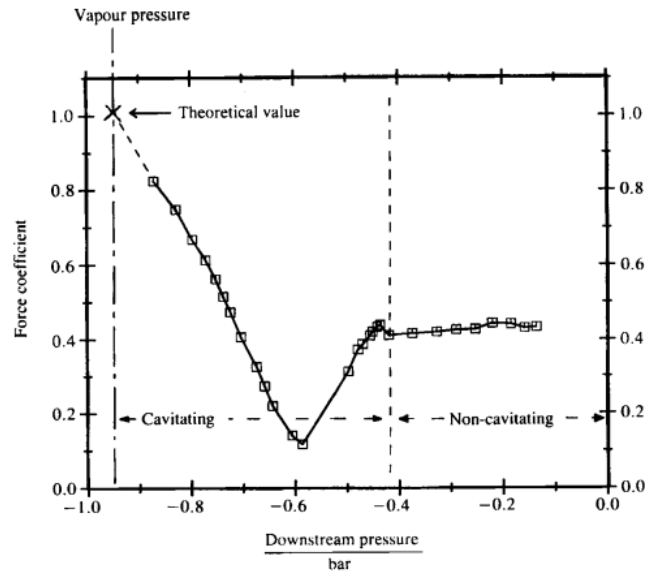


Figura 2.15 - Evolución del coeficiente de fuerza para condiciones de cavitación y no cavitación.
Fuente: Johnston et al. [27].

2.3.4.2. Fuerza gravitacional, (F_G)

La fuerza ejercida por la gravedad sobre la válvula actúa en el eje vertical y se ve compensada por el empuje del fluido con sentido contrario. Esta fuerza puede expresarse empleando una densidad aparente, resultado de restar la densidad del fluido a la del material de construcción del cuerpo de la válvula:

$$F_G = g(\rho_{vi} - \rho)V_{vi} \quad (2.19)$$

Donde V_{vi} es el volumen de la válvula.

2.3.4.3. Fuerza del resorte, (F_F)

Se trata de la fuerza ejercida por el resorte sobre la clapeta para cada posición de apertura. Generalmente, puede modelarse como un resorte con respuesta lineal según:

$$F_F = F_{F0} + K_F x_{vi} \quad (2.20)$$

Siendo F_{F0} la pretensión inicial del resorte, K_F la constante del resorte y x_{vi} la posición de la válvula con respecto al estado de cierre.

2.3.4.4. Fuerza de amortiguamiento por fricción viscosa, (F_D)

El amortiguamiento producido por la acción del movimiento de la válvula a una cierta velocidad en un medio viscoso, se caracteriza por un coeficiente de amortiguamiento ϑ , y que se determina experimentalmente. La fuerza se calcula como el producto del coeficiente por la velocidad de la válvula.

$$F_D = \vartheta \frac{dx_{vi}}{dt} \quad (2.21)$$

2.3.4.5. Fuerza de fricción mecánica, (F_R)

Esta fuerza es resultado de la fricción producida por el movimiento relativo de la válvula al estar en contacto con sus guías, en el que las guías limitan a un movimiento axial el desplazamiento de la válvula. Esta fuerza se puede expresar como el producto de un coeficiente de fricción μ por la fuerza normal del contacto con la guía, F_N :

$$F_R = \mu F_N \quad (2.21)$$

2.3.4.6. Fuerza de inercia, (F_a)

La fuerza de inercia de la válvula, como producto de la masa por la aceleración instantánea, se calcula como:

2.3.4.7. Fuerza de desplazamiento del fluido, (F_V)

Es la fuerza que se ejerce sobre la válvula cuando ésta se encuentra cerca de los límites de cierre o apertura, donde el fluido es desplazado lateralmente, y que por tanto provocará fuerzas en la válvula equivalentes a un aumento de la viscosidad del fluido.

2.3.4.8. Fuerza de adhesión, (F_{Ad})

Representa la fuerza derivada de la adhesión de las válvulas a su geometría de asiento cuando las válvulas se encuentran cercanas a la posición de cierre o apertura completa. Estas fuerzas aumentan con la viscosidad del fluido y provocan el retraso de la apertura de las válvulas y, en consecuencia, picos de presión en los instantes de apertura. Esta fuerza es sobre todo relevante en válvulas de clapeta por tener mayor zona de contacto entre el cuerpo de válvula y el asiento.

Tradicionalmente, estas sobrepresiones se habían asociado al efecto del ratio del área de la válvula, la masa o la precarga del resorte de este tipo de máquinas. Sin embargo, Price et al. [26], fueron los primeros en proponer un modelo analítico específico para calcular este tipo de fuerza de adhesión para una válvula de clapeta.

Considerando el caso del cuerpo de válvula en la zona próxima al asiento como el de dos superficies paralelas y sumergidas en un fluido, Figura 1.16, la fuerza de adhesión viscosa puede expresarse como:

$$F_{Ad} = -\frac{\mu b^3}{(x_{vi} - x_0)^3} \cdot \frac{dx_{vi}}{dt} \cdot L \quad (2.22)$$

Siendo μ la viscosidad del fluido, b el ancho del asiento, x_{vi} el espesor de la película de fluido en la interface, x_0 el espesor inicial y el desplazamiento de la válvula con respecto al asiento y L la longitud de la circunferencia del perímetro del asiento.

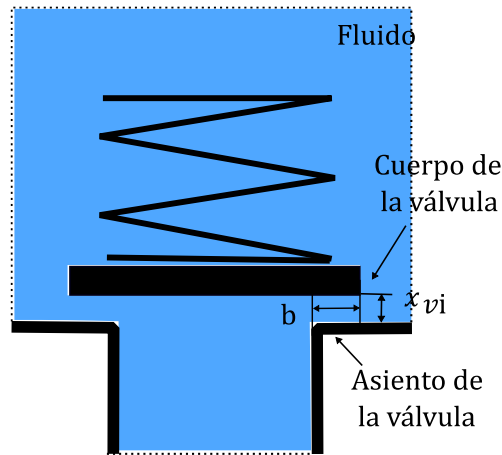


Figura 2.16 - Modelo para el cálculo de la fuerza de adhesión entre dos placas inmersas en un fluido. Adaptado de Price et al. [26].

2.3.4.9. Simplificaciones

En cualquier caso, para la mayoría de las aplicaciones de estos modelos se consideran insignificantes las fuerzas de amortiguamiento por fricción viscosa (F_D), la fuerza de fricción mecánica (F_R), la fuerza de desplazamiento de fluido (F_V) y, en función del tipo de válvula, la fuerza de adhesión (F_{Ad}) también se desprecia.

2.3.5. Ecuaciones diferenciales para modelos unidimensionales

Finalmente, la dinámica de las válvulas anti retorno obedece, según las fuerzas descritas en el punto anterior, a las siguientes ecuaciones diferenciales (para la válvula de aspiración y para la válvula de impulsión):

$$\begin{aligned} (m_{va} + \frac{1}{3}m_f + m_{hva}) \frac{dx_{va}^2}{dt} + \left(\vartheta - \frac{\mu b^3}{x_{va} - x_{va0}} L \right) \frac{dx_{va}}{dt} + K_F x_{va} \\ = \Psi(P_c - P_a)A_{dva} - F_{F0} - g(\rho_{va} - \rho)V_{va} \end{aligned} \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} (m_{vi} + \frac{1}{3}m_f + m_{hvi}) \frac{dx_{vi}^2}{dt} + \left(\vartheta - \frac{\mu b^3}{x_{vi} - x_{vi0}} L \right) \frac{dx_{vi}}{dt} + K_F x_{vi} \\ = \Psi(P_c - P_i)A_{dvi} - F_{F0} - g(\rho_{vi} - \rho)V_{vi} \end{aligned} \quad (2.24)$$

Así, la discretización temporal para la resolución de estas ecuaciones junto con las definidas para el caudal neto (Ecuación 2.7) y la presión en la cavidad (Ecuación 2.10) permite la simulación del comportamiento de una bomba de émbolo ante unas condiciones iniciales dadas.

2.4. Modelos numéricos de discretización espacial CFD

La dinámica de fluidos computacional, más conocida como CFD -del inglés *Computational Fluid Dynamics*-, se emplea para resolver aquellos problemas complejos en los que se necesita tener una detallada descripción espacial del flujo para poder describir adecuadamente el comportamiento del fluido en una determinada geometría. A pesar de la elevada capacidad de cálculo que precisan, su uso se ha extendido como una herramienta de análisis y pre diseño más en la Ingeniería gracias a la potencia de los ordenadores actuales y a la universalización de códigos comerciales de resolución de las ecuaciones de flujo.

En lo que respecta a las máquinas alternativas de desplazamiento positivo, el CFD aparece como una herramienta útil y moderna, fundamental para el estudio detallado de este tipo de máquinas debido a las grandes dificultades que presentan los estudios experimentales y analíticos convencionales: problemas en los montajes experimentales para emplear cámaras de alta velocidad, poca precisión de los modelos unidimensionales (que precisan de correlaciones experimentales para el cálculo de los coeficientes de flujo en las válvulas) y altos costes asociados a la construcción y rediseño de prototipos.

Actualmente, no existe en la bibliografía técnica ninguna referencia de estudios numéricos con CFD para el cálculo no estacionario de las prestaciones en bombas de diafragma. En su lugar, sí es posible encontrar algunos interesantes trabajos en otros tipos de bombas alternativas de desplazamiento positivo (bombas de émbolo y de pistón) que sirven de punto de partida a la presente investigación.

Además, aparecen ciertas líneas de investigación, relacionadas con el análisis del flujo no estacionario en válvulas (con mallados dinámicos) o la caída de objetos en un medio fluido (también mediante el empleo de mallados dinámicos), que han permitido ampliar el conocimiento de este tipo de técnicas y su aplicabilidad al modelado numérico computacional de las bombas de diafragma.

2.4.1. Modelos CFD en bombas de desplazamiento positivo

En 1996, Edge et al. [28], presentan por primera vez un modelo CFD desarrollado específicamente para una bomba de desplazamiento positivo alternativa. Los autores lo emplean para completar unos estudios experimentales previos realizados sobre una bomba de émbolo [16]. En esos primeros estudios experimentales, centrados en la cavitación, estos autores fueron capaces de identificar las localizaciones de aparición de burbujas y su posterior colapso en diferentes puntos de la carrera de aspiración utilizando cámaras de alta velocidad. Las dificultades encontradas para tener una fuente clara de luz sólo permitieron trabajar con velocidades de accionamiento lentas, así que posteriormente emplearon un software comercial para crear el modelo CFD y extender el estudio.

En el modelo numérico desarrollado no se incluía un módulo capaz de resolver el cambio de fase para estudiar adecuadamente la formación de burbujas por cavitación. En su lugar introdujeron una fase dispersa (burbujas) y una fase continua (fluido), con las que fueron capaces de predecir el movimiento de las burbujas durante la carrera de aspiración. Además, el modelo recurre a una geometría muy simplificada, en la que únicamente se estudia la zona de la válvula de aspiración y la cavidad del émbolo. El émbolo se mueve gracias a un movimiento prescrito sólo en la carrera de aspiración. Dada la complejidad de la resolución del movimiento de la válvula en función de su distribución de presiones, no se modela la dinámica de las válvulas, aunque sí recurren a mallados dinámicos para la discretización espacial del movimiento alternativo del émbolo.

Más adelante en 2012, Menéndez Blanco and Fernández Oro [29], llevan a cabo la simulación numérica de una bomba de desplazamiento positivo de pistón, operada por aire y utilizada para el trasvase de grasas lubricantes. Para ello, emplean los datos geométricos y condiciones de operación proporcionados por el fabricante de dicha bomba, Samoa Industrial S.A. La motivación de este trabajo era ampliar el conocimiento en las características de los flujos, tanto internos como en las zonas circundantes a la aspiración de la bomba (interior del bidón en el que se instalan), y los efectos de éstos sobre la fluidez de la grasa lubricante en dichas zonas. Las grasas lubricantes son fluidos que responden a un comportamiento no newtoniano y que debido a su baja fluidez plantean numerosos

problemas de cebado y generación de cavidades de aire en la aspiración de estas bombas. Esto implica importantes pérdidas de rendimiento volumétrico y el riesgo de superar las velocidades de accionamiento recomendadas, ya que es posible que la bomba funcione sin restricción de carga por la aparición indeseable de zonas vacías de grasa en los bidones.

El principio de funcionamiento de la bomba de pistón para uso con grasas lubricantes difiere en su concepción geométrica al de una bomba de diafragma o al de una bomba de émbolo. A diferencia de estas últimas, la bomba de pistón para grasas lubricantes emplea tres válvulas anti retorno (una de ellas solidaria al pistón que desplaza el fluido) junto con un cebador para facilitar la inyección de grasa en la carrera de aspiración. En la Figura 2.17 se muestra un esquema con sus componentes principales, así como el comportamiento del flujo en las dos carreras que completan un ciclo de trabajo.

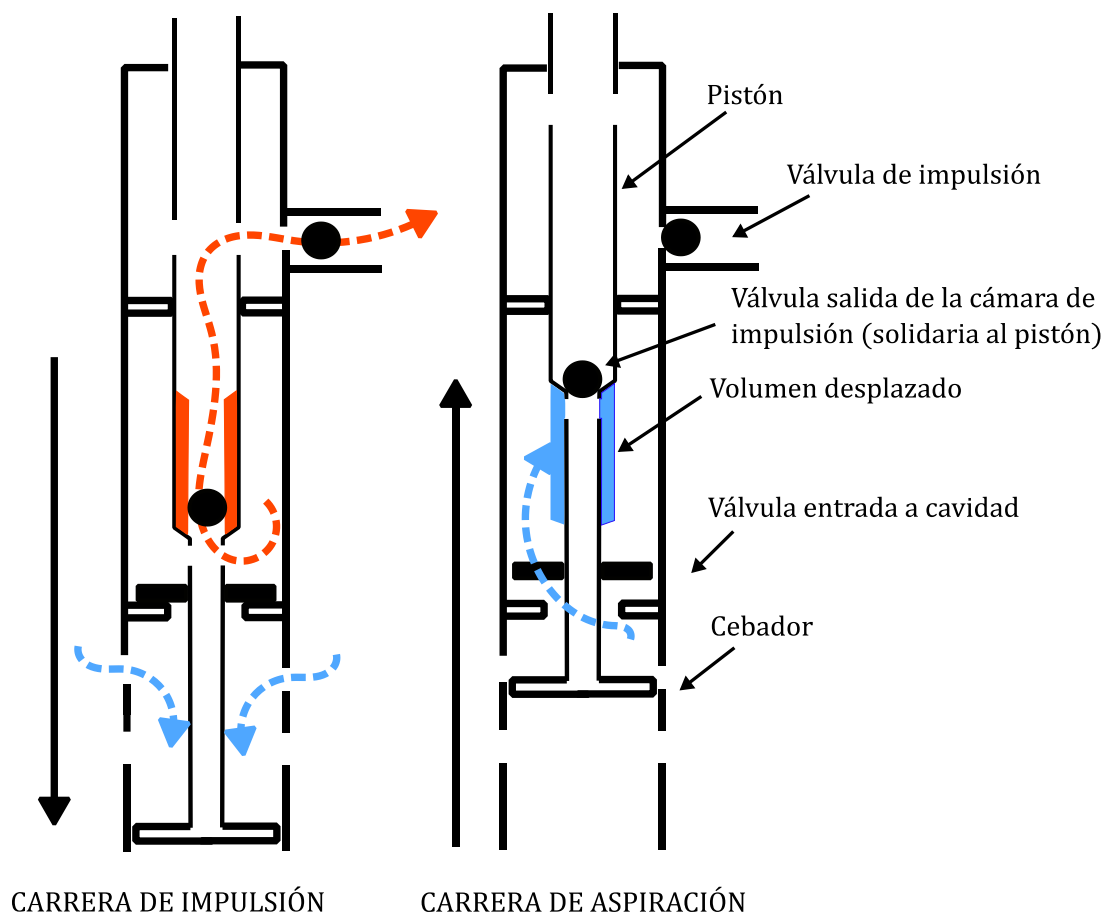


Figura 2.17 - Esquema funcional de una bomba de pistón y componentes principales para el bombeo del fluido.

La característica principal del modelo axisimétrico presentado por los autores es la posibilidad de simular de forma no estacionaria el comportamiento de un fluido no newtoniano a lo largo de un ciclo de trabajo completo. Para el desarrollo de este modelo fue necesario implementar un mallado dinámico, para adaptar el dominio a los desplazamientos producidos durante el ciclo por el movimiento del pistón, así como definir la viscosidad del fluido como pseudoplástica, de modo que la respuesta del esfuerzo cortante con el gradiente de velocidad del fluido no sea lineal. El modelo consigue reproducir con bastante similitud la curva de prestaciones proporcionada por el fabricante, por lo que en esta primera aproximación no se consideró necesario introducir la dinámica de las válvulas.

Gracias a este modelo, los autores son capaces de reproducir diferentes condiciones de trabajo, prestando especial interés a la estimación del caudal de fugas en los diferentes huelgos existentes, así como a la generación de mapas de la fluidez de la grasa en las cercanías de la aspiración de la bomba ante diferentes condiciones de operación. En la Figura 2.18 se muestran esos mapas de fluidez de la grasa a lo largo de un ciclo completo de la máquina, obtenidos para una de las velocidades de accionamiento típicas.

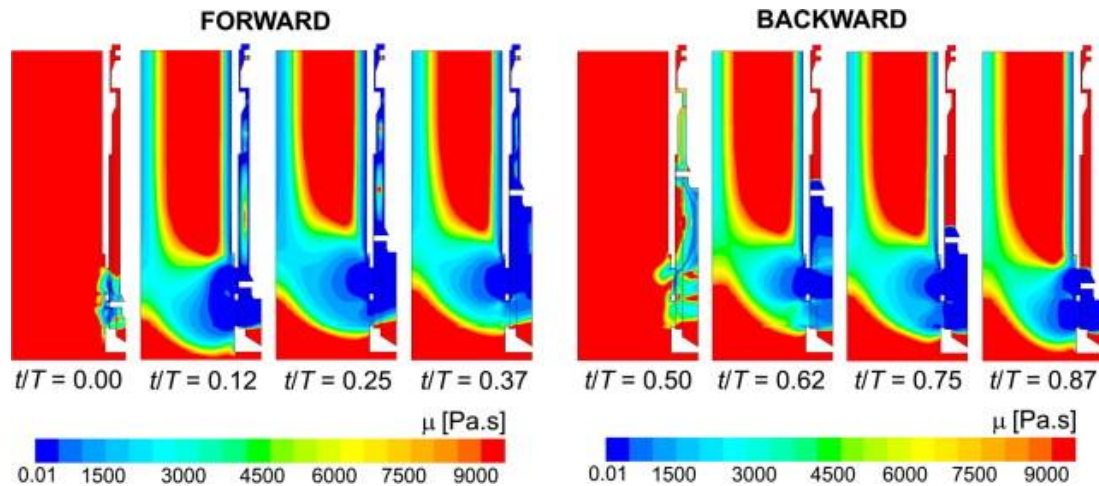


Figura 2.18 - Mapas de variación de viscosidad de la grasa en función del esfuerzo cortante a lo largo de un ciclo de trabajo. Fuente: Menéndez Blanco y Fernández Oro [29].

En ese mismo año, y enmarcado dentro de la línea de investigación para bombas de émbolo, Ragoth y Nataraj [30], realizan las primeras simulaciones con un modelo tridimensional, con el objeto de conocer las características de flujo en las diferentes fases del ciclo de una de estas bombas. Para simplificar los cálculos, el dominio de fluido se reduce a una única de las cavidades de bombeo, sin tener en cuenta además la geometría de las válvulas. La simulación no estacionaria contempla el movimiento del émbolo a través de una función definida por el usuario (UDF) en la que se impone el movimiento alternativo a la vez que se adapta el mallado dinámicamente en cada paso temporal. Las zonas (simplificadas) de las válvulas no requieren de algoritmos de mallado dinámico y su simulación de apertura y cierre se hace a través de otra UDF definida a tal efecto. Los autores son capaces de determinar los caudales entregados por la máquina en las diferentes etapas del ciclo de trabajo, así como de proporcionar contornos de presión y velocidad en esos instantes.

En los últimos años (2014 a 2016) Iannetti et al. [31]–[35], desarrollan y perfeccionan modelos CFD tridimensionales, no estacionarios, para la simulación de una de las cavidades de una bomba de émbolo tipo “Triplex” (Figura 2.19), con el objetivo de estudiar el comportamiento no estacionario de la bomba ante condiciones de cavitación.

En el primer modelo presentado [31] se estudia sólo el ciclo de aspiración (0-180° en el giro de la manivela), con flujo monofásico y compresible. Como en trabajos precedentes, el movimiento alternativo del émbolo se impone a través de una función definida por el usuario, requiriendo de mallados dinámicos en la zona de interés. La principal característica de su modelo es que incorpora, además de la geometría de la válvula, la implementación de mallados dinámicos y una función para gobernar el desplazamiento de las válvulas en el inicio de cada paso temporal de manera explícita. Esta función calcula, al final de las iteraciones necesarias para la resolución de las ecuaciones de flujo, las fuerzas de presión sobre la válvula que añade a la fuerza del resorte para integrar en el tiempo la aceleración

resultante y enviar al “solver” la velocidad instantánea de la válvula. El “solver” actualiza al inicio del siguiente paso temporal la malla de acuerdo a la velocidad calculada y al tamaño del paso temporal empleado en la simulación.

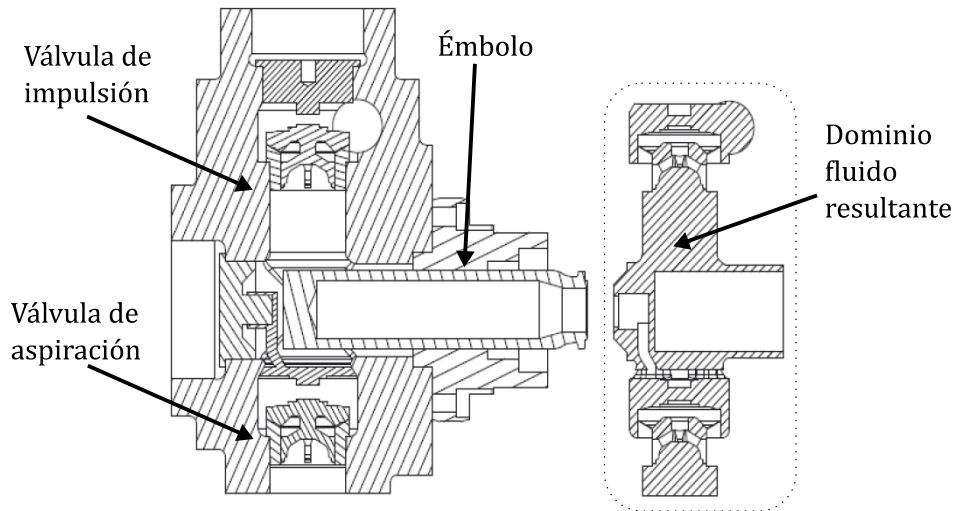


Figura 2.19 - Sección transversal de uno de los cilindros de la bomba de émbolo tipo “Triplex” (izqda). Dominio para discretización espacial tras realizar una operación booleana (dcha). Fuente: Ianneti et al. [20], [21], [22], [23], [24].

Los autores monitorizan las presiones, caudales y la posición de la válvula a lo largo del ciclo de trabajo con objeto de avanzar en el conocimiento de la cavitación propia de ciertas condiciones y cómo afecta la dinámica de las válvulas a la aparición de dicha cavitación en este tipo de bombas.

En un modelo posterior, Ianneti et al. [33], realizan una nueva batería de simulaciones con el software comercial ANSYS Fluent, al que incorpora un módulo de cavitación completa, presentado previamente por Singhal et al. [36], para un software comercial, así como un modelo multifase euleriano para la fracción de gas no condensable.

Debido al tiempo de cálculo que requiere su complejo modelo, del orden de 2 semanas para medio ciclo de trabajo, los autores optan por simular exclusivamente la carrera de aspiración y el inicio del ciclo de impulsión sólo si existe un retardo en el cierre de la válvula de aspiración. Gracias a este nuevo modelo los autores son capaces de investigar la influencia de diferentes fracciones de gas no condensable sobre la cavitación, así como de predecir la cantidad y localización de las burbujas generadas en la cavitación.

Los autores emplean el modelo anterior en la simulación de un ciclo completo de la bomba para profundizar en el conocimiento de la cavitación y de sus efectos en este tipo de bombas [34]. Se presta especial atención a la cavitación derivada del flujo, tanto la que se produce por altos gradientes de la velocidad en la apertura de las válvulas, como la asociada a la expansión súbita del fluido cuando existe un retardo de cierre en las válvulas.

Finalmente, Iannetti et al. [35], llevan a cabo ensayos experimentales para validar su modelo numérico [34] en los que encuentran discrepancias entre sus predicciones y los resultados experimentales (Figura 2.20). Concluyen que las diferencias se deben a los algoritmos empleados para el modelo de cavitación y al tratamiento de la fracción de gas no condensable. Esta situación les lleva a proponer futuras investigaciones sobre la aplicabilidad del algoritmo de cavitación y del tratamiento de la fracción de gas no

condensable, así como a futuros tests con mejoras en el equipamiento del banco de ensayos para mejorar las medidas.

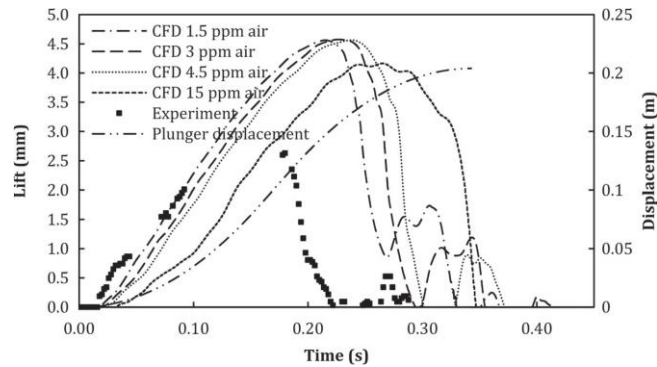


Figura 2.20 - Comparativa de los resultados numéricos y experimentales para el desplazamiento de la válvula de aspiración en condiciones de cavitación durante el inicio de la carrera de aspiración en una bomba de émbolo. Fuente: Ianneti et al. [35].

En 2015 Wang et al. [37], desarrollan también un modelo simplificado bidimensional para una bomba de émbolo Triplex. Únicamente incorporan uno de los cilindros de la geometría completa para el que sólo modelizan la válvula de descarga (Figura 2.21). Wang recurre al módulo de interacción fluido-estructura (FSI) del software comercial ANDINA para resolver las deformaciones de la válvula durante el impacto al cierre, realimentado al “solver” con una función que calcula la dinámica de las válvulas en función de las fuerzas que actúan sobre ellas. El autor también estudia la influencia de la rigidez del resorte en la dinámica de la válvula y la influencia sobre la velocidad de fluido de los huelgos generados ante diferentes grados de rigidez del resorte.

Los resultados numéricos de Wang se completan con resultados experimentales obtenidos en un banco de ensayos en el que se monitorizan diversos parámetros, entre los que destacan la posición instantánea del émbolo y de la válvula de impulsión, a través de sensores de desplazamiento lineal.

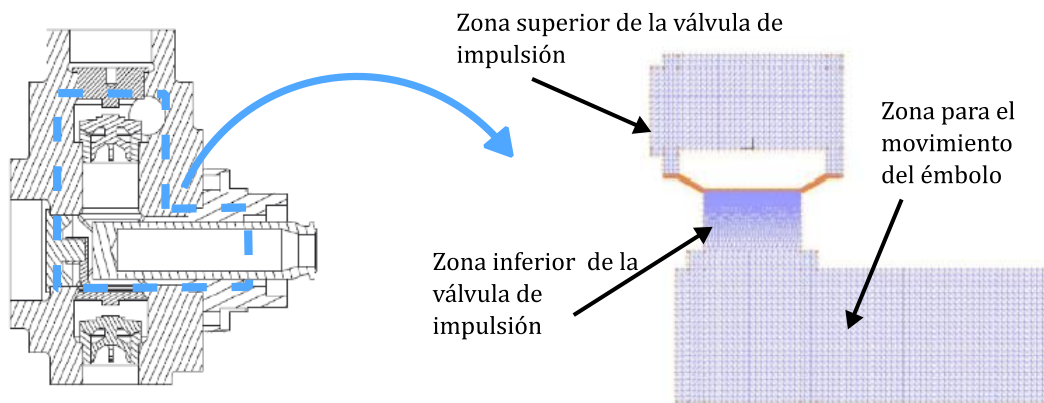


Figura 2.21 –Bomba de émbolo estudiada por Wang et al. Fuente: Wang et al.[37].

2.4.2. Modelos CFD en válvulas

Como se ha visto hasta ahora, la correcta implementación de la discretización espacial de la geometría, de los parámetros del solver para la resolución del flujo a través de las válvulas y de la dinámica resultante de las fuerzas inerciales que se aplican sobre ellas son una parte fundamental en la creación de un modelo numérico para la simulación de una bomba de diafragma.

En relación a modelos dinámicos para fuerzas sobre válvulas, durante los últimos años han aparecido varios modelos para el estudio computacional de diferentes tipos de válvulas. Uno de ellos es el modelo de Srikanth y Bhasker [38], en el que emplean mallas dinámicas estructuradas de tipo multi-bloque para estudiar el flujo que se produce en ellas. Estos autores inciden en la necesidad de incorporar mallas de alta calidad cuando existen movimientos inerciales de objetos en el dominio.

Xu et al. [39] estudian de manera estacionaria y no estacionaria una válvula anti-retorno. Los resultados reflejan una alta dependencia del modelo de turbulencia seleccionado, concluyendo que el modelo k- ϵ es el más adecuado para resolver el flujo en la válvula. Además, los autores emplean el algoritmo de acoplamiento SIMPLE para las simulaciones estacionarias mientras que para las no estacionarias consideran más apropiado el PISO. La malla se implementa refinando en aquellas zonas con mayores gradientes de presión y velocidad. La actualización de la malla en cada paso temporal para las simulaciones no estacionarias se realiza a través de una formulación Lagrangiana-Euleriana arbitraria (ALE) mediante la generación o colapso de celdas en función de las fuerzas que actúan sobre la válvula.

Beune et al. [40], recurren también al cálculo dinámico para una válvula de seguridad de alta presión, teniendo en cuenta las fuerza no estacionarias que se aplican sobre ella en la simulación. Sin embargo, la actualización de la posición se realiza sustituyendo la malla en cada pasa temporal por la malla más adecuada dentro de un conjunto de mallas creadas previamente y que cubren el rango de desplazamiento de la válvula. La transferencia de las variables necesarias para el cálculo de las nuevas posiciones de las válvulas se lleva a cabo mediante programación propia del software comercial empleado (ANSYS CFX).

Valdés et al. [41] crean un modelo y realizan ensayos experimentales para estudiar las características del flujo en una válvula anti-retorno de bola, así como el coeficiente de pérdidas en condiciones de cavitación. En este caso, el modelo es estacionario por lo que la válvula se sitúa en el punto de máximo desplazamiento (Figura 2.22). Los autores llevan a cabo una batería de simulaciones en las que resuelven la turbulencia para números de Reynolds bajos con diferentes modelos de cierre. También estudian cuál es el tratamiento de pared más adecuado en cuanto a la precisión de los resultados obtenidos.

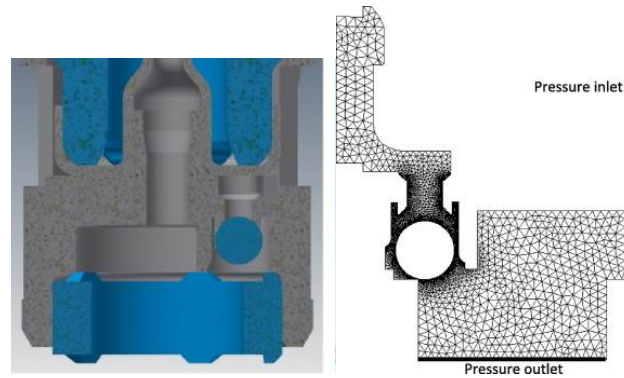


Figura 2.22 – Válvula anti retorno y malla empleada para el estudio estacionario del flujo a través de la válvula. Fuente: Valdés et al. [41].

Recientemente, Domaga [42], aplica la metodología de “sólidos inmersos” (también conocida como de “contornos inmersos”) para el estudio no estacionario de una válvula de alivio. En esta técnica el sólido forma parte del dominio del fluido por lo que no es necesario adaptar la malla cuando éste se desplaza en su seno, sino que el efecto del sólido en el flujo se incluye a través de un término fuente en las celdas que pertenecen al sólido en cada instante (Kim and Choi [43]) (Figura 2.23). Como en los enfoques con mallados adaptativos, el movimiento de la válvula se calcula por las fuerzas resultantes de los campos de fluido y otras fuerzas que actúan sobre la válvula en cada paso temporal, con la excepción de las fuerzas viscosas que no pueden resolverse con este tipo de metodología. La autora comprueba que esta metodología proporciona resultados significativamente diferentes a las técnicas de mallado dinámico existentes, mostrando la limitación de esta técnica para este tipo de estudios.

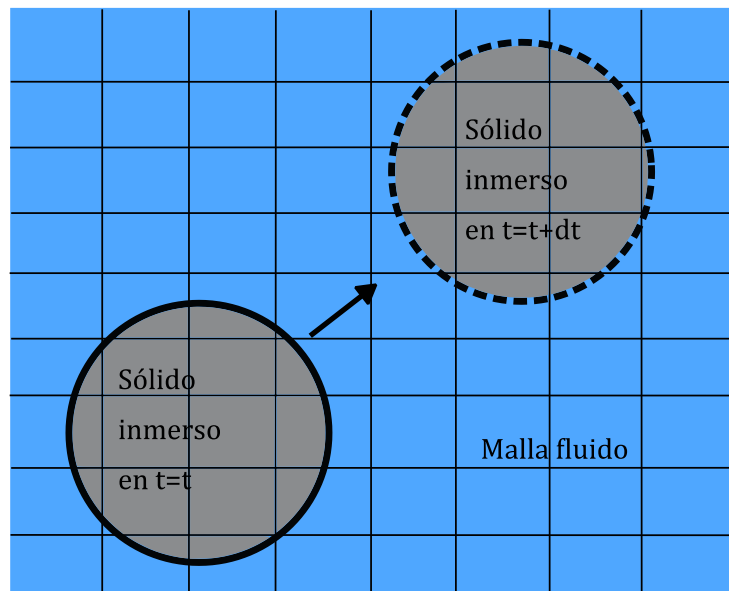


Figura 2.23 – Tratamiento de un sólido en la metodología de “sólidos inmersos”. Fuente: Domaga [42]

Para finalizar este capítulo se ha de mencionar que la caracterización de las trayectorias de objetos a través de modelos de CFD, caso particular de una interacción entre fluido y el sólido (FSI) en la que no se tienen en cuenta las deformaciones producidas en el sólido, es también un campo de aplicación y estudio que se encuentra íntimamente ligado con la

modelización de bombas de diafragma, en especial en el contexto del movimiento acoplado de un sólido rígido dentro del flujo producido en las válvulas.

Por ejemplo, Simonsen [44], estudia diferentes enfoques para modelizar la caída libre de placas planas, y que son empleados por autores como Jin and Xu [45], o Andersen et al. [46], con el objeto de buscar correlaciones para modelar el movimiento de partículas no esféricas.

Recientemente se han introducido nuevas metodologías para la actualización del mallado dinámico en los softwares comerciales, como la desarrollada por Wei [47], para el software FLOW3D, y la mejora del proceso de cálculo en modelos numéricos en los que se requiere de la actualización dinámica de mallas adaptando de manera no estacionara la malla al movimiento del objeto. El desplazamiento en estas nuevas metodologías se calcula de manera implícita, resolviendo el movimiento del sólido rígido iterativamente junto con la resolución de las ecuaciones de gobierno, mientras que en las metodologías anteriores, el cálculo se realizaba de manera separada, lo que planteaba limitaciones importantes en casos en los que la densidad de los sólidos en movimiento dentro del fluido es cercana a la del fluido en el seno del cual se mueven. Este es el caso de las válvulas anti-retorno de bola de una bomba de diafragma, que a diferencia de las que monta una bomba de émbolo, no incorpora resortes que fuercen el movimiento de la válvula cuando el campo de presiones genere inestabilidades en el desplazamiento de las válvulas.

Capítulo 3.

Bomba de doble diafragma (dúplex)

3.1. Generalidades

Este diseño de bomba, cuyos modelos iniciales se remontan a 2014, acaba de ser lanzado comercialmente al mercado en febrero de 2017, con un primer prototipo en estructura de aluminio. Actualmente se encuentran bajo desarrollo nuevos modelos en estructura plástica, que incorporan variantes en el diseño, así como nuevos materiales para algunos de sus componentes internos.



Figura 3.1 - En primer plano, bomba DP200 en su configuración metálica. En segundo plano, versión plástica (Fuente: Samoa Industrial S.A).

Estas bombas de diafragma son máquinas compactas y versátiles, sin juntas dinámicas, capaces de emplear diafragmas de diferente naturaleza constructiva, así como válvulas con materiales y geometrías diversas, huelgos amplios para el paso del fluido y velocidades de accionamiento relativamente bajas para los caudales entregados. Todo ello les permite trabajar de manera eficiente en aplicaciones como el manejo de fluidos con sólidos en suspensión, fluidos abrasivos, el trasiego y suministro de fluidos de viscosidades medias o de fluidos sensibles al esfuerzo cortante.

Son varios los enfoques desde los que puede ser investigada una de estas máquinas. En esta investigación, se desarrolla un modelo numérico no estacionario para la simulación de un ciclo de trabajo completo de la bomba en su parte hidráulica. Esto requiere de un modelo que reproduzca de manera simplificada las geometrías fundamentales, implementando el movimiento de los componentes encargados de generar el flujo, así como de aquellos otros elementos adicionales que se desplazan como respuesta a dicho flujo.

3.2. Principio de funcionamiento y componentes principales

La bomba de diafragma presenta dos zonas de trabajo: una de tipo neumático, encargada de accionar la bomba, y otra hidráulica, encargada de hacer el trasiego del fluido a bombear (ver Figura 3.2). La zona neumática es la que produce el movimiento alternativo de los diafragmas, el cual será referenciado de aquí en adelante como “accionamiento” y está compuesta por una válvula direccional de aire y dos sensores de final de carrera. La válvula direcciona el flujo de aire comprimido a la cavidad de aire de cada diafragma, según las necesidades dentro del ciclo de trabajo, generando el movimiento lineal de los dos diafragmas, en el sentido que corresponda, a lo largo de una distancia prefijada que se denomina carrera del diafragma.

Por otro lado, en la zona hidráulica donde se genera el flujo, se encuentra el cuerpo central de la bomba con la creación y destrucción de las cavidades hidráulicas asociadas a los diafragmas. En esta zona se encuentran también las válvulas anti-retorno, (dos válvulas por cavidad), un único eje de conexión de los diafragmas, un casquillo para el deslizamiento del eje y los colectores de aspiración e impulsión que alojan a las válvulas anti retorno. Estos últimos son los encargados de conducir el fluido a los extremos donde se encuentra la conexión para la instalación de la máquina. El conexionado de la bomba es roscado en caso de las bombas metálicas y embridado para las bombas plásticas.

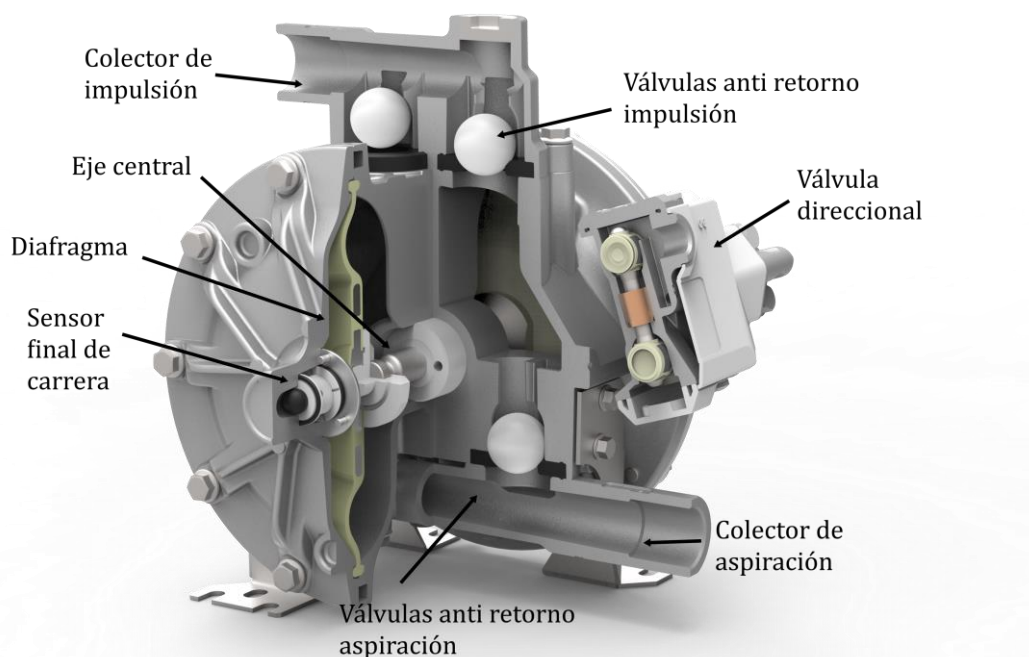


Figura 3.2 - Principales componentes de la bomba dúplex.

3.2.1. Accionamiento del diafragma

Los diafragmas se accionan a través de un fluido secundario, aire comprimido, que es re direccionado hacia las cavidades de aire del diafragma mediante una válvula direccional de eje pivotante. Esta válvula reproduce el funcionamiento de una válvula direccional neumática de 5 vías y 2 posiciones, tal y como se esquematiza en la Figura 3.3 junto con los sensores de final de carrera, las cavidades de aire, los diafragmas y el eje de unión. La patente de dicho sistema se encuentra bajo propiedad intelectual de la empresa Samoa Industrial S.A.

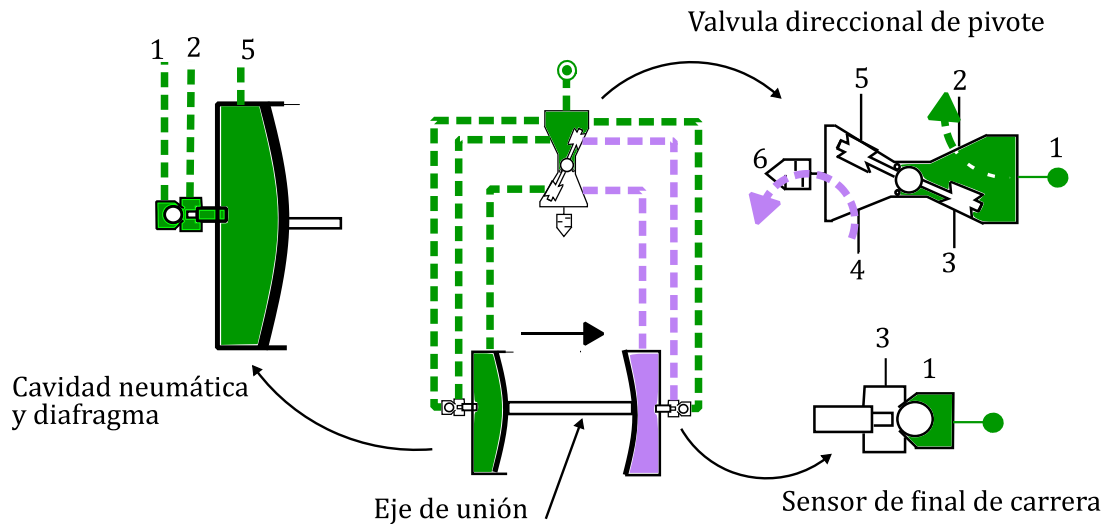


Figura 3.3 - Esquema de accionamiento neumático con válvula pivotante.

El componente principal de la válvula es el pivote, siendo además éste el único elemento móvil de la válvula. Se compone de un eje rígido de acero inoxidable y dos tambores, de entrada y salida, que se caracterizan por poseer un inserto de termoplástico rígido sobre inyectado con termoplástico elastómero. Esta combinación de materiales permite una deformación controlada y el sellado sin fugas de los conductos que conducen hasta las cavidades neumáticas de los diafragmas, así como el escape del aire empleado durante el ciclo de trabajo. El movimiento de giro del pivote determina qué vías se conectan y cuál será la dirección del flujo de aire hacia las cavidades (Figura 3.3). En la posición de la figura, el aire de la línea presurizada (verde) pasa desde el conducto 1 al conducto 2, el cual se conecta a través del sensor con la cavidad de aire de uno de los diafragmas (el izquierdo en la figura). Así, el aire entrante en la cámara desplaza el diafragma, que a su vez desplaza el eje y éste al segundo diafragma. Este movimiento lineal continuará mientras el pivote se mantenga en la posición mostrada, donde la válvula bloquea el conducto de escape de la cavidad neumática (conducto 5). Durante esta etapa del ciclo, el conducto de entrada a la cavidad del diafragma opuesto 3 se encuentra bloqueado mientras que el conducto de escape 4 estará abierto a la atmósfera. Esto permite que el aire atrapado en la cámara de la cavidad se evacue durante esta etapa del ciclo.

Cuando ambos diafragmas han recorrido la distancia de diseño, el diafragma opuesto al que está actuando sobre el eje acciona el sensor de final de carrera. En la parte posterior del sensor, una válvula anti-retorno bloquea el paso de aire desde un conducto que conecta con la alimentación de aire (1). A través de un accionamiento desplazado por el diafragma, la válvula anti-retorno se abre permitiendo el paso de éste, lo que provoca una señal neumática que viaja por el conducto 3 y que resultará en el cambio de posición de la válvula. En la nueva posición, los conductos 2 y 4 estarán bloqueados y los conductos 3 y 5 permanecerán abiertos. Bajo esas circunstancias, el diafragma derecho es el que se desplaza a la izquierda por la presurización de su cavidad, mientras que la otra cámara, que previamente había sido presurizada, se conecta al escape evacuando el aire a la atmósfera.

Prescindiendo de la parte hidráulica de la bomba y considerando el suministro de aire comprimido como ilimitado, tanto en presión como en caudal, el movimiento alternativo será perpetuo y la velocidad de accionamiento proporcional a la presión de aire a la que se conecte la máquina. El desplazamiento en cada sentido o "carrera del diafragma" será

función de la distancia existente entre los sensores de final de carrera y el eje de unión de los diafragmas.

3.2.2. Ciclo de trabajo hidráulico

Los componentes principales del circuito hidráulico son los diafragmas, el eje que las une y las válvulas anti retorno, compuestas por asiento y la propia válvula de bola, Figura 3.4.

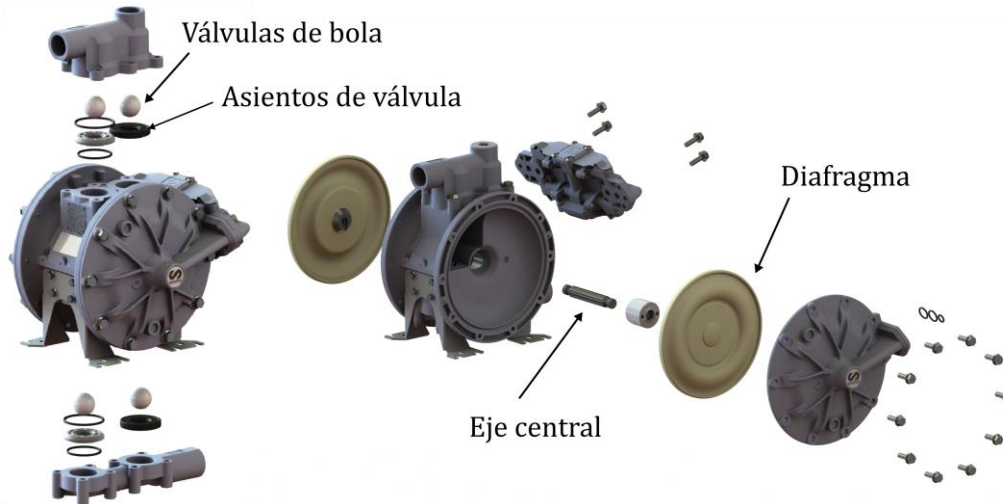


Figura 3.4 - Despiece de los componentes principales de la bomba dúplex.

Los diafragmas son el componente principal de estas máquinas, de ahí que tomen prestado su nombre de este elemento. Pueden configurarse en diferentes materiales en función de la aplicación, atendiendo a la compatibilidad con el fluido a bombear, la resistencia a la abrasión, la vida a flexión del material o el coste inicial y de reposición. Los diafragmas fabricados en termoplásticos elastómeros, de marcada geometría convolucionada, mostrados en el despiece de la Figura 3.4, son los más usados por aunar buena compatibilidad química, resistencia a la abrasión y larga duración con bajo coste.

En particular, los diafragmas empleados en la bomba objeto de estudio responden a un diafragma compuesto (Figura 3.5). A uno de los lados del diafragma, en la zona de cavidad en contacto con el aire comprimido, se dispone una capa de material elastomérico termoestable vulcanizado sobre una pieza metálica rígida de menor diámetro y con una malla textil embebida. El material elastomérico permite a la membrana flexionar sin oponer resistencia, mientras que la malla textil limita la deformación y protege al elastómero de las sollicitaciones a las que se somete el diafragma. En el lado opuesto (zona en contacto con el fluido) se dispone mediante adhesión química (en un proceso de conformación a alta presión y temperatura), de una lámina de politetrafluoroetileno (PTFE), termoplástico rígido y modificado para mejorar su vida a flexión. Debido a que este material es prácticamente inerte a la mayoría de los fluidos se emplea en aquellas aplicaciones en las que los diafragmas convencionales no dan una respuesta químicamente estable frente al fluido. Alternativamente, el diafragma puede componerse solo de la zona elastomérica, la malla y el inserto metálico cuando los fluidos son compatibles con el elastómero. En su parte central, las membranas alojan una “tuerca de diafragma” o elemento que les permite acoplarse al eje central.

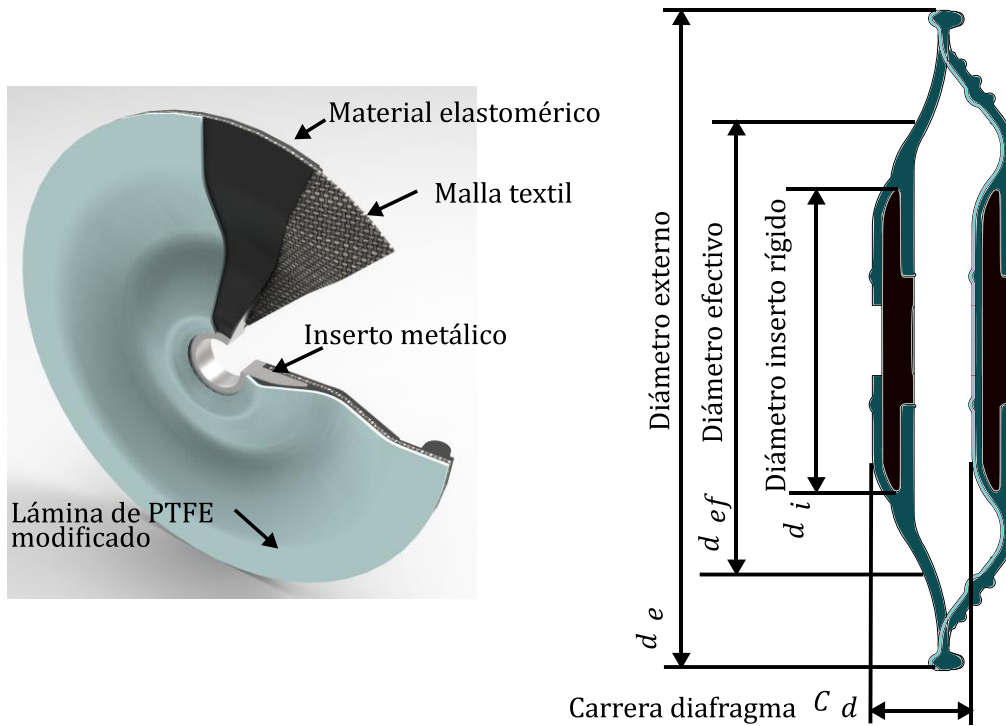


Figura 3.5 - Esquema de un diafragma compuesto con sus dimensiones características.

Las dimensiones que caracterizan al diafragma son: el diámetro externo d_e , el diámetro del inserto rígido d_i y el diámetro efectivo d_{ef} , o diámetro aproximado de la sección que produce el desplazamiento debido a la flexibilidad del diafragma. El diámetro efectivo se calcula como la media entre el diámetro exterior del diafragma y el diámetro del inserto:

$$d_{ef} = (d_e + d_i)/2 \quad (3.1)$$

De esta forma, el diámetro efectivo permite definir una sección efectiva de desplazamiento de fluido A_{ef} , según:

$$A_{ef} = \frac{\pi(d_e + d_i)^2}{16} \quad (3.2)$$

El producto del área efectiva por la carrera del diafragma permite obtener el desplazamiento por embolada que, junto con la velocidad de accionamiento del diafragma, da a conocer el caudal medio entregado por la bomba:

$$Q = V_{ef} \cdot n \cdot 2 = A_{ef} \cdot C_d \cdot n \cdot 2 \quad (3.3)$$

Siendo C_d la carrera del diafragma, Q el caudal medio entregado y n el número de ciclos por unidad de tiempo con los que se acciona la máquina. Al existir dos carreras, una por diafragma dentro del ciclo, el caudal resultante se multiplica por dos.

Las válvulas anti retorno (Figura 3.6) son los componentes encargados de mantener la dirección del flujo, evitando reflujos entre las carreras de aspiración e impulsión. El tipo de válvula más habitual es el de bola con asiento, el mismo que se dispone en la bomba dúplex en estudio. El conjunto válvula-asiento, como ocurre con el resto de componentes inmersos en el fluido, puede configurarse en diferentes materiales con distintos objetivos. En particular, para aplicaciones con fluidos abrasivos o sólidos en suspensión, se utilizan materiales metálicos para el asiento, con buena resistencia a la abrasión y compatibilidad

química (típicamente acero inoxidable AISI316), mientras que para la bola se emplean termoplásticos elastómeros (TPV, mezcla de un caucho etileno-propileno-dieno al 50% con un plástico termoestable -como el polipropileno- al restante 50%), que gracias a su resiliencia son más longevas en estas aplicaciones. Otras combinaciones disponen de un asiento de termoplástico inyectado, Polieximetileno, con carga conductiva y de una bola de Politetrafluoroetileno (PTFE), solución que busca maximizar la compatibilidad química entre medios disolventes de distinta naturaleza e hidrocarburos, manteniendo un coste asumible por la aplicación. Este último caso es el que se ha adoptado para la bomba dúplex a estudiar.

El funcionamiento de las válvulas puede simplificarse a una dirección de flujo y a dos posiciones de la válvula (Figura 3.6). En la posición de cierre, la válvula con un diámetro d_b asienta en una arista circular del asiento d_t , generalmente de la misma medida que el paso nominal de la bomba. Esto impide que el fluido circule en la dirección contraria a la deseada. La apertura de la válvula se producirá cuando la presión aguas abajo de la válvula caiga frente a la presión aguas arriba, permitiendo el paso del fluido en la dirección deseada. La apertura máxima de la válvula se determina por la carrera que se le permite hacer a la misma, o distancia recorrida por la válvula desde la posición de asiento a posición de tope. En la máquina estudiada, el tope de final de carrera de la válvula se realiza por medio de un estrechamiento radial de las guías de la válvula. Las guías permiten que la bola limite su movimiento a un solo eje, facilitando la acción de cierre en el asiento. En el caso de no incluir dichas guías, aparecen rebotes en el contacto entre bola y asiento en el transitorio de cierre de las válvulas, lo cual se traduce en fugas internas de fluido y problemas de cebado.

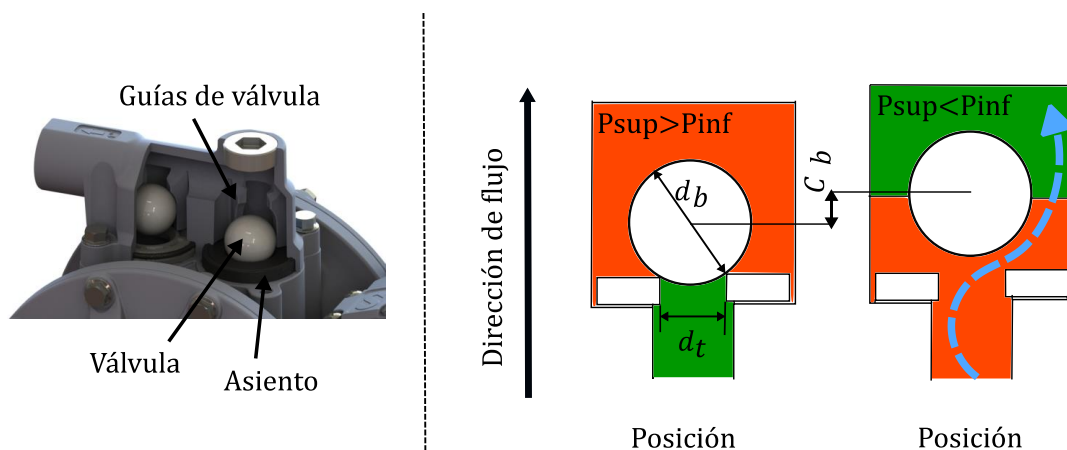


Figura 3.6 - A la izquierda válvulas anti-retorno alojadas en el colector de impulsión. A la derecha, apertura de las válvulas por diferencia de presiones.

El paso de fluido en las válvulas se determina por las dimensiones características y por las relaciones geométricas expuestas en la Figura 3.7. Atendiendo a estas relaciones puede determinarse que la distancia entre el centro de la válvula y la arista de cierre corresponde a:

$$d = \sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_b^2}{2} - \frac{d_t^2}{2}} + x\right)^2 + r_t^2} \quad (3.4)$$

Si se tiene en cuenta que el paso de fluido se produce por la sección lateral del tronco de cono formado entre la arista circular del asiento y el círculo imaginario fruto de la intersección de la revolución de la línea d sobre el eje de revolución de la válvula y tubería,

la sección equivalente para dicho paso puede calcularse como su sección lateral. Es necesario calcular entonces los radios superior e inferior del tronco de cono resultante, así como la generatriz, según:

$$r_{sup} = \frac{d_t}{2} \cdot \left(1 - \frac{d - \frac{d_b}{2}}{d} \right) \quad g = \frac{d \left(C_b + \sqrt{\frac{d_b^2}{2} - \frac{d_t^2}{2}} \right)}{d - \frac{d_b}{2}} \quad (3.5)$$

$$r_{inf} = \frac{d_t}{2}$$

Donde r_{sup} y r_{inf} son los radios superior e inferior del tronco de cono equivalente y por tanto:

$$S_v = \frac{\pi d_t}{2} \left(1 + \left(1 - \frac{d - \frac{d_b}{2}}{d} \right) \right) \cdot \frac{d \left(C_b + \sqrt{\frac{d_b^2}{2} - \frac{d_t^2}{2}} \right)}{d - \frac{d_b}{2}} \quad (3.6)$$

S_v es la sección lateral del tronco de cono o sección de paso de fluido para una válvula de bola en posición de máxima apertura. Lógicamente, para conocer el paso equivalente en cada grado de apertura posible se debería sustituir la carrera total C_b por la posición instantánea de la bola con respecto a la posición de cierre.

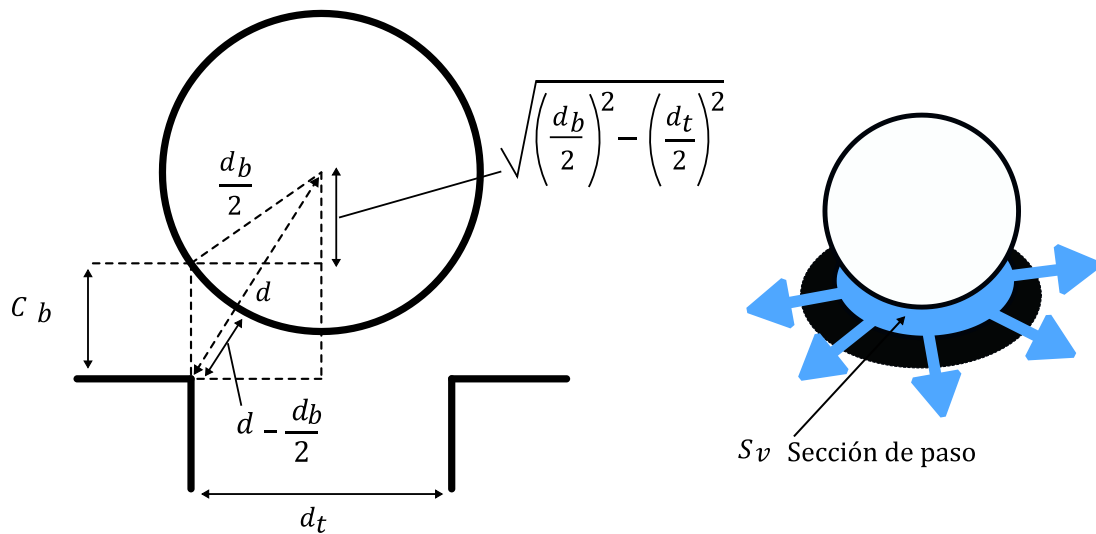


Figura 3.7 - Relaciones geométricas para el cálculo de paso de fluido de una válvula anti-retorno de bola.

El ciclo de trabajo hidráulico de esta máquina deriva del movimiento alternativo impuesto en los diafragmas por la válvula neumática. Al disponer de dos diafragmas conectados, el funcionamiento de la bomba es de doble efecto, lo que implica que durante la carrera de aspiración de uno de los diafragmas el otro realiza su carrera de impulsión. Por este motivo estas máquinas entregan caudal de manera continua, pero de marcado carácter pulsante. En la Figura 3.8 se esquematiza el circuito hidráulico resultante para las dos posiciones posibles de la válvula de aire.

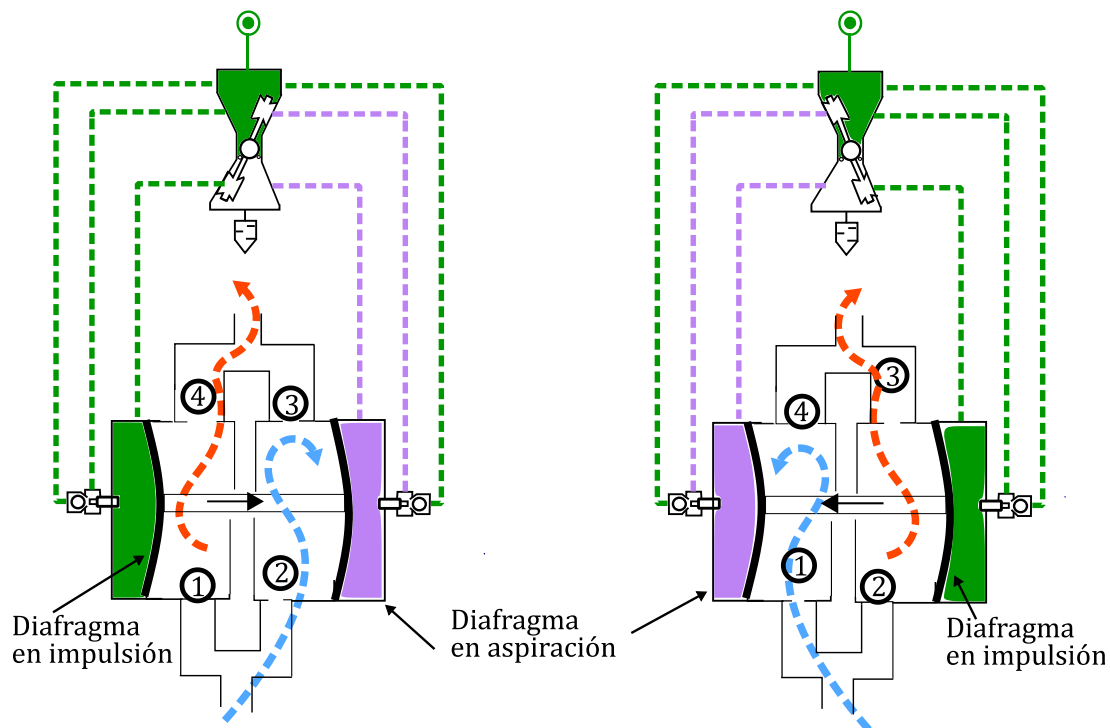


Figura 3.8 - Esquema neumático e hidráulico completo.

En lado izquierdo de la figura, el diafragma izquierdo desplaza el fluido existente en la cavidad hidráulica lo que provoca un aumento de presión equivalente a la pérdida de carga existente entre la cámara y la salida de la bomba más la presión existente aguas debajo de la bomba. Este aumento de presión en la cámara provoca el cierre de la válvula de aspiración (1), lo que impide el retorno del fluido aguas arriba de la bomba, y la apertura de la válvula de impulsión (4), lo que provoca una entrega de caudal a medida que el diafragma avanza en su carrera de impulsión. Al desplazarse el diafragma, éste desplaza al eje que a su vez desplaza al diafragma de la derecha. Este último se encuentra en la carrera de aspiración y crea un volumen que provoca una caída de presión con respecto a las líneas de aspiración e impulsión. Esta caída de presión provoca el cierre de la válvula de impulsión de su cavidad (3) impidiendo el retorno del fluido que el otro diafragma está impulsando. La válvula de aspiración (1) se abre y permite la entrada del fluido a la cavidad.

Cuando se completa la carrera, el diafragma izquierdo llega al punto muerto superior (PMS) y el derecho al punto muerto inferior (PMI), accionándose el sensor que provoca el cambio de posición de la válvula direccional. En la nueva posición de la válvula (Figura 3.8 derecha), los diafragmas cambian el sentido de su movimiento para comenzar la segunda carrera que completa el ciclo de trabajo. En esta fase, el diafragma derecho realiza ahora la carrera de impulsión gracias al cierre de la válvula (2) y la apertura de la válvula (3). El diafragma izquierdo pasa a estar en su carrera de aspiración, en la que la válvula (4) se cierra y la válvula (1) se abre, permitiendo la entrada del fluido en la cámara desde la aspiración de la bomba.

3.3. Características principales de la bomba de diafragma dúplex

3.3. Características principales de la bomba de diafragma dúplex

A continuación se resume en la Tabla 3.1 y Tabla 3.2 las características y parámetros más relevantes de la máquina estudiada.

Tabla 3.1 – Características principales bomba de diafragma dúplex estudiada (DP200AAN11NNBAS).

Característica	Descripción
Tipo de accionamiento	Neumático con válvula direccional pivotante y alimentación de aire entre 1,5bar y 8bar de presión.
Tipo de bomba de desplazamiento positivo	Alternativa.
Entrega de fluido según ciclo de trabajo	Bomba doble efecto "Dúplex"
Tipo de válvulas anti retorno	Dos válvulas de bola por cavidad de fluido
Número y tipo de diafragmas	Dos diafragmas compuestos PTFE+EPDM+PA

Tabla 3.2 - Características geométricas de bomba de diafragma dúplex estudiada (DP200AAN11NNBAS).

Descripción	Valor
Diámetro externo del diafragma	20cm
Diámetro inserto rígido	10cm
Diámetro efectivo de diafragma	15cm
Carrera del diafragma	3,1cm
Área efectiva	176,7cm ²
Volumen desplazado por embolada	548cm ³
Diámetro nominal de paso de fluido en conductos	2,65cm
Diámetro de válvula	3,175cm
Carrera de válvula	1cm
Área de paso huelgo de válvula	4,98 cm ²
Diámetro equivalente de paso en huelgo de válvula	2,52cm

Capítulo 4.

Metodología experimental

4.1. Diseño de los test de medida

Para la validación de los modelos numéricos, se ha realizado una batería de ensayos con el objeto de obtener las curvas de capacidad de la bomba. Además, se han monitorizado en tiempo real las presiones en las cavidades y en la zona de descarga y se ha medido la velocidad instantánea de accionamiento de la máquina. Con este fin, se ha diseñado y construido un banco de pruebas ad hoc para el ensayo de la bomba dúplex, dotándole de las modificaciones necesarias para introducir los sensores en la instalación.

La rutina experimental seguida en el banco de ensayos consiste en la medida del caudal medio entregado por la bomba ante diferentes aperturas de una válvula de regulación situada a la salida de la misma. Con los puntos de caudal y presión resultantes se construyen las curvas características de la máquina. Para cada uno de estos puntos, se recogen además las presiones instantáneas en la válvula de regulación y en una de las cavidades hidráulicas

4.1.1. Determinación de caudal medio entregado por la bomba:

La medición del caudal se realiza como medida del caudal volumétrico medio, calculado como el tiempo que tarda la máquina en vaciar un volumen calibrado de fluido desde un depósito de alimentación a la bomba a un depósito de descarga.

Para este ensayo se dispone de un depósito en el que se instalan sensores de nivel que permiten conocer el volumen desalojado durante el bombeo. Para la toma de medidas, se mide el tiempo en el que la bomba desaloja una cantidad fija de fluido valiéndose de la señal de estos sensores. Este volumen fijo se calibra por medio de una báscula electrónica. Además, para el volumen inicial y final, se recoge el valor de presión estática existente en la entrada de la bomba mediante un manómetro electrónico, medida que corresponde a los instantes de inicio y final de bombeo.

Para poder construir las curvas características ha de alimentarse la bomba con diferentes presiones de aire de alimentación o presión de accionamiento. Para cada una de éstas, se replican las condiciones de varias instalaciones con una curva resistente del tipo $\Delta P = K_q Q^2$. La ΔP , pérdida de carga simulada, se genera mediante una válvula de paso de bola variando su grado de apertura, obteniendo así diferentes coeficientes de pérdidas singulares K_q . Ha de tenerse en cuenta que el caudal es pulsante, lo que resulta en una presión variable como respuesta a los diferentes grados de apertura de la válvula. Se toma como referencia el máximo valor de presión de cada embolada (dos emboladas por ciclo completo de trabajo).

Para cada una de estas medidas se recoge la frecuencia de accionamiento a través de un sensor de ciclos que detecta la posición de uno de los diafragmas cuando éste se aproxima a su final de carrera de aspiración (PMI).

4.1.2. Monitorización de la presión en la cámara de fluido y en la salida de la bomba:

La presión se monitoriza mediante dos transductores de presión, tanto en la cavidad como en la válvula de regulación a la salida, para cada ensayo de caudal.

4.2. Banco de ensayos experimentales

El banco de ensayos se encuentra en el Laboratorio de Prototipos del Departamento de Desarrollo de Producto de Samoa Industrial S.A. En la Figura 4.1 se muestra una imagen general de la instalación, que incluye un depósito de suministro, un prototipo de bomba de diafragma dúplex, así como toda la instrumentación necesaria para los ensayos. A continuación, se detallan las características básicas de la instalación.

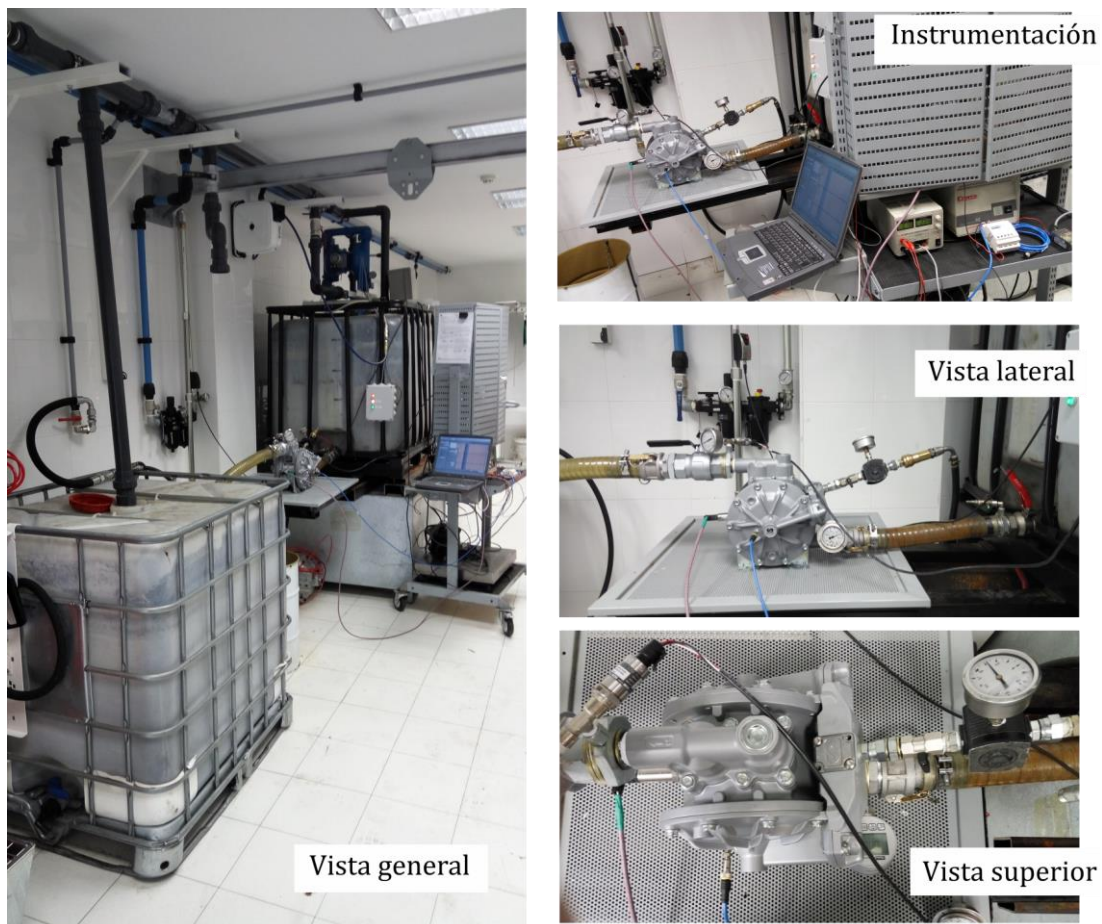


Figura 4.1 - Banco de ensayos experimentales Especificaciones de diseño

- Permitir la regulación de la presión de accionamiento (alimentación de aire) entre los límites impuestos para esta batería de ensayos (0-6 bar). Las diferentes presiones determinan la velocidad de accionamiento de la bomba. Monitorización del caudal de aire consumido.
- Disponer de un depósito de aspiración y uno para la impulsión. El depósito de aspiración ha de situarse sobre el datum de la bomba.
- Disponer de instrumentación para medición de caudal volumétrico medio.
- Disponer de un dispositivo para regular y medir la presión a la salida de la bomba.

- Determinar parámetros básicos del flujo interno (presión en la cámara de fluido y en la válvula de regulación a la salida).
- Determinar la velocidad de accionamiento de la máquina.
- Emplear una instalación neumática de alimentación a la bomba capaz de satisfacer la demanda de aire comprimido a las presiones de accionamiento.
- Disponer de un circuito hidráulico que no produzca pérdidas de carga para los caudales entregados por la máquina.

4.2.1. Criterios de diseño

- El diseño del banco se rige por los criterios establecidos por la norma ANS/HS 10.6-2004 en la que se definen los procedimientos para el test de bombas de diafragma operadas por aire.
- Utilizar instrumentación comercial o desarrollada para este ensayo con la precisión y exactitud adecuada.

4.2.2. Diseño de tuberías y selección de accesorios para el conexionado

La instalación neumática para la alimentación de la bomba se compone de una toma de aire de una pulgada (de paso nominal interior) junto con un equipo de tratamiento FRL de aire (Filtro-Regulador-Lubricador). En el punto de conexión a la bomba se dispone de un regulador de presión de media pulgada y de un manómetro para la regulación de presión de alimentación con el mismo paso nominal. La conexión a la bomba se realiza con un adaptador reductor al diámetro de conexión de la bomba (de tres octavos de pulgada). Esta configuración asegura un suministro de aire comprimido suficiente para que no existan caídas de presión a las máximas velocidades a las que se acciona la máquina.

Para las tuberías que conectan los depósitos con la bomba, se utiliza tubería flexible en PVC con refuerzo metálico embebido (para impedir su colapso en caso de producirse presiones inferiores a la atmosférica en la línea de aspiración). La tubería de aspiración tiene un diámetro de dos pulgadas y una longitud de 500 mm. Con la selección de esta tubería se pretende que las pérdidas de carga en la tubería sean prácticamente despreciables para los caudales entregados por la máquina. Bajo la suposición de una rugosidad superficial de 0.0016 mm, rugosidad para una tubería flexible nueva, y empleando agua a 20°C, esta tubería supone una pérdida de carga mínima de 2.7 mbar para un caudal máximo de la máquina de 200 litros por minuto.

Para su conexión, la bomba dispone de terminales para la unión roscada de una pulgada, por lo que su conexión el circuito hidráulico de dos pulgadas requiere de adaptadores. Se emplean adaptadores tipo CAM-LOCK que son mecanizados para disponer de una entrada a la bomba con el mayor paso posible, cercano a la pulgada de paso nominal.

Para la regulación de caudal a la salida de la bomba, se dispone de una válvula de bola de dos pulgadas para minimizar pérdidas de carga cuando se obtengan caudales a salida libre. La válvula se mecaniza para la instalación de un manómetro y un transductor de presión.

El banco dispone de dos depósitos de 1000 litros tipo IBC. Para el retorno del fluido al tanque superior tras cada ensayo se dispone de una bomba auxiliar y una instalación de tuberías para la aspiración del fluido del depósito inferior. No se profundiza en la descripción de esta instalación secundaria por no ser relevante para los ensayos de la bomba de diafragma.

4.2.3. Instrumentación para la medición

En la Figura 4.2 se muestra la instrumentación para la medición y adquisición de datos empleados. Las características principales de la instrumentación para la medición se recogen en las Tablas 4.1 a 4.5.

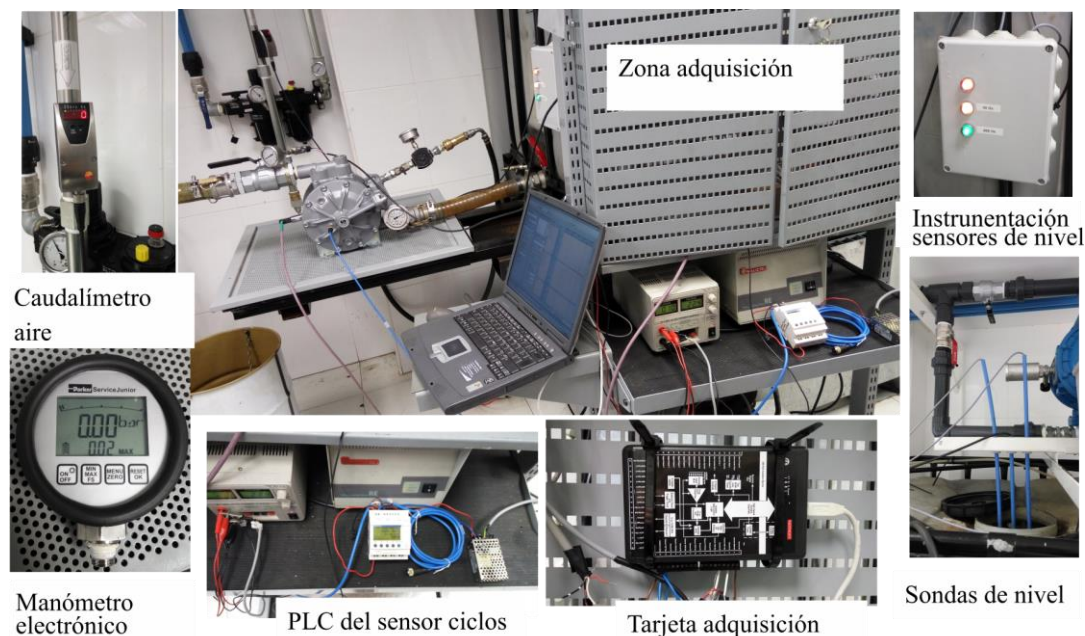


Figura 4.2 – Instrumentación

4.2.3.1. Caudalímetro de aire

El banco incorpora un caudalímetro para conocer el consumo instantáneo de aire de la bomba con un rango de medida de 12,5 a 3750 l/min. Este registra el caudal normalizado según el principio calorimétrico para lo que consta de un sensor termo cerámico recubierto de vidrio. Incorpora además dos tuberías de entrada y salida integradas de 475 mm para garantizar la exactitud de las medidas.

Tabla 4.1 – Cuadro de características del caudalímetro

Instrumento	Caudalímetro de aire comprimido de principio calorimétrico
Fabricante y modelo	Testo 6442
Características	Rango de medida 12.5 a 3750 l/min con una incertidumbre de $\pm 0.3\%$ referida al fondo de escala.
Entrada	Célula de medición cerámica. Alimentación voltaje 10-30Vdc
Salida	Dos salidas relé analógicas de 4 a 20 mA (4hilos). Visualización estado salida del relé vía visualización en display de 2 LEDs. Tiempo de respuesta de 0,1 segundos.
Notas	La instalación neumática de alimentación a la bomba cumple con la calidad de aire recomendada para lograr la incertidumbre, (Clase 1-4-1 según ISO8573). La normalización del caudal se realiza a 15°C/1013,25Pa y 0% de humedad relativa según ISO 2533

4.2.3.2. Manómetro electrónico

Además de los manómetros tipo Bourdon instalados en diferentes secciones de la bomba (usados como referencia rápida), se dispone de un manómetro electrónico para conocer con mayor precisión las presiones en diferentes puntos del circuito.

Tabla 4.2 – Cuadro de características del manómetro electrónico

Instrumento	Manómetro electrónico
Fabricante y modelo	Parker Service Junior SCJN-016-01
Características	Rango de medida de -1 a 16bar con una precisión de $\pm 0.5\%$ referida al fondo de escala. Conexión roscada macho de 1/4 de pulgada BSPP (ISO 1179-2)
Entrada	Célula de medición cerámica con ratio de escaneado de 10ms y resolución de 12bt. Alimentación a baterías LR6-AA.
Salida	Display LC con iluminación.

4.2.3.3. Transductores de presión

Se dispone de dos transductores de presión, uno en una de las cavidades de fluido y el otro situado en la válvula de regulación a la salida de la bomba, donde se regula la pérdida de carga variando su grado de apertura de la misma (Figura 4.3 izquierda).

Tabla 4.3 – Cuadro de características del sensor situado en la salida de la bomba

Instrumento	Transductor de presión de membrana
Fabricante y modelo	TE connectivity MEAS U5244
Características	Rango de medida de -1 a 13bar con una precisión de $\pm 1\%$ referida al fondo de escala. Conexión roscada macho de 1/4 pulgada BSPP (ISO 1179-2)
Entrada	Sensor de membrana cerámica. Alimentación 5-30Vdc.
Salida	Tiempo de respuesta de 2ms. Conector Packard 3-PIN METRI-PACK 150. Señal de salida en tensión en rango de 0 a 5 Vdc
Notas	Este sensor se coloca en la salida de la bomba. Los sensores de presión se calibran con el manómetro electrónico para detectar el posible Offset.

Tabla 4.4 – Cuadro de características del sensor situado en la cavidad de fluido

Instrumento	Transductor de presión de membrana
Fabricante y modelo	ESI Genspec GS4002
Características	Rango de medida de -1 a 24bar con una precisión de $\pm 1\%$ referida al fondo de escala. Conexión roscada macho de 1/4 pulgada BSPP (ISO 1179-2)
Entrada	Sensor de membrana cerámica. Alimentación 13-30Vdc.
Salida	Tiempo de respuesta de 1ms. Conector DIN43650. Señal de salida en tensión en rango de 0 a 10 Vdc
Notas	Este sensor se coloca en la cavidad de fluido. Los sensores de presión se calibran con el manómetro electrónico para detectar el posible Offset.

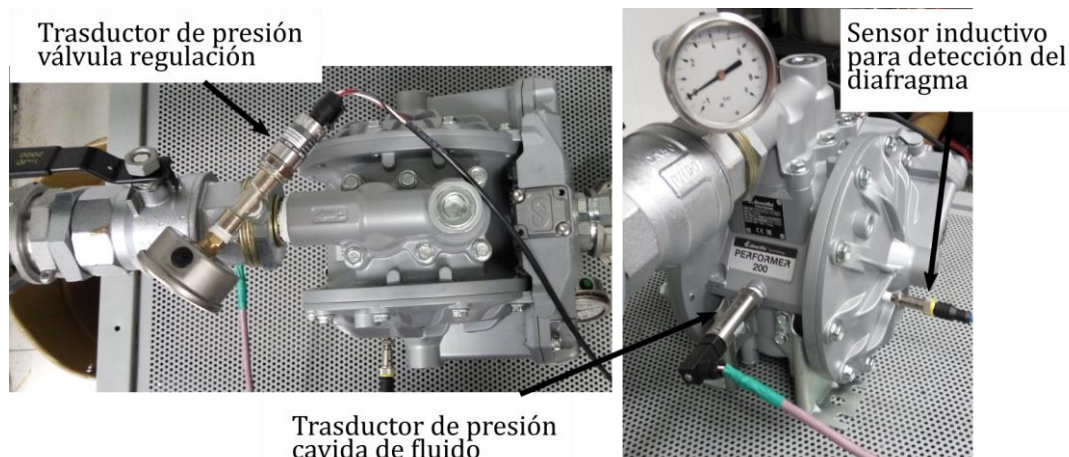


Figura 4.3 – Ubicación física de transductores de presión y sensor de proximidad para la detección del diafragma

4.2.3.4. Sensor de proximidad inductivo

Para conocer la velocidad de accionamiento en tiempo real, se emplea un sensor inductivo, Figura 4.3 derecha, que detecta la proximidad del diafragma al final de su carrera o PMI. Los sensores inductivos detectan la proximidad de objetos metálicos por las alteraciones que éstos crean en el campo magnético de alta frecuencia que genera el propio sensor, por lo que para la correcta detección de diafragma se mecaniza un disco de Acero cincado de 0.5 mm de espesor que se adhiere al lado del diafragma en contacto con el aire.

Tabla 4.5 – Cuadro de características del sensor de proximidad

Instrumento	Sensor inductivo de proximidad
Fabricante y modelo	PEPPERL+FUCHS NBN-8GM30-E2-V1
Características	Rango de distancia de detección 3mm Histéresis 5%
Entrada	Detección sin contacto por modificación de campo magnético generado por el sensor debido a la presencia de un objeto metálico. Alimentación 10-30 Vdc
Salida	Conmutación tipo PNP. Circuito normalmente abierto.
Notas	El sensor se coloca en una de las cavidades de aire de la bomba. Adhesión de disco metálico al diafragma para lograr detección.

4.2.4. Adquisición de datos

La adquisición de datos (a partir de las señales de los transductores de presión), se realiza a través de una tarjeta de adquisición de datos conectada mediante USB a un PC, en el que se instala un programa específico para el registro de las señales en tiempo real.

4.2.4.1. Módulo USB de adquisición de datos

Se emplea una tarjeta de fácil uso que el PC reconoce al conectarse a través de bus serie universal (USB). Las características principales de esta tarjeta se recogen en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6 – Cuadro de características tarjeta de adquisición de datos

Instrumento	Módulo USB de adquisición de datos multifunción y alta ganancia
Fabricante y modelo	Keithley KUSB-3108
Características	Resolución 16-bit Frecuencia máxima de 50 kS/s Contadores:2
Entrada	Canales analógicos de entrada: 16 y 8 diferenciales
Salida/conectividad	Canales analógicos de salida: 2 Conectividad USB para PC

4.2.4.2. Programa para adquisición de datos

Para la adquisición de datos se cuenta con el programa gratuito QuickDAQ. Este programa grafica los datos adquiridos en tiempo real, permitiendo además, guardarlos y exportarlos a un archivo de texto tipo tsv (valores separados por tabulaciones).

A través de su interfaz gráfica es posible implementar una función para convertir una señal de voltaje en una señal de presión. La función para conversión es del tipo $P = mV - offset$, en la que P es la presión medida, V es el voltaje del sensor para esa medida y m la pendiente de la recta resultante entre la presión mínima y la máxima detectada por el transductor. En el caso de que exista un desfase de medidas se emplea el *offset* de presión con respecto a la presión real. El resultado de las medidas se puede exportar a un archivo de texto.

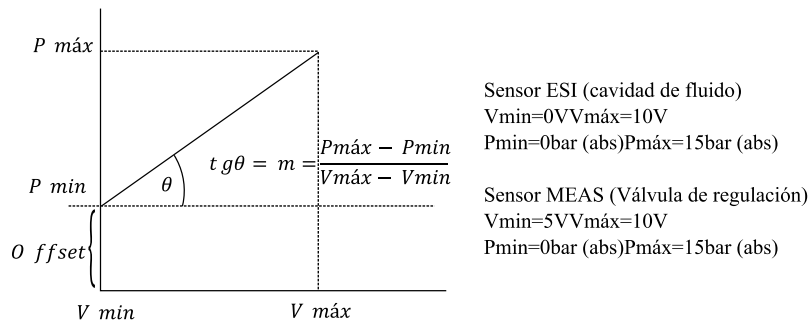


Figura 4.4 – Transformación de la señal de voltaje del sensor en señal de presión

4.2.5. Esquema neumático, hidráulico y de instrumentación resultante

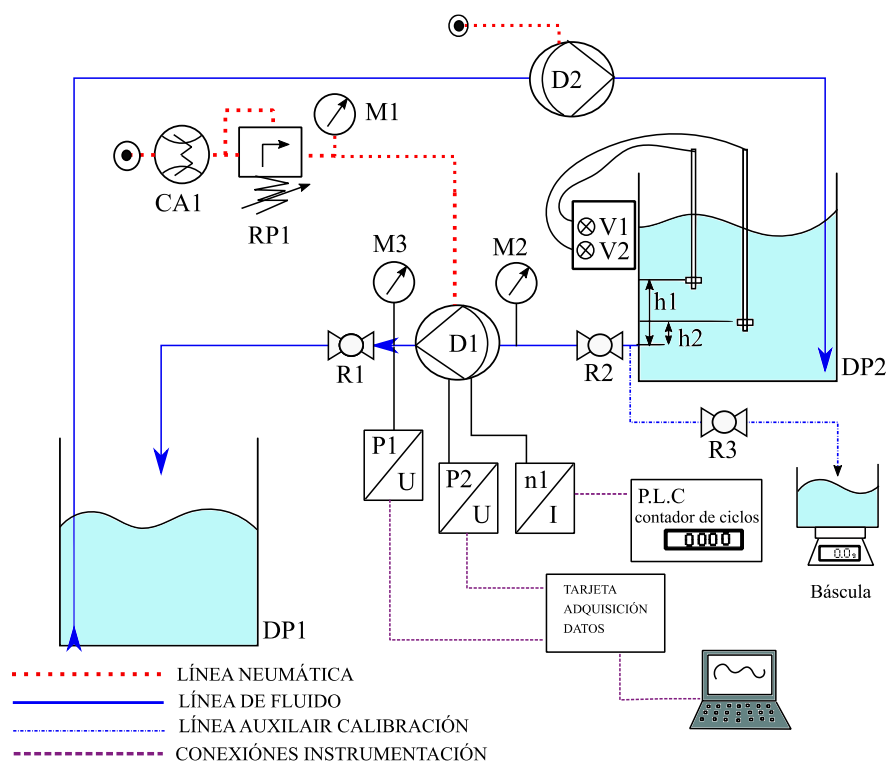


Figura 4.5 – Esquema hidráulico, neumático e instrumentación.

Tabla 4.7 – Descripción de los componentes presentados en la Figura 4.5.

Circuito Neumático		Circuito Hidráulico		Instrumentación	
ITEM	Descripción	ITEM	Descripción	ITEM	Descripción
CA1	Caudalímetro	DP1	Depósito inferior con capacidad de 1000 litros	N1	Sensor inductivo de proximidad.
M1	Manómetro	DP2	Depósito superior con capacidad de 1000 litros	P1	Transductor de presión para la válvula R1
RP1	Regulador de presión neumática	D1	Bomba de diafragma DP200 investigada	P2	Transductor de presión para la cavidad de fluido
		D2	Bomba de diafragma auxiliar CF40	VI	Sensor de nivel superior (volumen inicial)
		M2	Manómetro entrada de bomba	V2	Sensor de nivel inferior, (volumen final)
		M3	Manómetro en válvula R1		
		R1	Válvula de bola reguladora de caudal		
		R2	Válvula de cierre de depósito DP2		

4.3. Rutina experimental

En la Figura 4.5 se muestran esquematizados todos los elementos involucrados en la rutina experimental. El objetivo de estos ensayos es determinar las curvas de capacidad de la bomba D1 para tres presiones de accionamiento (2bar, 4bar y 6bar). Estas se fijan con RP1. Para generar varios puntos de presión y caudal resultante, con los que generar cada una de las curvas correspondientes a las presiones de accionamiento, se estrangula el paso del fluido variando el grado de apertura de la válvula R1. Para cada uno de estos grados de apertura de R1, se realiza un vaciado del depósito superior, en el que los sensores de nivel V1 y V2 recogen el momento inicial y final del ensayo en el que se mide el tiempo que la bomba tarda en evacuar el volumen existente entre ambos niveles y así obtener el caudal medio como un volumen evacuado en un tiempo. Durante cada uno de los ensayos de caudal, se monitoriza la presión en la válvula R1 con el sensor P1 y la presión en una de las cavidades de fluido de la bomba con P2. Los resultados se exportan en un fichero de texto para su post-procesado. La velocidad de accionamiento se recoge de un display incorporado en el PLC que lee su señal y transforma en unidades de ciclos completos de trabajo por minuto. La bomba D2 se emplea para retornar el fluido al depósito superior tras cada uno de los ensayos de caudal.

La tabla 4.8 recoge las condiciones de regulación de presión de accionamiento y presión a la salida de la bomba necesarias que determinan los nueve ensayos a realizar para la construcción de las curvas de capacidad. En la Figura 4.6 se recoge el diagrama de bloques con la rutina experimental a llevar a cabo para cada uno de los ensayos expuestos en la Tabla 7.

La calibración del volumen de referencia se realiza mediante una báscula electrónica auxiliar, cerrando la válvula R2 y vaciando el depósito desde el nivel V1 al nivel V2 a un depósito sobre la báscula. Si la medida no es acorde al volumen de fluido requerido, la posición vertical de los niveles se ajusta para conseguir la cantidad de fluido deseada. En cada ajuste se vuelve a realizar la medida hasta lograr el volumen deseado. La Figura 4.6 recoge el diagrama de bloques con el procedimiento de calibración del volumen de referencia.

Tabla 4.8 – Cuadro de características tarjeta de adquisición de datos

Variable medida	Presión de Accionamiento (presión de aire) [bar]	Presión en la válvula de impulsión *1 [bar]
Instrumento	M1	M3
Ensayo nº 1	2	0
Ensayo nº 2	2	1
Ensayo nº 3	4	0
Ensayo nº 4	4	1,5
Ensayo nº 5	4	3
Ensayo nº 6	6	0
Ensayo nº 7	6	1,5
Ensayo nº 8	6	3
Ensayo nº 9	6	4,5

*1-La presión de impulsión en M3 se toma como la máxima producida dentro de cada embolada del ciclo de trabajo

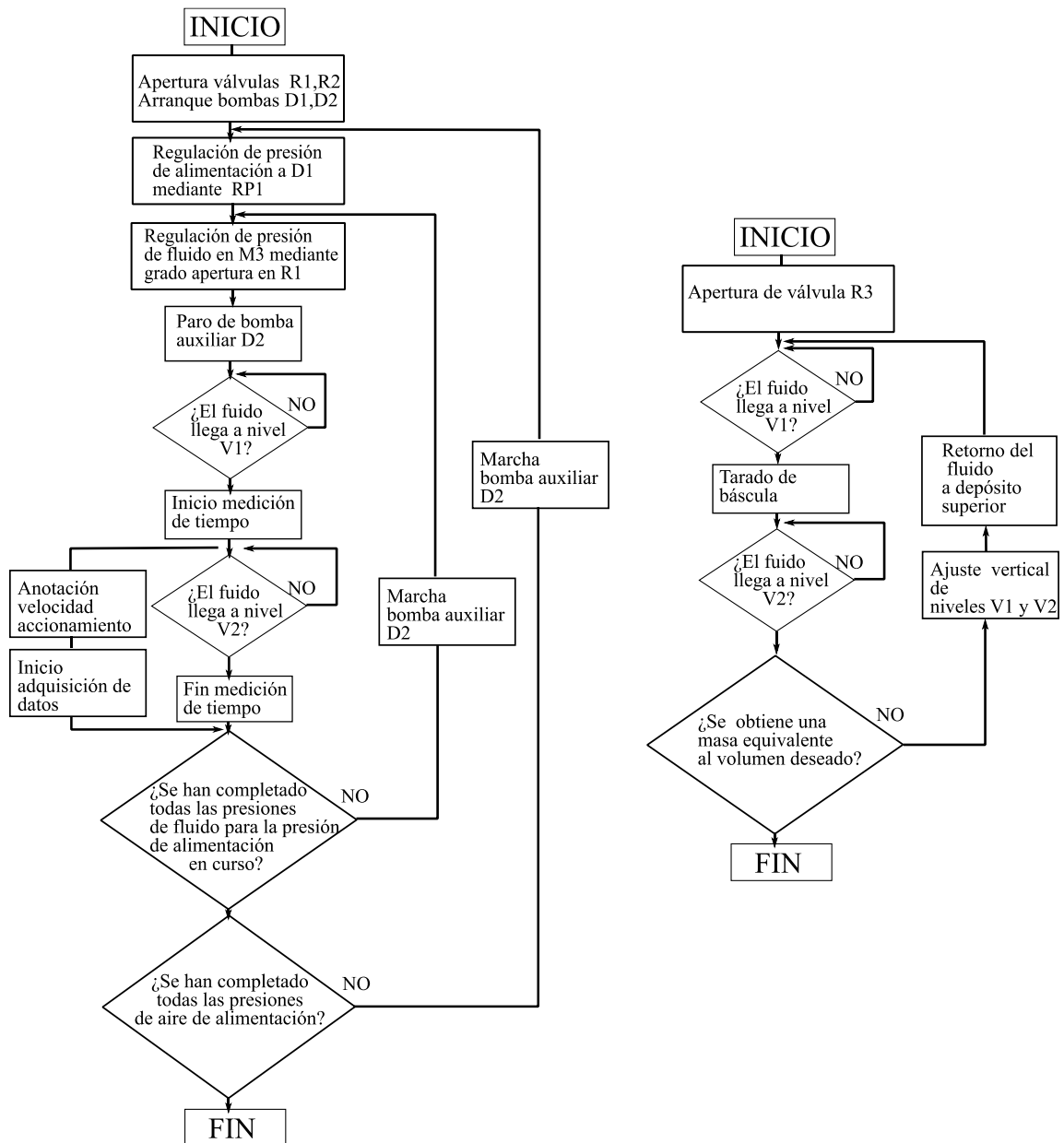


Figura 4.6 – A la izquierda diagrama de bloques de la rutina experimental para la obtención de puntos con los que construir las curvas de capacidad. A la derecha, diagrama para la calibración del volumen de referencia.

4.4. Resultados experimentales

4.4.1. Curvas de capacidad

Tabla 4.9 – Resultados de caudal y frecuencia de accionamiento para los puntos de trabajo definidos por los ensayos para generación de curvas de capacidad.

Variable medida	Presión aire	Presión Asp.*1	Presión Imp.*2	Volumen	Tiempo	Caudal	Frecuencia de accionamiento	Consumo de aire
Unidades de medida	[bar]	[bar]	[bar]	[l]	[s]	[lps]	[Hz]	[Nl/min]
Instrumento	M1	M2	M3	V1 y V2	-	-	n1	CA1
Ensayo nº 1	2	0,052	0	200	107	1,87	1,85	330
Ensayo nº 2	2	0,052	1	200	206	0,97	1	230
Ensayo nº 3	4	0,052	0	200	83	2,41	2,45	610
Ensayo nº 4	4	0,052	1,5	200	143	1,40	1,4	490
Ensayo nº 5	4	0,052	3	200	504	0,40	0,45	190
Ensayo nº 6	6	0,052	0	200	76	2,63	2,7	903
Ensayo nº 7	6	0,052	1,5	200	104	1,92	1,8	810
Ensayo nº 8	6	0,052	3	200	159	1,26	1,25	650
Ensayo nº 9	6	0,052	4,5	200	282	0,71	0,75	440

*1-La presión de aspiración en M2 se toma como la media aritmética entre el volumen máximo V1 y mínimo V2.

*2-La presión de impulsión en M3 se toma como la máxima producida dentro de cada embolada del ciclo de trabajo.

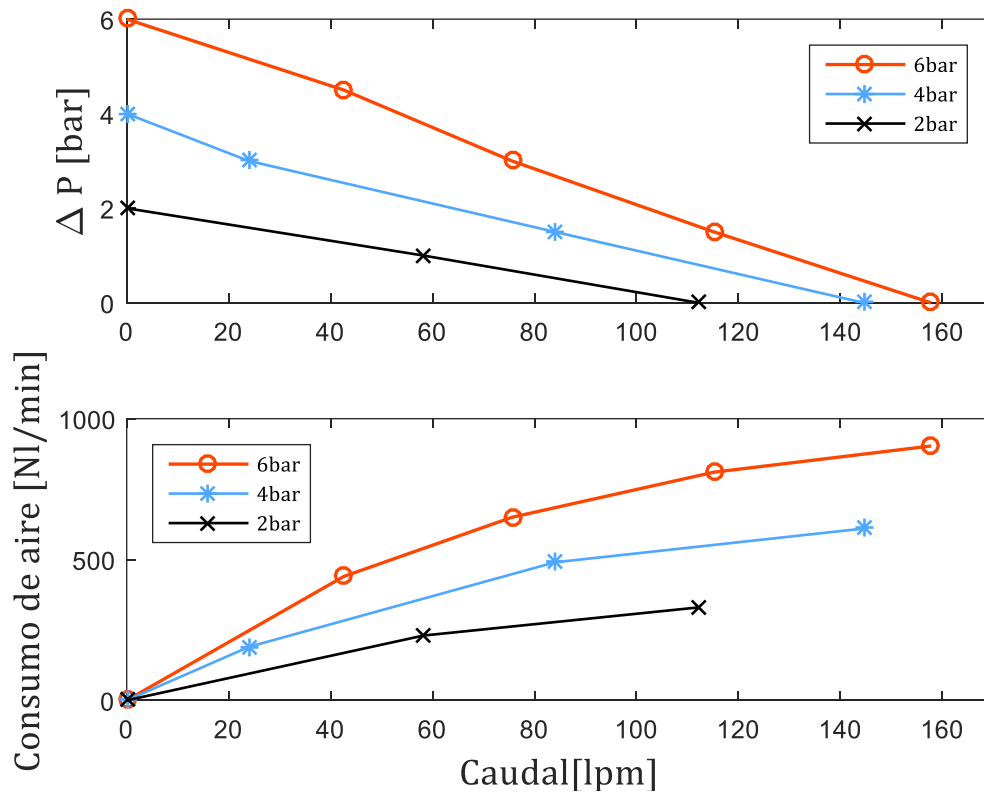


Figura 4.7 – Curvas de capacidad y consumo de aire

4.4.2. Presiones en la válvula de regulación a la salida y en la cavidad de fluido de la bomba

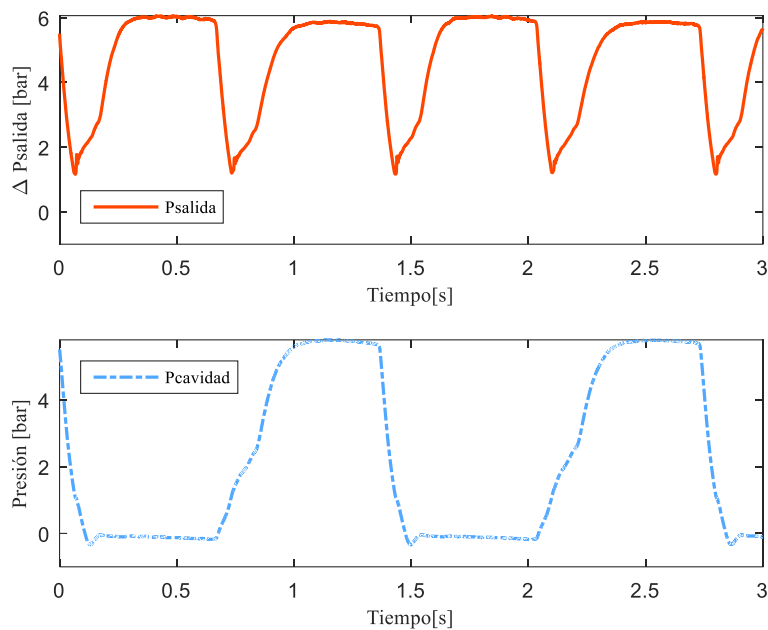


Figura 4.8 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 4,5bar

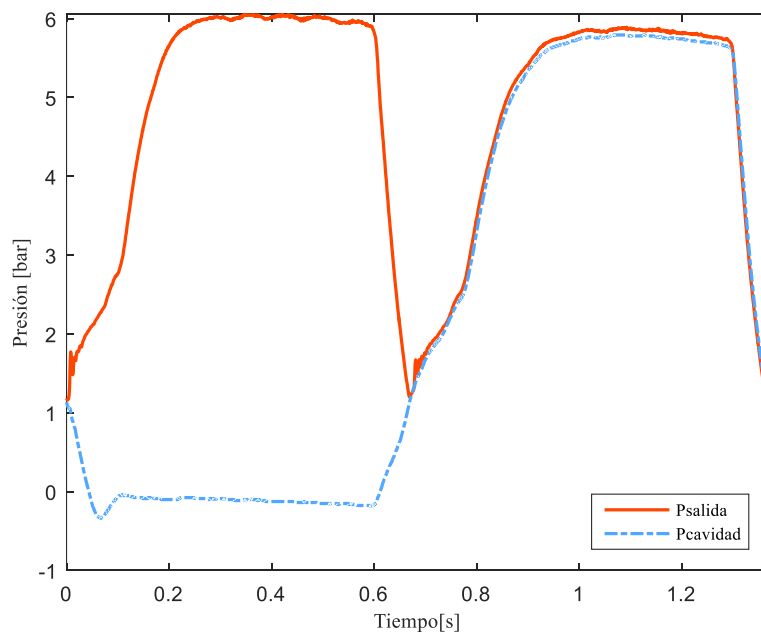


Figura 4.9 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 4,5bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 0,75Hz

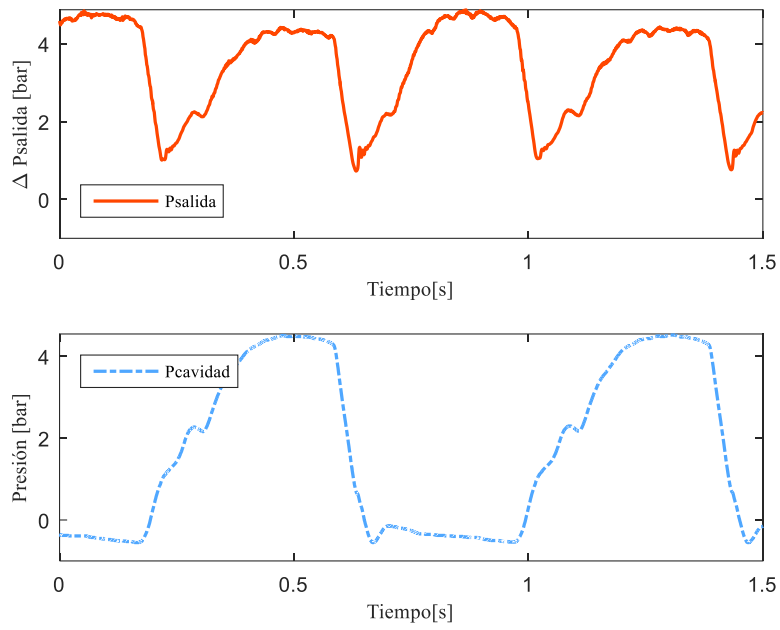


Figura 4.10 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 3bar

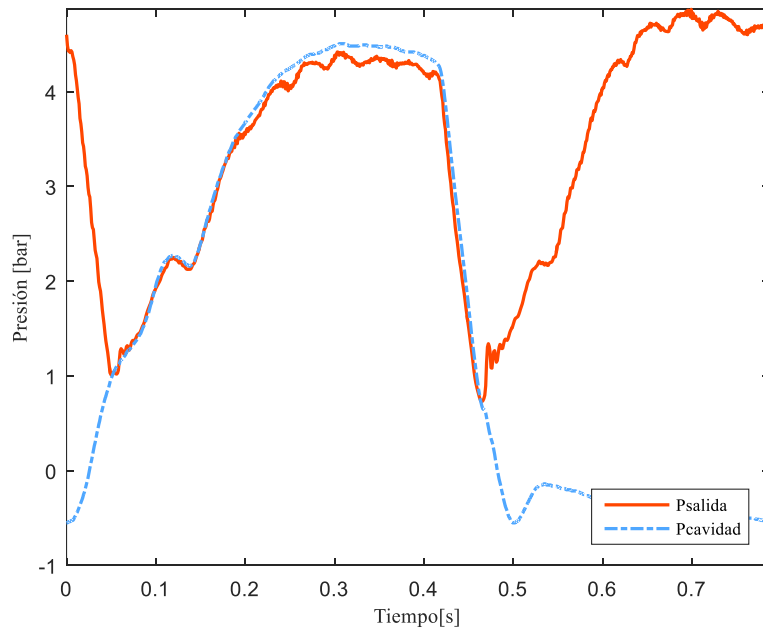


Figura 4.11 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 3bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 1,25Hz

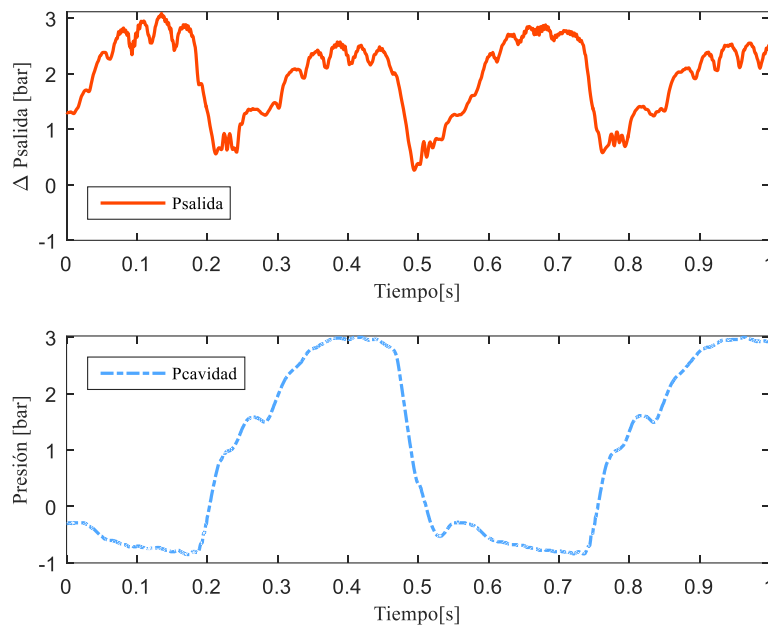


Figura 4.12 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 1,5bar

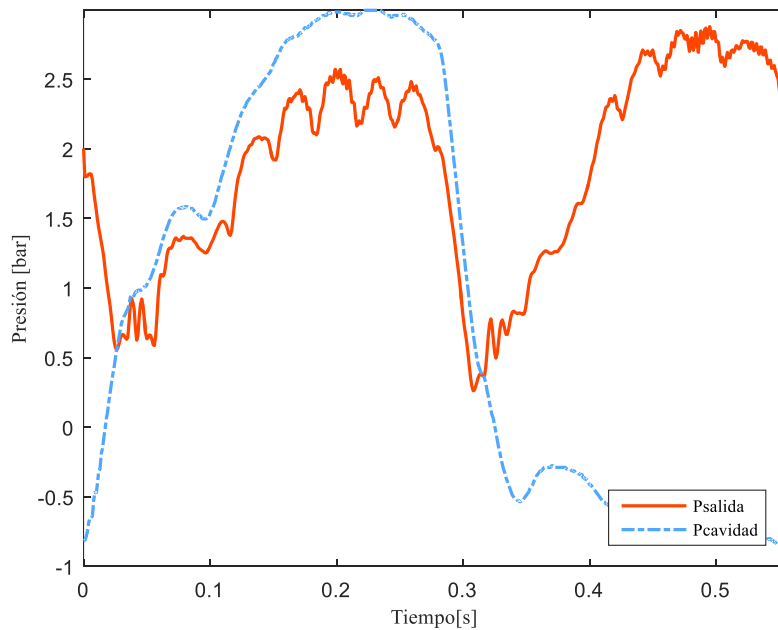


Figura 4.13 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 1,5bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 1,8Hz

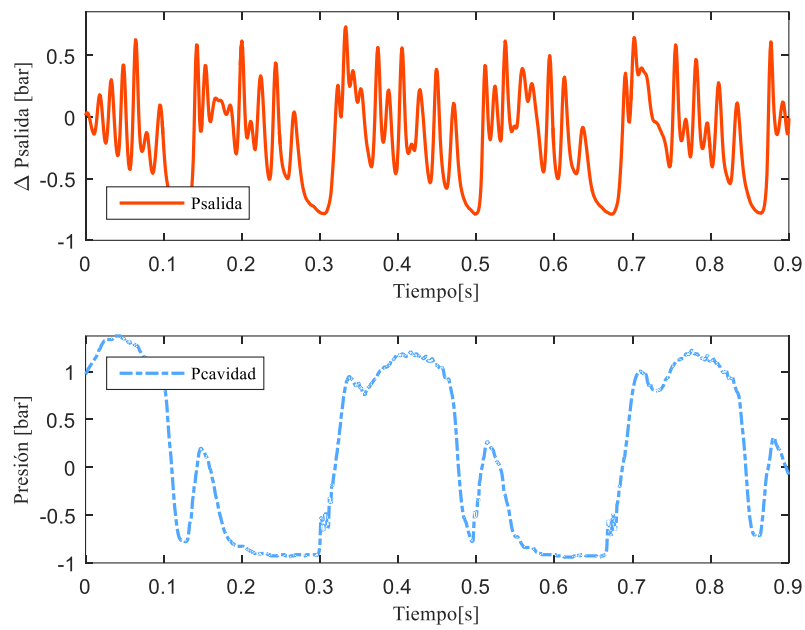


Figura 4.14 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 0bar

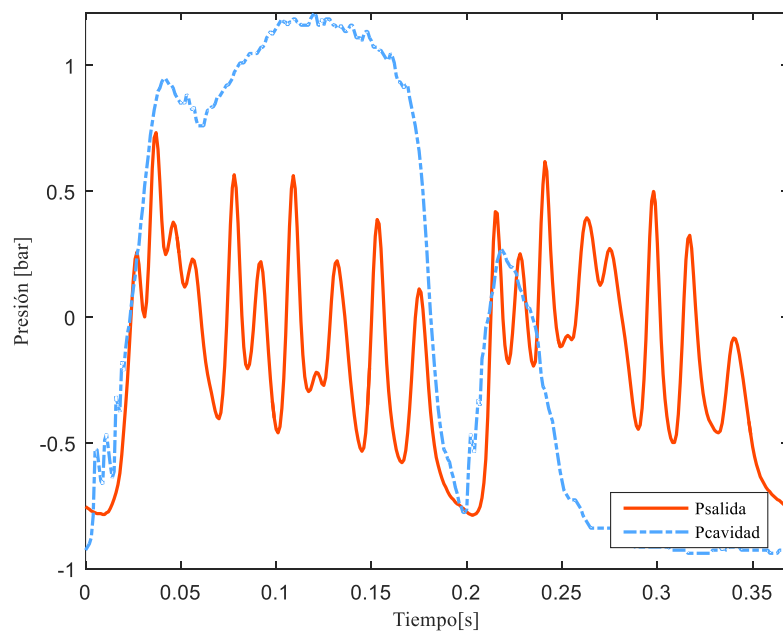


Figura 4.15 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 6bar y una pérdida de carga de 0bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 2,7Hz.

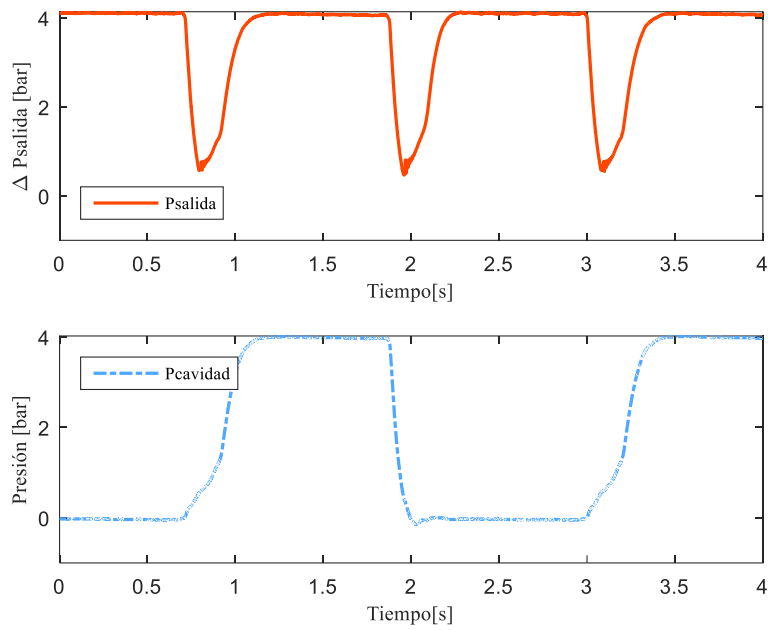


Figura 4.16 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 4bar y una pérdida de carga de 3 bar

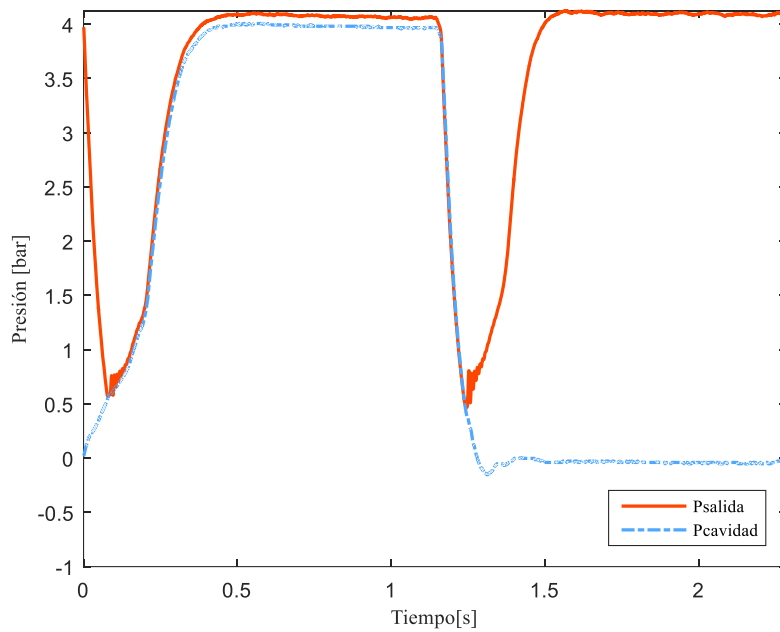


Figura 4.17 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 4bar y una pérdida de carga de 3bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 0,45 Hz.

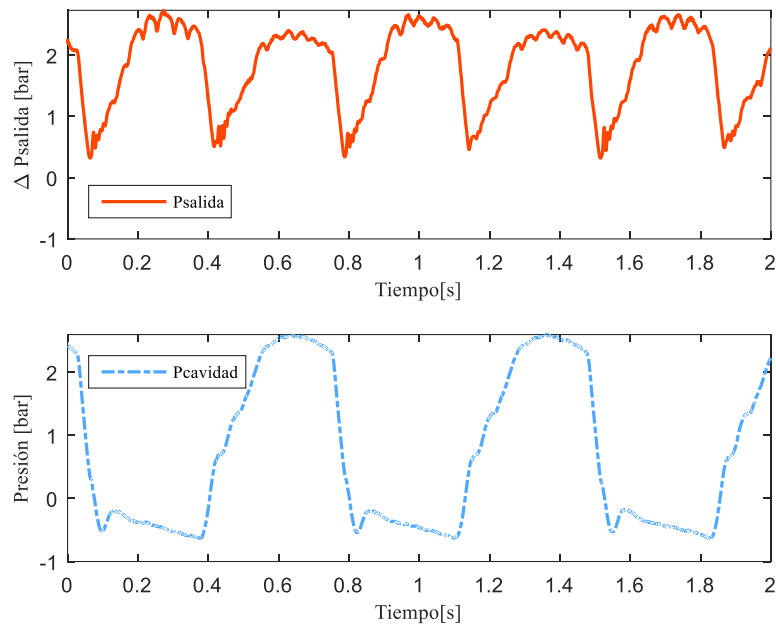


Figura 4.18 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 4bar y una pérdida de carga de 1,5 bar

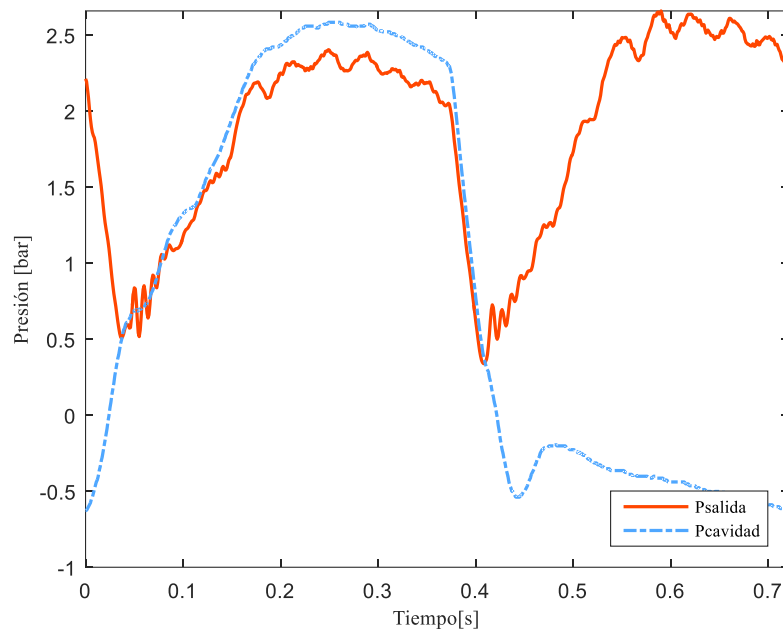


Figura 4.19 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 4bar y una pérdida de carga de 1,5bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 1,4 Hz.

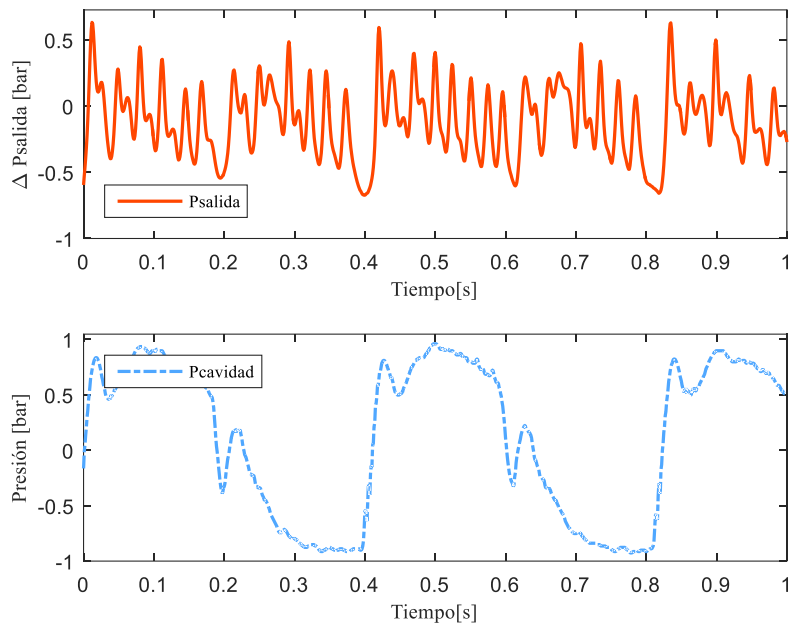


Figura 4.20 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 4bar y una pérdida de carga de 0 bar

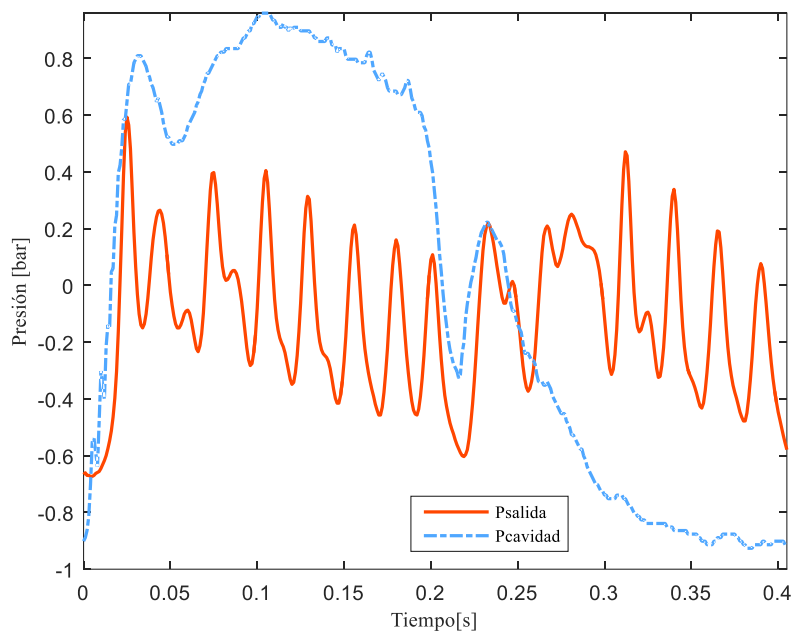


Figura 4.21 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 4bar y una pérdida de carga de 0bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 2,45 Hz.

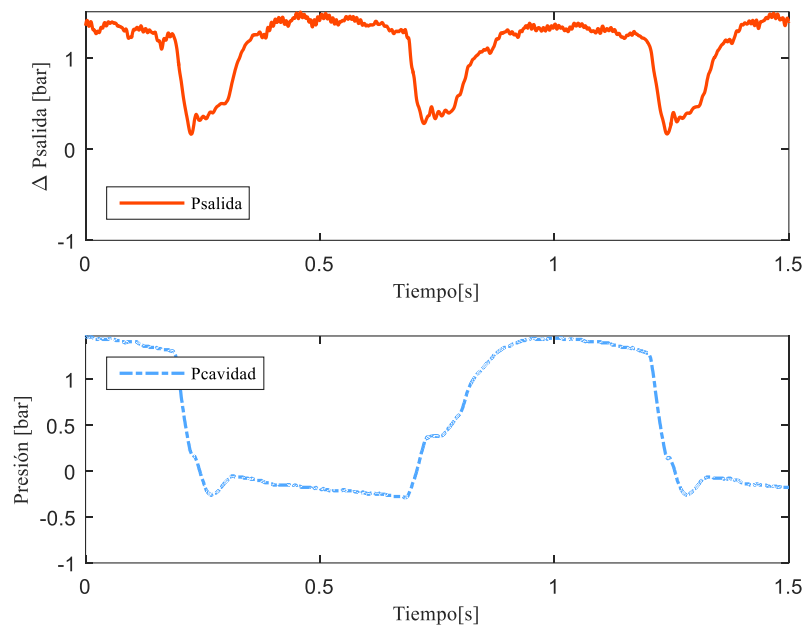


Figura 4.22 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 2bar y una pérdida de carga de 1 bar

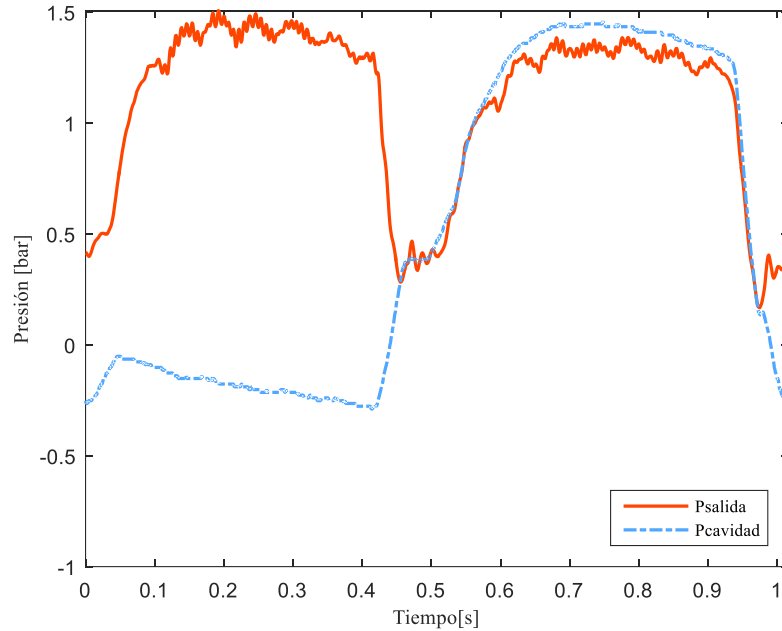


Figura 4.23 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 2bar y una pérdida de carga de 1bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 1 Hz.

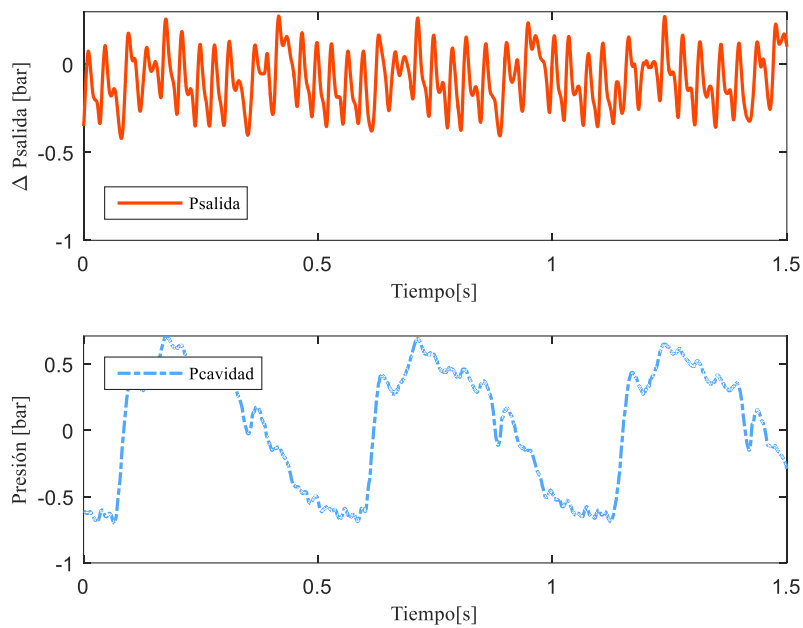


Figura 4.24 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 2bar y una pérdida de carga de 0 bar

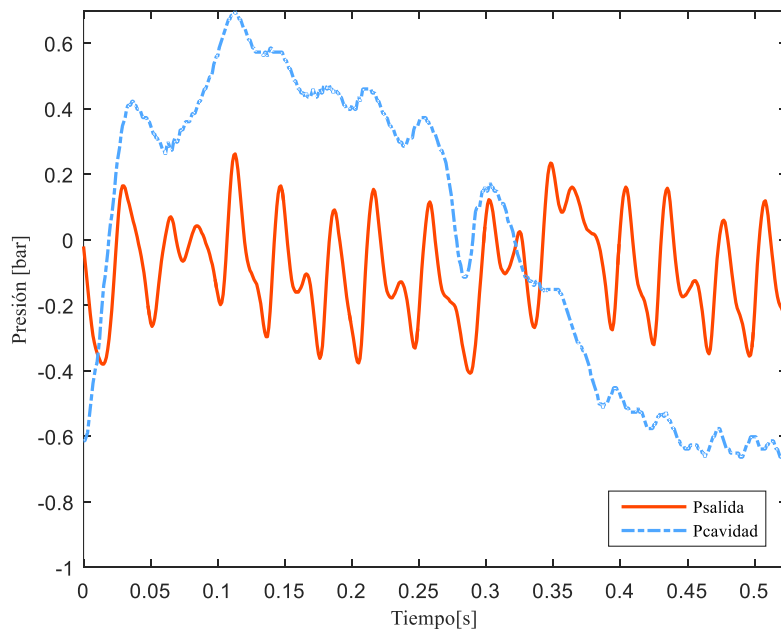


Figura 4.25 – Evolución de la presión de fluido a la salida de la bomba y presión en la cavidad de fluido para una presión de accionamiento de 2bar y una pérdida de carga de 0bar para un ciclo de trabajo. Frecuencia resultante 1,85 Hz.

Capítulo 5.

Metodología numérica

5.1. Técnicas numéricas

En la actualidad, gracias a la gran capacidad de cálculo alcanzada por los ordenadores, nos encontramos en una situación ventajosa para el desarrollo de todo tipo de metodologías numéricas. La computación, basada en el cálculo numérico, emplea herramientas para la resolución de problemas empleando los ordenadores a través de simulaciones. Además, en los últimos años estamos presenciando un nuevo paradigma en la industria, en la que el proceso de diseño y desarrollo de un producto competitivo requiere, además de su funcionalidad y calidad, de una optimización de materiales, costes y tiempo de salida al mercado, lo que exige limitar los recursos dedicados a los ensayos de prototipos, costosos en tiempo y recursos. El desarrollo que se ha producido en la ciencia computacional permite disminuir y en algún caso eliminar los ensayos de estos prototipos. A esto se le unen los nuevos métodos de fabricación aditiva, que ya están siendo empleadas para la generación de componentes con las geometrías resultantes de las simulaciones. Con todo esto se puede entrever un nuevo escenario en el diseño y desarrollo de productos.

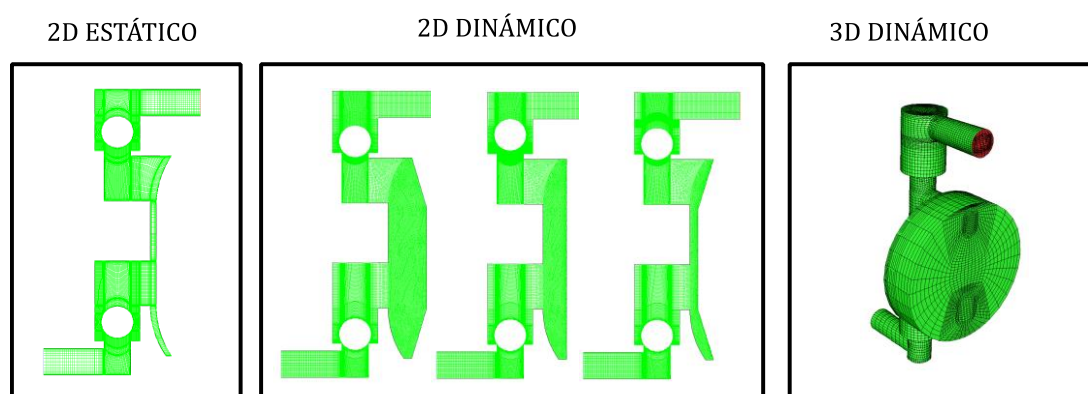


Figura 5.1 - Mallas en representación de los modelos creados en cada una de las aproximaciones al problema desarrollados en esta metodología

La resolución de problemas a través del cálculo computacional puede llevarse a cabo de dos maneras. Por un lado, nos encontramos con la resolución simbólica, en la que se resuelve de manera exacta expresiones que contienen variables sin atribuir valores numéricos, lo que evita errores de redondeo o truncamiento. Ejemplo de códigos que se han desarrollado siguiendo esta filosofía son “Maple” y “Mathematica”. La resolución mediante técnicas numéricas, sin embargo, se basa en una aproximación a la solución exacta mediante una secuencia de operaciones algebraicas y lógicas. El resultado final son soluciones numéricas y no simbólicas.

Las técnicas numéricas cobran especial interés en los problemas en los cuales las ecuaciones que los gobiernan no tienen una solución simbólica posible, caso de la Mecánica de Fluidos. Las ecuaciones fundamentales para resolver el movimiento del fluido como un proceso distribuido en el espacio y en el tiempo (Ecuaciones de Navier-Stokes) son ecuaciones en

derivadas parciales no lineales sin solución exacta posible conocida, que se presentan en sus formulación diferencial e integral como (White [48]):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_A \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \vec{v} dV + \int_A \rho v (\vec{v} \cdot d\vec{A}) = - \int_A p d\vec{A} + \int_V \rho \vec{g} dV + \int_A \vec{\tau} d\vec{A} \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \int_A \rho \phi (\vec{v} \cdot d\vec{A}) = \int_A (\Gamma \nabla \phi) \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (5.3)$$

Donde la ecuación 5.1 es la ecuación de continuidad, mientras que la 5.2 es la ecuación de momento. Ambas responden a un tipo de ecuación genérico, denominado ecuación de transporte, que incorpora términos de variaciones temporales, así como de flujos convectivos y difusivos y términos fuente, tal y como se muestra en la ecuación (5.3). Para las simulaciones con mallas dinámicas, esta ecuación de transporte genérica se debe reescribir para tener en cuenta que las velocidades de flujo son relativas al movimiento de la malla. Esta modificación de la ecuación de transporte (Riemslogh et al. [49]) responde a:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \int_A \rho \phi (\vec{v} - \vec{v}_g) \cdot d\vec{A} = \int_A (\Gamma \nabla \phi) \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (5.4)$$

Donde \vec{v}_g corresponde a la velocidad de la malla dinámica. Además, el término temporal en la Ecuación 5.3 debe incorporar la variación temporal del tamaño de las celdas asociadas a los contornos móviles a través de la velocidad de la malla como:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = \int_A \vec{v}_g \cdot d\vec{A} = \sum_{j=1}^{v.c} \vec{v}_{g_j} \cdot \vec{A}_j \quad (5.5)$$

El CFD, acrónimo del inglés *Computational Fluid Dynamics*, se entiende como el conjunto de herramientas para el cálculo numérico aplicadas en la resolución de problemas del ámbito de la Mecánica de Fluidos a través de la resolución numérica de las ecuaciones de gobierno antes presentadas. Algún ejemplo de código comercial que responden a este esquema son ABAQUS, FLUENT, CFX y OPENFOAM para el caso de códigos libres. En esta investigación se emplea el código comercial ANSYS FLUENT 16.2., código que cumple con los requisitos necesarios para la simulación completa de una bomba de doble diafragma en los grados de aproximación que se describirán más adelante. En particular, se requiere la resolución no-estacionaria en una geometría determinada del flujo incompresible y turbulento que interacciona con contornos móviles mediante técnicas de mallado dinámico.

5.2. Planteamiento del estudio numérico de una bomba dúplex

El punto de partida para cualquier metodología de resolución numérica es el modelo matemático del fenómeno físico a estudiar. En el caso general de la Dinámica de Fluidos, el

modelo son las ecuaciones diferenciales en derivadas parciales que se han presentado en el punto anterior. Las variables existentes en las ecuaciones son continuas en el espacio y en el tiempo por lo que, al tratarse de una máquina finita, el ordenador no sería capaz de gestionarlas como tal. Debido a ello, es necesario la discretización en el espacio y en el tiempo de las ecuaciones, transformándolas de ecuaciones diferenciales a ecuaciones algebraicas, de tal manera que, tras la resolución de estas ecuaciones con condiciones de contorno concretas, se obtiene una serie discreta de valores distribuidos en el espacio y en el tiempo. El esquema de este procedimiento se muestra en la Figura 4.2.

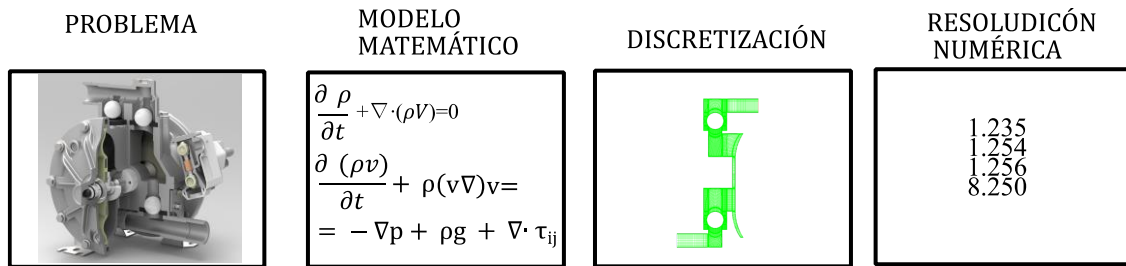


Figura 5.2 - Etapas de resolución de un problema empleando CFD

5.2.1. Discretización temporal

En las máquinas de desplazamiento positivo se generan flujos como resultado del movimiento de uno varios de los contornos del dominio (diafragmas en la bomba dúplex), por lo que en las aproximaciones dinámicas debe resolverse necesariamente el término temporal de las ecuaciones. El tiempo transcurrido entre dos instantes define el paso temporal Δt , que ha de ser capaz de recoger los cambios rápidos de la solución.

5.2.2. Discretización espacial

La malla es una representación discreta del dominio geométrico y divide éste en un número finito de subdominios (elementos, volúmenes de control, nodos). La máquina investigada, más concretamente los pasos de flujo, son complejos por la propia concepción de máquina (bomba de diafragma de flujo central) por lo que requiere de una simplificación adecuada de la geometría con la que generar un dominio fluido completo y que éste sea lo más fiel posible a la geometría base. Además, debe estar confeccionado de manera que cumpla las necesidades de los mallados dinámicos de adaptarse a un nuevo dominio en cada paso temporal.

Cuanto más dimensiones debamos representar, mayor será la complejidad de la discretización espacial, por lo que se crean dos modelos bidimensionales y un tercer modelo tridimensional. En una primera aproximación el modelo es bidimensional y estático, lo que permite conocer las principales características del flujo. Este modelo también permite validar el nivel de discretización o malla empleado. En una segunda aproximación el dominio será dinámico, adaptándose los contornos al ciclo de trabajo de la máquina. Finalmente, el modelo adquiere una última dimensión.

La mayoría de los códigos comerciales y de uso libre de CFD emplean la metodología de los volúmenes finitos (MVF) para la discretización espacial. Este es el caso de ANSYS FLUENT 16.2, código comercial empleado para el desarrollo de estos modelos. El dominio se divide en pequeños volúmenes de control, de aquí en adelante, celdas. Para la generación de esta malla de celdas se emplea el código ICEM, también del mismo editor. En las celdas se

plantean las ecuaciones generales de conservación en forma integral. Estas ecuaciones en derivadas parciales se discretizan para obtener un sistema algebraico que se resuelve para obtener el campo fluido dinámico.

FLUENT permite seleccionar diferentes esquemas de discretización espacial. La selección de estos esquemas definirá cómo se van a discretizar las ecuaciones de gobierno y cómo se determinarán los valores de las variables en las caras de las celdas (asociados a los flujos).

Para el cálculo de gradientes de las variables se emplea el método de *Green-Gauss Cell Based* en el que se emplea el teorema de Green Gauss para calcular el gradiente de un escalar en el centro de las celdas vecinas y hallar la media aritmética, determinando los valores de las variables en las caras. Este método, aun siendo el que menos recursos computacionales requiere, se puede utilizar ya que se ha construido una malla de alta calidad y, por tanto, no será necesario recurrir a otros métodos más costosos. Estos serían preferibles en caso de mallas no estructuradas, distorsionadas y/o con elementos asimétricos, capaces de proporcionar convergencia a costa de consumir más recursos computacionales (Ansys, Inc. [50]).

Los esquemas empleados para la discretización de las ecuaciones y la interpolación de variables se fijan de segundo orden para la presión, la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación turbulenta. Nótese que, para el tipo de malla estructurada empleada en esta bomba de diafragma, el flujo está prácticamente alineado con las celdas de modo que un esquema de primer orden podría ser suficiente. Sin embargo, el error cometido por difusión numérica siempre será mayor que frente a un esquema de segundo orden (Oro, J.M. [51]), razón por la cual se ha optado finalmente por la discretización superior.

5.2.3. Resolución de las ecuaciones de flujo

FLUENT 16.2 dispone de dos formulaciones para la resolución de las ecuaciones de gobierno asociadas al problema. El solver segregado y el solver acoplado. La formulación del solver segregado resuelve las ecuaciones de manera secuencial, mientras que en la formulación acoplada la solución de las ecuaciones se realiza de manera conjunta. La linealización de las ecuaciones se puede realizar de manera explícita o implícita en el tiempo, y con diferentes esquemas de discretización temporal, primer o segundo orden.

El solver se considera como el proceso de cálculo mediante el cual se llega a una solución de las ecuaciones de transporte. El primer paso es integrar las ecuaciones a lo largo de todo el volumen finito contenido en la malla. Las variables de flujo presentes en las ecuaciones de transporte se aproximan por medio de esquemas de diferencias finitas o interpolaciones. Las aproximaciones resultan en ecuaciones algebraicas que se resuelven empleado un procedimiento iterativo de prueba y error. Los algoritmos disponibles en ANSYS FLUENT para este proceso de resolución iterativo responden a los acrónimos SIMPLE, PISO, SIMPLEC, etc.

El algoritmo empleado en la aproximación estática es el SIMPLE, acrónimo del inglés *Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations*, en su formulación estacionaria. En un primer paso, este algoritmo aproxima el campo de velocidades resolviendo la ecuación de momento utilizando un campo tentativo para la presión determinado a partir del campo de presión de la iteración anterior. En un siguiente paso, se resuelve la ecuación de continuidad en la que se sustituye el balance de velocidades por un balance artificial de presiones para obtener flujos máxicos y la corrección de la presión y posteriormente se corrige la velocidad de manera acoplada con el fin de obtener los campos de velocidad que satisfacen la continuidad. Finalmente, se resolverían el resto de ecuaciones involucradas en el problema,

(turbulencia, transporte de escalares, etc.) asegurando que los flujos convectivos de esos escalares satisfacen la continuidad. Si la solución no ha convergido, se vuelve al inicio del cálculo con el nuevo campo de presiones como nueva tentativa.

En las aproximaciones dinámicas se recurre a un algoritmo PISO, acrónimo del inglés *Pressure Implicit with Splitting of Operators* y que supone una extensión mejorada del anterior al incorporar un paso corrector adicional lo que resulta, por tanto, en un paso predictivo y dos correctores.

5.2.4. Modelos adicionales para la resolución numérica

5.2.4.1. Modelos de turbulencia

Como complemento necesario para la resolución de algunos problemas, los códigos contienen modelos físicos adicionales para tratar fenómenos que pueden darse en ellos y para los que las ecuaciones de gobierno no pueden dar solución o al menos sería muy costosa computacionalmente (caso de la turbulencia).

La máquina investigada presenta en su interior un flujo con régimen turbulento. Para aproximar este fenómeno se emplea uno de los modelos disponibles en el código. De otra manera, la modelización debería llevarse a cabo empleando solamente las ecuaciones de gobierno lo que se denomina Simulación Numérica Directa o DNS, acrónimo del inglés *Direct Numerical Simulation*. En este tipo de simulaciones los vórtices se resuelven completamente hasta la escala más pequeña donde esa energía se disipa en calor (escalas de Kolmogorov). Sin embargo, esta metodología requiere de una discretización espacial muy fina y un paso temporal muy pequeño, lo cual es impracticable en problemas de carácter general.

Otra aproximación a la resolución de la turbulencia son los conocidos como esquemas LES, del inglés *Large Eddy Simulation*. En estos esquemas las ecuaciones de transporte se filtran de manera que únicamente los mayores vórtices son resueltos. Aun así, su coste computacional sigue siendo elevado y se reservan para cuando se necesita una descripción muy detallada de la turbulencia.

Como respuesta a los problemas de carácter más general, ANSYS FLUENT presenta una gran variedad de modelos de turbulencia y todos ellos, debidamente implementados, pueden ser aptos para ser utilizados en esas simulaciones. En la Tabla 5.1 se resumen las principales características de los modelos más comúnmente empleados y su ámbito de aplicación.

Tabla 5.1 –Cuadro de características y ámbitos de aplicación de los modelos de turbulencia más empleados

Denominación del modelo	Descripción y ámbitos de aplicación
Spalart-Almaras	Modelo de turbulencia que resuelve una ecuación de transporte para la viscosidad turbulenta modificada. Diseñada especialmente para aplicaciones aeroespaciales. Presenta poco tiempo de cálculo para tamaños de malla elevados. Los resultados son poco precisos en flujos tridimensionales. Aplicable para flujos bidimensionales, externos o internos bajo gradientes de presión.

$K - \varepsilon$	Modelo que resuelve dos ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (k) y para la tasa de disipación viscosa (ε). Se trata del modelo de turbulencia por defecto. Hay varias posibilidades: Standard, RNG y Realizable. Robusto y ampliamente utilizado en todo tipo de flujos. El RNG es particularmente conveniente para flujos con remolinos moderados y vorticidad, además presenta una relación de tiempos de cálculo mejores que los demás.
$K - \omega$	También un modelo de turbulencia por defecto, del que se deriva el modelo $k - \omega$ SST . Es aplicable a flujos de capa límite bajo gradientes de presión y separación. Su ámbito de aplicación es la aerodinámica externa y las turbomáquinas.

El fluido que circula dentro de una bomba alternativa de desplazamiento positivo sufre cambios continuos tanto en su aceleración, inherente al movimiento acelerado de los contornos, como en la dirección de su flujo como consecuencia del camino recorrido en el circuito hidráulico. Bajo esas premisas, para esta primera aproximación se emplea el modelo $k - \varepsilon$ RNG con funciones estándar de pared. Este modelo conlleva además, suficiente precisión y menores tiempos de cálculo lo que resulta útil una vez validado para simular una amplia batería de casos con la malla dinámica.

5.2.4.2. Modelos para mallados dinámicos

Los modelos para mallados dinámicos son necesarios en las dos últimas aproximaciones (bidimensional dinámico y tridimensional dinámico), ya que es necesario adaptar la malla en cada paso temporal.

Otros modelos incluidos en el código permiten simular flujo de calor, cambio de fase o incluso transporte de especies, pero no son empleados en ninguno de los casos al no existir estos efectos en la máquina estudiada para los parámetros de trabajo que se establecen en esta investigación.

5.2.5. Dominio resultante de la máquina investigada

Los dominios que se generan para el estudio de la máquina derivan de la geometría tridimensional original compartida por el fabricante. La geometría contiene todos los componentes que constituyen la máquina real con sus dimensiones reales, por lo que se realiza una primera fase de limpieza, eliminando aquellos que no están en contacto con el fluido. Todos los trabajos realizados con geometrías previas al mallado se llevan a cabo con Solidworks 2016, software de CAD, acrónimo del inglés *Computer Aided Design*. Aquellos componentes que no están en contacto con el fluido son eliminados directamente, mientras que los que están en contacto con él, son fusionados para generar un sólido continuo y formado por superficies. En el interior de la geometría resultante se confinan los dos circuitos hidráulicos, uno por cada diafragma y las zonas comunes a ambos, que corresponderán a los colectores de aspiración e impulsión. La Figura 5.3 recoge el renderizado del contorno resultante formado por superficies, así como una sección parcial, en la que se muestran los contornos existentes dentro del anterior (las válvulas). Las superficies de válvulas y diafragmas se destacan en color blanco por ser aquellos que serán sujetos a deformación o movimiento en las aproximaciones dinámicas al problema.

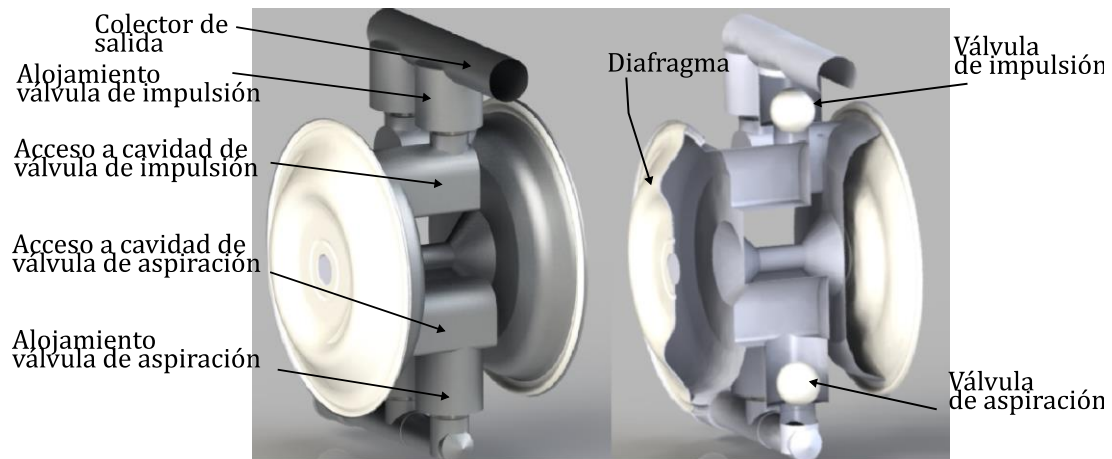


Figura 5.3 - A la izquierda superficies limitantes del circuito hidráulico de la máquina

Como se ha expuesto en el párrafo anterior, el dominio completo de una bomba dúplex se compone de dos circuitos, uno por diafragma y en el que se encontrarán alojadas dos válvulas anti retorno. Ambos circuitos se conectan entre sí aguas arriba a través de colector de aspiración mientras que aguas abajo lo hacen en el colector de impulsión. Para este estudio, el dominio se simplifica a uno solo de los circuitos, dejando completos los colectores de entrada y salida.

El circuito resultante se reordena en dos nuevas geometrías. Una de ellas, Figura 5.4, representa el dominio de manera bidimensional. Para poder representar la geometría tridimensional de la Figura 1.3 en un solo plano, se parte del plano medio que corta a ambas válvulas, alojamientos y accesos. Éste corresponde al que genera la sección mostrada en la Figura 5.3 (derecha). En este plano se convierten las superficies que lo intersectan en líneas, por lo que se obtienen los contornos bidimensionales, de válvulas, alojamientos y accesos a la cavidad. Dado que el plano medio del diafragma es paralelo, pero no coincidente con el anterior, la intersección de las superficies del diafragma, la cavidad de fluido con este plano y el plano medio del diafragma se proyectan sobre el plano inicial. Los colectores, cuyo plano medio resulta perpendicular a los anteriores, se giran 90 grados para poder ser representados en el mismo plano. Una vez girados la intersección de las superficies de los colectores con el plano inicial conforman el contorno bidimensional de los mismos. Adicionalmente, esta geometría bidimensional final se reordena y se divide en varias superficies, a modo de bloques, para facilitar un adecuado mallado posterior.

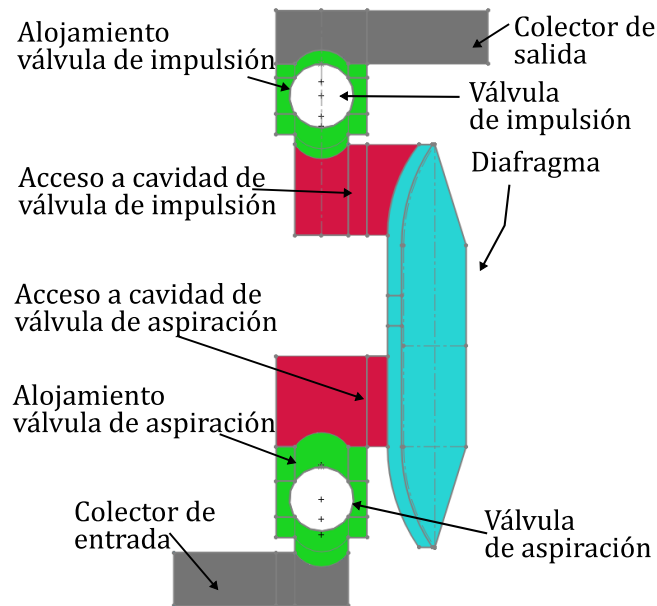


Figura 5.4 - Geometría creada para la aproximación bidimensional

En el dominio tridimensional, el plano medio de las válvulas se desplaza para que éste coincida con el plano medio de la figura completa, conservando además el giro de los colectores a 90 grados. Con esto se consigue que el plano medio de todo el dominio coincida con la geometría bidimensional y así pueden representarse los resultados de todo el dominio en un solo plano. La geometría tridimensional se describirá en detalle en la Sección 5.5.

5.3. Modelo bidimensional estático

Antes de construir un modelo dinámico más complejo, donde se incorpore ya la adaptación de la malla al movimiento de los componentes, se realiza un modelo bidimensional estático como primer acercamiento al problema. Con éste se pretende alcanzar los siguientes objetivos: conocer el comportamiento del flujo, determinar en qué zonas aparecen los mayores gradientes de las variables de flujo y la validación tanto del mallado, de los esquemas de discretización y algoritmos de resolución, así como del modelo de turbulencia empleado.

5.3.1. Geometría representativa del flujo, condiciones de contorno y propiedades del fluido

Al tratarse de un modelo estático, la primera consideración a tener en cuenta será elegir la posición en la que se sitúan los elementos móviles, diafragma y válvulas para representar una configuración de flujo adecuada. En condiciones normales, la máquina entrega flujo en dos etapas y en cada una de ellas una de las dos válvulas anti retorno se encuentra cerrada. El flujo se genera como consecuencia del desplazamiento del diafragma, por lo que el flujo entre entrada y salida del dominio no podría ser modelizado si no se modela dicho movimiento. Para poder generar un flujo que recorra el circuito desde la aspiración de la bomba a la impulsión en una configuración estática, las válvulas han de estar abiertas para no generar pérdidas de carga irreales. En la geometría exportada al programa con el que se mallará el dominio, las válvulas se sitúan en su posición de máxima carrera y así permitir el flujo. Estas son desplazadas diez milímetros con respecto de la posición de asiento, lo que

corresponde a la posición de máxima apertura de la válvula. Para el diafragma se escoge el punto de máxima extensión.

En la Figura 5.5 a, se muestra la geometría ya importada en ANSYS ICEM. Destacar que consta, además de los contornos que limitan el dominio, de líneas interiores como guías para la construcción de mallas estructuradas y ortogonales. Este tipo de malla será necesario más adelante para la aproximación dinámica.

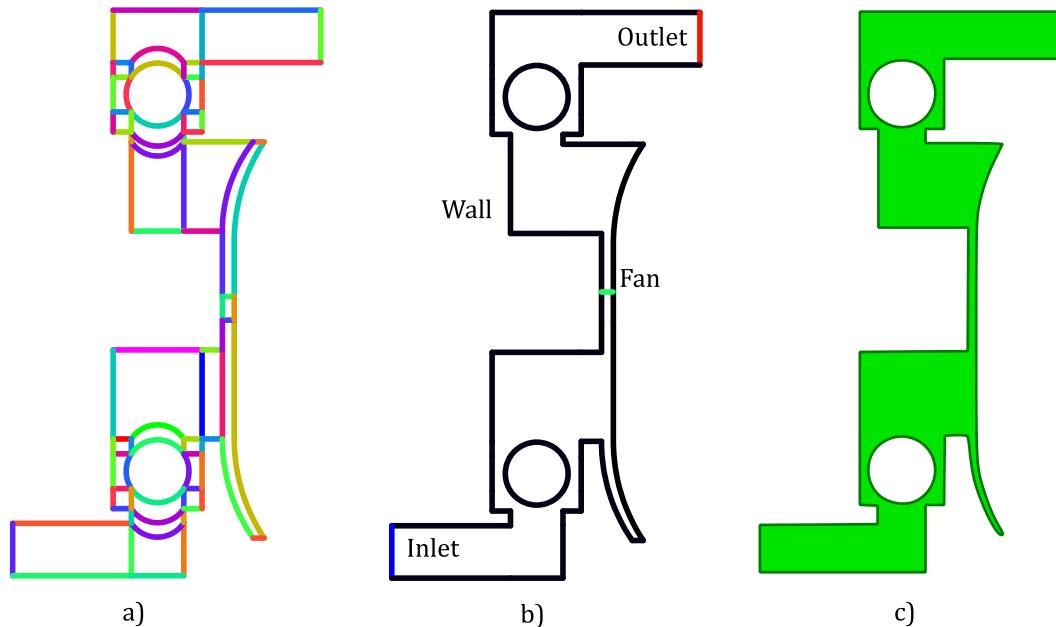


Figura 5.5 – a) Geometría completa con líneas interiores y contornos tras importar en ICEM. b) Contornos tipo pared (Wall), entrada y salida de fluido (Inlet y Outlet), y salto de presión (Fan). c) Dominio fluido

La Figura 5.5 b se muestran las condiciones de contorno impuestas en las líneas o superficies que limitan el dominio. En negro, se dibujan los contornos tipo pared (Wall), que son aquellas superficies que representan una zona sólida donde la velocidad se ha de anular en las caras de las celdas que pertenezcan a este contorno por la condición de no deslizamiento. En azul se dibuja la superficie de entrada, donde se impone una condición de presión total igual a cero para todas las simulaciones realizadas con este modelo. En rojo, se dibuja la superficie de salida de fluido en la que se fijarán las diferentes presiones de trabajo a las que se somete la máquina en la realización de las curvas características. Finalmente, en color verde se dibuja una superficie interior en la que se genera el salto de presión necesario para generar el flujo. Este tipo de condición requiere de la definición de la dirección del salto de presión y un valor definido como constante o especificado por una función.

El dominio fluido en el que se resuelven las ecuaciones de gobierno se encuentra representado en la Figura 5.5 c. El fluido de trabajo, dadas las presiones de trabajo de la máquina, entre cero y ocho bares de presión, puede considerarse incompresible. Las propiedades físicas se muestran en la Tabla 5.2 junto con la descripción detallada de los contornos y la condición impuesta en ellos.

Tabla 5.2 – Condiciones de contorno del modelo bidimensional estático

Zona	Superficie representada	Condición de contorno
------	-------------------------	-----------------------

Entrada	Superficie de entrada colector de aspiración	Pressure Inlet=0 [Pa]
Salida	Superficie de salida del colector de impulsión	Pressure Outlet = P [Pa]
Contornos sólidos	Superficies interiores de colectores, accesos a válvulas, alojamientos de válvulas, accesos a la cavidad , cavidad de fluido y diafragma	Wall $v = 0$ [m/s]
Salto de presión	Para la generación de flujo se impone un salto de presión en la sección media de fluido, (Figura 1.5.b)	Fan ΔP [Pa]
Propiedades del fluido (Agua)		
Densidad	$\rho = 998.2 \text{ Kg/m}^3$	
Viscosidad	$\mu = 1.003 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m}^{-1} \text{ s}^{-1}$	

5.3.2. Generación del mallado

En las simulaciones en las que se emplean códigos de CFD, la malla designa al conjunto de celdas o elementos en los que se divide el dominio y representan los volúmenes de control donde se resuelven las ecuaciones de gobierno. Cómo se conforme la malla, repercutirá en la convergencia de la resolución, la precisión y el tiempo de cálculo. Además, para determinadas simulaciones, se requiere de mallas con características específicas orientadas a resolver algún fenómeno concreto, por ejemplo, la resolución de la capa límite, o para poder implementar algún modelo concreto, como es el caso de los mallados dinámicos empleados más adelante en este trabajo. Por estos motivos, las mallas representan el pilar fundamental de cualquier simulación CFD y deben ser cuidadosamente definidas.

Como se ha explicado en 5.2.5, el dominio se prepara de forma que pueda ser representado de manera bidimensional sin incurrir en cambios de geometrías muy significativos. El código empleado nos permite resolver mallas que han sido generadas con diferentes tipos de elementos: triangulares y cuadrangulares para las representaciones bidimensionales y tetraédricas, o bien celdas tipo wedge (prismas con base triangular), hexaédricas, piramidales o poliédricas para las tridimensionales. Aunque para una aproximación bidimensional estática, las celdas triangulares son las más sencillas de adaptar a la geometría, se han elegido en este caso elementos cuadrangulares para poder estructurar el mallado.

La disposición de las celdas en el dominio resulta de gran importancia y en algunos casos determinante para la resolución del fenómeno o estrictamente necesaria por los modelos empleados. En este sentido, nos encontramos por un lado, con mallas estructuradas en las que las celdas se indexan de tal manera que el dominio físico puede representarse como una matriz a través de los subíndices i y j para una malla de $i_n \times j_m$ celdas. Por otro lado, mallas no estructuradas que disponen de sus elementos de manera arbitraria por lo que no existe

una manera lógica de representarlas. En caso de requerirse, las mallas también podrían conformarse de ambos tipos de elementos en lo que se llaman configuraciones híbridas. Este es el caso de los mallados deformables, que se emplearán en la aproximación dinámica y en los que se recurren a mallas híbridas en las que, a través de una superficie común, se unen elementos de una malla estructurada y una no estructurada. Para lograr una malla híbrida de máxima calidad, las caras y nodos de las celdas de cada tipo pueden hacerse coincidir en el momento de creación de la malla, mallado conformado, o recurrir a una adición de las dos mallas y emplear una interface en la que se interpolarán durante el proceso de cálculo, los valores de las variables en las caras de las celdas cuando los nodos no coinciden en posición entre el mallado estructurado y el no estructurado. A este tipo de mallado se le denomina como no conformado.

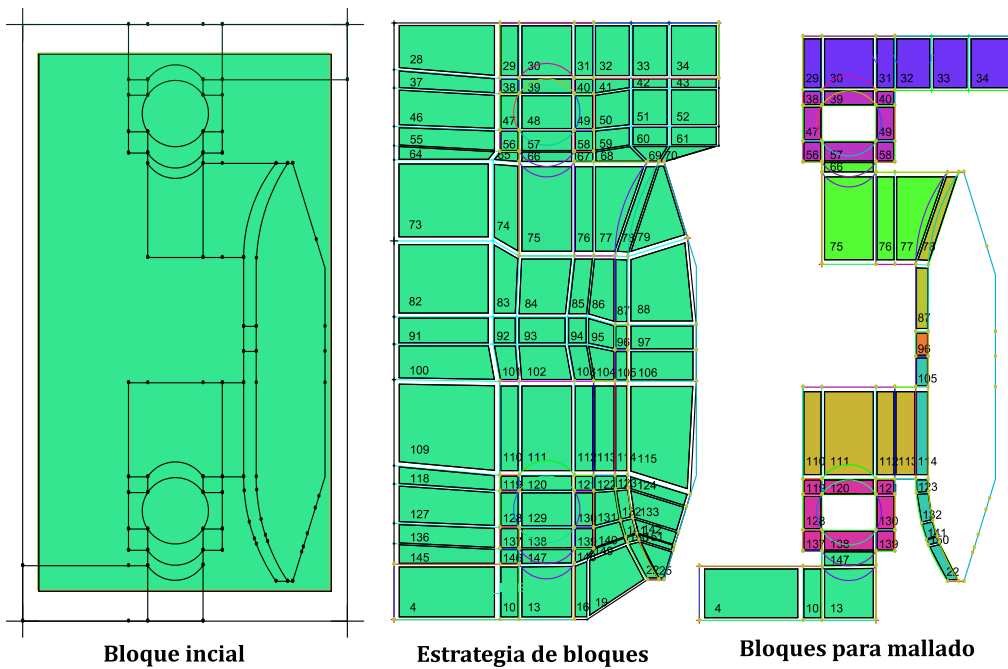


Figura 5.6 – Procedimiento para la creación de malla multi-bloque a partir de la geometría y un bloque inicial.

Los mallados estructurados, tienen una ventaja computacional frente a los no estructurados. Esta ventaja se presenta en términos de precisión, tiempo de cálculo y de consumo de memoria computacional. Sin embargo, es más común el empleo de mallas no estructuradas, ya que la generación resulta cada vez más sencilla. Actualmente existen varios algoritmos para la creación automática, conservando a elección del usuario, los parámetros de tamaño, crecimiento de celda y de calidad de malla. La triangulación de Delaunay y los algoritmos tipo Steiner son algunos de ellos.

El mallado requerido en esta primera aproximación estática podría realizarse siguiendo la filosofía no estructurada, sin embargo, se ha querido construir una malla que cumpla con los requisitos necesarios para la aproximación dinámica, que tal y como se verá más adelante requiere de mallado estructurado y ortogonal al menos en las zonas de desplazamiento de las válvulas.

El proceso de creación de la malla estructurada en ANSYS ICEM 16.2 se muestra en la Figura 5.6. A partir de la geometría importada y segmentada en puntos, líneas y superficies, se

genera un único bloque. Este se subdivide en tantos bloques como se necesiten para representar la geometría. Una vez conseguido el número de bloques y que su disposición es adecuada, las aristas o superficies limítrofes se asocian con los contornos del dominio, con lo que se consigue que el dominio esté formado por múltiples bloques, (multi-bloque). Las aristas de los bloques se subdividen tantas veces, (nodos), como sea necesario para generar el tamaño de celda deseado. Al compartir número de nodos las aristas de los bloques adyacentes, toda la malla resulta estructurada y, además, al coincidir las caras de las celdas de los bloques adyacentes, (*matching surfaces*), la malla resulta conformada.

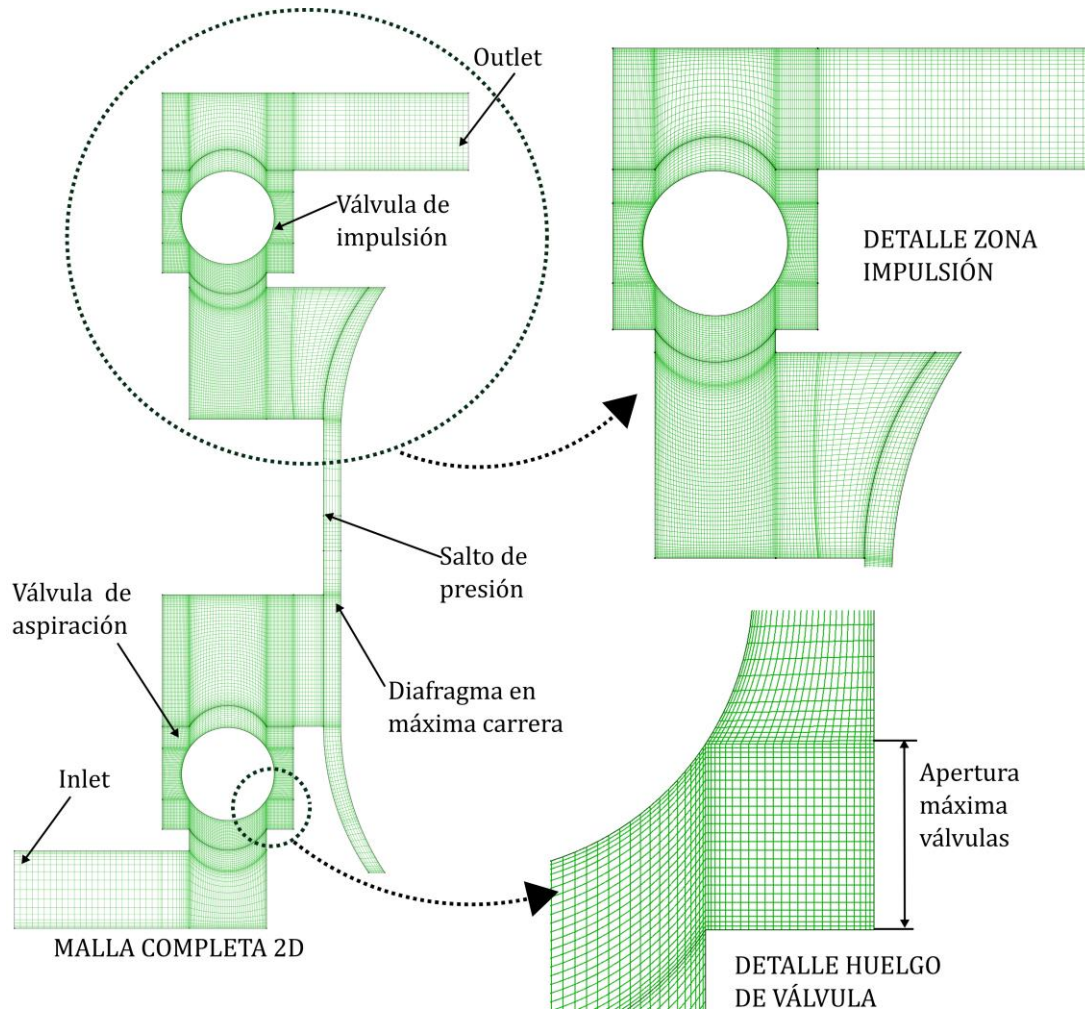


Figura 5.7 – Malla empleada para la resolución del caso estático bidimensional.

Debe de tenerse en cuenta que la partición de un bloque trae consigo la partición de todos los bloques adyacentes por lo que se debe de prestar especial atención a la disposición de los bloques y sus cortes, pues la estrategia incorrecta deriva en elementos de baja calidad o mallas imposibles. En la Figura 1.7 se muestra la malla resultante con un total de 27662 celdas y detalles de las zonas más relevantes del mallado.

Como se apuntaba al comienzo de este apartado, la malla tiene un gran impacto en la solución, por lo que debe ser verificada. Durante el desarrollo del mallado, se miden a través del código ICEM los parámetros que referencian la calidad de la malla (Relación de aspecto y asimetría de celdas como principales parámetros). La Tabla 5.3, recoge estos parámetros. Sin embargo, estos parámetros son solo orientativos, pues los cálculos realizados con una

mallas que no cumpla de manera estricta algunos de ellos pueden resultar en datos correctos y viceversa. Por este motivo se requiere una validación de la malla a través de un análisis de sensibilidad o mediante el contraste de los resultados numéricos obtenidos con los experimentales.

Tabla 5.3 –Parámetros de control de calidad de malla generada con un número total de 27662 celdas

Parámetro	Valor obtenido	Rango
Mínimum Orthogonal Quality	0.55	0-1 [Baja calidad-Alta calidad]
Maximum Ortho Skew	0.45	0-1 [Alta calidad –Baja calidad]
Maximum Aspect Ratio	34,1	

5.3.3. Factores de escalado

Para poder hacer frente a las simulaciones, es necesario recurrir a un escalado de variables, velocidad y presión, con el que poder relacionar los valores de estas variables entre el modelo bidimensional y la máquina real.

5.3.3.1. Factor de escalado para la velocidad

La generación de flujo volumétrico de una bomba de diafragma tridimensional puede expresarse como el volumen desplazado por la velocidad de accionamiento según las siguientes ecuaciones:

$$Q_{d_{3D}} = V_{3D} \cdot n = \frac{\pi D_m^2}{4} \cdot L \cdot n \quad (5.6)$$

$$Q_{d_{2D}} = V_{2D} \cdot n = D_d \cdot L \cdot n \quad (5.7)$$

Donde $Q_{d_{3D}}$ y $Q_{d_{2D}}$ son los caudales entregados por el diafragma, caudales tridimensional y bidimensional respectivamente, V_{3D} y V_{2D} los volúmenes desplazados en un ciclo, n la velocidad de accionamiento (igual para ambas), y D_d y L el diámetro y la carrera del diafragma, también iguales en ambos casos.

La relación entre caudal real y caudal numérico bidimensional como cociente de las ecuaciones 5.6 y 5.7 resulta en:

$$\frac{Q_{d_{3D}}}{Q_{d_{2D}}} = \frac{\pi}{4} \cdot D_d \quad (5.8)$$

De igual manera, se puede obtener la relación entre los caudales salientes de la máquina:

$$\begin{aligned} Q_{c_{3D}} &= \frac{\pi D_c^2}{4} v_{3D} \\ Q_{c_{2D}} &= D_c v_{2D} \end{aligned} \quad \rightarrow \quad \frac{Q_{c_{3D}}}{Q_{c_{2D}}} = \frac{\pi}{4} D_c \frac{v_{3D}}{v_{2D}} \quad (5.9)$$

Donde D_c es el diámetro del conducto de salida, v_{3D} es la velocidad en el contorno de salida real y v_{2D} la velocidad en el contorno de salida bidimensional. Finalmente como $Q_{c_{3D}}$ y $Q_{d_{3D}}$

han de ser iguales, de las ecuaciones 5.8 y 5.9 se deduce la relación entre las velocidades real y la esperada en la simulación:

$$\frac{v_{3D}}{v_{2D}} = \frac{D_d}{D_c} \quad (5.10)$$

5.3.3.2. Factor de escalado para la presión

De igual forma que para la velocidad, se puede obtener una relación entre las presiones del modelo y las de la máquina real. Las pérdidas de carga ΔP se pueden expresar en función de la velocidad para ambos casos. Suponiendo que el coeficiente de pérdidas K depende de la geometría de los pasos y que ha de ser igual para el modelo bidimensional podremos obtener la relación de presiones de forma análoga a la de velocidades:

$$\begin{aligned} \Delta P_{3D} &= K v_{3D}^2 & \rightarrow & \quad \frac{\Delta P_{3D}}{\Delta P_{2D}} = \left(\frac{v_{3D}}{v_{2D}}\right)^2 = 2 \left(\frac{D_m}{D}\right)^2 & (5.11) \\ \Delta P_{2D} &= K v_{2D}^2 \end{aligned}$$

5.3.4. Simulaciones

El modelo numérico resultante se emplea para intentar replicar los caudales obtenidos en la metodología experimental. Con estos caudales, una vez des escalados, se construyen las curvas numéricas del modelo bidimensional. Para ello, se generan varios casos en función de la presión de descarga a partir del modelo 2D expuesto. La Tabla 1.4 recoge un resumen de las características del modelo y define cuáles de ellas permanecen invariantes y cuáles se cambian para cada simulación llevada a cabo.

Tabla 5.4 –Cuadro resumen de características del modelo construido

Característica	Detalles	Tipo
Malla	Malla estructurada multi-bloque de 27662 celdas.	Fija para todas las simulaciones
Condiciones de contorno	Contornos exteriores y válvulas tipo pared.	Fijos para todas las simulaciones
	Entrada de fluido (Fluid Inlet), con presión atmosférica.	Fija para todas las simulaciones
	Salida de fluido (Fluid Outlet), Salto de presión ΔP (Fan) en zona intermedia de diafragma.	Variable Variable
Modelo de turbulencia	RNG $K - \varepsilon$ con funciones de pared estándar.	Fijo para todas las simulaciones
Resolución de las ecuaciones	Resolución estacionaria Algoritmo SIMPLE	Fijo para todas las simulaciones
Esquemas de discretización espacial	Gradientes de variables con el método Green-Gauss con centros de celdas vecinas.	Fijos para todas las simulaciones

	Discretización de ecuaciones de segundo orden para presión, la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación turbulenta	
Residuos	Un valor mínimo de 10^{-6} para el residuo de la ecuación de continuidad	Fijo para todas las simulaciones

5.3.4.1. Punto de funcionamiento

La construcción de la curva numérica, para una presión de accionamiento (del aire comprimido), requiere de los caudales que son resultado de la simulación de la máquina ante las diferentes presiones a la salida. Las presiones se fijan en el contorno que representa la salida fluido, (Fluid Outlet), con una condición de "Pressure outlet", en la que se fijará el valor de presión estática P_s^B .

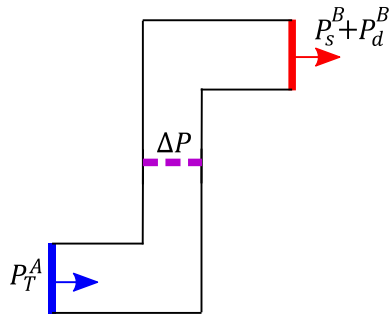
Los puntos de funcionamiento simulados se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 5.5 –Puntos de funcionamiento para generación de curvas de capacidad

Curva	Presión estática Real: P_s^B [bar]	Presión estática Escalada: P_s^B [Pa]
Alimentación de la máquina a 4bar de presión de accionamiento	0	0
	1	3121,11
	3	9363,33
Alimentación de la máquina a 6bar de presión de accionamiento	0	6242,22
	2	9363,33
	3	15605,56
	5	18726,67

5.3.4.2. Cálculo del coeficiente de pérdidas

El flujo se genera a través de un salto de presión impuesto en una sección transversal media del diafragma que ha de variarse para cada simulación. En la Figura 1.8, se muestra el circuito hidráulico simplificado, con el contorno de entrada de fluido en azul, el contorno de salto de presión ΔP en morado, y el contorno de salida de fluido en rojo. Sumado a la presión total existente en el contorno de entrada de la máquina P_T^A , el salto de presión ΔP será aquel que genere un flujo en el contorno de salida con una presión dinámica P_d^B calculada según la ecuación 5.7, permitiendo vencer además la presión impuesta a la salida P_s^B , impuestas en cada simulación y las pérdidas que genera el circuito hidráulico como respuesta al paso del flujo generado ΔP_{K_v} , calculadas según la ecuación 5.13, donde K_v es el coeficiente de pérdidas del circuito. El cálculo de ΔP se muestra en la ecuación 5.14.



$$P_d^B = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \quad (5.12)$$

$$\Delta P_{K_v} = K_v v_c^2 \quad (5.13)$$

$$\Delta P = -P_T^A + \Delta P_{K_v} + P_s^B + P_d^B \quad (5.14)$$

Figura 5.8 – Circuito simplificado para el cálculo del salto de presión

Al comienzo de las simulaciones, el valor K_v o coeficiente de pérdidas del circuito hidráulico de la bomba es desconocido, por lo que en primer lugar es necesario calcularlo. Para ello, se extraen de los resultados experimentales el caudal entregado cuando la presión estática a la salida de la bomba es nula ($P_s^B = 0$). Este caudal se traduce en una velocidad en la salida de la bomba real que se escala según la ecuación 5.10 para obtener la velocidad en el contorno de salida v_c .

En condiciones de presión estática nula a la salida, el salto de presión que se imponga definirá la pérdida de carga del circuito para el caudal generado. A través de un proceso iterativo se busca el salto de presión que consigue generar v^B (para $P_s^B = 0$).

Una vez obtenido la velocidad objetivo en la salida, puede calcularse la presión dinámica de salida según la ecuación 5.12 y con ella despejar la pérdida de carga de la ecuación 5.14. Teniendo en cuenta que la presión total a la entrada y la estática a la salida son nulas, la pérdida de carga sería:

$$\Delta P - P_d^B = \Delta P_{K_v} \quad (5.15)$$

Y el coeficiente de pérdidas se extrae entonces de la ecuación 5.13 resultando:

$$K_v = \Delta P_{K_v} / v_c^2 \quad (5.16)$$

La pérdida de carga y los coeficientes de pérdidas obtenidos siguiendo este esquema se exponen en la Tabla 5.6. Nótese que los caudales reales se encuentran divididos por dos ya que el dominio numérico solo contempla un diafragma y, por tanto, el caudal y velocidad simulados han de ser la mitad del de la máquina real. Las velocidades real y escalada también se incluyen en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6 – Velocidades de la máquina real y escaladas en el contorno de salida y resultados de los coeficientes de pérdidas del circuito hidráulico K_v , para el cálculo de las curvas numéricas.

Curva	Velocidad salida real: v_c [m/s]	Velocidad salida escalada: v_c [m/s]	Pérdida de carga circuito: ΔP_{K_v} [Pa]	Coficiente de pérdidas K_v [-]
Alimentación de la máquina a 4bar de presión de accionamiento	2,18	0,386	2800	18300,5
Alimentación de la máquina a 6bar de	2,39	0,421	3300	18077,8

presión de accionamiento

5.3.4.3. Generación de flujo

Una vez obtenidos los coeficientes de pérdidas para las dos curvas, ya es posible generar casos para la obtención de los puntos de las curvas de capacidad.

Las simulaciones se configuran según las características de la *Tabla 5.4* y las presiones a la salida P_s^B correspondientes a la *Tabla 5.5*.

El salto de presión resulta de introducir en la ecuación 5.12 los valores de la presión estática a la salida, P_s^B , la presión total a la entrada, (nula), y la pérdida de carga ΔP_{K_v} y presión dinámica a la salida P_d^B introduciendo en las ecuaciones 5.12 y 5.13, la velocidad objetivo de cada punto de las curvas v_o y el coeficiente de pérdidas obtenido para cada curva. El resultado final del salto de presión que se incluye como condición tipo (Fan), en el contorno interior, será:

$$\Delta P = P_s^B + \left(K_v + \frac{1}{2\rho} \right) v_o^2 \quad (5.17)$$

Los saltos de presión resultantes para la construcción de las curvas se muestran en la *Tabla 5.7*

Tabla 5.7 – Datos de presión estática escalada para para la condición de contorno de la salida. Dato de velocidad en el contorno de salida para el cálculo del salto de presión y resultados del salto de presión.

Curva	Presión salida escalada: P_s^B [Pa]	Velocidad salida escalada: v_o [m/s]	Salto de presión: ΔP [Pa]
Curva 4 bar	3112,11	0,224	4064,39
Curva 4 bar	9363,33	0,064	9439,27
Curva 6 bar	6242,22	0,308	8004,50
Curva 6 bar	9363,33	0,201	10117,29
Curva 6 bar	15605,56	0,114	15845,24

5.3.5. Validación

A continuación, se recogen en la *Tabla 5.8* los resultados obtenidos en las simulaciones junto con los obtenidos experimentalmente en el capítulo anterior. Los caudales han sido desescalados y multiplicados por dos ya que la máquina real emplea dos diafragmas. En la *Figura 5.9*, se dibujan las curvas numéricas y las obtenidas experimentalmente.

Tabla 5.8 –Comparativa de resultados experimentales y numéricos

Curva	Presión salida: [bar]	Caudal experimental: [lpm]	Caudal numérico: [lpm]
Curva 4 bar	0	144,6	144,61
Curva 4 bar	1	83,9	80,92
Curva 4 bar	3	23,8	20,16
Curva 6 bar	0	157,9	157,72
Curva 6 bar	2	115,4	113,14
Curva 6 bar	3	75,5	71,56
Curva 6 bar	5	42,6	38,21

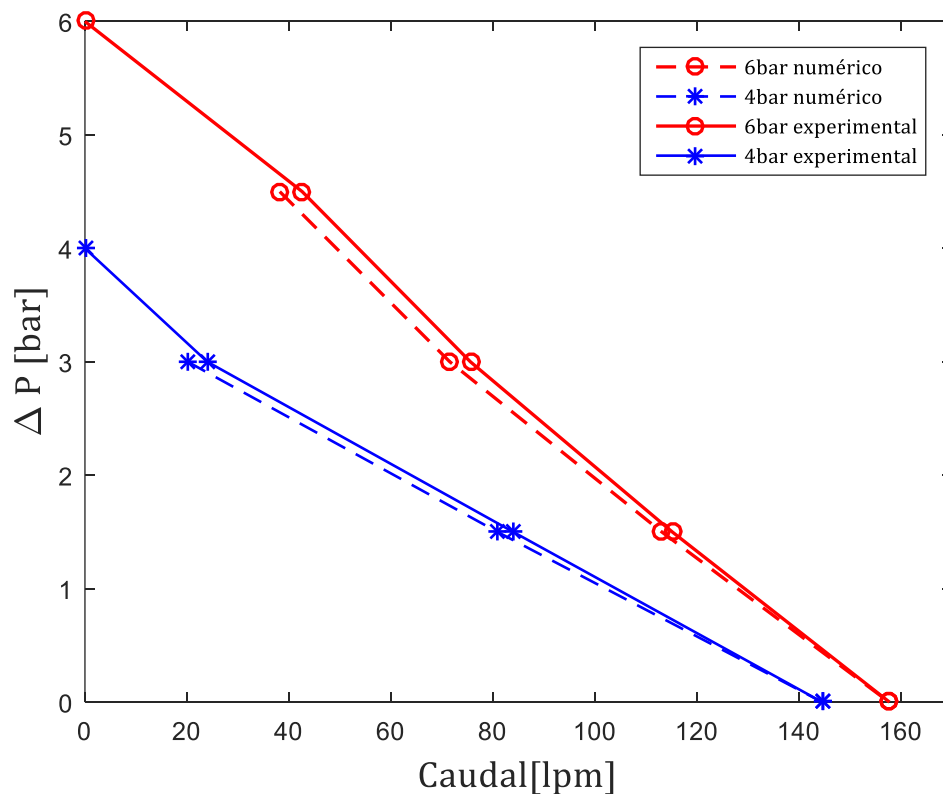


Figura 5.9 – Comparativa entre resultados numéricos y experimentales para las curvas de presión de accionamiento de 4bar y 6 bar

Obviando el ajuste perfecto para presión nula a la salida (impuesto para conseguir estimar la pérdida de carga del circuito), el resto de puntos ofrecen un acuerdo muy razonable entre el modelo y los resultados experimentales. Esta sencilla metodología predice razonablemente bien la pérdida de carga por los pasos de fluido, ofreciendo buenos resultados para todo el rango de caudales. Las suposiciones de pérdidas cuadráticas y el nivel de discretización empleado son una buena aproximación, aun cuando se ha modificado por completo el principio de funcionamiento de la máquina, reemplazando su característica volumétrica por un salto de presión continuo (como una turbomáquina).

De esta forma, el modelo 2D estático indica que la malla generada para la resolución del flujo en el interior de la bomba dúplex proporciona buenas estimaciones, validando incluso el procedimiento de reescalamiento de la máquina al pasar de geometrías 3D a un modelo bidimensional de predicción de la bomba. Por tanto, este nivel de discretización espacial ha de ser suficiente para describir correctamente el flujo interno que se desarrolla en las cavidades de la máquina, el cual ha de mantenerse en los posteriores modelos dinámicos.

5.4. Modelo bidimensional dinámico

En esta aproximación se construye un modelo que deriva del anterior y que incluye la modelización de la dinámica de los componentes inmersos en el fluido, diafragma y válvulas anti retorno. Por un lado, al contorno que representa al diafragma, se le impone un movimiento alternativo lineal con el que se simulan diferentes velocidades de accionamiento de la máquina. Por otro lado, la dinámica de las válvulas se modeliza a través del cálculo de los desplazamientos de las mismas como resultado de la interacción entre fluido y estructura -también conocida como *Fluid-Structure Interaction (FSI)*-. Esta técnica exige de mallados que se adapten en cada paso temporal a los contornos cuya posición se actualiza en cada paso temporal. Además, es necesario introducir funciones que controlen la cinemática del diafragma y calculen las fuerzas ejercidas sobre las válvulas por los flujos generados, así como los desplazamientos resultantes en respuesta a estas fuerzas.

5.4.1. Cinemática del diafragma

Los resultados de los ensayos realizados con la máquina investigada recogen las velocidades de accionamiento de los diafragmas para cada punto de las curvas de capacidad realizadas, Tabla 4.9 – Resultados de caudal y frecuencia de accionamiento para los puntos de trabajo definidos por los ensayos para generación de curvas de capacidad.). Estas velocidades de accionamiento, recogidas como ciclos completos de la máquina por segundo (Hz), permiten replicar la velocidad de accionamiento del diafragma para todos aquellos puntos de funcionamiento con los que se construyen las curvas de capacidad.

Para poder llevar la posición, velocidad y aceleración del diafragma al dominio del tiempo, se recurre a un movimiento armónico simple en función de las frecuencias, (velocidad de accionamiento del diafragma) y amplitud, (desplazamiento máximo del diafragma a ambos lados respecto desde el punto medio de su desplazamiento total), de la máquina real. Las ecuaciones que recogen la posición y velocidad del diafragma con respecto al punto medio de su desplazamiento son:

$$x_d = \frac{L}{2} \cdot \cos(2\pi f t) \quad (5.18)$$

$$v_d = -\pi f \cdot L \cdot \text{sen}(2\pi f t) \quad (5.19)$$

Donde x_d y v_d son la posición y velocidad del diafragma para un instante t . L es la carrera del diafragma, definida como el desplazamiento entre el PMI y el PMS, y f la frecuencia de accionamiento del diafragma.

El caudal instantáneo desplazado por el diafragma puede expresarse como el producto de la sección efectiva del diafragma por su velocidad según:

$$S_{eff} = \frac{\pi D_{eff}^2}{4} \quad \rightarrow \quad Q_d = -\frac{D_{eff}^2}{4} \cdot \pi^2 f \cdot L \cdot \text{sen}(2\pi ft) \quad (5.20)$$

$$D_{eff} = \frac{D_d + D_i}{2}$$

Donde D_{eff} es el diámetro efectivo, que puede calcularse como el diámetro medio entre el del inserto interior rígido D_i y el diámetro exterior del diafragma D_d

Esto permite simplificar la geometría del diafragma a un contorno con sección circular y diámetro igual al diámetro efectivo como se muestra en la Figura 5.6 (izquierda).

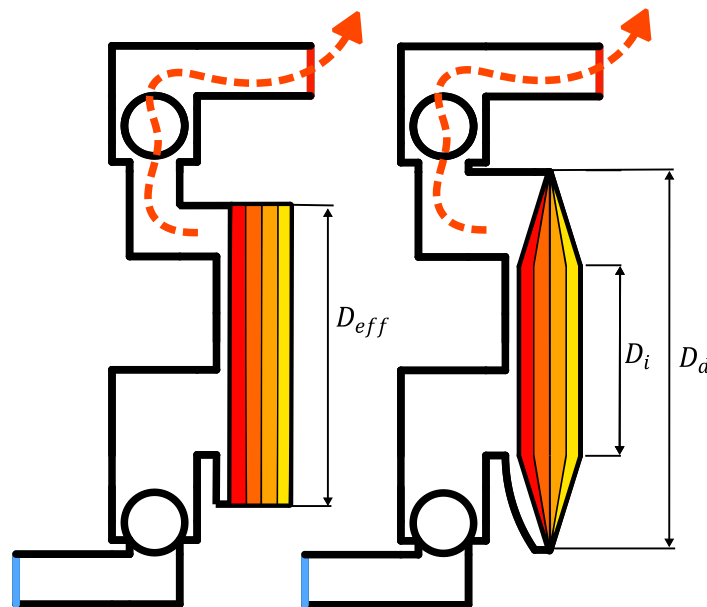


Figura 5.10 – A la izquierda, evolución de posición de diafragma en una geometría que simplifica el diafragma a un cilindro de diámetro efectivo. A la derecha, evolución de la posición del diafragma con diámetro de diafragma real.

Pese a la posible simplificación que implica el uso del diámetro efectivo, para esta aproximación se ha optado por representar el diafragma completo como se esquematiza en la Figura 5.10 derecha.

Dinámica de las válvulas

La dinámica de las válvulas de bola sin resorte, es el resultado de las fuerzas derivadas del flujo, la fuerza gravitacional, el empuje hidrostático y las fuerzas de fricción.

Las fuerzas que actúan en las bolas debido al movimiento del fluido que las rodea son las fuerzas de presión y las fuerzas viscosas. Las fuerzas de presión pueden calcularse como el producto de la presión que se ejerce en una superficie y el área de dicha superficie:

$$F_p = p dA \quad (5.21)$$

La fuerza viscosa puede calcularse como el producto entre el área y el esfuerzo cortante en esa área. El esfuerzo cortante para un fluido de comportamiento newtoniano e incompresible puede aproximarse por:

$$F_v = \tau_{ij} dA = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dA \quad (5.22)$$

τ_{ij} es el esfuerzo cortante por unidad de superficie que actúa en la dirección i sobre la cara perpendicular al eje j .

El movimiento de las bolas en la máquina real se limita a una sola dirección por la acción de las guías de válvula, por lo que el movimiento de las bolas se limita al eje vertical y en un sistema cartesiano xyz en el que el plano xz representa la planta de la máquina.

Las fuerzas de rozamiento se producen por la interacción de la válvula con las guías y la fuerza resultante será proporcional a la fuerza normal, existiendo un coeficiente para fricción estática μ_s y un segundo coeficiente para la fricción cinemática μ_k cuando la válvula esté en movimiento :

$$\begin{aligned} F_{f_s} &= \mu_s N \\ F_{f_k} &= \mu_k N \end{aligned} \quad (5.23)$$

Siendo N la fuerza normal entre la bola y las guías. Esta fuerza es despreciada en este estudio.

La aceleración que sufren las válvulas debido a la resultante de las fuerzas descritas, la fuerza gravitacional y el empuje hidrostático puede determinarse mediante la segunda ley de Newton para la dirección en la que se mueven estas según:

$$\Sigma F_y = \rho_b V_b a = F_p + F_v - \rho_b V_b g + \rho_f V_b g \quad (5.24)$$

Donde ρ_b la densidad de las bolas, V_b su volumen, a la aceleración resultante, g la gravedad y ρ_f la densidad del fluido.

5.4.2. Mallado dinámico

Durante las simulaciones dinámicas la posición del diafragma y las válvulas se actualizará para cada paso temporal de acuerdo a las ecuaciones del movimiento definidas anteriormente. Esto implica que los contornos que los representan requieran de técnicas para la adaptación de los contornos y el dominio fluido a esos cambios. ANSYS FLUENT dispone de tres metodologías para adaptar los contornos y el mallado en función de la cinemática del diafragma: Método de comportamiento elástico de celdas (*Spring Based Smoothing*), Método de creación y destrucción de celdas (*Dynamic Layering*), y Método de remallado local (*Local Remeshing*).

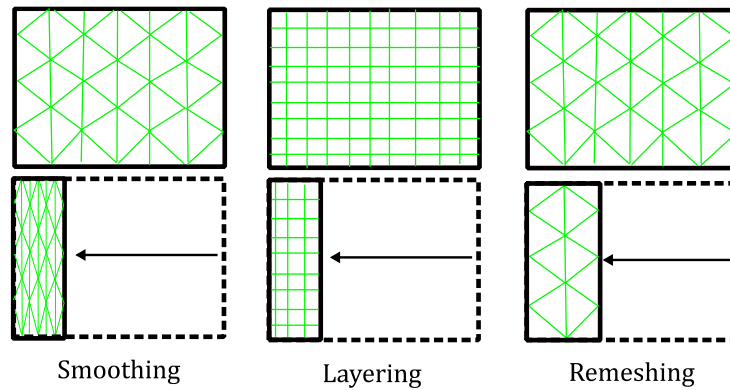


Figura 5.11 – Respuesta ante un desplazamiento grande de las tres metodologías de mallas dinámicas disponibles

5.4.2.1. Mallado requerido por la cinemática del diafragma

El primero de ellos, (*Spring Based Smoothing*), se utiliza cuando se disponen de mallas con celdas triangulares (2D), o tetraedros (3D). Esta metodología consiste en ajustar la posición de los nodos interiores en función del desplazamiento de los contornos. Esto conlleva una deformación de las celdas sin cambiar la conectividad de los nodos. La conexión en los nodos se modela como si existiera un resorte entre ellos, de tal manera que un desplazamiento asociado a una de las superficies de control del dominio, genera una fuerza proporcional que, aplicada a los resortes asociados a los nodos, provoca que el desplazamiento se propague a todo el volumen mallado [52]. La principal limitación de este método es que los nodos no pierden conectividad y, por tanto, esta metodología no es viable en desplazamientos significativos de los contornos ya que se generan elementos de alta asimetría, Figura 5.11. Esta metodología no es factible para modelar el movimiento del diafragma.

La metodología de creación y destrucción de celdas, (*Layering*), está orientada a mallas con celdas cuadrangulares (2D), y hexaédricas (3D) y grandes desplazamientos. La forma de resolver los desplazamientos es a través de la creación o destrucción de celdas. En la Figura 5.11 centro, en la que el dominio está contrayéndose, las celdas han de colapsarse. Esto puede suceder tanto en el contorno móvil, derecho, como en el fijo, izquierdo. Las celdas se contraen hasta que su altura es menor a la que el usuario determina como límite. Si el dominio se expandiera, las celdas de la capa próxima al contorno se estiran hasta que la altura de la celda es superior al límite impuesto por el usuario. Este límite puede ser función de un tamaño óptimo de celda, o en función de la relación de aspecto de la celda deformada.

Esta metodología requiere de mallas estructurados y ortogonales en la dirección del movimiento que ha de ser limitado a una sola dirección. Al considerarse un contorno deformable, zona central rígida y exterior flexible, la cinemática del diafragma no puede representarse mediante esta metodología. Lamentablemente, la metodología de layering requiere de la creación o colapso de una línea de celdas completa de celdas y en el diafragma no todos los puntos se desplazarán las mismas longitudes en cada paso temporal y durante el ciclo de trabajo.

La metodología de remallado (*Remeshing*), como ocurría con el *Smoothing* está limitada a dominios, (al menos locales), de celdas triangulares, (2D) o tetraédricas (3D). Su característica principal es la de remallar aquellas celdas que no cumplen los criterios impuestos por el usuario tras aplicarles una primera etapa de deformación de las celdas elongadas a través de una metodología de *Smoothing* [52]. La aplicación del remallado,

puede realizarse en una zona local del dominio, de tal manera que solo se evalúe esa zona. Además, pueden seleccionarse criterios que se evalúan en un intervalo definido por el usuario para, en caso de no cumplirse estos criterios, remallar las celdas afectadas. Estos criterios son: el tamaño mínimo permitido a la celda, el tamaño máximo permitido a la celda y la asimetría máxima permitida para la celda.

Este último método es el más costo computacionalmente, ya que además de evaluar todas las celdas involucradas en la zona en la que se aplica, requiere remallar aquellas que no cumplen los criterios fijados. Sin embargo, es la única que puede representar los cambios en el dominio cuando los contornos se desplazan con diferentes desplazamientos en cada uno de sus puntos y estos desplazamientos son suficientemente grandes como para generar elementos de baja calidad.

Por lo tanto, el nuevo mallado para esta aproximación requiere de una zona de mallado no-estructurado, zona azul en la Figura 5.12, en la que el dominio se represente por triángulos que permiten el barrido del contorno que representa al diafragma.

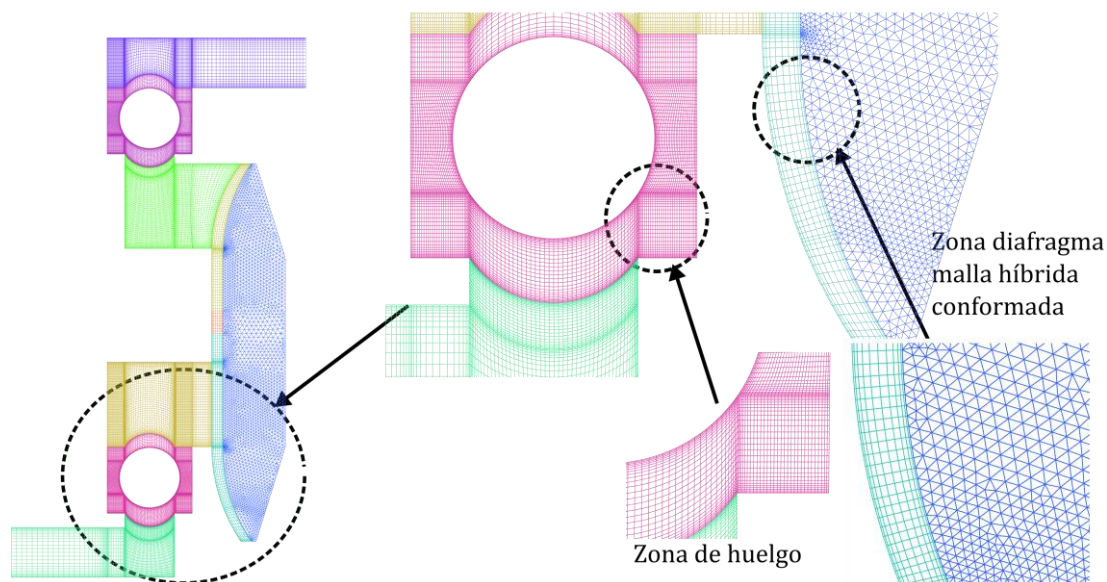


Figura 5.12 – Mallado resultante para la aproximación dinámica y detalles de las zonas dinámicas

5.4.2.2. Mallado requerido en la zona de las válvulas

Las válvulas se comportan como contornos móviles, pero, al contrario que el diafragma, estas no se deforman. Además, el movimiento que realizan es lineal. Estas características permiten emplear la metodología de layering, de menos coste computacional, aunque de más difícil implementación a nivel de malla.

El mallado requerido para estas zonas se crea estructurado y ortogonal. En la Figura 5.13 se muestra la zona de asiento de la válvula en la posición de máximo cierre en la que existe un hueco con una altura máxima entre asiento y válvula de $h = 0.15\text{mm}$.

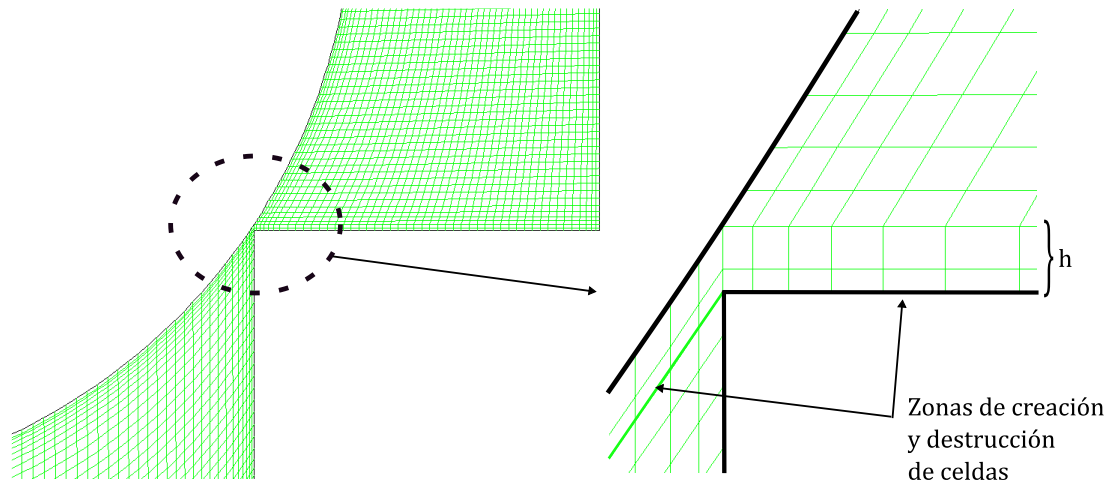


Figura 5.13 – Detalle posición cierre de válvula y hueco resultante al no poder existir contacto entre válvula y asiento

5.4.2.3. Contornos y zonas de mallado dinámico

La correcta implementación de los métodos de Layering para zona de válvulas y de Remeshing para la zona del diafragma requiere de un mallado dividido en las zonas mostradas en la Figura 5.14. Además, no solo es necesario disponer de los contornos de las partes móviles, sino que es necesario generar superficies de creación y colapso de celdas en los extremos de las posiciones de las válvulas, también mostradas en la Figura 5.14.

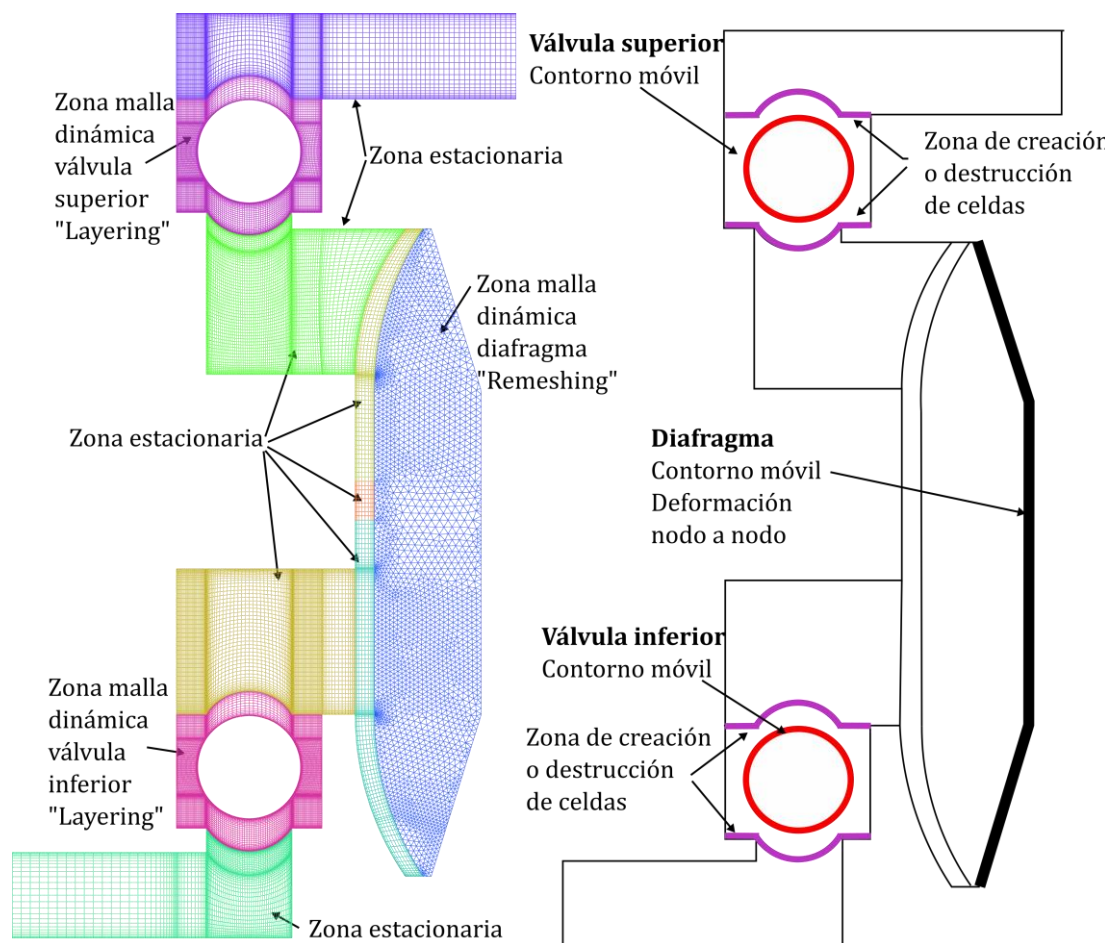


Figura 5.14 – Detalle posición cierre de válvula y huelgo resultante al no poder existir contacto entre válvula y asiento

Los parámetros para controlar cada uno de los métodos de actualización de malla se detallan en las Tablas 5.9 y 5.10.

Tabla 5.9 –Parámetros para el mallado dinámico del diafragma (Remeshing)

Parámetro	Valor	Notas
Constante del resorte	0.3	Constante para el algoritmo de Smoothing empleado para deformar la malla hasta que se deje de cumplir los criterios para remallado local
*1 Valor mínimo de longitud de celda [m]	10^{-4}	Por debajo de este valor se produce el remallado
*2 Valor máximo de longitud de celda [m]	15^{-4}	Por debajo de este valor se produce el remallado
*3 Máxima asimetría de celda [-]	0,7	Por encima de este valor se produce el remallado

Intervalo de aplicación de evaluación de los criterios (*1,*2,*3)	10	-
---	----	---

Tabla 5.10 – Parámetros para el mallado dinámico de las zonas de válvula (Layering)

Parámetro	Valor	Rango
Factor de colapso	0.2	Las celdas se colapsan cuando se llega al 20% del tamaño ideal
Factor de división	0.4	Las celdas se colapsan cuando se llega al 140% del tamaño ideal

5.4.3. Función para la actualización explícita del mallado

Una Función Definida por el Usuario o UDF, del acrónimo en inglés *User Defined Function*, es un código que permite interactuar con ANSYS FLUENT para realizar diferentes acciones que no pueden ser ejecutadas a través de la configuración del propio programa. La forma en la que se programa este código es a través del lenguaje de programación C y ha de cumplir un esquema de código de acuerdo a cómo lee FLUENT este tipo de funciones. El código de una UDF se estructura con un encabezado en el que se incluyen las librerías de C necesarias para la ejecución del código. Tras el encabezado se definen variables globales y a continuación una serie de funciones llamadas macros creadas específicamente para ANSYS FLUENT y que son llamadas en función de cuándo queremos que sean ejecutadas dentro del proceso de cálculo, por ejemplo, ejecutar un código al principio de cada iteración o al final de un paso temporal. En el momento de la ejecución FLUENT detiene todos los procesos de cálculo hasta que la ejecución del código incluido en estas macros haya acabado[53]. Además, se encuentran disponibles otras macros con un carácter más específico para acceder a variables o para cambiarlas, por ejemplo, tomar el valor de la velocidad en la cara de un contorno o acceder a la variable que contiene el tamaño del paso temporal y cambiarlo para el siguiente paso temporal.

Para esta aproximación dinámica, es necesario generar una de estas funciones con los siguientes objetivos:

- Modificar la posición de los nodos del diafragma en acuerdo al desplazamiento que cada uno de ellos debe recorrer en un paso temporal debido al movimiento armónico simple impuesto al diafragma y a las diferentes amplitudes del movimiento de los nodos por el carácter flexible del diafragma.
- Fijar la velocidad de las caras del contorno del diafragma de acuerdo al desplazamiento realizado en el paso temporal.
- Calcular las fuerzas de inercia sobre las válvulas.
- Calcular los desplazamientos y velocidades resultantes el siguiente paso temporal actualizar a ANSYS FLUENT con estos valores para la adaptación del mallado.
- Evaluar la posición de las válvulas con respecto a los límites del movimiento.
- Volcar los resultados obtenidos en archivos de datos para el posterior post-procesado.

5.4.3.1. Función para actualización del diafragma

La actualización de la posición de los nodos pertenecientes al diafragma puede realizarse a través de dos aproximaciones diferentes:

A través de la macro DEFINE_CG_MOTION, con la que ANSYS FLUENT actualiza la posición de todas las superficies y nodos de un contorno cuando se establecen los valores para las componentes de velocidad lineal y la velocidad angular para ese contorno junto con el tamaño del paso temporal. El desplazamiento resultante se aplica a todo el contorno o zona de fluido seleccionada por lo que es solo válida para el movimiento del sólido rígido.

A través de la macro DEFINE_GRID_MOTION, con la que en este caso se actualizaría la posición de cada nodo con la nueva posición deseada para el nodo en ese paso temporal. Esta metodología exige evaluar la posición de cada nodo del contorno y definir su nueva posición para un paso temporal dado. Este método está en clara desventaja computacional con el anterior puesto que exige un mayor gasto de recursos al ser necesario recorrer todo el contorno y calcular para cada uno de ellos su nueva posición. Sin embargo, DEFINE_GRID_MOTION permite el trabajo con contornos deformables (al contrario que DEFINE_CG_MOTION) por lo que es idóneo para esta parte del código de la función.

El código generado dentro de la función DEFINE_GRID_MOTION, se complementa con una función DEFINE_ADJUST que fija, tras adaptar el mallado, la velocidad de las superficies del contorno con la velocidad media.

La posición de cada uno de los nodos x_n se calcula con la ecuación 5.18, donde la amplitud del movimiento armónico se sustituye para la parte rígida del diafragma por una amplitud $L/2$, siendo L la carrera del diafragma, mientras que para la parte flexible, se emplea también la ecuación 5.18. En este caso la amplitud se calcula con una función lineal que relaciona la amplitud con la posición en el eje vertical de cada nodo.

Las velocidades medias \bar{v} de las caras se calculan como la velocidad media recorrida en el paso temporal desde una posición x_0 , (posición en el eje x del centroide de la cara), con la nueva posición en x del centroide:

$$\bar{v} = \frac{x_1 - x_0}{\Delta t} \quad (5.25)$$

Empleando la ecuación 5.18 para calcular las posiciones:

$$\begin{aligned} x_0 &= A \cos(2\pi f t) \\ x_1 &= A \cos(2\pi f t + 2\pi f \Delta t) \end{aligned} \quad \bar{v} = -A 2\pi f \sin(2\pi f t) - \frac{A}{2} 4\pi^2 f^2 \cos(2\pi f t) \Delta t \quad (5.26)$$

Donde A es la amplitud, calculada como se había hecho para la posición de los nodos, f es la frecuencia y Δt el paso temporal.

En la siguiente figura se muestra el diagrama de bloques para cada una de estas dos funciones:

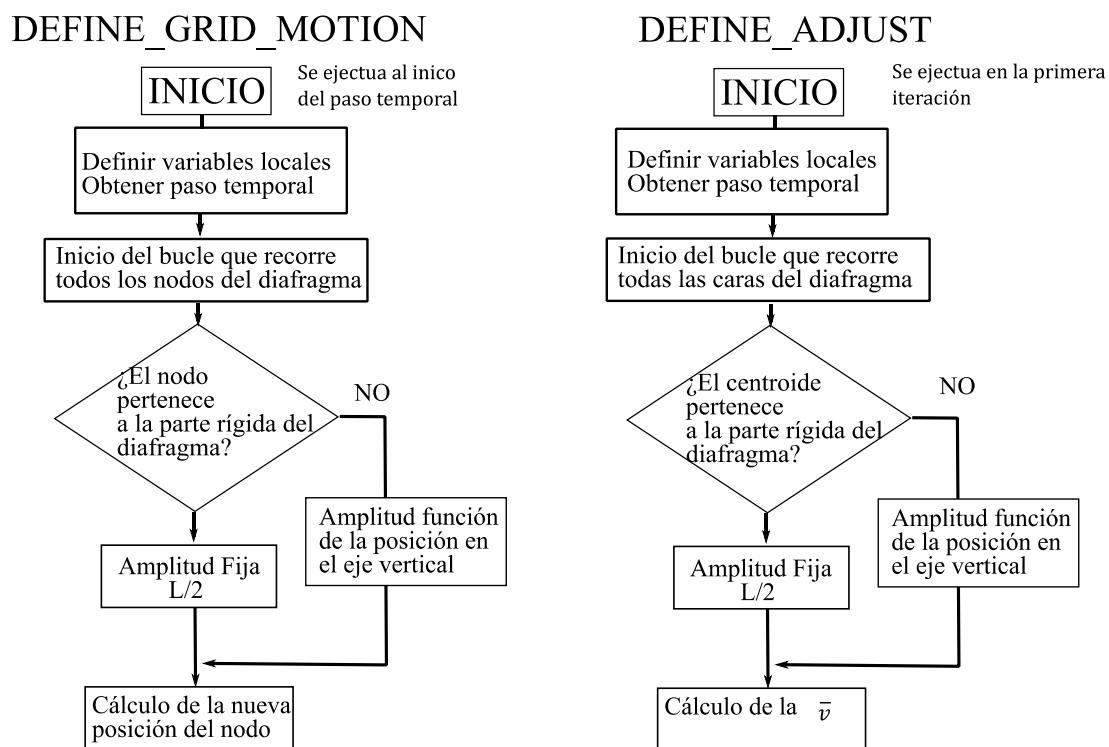


Figura 5.15 – Diagramas de bloques para el código generado con el que se deforma el contorno del diafragma y se fijan las velocidades medias de las caras presentes en el contorno.

5.4.3.2. Función para el cálculo de la dinámica de las válvulas y actualización de malla en zonas de válvula.

El movimiento de las válvulas responde al movimiento de un sólido rígido por lo que resulta más conveniente emplear la metodología del macro DEFINE_CG_MOTION ya que no es necesario recorrer todas las celdas para actualizar nodo a nodo las posiciones ni tampoco la actualización de las velocidades en las caras que pertenecen al contorno.

Para actualizar la malla, también al principio del paso temporal, es necesario proporcionar al final de código de cada macro, uno por cada válvula, la velocidad de cada una de ellas. La velocidad tiene que ser calculada al final de cada paso temporal y responde a la resultante de las fuerzas inerciales descritas en 0 .

Esta resultante F se calcula implementando en el código la ecuación 5.22, donde las fuerzas derivadas del campo de fluido, fuerzas de presión y fuerzas viscosas, se calculan a través de macros propios del código.

El balance de fuerzas en las válvulas en la dirección del eje vertical nos permite calcular la velocidad lineal de una de las válvulas como:

$$\int_{t-\Delta t}^t dv = \int_{t-\Delta t}^t \frac{F}{m_b} dt \tag{5.27}$$

donde v es la velocidad de la válvula, F es la fuerza resultante y m_b es la masa de la válvula.

La velocidad se calcula entonces, para cada tiempo t , aproximando la derivada por un esquema de aproximación explícito de la primera derivada de diferencias regresivas de primer orden como sigue:

$$v_t = v_{t-\Delta t} + \frac{F}{m_b} \Delta t \quad (5.28)$$

La velocidad y fuerza resultante debe ser evaluada antes de pasarse para la actualización de la malla ya que el movimiento de la válvula se encuentra limitado a una posición de asiento, $y_{asiento}$, donde la bola debe detenerse antes de impactar con el asiento. En caso contrario, se podría provocar la creación de celdas de volumen negativo. De la misma manera, no debe sobrepasar el límite máximo de apertura que físicamente se impone con las topes de las guías de válvula, posición denominada como y_{tope} . Para lograr confinar el movimiento de la válvula entre estos límites se define una variable a la que llamamos limitador de carrera, y_{lim} , con la que se compara la nueva posición de la válvula y_t . En caso de que la nueva posición suponga salirse de los límites, se ha de fijar velocidad nula a la válvula:

$$y_t = v_t \Delta t$$

$$y_{lim} = y_{tope} - y_{asiento} - y_t$$

(5.29)

$$\text{Si, } y_{lim} < 0 \text{ entonces } v_t = 0$$

$$\text{Si, } y_{lim} > L_b \text{ y } F < 0 \text{ entonces } v_t = 0$$

Donde L_b es la carrea máxima permitida a las válvulas. El diagrama de bloques del código creado se muestra en la Figura 5.16.

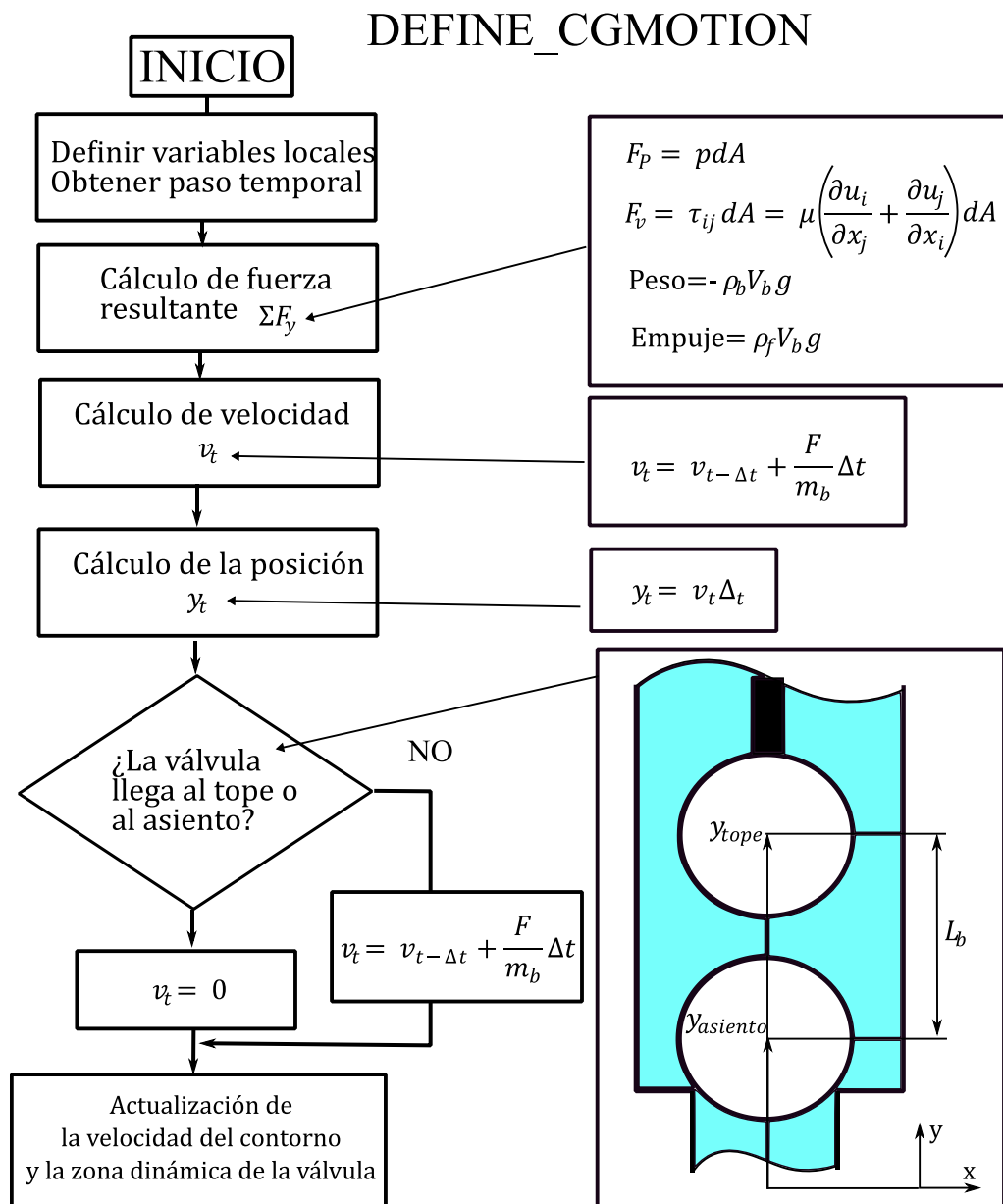


Figura 5.16 – Diagrama de bloques para el código generado para fijar las velocidades de las válvulas.

5.4.3.3. Funciones para post-procesado de resultados.

Además de las funciones expuestas en los puntos 5.4.3.1 y 5.4.3.2, se implementa un código dentro de una macro del tipo DEFINE_EXECUTE_AT_END con el que se vuelcan al final del paso temporal los resultados de las diferentes variables involucradas en la dinámica de las válvulas para el posterior post-procesado y análisis.

5.4.3.4. Esquema de cálculo para la actualización explícita del mallado.

En la figura 5.17 se muestra el diagrama de bloques resultante con la interacción de las funciones programadas con ANSYS FLUENT, en el que se incluye el proceso de resolución de la actualización de malla dentro de un paso temporal del tiempo t. Lo más destacado de este esquema es que la malla solo se actualiza al comienzo del paso temporal empleando los resultados obtenidos de las variables de flujo en la resolución del paso temporal anterior.

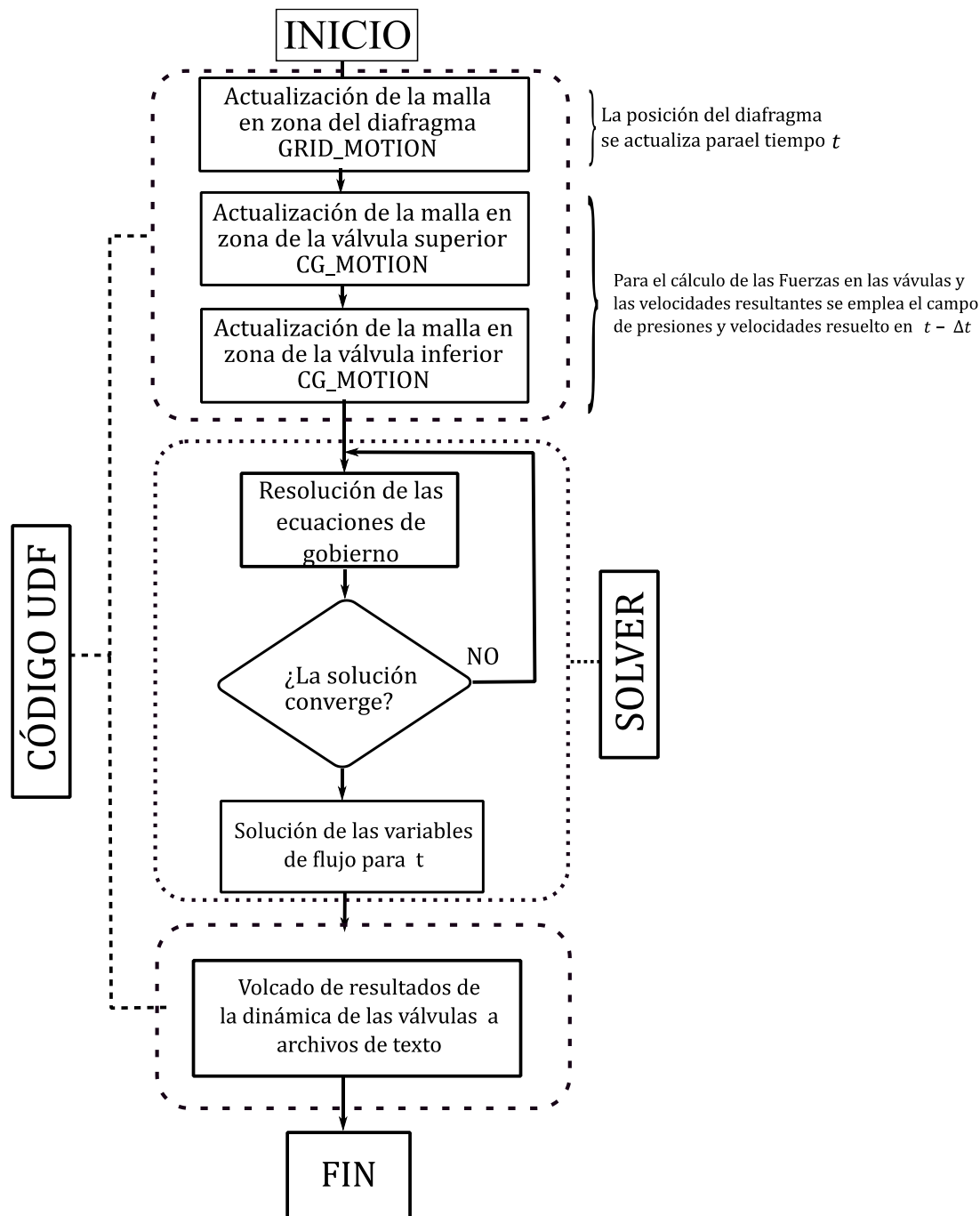


Figura 5.17 – Diagrama de bloques del procedimiento de cálculo según el esquema de actualización explícita de malla.

5.4.3.5. Configuración del modelo bidimensional dinámico bajo el esquema de actualización explícita de malla.

La configuración del modelo para esta aproximación deriva del modelo bidimensional estacionario previamente validado. La malla ha sido modificada para introducir las nuevas zonas que son necesarias para implementar los mallados dinámicos. En esta se ha incrementado el número de celdas de manera significativa con el objetivo de captar con mayor resolución los fenómenos fluidodinámicos producidos en los diferentes pasos de fluido. Además, se ha requerido de un refinamiento en la zona del mallado dinámico de las

válvulas, para dejar el mínimo huelgo posible, (apertura de la válvula en su posición de cierre), como se ha mostrado en la Figura 5.13. En las Figuras 5.12 a 5.14 del punto 5.4.2, se han mostrado detalles de la malla resultante. Los nuevos datos de tamaño y calidad de malla se detallan en las Tablas 5.11 y 5.12, para los dos extremos del ciclo de trabajo, (PMI y PMS), ya que las mallas se actualizan en cada paso temporal.

Tabla 5.11 –Parámetros de control de calidad de malla para el PMI con un número total de 32715 celdas.

Parámetro	Valor obtenido	Rango
Mínimum Orthogonal Quality	0,3	0-1 [Baja calidad-Alta calidad]
Maximum Ortho Skew	0,611	0-1 [Alta calidad –Baja calidad]
Maximum Aspect Ratio	26,1295	

Tabla 5.12 –Parámetros de control de calidad de malla para el PMS con un número total de 32715 celdas.

Parámetro	Valor obtenido*1	Rango
Mínimum Orthogonal Quality	0,3028	0-1 [Baja calidad-Alta calidad]
Maximum Ortho Skew	0,584	0-1 [Alta calidad –Baja calidad]
Maximum Aspect Ratio	26,1295	

5.4.3.6. Resolución del flujo

En esta aproximación dinámica se plantea una simulación no estacionaria, en la que de forma discreta se resuelven las ecuaciones hasta lograr la convergencia y avanzar al paso temporal siguiente. Para ello es necesario definir un paso temporal Δt suficientemente pequeño para recoger las características del flujo dependientes del tiempo. El orden de magnitud típico del paso temporal puede calcularse según:

$$\Delta t \approx \frac{\text{Tamaño de celda característico}}{\text{Velocidad característca del flujo}} = \frac{10^{-4}}{2} \approx 5 \cdot 10^{-5} s \quad (5.30)$$

En la ecuación anterior se ha introducido el tamaño de celda característico de esta aproximación y la velocidad característica en el huelgo, zona donde se producen las mayores velocidades.

Las mallas dinámicas demandan, para su estabilidad y convergencia, que el desplazamiento de cada celda en cada paso temporal sea menor que la distancia característica del tamaño de celda. El objetivo es que los contornos no puedan avanzar una distancia mayor que la distancia característica. Esta restricción es equivalente al número de Courant, empleada por los esquemas explícitos en simulaciones no estacionarias, (Hirsch [54]) y que puede ser expresada como $CFL = \frac{v\Delta t}{\Delta x}$. Esta condición garantiza estabilidad numérica cuando su valor es menor de la unidad ($CFL < 1$). Aunque la velocidad de las válvulas es a priori desconocida, puede estimarse que con un paso temporal del orden de $10^{-5}s$ la válvula necesitaría una velocidad de $10m/s$ para recorrer una de las celdas; velocidad que se estima no alcanzarán las válvulas en su funcionamiento normal.

La resolución de las ecuaciones de gobierno se realiza según la configuración mostrada en la tabla 5.13. Para esta simulación se ha modificado el algoritmo para la resolución de las ecuaciones de gobierno al PISO por mostrar este esquema una mejor convergencia.

Para modelar al turbulencia se emplea de nuevo el modelo RNG $K - \epsilon$ pero esta vez con funciones mejoradas de pared (Enhanced Wall Functions) dado que, la existencia de celdas de pequeño tamaño en las regiones cercanas a los contornos de las válvulas es desaconsejable el empleo de las funciones estándar. El objetivo de estas funciones es conseguir modelizar correctamente la región cercana a la pared, (subcapa viscosa, zona de buffer, capa turbulenta) lo cual se consigue a través de una función combinada. Cuando se tiene una malla suficientemente fina, se resuelve mediante un modelo de bajo número de Reynolds la zona determinada por un $y^+ < 5$ llamada subcapa viscosa. Para la zona en la que $30 < y^+ < 300$ o subcapa logarítmica, se emplea una ley logarítmica de pared (Wolfstein [55], Chen y Patel [56]). Para la zona buffer, donde $5 < y^+ < 30$, emplea una ley con la cual se aproxima linealmente a ambas leyes ya que no existe una ley que se ajuste a esta zona (Kader [57]).

El parámetro y^+ utilizado para diferenciar cada una de las subcapas se calcula según:

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (5.31)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, μ la viscosidad cinemática, y la altura de la primera celda y u_τ la denominada velocidad de fricción calculada empleado la tensión cortante en la pared y la densidad:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_{pared}}{\rho}} \quad (5.32)$$

5.4.3.7. Simulaciones no estacionarias con actualización explícita.

Este nuevo modelo se emplea para intentar replicar los caudales obtenidos en la metodología experimental como se había hecho en la aproximación estática. Sin embargo, en este nuevo modelo, a diferencia del estático, no es necesario establecer un salto de presión ya que, el caudal entregado responderá al desplazamiento volumétrico del diafragma y a los caudales de fugas existentes debido a los retardos que se produzcan durante el cierre de válvulas. La configuración para las primeras simulaciones con este modelo es equivalente al modelo estacionario, excepto por los cambios introducidos en el modelo de turbulencia y en el algoritmo de resolución de las ecuaciones de gobierno ya

mencionados. Al ser este modelo no estacionario, se incluye un paso temporal calculado según la ecuación 5.29.

Las primeras simulaciones en condiciones de caudal a salida libre muestran un comportamiento inestable del cálculo de las fuerzas y las velocidades resultantes de las válvulas. Este comportamiento tiende a amplificarse con el avance en el tiempo y termina por provocar la ruptura del mallado por desplazamientos excesivos e irreales de las válvulas.

Este comportamiento inestable de las válvulas no es capaz de resolverse variando los valores de paso temporal, mostrando tan poca efectividad al recurrir tanto a Δt pequeños como a Δt grandes. El empleo de una solución inicial aproximada mejora el arranque y estabilidad inicial, pero esta no se mantiene en el tiempo. El problema detectado se hace más patente todavía si se comienzan los cálculos respecto en algún momento del ciclo en el que las válvulas hacen “contacto” con el asiento o con el tope que limita su carrera. En estos casos las inestabilidades son insalvables.

Se realizan numerosas simulaciones en las que se varían prácticamente todos los parámetros posibles, esquemas de discretización, modelos de turbulencia, tipo de Solver e incluso se prueba varios grados de remallado en las válvulas sin éxito. Se determina que existe un fuerte acoplamiento entre el cálculo del movimiento del sólido rígido a través de la UDF con el campo del campo de flujo que no puede ser resuelto con el esquema tradicional de mallado dinámico implícito.

Dado que ninguna de las tentativas deriva en un caso estable en el tiempo, se genera un caso simplificado, Figura 5.18. Las características de este caso simplificado son:

- Limitación a una sola válvula.
- Se elimina cualquier geometría cercana a la válvula que pueda provocar alteraciones en las variables del flujo como es la geometría del asiento.
- Se encapsula la válvula en un mallado estructurado que se desplaza junto con la válvula.
- Se genera una nueva UDF en la que se elimina el peso y el empuje hidrostático, dejando solo las fuerzas derivadas del campo fluidodinámico.
- La nueva UDF impone un movimiento del diafragma con una baja velocidad de accionamiento.
- Se limita el mallado dinámico a la metodología de Remallado.

Con esta prueba se ejecutan varias simulaciones observando una tendencia a la inestabilidad numérica y gran sensibilidad a la variación de Δt . En la Figura 5.19 se muestra la evolución de la fuerza resultante sobre la válvula durante varios ciclos del movimiento del diafragma. Puede verse un comportamiento más estable según se avanza a menores tamaños de Δt . Sin embargo, cuando se baja aún más Δt para eliminar inestabilidades remanentes, se consigue el efecto contrario, amplificándose las fuerzas lo que deriva en movimientos irreales de la válvula.

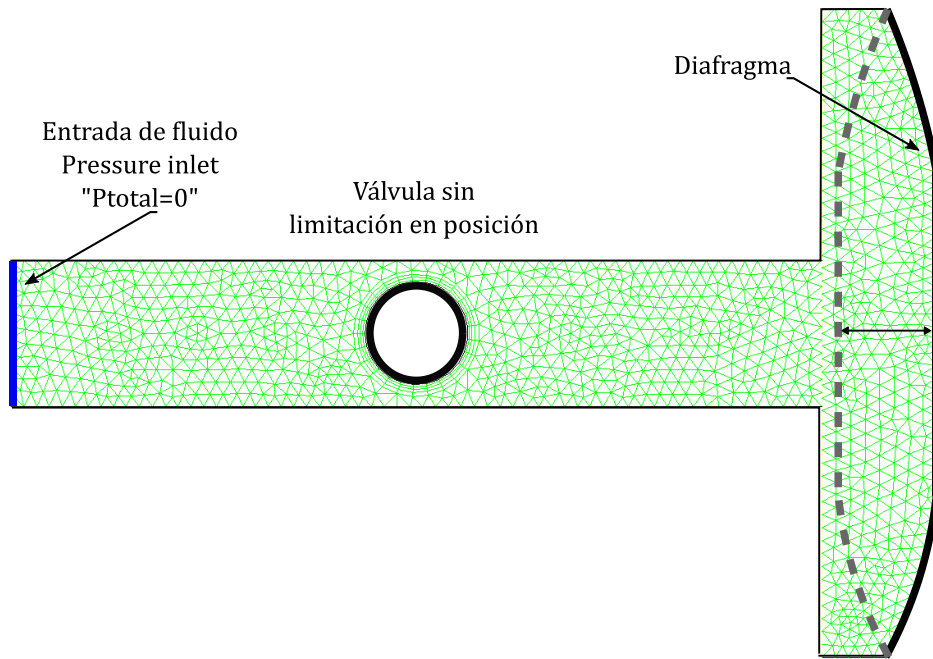


Figura 5.18 – Modelo simplificado diafragma y válvula sin limitación de posición.

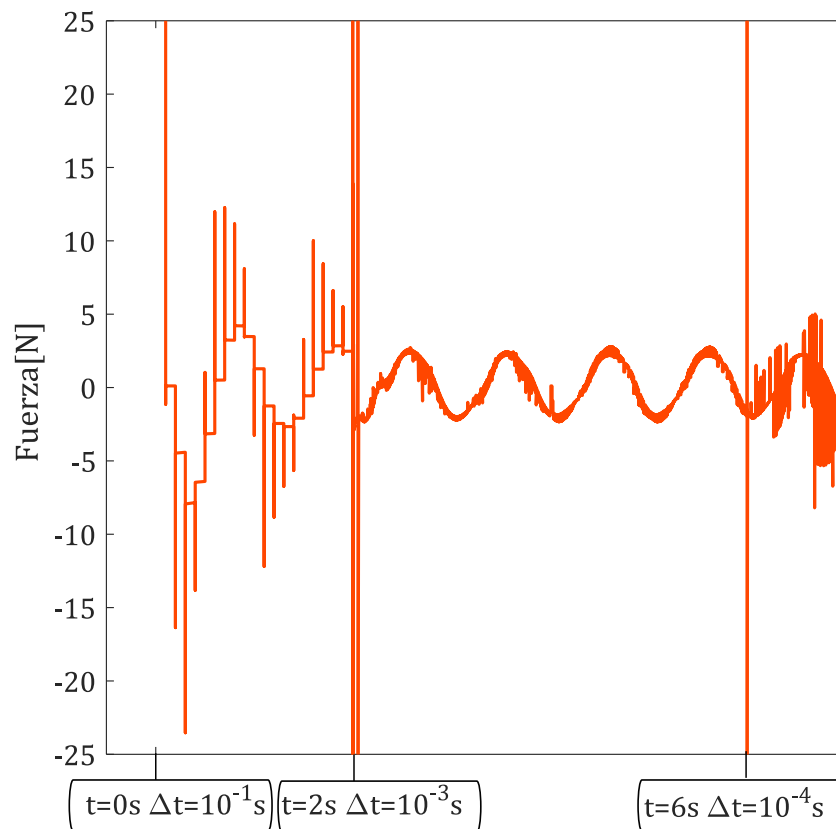


Figura 5.19 – Respuesta al paso temporal del modelo bidimensional dinámico simplificado.

5.4.4. Función para la actualización implícita del mallado

En las versiones recientes de ANSYS FLUENT, se dispone de una metodología implícita para la actualización de los mallados dinámicos. Otros códigos comerciales, como FLOW-3D, también han incorporado este tipo de esquema para la resolución de problemas en los que existe una interacción entre el flujo y una estructura (FSI).

En particular FLOW-3D incorpora este tipo de esquema ya que, si bien un esquema general explícito puede ser estable para problemas en los que el sólido se mueve en respuesta al campo de fluido, esta estabilidad está condicionada a la ratio de densidades entre el fluido y el sólido, [47]. El autor declara que la posibilidad de aparición de inestabilidades se incrementa con el ratio de densidad (fluido-sólido), y habitualmente no puede ser resuelto empleando un menor paso temporal. El empleo de un esquema explícito con sólidos de relativa ligereza, provoca que pequeñas fluctuaciones de presión en el entorno del mismo, puede causar una gran fluctuación en el movimiento del objeto, lo que provoca a su vez, una intensificación de la fluctuación de las presiones lo que deriva en una fluctuación todavía mayor del desplazamiento del sólido.

El fenómeno descrito por Wei, es el que observamos en las primeras simulaciones con el esquema explícito, en el que el avance de las fluctuaciones termina por provocar en algún punto del ciclo de trabajo de la bomba el fallo numérico, y en particular en los instantes posteriores al momento en el que la válvula llega al punto de su máxima carrera o de asiento.

Para incorporar un esquema implícito de actualización de malla, se recurre a una versión del código que incorpora la posibilidad de la actualización implícita, en este caso ha sido ANSYS FLUENT 16.2.

Se deben adaptar las funciones creadas para la actualización implícita, 5.4.3.1 y 5.4.3.2, ya que, bajo este nuevo esquema, las funciones para adaptar el mallado son llamadas al principio de cada iteración. Además, la función de cálculo de las velocidades será revisada para mejorar el acoplamiento del cálculo de sólido rígido y la resolución del campo de fluido.

Dos nuevas funciones se incluyen en este esquema para lograr reducir el tiempo de cálculo. Ha de tenerse en cuenta que al ejecutarse los algoritmos de mallado adaptativo en cada iteración y emplear un Δt del orden de 1×10^{-5} segundos las simulaciones se ralentizan enormemente. El tiempo estimado de un ciclo de trabajo de la máquina con una velocidad de accionamiento media, se prolonga durante más de dos semanas de trabajo, para una malla bidimensional de aproximadamente 40000 celdas en un procesador Intel Core i7-52820K a 3.3GHz y 64GB de memoria con una capacidad de GFLOPS/núcleo y un total de 4 núcleos.

5.4.4.1. Función para actualización del diafragma

Se emplea el mismo código que el implementado para el esquema explícito 5.4.3.1. Se adaptan las variables globales y locales ya que la función se ejecuta en cada iteración.

5.4.4.2. Función para el cálculo de la dinámica de las válvulas y actualización de malla en zonas de válvula.

Se emplea una función cuyo código deriva del implementado para el esquema explícito 5.4.3.2 y se adaptan las variables globales y locales ya que la función se ejecuta en cada iteración.

La principal modificación de esta función tiene como objetivo mejorar el acople entre el cálculo del desplazamiento de las válvulas y la resolución del campo de fluido. Esta reside en que la velocidad pasa a calcularse con un esquema de aproximación de diferencias regresivas de segundo orden que emplea las velocidades de dos pasos temporales anteriores para calcular la nueva velocidad:

$$v_t = \frac{4v_{t-\Delta t} - v_{t-2\Delta t} + 2\frac{F}{m_b}\Delta t}{3} \quad (5.33)$$

5.4.4.3. Función para la relajación del desplazamiento de malla en primeras iteraciones

La actualización implícita de malla requiere de una relajación o amortiguamiento del desplazamiento de esta para lograr la convergencia según la siguiente ecuación (ANSYS Inc., 2013a):

$$x_n = x_n^* \omega + (1 - \omega)x_{n-1} \quad (5.34)$$

$$v_n = v_n^* \omega + (1 - \omega)v_{n-1} \quad (5.35)$$

Donde el subíndice n indica el número de iteración, x_n^* y v_n^* , designa al desplazamiento y velocidad calculadas con el campo de flujo que se ha obtenido en esa iteración, y ω el parámetro de relajación o amortiguamiento cuyo valor ha de estar entre 0 y 1.

Esta relajación nos permite utilizar pasos temporales mayores ya que amortigua los grandes desplazamientos que surgen de las primeras iteraciones del paso temporal.

Para lograr acelerar la convergencia del cálculo, aprovechando el amortiguamiento anteriormente definido, se define una nueva función a través del macro DEFINE_ADJUST, (ejecutado al principio de cada iteración). Este calcula e introduce en el ANSYS FLUENT un nuevo valor del parámetro de relajación que será empleado en la siguiente iteración:

$$\omega_n = 1 - a \cdot e^{-\left(\frac{n^2}{b}\right)} \quad (5.36)$$

El parámetro a define el grado de relajación empleado en la primera iteración, y el parámetro b controlará la velocidad con la que este parámetro llega a hacerse igual a uno y por tanto dejar de amortiguar.

En las distintas simulaciones llevadas a cabo se determina que los parámetros ante los que más estable y rápido se comporta el modelo son a=0,8 y b=500.

Con esta función se logra que las primeras iteraciones estén amortiguadas tanto para acelerar convergencia como para evitar fallos en el cálculo por roturas del mallado cuando en las primeras iteraciones se producen grandes desplazamientos.

5.4.4.4. Función para el cambio de intervalo de actualización

Como ocurre con el parámetro de relajación del movimiento, el esquema implícito requiere de un parámetro para definir el intervalo de actualización de malla. Es decir, cada cuántas iteraciones se ejecutan las UDF para mover el mallado.

A través de una nueva función se accede al valor de este parámetro, con el objetivo de lograr disminuir el intervalo de actualización en las primeras iteraciones donde la convergencia es difícil de obtener y aumentarlo a medida que se avanza en el cálculo.

En la Figura 5.20 se muestra las primeras iteraciones de un paso temporal para un modelo simplificado en el que se implementan las funciones para la actualización del parámetro de relajación ω y el intervalo de actualización de malla. La línea a color con marcadores representa la fuerza sobre una de las válvulas, la línea negra representa el valor del parámetro de relajación según la ecuación 5.36. y las líneas verticales indican las iteraciones en las que se actualiza la malla.

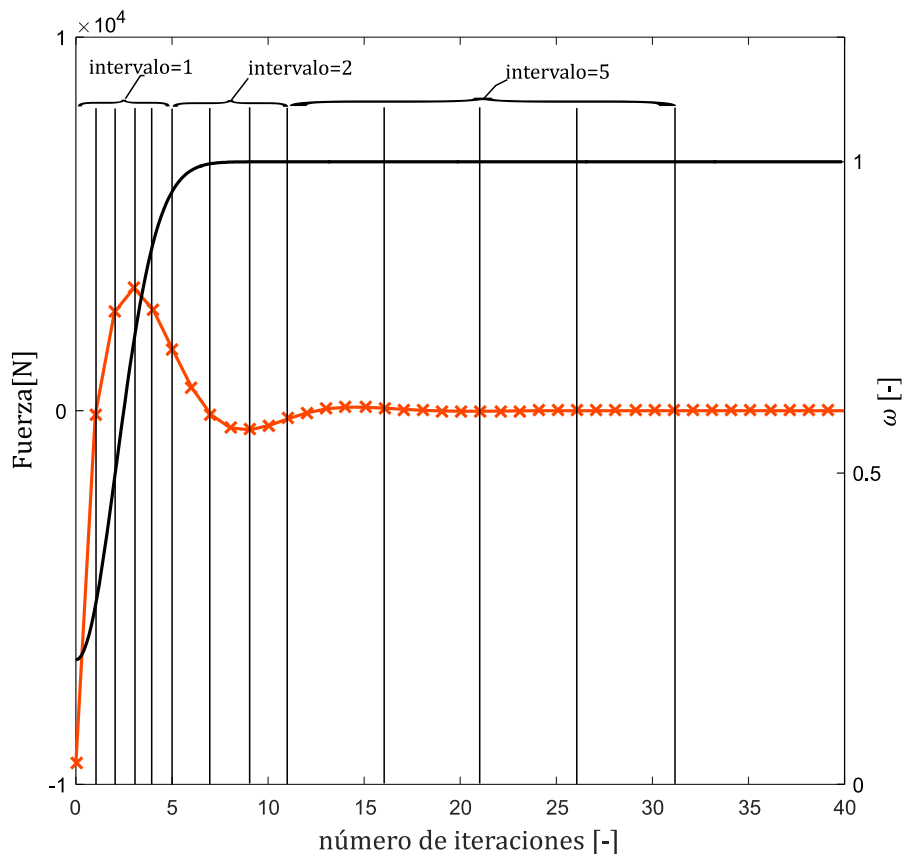


Figura 5.20 – Fuerza resultante en cada iteración de un paso temporal ejecutado en un modelo simplificado para la implementación de las funciones de actualización implícita.

5.4.4.5. Esquema resultante de cálculo para la actualización implícita del mallado.

En la figura 5.20 se muestra el diagrama de bloques para el esquema implícito. Además de las diferencias indicadas en anteriores puntos, el esquema implícito requiere de la convergencia tanto de la solución del campo de flujo como de la del movimiento de las zonas dinámicas para las cuales se ha de establecer un criterio de convergencia.

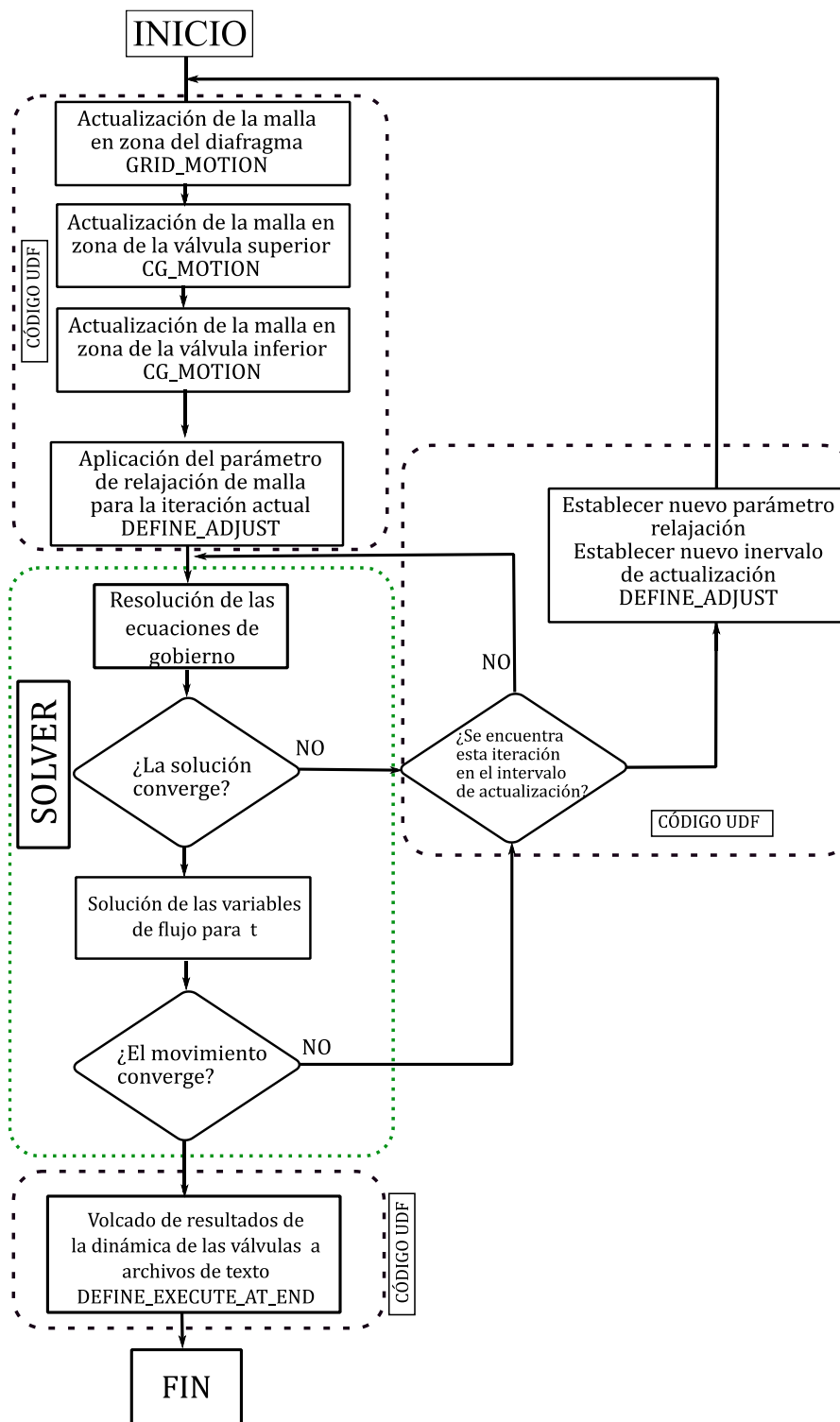


Figura 5.21 – Diagrama de bloques del procedimiento de cálculo según el esquema de actualización implícita de malla.

En la siguiente figura, Figura 5.22, se puede ver cómo el esquema implícito absorbe completamente las inestabilidades ya que la estabilización se lleva a cabo durante el proceso iterativo de resolución de las ecuaciones de gobierno. El esquema explícito requiere de menores pasos temporales para evitar el error numérico que deriva en la rotura del mallado. Puede verse en la figura que para un Δt de 10^{-5} la simulación no es capaz de absorber las inestabilidades por si sola y el avance temporal provoca la rotura de la malla

por grandes desplazamientos. Con pasos temporales menores 10^{-6} y 10^{-7} las inestabilidades tienden a absorberse, pero cuando llevamos este esquema al modelo final los transitorios generados en el asiento de la válvula o en el tope provocan una amplificación de la fluctuación lo que trae consigo la rotura del mallado.

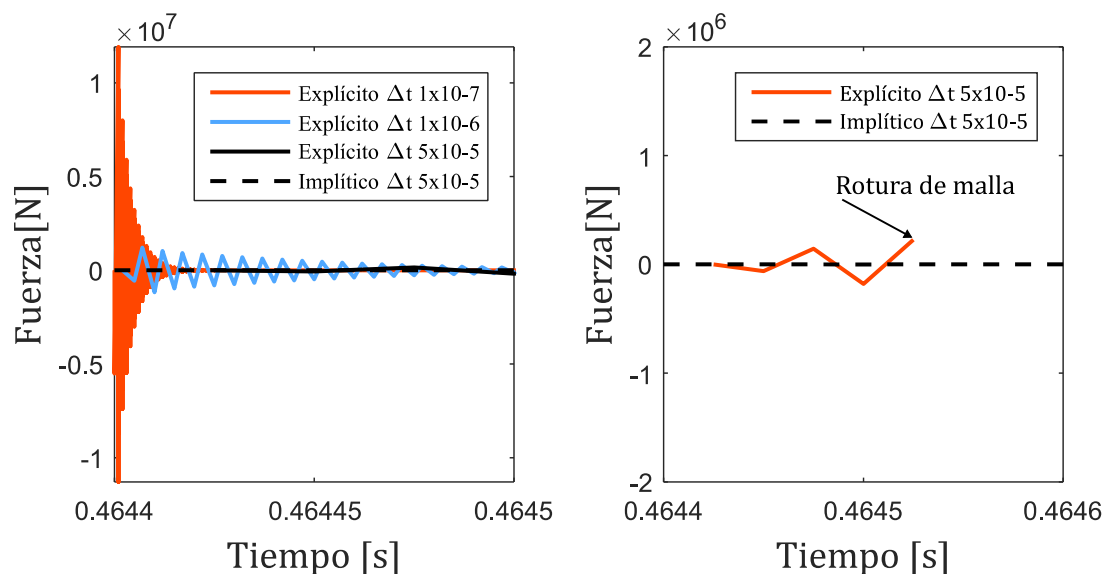


Figura 5.22 – Comparativa de la evolución de la Fuerza resultante en una válvula en una simulación de un modelo simplificado y previamente estabilizado, tras el cambio a un esquema de actualización de malla y ante diferentes Δt .

5.4.5. Simulaciones

Para correr una batería de simulaciones con la que comparar los resultados numéricos del modelo bidimensional dinámico y los resultados experimentales se recurre, pese al elevado coste computacional, al esquema de actualización implícito de malla.

La Tabla 5.13 recoge las principales características del modelo con el que se realizan todas las simulaciones. Se dejan como variables aquellas que se modifican para obtener diferentes puntos de funcionamiento de la máquina.

Tabla 5.13 –Cuadro resumen de características del modelo bidimensional dinámico

Característica	Detalles	Tipo
Malla	Malla estructurada multi-bloque de 32715 celdas.	Fija para todas las simulaciones
	Contornos exteriores y válvulas tipo pared.	Fijos para todas las simulaciones
Condiciones de contorno	Entrada de fluido (Fluid Inlet) con presión medida en ensayos	Fija para todas las simulaciones
	Salida de fluido (Outlet Vent) Se fija K_v o coeficiente de pérdidas de la válvula de descarga para cada grado de apertura.	Variable. Tabla 5.14

Paso temporal	Δt	Variable. Tabla 5.14
Modelo de turbulencia	RNG $K - \varepsilon$ con funciones de pared mejoradas	Fijo para todas las simulaciones
Resolución de las ecuaciones	Resolución no estacionaria Algoritmo PISO	Fijo para todas las simulaciones
Esquemas de discretización espacial	Gradientes de variables con el método Green-Gauss con centros de celdas vecinas Discretización de ecuaciones de segundo orden para presión, la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación turbulenta	Fijos para todas las simulaciones
Residuos	Un valor mínimo de 10^{-6} para el residuo de la ecuación de continuidad. Un valor de 10^{-5} para el residuo de la actualización implícita de malla	Fijo para todas las simulaciones
Esquema para actualización de mallado	Esquema implícito y UDFs para la cinemática del diafragma (Remeshing) y dinámica de las válvulas (Layering).	Variable. Las UDFs son actualizadas con las frecuencias de accionamiento del diafragma. Tabla 5.14

5.4.5.1. Punto de funcionamiento

Con este modelo se replican los puntos de funcionamiento que definen las curvas de capacidad de la bomba tal y como se había hecho en la aproximación estática.

El caudal entregado por la bomba será el resultado de diferentes velocidades de accionamiento por lo que no es necesario incluir el salto de presión que se había empleado en la aproximación estática. Las velocidades de accionamiento se obtienen de los resultados experimentales. Esta está disponible ya que se ha monitorizado a través de un sensor de posición del diafragma para cada punto de la curva en los ensayos experimentales (Tabla 4.9).

La presión de salida de la bomba es el resultado de la pérdida de carga producida por la “válvula de regulación”, cuyo grado de apertura se varía para obtener los diferentes puntos de las curvas. Esta pérdida de carga es por tanto un resultado de la simulación y su valor depende del caudal entregado por la máquina, lo que requiere de la caracterización del coeficiente de pérdidas de la válvula en sus diferentes grados de apertura.

En ANSYS FLUENT es posible fijar una condición de contorno como Outlet Vent. En este contorno se fijaría un coeficiente de pérdidas que, dependiendo de la velocidad de salida del

colector de impulsión, provoca la pérdida de carga de un elemento con dicho coeficiente de pérdidas según:

$$\Delta P = \frac{1}{2} K_v \rho v^2 \quad (5.37)$$

Donde ρ es la densidad, v la velocidad del fluido en el contorno y K_v el coeficiente de pérdidas, en nuestro caso, la válvula de regulación situada a la salida de la bomba.

El cálculo de K_v se realiza empleando las señales de presión recogidas en la válvula para cada uno de los puntos con los que se confeccionan las curvas. En cada uno de esos puntos se dispone también del caudal medio entregado por la bomba Q_m . De esta forma, el coeficiente de pérdidas puede estimarse como el valor eficaz de la señal de presión para cada uno de los puntos, y al que se denominará como P_{RMS} :

$$v_m = \frac{4Q_m}{\pi D_s^2} \quad K_L = \frac{P_{RMS}}{\rho v_m^2} \quad (5.38)$$

Donde D_s es el diámetro de la tubería de salida, v_m la velocidad media del fluido y ρ la densidad del fluido.

Puede deducirse empleando los factores de escala presentados en 5.3.3, que el valor de K_v será equivalente tanto en las simulaciones 2D como en 3D:

$$v_{m_{2D}} = v_m \cdot \frac{D_s}{D_m} \quad P_{RMS_{2D}} = \frac{P_{RMS} D_s^2}{D_m^2} \quad K_{L_{2D}} = \frac{P_{RMS} D_s^2 D_m^2}{D_m^2 \rho D_s^2 v_m^2} = \frac{P_{RMS}}{\rho v_m^2} \quad (5.39)$$

En la Tabla 5.14 se recogen los valores de los coeficientes de pérdidas calculados con los resultados de la Tabla 4.8. Se incluyen además en esta tabla el resto de parámetros necesarios para simular cada uno de los puntos de funcionamiento deseado. La presión de entrada se fija escalando la presión medida en los ensayos experimentales.

Tabla 5.14 –Cuadro resumen con los parámetros de las simulaciones realizadas con el modelo bidimensional dinámico.

Paso temporal Δt	Frecuencia de Accionamiento del diafragma f	Presión Entrada -Pressure inlet-	Coefficiente de pérdidas -Outlet vent-
[s]	[Hz]	[bar]	[-]
5.10 ⁻⁵	1,85	0.052/32	0
5.10 ⁻⁵	1	0.052/32	75,14
5.10 ⁻⁵	2,45	0.052/32	0
5.10 ⁻⁵	1,4	0.052/32	62,09
5.10 ⁻⁵	0,45	0.052/32	1410,9
2,5.10 ⁻⁵	2,7	0.052/32	0
2,5.10 ⁻⁵	1,8	0.052/32	32,476

5.10 ⁻⁵	1,25	0.052/32	139,91
5.10 ⁻⁵	0,75	0.052/32	500,79

5.4.6. Validación

Los resultados obtenidos en las simulaciones se recogen en la Tabla 5.15 junto con los obtenidos experimentalmente en el capítulo anterior. Los caudales han sido desescalados y multiplicados por dos ya que la máquina real emplea dos diafragmas. En la Figura 5., se dibujan las curvas numéricas y las obtenidas experimentalmente para su comparativa.

Tabla 5.15 –Comparativa de resultados experimentales y numéricos para el modelo bidimensional dinámico

Curva	Presión salida experimental: [bar]	Caudal experimental: [lpm]	Presión salida numérico: [bar]	Caudal numérico: [lpm]	Caudal teórico: [lpm]
Curva 2 bar	0	112,20	0,0120	122,49	117,7
Curva 2 bar	1,16	58,2	1,5817	65,13	63,62
Curva 4 bar	0	144,6	0,054	160,00	155,85
Curva 4 bar	1,99	83,9	2,58	93,79	89,06
Curva 4 bar	3,65	23,8	4,43	22,74	28,63
Curva 6 bar	0	157,9	0,0128	164,12	171,78
Curva 6 bar	1,97	115,4	2,22	122,05	114,51
Curva 6 bar	3,63	75,5	4,27	75,81	79,52
Curva 6 bar	4,14	42,6	5,00	42,215	47,71

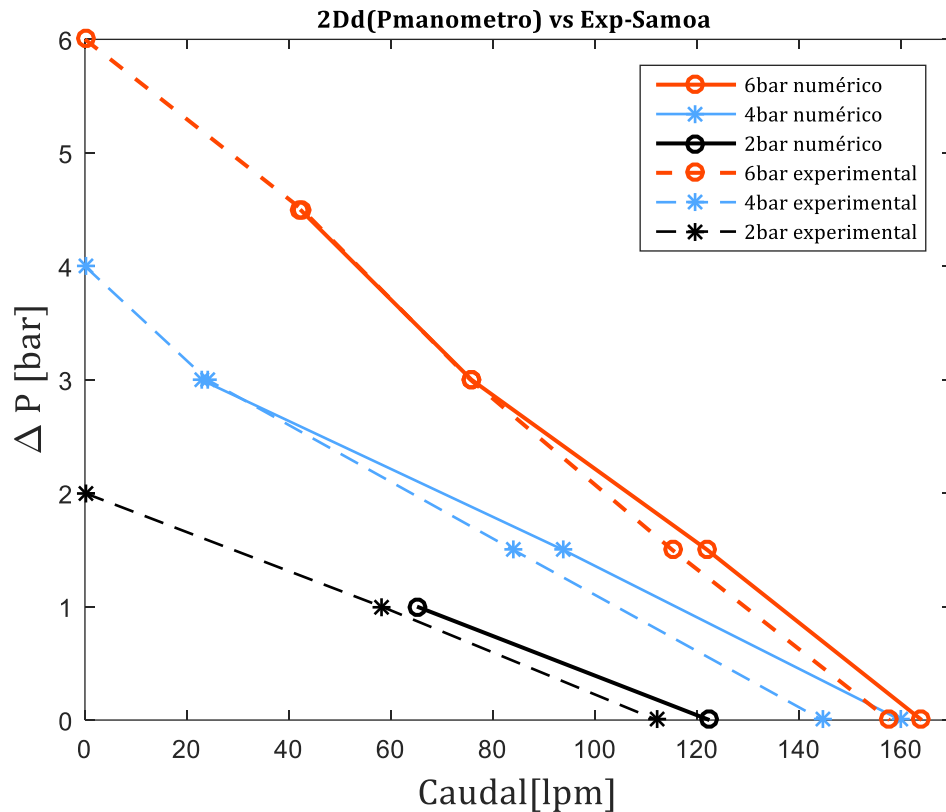


Figura 5.23 – Comparativa entre resultados numéricos y experimentales para las curvas de presión de accionamiento de 2bar, 4bar y 6 bar.

La comparativa muestra un alto grado de acuerdo entre el modelo numérico dinámico y los resultados experimentales, mostrando caudales superiores al experimental en los puntos de salida libre.

5.5. Modelo tridimensional dinámico

A menudo es ventajoso estudiar problemas cuya física real se desarrolla en tres dimensiones a través de una simplificación en solo dos de ellas, caso de los modelos bidimensionales expuestos en anteriores puntos. Las ventajas de esta simplificación son, por un lado, la disminución de complejidad en la generación de mallados y por otro, una reducción del coste computacional. Al reducirse el dominio se reduce la memoria y el número de ecuaciones a resolver por el procesador. Sin embargo, es necesario evaluar si con esta simplificación se incurre en desviaciones respecto al problema real de las que se deriven conclusiones incorrectas cuando estas desviaciones sean grandes.

El modelo bidimensional dinámico presentado en el punto anterior es capaz de reproducir, tras el desescalado de variables, el caudal medio de la máquina real con suficiente aproximación. Sin embargo, para estudiar aquellos fenómenos producidos en el interior de la máquina que a través de los resultados experimentales no se puede validar, es necesario conocer si un modelo más próximo al real, en el que se representen todas las dimensiones, proporciona resultados significativamente diferentes. En este sentido, es de gran interés

para esta investigación que el modelo creado para la simulación de la máquina consiga reproducir correctamente la dinámica de las válvulas.

La representación bidimensional de las válvulas, (válvulas esféricas), es la misma que la que generaríamos para un cilindro de mismo diámetro. Por lo tanto, al diferir la geometría del objeto representado de la del caso real, puede entenderse que los efectos en la dinámica, resultado de la interacción con el campo de fluido, diferirán entre una aproximación bidimensional y tridimensional. De todos modos, los modelos bidimensionales presentados en puntos anteriores a priori son aproximaciones válidas ya que, si bien la representación geométrica bidimensional corresponde a una geometría cilíndrica, los resultados que deben obtenerse entre ambos modelos han de ser muy aproximados (Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications [58]). Esta afirmación se apoya en que la relación adimensional entre el arrastre producido por un flujo transversal a cierta velocidad en un cilindro (2D) y el producido en una esfera (3D) son muy aproximados. Puede esperarse entonces que los resultados de las fuerzas resultantes del flujo sobre las válvulas para ambas aproximaciones sean equivalentes.

La construcción del modelo tridimensional no estacionario es posible gracias a la implementación de funciones que controlen el movimiento del diafragma y la dinámica de las válvulas derivadas de las creadas para la aproximación anterior. La nueva malla se genera siguiendo la metodología necesaria para los mallados dinámicos adaptándose esta vez los contornos tridimensionales.

Este modelo promete una simulación más realista en la que se podrán recoger los efectos del flujo tridimensional que no es posible modelar con la aproximación en dos dimensiones.

5.5.1. Generación del mallado dinámico tridimensional

La inclusión de una tercera dimensión en el dominio dificulta la tarea de generación de un mallado estructurado ya que la secuencia de generación de un mallado completamente estructurado implica representar toda la geometría a partir de bloques resultado de la partición de un primer bloque inicial. Además, la necesidad de mallas estructuradas y ortogonales en las zonas de mallado dinámico requieren especial atención a la hora de plantear una estrategia, ya que en una tercera dimensión la partición de un bloque se propaga también en la tercera dimensión. En la Figura 5.24 se muestran los bloques resultantes tras el particionado del bloque inicial. La propagación de la partición de los bloques en las zonas de válvula genera multitud de bloques en la zona del movimiento de diafragma lo que deriva en un número innecesario de elementos. Para evitarlo la malla se construye a partir de dos bloques, uno para el diafragma y otro para los colectores, zona de válvulas y accesos al diafragma.

La generación de mallados estructurados en geometrías cilíndricas requiere de una partición de bloques del tipo O-GRID para evitar la baja calidad debido a los ángulos que resultan en celdas donde uno de sus nodos se encuentra en un vértice del bloque. En la Figura 5.24 se indican aquellas zonas en las que es imprescindible el empleo de este tipo de partición de bloques correspondiendo a las zonas cilíndricas o asumibles a cilíndricas, del dominio.

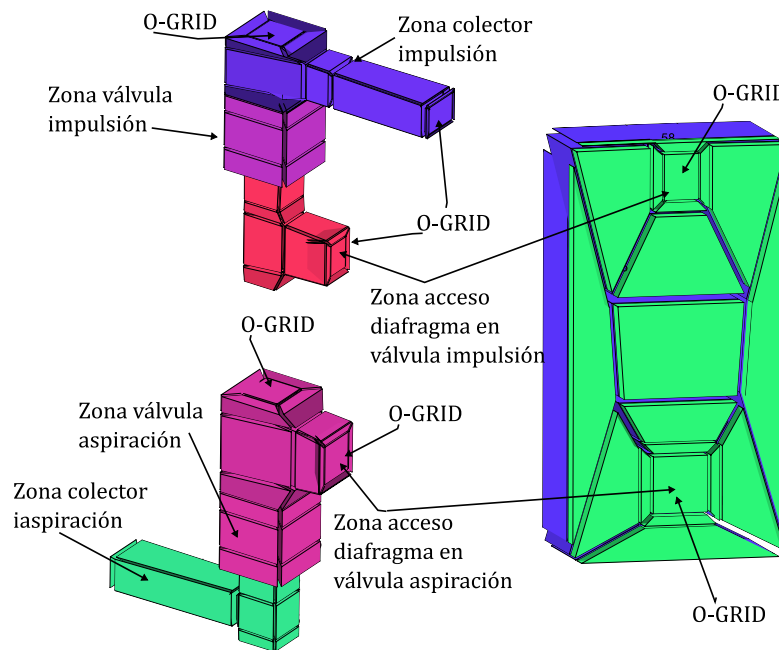


Figura 5.24 –Estrategia de bloques par la creación de mallado estructurado tridimensional.

5.5.1.1. Mallado requerido por la cinemática del diafragma

En la aproximación bidimensional dinámica se intentó recoger el efecto de la deformación del diafragma en la zona flexible de la misma variando la amplitud del desplazamiento de los nodos en función de su posición con respecto al centro del diafragma. Para su implementación se recurrió a una deformación del mallado nodo a nodo junto con una adaptación de la malla empleando la técnica de remallado, en la que las celdas pertenecientes a la zona del domino del diafragma son evaluadas para ser remalladas en el caso de no cumplir con los criterios de tamaño de celda y calidad fijados. Este procedimiento resulta en un coste computacional que, en conjunto con la actualización implícita de malla, en la que se actualiza esta para cada iteración, resulta en simulaciones con tiempos de cálculo prolongados incluso con mallas modestas en número de elementos.

La inclusión de una tercera dimensión exige triplicar el número de celdas del modelo bidimensional, lo que resultaría en tiempos de cálculo excesivos con mayor impacto en aquellas simulaciones en las que utilice una velocidad lenta para el accionamiento del diafragma.

Para mejorar los tiempos se recurre a simplificar la geometría del diafragma, adoptando su diámetro efectivo, diámetro con el que para la misma carrera se desplaza un volumen equivalente al desplazado diafragma flexible del caso bidimensional. El objetivo es que, desplazando el mismo volumen de fluido, se elimine la necesidad del desplazamiento de los nodos del contorno que representa al diafragma con diferentes amplitudes. De esta manera se desplaza todo el contorno como si este fuera rígido, lo que permite emplear la metodología de Layering, mucho menos costosa a nivel computacional. Además, el empleo de esta metodología de mallado adaptativo exige un mallado estructurado y ortogonal lo que conllevará una reducción de número de celdas optimizando aún más los tiempos de cálculo.

En la Figura 5.25 se muestra la malla creada para la zona del diafragma. La malla se compone de dos zonas (izquierda en la figura). La zona en la que el contorno móvil, el diafragma, se

desplaza de manera axial se representa en color naranja a la izquierda mientras que la zona estacionaria, zona adyacente, se muestra en color azul. En la superficie en la que esta malla se une a la malla generada para válvulas y colectores se encuentran dos contornos que constituyen los accesos entre diafragma y zonas de válvula, donde la aspiración y la impulsión se representan en color azul y amarillo respectivamente. A la derecha, se muestra el interior de la malla, donde se puede ver el contorno del diafragma al fondo y las secciones transversales a todo el mallado en color azul, mostrando la disposición de las celdas en el interior de esta malla.

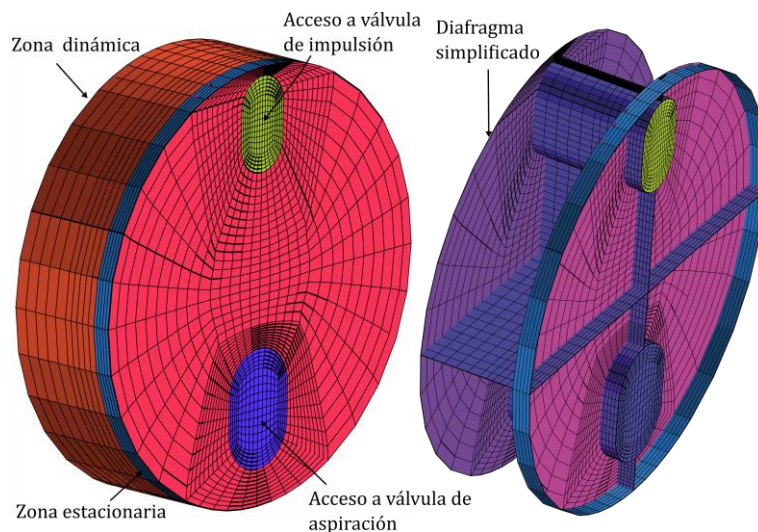


Figura 5.25 –Malla estructurada y ortogonal para zona de movimiento del diafragma.

5.5.1.2. Mallado requerido en la zona de las válvulas

En esta nueva aproximación, el movimiento de las válvulas se vuelve a implementar a través de la metodología de Layering, (creación y colapso de celdas en contornos estacionarios según avance la malla). De nuevo, como se presentó en el 5.4.2, las zonas de celdas vecinas a las válvulas deben crearse de tal manera que estas se sitúen en capas. Estas capas de celdas deben tener la misma dimensión en la dirección del movimiento con el que además deben estar alineadas. En la Figura 5.26 se muestra la malla creada para las zonas de válvulas de aspiración y de impulsión junto con los accesos a la zona del diafragma y los colectores. Los mallados de zonas tubulares de la geometría se realizan con mallados O-Grid para lograr una mejora calidad de celda.

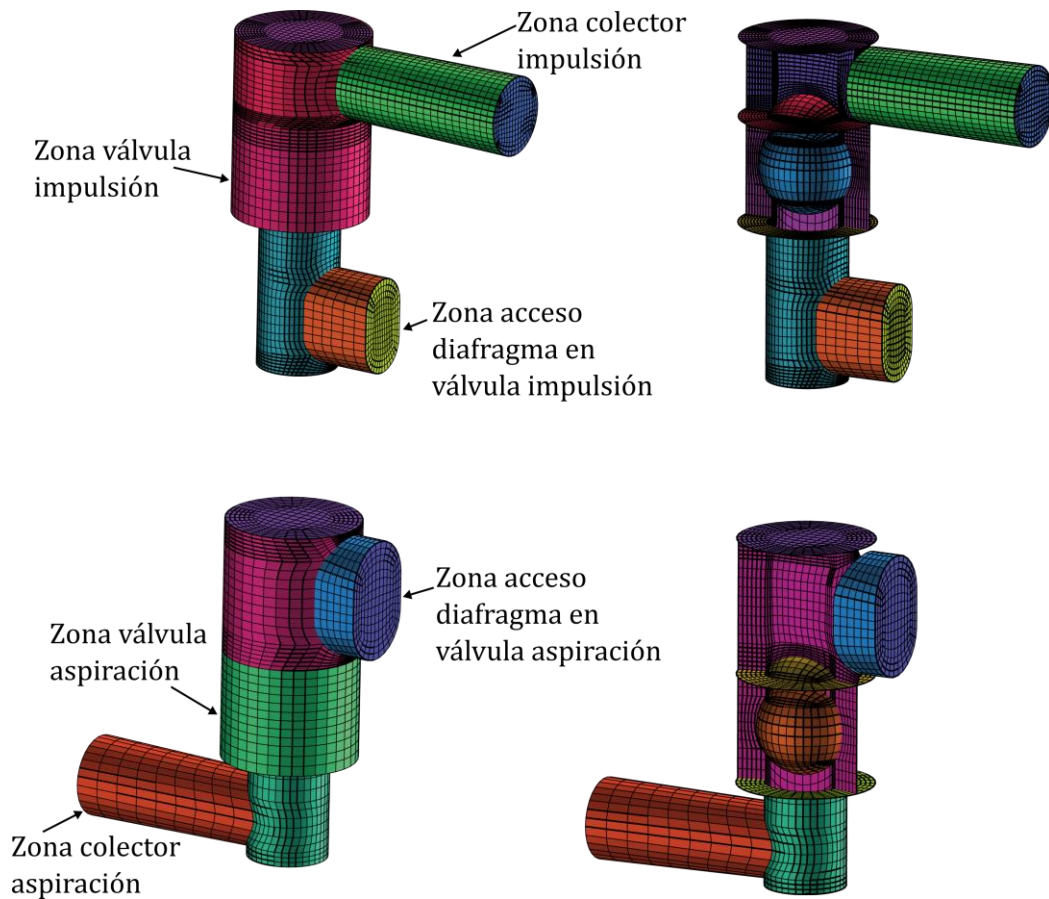


Figura 5.26 -Malla estructurada y ortogonal para zona de movimiento de las válvulas en la aproximación tridimensional.

5.5.1.3. Contornos y zonas de mallado dinámico

Las mallas de zona de válvulas y de diafragma se unen a través de las superficies de los accesos mediante una interface para cada acceso. Los dos contornos en contacto de ambas mallas disponen del mismo número de caras de celda y los nodos coinciden en posición, lo que consigue que el mallado sea conformado y por tanto no se requiera de la interpolación de variables de flujo entre ambas superficies.

Los contornos móviles y las zonas estacionarias en las que se crean y destruyen celdas se muestran en la Figura 5.27 izquierda y la malla resultante para esta aproximación tridimensional a la derecha.

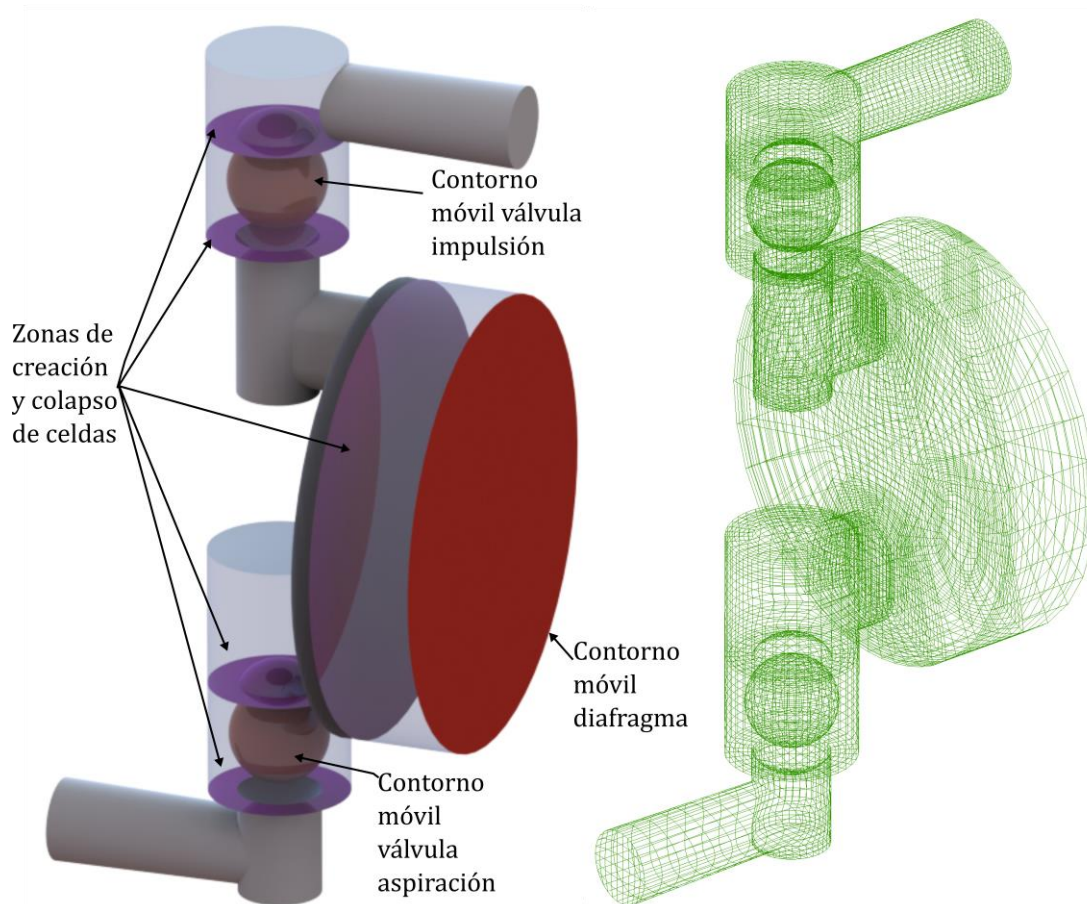


Figura 5.27 – A la izquierda, contornos móviles y de creación y destrucción de celdas. A la derecha, malla resultante para la aproximación 3D dinámica.

Los parámetros para controlar la actualización de la malla y los parámetros de calidad arrojados por ANSYS FLUENT se detallan en la Tabla 5.16 y la Tabla 5.17. Los parámetros de control de calidad de malla arrojan resultados cercanos al criterio de baja calidad, ya que solo tiene en cuenta el valor mínimo encontrado en todo el dominio. Sin embargo, una inspección del número de elementos en los que su calidad se encuentra por debajo del 20% del rango establecido para el criterio de calidad, indica que tan solo el 0,2% de los elementos se encuentran en dicho rango. La aparición de estos elementos deriva de la propagación del refinamiento de bloques creados en las zonas de válvulas y su lugar de aparición se limita a los extremos de las tuberías de unión entre las válvulas y los accesos al diafragma, donde la necesidad de celdas alineadas en zonas de desplazamiento de válvulas crea elementos angulosos.

Tabla 5.16 –Parámetros para el mallado dinámico para la creación y colapso de celdas en los contornos estacionarios en zonas de válvulas y diafragma (Layering)

Parámetro	Valor	Notas
Factor de colapso	0.2	Las celdas se colapsan cuando se llega al 20% del tamaño ideal
Factor de división	0.4	Las celdas se colapsan cuando se llega al 140% del tamaño ideal

Tabla 5.17 –Parámetros de control de calidad de malla para el PMI con un número total de 111575 celdas.

Parámetro	Valor obtenido	Rango
Mínimum Orthogonal Quality	0,034	0-1 [Baja calidad-Alta calidad]
Maximum Ortho Skew	0,96	0-1 [Alta calidad –Baja calidad]
Maximum Aspect Ratio	76,8	

5.5.2. Funciones para la actualización implícita del mallado

El modelo tridimensional requiere de la adaptación de las funciones creadas en la aproximación bidimensional dinámica a la tercera dimensión y a la nueva metodología empleada para el movimiento del diafragma.

El esquema para la resolución de flujo responde a la metodología de actualización implícita presentada en 5.4.4 con la salvedad de que el diafragma ya no requiere de la implementación de una función tipo GRID_MOTION, ya que ahora no es necesario desplazar los nodos del contorno uno a uno. El contorno del diafragma se mueve con una amplitud fija para todos los nodos por lo que emplea en esta aproximación una función del tipo CG_MOTION, ya presentada en 5.4.4.2 para el movimiento de las válvulas. En este nuevo código el movimiento es impuesto y se calcula según la Ecuación 5.14 actualizando la velocidad del diafragma para cada paso temporal según la frecuencia fijada en cada simulación. Tampoco es necesario implementar una función DEFINE_ADJUST para fijar las velocidades de las caras del contorno del diafragma dado que la propia función GRID_MOTION lleva a cabo esta tarea. El diagrama de bloques de la función que controla el movimiento del contorno del diafragma en esta aproximación se muestra en la Figura 5.28 y el diagrama final según el esquema de actualización implícita se muestra en la Figura 5.29.

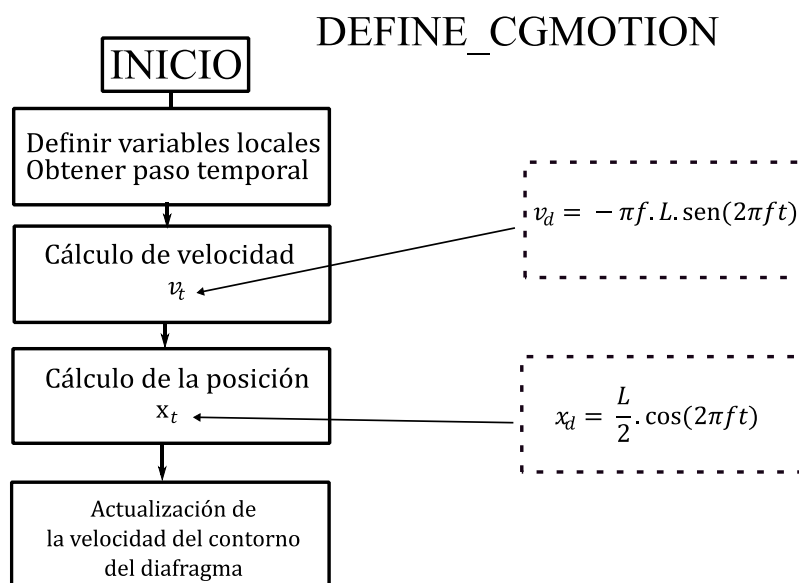


Figura 5.28 – Diagramas de bloques del código generado para controlar la cinemática del diafragma.

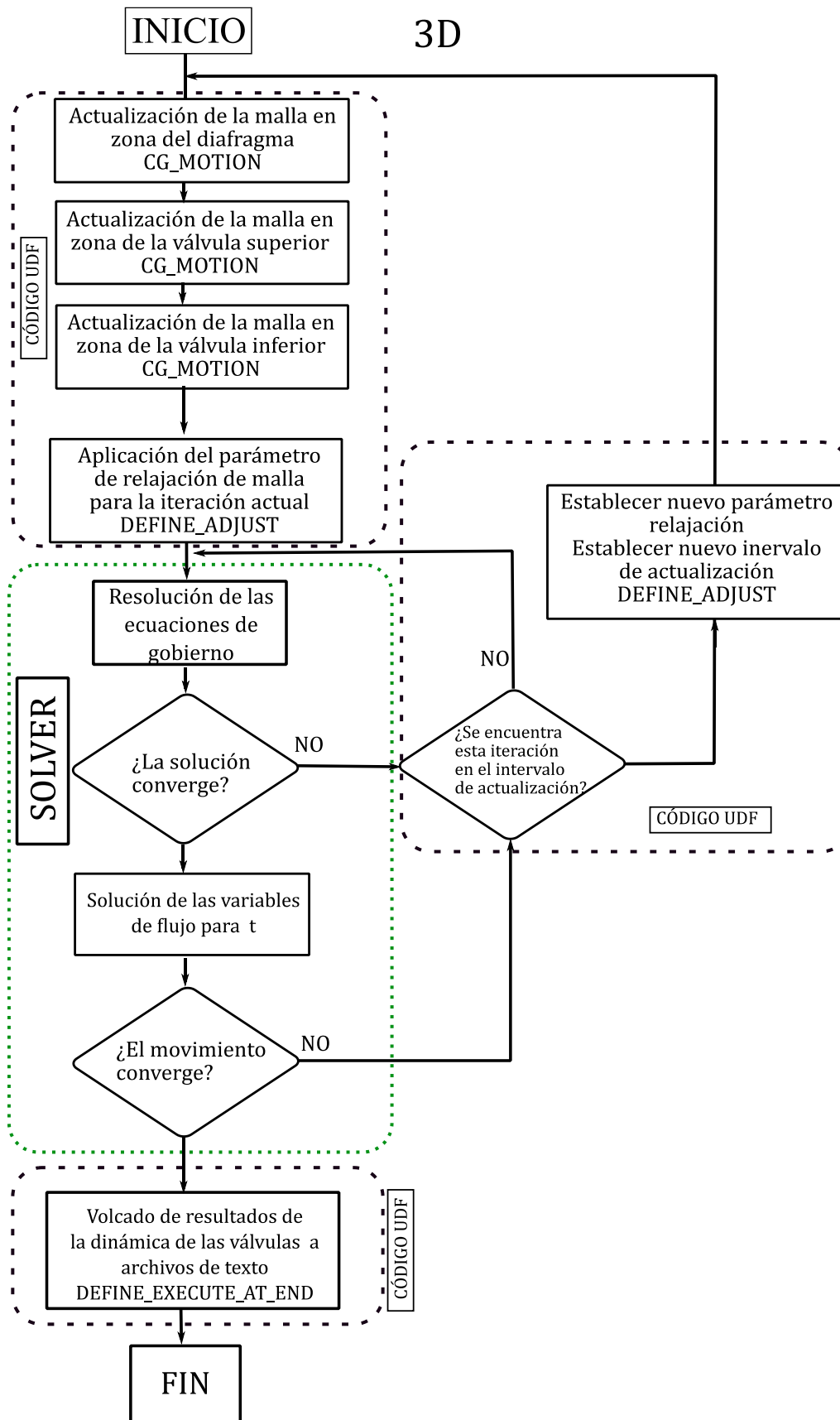


Figura 5.29 - Diagrama de bloques del procedimiento de cálculo según el esquema de actualización implícita de malla en modelo tridimensional.

5.5.3. Simulaciones

Con este modelo se genera una batería de simulaciones con las que obtener el comportamiento de la máquina ante los parámetros de operación que replican las condiciones de los test experimentales.

La Tabla 5.18 recoge las principales características del modelo con el que se realizan todas las simulaciones. Se dejan como variables aquellas que se modifican para obtener diferentes puntos de funcionamiento de la máquina.

Los puntos de funcionamiento se recogen en la Tabla 5.19. Las velocidades de accionamiento se obtienen de los resultados experimentales para cada punto con el que se construyen las curvas de capacidad. Los coeficientes de pérdidas para cada grado de apertura de la válvula son los calculados en 5.4.5.1.

Tabla 5.18 –Cuadro resumen de características del modelo tridimensional

Característica	Detalles	Tipo
Malla	Malla estructurada multi-bloque de 111575 celdas.	Fija para todas las simulaciones
Condiciones de contorno	Contornos exteriores y válvulas tipo pared.	Fijos para todas las simulaciones
	Entrada de fluido (Fluid Inlet) con presión medida en ensayos Salida de fluido (Outlet Vent) Se fija K_v o coeficiente de pérdidas de la llave de paso para cada grado de apertura.	Fija para todas las simulaciones Variable. Tabla 5.14
Paso temporal	Δt	Variable. Tabla 5.14
Modelo de turbulencia	RNG $K - \varepsilon$ con funciones de pared mejoradas	Fijo para todas las simulaciones
Resolución de las ecuaciones	Resolución no estacionaria Algoritmo PISO	Fijo para todas las simulaciones
Esquemas de discretización espacial	Gradientes de variables con el método Green-Gauss con centros de celdas vecinas	Fijos para todas las simulaciones
	Discretización de ecuaciones de segundo orden para presión, la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación turbulenta	
Residuos	Un valor mínimo de 10^{-6} para el residuo de la ecuación de continuidad	Fijo para todas las simulaciones

	Un valor de 10^{-5} para el residuo de la actualización implícita de malla	
Esquema para actualización de mallado	Esquema implícito y UDFs para la cinemática del diafragma (Layering) y dinámica de las válvulas (Layering).	Variable. Las UDFs son actualizadas con las frecuencias de accionamiento del diafragma.

Tabla 5.14

Tabla 5.19 –Cuadro resumen con los parámetros de las simulaciones realizadas con el modelo tridimensional.

Frecuencia de Accionamiento del diafragma f [Hz]	Presión Entrada -Pressure inlet- [bar]	Coefficiente de pérdidas -Outlet vent- K_v [-]
1,85	0.052	0
1	0.052	75,14
2,45	0.052	0
1,4	0.052	62,09
0,45	0.052	1410,9
2,7	0.052	0
1,8	0.052	32,476
1,25	0.052	139,91
0,75	0.052	500,79

5.5.4. Validación

Los resultados obtenidos en las simulaciones se recogen en la Tabla 5.20 junto con los obtenidos experimentalmente en el capítulo anterior. Los caudales se calculan como la media de los caudales instantáneos entregado por la máquina para un ciclo. Ya que la máquina se ha simplificado a una sola de las cavidades, el caudal total se duplica para compararlo con los resultados experimentales. En la Figura 5.30 se dibujan las curvas numéricas y las obtenidas experimentalmente.

Tabla 5.20 –Comparativa de resultados experimentales y numéricos para el modelo tridimensional.

Presión salida experimental: [bar]	Caudal experimental: [lpm]	Presión salida numérico: [bar]	Caudal numérico: [lpm]	Caudal teórico [lpm]
0	112,20	0,115	105,13	117,7

1,16	58,2	1,19	53,52	63,61
0	144,6	0,2	136,89	155,86
1,99	83,9	1,96	72,61	89,06
3,65	23,8	-	-	23,54
0	157,9	0,26	148,03	171,76
1,97	115,4	1,84	95,12	114,51
3,63	75,5	3,03	60,766	79,52
4,14	42,6	4,79	32,42	47,71

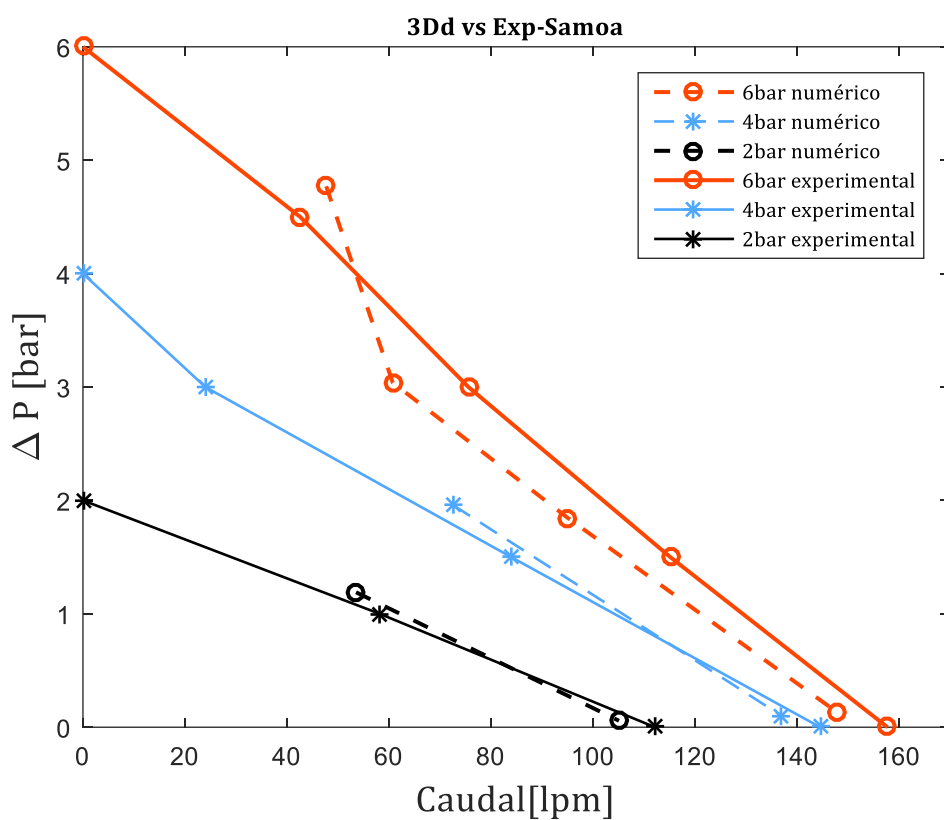


Figura 5.30 – Comparativa entre resultados numéricos y experimentales para las curvas de presión de accionamiento de 2bar, 4bar y 6 bar.

Capítulo 6.

Resultados

6.1. Funcionamiento de la máquina ante condiciones de operación nominal

En el Capítulo 5, se presentaron los resultados para validación de cada uno de los modelos desarrollados en términos de caudales y presiones medias. En esta sección se presentan resultados de presión y caudal instantáneo obtenidos con los modelos numéricos (2D) y (3D), empleando la presión instantánea para realizar una comparativa de esta variable con la obtenida experimentalmente. Esta comparativa se realizará para tres puntos de funcionamiento, cada uno de ellos perteneciente a una de las curvas de presión de accionamiento de la máquina empleadas en la generación de curvas de capacidad. Las condiciones de trabajo más habituales de la máquina investigada cuando bombea un fluido de una viscosidad cercana a la del agua, (fluido empleado en esta investigación), son aquellas en las que el fluido se impulsa a través de una red de tuberías con mismo diámetro nominal que el del interior de la máquina. La curva resistente de este tipo de circuitos, por ejemplo, para el vaciado de un depósito de combustible y trasvase a un nuevo depósito, no es muy pronunciada y, por tanto, las presiones que se generan a la salida de la bomba se encuentran muy próximas a condiciones de caudal de salida libre de la máquina. Los puntos de funcionamiento seleccionados para reproducir estas condiciones son: 6, 4 y 2bar de presión de alimentación de la máquina y 1,5, 1,5 y 1bar de presión a la salida de la máquina, lo que corresponde a una frecuencia de accionamiento de 1,8, 1,4 y 1Hz respectivamente.

En primer lugar, se analizará la presión en la cavidad del modelo experimental y se realizará una comparativa con los resultados numéricos. Posteriormente se analizarán en detalle el ciclo de trabajo, incorporando otras variables como la presión a la salida de la bomba o los caudales instantáneos de entrada y salida a la máquina. Finalmente se estudiará la evolución de las válvulas y características de flujos en instantes seleccionados de la misma.

6.1.1. Evolución de la presión experimental en la cavidad

En la parte superior de la Figura 6.1 se muestran los resultados de presión en la cavidad del diafragma para el punto de funcionamiento de 6bar y 1,5bar, lo que supone una frecuencia de accionamiento de 1,8Hz y un coeficiente de pérdidas en la válvula de salida de 32,47. Se muestran resultados para un ciclo completo de trabajo comenzando el ciclo en el PMI (Punto Muerto Inferior o final de la carrera de aspiración).

En la primera parte del ciclo, durante la entrega de caudal, la presión experimental aumenta siguiendo una pendiente pronunciada hasta mostrar una oscilación en torno a 1,5bar. Superada esta presión, la señal evoluciona con menor pendiente siguiendo una función asimilable a exponencial hasta lograr un máximo cercano a los 3bar de presión, para después, decaer levemente hasta el PMS (Punto Muerto Superior). Tras superar el PMS, la presión muestra una pendiente similar a la observada en el comienzo del ciclo, pero con signo negativo, hasta que la presión cae por debajo de la presión atmosférica poco después del PMS. Se produce en este punto una leve recuperación de la presión sin llegar a valores

superiores a la presión atmosférica. Durante el resto del ciclo, la presión desciende de nuevo con una pendiente más tendida hasta su mínimo, cercano a los -0,8bar. La presión en la cavidad promediada para el ciclo es de 0,88bar.

En la misma Figura 6.1 en la parte central, se muestran los resultados el punto de funcionamiento de 4bar y 1,5bar, con una frecuencia de accionamiento resultante de 1,4Hz y un coeficiente de pérdidas en la válvula de salida de 62,09. La presión muestra un patrón similar al evidenciado en el punto de funcionamiento anterior, con una pendiente elevada en los instantes posteriores al comienzo del ciclo y tras el PMS. La oscilación que se había observado al comienzo del ciclo se transforma en este caso en una pendiente más suave que evoluciona hasta lograr un máximo cercano a los 2,5bar, mostrando ahora una pendiente más prolongada que la que se observó en el caso anterior. De nuevo, se produce una caída brusca de la presión por la inversión del diafragma y tras ella un leve repunte, todavía en valores negativos, hasta el valor mínimo del ciclo que se encuentra en torno a los -0.6bar. La presión en la cavidad promediada para el ciclo es de 0.82bar.

En la parte inferior de la Figura 6.1 se muestran los resultados para el punto de funcionamiento de 2bar y 1bar, con frecuencia de accionamiento de 1Hz y coeficiente de pérdidas en la válvula de 75,14. La evolución de la presión en la cavidad para este punto sigue el mismo patrón que los encontrados en las anteriores. La oscilación al comienzo del ciclo se suaviza aún más, así como la progresión hasta la máxima presión (1,5bar) que ahora además es más prolongada. La presión en la segunda parte ciclo cae de manera progresiva ligeramente por debajo de la presión atmosférica. La presión en la cavidad promediada para el ciclo es de 0.5bar.

6.1.2. Evolución de las presiones en la cavidad de los modelos numéricos

Los resultados de presión en la cavidad generados con los modelos numéricos 2D y 3D se presentan junto con los valores experimentales presentados en 6.1.1, Figura 6.1 (superior, centro e inferior). La evolución de las presiones en los tres puntos de funcionamiento estudiados (1,8Hz, 1,4Hz y 1Hz) difiere con respecto a la máquina real y no es posible encontrar un patrón similar más que el aumento de presión durante la entrega de caudal y la caída de la misma por debajo de valores de presión atmosférica, casos de 1,8Hz y 1,4Hz y en torno a la presión atmosférica para el caso a 1Hz. La evolución de las presiones numéricas tiene un marcado carácter sinusoidal, respuesta de la máquina y sistema a la manera en la que se controla la cinemática del diafragma en los modelos numéricos. El diafragma se somete en cada caso ejecutado a un movimiento armónico simple de frecuencia igual a la del accionamiento de la máquina real y, por tanto, ha de esperarse que el caudal y la presión respondan como tal. Esta es la tendencia observada en ambos modelos, existiendo una diferencia de amplitud significativa que lleva el máximo de la presión en el modelo 2D aproximadamente entre un 30 y un 40% por encima del máximo de presión con respecto al modelo 3D, evidenciable para los tres puntos de funcionamiento. Los modelos muestran picos de presión a lo largo del ciclo que son respuesta al instante de cierre de las válvulas. Estos picos se hacen más notables en el modelo 2D.

Si bien la evolución de la presión no se desarrolla como se había observado en las curvas experimentales, puede verse que los modelos reproducen de manera muy aproximada las presiones promediadas para el ciclo completo. Esta aproximación es más cercana en el modelo numérico 3D ya que, para el punto de funcionamiento de 1,8Hz (Figura 6.1 superior) arroja una presión promedio tan solo un 5% superior a la observada en el experimental,

6.1. Funcionamiento de la máquina ante condiciones de operación nominal

siendo en el modelo 2D un 20% superior para este punto. Las presiones promedio en los accionamientos a 1,4 y 1Hz responden a esta tendencia.

Como se verá más adelante en este capítulo, la respuesta instantánea de caudal de los modelos también sigue una evolución sinusoidal. Como se vio en el Capítulo 5, en la validación de los modelos, los caudales promediados están, como ocurre con las presiones promedio, muy próximos a los de la máquina real.

En definitiva, puede determinarse que el modelo numérico 3D es capaz de reproducir fielmente la entrega de caudal y presión medios. Y que, para lograr un modelo que reproduzca presiones y caudales instantáneos, debe de conocerse la velocidad diafragma para cada instante y acoplar esta al modelo numérico, o bien, crear una función que simule la inyección de aire comprimido en la cavidad de aire adyacente al diafragma y así, modelar el desplazamiento real.

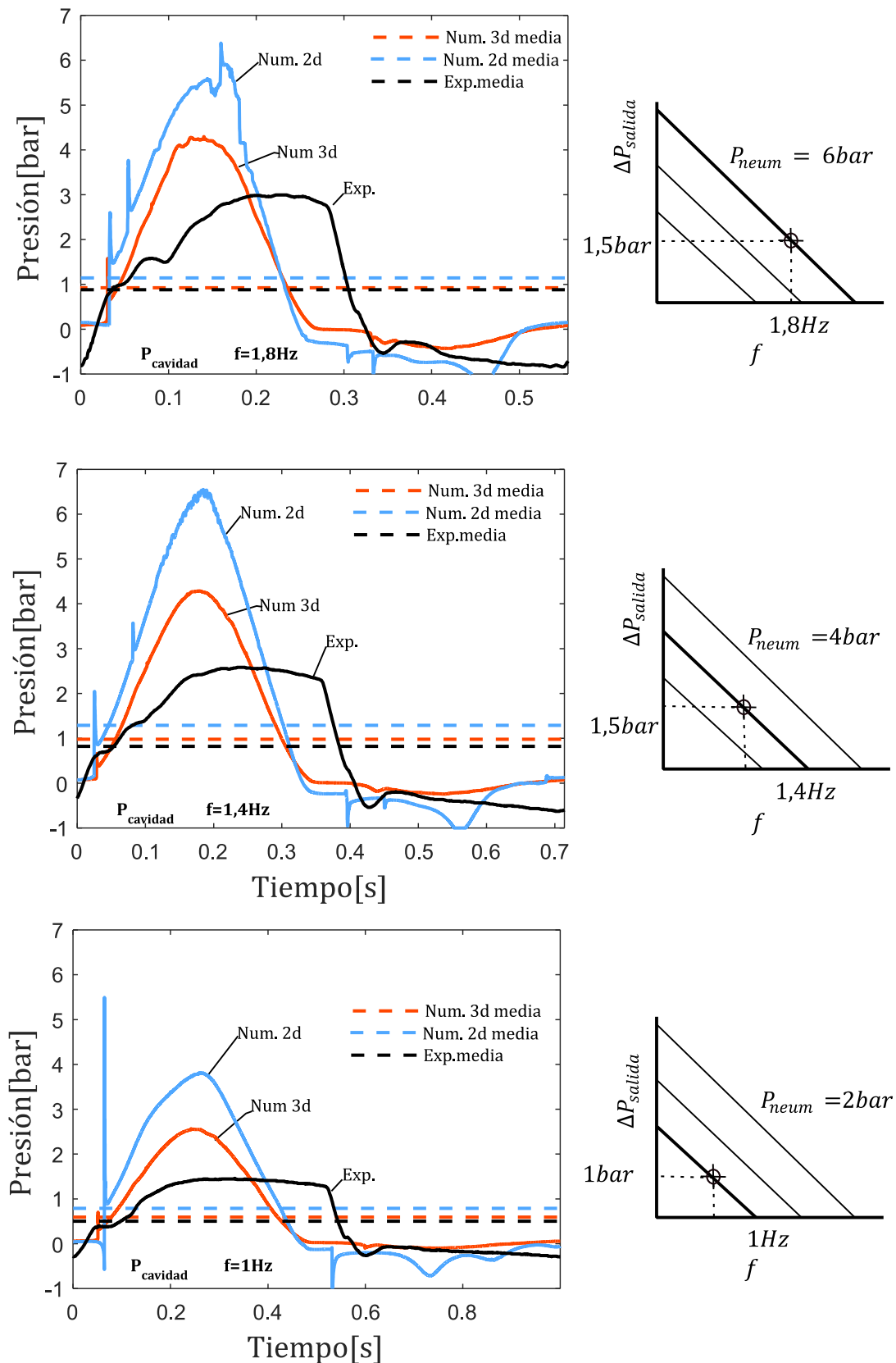


Figura 6.1 – Comparativa de presión en la cavidad del diafragma en modelos numéricos frente al experimental (Puntos de funcionamiento: 6, 4, y 2 bar de presión de accionamiento y 1,5, 1,5 y 1 bar de presión a la salida de la bomba respectivamente).

6.1.3. Evolución de caudales instantáneos en un ciclo de trabajo.

A continuación, se presentan resultados de caudales instantáneos proporcionados para los puntos de funcionamiento estudiados anteriormente. En la parte superior de las figuras: Figura 6.2, Figura 6.3 y Figura 6.4, se recogen los valores de caudales instantáneos del modelo 2D junto con la evolución de las presiones (salida y cavidad), y la evolución de posición de válvulas y del diafragma a lo largo de un ciclo de trabajo. En la parte inferior de estas figuras, se presenta la evolución de las mismas variables, pero esta vez, con los resultados del modelo 2D.

Las presiones en la cavidad y salida de la bomba reflejan, como ya se había observado antes, una mayor amplitud en los modelos 2D. En los dos casos con mayor velocidad de accionamiento, 1,8Hz y 1,4Hz (Figura 6.2 y Figura 6.3) y para la primera mitad del ciclo, cuando el diafragma avanza hacia el PMS, nos encontramos con una mayor diferencia entre la amplitud de la presión a la salida y la presión en la cavidad a la que observamos con la menor velocidad de accionamiento, 1Hz (Figura 6.4). Esta diferencia ha de interpretarse como pérdidas de carga producidas en la bomba desde el punto en el que se monitoriza presión en la cavidad hasta la salida de la bomba. Estas pérdidas de carga se amplifican, como ocurría con la amplitud de las propias presiones en los casos ejecutados en el modelo 2D. En la segunda mitad del ciclo, en la que el diafragma avanza hacia el PMI, la presión a la salida corresponde a la atmosférica. Esto sucede al encontrarse el colector de salida aislado de la cavidad de fluido por el cierre de la válvula de impulsión. La presión de la cavidad varía en torno a valores negativos de presión, siendo mayores las depresiones observadas en los casos de mayor velocidad de accionamiento. Tal y como ocurría en la primera parte del ciclo con las presiones positivas, las negativas se ven amplificadas en el modelo 2D.

A lo largo del ciclo, aparecen saltos de presión momentos después del PMI y PMS. Estos saltos son el resultado del instante de cierre de las válvulas anti retorno. En cada una de las figuras se incluye la evolución de la posición de las válvulas y el diafragma. Acudiendo a esta puede verse cómo en el momento de cierre (asiento) de la válvula se producen los picos de presión mencionados. Estos picos, se hacen más notables a medida que aumenta la velocidad de accionamiento de la máquina y de nuevo, son los casos ejecutados en el modelo 2D los que muestran una mayor amplitud.

Los caudales de entrada y salida para los tres puntos de funcionamiento se grafican junto con el caudal teórico. El caudal teórico, es aquel que resultaría de la máquina si esta tuviera un rendimiento volumétrico del 100%, el cual se produciría para un flujo incompresible con cierre y apertura de las válvulas de manera instantánea.

Los resultados reflejan diferencias notables en la entrega de caudal instantáneo entre ambos modelos 2D y 3D. Por un lado, el modelo 3D muestra una entrega de caudal inferior al caudal teórico, mientras que el modelo 2D muestra caudales muy aproximados al teórico produciéndose, una entrega de caudal superior momentos antes de la llegada del diafragma al PMS. Este fenómeno aparece en los tres casos, cobrando mayor relevancia en el caso de accionamiento a 1,8Hz (Figura 6.2).

La dinámica de las válvulas como respuesta al flujo, permite reproducir las condiciones de deslizamiento de las máquinas reales. Este deslizamiento o fuga de fluido por retardo del cierre de válvulas, puede observarse al comienzo del ciclo tras el PMI y después del PMS. En este periodo el diafragma desplaza el fluido mientras las válvulas no han asentado todavía y, por lo tanto, dejan que parte del caudal de salida recircule a la cámara, mientras que, en caso del caudal de entrada recircula al colector de aspiración. Los caudales de fugas son más

notables en los casos con velocidades de accionamiento altas, como se verá en una sección posterior de este capítulo, donde se estudiarán los puntos de funcionamiento de las curvas sin presión a la salida (salida libre) en los que este fenómeno se hace más evidente.

Además del caudal de fugas por retado en el cierre de válvulas, el rendimiento de las bombas volumétricas se encuentra condicionado por las fugas a través de los huelgos existentes entre los componentes. Estas fugas internas pueden observarse como caudales de entrada negativos en la primera parte del ciclo durante la entrega de caudal, o caudales de salida negativos en la segunda parte del ciclo, cuando el fluido entra en la cavidad. La aparición de este fenómeno no es más que la acción de la presión existente en la cavidad y el pequeño huelgo que por necesidades del mallados dinámicos ha de dejarse entre válvulas y asiento cuando estas se encuentran en su posición de cierre. En la máquina real este también se manifiesta al no existir un contacto sin holguras entre la válvula de bola y el asiento por imperfecciones de su fabricación. Este caudal de fugas es mayor en la parte de aporte de caudal de la máquina, en la que las presiones son altas en la cavidad y el fluido se escapa hacia el colector de aspiración. En la parte de ciclo de aspiración, sin embargo, la depresión generada no es suficiente para provocar el retorno de una cantidad significativa del fluido que había sido previamente impulsado y que se encuentra aislado de la cavidad por la válvula de impulsión y a presiones cercanas a la atmosférica. Para los tres casos presentados, la presión a la salida se anula en la segunda parte del ciclo y los caudales se acercan más al caudal teórico.

Al comparar el caudal fugado en el modelo 2D con el modelo 3D, puede verse que el primero es menor para los tres casos, haciéndose casi despreciable en el último presentado (1 Hz). Esta fuga, más pronunciada en el modelo 3D, sirve de explicación para las tendencias observadas en los caudales medios que se presentaron en el Capítulo 5 para la validación de los modelos. El modelo 2D presentaba valores de caudal medio superiores al experimental para todos los puntos de las curvas mientras que, el modelo 3D hacía lo contrario. Esta tendencia en el modelo 3D se hacía más notable con mayores presiones de accionamiento, por lo que puede entenderse que las fugas instantáneas que aquí se ven están relacionadas con las diferencias de caudales medios observados en la validación de los modelos.

6.1. Funcionamiento de la máquina ante condiciones de operación nominal

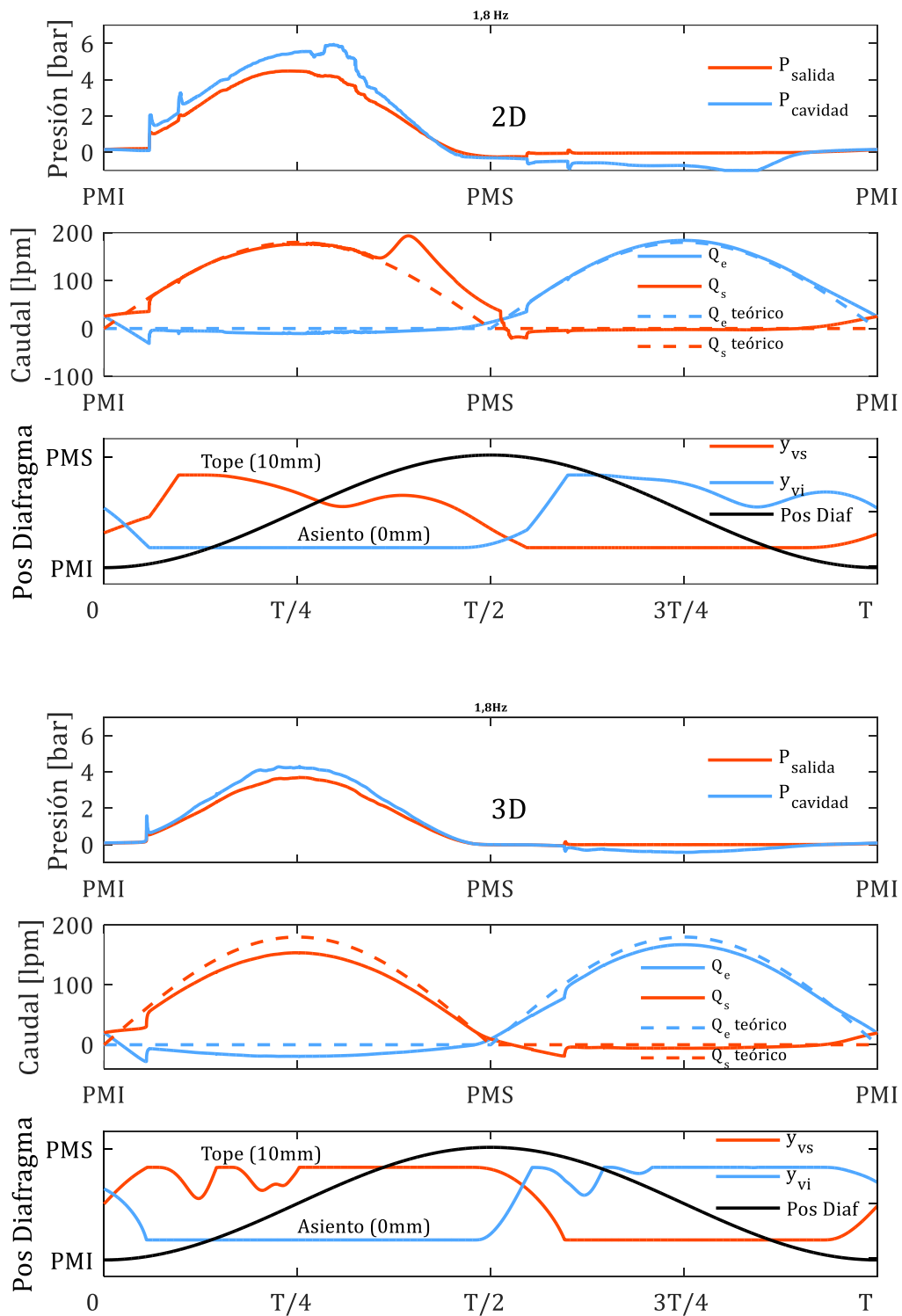


Figura 6.2 – Evolución de presiones, caudales y dinámica de las válvulas para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: tridimensional (inferior) y bidimensional dinámico (superior). Accionamiento del diafragma a 1,8Hz y coeficiente de pérdidas igual a 32,47 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 1,5bar de presión en la salida).

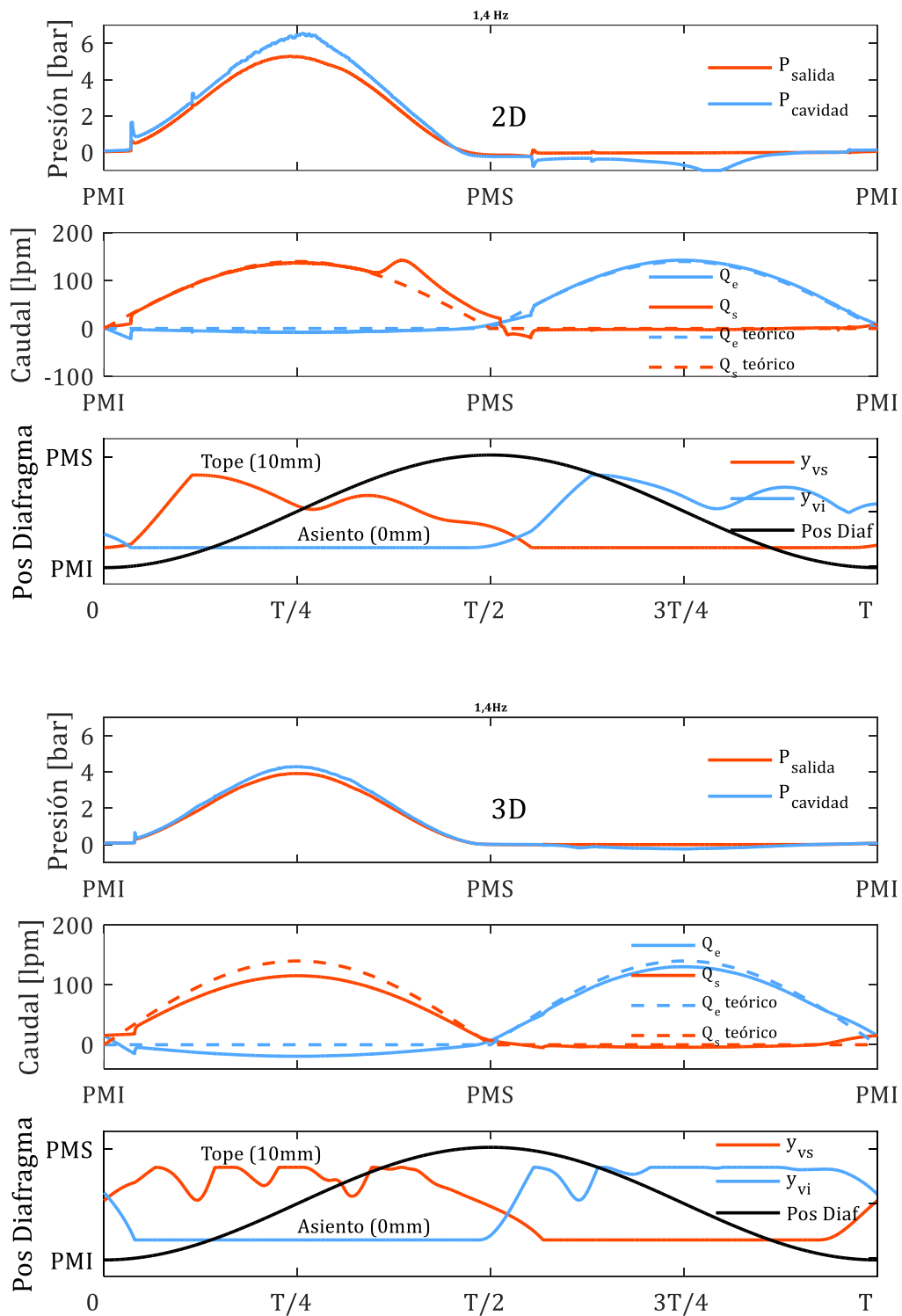


Figura 6.3 – Evolución de presiones, caudales y dinámica de las válvulas para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: tridimensional (inferior) y bidimensional dinámico (superior). Accionamiento del diafragma a 1,4Hz y coeficiente de pérdidas igual a 62,09 (Punto de funcionamiento simulado: 4bar de presión de aire y 1,5bar de presión en la salida).

6.1. Funcionamiento de la máquina ante condiciones de operación nominal

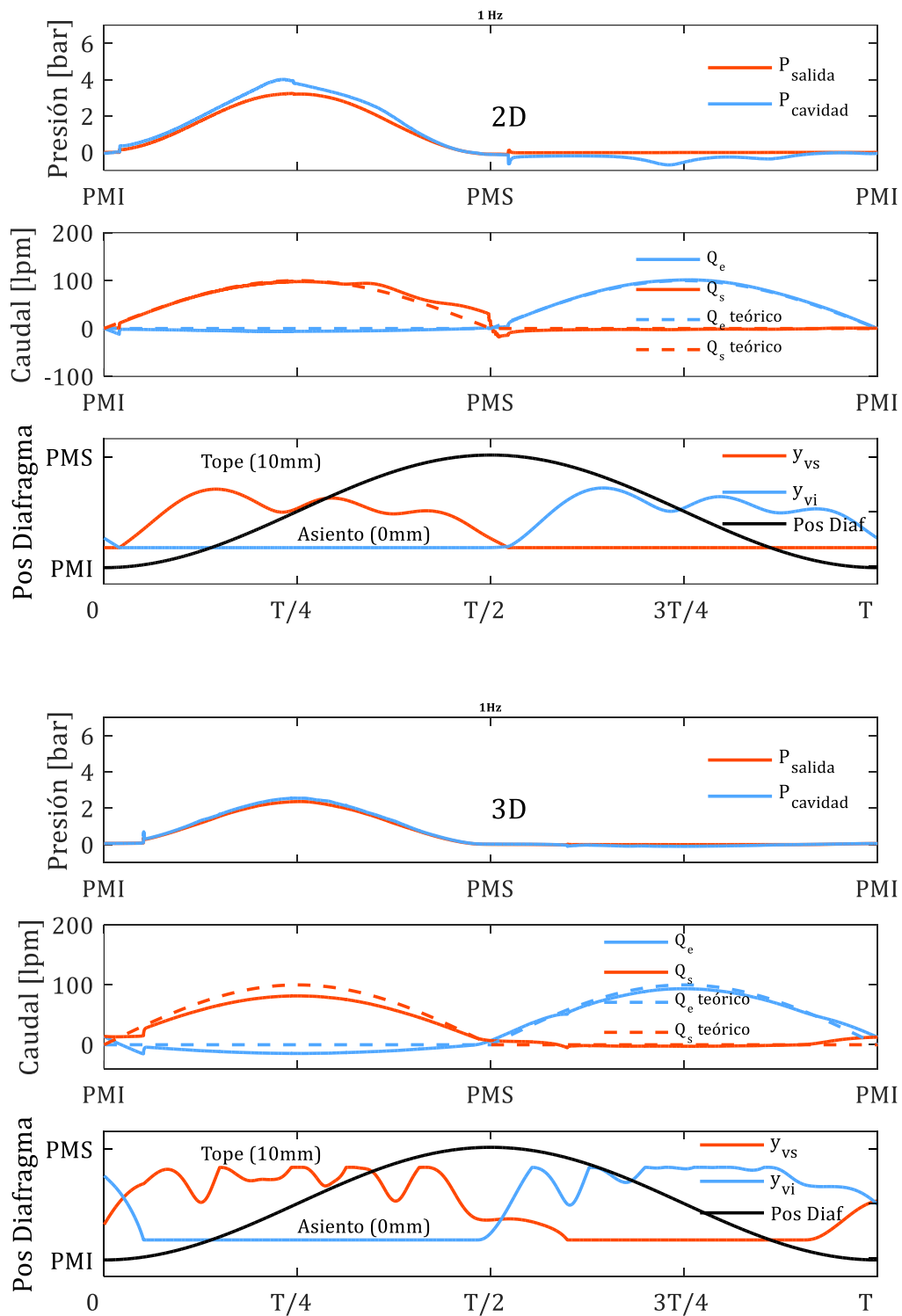


Figura 6.4 – Evolución de presiones, caudales y dinámica de las válvulas para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: tridimensional (inferior) y bidimensional dinámico (superior). Accionamiento del diafragma a 1Hz y coeficiente de pérdidas igual a 75,14 (Punto de funcionamiento simulado: 2bar de presión de aire y 1bar de presión en la salida).

6.1.4. Evolución detallada del cierre y apertura de válvulas

La dinámica de las válvulas juega un papel crucial en la entrega de caudal, debido a recirculaciones del fluido, y en las presiones por la aparición de picos de presión en el cierre de las mismas. En esta sección se analiza en detalle este fenómeno.

En primer lugar, se estudiará la evolución de la posición en las válvulas y las fuerzas existentes sobre ellas en dos de los puntos de funcionamiento presentados anteriormente, 6 y 4 bar de presión de accionamiento y 1,5 bar de presión a la salida de la bomba (frecuencias de 1,8 y 1,4 Hz y coeficientes de pérdidas de 32,7 y 62,08 respectivamente). Se compararán de nuevo los resultados de ambos modelos 2D y 3D con los que se pretende dilucidar si existe algún patrón común entre ambos modelos y cómo varía la evolución en un ciclo para dos velocidades de accionamiento. También se buscará una relación entre la dinámica y las velocidades y patrones de flujo existentes en la zona de válvulas a través de contornos de esta variable. Se investigarán los instantes en los que se produce una marcada oscilación acontecida tras llegar las válvulas al punto de máxima carrera o tope de válvula.

En la Figura 6.5 y Figura 6.6, se recoge una vista en detalle de la evolución de la válvula superior (naranja) y válvula inferior (azul) para la velocidad de accionamiento de 1,8Hz. En la parte superior de las figuras se muestra aquella que corresponde al modelo 2D y se incorporan contornos de velocidad con vectores de dirección del flujo para un mayor entendimiento de los fenómenos acontecidos en los puntos de oscilación. En la parte inferior de las figuras se recoge la misma información para el modelo 3D. Las Figura 6.7 y Figura 6.8, replican esta información, esta vez para el accionamiento de la máquina a 1,4 Hz.

La evolución de la apertura de las válvulas, tanto de aspiración como de impulsión, sigue en ambas velocidades de accionamiento un patrón común para ambos modelos. La válvula de impulsión comienza su apertura antes de la llegada del diafragma al PMI (válvula de impulsión) y al PMI (válvula de aspiración), siendo más evidente ese adelanto en el modelo 3D y a la menor de las velocidades de accionamiento presentadas (1,4Hz). La apertura es fruto de la aparición de una fuerza inicial no muy acusada y se realiza con una pendiente similar en ambos modelos. A medida que se avanza en el ciclo hacia el otro punto de inversión (el caudal de entrada y salida se hace cada vez mayor), se produce la llegada de la válvula a su máxima carrera o tope. Punto en el que se muestra el contorno de velocidad en ese instante para todas las figuras. En ese instante las velocidades indican una tendencia a sortear la válvula superior por su parte más cercana al diafragma.

Tras alcanzar la posición de tope, una vez se han desplazado 10mm, la evolución de las válvulas en el modelo 2D y el 3D responde a patrones bien diferenciados. En el modelo 2D la posición de la válvula decae de manera progresiva y no se recupera la posición de tope pese a que el diafragma sigue entregando mayores caudales. En el instante de máxima velocidad del diafragma T/4, para válvula de impulsión y 3T/4 para la válvula de aspiración, se produce un mínimo que podría explicarse como una respuesta de la válvula a las recirculaciones que, se hacen más visibles cuando el diafragma está frenándose antes de llegar al PMS y PMI (para válvula de salida y válvula de entrada respectivamente). Este posible bloqueo en forma de recirculación del flujo en la parte superior de la válvula puede ser el responsable de que ésta no se mantenga en su posición de tope durante el mismo tiempo que lo hace en el modelo 3D y que derive también en el cierre progresivo de las válvulas en el modelo 2D, ya observado anteriormente y que en consecuencia, no produce un cierre más rápido de la válvula.

El modelo 3D, por el contrario, muestra en ambas válvulas una oscilación inicial en momentos posteriores a la llegada de la válvula al tope, para después recuperarse de nuevo hasta la posición de tope y mantenerse hasta el comienzo de cierre, donde la posición decae con una pendiente más acusada que la observada en el modelo 2D. Puede observarse que, para la válvula de aspiración, el patrón no cambia con la velocidad de accionamiento. En ambos casos presentados, tras una primera bajada acusada de la válvula, le sigue un repunte y una nueva bajada, esta vez más leve, para posteriormente recuperar la posición de tope. Sin embargo, el número de oscilaciones entre las dos velocidades de accionamiento para la válvula de salida no sigue la misma tendencia, mostrando más oscilaciones con la menor velocidad de accionamiento (1,4Hz). Los contornos de velocidad incorporados en la parte inferior de las figuras muestran las características del flujo en los puntos de inflexión de las oscilaciones con los que podemos ver, como ocurría en el caso 2D, que existe una primera bajada brusca, que en el caso del modelo 3D no corresponde al punto de máximo caudal de entrada o salida para las válvulas de aspiración o impulsión respectivamente. El flujo observado en los contornos del modelo 3D no se limita a dos chorros que bordean la válvula. Sin embargo, los contornos muestran que los flujos recorren zonas equivalentes del dominio para sortear la válvula, tendiendo a bordear en todos los casos como muestran los gradientes de todas las figuras. En las figuras 2D los flujos se encuentran más concentrados en los huelgos mientras que en el 3D se reparte a lo largo de toda la geometría. De aquí se deduce que, resulta necesario un modelo 3D para no confinar el caudal a dos secciones de paso tan restrictivas como en el modelo 2D, lo que provoca fenómenos de vorticidad que afectan a la dinámica de las válvulas como ya ha podido ser observado.

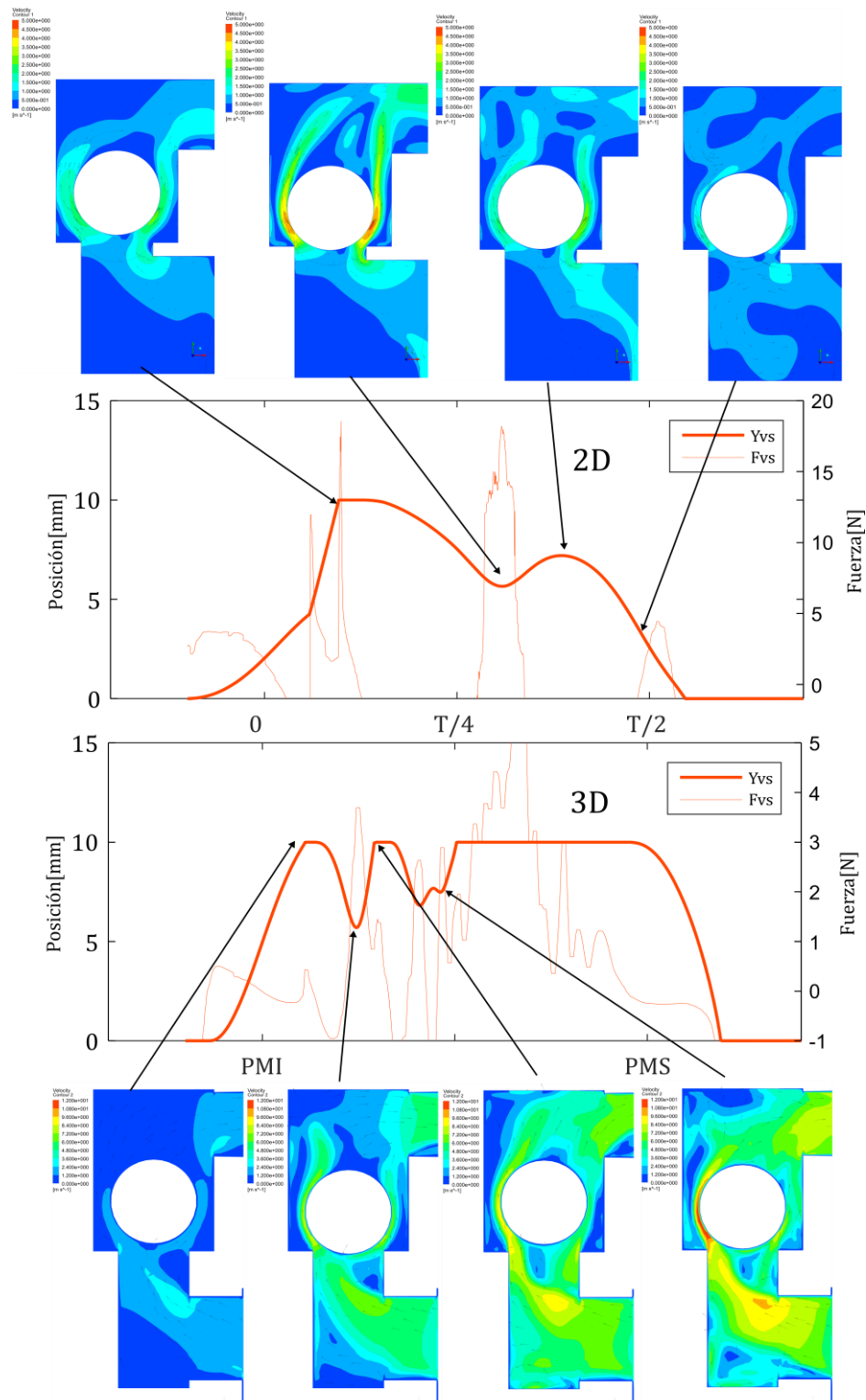


Figura 6.5 – Evolución de la posición y fuerza sobre la válvula de impulsión junto con contornos de velocidad en puntos de oscilación. Accionamiento del diafragma a 1,8Hz y $K_v = 32,47$ (6 bar presión de aire y 1,5 bar de presión a la impulsión).

6.1. Funcionamiento de la máquina ante condiciones de operación nominal

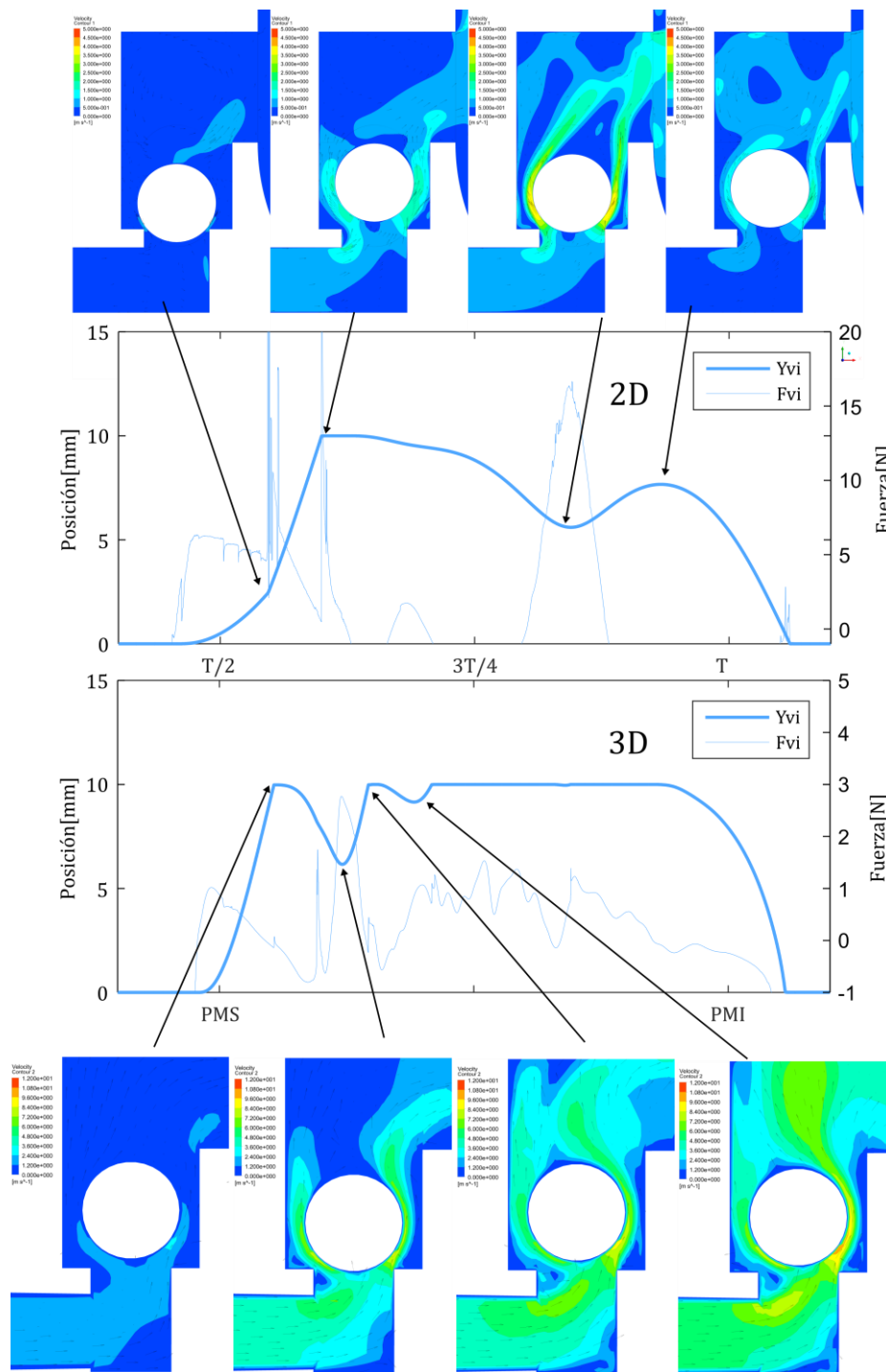


Figura 6.6 – Evolución de la posición y fuerza sobre la válvula de aspiración junto con contornos de velocidad en puntos de oscilación. Accionamiento del diafragma a 1,8Hz y $K_v = 32,47$ (6 bar presión de aire y 1,5 bar de presión a la impulsión).

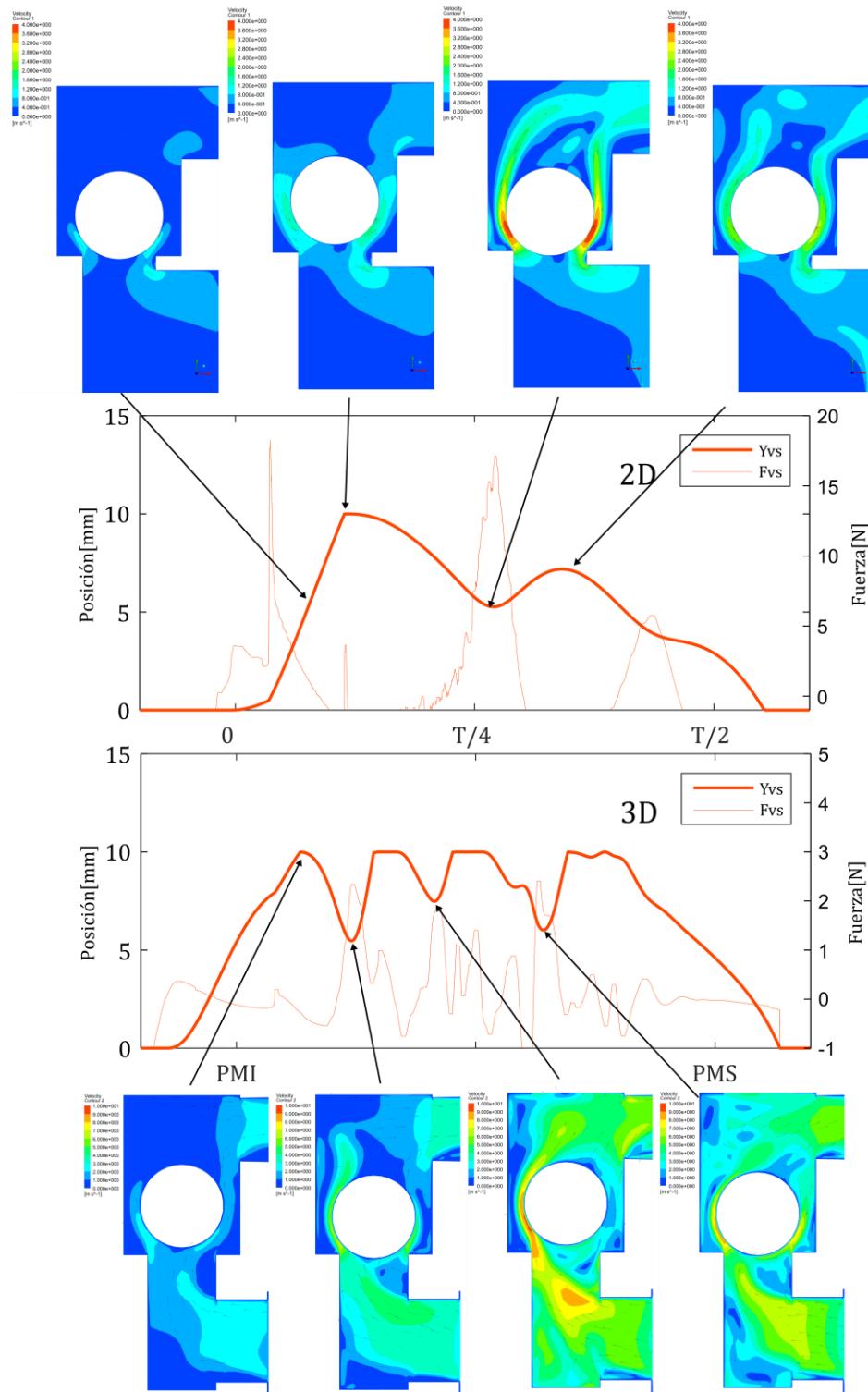


Figura 6.7 – Evolución de la posición y fuerza sobre la válvula de impulsión junto con contornos de velocidad en puntos de oscilación. Accionamiento del diafragma a 1,4Hz y $K_v = 62,08$ (4bar presión de aire y 1,5 bar de presión a la impulsión).

6.1. Funcionamiento de la máquina ante condiciones de operación nominal

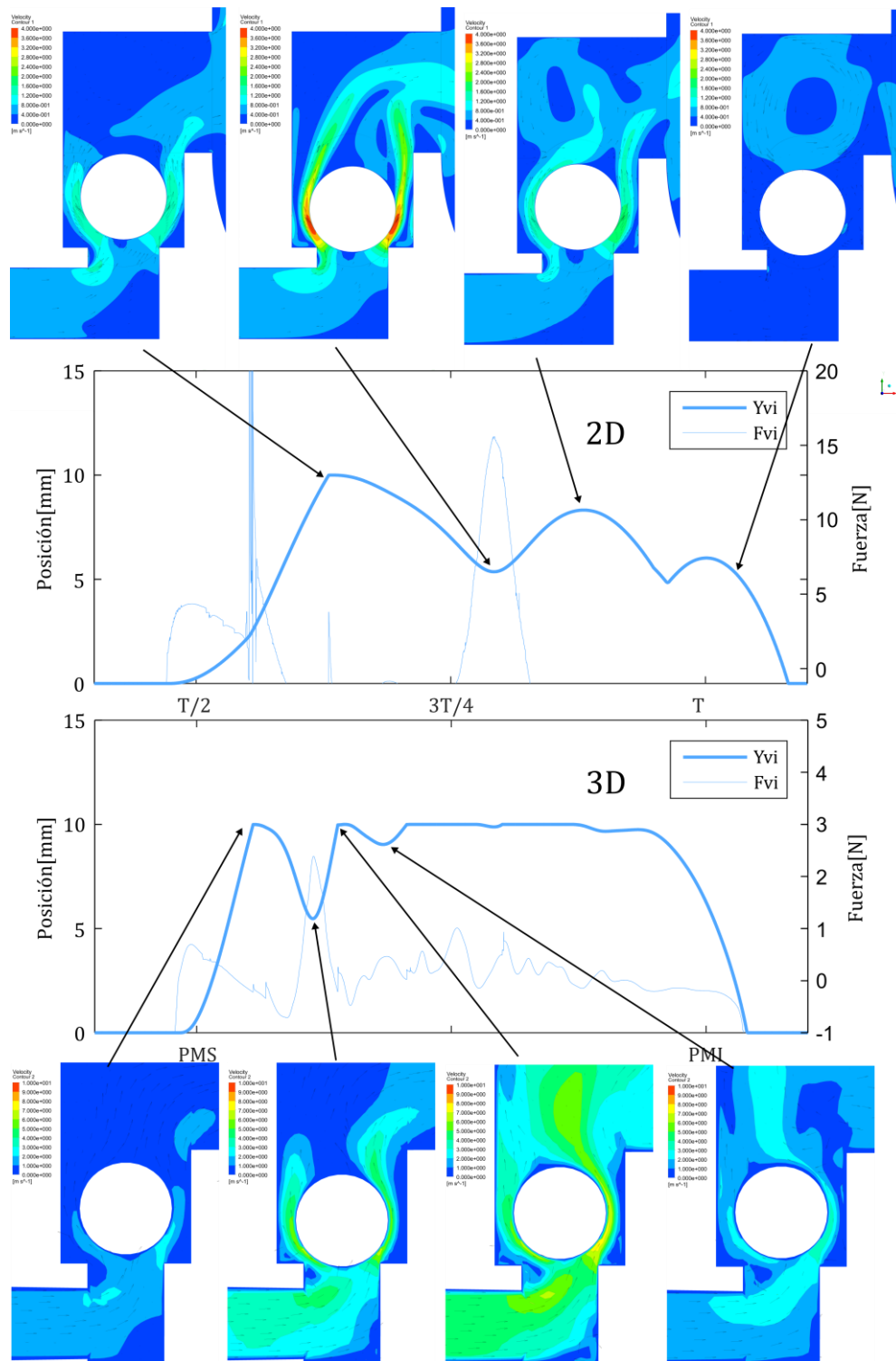


Figura 6.8 – Evolución de la posición y fuerza sobre la válvula de aspiración junto con contornos de velocidad en puntos de oscilación. Accionamiento del diafragma a 1,4Hz y $K_v = 62,08$ (4bar presión de aire y 1,5 bar de presión a la impulsión).

6.1.5. Flujo a lo largo de un ciclo de trabajo

A continuación, se presentan los contornos y vectores de velocidad para representar el flujo en el interior de la bomba. Se emplean resultados del accionamiento con las anteriores velocidades y de nuevo, presentando ambos modelos 2D y 3D.

Los resultados se muestran agrupados en dos figuras para cada velocidad de accionamiento. En primer lugar, se presentan la Figura 6.9 y Figura 6.10 que corresponden a la velocidad de accionamiento de 1,8 Hz y cada una de ellas a uno de los dos modelos (2D y 3D). A continuación, en la Figura 6.11 y Figura 6.12, los resultados corresponden a la velocidad de accionamiento de 1,4 Hz, también presentadas para ambos modelos. Finalmente, se presentan en la Figura 6.13 y Figura 6.14 el mismo par de resultados para la velocidad de accionamiento de 1 Hz.

En cada una de las figuras se incluye la evolución a lo largo del ciclo de trabajo empleando las cuatro posiciones más relevantes del diafragma. En $T/4$ (arriba izquierda), el diafragma se encuentra a la mitad de la carrera de impulsión, siendo este punto el de mayor velocidad del diafragma y que corresponde al caudal de salida máximo. En $T/2$ (arriba derecha), el diafragma completa la carrera de impulsión, habiendo decelerado durante el periodo comprendido entre $T/4$ y $T/2$ hasta anularse su velocidad en el PMS. En el instante $3T/4$ (abajo izquierda) el diafragma se encuentra en la mitad de la carrera de aspiración, momento de mayor velocidad del diafragma en esta carrera y que corresponde, como sucedía en $T/4$, con el de mayor valor de caudal instantáneo, esta vez de entrada a la cavidad. Finalmente, en T (abajo derecha) se completa la carrera de aspiración, correspondiendo al PMI, momento en el que el diafragma se frena por completo para volver a comenzar un nuevo ciclo.

Puede observarse una morfología del flujo claramente diferenciado entre los modelos 2D y 3D, lo cual es evidente para todas las etapas del ciclo y velocidades de accionamiento. Por ejemplo, en $T/4$, punto de máximo caudal de salida, el flujo circundante a la válvula de aspiración sale en forma de dos chorros a ambos lados de la válvula. Este fenómeno ya se había observado en el punto 6.1.4, donde se visualizaba un mayor reparto del flujo a lo largo de la geometría en el caso del 3D. Al disponer en estas figuras del plano correspondiente al dominio completo puede verse con mayor definición cómo evoluciona desde la cavidad del diafragma hasta la válvula de impulsión y posteriormente a través del colector de salida.

Mientras que en el 2D el flujo parece quedar adherido a la parte superior de la cavidad del diafragma, en el 3D nos encontramos con que se produce un choque del flujo contra la pared del acceso a la válvula, para tender después a rodear la válvula por el lado más alejado del diafragma. En ambos modelos puede apreciarse un estancamiento en la parte inferior de la zona de acceso a la válvula, siendo más extensa ésta en el modelo 2D.

En todas las figuras es posible apreciar la recirculación interna ya observada en el punto 6.1.3. Ésta se muestra como un flujo que sale desde la válvula inferior hacia el colector de aspiración por el pequeño hueco existente entre la válvula y el asiento. Al comparar los contornos 2D y 3D para la mayor velocidad de accionamiento estudiada 1,85 Hz, (Figura 6.9 y Figura 6.10) se evidencia un mayor flujo de recirculación para el segundo, algo que se conserva pero a distinta escala, en el resto de velocidades de accionamiento 1,4 Hz y 1Hz (Figura 6.11 a Figura 6.14).

En la posición de PMS ($T/2$), aparecen grandes discrepancias entre la morfología de ambos modelos. El modelo 2D muestra tres zonas de recirculación con vórtices que se sitúan en las zonas del acceso a ambas válvulas y sobre la válvula de impulsión. El modelo 3D sin embargo

no muestra este tipo de comportamiento de flujo. Para todas las velocidades de accionamiento puede verse que, en este último modelo, la válvula de impulsión se encuentra abierta, fenómeno que se acentúa a mayores velocidades de accionamiento, algo que ya se observó anteriormente. Se ha de puntualizar que si bien la válvula se encuentra más abierta en este punto en el modelo 3D que en el 2D esto no significa que el caudal de fugas por retardo de cierre sea mayor en este modelo, pues ha podido observarse con anterioridad, que el cierre de esta válvula en el modelo 3D es más rápido que en el 2D. Finalmente, para este instante del ciclo, debe apuntarse una aparición de altas velocidades en la parte inferior del acceso a las válvulas, fenómeno que no queda claro en esta sección y que será estudiado a través de una representación tridimensional más adelante en este capítulo.

En el instante $3T/4$ el flujo vuelve a estar muy bien diferenciado en ambos modelos y, además, los patrones de flujo se repiten, como había ocurrido con los otros instantes del ciclo y para el resto de velocidades de accionamiento. De nuevo el modelo 2D muestra dos chorros que bordean la válvula y mostrando velocidades similares a ambos lados de la misma. Sin embargo, en el modelo 3D, el flujo toma preferencia a circular por la zona más cercana al diafragma, adhiriéndose a la válvula para posteriormente chocar con la pared superior del acceso de las válvulas al diafragma, donde fluye por la parte superior hasta la cavidad.

Centrando nuestra atención en los modelos 3D, resulta interesante ver que el flujo para el punto de máximo caudal de entrada ($3T/4$) tiene un comportamiento muy diferenciado en morfología y valores de velocidad al del evidenciado en el punto de máximo caudal de salida ($T/4$), debiéndose las mayores velocidades a que en la parte del ciclo de entrada de fluido no existe una restricción como ocurre en la salida.

Finalmente, cuando el diafragma llega al PMI, vemos una vez más, que existe una diferencia notable entre los dos modelos. El modelo 2D desarrolla de nuevo los vórtices de recirculación observados en $T/2$, esta vez generándose hasta cinco vórtices a lo largo de toda la bomba. Por otro lado, el modelo 3D no muestra este tipo de estructuras como ya se había apuntado en otros instantes del ciclo. El análisis del flujo global en este instante aporta información de relevancia que arroja luz sobre el fenómeno de apertura prematura de la válvula de impulsión en el PMI. Puede verse claramente que existe una circulación del flujo debido a la inercia que el fluido ha adquirido en la carrera de aspiración, lo que eleva la válvula de impulsión antes de que el diafragma comience la carrera de impulsión.

En este análisis cabe destacar, como se ha apuntado en alguno de los instantes descritos, que la estructura de los flujos observados es común para las tres velocidades de accionamiento. Haciéndose más notables los fenómenos descritos con el aumento de la velocidad de la máquina. Ha de concluirse de este análisis que es necesario disponer de un modelo tridimensional para caracterizar correctamente el flujo en el interior de la máquina investigada. Por lo tanto, para posteriores análisis del flujo interno dentro de este capítulo se recurrirá tan solo al modelo tridimensional.

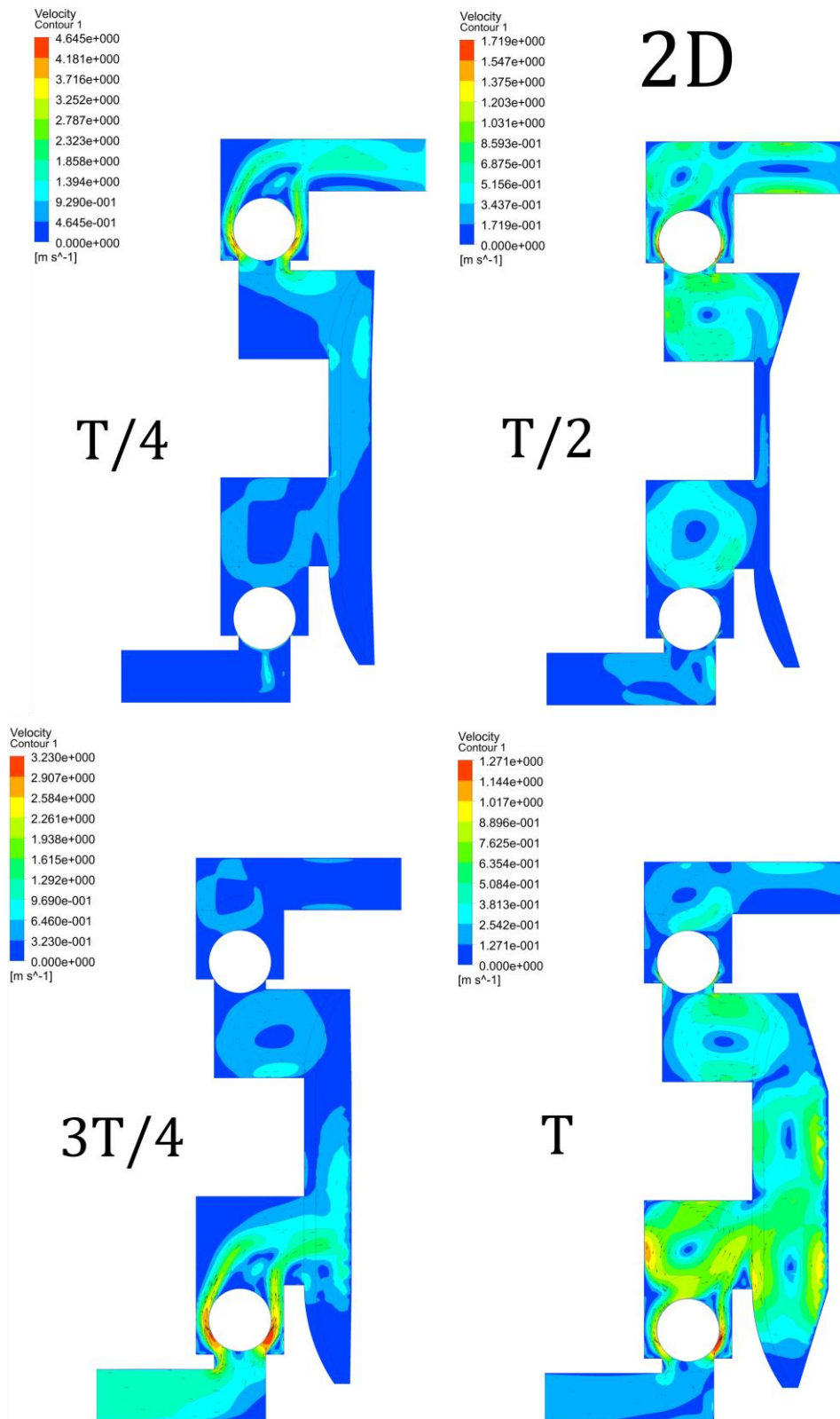


Figura 6.9 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo bidimensional dinámico. Accionamiento del diafragma a 1,8Hz y coeficiente de pérdidas igual a 32,47 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 1,5 bar de presión en la impulsión).

6.1. Funcionamiento de la máquina ante condiciones de operación nominal

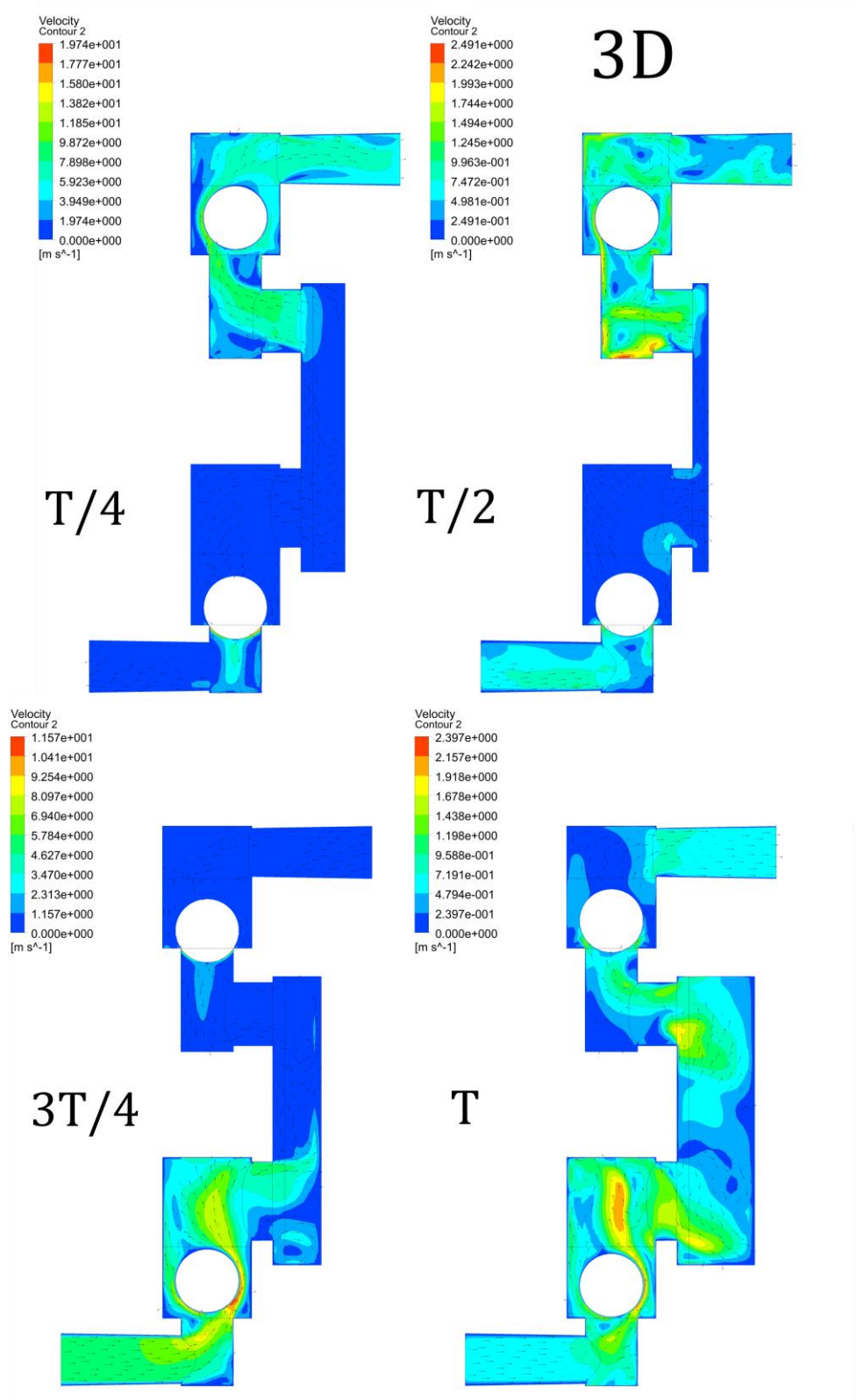


Figura 6.10 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo tridimensional. Accionamiento del diafragma a 1,8Hz y coeficiente de pérdidas igual a 32,47 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 1,5 bar de presión en la impulsión).

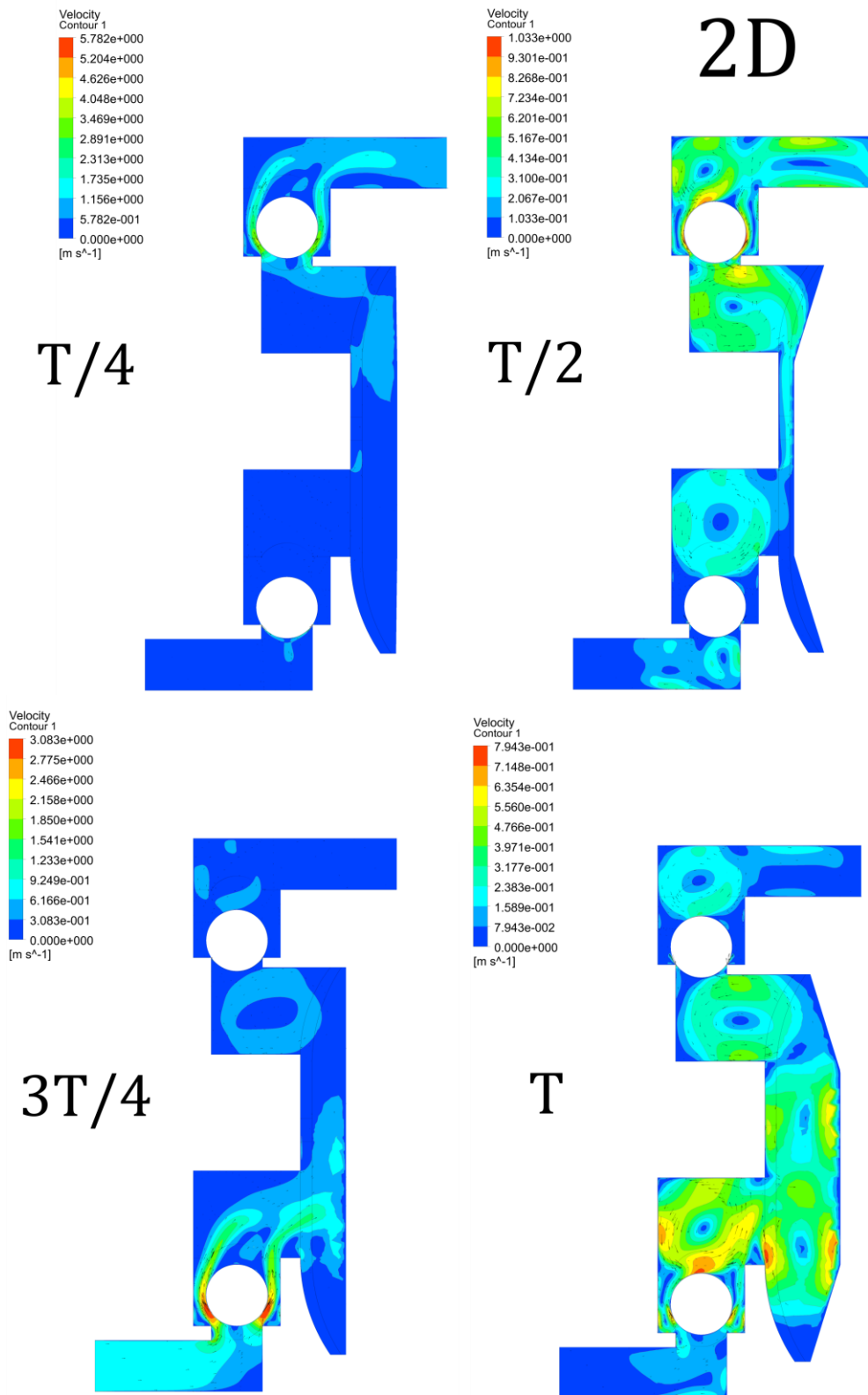


Figura 6.11 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo bidimensional dinámico. Accionamiento del diafragma a 1,4Hz y coeficiente de pérdidas igual a 62,09 (Punto de funcionamiento simulado: 4bar de presión de aire y 1,5 bar de presión en la impulsión).

6.1. Funcionamiento de la máquina ante condiciones de operación nominal

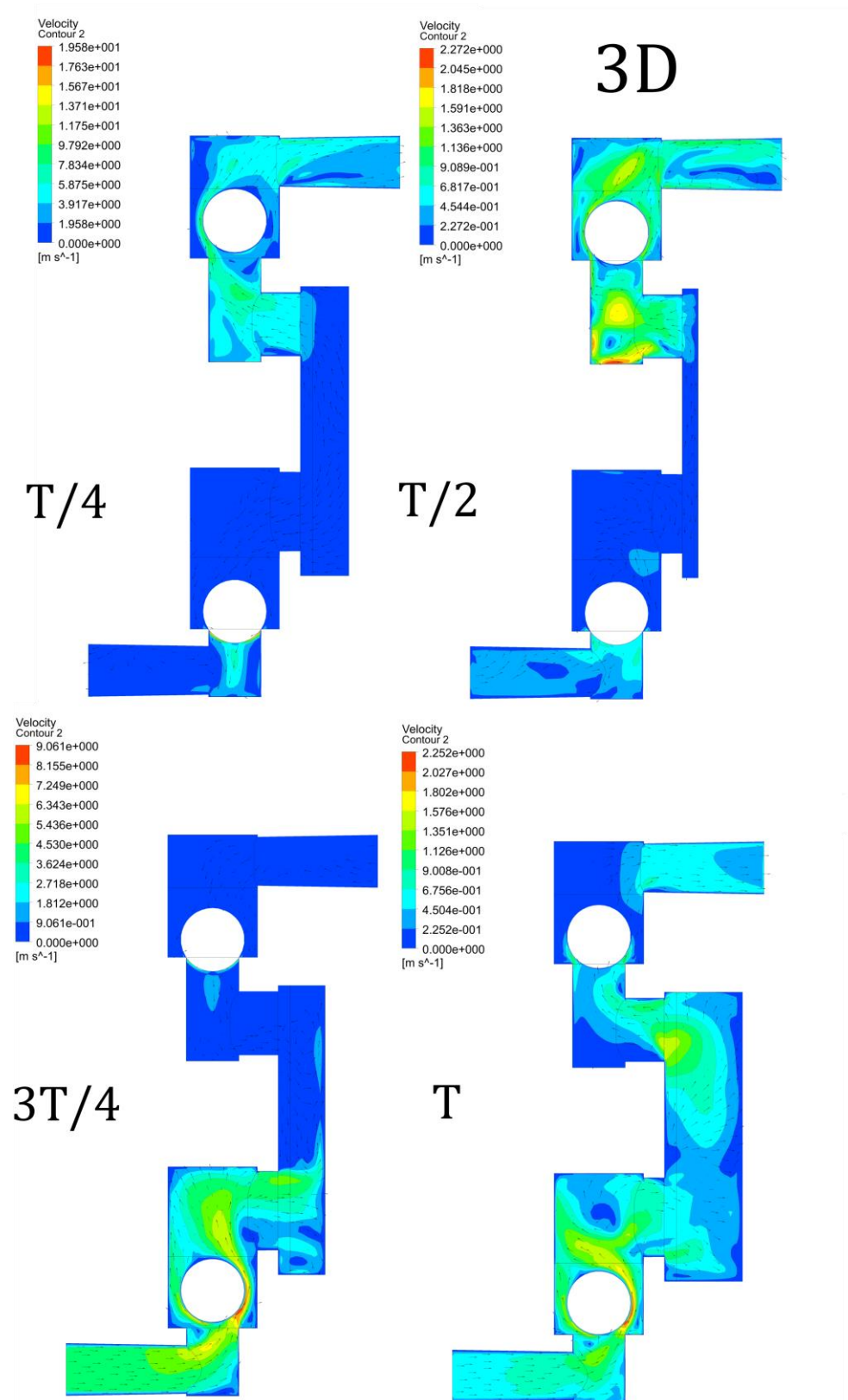


Figura 6.12 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo tridimensional. Accionamiento del diafragma a 1,4Hz y coeficiente de pérdidas igual a 62,09 (Punto de funcionamiento simulado: 4bar de presión de aire y 1,5 bar de presión en la impulsión).

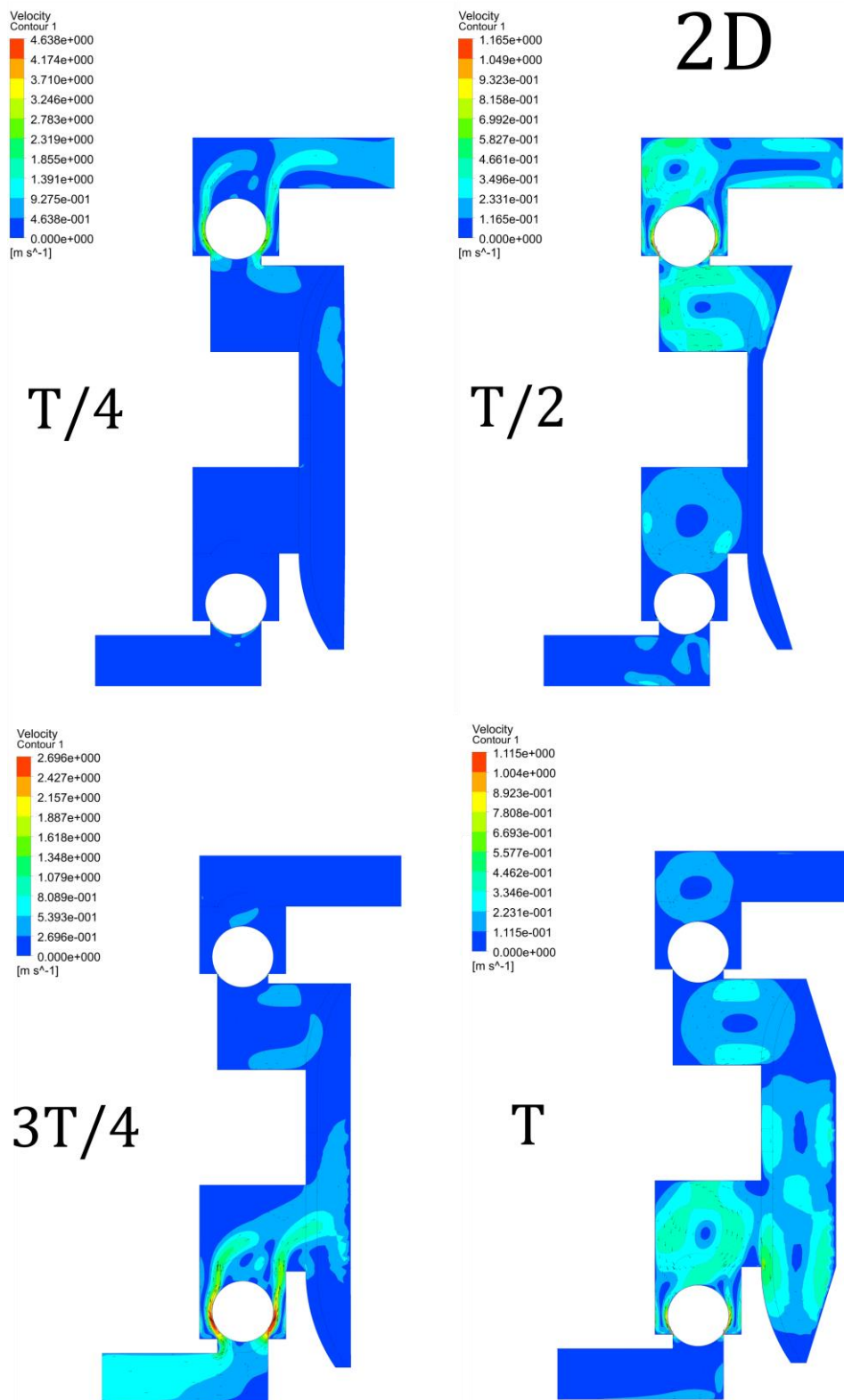


Figura 6.13 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo bidimensional dinámico. Accionamiento del diafragma a 1Hz y coeficiente de pérdidas igual a 75,15 (Punto de funcionamiento simulado: 2bar de presión de aire y 1bar de presión en la impulsión).

6.1. Funcionamiento de la máquina ante condiciones de operación nominal

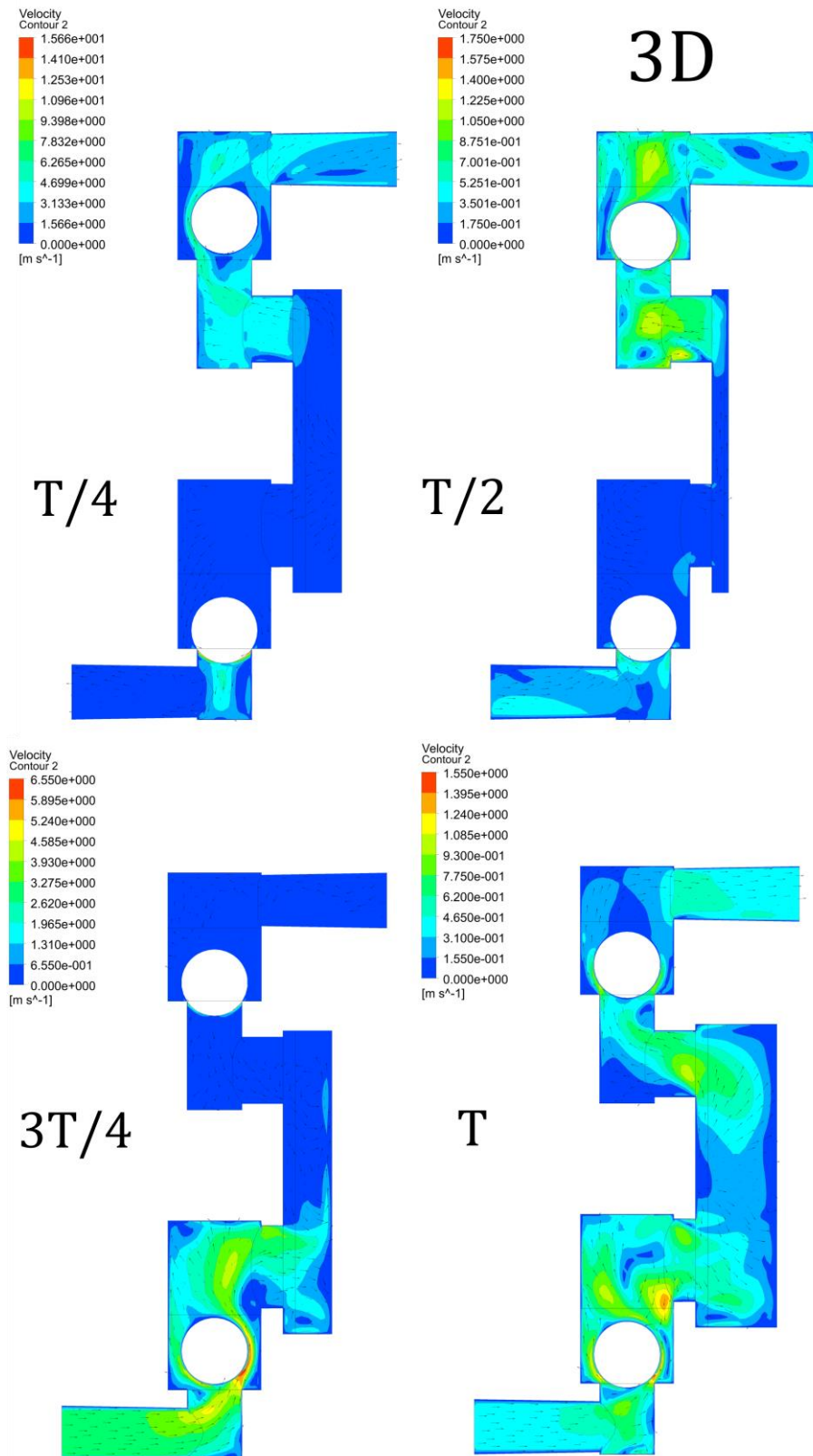


Figura 6.14 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo tridimensional. Accionamiento del diafragma a 1Hz y coeficiente de pérdidas igual a 75,15 (Punto de funcionamiento simulado: 2bar de presión de aire y 1bar de presión en la impulsión).

6.2. Funcionamiento de la máquina ante condiciones de salida libre

En la sección anterior, en la que se estudiaban puntos de funcionamiento habituales en este tipo de máquinas, se ha evidenciado una notable influencia de la dinámica de las válvulas en el desarrollo del ciclo de trabajo. Pese a que no es habitual encontrarse en la aplicación de este tipo de máquinas con su operación a salida libre, es de interés conocer cómo el accionamiento de la máquina a altas velocidades y sin generación de presión por la existencia de una curva resistente, afecta a los caudales instantáneos, caudales de fugas por retardo de cierre, caudales de fugas por el huelgo entre asiento y válvula, presiones y evolución de la posición de las válvulas.

6.2.1. Evolución de presión y caudal para un ciclo de trabajo

En la Figura 6.15, Figura 6.16 y Figura 6.17 se recoge en su parte superior la evolución para el modelo 2D de presiones en la cavidad de fluido, la presión a la salida, los caudales de entrada y salida de la bomba comparados con los teóricos y la evolución de la posición de las válvulas y diafragma, (nótese que la presión de salida no es nula ya que esta se ha recogido en una superficie interior que se encuentra sobre la válvula de impulsión ya que de monitorizar la presión en el contorno de salida, ésta saldría nula al ser impuesto este valor como condición de contorno). En la parte inferior de las figuras se recoge la evolución de las mismas variables, esta vez para los resultados del modelo 3D.

La evolución de las presiones en la cavidad para ambos modelos muestra, como sucedía en los puntos de funcionamiento anteriores, picos en los instantes de cierre de las válvulas. En este caso estos picos tienen una mayor amplitud, como cabe esperarse a mayores velocidades de accionamiento. Es remarcable en estas tres nuevas velocidades de accionamiento que existe una gran diferencia entre la presión en la cavidad y la presión en la salida, lo que denota la aparición de pérdidas de carga grandes con valores cercanos a los 2 bar, 1,5 bar y 1 bar (2,7, 2,45 y 1,85 Hz respectivamente) en los puntos de máximo caudal del ciclo, pérdidas de carga que se acentúan en el modelo 2D y que, en ese caso se achacan a la ya evidenciada tendencia del modelo 2D a la amplificación de las presiones. Estas pérdidas de carga influyen negativamente en la eficiencia de la máquina pues suponen una pérdida energética significativa. Aún más problemática es la presencia de presiones negativas en la cavidad de fluido en la segunda parte del ciclo, también más notable a mayores velocidades de accionamiento. Las presiones negativas en la cavidad del diafragma someten a éste a un mayor estrés tensional y por tanto, provocan el desgaste y la ruptura prematura de las mismas.

La evolución del caudal de salida muestra una mayor aproximación al caudal teórico en el modelo 3D que en los puntos de funcionamiento vistos en el punto anterior (6.1), en los que existe una mayor presión en la cavidad, aproximación que es más patente en la primera parte del ciclo. Puede interpretarse esta aproximación como el resultado de las menores fugas por el huelgo, ya que la presión en la cavidad ahora no es tan acusada como en los anteriores puntos de funcionamiento. Sin embargo, los caudales de fugas resultado del retardo del cierre de las válvulas, son superiores a aquellos, haciéndose muy notables en los resultados del modelo 2D.

La evolución de las válvulas parece responder a un patrón similar al presentado en la sección anterior. Dada la importancia en las recirculaciones por retardo del cierre, esta evolución se estudia con mayor detalle en el siguiente punto.

6.2. Funcionamiento de la máquina ante condiciones de salida libre

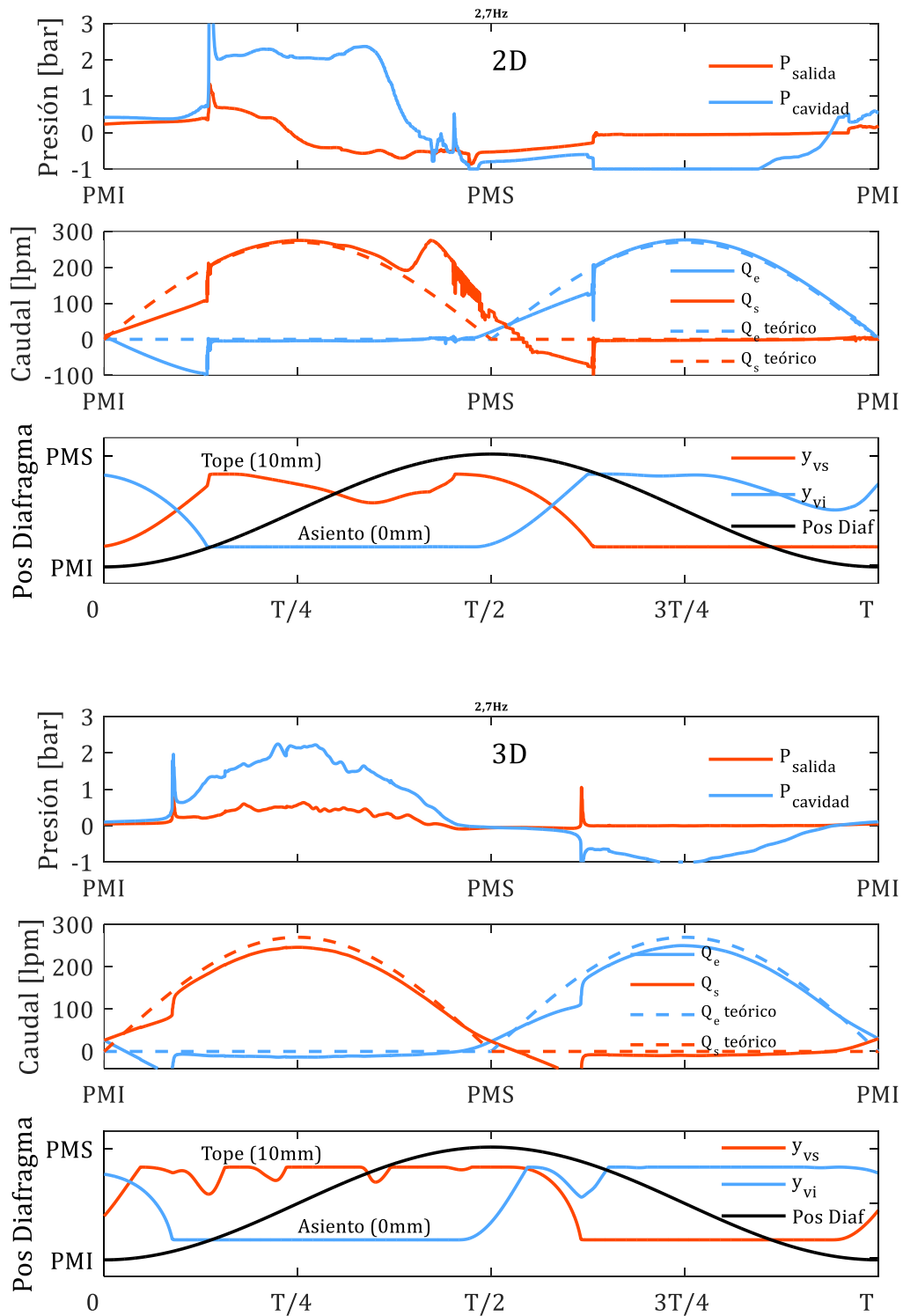


Figura 6.15 – Evolución de presiones caudales y dinámica de las válvulas para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: tridimensional (inferior) y bidimensional dinámico (superior). Accionamiento del diafragma a 2,7Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).

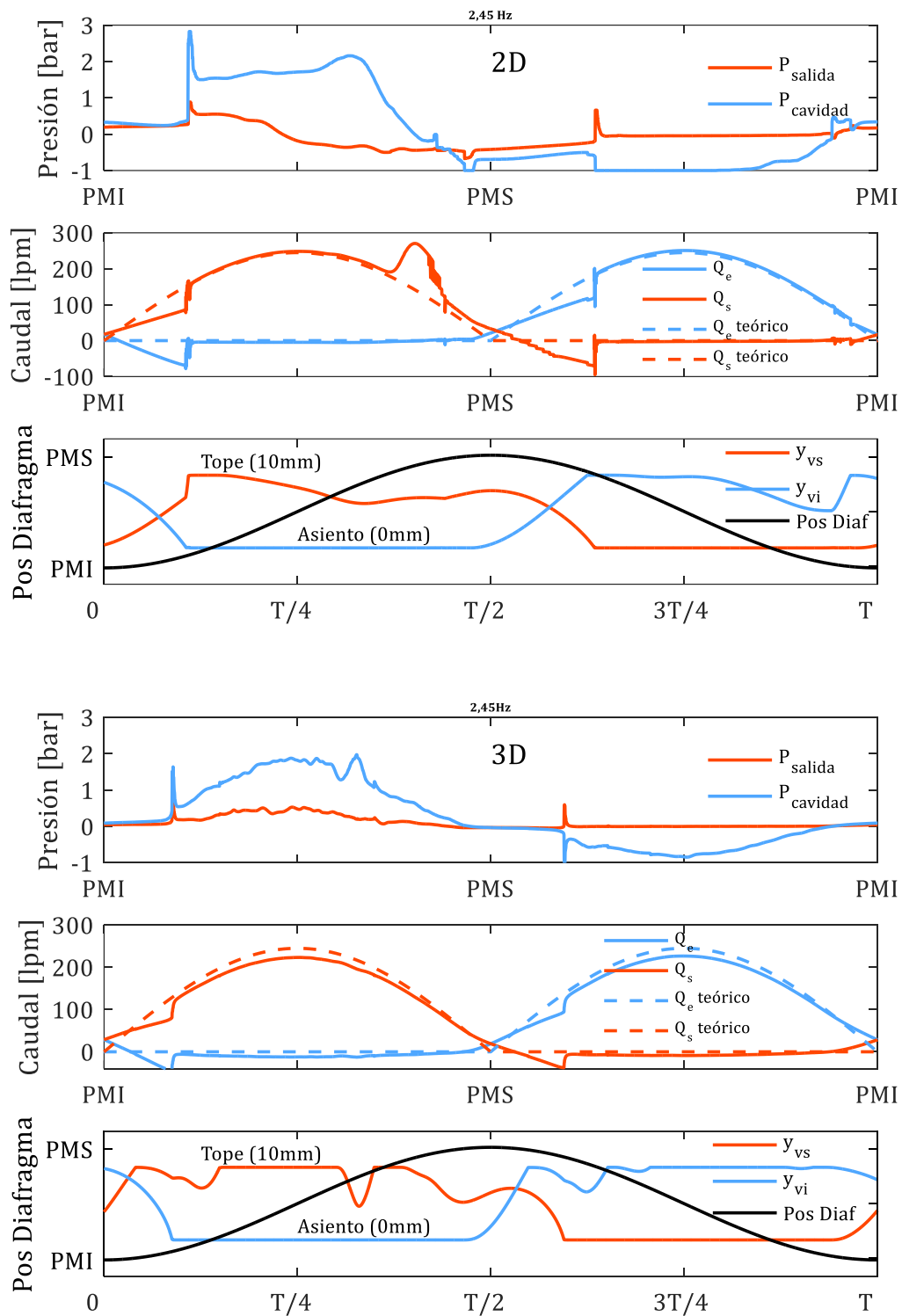


Figura 6.16 – Evolución de presiones caudales y dinámica de las válvulas para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: tridimensional (inferior) y bidimensional dinámico (superior). Accionamiento del diafragma a 2,45Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 4bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).

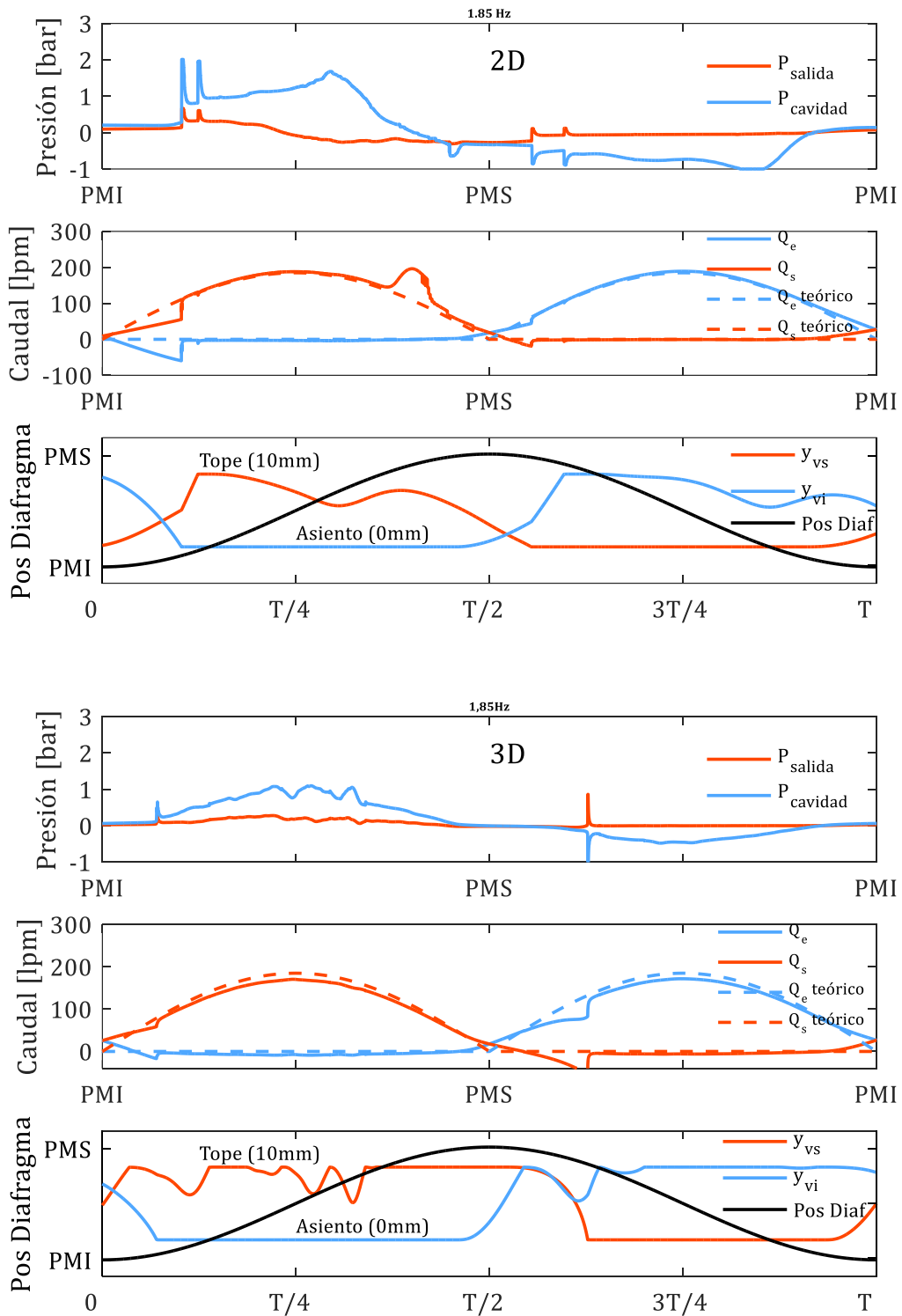


Figura 6.17 – Evolución de presiones caudales y dinámica de las válvulas para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: tridimensional (inferior) y bidimensional dinámico (superior). Accionamiento del diafragma a 1,85Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 2bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).

6.2.2. Evolución de la dinámica de válvulas para un ciclo de trabajo

En la Figura 6.18, Figura 6.19 y Figura 6.20, se muestra la evolución de la posición, la velocidad y la fuerza durante un ciclo de trabajo para las velocidades de accionamiento que representan el funcionamiento de salida libre ya presentadas en el punto anterior (2,7, 2,4 y 1,85Hz).

Como se había apuntado anteriormente, las condiciones de trabajo a salida libre son de interés para el estudio del comportamiento de las válvulas. Su dinámica se verá más condicionada por las velocidades del flujo circundante que en puntos de funcionamiento en los que existe una presión superior tanto en salida como en la cavidad de fluido, donde se espera que la dinámica de las válvulas esté fuertemente influenciada por estas presiones. No en vano, las mayores inestabilidades que han exigido un esquema de actualización implícita de malla aparecen en modelos con velocidades de accionamiento altas y con presión nula a la salida de la bomba.

La evolución de la posición de las válvulas sigue un patrón similar al encontrado en menores velocidades de accionamiento, con fluctuaciones marcadas tras la apertura total de la válvula. Sin embargo, con accionamientos a salida libre se presentan tanto para el 2D como el 3D de una manera más suavizada. Estas fluctuaciones se acentúan como se había observado a menores velocidades de accionamiento de los dos modelos.

La depresión en la cavidad durante el periodo de entrada de caudal a la cavidad, ejerce una fuerza sobre la bola que la empuja contra el asiento, alcanzando valores de más 50N para el accionamiento a 2,7Hz, de cerca de 50N para el accionamiento a 2,45Hz y en torno a los 20N para el accionamiento a 1,85Hz en el modelo 3D. En el caso de las presiones generadas en la cavidad durante la entrega de caudal, las fuerzas son mayores, como cabe esperar, sobrepasándose los 100N en el accionamiento a 2,7Hz, en torno a los 100N en el accionamiento a 2,45Hz y de unos 50N con el accionamiento de 1,85Hz.

El cierre de la válvula de aspiración muestra para los tres puntos de funcionamiento (parte inferior de las figuras), un retardo considerable, en torno a $\frac{1}{4}$ del ciclo de trabajo para el modelo 2D, disminuyendo con la velocidad de accionamiento. La respuesta del modelo 3D es más rápida y el cierre se produce en un menor tiempo lo que deriva en menores fugas. La apertura de esta válvula se produce en ambos modelos al mismo tiempo, para todos los accionamientos en el PMS, con un ligero adelanto de la apertura en el modelo 3D. La válvula de impulsión muestra un ligero adelanto en la apertura al PMI, produciéndose ligeramente antes en el modelo 3D. Esta apertura prematura puede achacarse a la inercia del fluido que estaba siendo succionado en la carrera de aspiración y que, al frenarse la membrana cerca del PMI, provoca la apertura prematura de la válvula de salida. Por el contrario, el cierre de la válvula de impulsión muestra un retardo entre los dos modelos que varían según la velocidad de accionamiento. A 2,7Hz (Figura 6.18) el cierre se produce en el mismo instante del ciclo para ambos modelos, a 2,45Hz (Figura 6.19) existe un mayor retardo en el modelo 3D y a 1,85Hz (Figura 6.20), por el contrario, se produce un mayor retardo en el modelo 2D. Estas variaciones pueden deberse a las características de los flujos en los instantes cercanos al PMS y serán analizadas en los contornos de velocidad.

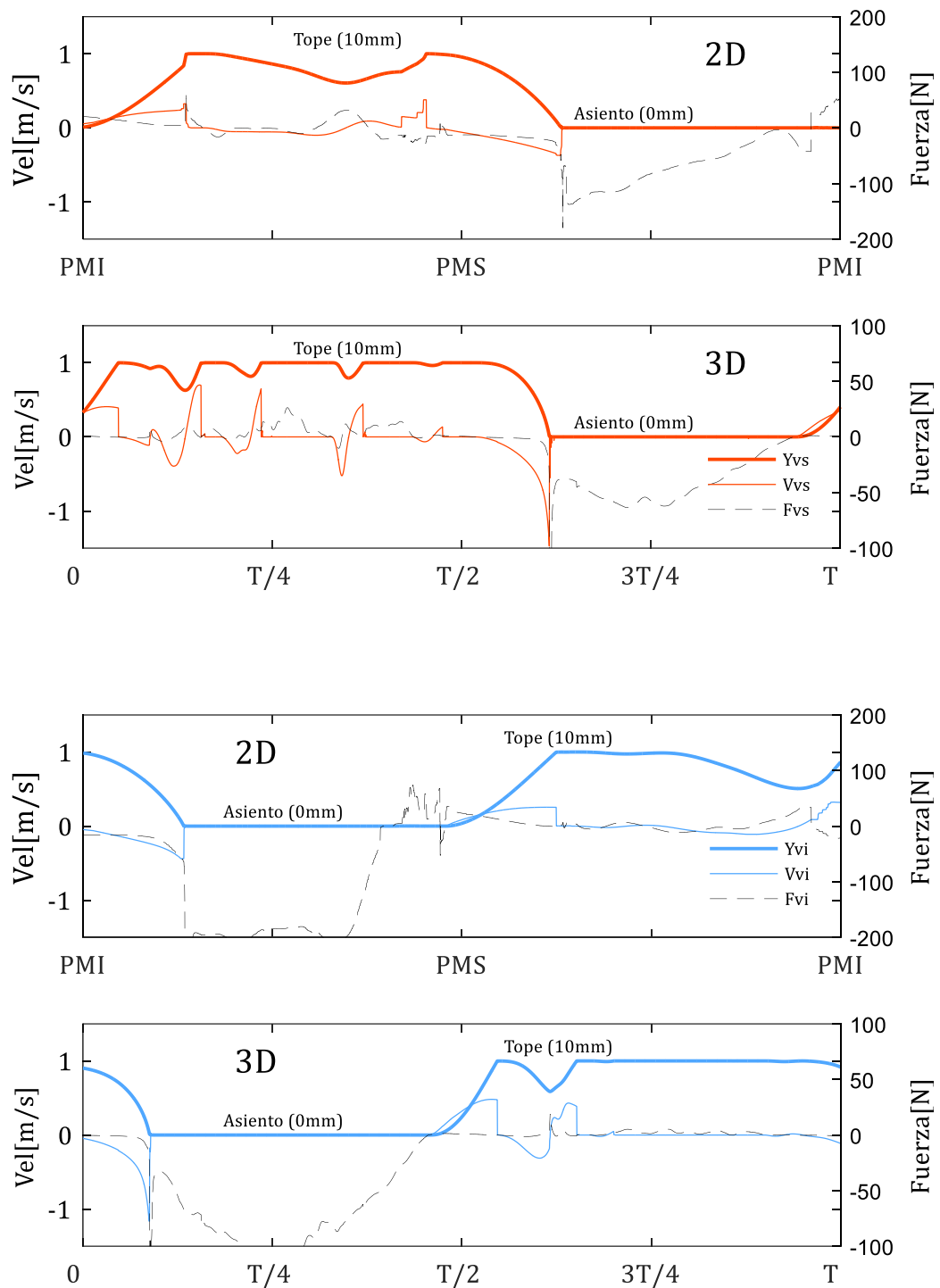


Figura 6.18 – Evolución de la posición, velocidad y fuerza resultante en la válvula de impulsión (superior) y aspiración (inferior) para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: bidimensional dinámico y tridimensional. Accionamiento del diafragma a 2,7Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).

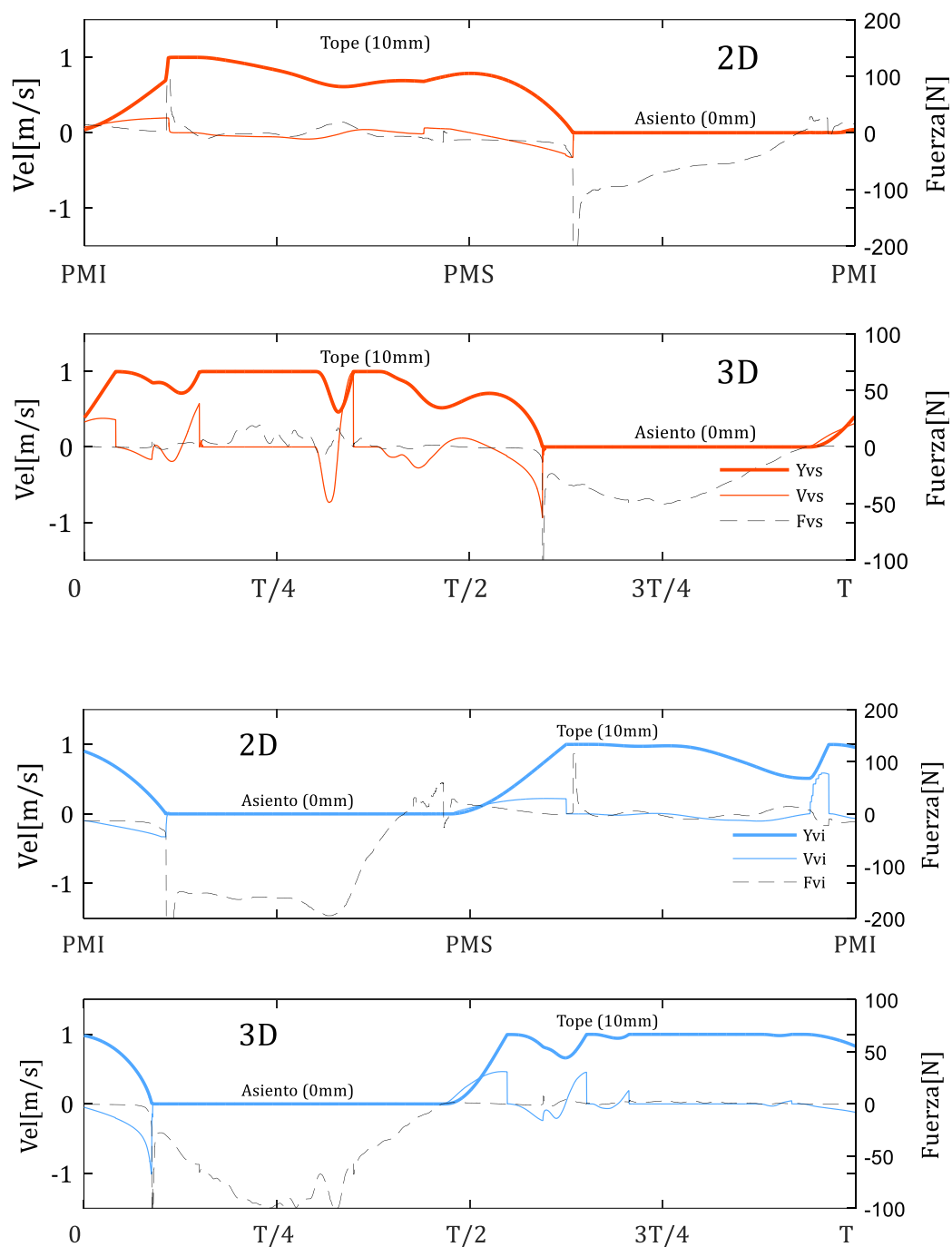


Figura 6.19 – Evolución de la posición, velocidad y fuerza resultante en la válvula de impulsión (superior) y aspiración (inferior) para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: bidimensional dinámico y tridimensional. Accionamiento del diafragma a 2,45Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 4bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).

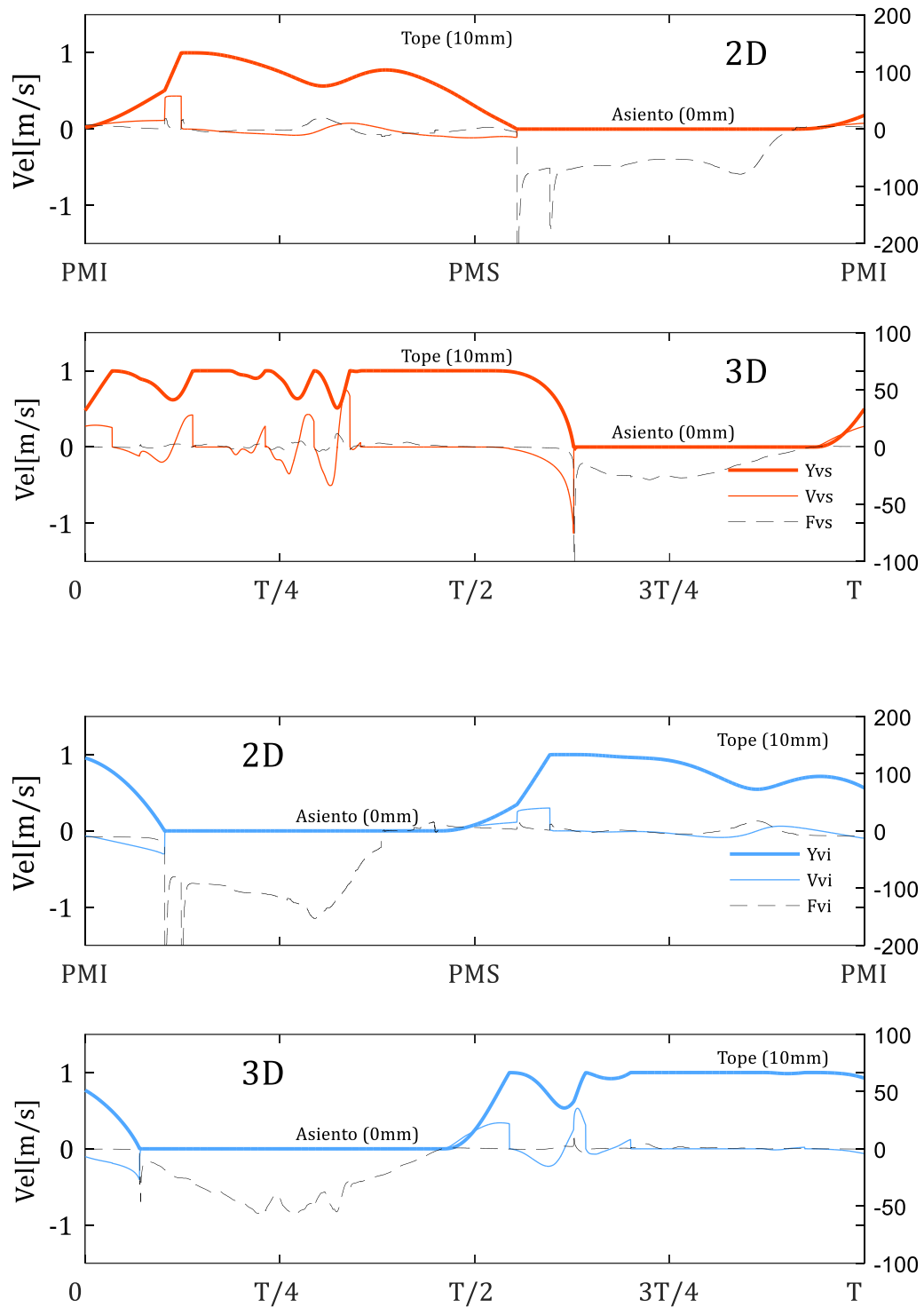


Figura 6.20 – Evolución de la posición, velocidad y fuerza resultante en la válvula de impulsión (superior) y aspiración (inferior) para un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con los modelos: bidimensional dinámico y tridimensional. Accionamiento del diafragma a 1,85Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 2bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).

6.2.3. Flujo a lo largo de un ciclo de trabajo

En el punto 6.1.5 de este capítulo, se estudió el flujo en detalle en el interior de la bomba para tres puntos de funcionamiento, comparándose las características del flujo recogidas por los modelos 2D y 3D. Se observaron grandes diferencias en la estructura del flujo en ambos modelos, lo que determinó como más idóneo el modelo 3D para este cometido.

Se presentan a continuación los resultados para los puntos de funcionamiento de caudal a salida libre, siguiendo el mismo esquema para la presentación de los resultados que en el punto 6.1.5. En este caso, sólo se presentan los resultados del modelo 3D. En la Figura 6.21 se muestra la evolución del flujo para la velocidad de accionamiento de 2,7 Hz y en la Figura 6.22 para la de 2,45 Hz.

Las características de flujo que pueden observarse en estos nuevos puntos de funcionamiento son similares a aquellas que ya se presentaron en 6.1.5. Para los instantes de máximos caudales volvemos a encontrar con la tendencia del flujo a sortear la válvula por el lado más lejano al diafragma, en el caso de la válvula de impulsión, y por el lado más cercano a ella en la de aspiración. Ahora, más marcadas estas tendencias por el efecto de una mayor velocidad de accionamiento.

De nuevo, puede observarse el flujo de fugas en el huelgo entre válvula y asiento, siendo este menor que en casos anteriores, algo esperable ya que las presiones en la cavidad durante la entrega de caudal de la máquina son menores, al no tener que vencer la presión generada por el coeficiente de pérdidas. Sin embargo, en la carrera de aspiración, se hace más evidente el flujo de recirculación en la válvula de impulsión (instante $3T/4$). Como se había visto en 6.2.1, la presión en cavidad cae en estas velocidades de accionamiento a valores negativos próximos a -1 bar y es la responsable de estos caudales de recirculación.

Otra diferencia con respecto a los resultados presentados en 6.1.5 es la desaparición del flujo remanente tras la llegada del diafragma al PMI (instante T). Habíamos observado que la inercia del fluido entrante en la cavidad provocaba en esos puntos de funcionamiento la apertura prematura de la válvula de impulsión en el PMI. Sin embargo, ahora se hace menos notable, lo cual puede explicarse por la existencia de una presión negativa en la cavidad que provoca que la válvula de impulsión permanezca más tiempo cerrada.

Observando de nuevo las figuras del punto 6.1.5, se encuentra también una diferencia notable en el grado de apertura de la válvula de aspiración en el PMI frente a las que observamos ahora. Este fenómeno también puede ser explicado por la presencia de presiones negativas que mantienen más tiempo la válvula de aspiración abierta, condicionando mayores caudales de fugas por la recirculación debida al retardo de cierre tras el PMI.

Finalmente, para completar el estudio de la dinámica del flujo en el interior de la máquina, se presenta en la Figura 6.23 una representación tridimensional en perspectiva de las líneas de corriente para la máxima velocidad de accionamiento 2,7 Hz. Esta representación permite observar fenómenos no detectables en el plano empleado para representar los resultados anteriores. En concreto, se ha intentado buscar explicación a la aparición en $T/2$ de zonas de alta velocidad en la zona de acceso a la cavidad, sin un patrón claro en la representación bidimensional. Estas estructuras se habían detectado ya en 6.1.5 y se hacen más notables en estos nuevos casos. Las diferentes perspectivas representadas muestran la aparición de una estructura vortical en el flujo a lo largo de todo el acceso, que deriva en la rotación del flujo a medida que avanza hacia la salida de la bomba.

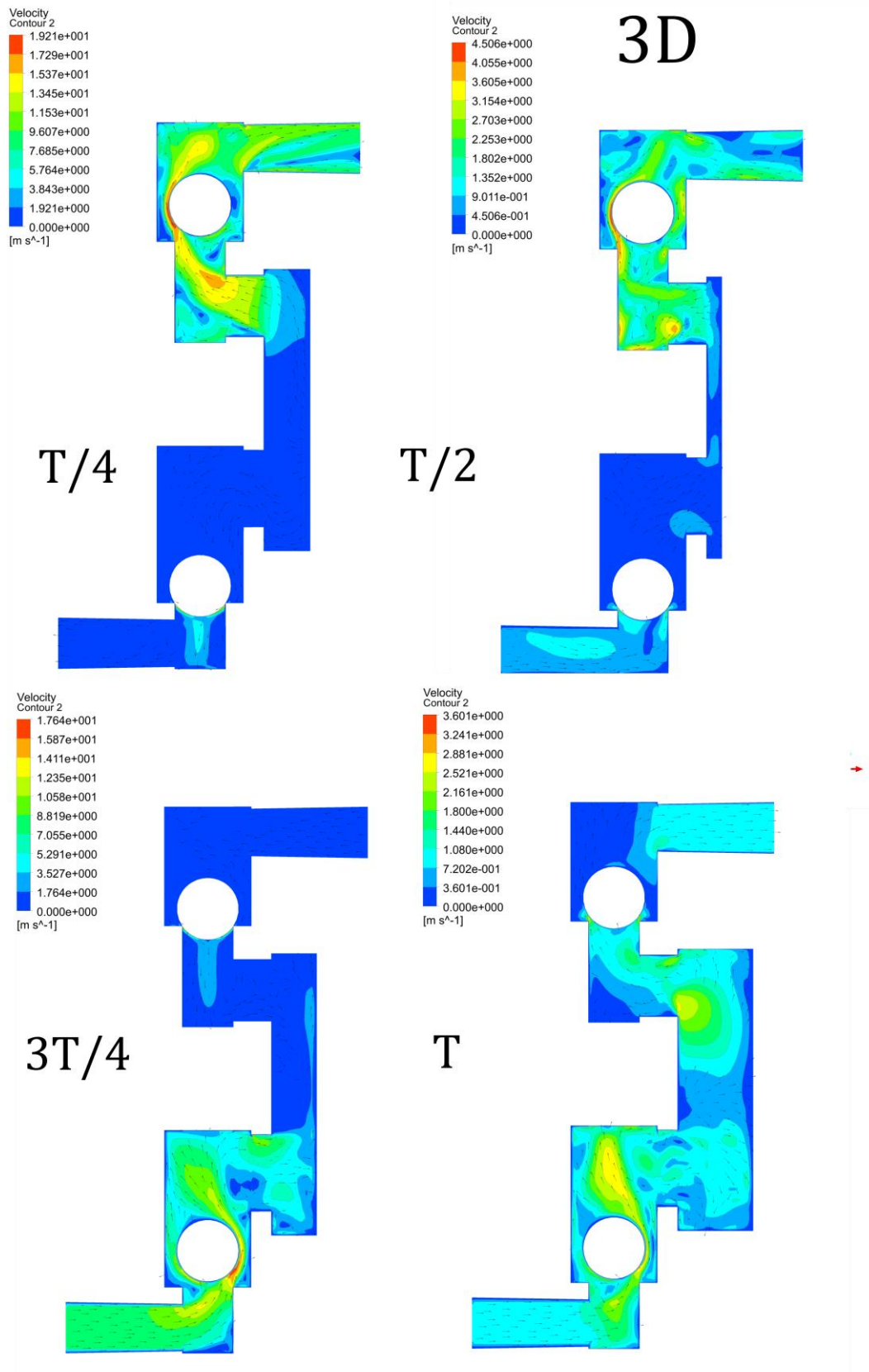


Figura 6.21 – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo tridimensional. Accionamiento del diafragma a 2,7Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).

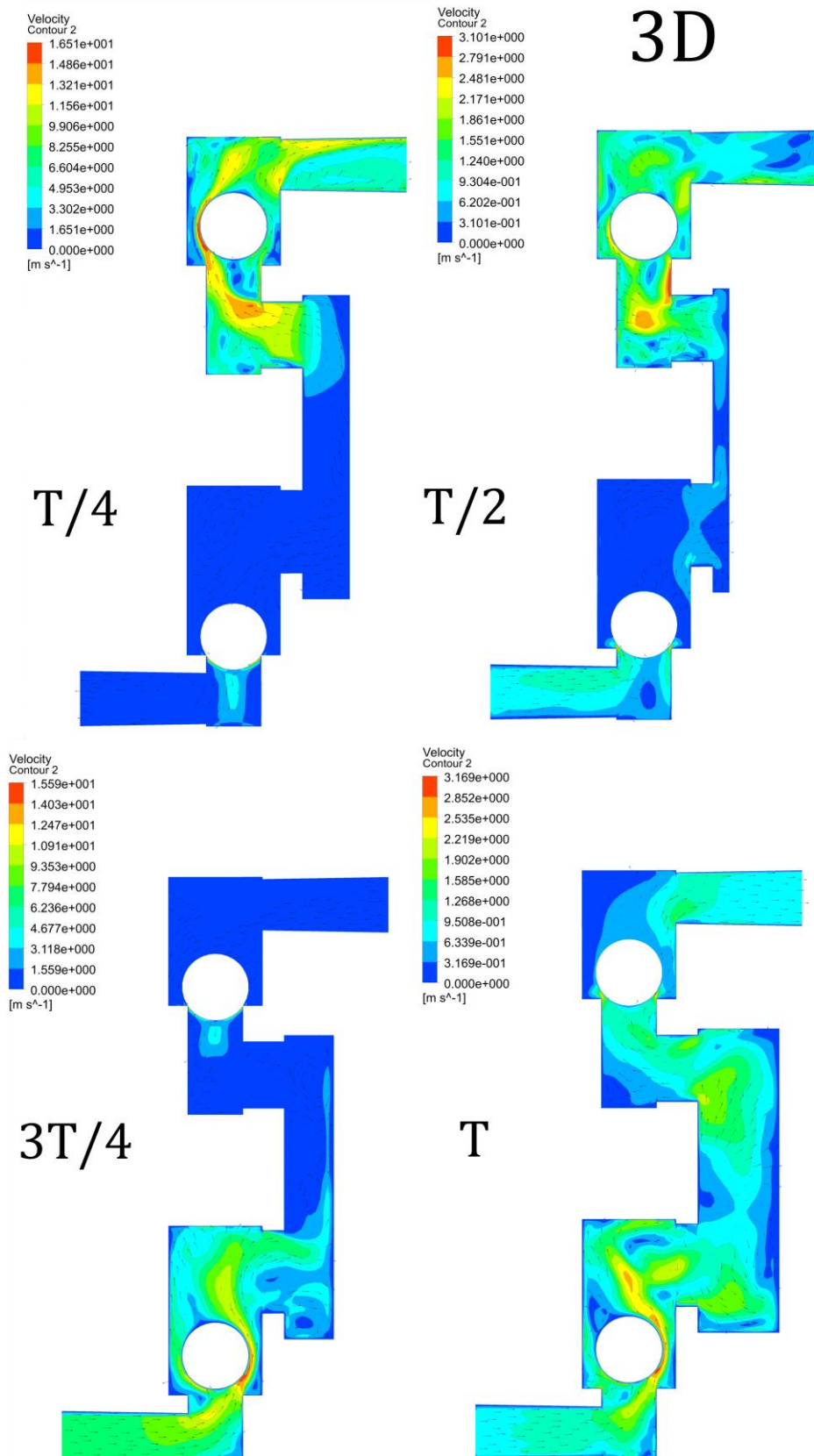


Figura 6.22. – Evolución del flujo en el interior de la bomba durante un ciclo de trabajo. Resultados obtenidos con el modelo tridimensional. Accionamiento del diafragma a 2,45Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 4bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).

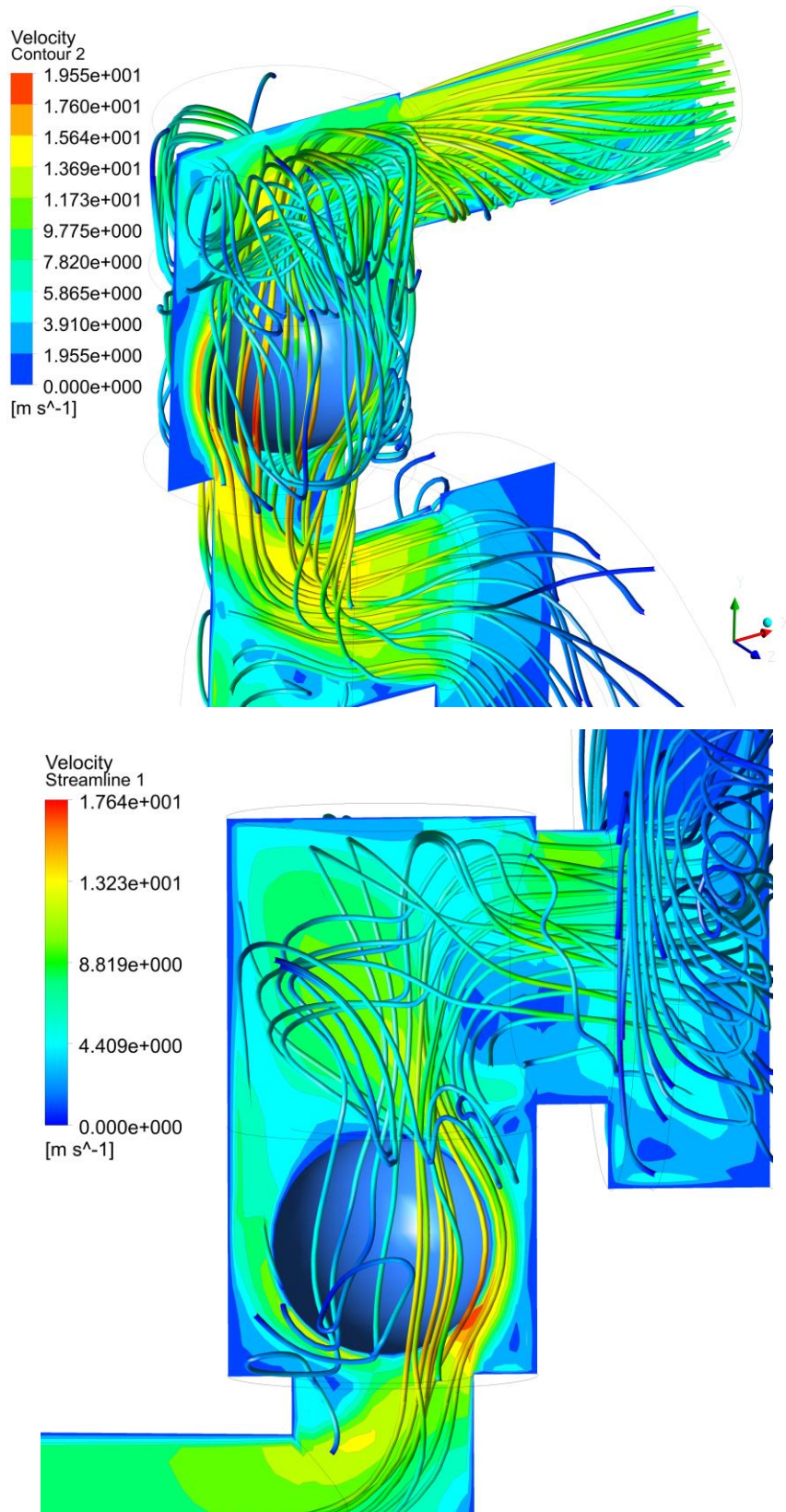


Figura 6.23. – Líneas de corriente sobre contornos de velocidad en instantes de máxima velocidad del diafragma ($T/4$ y $3T/4$). Accionamiento del diafragma a 2,7 Hz y coeficiente de pérdidas igual a 0 (Punto de funcionamiento simulado: 6bar de presión de aire y 0bar de presión en la impulsión).

Capítulo 7.

Conclusiones

7.1. Conclusiones generales

Una bomba de doble diafragma dúplex DP200 del fabricante Samoa Industrial S.A, ha sido investigada empleando tres modelos numéricos que atienden a tres grados de aproximación: 2D estático, 2D dinámico y 3D dinámico. Se ha contado con los diseños CAD de los componentes que integran la bomba y que, posteriormente han sido simplificados en acuerdo a las metodologías de mallados dinámicos requeridos en este tipo de simulaciones. Además, se ha podido disponer del laboratorio de desarrollo de producto que tiene la empresa en sus instalaciones de Gijón (Asturias), en el que se ha realizado un set de ensayos que sirven para cuantificar el grado de aproximación de los modelos numéricos a la máquina real.

El primero de ellos (2D estático), ha permitido validar el nivel de refinado de malla y los modelos adicionales necesarios para la resolución de las ecuaciones de gobierno del campo fluido, así como los esquemas de discretización y algoritmos de resolución numérica de dichas ecuaciones. Además, ha permitido encontrar los factores de escala a emplear para extrapolar los resultados de velocidades y presiones del modelo 2D.

El segundo (2D dinámico), ha supuesto el desarrollo de una metodología con que reproducir la cinemática del diafragma y la dinámica de las válvulas. Se ha acudido a técnicas de mallado adaptativo para las que ha sido necesaria la generación de mallados estructurados e híbridos que se complementan con varias UDFs (Funciones Definidas por el Usuario), con el cometido de imponer al diafragma un movimiento alternativo de frecuencia variable. En esta aproximación se ha introducido, además, la deformación del diafragma a lo largo del ciclo de trabajo y una sección del código dedicada para acoplarse al código comercial (ANSYS FLUENT), encargado de la resolución de las ecuaciones de gobierno. Esto ha permitido calcular para cada instante, la aceleración en las válvulas como resultado de fuerzas que sobre ellas se ejercen. Las fuerzas resultantes incorporan las componentes derivadas de la interacción de las válvulas con el flujo que se desarrolla el interior de la bomba, caso particular de la técnica FSI (Interacción Fluido Estructura).

Durante el desarrollo del modelo dinámico, se ha evidenciado que la aparición de fluctuaciones en las presiones cercanas al contorno de la válvula provoca a su vez, grandes fluctuaciones en su aceleración que derivan en roturas del mallado por grandes desplazamientos. Achacando esta problemática a la proximidad entre las densidades del fluido y la válvula, ha sido necesario abandonar el esquema explícito tradicional de actualización del mallado en favor de un esquema implícito que recientemente han empezado a incorporar los códigos CFD. Este esquema actualiza la malla para cada iteración durante la resolución de las ecuaciones de gobierno, resultando en una metodología mucho más robusta, pues las fluctuaciones se atenúan a través de un parámetro de relajación en las primeras iteraciones del paso temporal. Sin embargo, este esquema presenta prolongados tiempos de cálculo, incluso con mallas 2D con un número modesto de celdas. Los tiempos de cálculo se ven prolongados aún más por la necesidad de remallar la zona de

deformación del diafragma, por lo que se desarrolla otra función que gobierna los parámetros de relajación e intervalos de actualización con el objetivo de acelerar las simulaciones.

El último modelo (3D completo), incorpora la tercera dimensión al dominio y las UDFs adaptadas al mismo. Para la aceleración de los cálculos, se ha optado por simplificar el diafragma a un disco de diámetro igual al efectivo, lo que permite evadir la necesidad de remallado en la zona de deformación del diafragma. El resultado es una compleja malla tridimensional completamente estructurada.

Los modelos dinámicos se emplean en una batería de simulaciones para obtener resultados de cada uno de los puntos de funcionamiento en los que se opera la bomba real durante los ensayos experimentales. De la comparativa entre ambos modelos y los resultados experimentales puede concluirse:

El modelo 3D es capaz de reproducir con un buen grado de aproximación el caudal y presión medias extraídas en los ensayos. El modelo 2D logra un acuerdo razonable en caudales medios, mostrando una desviación mayor en lo que respecta a la presión media. No en vano, ha podido observarse que este modelo amplifica las presiones en la cavidad y a la salida de la bomba.

Ambos modelos muestran un caudal de recirculación interna que se hace patente como caudal fugado por el retardo de cierre de válvulas, más acentuado en el modelo 2D y caudal fugado por el huelgo existente entre la válvula y el asiento, siendo en este caso mayor en el modelo 3D.

Los modelos permiten reproducir la dinámica de las válvulas lo que permite realizar un estudio pormenorizado de la evolución durante el ciclo y los fenómenos asociados a ellas: oscilaciones tras la apertura de válvula, los retardos en el cierre o la apertura prematura de las válvulas de impulsión a velocidades altas de accionamiento. En un estudio pormenorizado, se ha podido observar que la dinámica de las válvulas en el modelo 2D parece estar muy condicionada por las estructuras de recirculación de flujo que aparecen en este modelo y que se hacen muy patentes en los PMI y PMS, lo que determina que el modelo 3D es más idóneo para reproducir la interacción entre las válvulas y el flujo generado.

Finalmente cabe destacar que se ha conseguido el principal objetivo de la tesis, desarrollando una metodología de análisis para máquinas alternativas de desplazamiento positivo capaz de modelizar la interacción fluido estructura entre el flujo interno y las válvulas anti-retorno.

7.2. Trabajos futuros

El modelo 3D generado se empleará para estudiar el comportamiento de la máquina ante nuevos parámetros de funcionamiento. También nos permitirá conocer la respuesta de la máquina ante diferentes fluidos de trabajo o ante propiedades físicas de las válvulas que difieran de las empleadas en este trabajo.

Para poder modelizar completamente bombas neumáticas con objeto de lograr una reproducción fiel del caudal y presión instantáneos, se desarrollarán nuevas funciones con las que sustituir el movimiento sinusoidal del diafragma con otro más realista. En esta línea puede emplearse una función que simule la inyección de aire comprimido o monitorizar en ensayos cinemática completa del diafragma para después, incluirla a través de una función.

Así mismo, y ante el elevado coste computacional del esquema implícito de actualización del mallado, se buscarán alternativas para lograr menores tiempos de cálculo principal problemática observada una vez desarrollada esta metodología.

También se podrá avanzar en el análisis experimental de estas máquinas monitorizando por ejemplo la posición de las válvulas o empleando cámaras de alta velocidad para estudiar los flujos que se desarrollan en este tipo de máquinas.

Bibliografía

- [1] Hydraulic Institute, *Hydraulic Institute Engineering Data Book*, 2nd ed. 1979.
- [2] J. E. Purcell and J. a. Silvaggio, "A comparison of positive displacement and centrifugal pump applications," in *14th International Pump User Symposium*, 1997, pp. 99–105.
- [3] H. Tackett, A. Cripe, and G. Dyson, "Positive displacement reciprocating pump fundamentals," in *24th International Pump User Symposium*, 2008, pp. 45–59.
- [4] W. E. Bill Forsthoffer, *Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks*. 2005.
- [5] American Institute of Chemical Engineers (AIChE), *Positive Displacement Pumps: A Guide to Performance Evaluation*. John Wiley & Sons, 2007.
- [6] Sulzer Pumps, *Centrifugal Pump Handbook*. 2010.
- [7] J. K. Wilden, "Air driven diaphragm pump," US4247264, 1981.
- [8] R. K. Gardner and N. J. Kozumplik, "Double Diaphragm Pumps," EP0304210B1, 1992.
- [9] S. Bahrton, "Double Acting Pump," US6299415 B1, 2001.
- [10] S. Bahrton, "Reversing Valve for a Diaphragm Pump," US6419463 B1, 2002.
- [11] A. González-Moratiel, "Double-membrane central-flow pump," EP2573397A1, 2013.
- [12] C. Wang and J. D. Eldredge, "Strongly coupled dynamics of fluids and rigid-body systems with the immersed boundary projection method," *J. Comput. Phys.*, vol. 295, pp. 87–113, 2015.
- [13] *ANSI/HI. 10.1-10.5, Air Operated Pumps for Nomenclature, Definitions, Application, and Operation*. Hydraulic Institute, 2010.
- [14] *ANSI/HI. 10.6, Air Operated Pump Tests*. Hydraulic Institute, 2004.
- [15] P. J. Singh and S. D. Able, "Determination of NPSHr for reciprocating positive displacement pumps," in *Thirteenth International Pump Users Symposium*, 1996.
- [16] K. A. Edge, S. Xiao, C. R. Burrows, and J. J. Shu, "Flow visualisation of cavitation in a reciprocating plunger pump using high-speed cinematography," in *Fourth Triennial International Symposium on Fluid Control, Fluid Measurement, Fluid Mechanics, Visualization, Fluidic; Flucome '94*, 1994, pp. 1101–1106.
- [17] K. Opitz and E. Schlücker, "Detection of cavitation phenomena in reciprocating pumps using a high-speed camera," *Chem. Eng. Technol.*, vol. 33, no. 10, pp. 1610–1614, 2010.
- [18] J. Pei, C. He, M. Lv, X. Huang, K. Shen, and K. Bi, "The valve motion characteristics of a reciprocating pump," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 66–67, pp. 657–664, 2016.
- [19] K. A. Edge, P. N. Brett, and J. C. Leahy, "Digital-computer simulation as an aid in improving the performance of positive displacement pumps with self-acting valves," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part B J. Eng. Manuf.*, vol. 198, no. 14, pp. 267–274, 1984.
- [20] P. J. Singh and N. K. Madavan, "Complete Analysis and Simulation of Reciprocating Pumps Including Piping System," *Fourth International Pump Symposium*. pp. 55–73, 1987.
- [21] P. J. Singh, "A Digital Reciprocating Compressor Simulation Program Including

- Suction and Discharge Piping,” in *International Compressor Engineering Conference*, 1984, p. Paper 444.
- [22] G. Vetter, E. Thiel, and U. Störk, “Reciporcatng pump valve design.pdf,” *Proceedings of the sixth international pump users symposium*. 1989.
- [23] D. N. Johnston, “Numerical Modelling of Reciprocating Pumps with Self-Acting Valves,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control Eng.*, vol. 205, no. 2, pp. 87–96, 1991.
- [24] J.-J. Shu, C. Burrows, and K. Edge, “Pressure pulsations in reciprocating pump piping systems Part 1: modelling,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control Eng.*, vol. 211, no. 3, pp. 229–237, 1997.
- [25] J. K. Lee, J. K. Jung, J.-B. Chai, and J. W. Lee, “Mathematical modeling of reciprocating pump,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 29, no. 8, pp. 3141–3151, 2015.
- [26] S. M. Price, D. R. Smith, and J. D. Tison, “The effects of Valve Dynamics on Reciprocating Pump Reliability,” in *Twelfth International Pump Users Symposium*, 1987.
- [27] D. N. Johnston, K. A. Edge, and N. D. Vaughan, “Experimental Investigation of Flow and Force Characteristics of Hydraulic Poppet and Disc Valves,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 205, no. 3, pp. 161–171, 1991.
- [28] K. A. Edge, C. R. Burrows, and N. Lecky-Thompson, “Modelling of cavitation in a reciprocating plunger pump,” in *3rd JHPS International Symposium on Fluid Power*, 1996, pp. 473–478.
- [29] A. Menéndez Blanco and J. M. Fernández Oro, “Unsteady numerical simulation of an air-operated piston pump for lubricating greases using dynamic meshes,” *Comput. Fluids*, vol. 57, pp. 138–150, 2012.
- [30] R. Singh Ragoth and M. Nataraj, “Study on Performance of Plunger Pump at Various Crank Angle Using CFD,” *IRACST Eng. Sci. Technol. An Int. J. (ESTIJ)*, ISSN2250-3498, vol. 2, no. 4, pp. 549–553, 2012.
- [31] A. Iannetti, M. T. Stickland, and W. M. Dempster, “A computational fluid dynamics model to evaluate the inlet stroke performance of a positive displacement reciprocating plunger pump,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 228, no. 5, pp. 574–584, 2014.
- [32] A. Iannetti, M. T. Stickland, and W. M. Dempster, “An investigation of the performance of a positive displacement reciprocating pump at low pressure NPSH incorporating a three phase cavitation model,” *6th Eur. Conf. Comput. Fluid Dyn.*, no. Wccm Xi, 2014.
- [33] A. Iannetti, M. T. Stickland, and W. M. Dempster, “An advanced CFD model to study the effect of non-condensable gas on cavitation in positive displacement pumps,” *Open Eng.*, vol. 5, no. 1, pp. 323–331, 2015.
- [34] A. Iannetti, M. T. Stickland, and W. M. Dempster, “A CFD study on the mechanisms which cause cavitation in positive displacement reciprocating pumps,” *J. Hydraul. Eng.*, vol. 1, no. 1, pp. 47–59, 2015.
- [35] A. Iannetti, M. T. Stickland, and W. M. Dempster, “A CFD and experimental study on cavitation in positive displacement pumps: Benefits and drawbacks of the ‘full’ cavitationmodel,” *Eng. Appl. Comput. Fluid Mech.*, vol. 10, no. 1, pp. 57–71, 2016.
- [36] A. K. Singhal, M. M. Athavale, H. Li, and Y. Jiang, “Mathematical Basis and Validation

- of the Full Cavitation Model,” *J. Fluids Eng.*, vol. 124, no. 3, pp. 617–624, Aug. 2002.
- [37] G. Wang *et al.*, “Dynamic behavior of reciprocating plunger pump discharge valve based on fluid structure interaction and experimental analysis,” *PLoS One*, vol. 10, no. 10, pp. 1–20, 2015.
- [38] C. Srikanth and C. Bhasker, “Flow analysis in valve with moving grids through CFD techniques,” *Adv. Eng. Softw.*, vol. 40, no. 3, pp. 193–201, 2009.
- [39] H. Xu, Z. M. Guang, and Y. Y. Qi, “Hydrodynamic characterization and optimization of Contra-push check valve by numerical simulation,” *Ann. Nucl. Energy*, vol. 38, no. 6, pp. 1427–1437, 2011.
- [40] A. Beune, J. G. M. Kuerten, and M. P. C. van Heumen, “CFD analysis with fluid-structure interaction of opening high-pressure safety valves,” *Comput. Fluids*, vol. 64, pp. 108–116, 2012.
- [41] J. R. Valdés, J. M. Rodríguez, R. Monge, J. C. Peña, and T. Pütz, “Numerical simulation and experimental validation of the cavitating flow through a ball check valve,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 78, pp. 776–786, 2014.
- [42] M. Domaga, “Cfd-Fsi Simulation Modelowanie Zaworów Przelewowych Bezpośredniego Działania Przy Wykorzystaniu Symulacji Cfd-Fsi,” 2015.
- [43] D. Kim and H. Choi, “Immersed boundary method for flow around an arbitrarily moving body,” *J. Comput. Phys.*, vol. 212, no. 2, pp. 662–680, 2006.
- [44] A. S. Simonsen, “Moedelling of Plates in Free Fall,” Aalborg University, 2015.
- [45] C. Jin and K. Xu, “Numerical Study of the Unsteady Aerodynamics of Freely Falling Plates 1 Introduction,” *Commun. Comput. Phys.*, vol. 3, no. 4, pp. 834–851, 2008.
- [46] a. Andersen, U. Pesavento, and Z. J. Wang, “Unsteady aerodynamics of fluttering and tumbling plates,” *J. Fluid Mech.*, vol. 541, no. 1, p. 65, 2005.
- [47] G. Wei, “An implicit method to solve problems of rigid body motion coupled with fluid flow,” *Flow Sci. Tech.*, no. FSI-05-TN76, 2006.
- [48] F. M. White, *Fluid Mechanics*. 2008.
- [49] K. Riemsdagh, J. Vierendeels, and E. Dick, “Simulation of incompressible flow in moving geometries. Von Karman Institute Lecture Series 98-03, februari 1998. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 1998, ISSN-0377-8312, 24 p.” .
- [50] *ANSYS FLUENT Theory Guide*. Ansys Inc., 2009.
- [51] J. M. Fernández Oro, *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos: introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos*. Reverte, 2012.
- [52] *ANSYS FLUENT 12.0 User’s Guide*. Ansys Inc., 2009.
- [53] *ANSYS FLUENT 12.0 UDF Manual*. Ansys Inc., 2009.
- [54] C. Hirsch, *Numerical Computation of Internal and External Flows: The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*. 2007.
- [55] M. Wolfstein, “The velocity and temperature distribution of one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 12, pp. 301–318, 1969.

- [56] H. C. Chen and V. C. Patel, "Near-Wall Turbulence Models for Complex Flows Including Separation," *AIAA J.*, vol. 26, no. 6, pp. 641–648, 1988.
- [57] B. Kader, "Temperature and Concentration Profiles in Fully Turbulent Boundary Layers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 24, no. 9, pp. 1541–1544, 1993.
- [58] A. C. Yunus and J. G. Afshin, *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications*, 4th ed. McGraw-Hill, 2011.