



UNIVERSIDAD
CATÓLICA
BOLIVIANA
SANTA CRUZ

INGENIERÍA MECATRÓNICA

Adrian Livio Carhuaz Encinas

**ALGORITMO PARA AUTOMATIZACION DE DISEÑO Y SIMULACION DE
BOMBAS DE ENGRANAJES EXTERNOS**

Perfil de Tesis presentado a la Carrera de Ingeniería
Mecatrónica para obtener su habilitación a Taller de
Grado II.

Santa Cruz - Bolivia
Diciembre, 2025

Adrian Livio Carhuaz Encinas

**ALGORITMO PARA AUTOMATIZACION DE DISEÑO Y SIMULACION DE
BOMBAS DE ENGRANAJES EXTERNOS**

El presente Perfil de Tesis de Grado fue sometido a análisis y defendido ante el tribunal compuesto por:

Erik Osvaldo Pozo Irusta, MSc, Ing
DOCENTE TALLER DE GRADO I

Job Ángel Ledezma Perez, Dr, Ing
TUTOR

(NOMBRE DOCENTE), Ing.
DOCENTE INVITADO

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Bomba dinámica	1
Figura 1.2. Bomba de desplazamiento positivo.....	2
Figura 1.3. Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo	3
Figura 1.4. Principio de funcionamiento de una bomba de engranajes mostrando el ciclo de las cámaras activas.....	3
Figura 1.5. Vista explosionada de la bomba de engranajes externa.	4
Figura 1.6. (a) Ejemplo de una bomba de engranajes externos; (b) detalle de las placas de balance.	5
Figura 1.7. Árbol de problemas.....	11
Figura 2.1. Perfil de la geometría del perfil de la involuta del diente.....	18
Figura 2.2. La arquitectura de herramientas y el flujo de trabajo.	22
Figura 2.3. Ventana de la configuración de la herramienta de Simcenter Amesim.....	25
Figura 2.4. Visualización del CFD de la herramienta TwinMesh	25
Figura 2.5. Visualización del CFD de SimericsMP+.....	26
Figura 2.6. Visualización de las gráficas de presión y caudal en la GT-SUITE.....	26
Figura 2.7. Ejemplo de diagrama de bloques de las trayectorias de flujo en una bomba de engranajes	28
Figura 2.8. (a) Vista transparente por dentro de la carcasa (b) Vista del engranaje impulsor y conducido.....	29
Figura 2.9. Muestra de una carcasa de una bomba de engranajes externos	30
Figura 2.10. Vista de la sección transversal del eje del engranaje motriz.....	30
Figura 2.11. Contacto entre ambos engranajes.....	31
Figura 2.12. Terminología de engranajes rectos.....	35
Figura 3.1. Diagrama de flujo de validación de parámetros de entrada y puesta en marcha del sistema de cálculo paramétrico de bombas de engranajes externos	62
Figura 3.2. Diagrama de flujo del desarrollo de la involuta	63
Figura 3.3. Vista del engranaje motriz.....	64
Figura 3.4. Vista del engranaje conducido.....	65
Figura 3.5. Vista del par de engranajes	65
Figura 3.6. Diagrama de flujo general del sistema de diseño paramétrico automático de bombas de engranajes.....	67
Figura 3.7. Vista de la Carcasa generada por el algoritmo.....	68
Figura 3.8. Diagrama de flujo del proceso integrado de diseño y optimización de la carcasa y las cámaras de trabajo de una bomba de engranajes externos	70
Figura 3.9. Curvas características del manual técnico Bosch Rexroth (Size 22)	71

Figura 3.10. Curvas características obtenidas con el algoritmo de diseño paramétrico implementado en la tesis.....	72
Figura 3.11. Mapa de eficiencia total de la bomba de engranajes diseñada.....	73
Figura 3.12. Visualización 2D completa del diseño final de la bomba de engranajes	74
Figura 3.13. Cronograma de actividades del proyecto de tesis (octubre 2025 – abril 2026).....	75

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1. Comparativa de catálogos de bombas de engranajes externos simplificada	10
Tabla 2.1 Valores de holguras axiales que se puede utilizar para el modelado.....	24
Tabla 2.2. Valores de holguras radiales que se puede utilizar para el modelado	24
Tabla 3.1. Desglose Económico para desarrollo del proyecto.....	51
Tabla 3.2. Resumen de la Información de Diseño Obtenida en Catálogos de Fabricantes	52
Tabla 3.3. Comparativa de Metodologías de Modelado para BEE.....	53
Tabla 3.4. Parámetros Geométricos Avanzados y Valores Críticos Identificados	54
Tabla 3. 5 Requerimientos funcionales principales del sistema de diseño paramétrico desarrollado....	55
Tabla 3.6. Requerimientos no funcionales principales del sistema	56
Tabla 3.7. Parámetros Geométricos Fundamentales.....	57
Tabla 3. 8. Parámetros Operacionales.....	58
Tabla 3.9. Métricas de Rendimiento	58
Tabla 3.10. Correlaciones entre Parámetros Geométricos y Desempeño	59

LISTA DE SIMBOLOS

R_p	Radio primitivo	[m]
m	Modulo	[m]
z	Numero de dientes	
R_e	Radio exterior	[m]
a	Addendum	[m]
k_a	Factor del Addendum	
R_i	Radio interior	[m]
b	Dedendum	[m]
k_d	Factor del dedendum	
R_b	Radio base	[m]
α	Ángulo de presión	[rad]
θ	Ángulo de desarrollo	[rad]
x, y	Coordenadas cartesianas	[m]
D_v	Desplazamiento volumétrico	[m ³ /rev]
w	Ancho del engranaje	[m]
Q_{req}	Caudal requerido	[m ³ /s]
N	Velocidad rotacional	[rev/s]
$\eta_{v,iso}$	Eficiencia volumétrica estimada	
l_s	Línea de acción	[m]
R_{s1}	Radio de contacto inicial	[m]
α_w	Ángulo de presión de trabajo	[rad]
θ_s	Angulo de inicio del mallado	[rad]
h	Distancia de referencia de Formación del Bolsillo	[m]
Q	Caudal a través de ranura de alivio	[m ³ /s]
C_d	Coeficiente de descarga	
A	Área de ranura	[m ²]
Δ_p	Diferencia de presion	[Pa]
ρ	Densidad del fluido	[kg/m ³]
$\eta_v,$	Eficiencia Volumétrica	
Q_L	Caudal de fuga	[m ³ /s]
Q_{ideal}	Caudal ideal	[m ³ /s]
Q_r	Caudal de fuga radial	[m ³ /s]
δ_r	Holgura radial	[m]
r_w	Radio de ancho	[m]
μ	Viscosidad dinámica	[Pa*s]
t_t	Espesor de punta del diente	[m]
r_r	Radio de arrastre	[m]
ω	Velocidad angular	[rad/s]
$R_{G,r}$	Resistencia de fuga radial	[Pa*s/m ³]
τ	Torque	[Nm]
$\Delta_{p_{req}}$	Diferencia de presión requerida	[Pa]
η_m	Eficiencia mecánica	
F_t	Fuerza tangencial	[N]

S	Número de Sommerfeld	
r_s	Radio del eje	[m]
L_b	Longitud del cojinete	[m]
F_{jb}	Fuerza radial aplicada	[N]
Re	Numero de Reynolds	
ν	Viscosidad cinemática	[m ² /s]
Δp_i	Diferencia de presión	[Pa]
k	Coeficiente de descarga	[m*s/kg]
\hat{Q}_d	Caudal teórico instantáneo	
$\hat{V}_d:$	Volumen adimensional	
\hat{t}	Tiempo adimensional	
H	Factor de ancho	
\hat{r}	Radios adimensionales	
$\frac{dp}{dt}$	Tasa de cambio de presión	[Pa/s]
β_{eff}	Módulo volumétrico efectivo	[Pa]
$V(\theta)$	Variación de Volumen por Ángulo	[m ³]
$\frac{dV}{d\theta}$	Variación de Volumen por Ángulo	[m ³ /rad]
p	Presión instantánea	
J	Momento de inercia	[kg * m ²]
$\ddot{\psi}$	Aceleración angular	[rad/s ²]
f_{mg}	Fuerza de mallado	[N]
M_p	Torque de presión	[Nm]
M_m	Torque Motriz	[Nm]
$R(t)$	Radio de burbuja	[m]
$\frac{d^2R}{dt^2}$	Aceleración radial	[m/s ²]
$\frac{dR}{dt}$	Velocidad radial	[m/s]
ν_L	Viscosidad Cinemática del Líquido	[m ² /s]
ρ_L	Densidad del líquido	[kg/m ³]
ρ_v	Densidad de vapor	[kg/m ³]
α_v	Fracción de volumen de vapor	
V_v	Vector Velocidad del Vapor	[m/s]
t	Tiempo	
R_e, R_c	Tasas de transferencia de masa	[kg/(m ³ * s)]
∇	Operador de divergencia	[1/m]
$\frac{DV}{Dt}$	Derivada Sustancial de Velocidad (Aceleración)	[m/s ²]
$\rho \frac{DV}{Dt}$	Término Inercial (Fuerza por Volumen)	[N/m ³]
ρg	Fuerzas de Cuerpo por Volumen	[N/m ³]
∇p	Gradiente de Presión	[N/m ³ = Pa/m]
$\nabla \tau$	Divergencia del Tensor de Esfuerzos	[N/m ³]
g	Gravedad	[m/s ²]

τ	Tensor de esfuerzos viscosos	[N/m ²]
v	Vector de velocidad	[m/s]
Q_i	Flujo volumétrico	[m ³ /s]
k	Coeficiente de Flujo	[m/(s * Pa)]
$A_i(\phi)$	Área de flujo en función de la posición angular	[m ²]
ϕ	Posición angular	[rad]
F_x	Fuerza neta de tensión en la dirección X	[N]
F_y	Fuerza neta de tensión en dirección Y	[N]
h	Altura de la carcasa	[m]
p_s	Presión de succión	[Pa]
p_d	Presión de descarga	[Pa]
$t_{c,min}$	Espesor mínimo de pared circunferencial	[m]
$t_{p,min}$	Espesor mínimo de pared del puerto	[m]
X_s	Factor de seguridad	
σ_Y	Tensión de fluencia del material	[Pa]
F_Z	Fuerza axial total en placas de extremo	[N]
A_e	Área efectiva del perno	[m ²]
d_p	Diámetro primitivo del perno	[m]
d_r	Diámetro menor del perno	[m]
σ_{bolt}	Esfuerzo axial en cada perno	[Pa]
n_b	Numero de pernos	
FS_{bolt}	Factor de seguridad en pernos	
$\sigma_{Y,bolt}$	Tensión de fluencia del material del perno	[Pa]
D_{ext}	Diámetro exterior de la carcasa	[m]
W_{total}	Ancho total de la carcasa	[m]
$V_{internal}$	Volumen interno de la carcasa	[m ³]
δ_z	Holgura axial	[m]
$Cavity_inner_radius$	Radio interno de la cavidad	[m]
$Cavity_depth$	Profundidad de la cavidad	[m]

INDICE DE CONTENIDO

CAPÍTULO 1	1
INTRODUCCIÓN	1
1.1. Planteamiento del problema.....	7
1.1.1. +Antecedentes del problema	7
1.1.2. Formulación de la problemática	10
1.1.3. Árbol de problemas.....	11
1.2. Objetivos.....	12
1.2.1. Objetivo General.....	12
1.2.2. Objetivos Específicos.....	12
1.3. Motivación	13
1.4. Justificación	13
1.5. Delimitación.....	14
1.5.1. Límites	14
1.5.2. Alcances	14
1.6. Esquema de Tesis	15
CAPÍTULO 2 FUNDAMENTACION TEÓRICO.....	17
2.1. Estado del Arte de diseño de bombas de engranajes externos	17
2.1.1. Perspectiva Académica: Modelado Numérico Avanzado y Optimización	17
2.1.2. Perspectiva del Mercado: Productos, Oferta de Equipos y Propiedad Intelectual.....	22
2.2. Conceptos teóricos	27
2.2.1. La Bomba de Engranajes Externos: Partes y Construcción	27
2.2.2. Diseño de Engranajes y Parámetros Geométricos	33
2.2.3. Modelo Matemático Estático.....	36
2.2.4. Modelo Matemático Dinámico.....	39
2.2.5. Diseño y Ingeniería Asistida por Computador (CAD/CAE)	41
2.2.6. Automatización en los Procesos de Diseño e Ingeniería.....	43
2.2.7. Diseño de la carcasa de la bomba de engranajes	45
2.3. Conclusiones del capítulo	47
CAPÍTULO 3 PROPUESTA DE TESIS	48

3.1.	Índice tentativo.....	48
3.2.	Análisis económico.....	50
3.3.	Fase 1: Establecer los parámetros de diseño de los componentes internos.....	51
3.3.1.	Revisión bibliográfica de catálogos de fabricantes.....	51
3.3.2.	Análisis de publicaciones académicas y patentes relacionadas	52
3.3.3.	Requisitos funcionales y no funcionales	55
3.3.4.	Identificación de parámetros clave	57
3.3.5.	Documentación de relaciones entre parámetros y rendimiento	59
3.4.	Fase 2: Diseñar el algoritmo paramétrico que traduzca las especificaciones	59
3.4.1.	Definir especificaciones de entrada	60
3.4.2.	Desarrollo de ecuaciones paramétricas para engranajes	63
3.4.3.	Implementación del algoritmo en un lenguaje.....	65
3.4.4.	Desarrollo de ecuaciones para carcasa	67
3.4.5.	Validación preliminar con casos de estudio teóricos	70
3.5.	Cronograma de actividades	74
3.6.	Conclusiones del Capítulo	75
	BIBLIOGRAFIA	77
	APENDICES	84
	ANEXOS.....	137

GLOSARIO

- **Bomba de Desplazamiento Positivo:** Máquina volumétrica que desplaza una cantidad fija de fluido por cada revolución de su eje, siendo capaz de vencer la presión del sistema independientemente de las variaciones de esta.
- **Bomba de Engranajes Externos:** Tipo de bomba de desplazamiento positivo constituida por dos engranajes idénticos, uno motriz y otro conducido, que giran engranados dentro de una carcasa. El fluido es transportado en los espacios entre los dientes y la carcasa.
- **Cámaras Activas (o Volúmenes de Transporte):** Volúmenes cerrados y variables formados entre los dientes de los engranajes, la carcasa y las placas laterales. Su ciclo de expansión (succión), transporte y contracción (descarga) es el mecanismo fundamental que genera el flujo.
- **CFD (*Computational Fluid Dynamics / Dinámica de Fluidos Computacional*):** Rama de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos y algoritmos para analizar y resolver problemas que involucran flujos de fluidos, permitiendo simular el comportamiento del fluido dentro de la bomba.
- **Eficiencia Volumétrica (η_v):** Relación entre el caudal real entregado por la bomba y el caudal teórico, indicando las pérdidas por fugas internas a través de las holguras.
- **Eficiencia Hidromecánica (η_{hm}):** Relación entre el par teórico necesario para accionar la bomba y el par real, reflejando las pérdidas por fricción mecánica y por la viscosidad del fluido.
- **Eficiencia Total (η_t):** Producto de la eficiencia volumétrica y la hidromecánica ($\eta_t = \eta_v * \eta_{hm}$). Representa la eficiencia global de la bomba.
- **Engranaje Motriz:** Engranaje que está conectado directamente al eje de accionamiento y recibe el par del motor.
- **Engranaje Conducido:** Engranaje que es accionado por el engranaje motriz mediante el contacto directo de sus dientes.
- **Holgura Radial:** Espacio mínimo entre el diámetro exterior de los dientes de los engranajes y la superficie interior de la carcasa.
- **Holgura Axial (o Lateral):** Espacio mínimo entre las caras laterales de los engranajes y las placas laterales o bloques de cojinetes.
- **Involuta (Perfil de):** Curva geométrica descrita por el extremo de un hilo que se desenrolla de una circunferencia base. Es el perfil de diente más común en ingeniería debido a sus ventajas cinemáticas y de fabricación.
- **Módulo (m):** Parámetro fundamental en el diseño de engranajes, definido como la relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes ($m = D_p / Z$). Determina el tamaño del diente.

- **Ondulación o Pulsación de Caudal:** Fluctuación periódica del caudal de salida de la bomba, inherente a su principio de funcionamiento. Es una fuente principal de ruido y vibraciones.
- **Placas Laterales:** Componentes planos ubicados a ambos lados de los engranajes, que sellan las cámaras activas axialmente y suelen incorporar las ranuras de alivio y los puertos de succión y descarga.
- **Puerto de Succión:** Orificio de entrada por donde el fluido es aspirado hacia el interior de la bomba.
- **Puerto de Descarga (o de Presión):** Orificio de salida por donde el fluido es expulsado hacia el sistema hidráulico.
- **Ranuras de Alivio:** Canaletas o hendiduras mecanizadas en las placas laterales. Su función es conectar progresivamente las cámaras activas con los puertos de presión o succión para mitigar picos de presión, reducir el ruido y evitar el atrapamiento de fluido.
- **Kineto-elastodinámico** se refiere a un enfoque de modelado avanzado y complejo utilizado para simular el comportamiento transitorio de los sistemas mecánicos, como las bombas de engranajes externos (BEE), donde se acoplan los dominios de movimiento, elasticidad y fuerzas.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

Una bomba hidráulica es una máquina rotodinámica o volumétrica que transforma la energía mecánica en energía hidráulica (Rundo 2017). Su función principal consiste es mover un fluido (generalmente un líquido incompresible, aunque a menudo se modela como compresible para análisis avanzados) a través de un sistema de tuberías y aumentar su presión estática y/o cinética (Manring y Kasaragadda 2003; Guo et al. 2014). Se constituye el componente fundamental que suministra energía y genera el caudal dentro de un sistema hidráulico.

Existen dos clasificaciones de bombas identificadas por la potencia de fluido:

- Bombas dinámicas (desplazamiento no positivo): Se emplean generalmente para aplicaciones de flujo con una presión de 276000 Pa (276 bar) Debido a que no son capaces de resistir altas presiones, su uso es limitado en el campo de potencia de fluido. Su función principal es el transporte de fluidos de un lugar a otro. En la Figura 1.1. se muestra un ejemplo de una bomba dinámica.

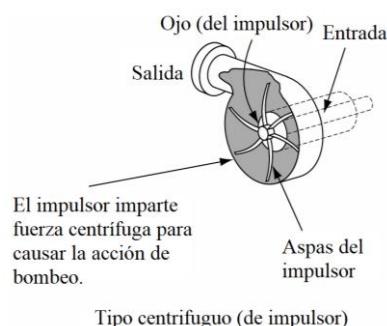


Figura 1.1. Bomba dinámica

Fuente: Adaptado de Esposito (2014)

- Bombas de desplazamiento positivo: Se utilizan universalmente para sistemas de potencia de fluido. Como indica su denominación, estas bombas expulsan una cantidad fija de fluido al sistema hidráulico por revolución del eje. Estas bombas son capaces de superar la presión resultante tanto de las cargas mecánicas del sistema como de la resistencia al flujo debida a la fricción. En la Figura 1.2 se muestra un ejemplo de este tipo de bomba.

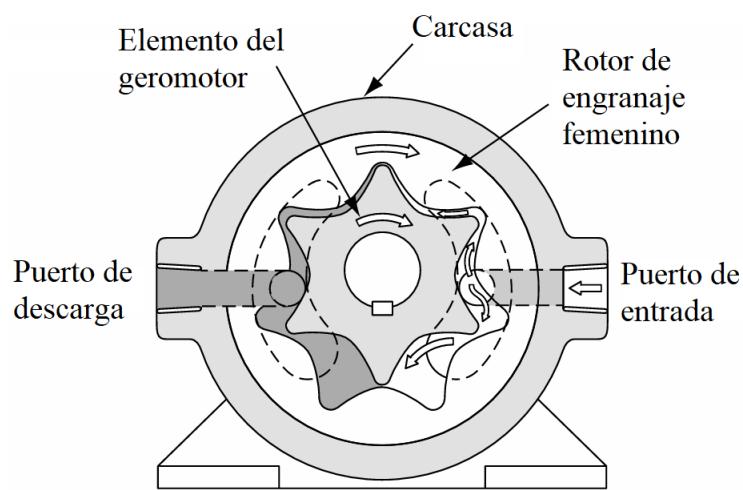


Figura 1.2. Bomba de desplazamiento positivo

Fuente: Adaptado de Esposito (2014)

El principio fundamental de estas máquinas hidráulicas, ya sean rotativas o de otro tipo, es que el caudal se genera mediante la captura y el transporte de volúmenes de fluido. Este mecanismo asegura que, a diferencia de otras máquinas, el caudal sea teóricamente independiente de la presión de operación. En los sistemas hidráulicos, todas las bombas son de desplazamiento positivo. Como se muestra en la Figura 1.3., las bombas de desplazamiento positivo se clasifican en diversos tipos según su configuración mecánica y principio de funcionamiento. Entre las principales categorías se encuentran las bombas de engranajes, paletas, pistones y tornillos helicoidales, cada una con sus variantes específicas.

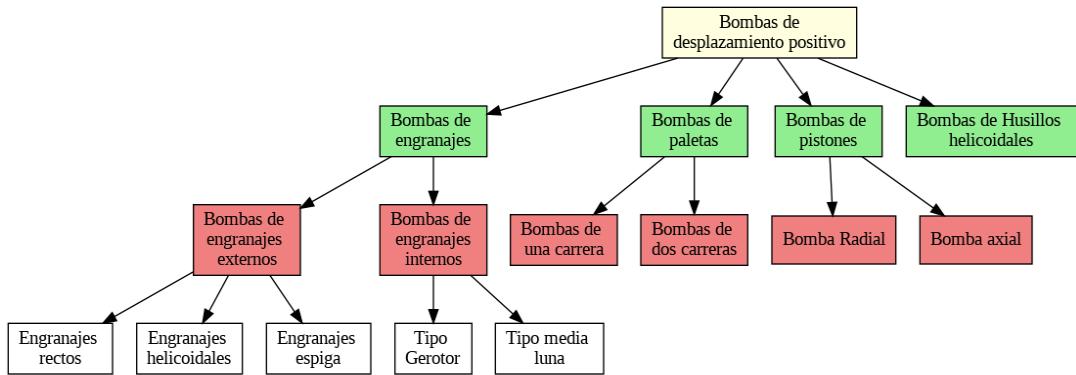


Figura 1.3. Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo

Fuente: Adaptado de Exner et al. (2004)

El principio de funcionamiento se basa en el cambio continuo del volumen de sus cámaras internas (cámaras activas), debido al movimiento de los componentes móviles (como émbolos, pistones, paletas o engranajes) en relación con los componentes fijos (Avram et al. 2019). Las cámaras activas son volúmenes cerrados y variables formados entre los componentes móviles y fijos de la bomba, cuyo ciclo continuo de expansión, transporte y contracción es el mecanismo que genera el flujo y la presión. El caudal se genera mediante la variación cíclica de un número de cámaras de volumen variable. Una característica importante radica en que, idealmente, el caudal de una bomba de desplazamiento positivo no depende de la diferencia de presión entre la entrada y la salida (Rundo 2017). Para ilustrar este principio, la Figura 1.4. presenta una bomba de engranajes donde es posible identificar las cámaras activas y su ciclo completo.

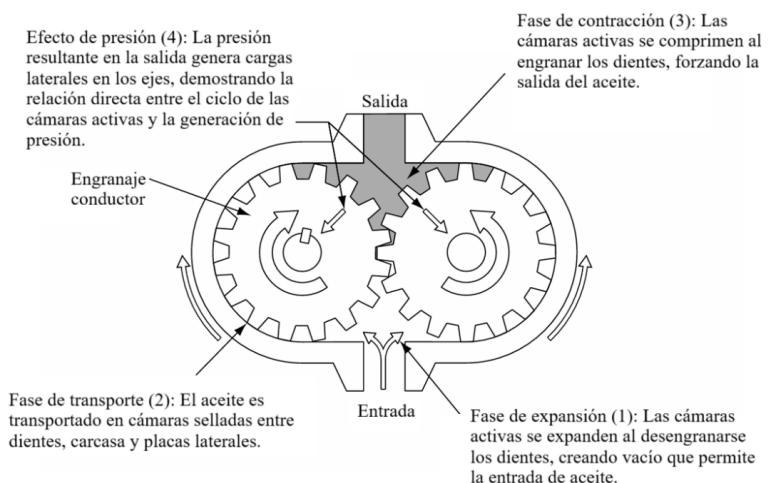


Figura 1.4. Principio de funcionamiento de una bomba de engranajes mostrando el ciclo de las cámaras activas

Fuente: Adaptado de Esposito (2014)

Las bombas de engranajes externos son un tipo común de bombas de desplazamiento positivo, ampliamente utilizadas en accionamientos hidráulicos estacionarios y móviles debido a su costo reducido, diseño compacto y capacidad de desplazamiento volumétrico (Jędraszczuk y Fiebig 2017; Szwemir y Fiebig 2021). Su diseño simple, ofrece una alta fiabilidad en comparación con otras bombas de desplazamiento positivo de diseño más complejo (Manring y Kasaragadda 2003).

Una bomba de engranajes exterior típica consta principalmente por dos engranajes que se encuentran dentro de una carcasa común, permanentemente engranados (Ivantysyn y Ivantysynova 2001). El engranaje motriz, se conecta a un eje y es accionado por un motor, mientras que el otro es el engranaje conducido, que es impulsado por el motriz (Volk 2013). Los perfiles de los dientes corresponden, con mayor frecuencia, de tipo involuta (Findeisen y Helduser 2015). La Figura 1.5. presenta una vista explosionada que muestra los engranajes, la carcasa, los puertos de entrada y salida, y las placas laterales que conforman la bomba. Las cámaras se forman mediante la interacción de los engranajes con bloques de cojinetes deslizantes, uno para cada engranaje. Dos placas laterales sellan los engranajes con la carcasa de la bomba, alojando los orificios de entrada y salida (Rundo 2017). Las holguras radiales y axiales entre los engranajes y la carcasa son mínimas. Es común la inclusión de ranuras de alivio en las placas laterales, cuyas funciones incluyen: reducir el ruido, conectar volúmenes a diferentes presiones y evitar el atrapamiento de fluido en la zona de engranaje, mitigando así picos de presión (Mitov et al. 2024).

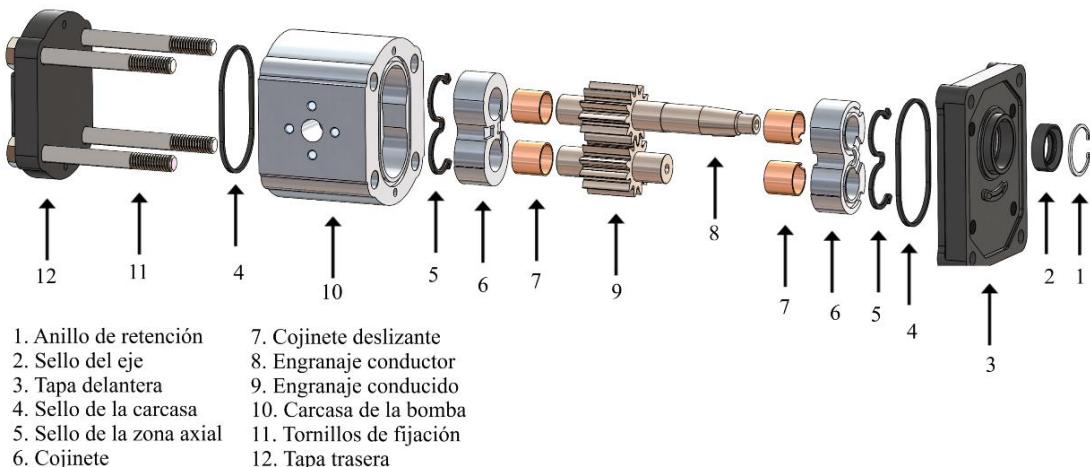
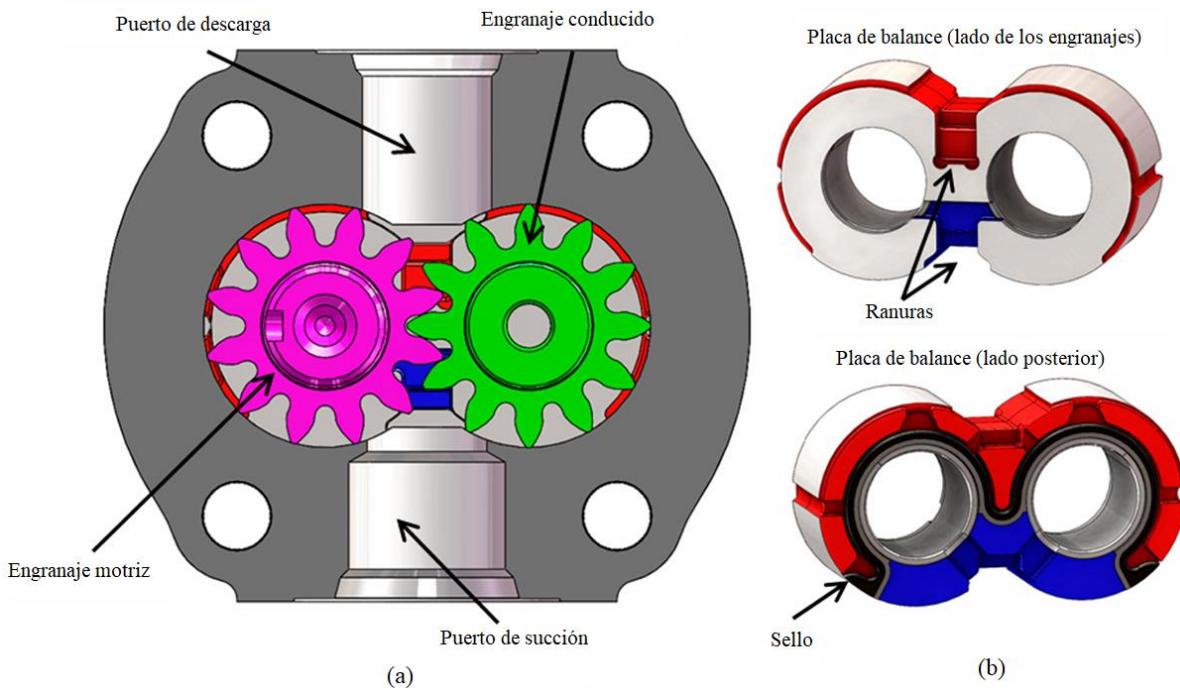


Figura 1.5. Vista explosionada de la bomba de engranajes externa.

Fuente: Adaptado de Mitov et al. (2024)

La Figura 1.6. (a) identifica los componentes principales de una bomba de engranajes, incluyendo los puertos de succión y descarga círcula el fluido. Por su parte, en la Figura 1.6. (b) muestra las placas laterales que sellan axialmente los engranajes.



Fuente: Adaptado de Rundo (2017)

El principio de funcionamiento de una bomba de engranajes exterior consiste en la rotación continua de los dos engranajes engranados dentro de la carcasa (Manring y Kasaragadda 2003). El proceso de bombeo se desarrolla en tres fases:

1. *Succión*: Al desengranarse los dientes cerca del centro de la bomba, se genera una zona de baja presión que permite la entrada del fluido desde el puerto de succión.
2. *Transporte*: Durante la rotación, el fluido queda atrapado en los espacios formados entre los dientes de los engranajes y la pared de la carcasa, siendo transportado a lo largo de la periferia exterior hacia la zona de descarga (Houzeaux y Codina 2007).
3. *Descarga*: Al engranarse nuevamente los dientes en el lado de descarga, se reduce el volumen de la cámara, forzando la salida del fluido a través del puerto de salida, ya que el retroceso resulta impedido por las pequeñas holguras y el contacto entre dientes (Rundo 2017).

El diseño y las características específicas de los engranajes (como el número de dientes, su perfil geométrico, los ángulos de presión, el módulo y las holguras en la zona de engranaje) son fundamentales para el desempeño de una bomba de engranajes exteriores (Stryczek 2021). Estos parámetros influyen directamente en la eficiencia volumétrica, total e hidromecánica, la durabilidad y vida útil mediante el impacto en el desgaste y las cargas en los componentes, y las características operativas como la ondulación del caudal, los niveles de ruido y vibración, la intensidad de la cavitación, la distribución de presión y las fugas internas (Mucchi, Dalpiaz y Fernández del Rincón 2010; Pellegrí y Vacca 2015; 2017). Los estudios numéricos, especialmente aquellos que utilizan la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), y las validaciones experimentales, resultan esenciales para comprender estos aspectos (Mochala 2009).

El diseño y la optimización de bombas de engranajes, especialmente las de engranaje exterior, dependen fundamentalmente de una comprensión profunda de la geometría de sus componentes y de los fenómenos de flujo de fluido que ocurren durante su operación. El estudio geométrico de los dientes es el pilar central del diseño de estas bombas. La configuración de los dientes ha sido objeto de extensas investigaciones, abarcando perfiles de dientes tipo involuta (Avram et al. 2019; Frosina, Senatore y Rigosi 2017; Munih et al. 2020; Torrent, Gamez-Montero y Codina 2021), multi-involuta (Deptula et al. 2025), y de arco circular (Manring y Kasaragadda 2003; Avram et al. 2019). La optimización de parámetros como el número de dientes, el módulo, el radio base, la altura del diente y los ángulos de presión es crucial para el desempeño. Estos parámetros influyen directamente en la eficiencia volumétrica y total, la pulsación del caudal, la reducción del ruido y la durabilidad de la bomba (Li et al. 2025). Sin embargo, la información de diseño detallada de numerosos fabricantes se encuentra protegida por derechos de propiedad intelectual, lo que limita la replicabilidad y optimización de diseños con fines de investigación.

Para superar esta limitación, la investigación se centra en las bombas de desplazamiento positivo, específicamente en las de engranajes externos, debido a su menor complejidad de diseño lo que facilita su fabricación, así como a su representatividad y amplia aplicación en sistemas hidráulicos. En consecuencia, se propone el desarrollo de un algoritmo de código abierto que, a partir de los requisitos operativos de caudal y presión, genere automáticamente el diseño geométrico de los engranajes y la carcasa, y permita su validación mediante simulaciones CFD.

1.1. Planteamiento del problema

1.1.1. +Antecedentes del problema

El diseño y la optimización de bombas de engranajes externos combinan conocimientos geométricos -como el perfil de dientes, las holguras axiales y radiales, y las ranuras de alivio- con análisis hidrodinámicos que incluyen pérdidas por fugas, pulsación de caudal y cavitación. Los fabricantes de bombas comerciales publican en sus catálogos datos útiles como curvas de rendimiento, dimensiones, límites de presión y velocidad, y fórmulas de torque; sin embargo, la información geométrica detallada que comprende el diseño exacto de perfiles, las tolerancias internas y las reglas de cálculo internas con frecuencia se encuentra protegida como propiedad intelectual. Esta restricción limita la replicabilidad y la automatización del proceso de diseño desde los requisitos operacionales de caudal y presión hasta una geometría CAD completa.

Los catálogos industriales de fabricantes líderes (p. ej. Bosch Rexroth, Parker, Danfoss, Eaton, Yuken, Kawasaki) ofrecen datos de desempeño tales como curvas de caudal versus velocidad, curvas de caudal versus presión diferencial, tablas de dimensiones y, en muchos casos, fórmulas o relaciones para estimar par y potencia. Estos datos permiten validar modelos CFD y curvas simuladas frente a equipos comerciales, pero no sustituyen la geometría propietaria necesaria para reproducir fielmente el diseño interno de bombas comerciales.

Las patentes y publicaciones académicas constituyen fuentes complementarias que documentan diversas soluciones técnicas, entre ellas perfiles de diente alternativos, ranuras de alivio y conceptos de entrega variable, proporcionando así pistas geométricas y algoritmos de acceso público. Por ejemplo, las aplicaciones de entrega variable y mejoras de perfil presentes en estos documentos resultan útiles para diseñar algoritmos abiertos que aproximen diseños industriales cerrados.

El proceso de diseño de bombas de engranajes externos es complejo, y la documentación técnica disponible se divide en dos categorías: información comercial, principalmente catálogos, con datos de rendimiento operativo, e información de alto nivel de detalle, proveniente de patentes y publicaciones académicas, que aborda los desafíos internos del diseño, cuya información suele estar protegida por propiedad intelectual.

1.1.1.1. Parámetros de Diseño de Engranajes Sujetos a Restricciones de Propiedad Intelectual

La restricción en el acceso al proceso de diseño detallado responde a que la optimización de las bombas de engranajes externos constituye un área de investigación activa cuyos avances técnicos suelen estar protegidos.

1. Parámetros de Optimización Hidroacústica Bajo Protección Intelectual:

Los avances en propiedades hidroacústicas y de rendimiento, como los métodos para garantizar un sellado interno óptimo, maximizar las presiones operativas y minimizar las irregularidades de caudal y las emisiones de ruido, constituyen información confidencial para los fabricantes. Específicamente, las técnicas para reducir pulsaciones de caudal y mejorar la eficiencia mediante geometrías especializadas son activos intelectuales protegidos que no se divultan en catálogos comerciales (Deptula y Osinski 2025).

2. Desarrollo Basado en Geometría Compleja y Control de Pulsación:

Investigaciones recientes se centran en el desarrollo de perfiles dentales especiales como Maglotta, Hitosi (patente US3164099), Catania (patente US2011/0223051) y Klassen (patente US8118579) para reducir las pulsaciones de caudal. Por ejemplo, se han desarrollado perfiles polievolutivos optimizados mediante algoritmos genéticos para mejorar la eficiencia general, la durabilidad y la atenuación del ruido. Los detalles de diseño, como la asimetría del perfil del diente o la eliminación de material en la raíz, se introducen para aumentar la eficiencia al ampliar el espacio entre dientes y reducir el volumen atrapado, lo que influye positivamente en el ruido y la pulsación de presión.

3. Modelado de Propiedad Intelectual: El diseño interno es tan crítico que modelos numéricos avanzados (como CFD tridimensionales) se utilizan para evaluar los efectos de las holguras axiales y radiales, la distribución de presión en los volúmenes atrapados y el riesgo de cavitación (Pellegrí y Vacca 2015). Las publicaciones detallan parámetros geométricos que son esenciales para estos modelos, tales como:

- Holguras:** El rendimiento de la bomba (eficiencia volumétrica y de torque) depende críticamente de las holguras entre la punta de los dientes y la carcasa (holgura radial) y entre los engranajes y los bloques deslizantes (holgura lateral/axial). Los estudios suelen considerar

valores específicos para estas holguras, por ejemplo: holgura radial de 0,02 mm, axial de 0,025 mm, y holgura mínima entre dientes de 5,3 μm (0.0092 mm) para permitir el mallado dinámico en simulaciones (Frosina, Senatore y Rigosi 2017). El control de estas holguras mediante compensación de presión constituye un elemento clave en las patentes.

- b. **Ranuras de Alivio:** El diseño de las ranuras en las placas laterales es fundamental, ya que influye en la reducción del ruido, la prevención de picos de presión y la limitación de la cavitación. Modelos CFD avanzados se enfocan en simular la influencia de estas ranuras, lo que representa un detalle constructivo crucial que normalmente se modela en 3D o con métodos 2D complejos para compensar su efecto (Nikolov, Mitov y Kralov 2024).
4. **Parámetros de Diseño y Operación Revelados en Estudios Avanzados:** La investigación académica y las patentes revelan los parámetros de diseño interno que los fabricantes mantienen confidenciales, como el número de dientes (Z), el módulo (m), el ángulo de presión (α) y el ancho del engranaje (b), así como las curvas de rendimiento detalladas necesarias para la validación, como el caudal promedio (q_{AVG}) frente al diferencial de presión (Δp).

La Tabla 1.1 resume la información técnica disponible en catálogos y patentes de distintos fabricantes de bombas de engranajes externos. En ella se evalúa la presencia de curvas de rendimiento, fórmulas de cálculo y datos dimensionales, asignándose un nivel de profundidad de información según el detalle técnico disponible, así como la inclusión de parámetros de diseño. En el Apéndice 1A puede consultarse esta misma tabla con mayor detalle sobre los aspectos mencionados. Los Anexos A.1. al A.7. presentan ejemplos representativos de la información disponible en los catálogos y patentes citados en dicho apéndice.

Tabla 1.1. Comparativa de catálogos de bombas de engranajes externos simplificada

Fabricante / Serie	Curvas Caudal vs Velocidad	Curvas Caudal vs ΔP	Potencia / Torque vs Velocidad	Dimensiones / planimetría	Parámetros geométricos	Grado de detalle de información
Bosch Rexroth — Series B, F	✓	✓	✓ (formulas)	✓	X	Alto
Parker (PGP/PGM 600/620)	✓	✓	✓ (Formulas)	✓	X	Alto
Eaton / Vickers (GD5, L2)	✓	Parcial	Parcial	✓	X	Medio-Alto
Danfoss (D / XD / Lumi)	✓	✓	✓ (datos nominales)	✓	X	Alto
Yuken (PG1 / PG0)	✓	Parcial	Parcial	✓	X	Medio
Kawasaki Precision Gear Pumps (Incluye series: KAP-1/KA1, KA3,)	✓	✓	✓ (con eficiencia)	✓	X	Muy alto
Patentes (US20160369795A1, US6206666B1)	N/A	Parcial	Parcial	✓ (Dibujos)	✓ (Parcial)	Variable

Fuente: Elaboración propia

1.1.2. *Formulación de la problemática*

1.1.2.1. *Descripción del problema*

Proceso de diseño de Bomba de Engranajes Externos, a partir de Requerimientos Operacionales de Caudal y Presión, es de acceso restringido debido a la propiedad intelectual de los fabricantes.

1.1.2.2. *Pregunta de investigación*

¿Se puede diseñar e implementar un algoritmo que, a partir de los requisitos de operación (caudal, presión), genere automáticamente la geometría CAD de los componentes principales de una bomba de engranajes externos y validar su desempeño mediante simulación CFD?

1.1.3. Árbol de problemas

En la Figura 1.7 se presenta el árbol de problemas identificado, donde el acceso restringido al diseño de bombas de engranajes externos, protegido por propiedad intelectual de los fabricantes, constituye el problema central. Este surge como consecuencia directa de cuatro factores principales: la complejidad inherente al modelado geométrico e hidrodinámico, los procesos manuales y fragmentados en el diseño CAD/CFD, la dispersión del conocimiento técnico entre literatura académica y patentes, y las restricciones impuestas por la dependencia de fabricantes comerciales.

Como efectos inmediatos, esta situación genera una limitada capacidad para desarrollar bombas adaptadas a requerimientos específicos, incrementa significativamente los costos y tiempos de desarrollo, y reduce la innovación en tecnologías hidráulicas eficientes. A su vez, estos efectos directos desencadenan consecuencias indirectas de mayor alcance: la dependencia tecnológica de soluciones importadas, la escasa diversificación industrial en componentes de alto valor agregado y la baja adopción de sistemas hidráulicos optimizados en aplicaciones industriales y experimentales, configurando así un ciclo que perpetúa la dependencia tecnológica y limita el desarrollo industrial autónomo.

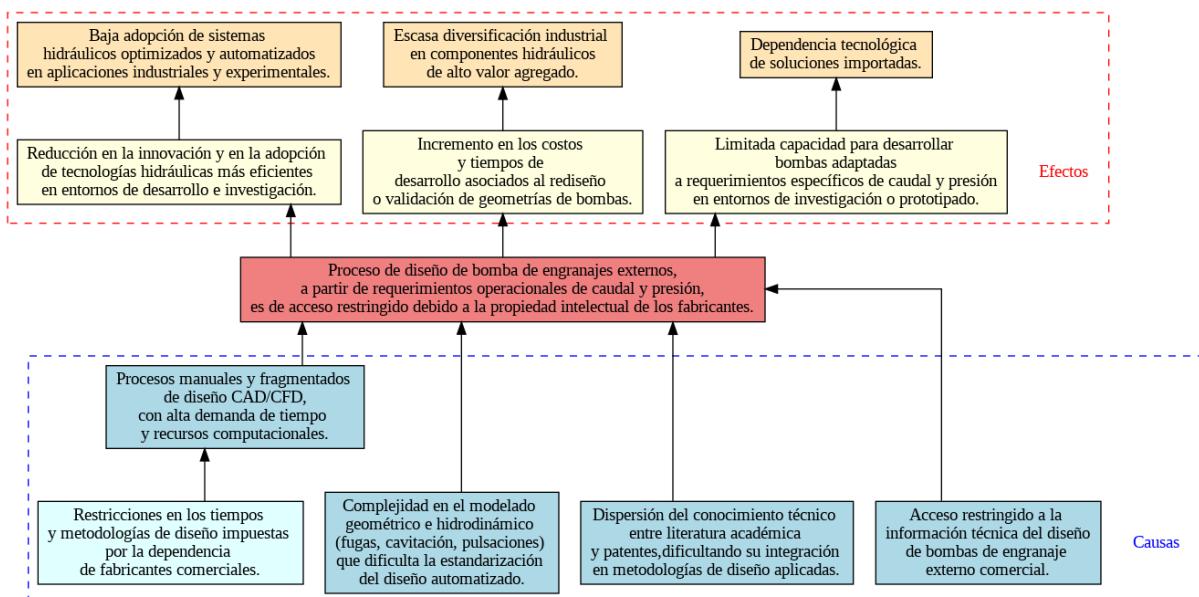


Figura 1.7. Árbol de problemas

Fuente: Elaboración Propia

1.2. Objetivos

1.2.1. *Objetivo General*

Desarrollar un algoritmo capaz de generar de forma automática modelos CAD paramétricos de los componentes internos de una bomba de engranajes externos, a partir de los requisitos de operación y sustentado en resultados de simulaciones numéricas mediante Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).

1.2.2. *Objetivos Específicos*

- ◆ Establecer los parámetros de diseño de los componentes internos de las bombas de engranajes con base en datos técnicos ofrecidos por fabricantes comerciales y publicaciones académicas relacionadas con el diseño de bombas.
- ◆ Diseñar el algoritmo paramétrico que traduzca las especificaciones de entrada en las dimensiones geométricas clave de los engranajes y la carcasa.
- ◆ Generar automáticamente el modelo CAD completo de la bomba de engranajes externos a partir de los parámetros geométricos calculados por el algoritmo, garantizando que el diseño sea compatible con software de simulación CFD.
- ◆ Simular el desempeño hidrodinámico del modelo generado evaluando los parámetros de flujo, presión y eficiencia mediante un software de CFD y bajo las condiciones operativas especificadas.
- ◆ Analizar los resultados de la simulación CFD para identificar áreas de mejora en el diseño y retroalimentar el algoritmo paramétrico para optimizar iterativamente la geometría.
- ◆ Validar las curvas de desempeño simulado con datos de curvas de desempeño de fabricantes de bombas de engranajes externos comerciales, analizando las desviaciones y proponiendo mejoras.

1.3. Motivación

El autor desea crear un legado técnico que impulse el desarrollo local. Motivado por la convicción de que la tecnología debe ser accesible para todos, busca romper las barreras que limitan el diseño de sistemas hidráulicos en contextos con recursos escasos. Aspira a que este proyecto no solo optimice bombas de engranajes, sino que también inspire a futuras generaciones de ingenieros a innovar con herramientas abiertas y colaborativas, contribuyendo a una industria más eficiente, autónoma y al servicio de las personas.

1.4. Justificación

Este proyecto se justifica en los siguientes ámbitos:

- ◆ Justificación científica: El trabajo aborda una brecha crítica en el estado del arte del diseño de sistemas hidráulicos: la automatización del proceso de traducción de requisitos funcionales (caudal, presión) a geometrías de bombas de engranajes externos. Actualmente, este proceso depende de software comercial, herramientas no integradas y procedimientos manuales que consumen tiempo y recursos. La implementación de un algoritmo parametrizado que integre el diseño geométrico con la validación mediante CFD representa una contribución metodológica innovadora al campo de la ingeniería mecatrónica e hidráulica, potenciando el diseño basado en simulación y reduciendo la dependencia de soluciones propietarias. Además, el proyecto contribuirá al desarrollo de modelos matemáticos para predecir el comportamiento hidráulico, lo que enriquece el conocimiento académico en modelado y simulación.
- ◆ Justificación técnica: El presente estudio permitirá a los ingenieros dedicados al diseño de bombas hidráulicas realizar iteraciones rápidas entre conceptos y validaciones virtuales, optimizando aspectos clave del rendimiento como la eficiencia, la pulsación de caudal y la reducción de cavitación, antes de incurrir en costos de fabricación. La generación automática de modelos CAD y matemáticos para simulaciones CFD representa un avance técnico significativo que responde directamente a la complejidad geométrica y de modelado identificada en el árbol de problemas.

- ◆ Justificación Económica: El algoritmo desarrollado reduce la dependencia de procesos manuales que consumen tiempo y recursos, agilizando las etapas de diseño y validación. Esto tiene el potencial de reducir costos de desarrollo para empresas locales dedicadas al mantenimiento, reparación o fabricación de sistemas hidráulicos, incluso si eventualmente se adoptan herramientas de simulación más accesibles. La capacidad de simular y comparar el comportamiento con bombas comerciales sin prototipos físicos reduce costos de I+D y fomenta la creación de valor agregado en sectores estratégicos.

1.5. Delimitación

1.5.1. Límites

Los límites del proyecto de diseño y validación de bombas de engranajes son:

- ◆ No se realizará el diseño de bombas de paletas, husillos helicoidales, pistones.
- ◆ No se fabricarán prototipos físicos para este estudio.
- ◆ Los rangos y parámetros considerados se establecen con base en catálogos técnicos de fabricantes (Bosch Rexroth, Parker, Danfoss, Yuken, Kawasaki, entre otros) y literatura especializada sobre bombas de engranajes externos.

1.5.2. Alcances

Los alcances del proyecto de diseño y validación de bombas de engranajes exteriores son:

- ◆ El algoritmo se limita al diseño automatizado y simulación CFD de bombas de engranajes externos con perfiles de dientes tipo involuta.
- ◆ La validación se realizará exclusivamente mediante simulaciones CFD comparadas con datos de bombas comerciales existentes además de Modelos matemáticos integrados para predecir el comportamiento hidráulico y geométrico de los componentes.
- ◆ El estudio se enfoca en este tipo de bomba debido a que su diseño presenta una menor complejidad geométrica y constructiva, lo que facilita su modelado e implementación algorítmica en comparación con otros tipos de bombas hidráulicas.

- ◆ Simulaciones CFD validadas contra curvas de desempeño de bombas comerciales de potencia entre 1kW a 30kW, cuantificando desviaciones en las curvas características
- ◆ El algoritmo aceptará como entradas principales requisitos operativos de caudal en el rango de 5 a 150 L/min y presión entre 50 y 300 bar, con rangos de diseño basados en el análisis de bombas comerciales de 1 kW a 30 kW

1.6. Esquema de Tesis

La organización de este documento es la siguiente: El Capítulo 2 explica los conceptos básicos del diseño de bombas de engranajes externos, el estado del arte, los fundamentos teóricos y las herramientas de modelado y simulación utilizadas. El Capítulo 3 describe la propuesta de tesis, incluyendo los requisitos funcionales y no funcionales, el índice tentativo, el análisis económico, el cronograma de actividades, la comprobación de las Etapas 1 y 2 del cronograma.



CAPÍTULO 2

FUNDAMENTACION TEÓRICO

2.1. Estado del Arte de diseño de bombas de engranajes externos

Esta sección ofrece una revisión exhaustiva de la literatura actual sobre las Bombas de Engranajes Externos (BEE), destacando la evolución metodológica desde los modelos analíticos simplificados hasta las simulaciones numéricas de alta fidelidad. La revisión se estructura en dos perspectivas. Primero, la Perspectiva Académica analiza la tecnología de punta en modelado numérico (CFD y LP), las técnicas avanzadas de mallado y los esfuerzos en optimización geométrica y eficiencia. Segundo, la Perspectiva del Mercado evalúa la oferta de equipos de distintos proveedores, contrastando la información disponible en catálogos y patentes frente a las restricciones de propiedad intelectual (PI) que limitan la replicabilidad del diseño. El análisis conjunto de estas perspectivas permite identificar la brecha crítica que justifica el desarrollo del presente trabajo de grado: la necesidad de un algoritmo abierto que integre de manera automatizada el diseño geométrico y la validación CFD, trascendiendo las limitaciones de PI. Para este capítulo todas las unidades están Sistema Internacional, las siguientes ecuaciones se sacaron de (Williams 2022; Mazzei, Frosina y Senatore 2023; Nikolov, Mitov y Kralov 2024; Ferrari et al. 2024; Rundo 2017; Manring y Kasaragadda 2003; Pareja-Corcho et al. 2021)

2.1.1. Perspectiva Académica: Modelado Numérico Avanzado y Optimización

La investigación sobre BEE ha evolucionado desde los modelos simplificados de flujo hasta los análisis multifísicos de alta fidelidad, buscando la predicción precisa de la eficiencia, la pulsación de caudal y el ruido

2.1.1.1. Modelado Fundacional de Parámetros Concentrados (LP) y Análisis de Fugas

Los trabajos iniciales establecen las bases para el modelado volumétrico. Manring y Kasaragadda (2003) se distinguen por derivar la ecuación de la pulsación teórica del caudal, vinculando esta fluctuación directamente a la longitud instantánea de acción de los dientes. Proporcionan criterios analíticos para reducir la pulsación mediante la variación del número de dientes. En sus hallazgos, se demostró que el engranaje motriz dicta las características de la ondulación del caudal, mientras que el engranaje conducido dicta el tamaño de la bomba. Sugieren que diseñar una BEE con un gran número de dientes en el engranaje motriz y un número menor en el engranaje conducido tendería a reducir la amplitud de la pulsación de caudal e incrementar las frecuencias armónicas naturales. En la Figura 2.1. se ilustra la geometría del perfil del diente de involuta, que es la base para determinar la "longitud instantánea de acción de los dientes" que rige la pulsación teórica del caudal.

Casi simultáneamente, se inicia un esfuerzo significativo para comprender el papel crítico de las tolerancias en el rendimiento de la bomba. Borghi et al. (2002; 2005; 2008); Borghi, Zardin y Specchia (2009) realizan un análisis exhaustivo del balance axial y radial de las BEE, destacando la influencia de la altura de la holgura lateral de referencia (h_0) y la inclinación de los bloques de cojinetes en la eficiencia volumétrica (η_v). Estos estudios demuestran la necesidad de tratar las holguras como dinámicas y no estáticas.

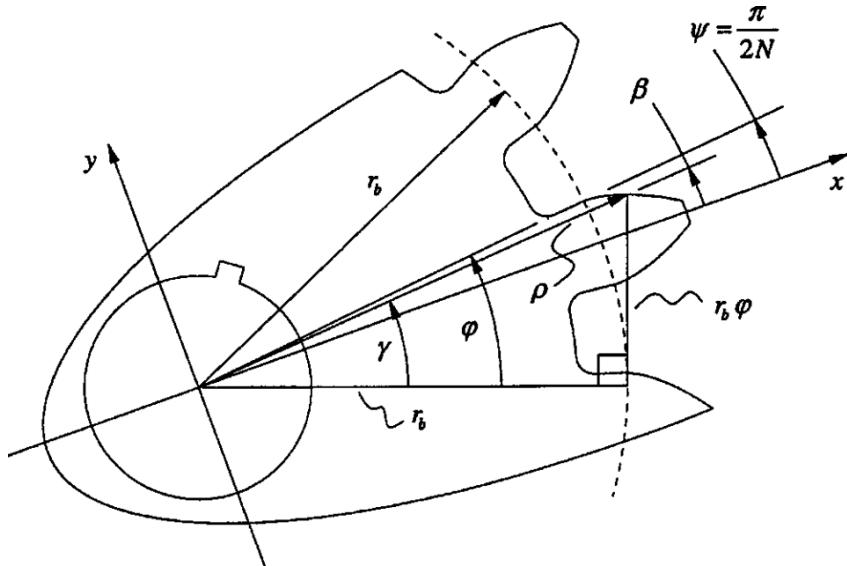


Figura 2.1. Perfil de la geometría del perfil de la involuta del diente

Fuente: Manring y Kasaragadda (2003)

2.1.1.2. Transición a la Dinámica y los Inicios de CFD

El enfoque se traslada a la captura de los fenómenos dinámicos y la introducción de herramientas numéricas distribuidas para superar las suposiciones de homogeneidad de los modelos LP (Rundo 2017). Los modelos parámetros concentrados (LP, del inglés *Lumped Parameters*), aunque rápidos siendo órdenes de magnitud más rápidos que el CFD, solo reflejan características a macroescala y requieren la calibración de constantes empíricas, lo que los hace inadecuados para el análisis detallado del comportamiento local del fluido.

Esta limitación motivó que los modelos LP evolucionan para integrar la cinemática. Dando paso al desarrollo de modelos kineto-elastodinámicos no lineales, como el presentado por Mucchi, Dalpiaz y Rivola (2010), fue fundamental para la simulación dinámica de las BEE. Este modelo, con seis grados de libertad, acopla la distribución de presión variable, las fuerzas de engranaje y las reacciones hidrodinámicas de los cojinetes. Capturó la fuerte dependencia del rendimiento respecto a la excentricidad del engranaje y la influencia del desgaste de la carcasa (el perfil interno real después del proceso de rodaje) y el desplazamiento de los bloques de cojinetes flotantes en la distribución de presión y las fuerzas resultantes. Es importante destacar que, en el caso de las bombas de engranajes, la simulación precisa requiere que todos estos efectos dinámicos se consideren en el mismo modelo para dar cuenta de sus interacciones.

Paralelamente, el uso de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), aunque desafiante, se establece como el método de mayor precisión. El desafío principal para el CFD en las BEE es manejar el dominio computacional evolutivo debido al cambio constante en el contacto de los dientes de los engranajes mientras giran. Esta dificultad en la gestión de la malla se debe a que el punto de contacto entre los dientes tiende a degenerar en una línea en la malla 3D, constituyendo un cuello de botella crítico. Un precursor clave, Houzeaux y Codina (2007), proponen una estrategia numérica basada en el Método de Elementos Finitos (FEM) para resolver el dominio computacional evolutivo de las BEE. Su método, similar al Euleriano lagrangiano arbitrario de malla fija (*FMALE*, del inglés *Fixed Mesh Arbitrary Lagrangian Eulerian*), consiste en dividir el ciclo en un número de configuraciones de mallas fijas precalculadas para cada paso de tiempo e interpolando los resultados del flujo entre las configuraciones consecutivas para lograr el acoplamiento(Vande Voorde, Vierendeels y Dick 2004a). Esta descomposición geométrica permite un control preciso sobre la malla, particularmente en las zonas de interés como la holgura entre los engranajes y la carcasa, y las zonas de engranaje y desenganche. Riemsagh, Vierendeels y Dick 2000; Vande Voorde, Vierendeels y Dick 2004; Borghi, Zardin y Specchia 2009b)(Kim, Marie y Patil 2007; Zecchi, Vacca y Casoli 2010)

2.1.1.3. Modelado CFD Detallado y Acoplamiento Físico

La investigación se profundiza en el modelado 3D de alta fidelidad, centrándose en fenómenos críticos y el manejo de holguras dinámicas.

Los estudios se centran en el modelado CFD de la cavitación y el flujo turbulento. Del Campo et al. (2014) aplican CFD 3D con mallado dinámico para analizar el flujo turbulento y la cavitación en la cámara de succión, una zona crítica, línea de investigación que es consistente con los trabajos de (Zecchi, Vacca y Casoli 2010; Gamez-Montero, Codina y Castilla 2019; Castilla et al. 2010; Hsieh 2012; Bae et al. 2016; Corvaglia et al. 2021; Zhou, Vacca y Casoli 2014). En estos estudios se confirma que el manejo del punto de contacto (holgura cero) sigue siendo un desafío, obligando a simular con una holgura mínima, por ejemplo, 5,3 μm , para evitar que la malla degenera. Frosina, Senatore y Rigosi (2017) validan el enfoque 3D en bombas de alta presión, aunque reportan un alto costo computacional, el cual puede alcanzar las 10 horas por revolución,(Jiang et al. 2008; Martínez 2019; Borghi y Zardin 2015; Vacca, Franzoni y Casoli 2007; Frosina et al. 2017; «Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications» 2008).

Junto con la precisión en la captura de fenómenos puramente fluidodinámicos. Se busca la precisión al incluir la interacción fluido-estructura. (Dhar y Vacca 2012) desarrollan un modelo CFD-Axial Motion Coupled Model para describir con precisión el equilibrio axial de los bujes laterales, donde el sellado es dinámico (Borghi et al. 2005a; Milani et al. 2019; Zhao y Vacca 2019; Ransegnola, Zhao y Vacca 2019).

Paralelamente a los avances en la física de simulación, la eficiencia del proceso de diseño en sí es abordada mediante la integración de metodologías. Ghionea, Ghionea y Constantin (2013); Ghionea (2022) impulsa la metodología CAD-CAE para generar variantes paramétricas y validar su estructura mediante FEM, buscando cubrir un amplio rango de caudales La utilidad de estos métodos basados en CAD es subrayada por Rundo (2017) destaca que los métodos basados en CAD son altamente atractivos para la industria, ya que permiten la extracción automatizada de cantidades geométricas directamente desde el CAD paramétrico, alimentando rápidamente los modelos LP (0D/1D) (Gamez-Montero et al. 2012). En el análisis de pérdidas, Zardin, Natali y Borghi (2019) modelan la eficiencia hidromecánica (η_{hm}) considerando detalladamente las pérdidas por fricción viscosa en las holguras laterales, punta de diente y cojinetes y la pérdida por engranaje, logrando desviaciones promedio de solo 2% respecto a datos experimentales (Zardin, Natali y Borghi 2019; Sankar, Raj y Nataraj 2010).

2.1.1.4. *Tecnología de Punta y Automatización*

La tecnología más reciente se centra en superar el obstáculo del punto de contacto y la integración total de dominios para la optimización avanzada. Un avance significativo en esta dirección lo constituye el trabajo de Muzzioli et al. (2021) quienes proponen y validan una simulación CFD 3D completa de la BEE utilizando la Técnica de Malla Superpuesta en STAR-CCM+. Esta técnica se destaca por ser, teóricamente, la única en software comercial nativo capaz de manejar el punto de contacto de holgura cero al basarse en la activación/desactivación de celdas en regiones superpuestas (Milani, Montorsi y Venturelli 2020; Orlandi, Montorsi y Milani 2023). La metodología overset es particularmente útil para modelar deformaciones del dominio debido al movimiento rígido de múltiples cuerpos, como la rotación de los dos engranajes en las BEE, lo que induce variaciones continuas de la geometría del fluido en el área de engranaje.

Complementariamente a las soluciones de mallado, la eficiencia en las etapas preliminares de diseño se ve potenciada por el desarrollo de prototipos virtuales. Pareja-Corcho et al. (2021) presenta la implementación de un prototipo virtual para bombas de engranajes internos tipo Gerotor diseñado para ser integrado en una herramienta *Digital Twin*. Este enfoque integra el diseño de la bomba, la simulación rápida aproximada (utilizando un modelo LP) y los procesos de visualización de resultados. Permite al diseñador obtener rápidamente una evaluación preliminar del rendimiento del análisis, lo que posibilita descartar configuraciones geométricas inadecuadas de manera eficiente antes de realizar simulaciones CFD más detalladas y costosas. Los modelos LP se emplean debido a su bajo tiempo de simulación y requisitos computacionales, mientras que los resultados se comparan con datos de simulación CFD y datos experimentales medidos. El prototipo virtual integra una interfaz de diseño 2D con un modelo parametrizado interactivo y una interfaz 3D para la visualización de la geometría. En la Figura 2.2. muestra precisamente la arquitectura y el flujo de trabajo de este prototipo virtual, mostrando cómo se integran el diseño, la simulación rápida y la visualización para agilizar el proceso de desarrollo de bombas

La validación del equilibrio entre velocidad y precisión de estos modelos simplificados es confirmada en estudios comparativos. Mazzei, Frosina y Senatore (2023) comparan un modelo CFD 3D con una nueva herramienta LP desarrollado por los autores, EgeMATor MP+, para bombas de engranajes helicoidales. Confirman que, aunque el modelo CFD 3D tiene una precisión ligeramente superior, los modelos LP alcanzan un excelente compromiso entre precisión y rapidez para un rango más amplio de condiciones operativas, lo que los hace ideales para estudios de optimización más rápidos y extensos. Este principio de eficiencia

computacional es llevado más allá por Nikolov, Mitov y Kralov (2024) desarrollan un Modelo CFD 2D Avanzado que considera la influencia de las ranuras de alivio, un detalle de diseño que tradicionalmente solo se podía modelar con 3D. Este enfoque es significativamente más eficiente en recursos computacionales.

Finalmente, la frontera actual de la investigación avanza hacia la integración total de disciplinas físicas y la aplicación de inteligencia computacional para la optimización. Ferrari et al. (2024) reportan un enfoque totalmente integrado CFD-FEM-Vibro acústico para la predicción del campo vibro acústico, utilizando el campo de presión interna (CFD) como carga para el análisis estructural (FEM). De forma paralela, en la vertiente de diseño, Deptula y Osinski (2025) aplican algoritmos genéticos para la optimización robusta de perfiles dentales especiales (multi-involuta/polievolvente) y parámetros operativos, buscando mejorar la eficiencia total y la atenuación del ruido

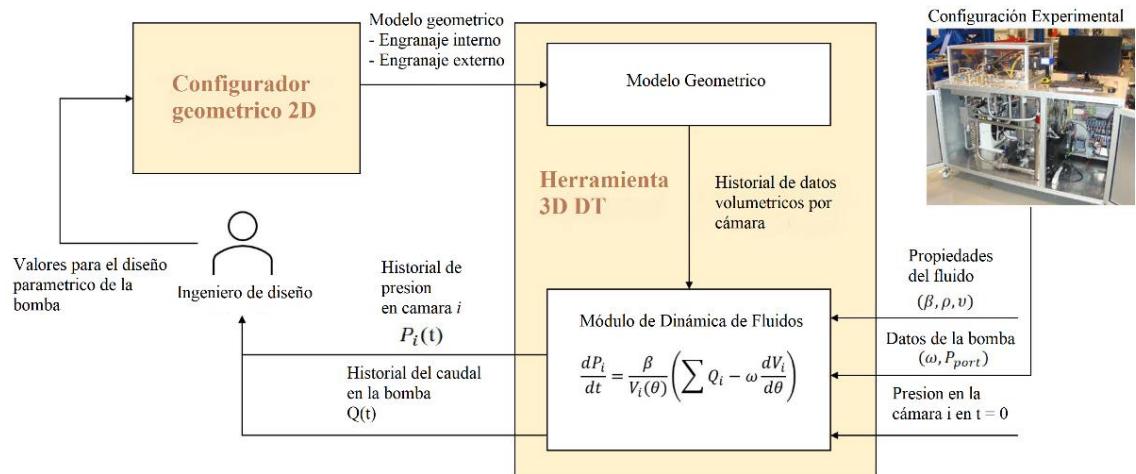


Figura 2.2. La arquitectura de herramientas y el flujo de trabajo.

Fuente: Adaptado de Pareja-Corcho et al. (2021)

2.1.2. Perspectiva del Mercado: Productos, Oferta de Equipos y Propiedad Intelectual

La perspectiva del mercado en el Estado del Arte se centra en la exploración de productos existentes que abordan el diseño y la funcionalidad de las bombas de engranajes externos. Esta exploración se divide en tres aspectos clave: la oferta de productos comerciales siendo catálogos, las restricciones impuestas por la propiedad intelectual (PI) que limitan la replicabilidad, y las herramientas de software que el mercado utiliza para el diseño y la simulación.

2.1.2.1. Oferta de Productos Comerciales y Datos de Rendimiento

Los fabricantes líderes en la industria hidráulica, como Bosch Rexroth, Parker, Danfoss, Eaton, Yuken y Kawasaki, ofrecen catálogos que son una fuente esencial de datos operativos para bombas de engranajes externos. Los catálogos de productos comerciales, como las series AZPB-22 de Bosch Rexroth o las PGP/PGM 600 de Parker, proporcionan datos técnicos valiosos que permiten la validación de modelos de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Esta información incluye:

- Datos Operacionales: Curvas de caudal en función de la velocidad y curvas de caudal en función de la presión diferencial (ΔP).
- Límites de Operación: Rangos de desplazamiento (por ejemplo, la serie B de Bosch Rexroth ofrece de 1,0 a 7,1 cm³/rev y la serie D de Danfoss de 7 cm³ a 45 cm³), límites de presión (por ejemplo, 275 bar continuos para Parker PGP/PGM 600 o 250 bar para Bosch Rexroth AZPG) y límites de velocidad.
- Dimensiones y Configuración: Tablas de dimensiones, planimetría, y códigos de pedido que detallan la rotación, el tipo de eje y las conexiones de línea.
- Estimación de Par y Potencia: Fórmulas o relaciones para estimar el par y la potencia requerida. El catálogo de Kawasaki destaca por su grado de detalle "Muy Alto", al incluir el cálculo de las eficiencias volumétrica (n_v) y mecánica (n_m).

2.1.2.2. Restricciones por Propiedad Intelectual

El proceso de diseño de bombas de engranajes externos, desde los requisitos operacionales hasta una geometría CAD completa, está restringido por la propiedad intelectual (PI) de los fabricantes.

- Geometría Restringida: La información geométrica detallada que define el diseño exacto de los perfiles de los dientes, las tolerancias internas y las reglas de cálculo internas está protegida como propiedad intelectual. Esto constituye la barrera principal para la replicabilidad y la automatización del proceso de diseño.
- Innovación Protegida: Los avances técnicos en la optimización de las propiedades hidroacústicas y de rendimiento, como los métodos para garantizar un sellado interno óptimo y minimizar las irregularidades de caudal y las emisiones de ruido (pulsación de caudal), son considerados activos intelectuales confidenciales.

- Perfiles de Diente Avanzados: Para reducir la pulsación de caudal, se han desarrollado perfiles dentales especiales, incluyendo perfiles polievolventes optimizados y diseños cuyos detalles suelen estar protegidos por patentes.
- Parámetros Críticos de Diseño: El diseño de la bomba depende críticamente de parámetros internos como las holguras axiales (o laterales) y radiales, y las ranuras de alivio. Las patentes y la investigación avanzada revelan valores típicos para estas holguras y documentan diversas soluciones técnicas, ofreciendo "pistas geométricas" y algoritmos de acceso público que sirven de base para diseños abiertos. En las Tablas 2.1. y 2.2. se pueden observar valores que se han encontrado en los documentos académicos

Tabla 2.1 Valores de holguras axiales que se puede utilizar para el modelado

Valor reportado	Equivalencia
10 [μm]	0,00001 [m]
23 [μm]	0,000023 [m]
25 [μm]	0,000025 [m]
30 [μm]	0,000030 [m]

Fuente: Muzzioli et al. (2021); Borghi, Zardin y Specchia (2009b)

Tabla 2.2. Valores de holguras radiales que se puede utilizar para el modelado

Valor reportado	Equivalencia
10 [μm]	0.01 [mm]
20 [μm]	0.02 [mm]

Fuente: (Muzzioli et al. 2021)

2.1.2.3. Herramientas de Modelado y simulación en el mercado

Ante la complejidad geométrica y las restricciones de la PI, el mercado utiliza software especializado para modelar y simular el comportamiento de las bombas de engranajes externos, permitiendo el desarrollo virtual de productos.

- Simcenter Amesim: Proporcionado por Siemens, esta herramienta ofrece una metodología para crear y optimizar el diseño de bombas (Laviolette 2022). Permite:
 - Generar modelos 1D a partir de archivos CAD.
 - Crear diseños de engranajes involuta a partir de parámetros geométricos personalizados.
 - Modelar las fugas internas que ocurren por las holguras, cruciales para evaluar la eficiencia volumétrica y los picos de presión.
 - Optimizar el diseño de los puertos hidráulicos de entrada y salida.

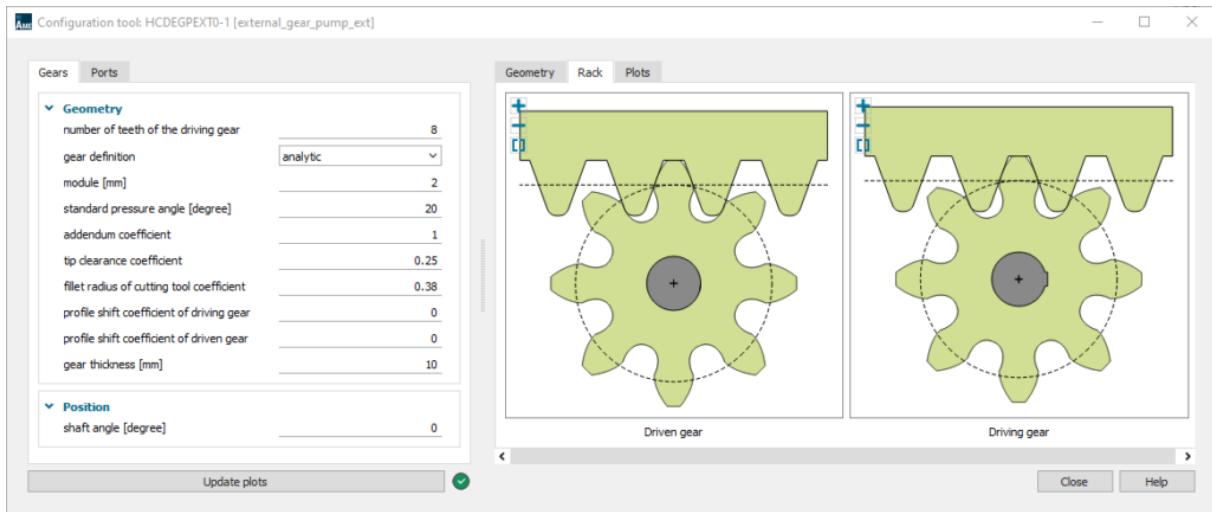


Figura 2.3. Ventana de la configuración de la herramienta de Simcenter Amesim

Fuente: Laviolette (2022)

- TwinMesh: Esta herramienta se combina con solucionadores CFD como Simcenter STAR-CCM+ o Ansys CFX para un flujo de trabajo eficiente de análisis CFD 3D transitorio. Su ventaja clave es la generación de mallas estructuradas de alta calidad que evitan errores numéricos y permiten simulaciones estables, incluyendo el análisis de aireación, cavitación y acústica (emisión de ruido (TwinMesh 2015)).

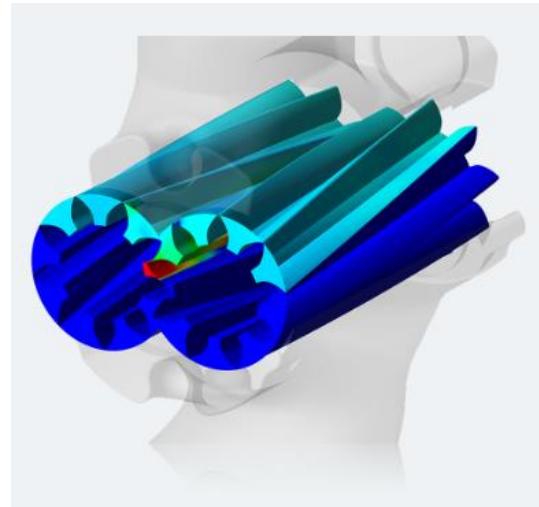


Figura 2.4. Visualización del CFD de la herramienta TwinMesh

Fuente: TwinMesh (2015)

- SimericsMP+: Es un software de análisis de fluidos altamente especializado para calcular las características transitorias de bombas volumétricas (como las

de engranajes). Su gran fortaleza es la capacidad de generar automáticamente mallas de cálculo de alta precisión, incluso para holguras en el rango de micrómetros (μm), lo cual es vital para el modelado exacto de las fugas internas. SimericsMP+ permite simular bombas de engranajes externos, visualizar la cavitación y acoplar el flujo con modelos de válvulas, siendo utilizado en la industria automotriz (Wavefront / Wavefront Co. 2022).

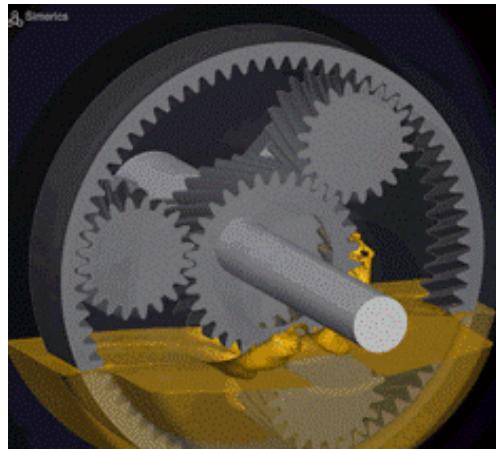


Figura 2.5. Visualización del CFD de SimericsMP+

Fuente: Wavefront / Wavefront Co. (2022)

- GT-SUITE: Este programa también ofrece módulos de entrenamiento y herramientas para el modelado de bombas de engranajes, incluyendo un generador de perfiles y métodos para discretizar geometrías de entrada y salida a partir de archivos CAD (Gamma Technologies 2025).

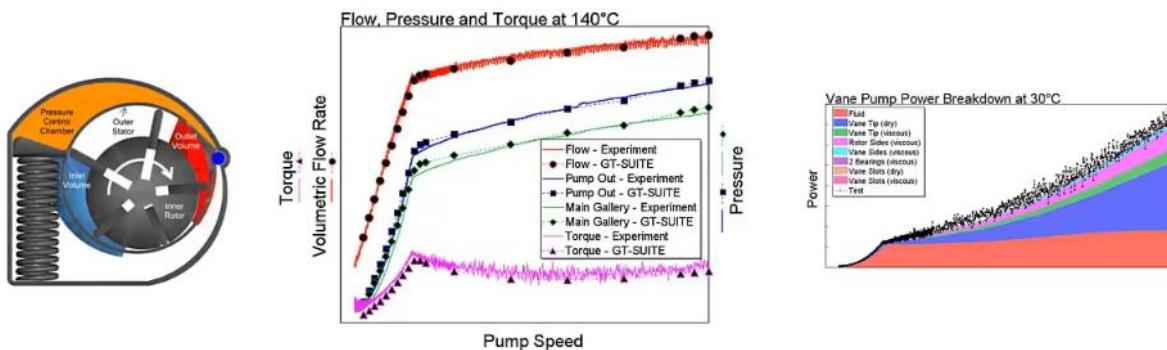


Figura 2.6. Visualización de las gráficas de presión y caudal en la GT-SUITE

Fuente: Gamma Technologies (2025)

2.2. Conceptos teóricos

2.2.1. La Bomba de Engranajes Externos: Partes y Construcción

La Bomba de Engranajes Externos (EGP) es una máquina volumétrica o bomba de desplazamiento positivo, ampliamente utilizada en sistemas hidráulicos debido a su costo reducido, diseño compacto y alta fiabilidad. Su función principal es transformar la energía mecánica (proveniente de un motor) en energía hidráulica, generando caudal y aumentando la presión del fluido a través de un sistema. El principio fundamental de operación se basa en que el caudal se genera mediante la captura y el transporte de volúmenes de fluido. Este mecanismo asegura que, idealmente, el caudal de la bomba sea independiente de la presión de operación.

El proceso de bombeo se desarrolla en tres fases continuas, impulsadas por la rotación de dos engranajes engranados:

1. Succión: Al desengranarse los dientes en el lado de entrada, se crea una zona de baja presión, permitiendo la entrada del fluido desde el puerto de succión. Esta zona de succión no solo recibe fluido fresco del depósito, sino que también es el destino final de todos los flujos internos de fuga que existe entre los engranajes y el flujo que pasa por el cojinete, ambos retornan desde la descarga
2. Transporte: El fluido queda atrapado en los espacios (denominados Cámaras Activas o Volúmenes de Transporte) formados entre los dientes, la pared de la carcasa y las placas laterales, y es llevado a lo largo de la periferia exterior.
3. Descarga: Al engranarse los dientes en el lado de salida, el volumen de la cámara se contrae, forzando la salida del fluido a través del puerto de descarga a alta presión
4. Distribución del flujo en la descarga:
 - a. Flujo Útil: Es el caudal que sale de la bomba para realizar el trabajo en el sistema hidráulico.
 - b. Flujos de Fuga y Lubricación (Pérdidas Internas)
 - i. Fuga de Engranajes: Es el flujo que se pierde directamente de la Descarga a la Succión a través de las holguras (radial y axial) entre los dientes y la carcasa, reduciendo la eficiencia volumétrica.

- ii. Flujo de Cojinete: Es el caudal que se desvía para la lubricación de los componentes del eje y los cojinetes, que luego regresa a la Succión a través de las Regiones Traseras.

En la Figura 2.7 se puede observar cómo se comporta el flujo antes, durante y después de pasar a la bomba

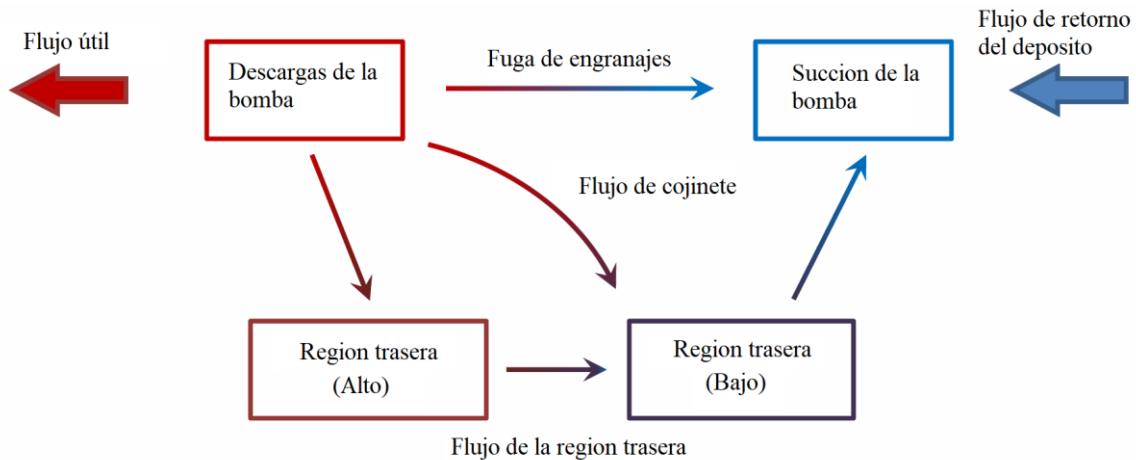


Figura 2.7. Ejemplo de diagrama de bloques de las trayectorias de flujo en una bomba de engranajes

Fuente: Adaptado de Williams (2022)

2.2.1.1. Componentes Estructurales

Los componentes estructurales de la Bomba de Engranajes Externos (EGE) son aquellos elementos fijos y de soporte que definen la envolvente de la máquina, garantizando el correcto funcionamiento y la contención de las altas presiones de trabajo.

A continuación, se describen los componentes principales del conjunto, referenciados en la vista en corte de la bomba:

- Engranajes: Son el corazón de la bomba. Generalmente son dos, el Engranaje Motriz (conectado al eje de accionamiento) y el Engranaje Conducido (accionado por el motriz). Su diseño define la cilindrada de la bomba y la dinámica de mallado, afectando directamente el flujo de salida. El perfil de diente más común es el de Involuta debido a sus ventajas cinemáticas y de fabricación.
- Placas laterales de desgaste o Bloques de Cojinete: Componentes planos ubicados a los lados de los engranajes que sellan las Cámaras Activas axialmente. Son cruciales para gestionar el equilibrio de presión y minimizar las

fugas axiales. Las ranuras de alivio mecanizadas en estas placas son esenciales para mitigar los picos de presión generados por el fluido atrapado durante el mallado de los dientes. En la Figura 2.8. se puede observar los bloques de cojinete junto con los engranajes conducido y motriz

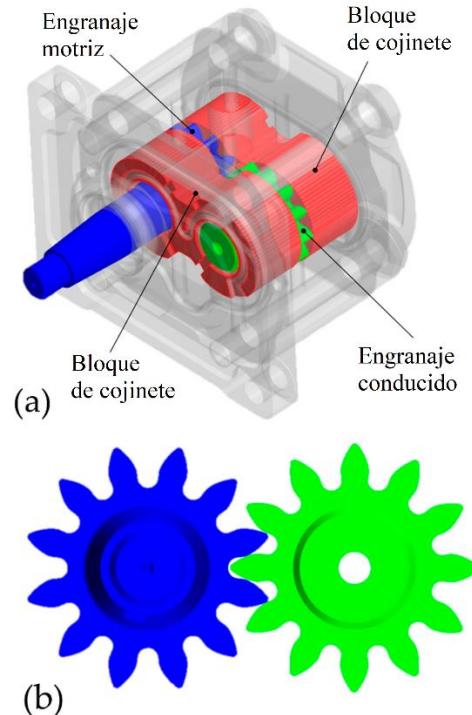


Figura 2.8. (a) Vista transparente por dentro de la carcasa (b) Vista del engranaje impulsor y conducido

Fuente: Adaptado de Muzzioli et al. (2021)

- **Carcasa:** Es la estructura que aloja los engranajes y proporciona los puertos de entrada y salida. Actúa como un recipiente a presión y su diseño debe considerar el grosor de pared requerido para soportar las fuerzas de tensión generadas por la presión del fluido (fuerzas longitudinales y circunferenciales). En la Figura 2.9 se puede observar una muestra de una carcasa de una bomba de engranajes.

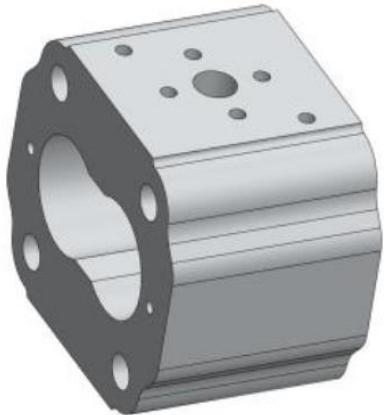


Figura 2.9. Muestra de una carcasa de una bomba de engranajes externos

Fuente: Borghi y Zardin (2015)

- Ejes y Cojinetes: El eje soporta la carga de torque y conecta el engranaje motriz con el motor. Los cojinetes (elementos rodantes o hidrodinámicos) soportan las cargas radiales y axiales del conjunto de engranajes. En la Figura 2.10. se puede observar un corte transversal donde se observa el eje en el engranaje motriz.

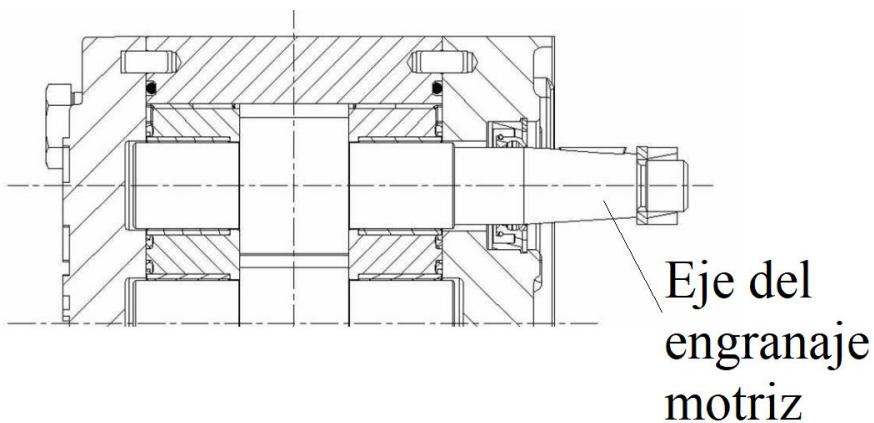


Figura 2.10. Vista de la sección transversal del eje del engranaje motriz

Fuente: Adaptado de (Borghi, Zardin y Specchia 2009b)

2.2.1.2. *Diseño y Función de los Engranajes.*

1. Rol Cinemático y Mecanismo de Bombeo

Los engranajes son los elementos activos de la bomba, responsables de ejecutar la función de desplazamiento positivo. Haciendo que su diseño y engranamiento definen dos acciones críticas:

- **Generación de Caudal:** Al desengranarse los dientes en la zona de succión, se expande el volumen disponible, arrastrando el fluido hacia las cámaras Activas que son básicamente volúmenes que transportan fluido.
- **Presurización y Sellado:** En el centro de la bomba, el contacto entre el engranaje motriz y el conducido actúa como una **barrera dinámica** que sella el puerto de descarga del puerto de succión. La acción de mallado reduce el volumen y fuerza la salida del fluido a la presión de trabajo del sistema. En la Figura 2.11. se observa cuando entran en contacto ambos engranajes, generando el sellado entre sus dientes teniendo una presión.

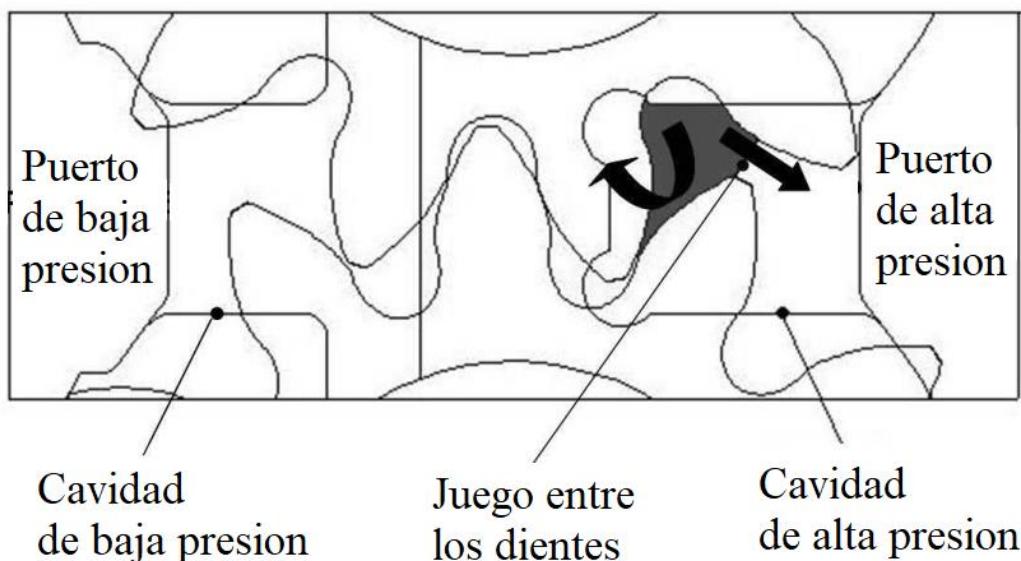


Figura 2.11. Contacto entre ambos engranajes

Fuente: Adaptado de Borghi, Zardin y Specchia (2009b)

2. Perfil de Diente: La Geometría Involuta

El perfil del diente es la decisión de diseño más importante, y en las bombas de engranajes externos de alto rendimiento, el perfil predominante es el de Involuta.

- **Principio de Involuta:** La involuta es una curva geométrica generada por un punto en una línea que rueda sin deslizarse sobre un círculo base. Este perfil asegura que el punto de contacto entre los dos dientes se mueva a lo largo de una línea recta conocida como la Línea de Acción.
- **Ventaja Cinética:** La principal ventaja de la involuta es que garantiza una Relación de Velocidad Constante entre los dos engranajes durante toda la fase de mallado. Esto es crucial porque minimiza las variaciones bruscas de torque y velocidad, esenciales para

lograr un caudal de salida lo más estable posible, aunque la pulsación inherente no se elimine del todo.

3. Parámetros de Diseño Funcional

El diseño de los engranajes está definido por parámetros estandarizados que influyen directamente en la Cilindrada o el Volumen de desplazamiento (V_d) y la dinámica de la bomba. Estos parámetros son la base para la parametrización geométrica en el algoritmo CAD:

- **Módulo (m):** Define el tamaño del diente. Es inversamente proporcional al número de dientes que pueden colocarse en un diámetro.
- **Número de Dientes (Z):** Es un parámetro crítico que afecta directamente la frecuencia de pulsación del caudal. Un mayor número de dientes generalmente resulta en una menor amplitud de pulsación, pero puede complicar la fabricación.
- **Ángulo de Presión (α o ϕ):** Define el ángulo de la Línea de Acción. Un ángulo típicamente más grande se usa en bombas para aumentar la resistencia de la base del diente y mejorar la capacidad de carga. Típicamente entre 14° a 35° en bombas para aumentar la rigidez del diente, pero casi siempre se utiliza 20° .

2.2.1.3. *Sellado y Control Axial: Placas Laterales de Desgaste y Equilibrio Hidrostático.*

El sellado interno de la EGP es un aspecto crítico, ya que determina las pérdidas por fugas internas y, consecuentemente, la Eficiencia Volumétrica (η)

- Holguras: La Holgura Axial (o Lateral) es el espacio mínimo entre las caras laterales de los engranajes y las placas laterales. La Holgura Radial es el espacio mínimo entre el diámetro exterior de los dientes y la carcasa. El rendimiento de la bomba depende críticamente de estas holguras.
- Equilibrio Hidrostático (Balance Axial): Las Placas Laterales a menudo se diseñan como bloques de cojinetes deslizantes o bujes ligeramente móviles. El objetivo es utilizar la presión del sistema para generar una fuerza de equilibrio que limite las fugas axiales. El diseño de estas superficies de equilibrio se realiza mediante procedimientos numéricos para determinar la distribución de presión dentro de la holgura lateral. El conocimiento de la distribución de presión dentro de la holgura lateral conduce a la definición del empuje axial de ensanchamiento.
- Ranuras de Alivio: Son canaletas o hendiduras mecanizadas en las placas laterales. Su diseño es un detalle constructivo crucial. La función de las ranuras es mitigar los picos de presión, reducir el ruido y evitar el atrapamiento de fluido en la zona de engranaje. Estas ranuras conectan volúmenes a diferentes

presiones, incluyendo canales que comunican la zona de mallado con el puerto de salida (descarga) y el puerto de entrada (succión).

2.2.2. Diseño de Engranajes y Parámetros Geométricos

Esta sección establece el marco cinemático y volumétrico de los engranajes, que es la base para el diseño asistido por computadora (CAD) y el cálculo de rendimiento teórico. La definición precisa de estos parámetros es el punto de partida para la simulación numérica.

El rendimiento de la bomba es altamente sensible a varios parámetros de diseño de los engranajes, incluyendo el número de dientes, el perfil geométrico, el ángulo de presión, el módulo y las holguras. Los parámetros de diseño se dividen en dos categorías:

1. Parámetros dependientes: Se calculan en función de otros parámetros para completar la geometría del diente.
 - a. Modulo (P): Relación entre el número de dientes y el diámetro primitivo.
 - b. Adendum (a): Distancia que se extiende el diente más allá del círculo primitivo.
 - c. Dedendum (b): Distancia entre el círculo primitivo y el círculo de raíz.
2. Parámetros independientes: Son aquellos establecidos arbitrariamente por el diseñador y definen el tamaño del engranaje.
 - a. Radio Primitivo (r_p): Define el círculo de referencia para la medición de muchos parámetros y establece el punto de contacto nominal entre engranajes mallados.
 - b. Numero de dientes (z): Define la cantidad de dientes en el engranaje.
 - c. Ancho del engranaje (ω): Es la dimensión del engranaje a lo largo del eje de rotación.
 - d. Radio del Círculo de Adendum o exterior (R_e): Define la extensión más externa de los dientes del engranaje

2.2.2.1. Fundamentos de la Geometría de Involuta

El perfil dentado de Involuta (o Evolvente) es el estándar internacionalmente adoptado en la ingeniería de engranajes y es el más utilizado en bombas de engranajes externos (EGE). Su elección se debe a una propiedad geométrica clave que garantiza una operación eficiente. La ventaja fundamental de la geometría de involuta es que asegura una Relación de Velocidad

Angular Constante entre el engranaje motriz y el conducido durante todo el ciclo de engranamiento. Esto se logra porque la fuerza de contacto (o Línea de Acción) entre los dientes es siempre tangente al círculo base de cada engranaje, lo que resulta en un movimiento constante y suave de la línea de centros.

A partir de estos parámetros fundamentales, se definen los cuatro radios principales que delimitan la geometría del engranaje:

- Radio Primitivo (R_p): Es el radio teórico donde el engranaje opera idealmente.

Se calcula directamente a partir del módulo y el número de dientes:

$$R_p = \frac{m*z}{2} \quad (2.1)$$

- Radio Exterior (R_e): Es el radio máximo del engranaje, que define la punta del diente. Se calcula añadiendo el addendum (a) al radio primitivo, donde a es proporcional al módulo mediante el factor de addendum (k_a , normalmente 1.0):

$$R_e = R_p + a = R_p + M * k_a \quad (2.2)$$

- Radio Interior (R_i): Es el radio del fondo del diente, que define la base del engranaje. Se calcula restando el dedendum (b) del radio primitivo, donde b es proporcional al módulo mediante el factor de dedendum (k_d , normalmente 1.157):

$$R_i = R_p - b = R_p - M * k_d \quad (2.2)$$

- Radio Base (R_b): Es el círculo fundamental a partir del cual se genera la curva de involuta. Define el punto de inicio de la acción del diente y está relacionado con el ángulo de presión

$$R_b = R_p * \cos(\alpha) \quad (2.3)$$

- Ecuación Paramétrica de la Involuta: Para la generación automática de la geometría CAD, la curva del flanco del diente se construye a partir del radio base (r_b o R_b) utilizando la ecuación paramétrica y θ es el ángulo de desarrollo de la involuta.
- Coordenadas Cartesianas de la Curva Involuta: El perfil involuto puede expresarse paramétricamente en coordenadas cartesianas:

$$x = r_b * (\cos \theta + \theta * \sin \theta) \quad (2.4)$$

$$y = r_b * (\sin \theta - \theta * \cos \theta) \quad (2.5)$$

En la Figura 2.12. se puede observar la terminología que cuenta un engranaje

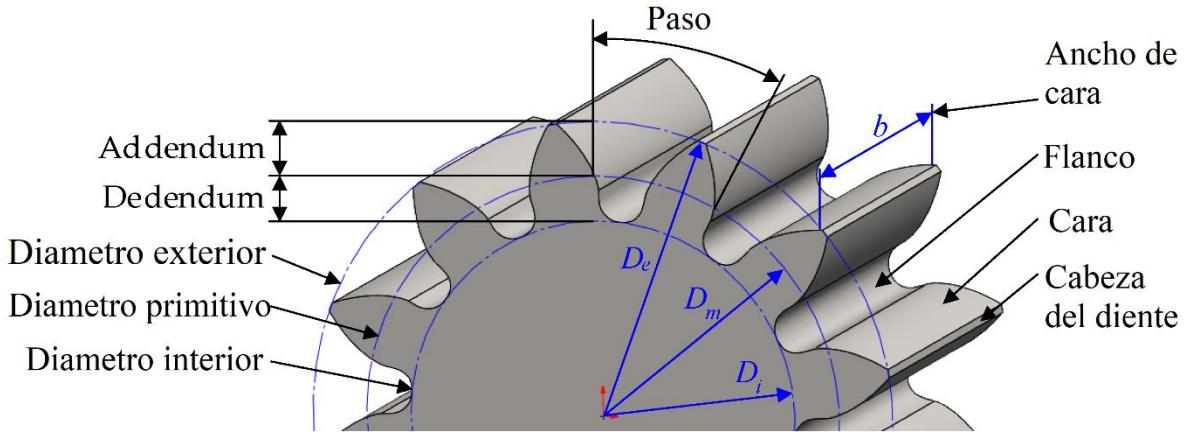


Figura 2.12. Terminología de engranajes rectos

Fuente: Adaptado de Mitov et al. (2024)

2.2.2.2. Determinación del desplazamiento volumétrico

El desplazamiento volumétrico teórico (D_v) es la métrica que cuantifica el volumen ideal de fluido desplazado por cada revolución del engranaje. Es un factor clave de rendimiento junto con la velocidad de la bomba y la eficiencia volumétrica.

- Desplazamiento volumétrico (D_v):** El desplazamiento volumétrico teórico de la bomba, que es una cantidad fija de fluido desplazada por revolución del eje.:

$$D_v = \frac{2\pi\omega R_p^2}{z} \quad (2.6)$$

- Radio Primitivo Requerido (r_p):** Esta ecuación de escalado es el punto de partida del algoritmo paramétrico, ya que traduce los requisitos de caudal (Q_{req}) y velocidad (N) en la dimensión geométrica primaria del engranaje, asumiendo una eficiencia volumétrica inicial ($n_{v,iso}$):

$$r_p = 0.0933 * \sqrt{\frac{Z Q_{req}}{\omega N n_{v,iso}}} \quad (2.7)$$

2.2.2.3. Gestión de la Presión Atrapada: Diseño y Ubicación de las Ranuras de Alivio

El perfil involuto causa la formación de bolsas de fluido atrapado durante el mallado, cuyo volumen se reduce progresivamente, provocando picos de presión y ruido. La gestión de la presión atrapada se logra mediante la inclusión de ranuras de alivio en las placas laterales.

El diseño de las ranuras se basa en determinar la cinemática del mallado para ubicar con precisión el punto donde comienza la compresión del fluido.

- Longitud de Acción (l_s): Es una medida geométrica del engranaje que define la extensión del segmento de contacto. El cálculo se utiliza para determinar el radio de contacto inicial. Una simplificación de esta longitud en términos de radios de adendum o radio exterior (r_a) y base (r_b) es:

$$l_s = \sqrt{R_e^2 - R_b^2} \quad (2.8)$$

- Radio de Contacto Inicial (r_{s1}): Determina la posición radial en el engranaje motor donde comienza el engranaje con el diente compañero, marcando el inicio de la formación del volumen atrapado (tendría que poner)

$$r_{s1} = \sqrt{R_p^2 + l_s^2 - 2R_p l_s \sin(\alpha_w)} \quad (2.9)$$

- Ángulo de Inicio del Mallado (θ_s): El ángulo es la orientación angular del engranaje en el momento en que se inicia el contacto, esencial para ubicar la posición angular de la ranura de alivio:

$$\theta_s = \cos^{-1} \left(\frac{R_{s1}^2 + R_{p1}^2 - l_s^2}{2 * R_{s1} * R_{p1}} \right) \quad (2.10)$$

- Distancia de Formación del Bolsillo (h): Define la distancia desde el punto medio del mallado hasta el punto de formación del bolsillo, sirviendo como una referencia para el tamaño de la ranura de alivio

$$h = R_{s1} \sin(\theta_s) \quad (2.10)$$

Ranuras de alivio: Se deben extenderse lo suficiente en la placa lateral para conectar las cámaras de fluido atrapado con los puertos de descarga. La fórmula para el caudal de fluido que escapa a través de un orificio, aunque general, se aplica a la función de la ranura para aliviar la presión:

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2.11)$$

2.2.3. *Modelo Matemático Estático*

El Modelo Matemático Estático se enfoca en el análisis de las condiciones de funcionamiento estacionario de la bomba de engranajes externos (BEE) y se utiliza para determinar el rendimiento general, las pérdidas de caudal volumétricas y las pérdidas de potencia hidromecánicas. Este enfoque generalmente se basa en modelos de parámetros

concentrados (0D) que asumen propiedades homogéneas (como la presión y la temperatura) dentro de cada volumen de control.

2.2.3.1. Métricas de rendimiento

Las métricas de rendimiento son cruciales para cuantificar la eficiencia de la bomba. Las eficiencias se calculan como la relación entre el rendimiento real y el rendimiento teórico o ideal.

- Conceptos de rendimiento:
 - Eficiencia Volumétrica (n_v): Representa la relación entre el caudal real entregado por la bomba y el caudal teórico. Mide las pérdidas de caudal debidas a fugas internas generando pérdidas volumétricas.
 - Eficiencia Hidromecánica o mecánica (n_{hm}): Es la relación entre el par teórico necesario para accionar la bomba y el par real. Refleja las pérdidas de potencia por fricción mecánica y viscosidad del fluido.
 - Eficiencia Total (n_t): El producto de la eficiencia volumétrica y la eficiencia hidromecánica, representando la eficiencia global.
- Ecuación
 - Eficiencia volumétrica: se modela a partir de las fugas totales y el caudal ideal.

$$n_v = 1 - \frac{Q_L}{Q_{ideal}} \quad (2.12)$$

2.2.3.2. Modelado de pérdidas Volumétricas

Las pérdidas volumétricas se deben principalmente a las fugas de fluido por arrastre viscoso a través de las holguras radiales y axiales o laterales. El modelado de fugas radiales entre la punta del diente y la carcasa es fundamental. El caudal de fuga radial está influenciado por el diferencial de presión, la viscosidad, la holgura, y el movimiento de arrastre dada por la velocidad angular.

El Caudal de Fuga Radial (Q_r): Puede aproximarse mediante una ecuación combinada de Poiseuille y arrastre (Couette), donde representa el flujo impulsado por presión y el flujo de arrastre:

$$Q_r = \frac{\Delta p \delta_r^3 r_w}{3\mu z t_t} - w \delta_r r_r \omega \quad (2.13)$$

La Resistencia de Fuga Radial ($R_{G,r}$) es la resistencia hidráulica asociada a este flujo, modelada como el componente inverso del flujo de Poiseuille:

$$R_{G,r} = \frac{3\mu Z t_r}{\delta_r^3 r_w} \quad (2.14)$$

2.2.3.3. *Modelado del Torque y Pérdidas por Fricción.*

El par total requerido en el eje debe compensar el par teórico para desplazar el fluido (par hidráulico) y el par de pérdidas generado por fricción (pérdidas hidromecánicas). El par de pérdidas se descompone en pérdidas por fricción viscosa en las holguras, en los cojinetes de muñón y por pérdidas de engranaje.

- El Torque en el Eje (τ) se relaciona con la potencia hidráulica a través de la eficiencia mecánica: La n_m utilizada en la Ecuación (2.15) engloba todas las pérdidas de fricción, lo que permite un modelado estático global del torque.

$$\tau = \frac{D_p \Delta p_{req}}{2\pi n_m} \quad (2.15)$$

- El **Par en el Eje (F_t)** es la potencia mecánica necesaria para operar la bomba, dependiente del desplazamiento, la diferencia de presión y la eficiencia mecánica.

$$F_t = \frac{\tau}{R_p} \quad (2.16)$$

2.2.3.4. *Parámetros No-dimensionales*

Los parámetros no-dimensionales son fundamentales para la parametrización adimensional y permiten generalizar los resultados de simulaciones y experimentos a diferentes bombas o condiciones de operación.

- Conceptos
 - Número de Sommerfeld: Utilizado para caracterizar el rendimiento de los cojinetes de muñón al relacionar la viscosidad del fluido, la velocidad angular, la carga aplicada y la geometría de la holgura del cojinete.
 - Número de Reynolds: Indica el régimen de flujo (laminar o turbulento) dentro de los volúmenes de control y orificios de la bomba.
 - Coeficiente de Descarga: Parámetro que define el flujo a través de orificios, como las conexiones entre las cámaras rotativas y los puertos de entrada/salida.
- Ecuaciones

- El Número de Sommerfeld (S) para el cojinete de muñón se define a partir del radio del eje, la holgura radial, la viscosidad dinámica, la velocidad angular, la longitud del cojinete y la fuerza aplicada al eje:

$$S = \frac{r_s \delta^2 \mu \omega L_b}{F_{jb}} \quad (2.17)$$

- El **Número de Reynolds** (R_e) se utiliza para caracterizar el flujo en las conexiones (como en los orificios turbulentos). Una expresión relacionada con el coeficiente de descarga utiliza el diámetro hidráulico () y la velocidad de flujo o caída de presión ():
 - $R_e = \frac{D_h}{v} * \sqrt{\frac{2 * \Delta p_i}{\rho}}$ (2.18)
 - El Coeficiente de Descarga (k) se relaciona con el coeficiente que depende del régimen de flujo, y se utiliza para calcular el flujo a través de las restricciones turbulentas:
 - $k = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho \Delta p}}$ (2.19)

2.2.4. Modelo Matemático Dinámico

El Modelo Matemático Dinámico se utiliza para simular el comportamiento transitorio (o no estacionario) de la bomba, capturando los efectos de la rotación cíclica de los engranajes, la compresibilidad del fluido, las fugas, y los pequeños movimientos dinámicos de los componentes. Estos modelos, generalmente basados en el enfoque de Parámetros Concentrados, son esenciales para predecir la pulsación de presión y la ondulación de caudal.

2.2.4.1. Caudal Cinemático Instantáneo

El caudal cinemático instantáneo es la contribución a la pulsación de caudal generada exclusivamente por la variación de volumen de las cámaras activas que se ubica entre los dientes debido al movimiento de los engranajes, excluyendo los efectos de compresibilidad y fugas. El modelado de este caudal requiere determinar la variación instantánea de volumen en función de la posición angular.

Ecuación Fundamental del Caudal Teórico (Instantáneo): La tasa teórica de flujo descargado está dada por el volumen desplazado por revolución multiplicado por la velocidad de la bomba. El flujo cinemático instantáneo es el resultado de la derivada temporal del volumen

de la cámara activa. La formulación adimensional para el caudal de descarga teórico en función de los radios instantáneos de contacto es:

$$\hat{Q}_d = \frac{d \hat{V}_d}{d \hat{t}} = \frac{1}{2} H \left[(\hat{r}_{a1}^2 - \hat{r}_1^2) \frac{1}{\hat{r}_{p1}} - \frac{1}{\hat{r}_{p2}} (\hat{r}_{a2}^2 - \hat{r}_2^2) \right] \quad (2.20)$$

2.2.4.2. Ecuación de Continuidad y Dinámica de Presión

En los modelos de parámetros concentrados (LP), el dominio de fluido se divide en volúmenes de control (CVs) que se asumen homogéneos. La Dinámica de Presión dentro de cada CV se rige por la Ecuación de Continuidad, que relaciona la variación instantánea de presión con el flujo neto que entra o sale del volumen, la tasa de cambio de volumen de la cámara y la compresibilidad del fluido.

Ecuación de Continuidad (Ecuación de Acumulación de Presión): La variación de presión en el tiempo en un volumen de control se calcula por integración de la siguiente Ecuación Diferencial Ordinaria (ODE) de primer orden, derivada de la conservación de masa:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\beta}{V} \left(\sum \frac{m_i}{\rho} - \frac{dV}{dt} + \alpha V \frac{dT}{dt} \right) \quad (2.21)$$

Si se asumen condiciones isotérmicas a temperatura constante o si se expresa en términos de flujo volumétrico en lugar de flujo másico, la ecuación se simplifica:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\beta_{eff}(p)}{V(\theta)} \left(\sum Q_i - \omega \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (2.22)$$

2.2.4.3. Ecuación de Dinámica Torsional del Eje

El movimiento dinámico de los engranajes se modela a través de un enfoque kineto-elastodinámico que resuelve las ecuaciones de movimiento para los 6 grados de libertad (DOF) en el plano transversal, incluyendo las componentes de traslación y rotación. Las ecuaciones de dinámica torsional rigen el movimiento rotacional de los engranajes (ejes).

Ecuaciones de Movimiento Torsional (Eje Motriz y Conducido): La componente torsional de la segunda ley de Newton para el engranaje k (donde $k = 1$ es el motriz y $k = 2$ es el conducido) se relaciona con el momento de inercia (J_k) y la suma de los torques:

- Engranaje motriz (1):

$$J_1 \ddot{\psi}_1 = -R_{b1} f_{mg} - M_{p1} + M_m \quad (2.22)$$

- Engranaje conducido (2):

$$J_2 \ddot{\psi}_2 = -R_{b2} f_{mg} - M_{p2} \quad (2.23)$$

2.2.4.4. Fenómenos Dinámicos: Pulsación de Presión

La Pulsación de Presión es la variación periódica de la presión en los puertos de la bomba, un fenómeno intrínsecamente dinámico. Además de la pulsación, la Cavitación es un fenómeno físico perjudicial que debe modelarse dinámicamente.

La ondulación de caudal es la fuente de la pulsación de presión tiene dos componentes principales desacopladas: el flujo cinemático (debido a la variación de volumen) y el flujo de presurización (debido a la compresibilidad del fluido y al reflujo instantáneo).

- Cavitación (Modelado de Burbujas): La cavitación implica la formación y colapso de burbujas de vapor en zonas de baja presión. El modelado de este fenómeno en CFD se basa comúnmente en la Ecuación de Rayleigh-Plesset , que describe la dinámica de crecimiento y colapso de una burbuja de vapor.

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 + \frac{4 v_L}{R} \frac{dR}{dt} + \frac{2\sigma}{\rho_L R} + \frac{\Delta p(t)}{\rho_L} = 0 \quad (2.24)$$

- Ecuación de Transporte de Vapor: En los modelos CFD, la fase de vapor es gobernada por la ecuación de transporte, que describe la variación de la fracción de volumen de vapor debido a las tasas de transferencia de masa de crecimiento y colapso:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_v \rho_v) + \nabla(\alpha_v \rho_v V_v) = R_e - R_c \quad (2.25)$$

2.2.5. Diseño y Ingeniería Asistida por Computador (CAD/CAE)

El modelado y la simulación del desempeño de una bomba de engranajes externos (BEE) dependen fundamentalmente de la integración del Diseño Asistido por Computador (CAD) con la Ingeniería Asistida por Computador (CAE). Esta metodología combinada permite el desarrollo de prototipos virtuales para optimizar aspectos críticos del rendimiento, como la eficiencia y la pulsación de caudal, antes de incurrir en costos de fabricación.

A continuación, se presentan los conceptos teóricos y las ecuaciones clave para el modelado CAD/CAE.

2.2.5.1. Diseño Asistido por Computadora (CAD)

El CAD se centra en la generación automática de la geometría del componente a partir de parámetros funcionales como caudal y presión, y en la extracción de las cantidades geométricas necesarias para los modelos de simulación subsiguientes. Los modelos CAD para bombas de engranajes deben ser paramétricos.(Ghinea, Ghinea y Constantin 2013)

Hay que considerar los siguientes conceptos clave:

- Modelado Paramétrico: Consiste en transformar las especificaciones de entrada en dimensiones geométricas clave de los engranajes y la carcasa utilizando fórmulas que relacionan los parámetros constructivos y funcionales. La geometría de la involuta, fundamental para los dientes, se define a partir de constantes como el radio base y el radio primitivo.
- Generación de Geometría: El perfil del diente (involuta) y las cámaras de la bomba se generan en un entorno CAD (por ejemplo, CATIA V5) (Ghionea 2022). Este proceso permite la creación de un modelo B-Rep (Boundary Representation) completo(Pareja-Corcho et al. 2021).
- Extracción de Cantidadas Geométricas: En la metodología basada en CAD, el software CAD extrae automáticamente las cantidades necesarias para el modelado de parámetros concentrados o CFD, como la historia de variación de volumen y las áreas de conexión como función del ángulo de rotación (Ransegnola et al. 2018; Vacca y Guidetti 2011; Carconi et al. 2012).

2.2.5.2. *Ingeniería Asistida por Computadora (CAE)*

El CAE abarca las herramientas numéricas y de simulación utilizadas para validar y optimizar el diseño generado por CAD, siendo los métodos más relevantes la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) y el Método de Elementos Finitos (FEM), a menudo utilizados de forma acoplada.

Hay que considerar los siguientes conceptos clave:

- Dinámica de Fluidos Computacional (CFD): Permite simular fenómenos complejos como el flujo del fluido, la pulsación de presión y el riesgo de cavitación (Romanenko, Martseniuk y Bilohub 2022; Rundo y Altare 2018). El CFD requiere la discretización del dominio (mallado) y la solución de las ecuaciones de Navier-Stokes(Ferrari et al. 2024; Johnson 2016).
- Modelos Acoplados CFD-FEM: El acoplamiento CFD-FEM se utiliza para la validación de la integridad estructural de los componentes y el modelado de las micro deformaciones. El modelo CFD calcula la distribución de presión instantánea interna dentro de las cámaras y holguras(Ferrari et al. 2024). Esta presión se utiliza como una carga dinámica aplicada al modelo estructural (FEM) (Mucchi, Rivola y Dalpiaz 2014). El análisis FEM se realiza para computar los esfuerzos reales y las deformaciones de la carcasa y otros componentes fijos. Este análisis es crucial para identificar los componentes

más estresados y verificar el comportamiento de las piezas ante las cargas generadas por la presión y las fuerzas (Borghi y Zardin 2015).

- Modelado Elasto-Hidrodinámico (EHL): El acoplamiento CFD-FEM también es esencial para modelar la deformación elástica de las superficies. Esto es especialmente importante para las placas laterales, donde las presiones inducen deformaciones que cambian la altura local de la holgura. El análisis FEM proporciona la matriz de rigidez (K) para relacionar el campo de presión con la deformación, lo que permite corregir iterativamente la geometría de la holgura axial (EHL). Esto afecta directamente la predicción precisa de las fugas y, por lo tanto, la eficiencia volumétrica (Dhar y Vacca 2012; Paltrinieri et al. 2004; Močilan et al. 2017). A partir de las explicaciones dadas se va a mostrar las ecuaciones fundamentales para el CFD:
- Ecuación de Continuidad (Conservación de Masa): Si se asume que el fluido es incompresible ($\rho=\text{constante}$), la ecuación se simplifica a:

$$\nabla \cdot v = 0 \quad (2.26)$$

- **Ecuación de Cantidad de Movimiento (Navier-Stokes)**

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho g - \nabla p + \nabla \tau \quad (2.27)$$

2.2.6. Automatización en los Procesos de Diseño e Ingeniería

La automatización de los procesos de diseño e ingeniería es un componente central del desarrollo de un algoritmo de diseño de bombas, cuyo objetivo es traducir los requisitos de operación en geometrías CAD validadas mediante simulación numérica.

La automatización integra el Diseño Asistido por Computadora (CAD) y la Ingeniería Asistida por Computadora (CAE). Este enfoque permite la iteración rápida entre la geometría (CAD paramétrico) y la validación virtual (CAE), facilitando la optimización del rendimiento y la durabilidad de la bomba.

2.2.6.1. Algoritmos de Parametrización y Generación Automática de Geometrías

La parametrización transforma las especificaciones de entrada (caudal y presión) en las dimensiones geométricas clave de los engranajes y la carcasa (Ghionea 2022). Este proceso requiere el uso de relaciones matemáticas que definen el tamaño, el perfil del diente y las holguras.

2.2.6.2. Acoplamiento de Modelos y el Algoritmo Híbrido

El algoritmo híbrido combina la velocidad de los Modelos de Parámetros Concentrados (LP) con la precisión de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) (Castilla et al. 2010; Houzeaux y Codina 2007; Hsieh 2012). El modelo LP subdivide el dominio del fluido en volúmenes de control (CVs) (Mazzei, Frosina y Senatore 2023; Zhao y Vacca 2019; Borghi et al. 2005a) interconectados por elementos resistivos y capacitivos. El acoplamiento fluido-mecánico (por ejemplo, en herramientas como HYGESim o EgeMATor MP+) es esencial para capturar las **micro-mociones** de los engranajes(Marinaro, Frosina y Senatore 2021).

- El flujo volumétrico (Q_i) a través de las conexiones (fugas o ranuras de alivio), modeladas como orificios restrictivos con régimen típicamente turbulento, se describe mediante la siguiente formulación:(Rundo 2017)

$$Q_i = k A_i(\phi) \Delta p_i \quad (2.28)$$

2.2.6.3. Flujos de Trabajo Automatizados

Los flujos de trabajo automatizados definen la secuencia lógica que permite que el diseño, la simulación y la optimización se ejecuten con una intervención humana mínima(Rathod, Karanjkar y Sawai 2024). Este proceso se basa en la retroalimentación iterativa es decir Analizar resultados CFD → Ajustar geometría CAD.

Los flujos del trabajo es el siguiente:

- **Modelado Dinámico (Solución Simultánea):** Los modelos fluidodinámicos consumen esta tabla de datos para resolver la acumulación de presión y flujo en cada volumen. El sistema de ecuaciones acoplado (fluido y mecánico) se resuelve de forma simultánea a medida que el integrador avanza en la simulación (Ransegnola et al. 2018; Orlandi, Montorsi y Milani 2023).
- **Técnica de Remallado:** Requiere una rutina que regula el remallado de la región del fluido a partir de la deformación de las celdas durante el movimiento de los engranajes. El remallado se realiza después de un número fijo de pasos de tiempo para mantener la calidad de la malla(Orlandi, Montorsi y Milani 2023).
- Método Overset Mesh (Malla Superpuesta): Implementado en códigos como STAR-CCM+, utiliza una estrategia de activación/desactivación de celdas en

regiones superpuestas con respecto a una malla de fondo fija. Esta técnica es, teóricamente, la única capaz de manejar el punto de contacto cero entre los engranajes en la mayoría de los softwares comerciales(Muzzioli et al. 2021).

2.2.7. Diseño de la carcasa de la bomba de engranajes

El diseño estructural de la carcasa (o cuerpo principal) de las Bombas de Engranajes Externos (BEE) es fundamental, ya que debe soportar las cargas hidrostáticas extremas generadas por la diferencia de presión entre el puerto de succión y el de descarga. Las ecuaciones provienen de un análisis de equilibrio de fuerzas y criterios de resistencia de materiales, que dependen directamente de la geometría del engranaje y de las presiones de operación

2.2.7.1. Fuerzas de Tensión y Cargas Radiales en la Carcasa

Las ecuaciones calculan las fuerzas netas de tensión (F_x y F_y) que actúan en las direcciones X e Y de la carcasa. Estas fuerzas resultan de la presión interna del fluido que intenta separar o deformar la carcasa.

La carga de Presión se define por la suma de la presión de succión (p_s) y la presión de descarga (p_d), actuando sobre áreas proyectadas que involucran la altura de la carcasa (h) y los radios de los engranajes. La presión de descarga (p_d) es la que típicamente ejerce la carga más significativa.

En el contexto más amplio de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) y el Análisis de Elementos Finitos (FEM), las fuerzas resultantes en la carcasa son cruciales. Los análisis FEM confirman que el cuerpo y otros componentes de apoyo experimentan tensión significativa, y la metodología paramétrica busca optimizar estos componentes bajo estas cargas.

$$F_x = 2h R_e(p_s + p_d) \quad (2.29)$$

$$F_y = 2h (R_e + R_p)(p_s + p_d) \quad (2.30)$$

2.2.7.2. Espesores Mínimos de Pared

Determinan los espesores mínimos de pared requeridos para resistir las cargas hidrostáticas, asegurando la integridad estructural de la carcasa.

Criterio de Resistencia es el cálculo se basa en el equilibrio entre las fuerzas de presión y la resistencia del material, utilizando la tensión de fluencia del material (σ_Y) y un Factor de

Seguridad (X_S). El factor de seguridad típicamente recomendado oscila entre 2.0 y 3.0 para el diseño.

Aplicación a la Carcasa ($t_{c,min}$) se refiere al espesor mínimo de la pared circunferencial, y $t_{p,min}$ al espesor mínimo de la pared del puerto. Estos espesores están directamente relacionados con los radios de los engranajes (R_e y R_p), ya que estos definen las dimensiones de la cavidad interna que contiene la presión

$$t_{c,min} = \frac{X_S(R_e+R_p)(p_s+p_d)}{\sigma_Y} \quad (2.31)$$

$$t_{p,min} = \frac{X_S R_e(p_s+p_d)}{\sigma_Y} \quad (2.32)$$

2.2.7.3. *Fuerza Axial en Placas de Extremo y Sujeción por Pernos*

Se calcula la **Fuerza axial total** (F_z) que actúa sobre las placas de extremo o placas laterales de la bomba. Estas placas sellan axialmente los engranajes. La fuerza es el resultado de la presión de descarga (p_d) actuando sobre el área efectiva de la placa de extremo, la cual se estima utilizando funciones de los radios del engranaje. Esta fuerza es un componente clave en el **balance axial** de las BEE, donde la presión intenta empujar las placas de extremo hacia afuera, y el diseño debe asegurar el equilibrio de estas placas para mantener una holgura axial (δ_z) mínima.

$$F_z = p_d(\pi R_e^2 + 4 R_p R_e) \quad (2.33)$$

Sujeción por Pernos en la fuerza axial es soportada por el sistema de sujeción. Calculan el esfuerzo axial en cada perno (σ_{bolt}) y el factor de seguridad del perno (FS_{bolt}). El esfuerzo del perno depende de F_z , el número de pernos (n_b), y el área efectiva del perno (A_c). El diseño debe asegurar que sea adecuado (generalmente ≥ 2.0) para el material del perno, como el Acero AISI 8740.

$$A_c = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p+d_r}{2} \right)^2 \quad (2.34)$$

$$\sigma_{bolt} = \frac{F_z}{n_b * A_c} \quad (2.35)$$

$$FS_{bolt} = \frac{\sigma_{Y,bolt}}{\sigma_{bolt}} \quad (2.36)$$

2.2.7.4. Dimensionamiento Geométrico de la Carcasa

Las ecuaciones definen las dimensiones generales de la carcasa, asegurando que la cavidad interna sea adecuada para alojar los engranajes y la holgura radial necesaria (δ_r):

Diámetro Exterior (D_{ext}): Se calcula sumando dos veces el radio exterior del engranaje (R_e), el espesor mínimo de la pared circunferencial ($t_{c,min}$), y una pequeña tolerancia adicional.

Parámetros de la Cavidad Interna: El radio interno de la cavidad es el radio exterior del engranaje (R_e) más la holgura radial (δ_r). La holgura radial y la holgura axial (δ_z) son tolerancias críticas, ya que la eficiencia volumétrica depende de ellas.

$$D_{ext} = 2(R_e + t_{c,min} + 0.005) \quad (2.37)$$

$$W_{total} = w + 2t_{c,min} \quad (2.38)$$

$$V_{internal} = \pi(R_e + \delta_r)^2 * w \quad (2.38)$$

$$cavity_inner_radius = \pi(R_e + \delta_r)^2 * w \quad (2.39)$$

$$cavity_depth = \pi(R_e + \delta_r)^2 * w \quad (2.40)$$

2.3. Conclusiones del capítulo

Este capítulo abordó el proceso de revisión del estado del arte y los fundamentos teóricos presentados en las secciones anteriores. Considerando que el diseño geométrico de los engranajes y el modelado CFD son componentes críticos en la automatización del diseño de bombas de engranajes externos, se presentó un análisis detallado que integra perspectivas académicas y de mercado. Se revisaron herramientas avanzadas de simulación, parámetros de diseño geométrico, modelos matemáticos estáticos y dinámicos, y metodologías de automatización CAD/CAE. Los resultados de esta revisión destacan la viabilidad de desarrollar un algoritmo paramétrico que integre el diseño geométrico con la validación mediante CFD, superando las limitaciones asociadas a la propiedad intelectual.

El siguiente capítulo presentará la Propuesta de Tesis, que detallará el desarrollo de un algoritmo de código abierto para la automatización del diseño y simulación de bombas de engranajes externos, basado en los fundamentos teóricos establecidos en este capítulo.

CAPÍTULO 3

PROPUESTA DE TESIS

En esta sección se describe la propuesta del perfil de tesis de grado, basada en el marco teórico establecido en el capítulo anterior, con el fin de facilitar la comprensión del lector acerca de la innovación tecnológica que se pretende desarrollar durante la ejecución del proyecto de investigación.

La propuesta de tesis hace uso de diversos recursos técnicos como ecuaciones paramétricas, diseños CAD automatizados, análisis numéricos, tablas comparativas y diagramas de flujo, que permiten describir con efectividad los objetivos planteados y demostrar la viabilidad técnica del desarrollo de un algoritmo para la automatización del diseño y simulación de bombas de engranajes externos.

Este apartado, por tanto, reviste gran importancia y ha sido elaborado con el rigor, objetividad y profesionalismo que se espera de un candidato al grado de ingeniero mecatrónico, presentando una solución innovadora que integra conocimientos de mecánica de fluidos, diseño mecánico, programación avanzada y simulación computacional.

3.1. Índice tentativo

A continuación, se presenta el índice tentativo de la tesis de grado, dividido en capítulos principales. La estructura se basa en una distribución lógica que cubre desde la introducción hasta las conclusiones, con un enfoque en el desarrollo práctico del algoritmo. Se limita a cinco capítulos principales, con subdivisiones no mayores a cuatro niveles, para mantener la claridad y coherencia.

1. CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

- 1.1 Antecedentes
- 1.2 Planteamiento del problema
- 1.3 Objetivos
 - 1.3.1 Objetivo general
 - 1.3.2 Objetivos específicos
- 1.4 Justificación
- 1.5 Delimitación

- 1.5.1 Límites
 - 1.5.2 Alcances
- 1.6 Esquema de Tesis

2. CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

- 2.1. Estado del Arte de diseño de bombas de engranajes externos
 - 2.1.1 Perspectiva Académica: Modelado Numérico Avanzado y Optimización
 - 2.1.2 Perspectiva del Mercado: Productos, Oferta de Equipos y Propiedad Intelectual
- 2.2 Conceptos teóricos
 - 2.2.1 La Bomba de Engranajes Externos: Partes y Construcción
 - 2.2.1.1 Componentes estructurales
 - 2.2.1.2 Diseño y Función de los Engranajes
 - 2.2.1.3 Sellado y Control Axial: Placas Laterales de Desgaste y Equilibrio Hidrostático.
 - 2.2.2 Diseño de engranajes y parámetros geométricos
 - 2.2.2.1 Fundamentos de la geometría de Involuta
 - 2.2.2.2 Determinación del desplazamiento volumétrico
 - 2.2.2.3 Gestión de la Presión Atrapada: Diseño y Ubicación de las Ranuras de Alivio
 - 2.2.3 Modelo matemático estático
 - 2.2.3.1 Métricas de rendimiento
 - 2.2.3.2 Modelado de perdidas Volumétricas
 - 2.2.3.3 Modelado del Torque y Pérdidas por Fricción.
 - 2.2.3.4 Parámetros No-dimensionales
 - 2.2.4 Modelo matemático dinámico
 - 2.2.4.1 Caudal Cinemático Instantáneo
 - 2.2.4.2 Ecuación de Continuidad y Dinámica de Presión
 - 2.2.4.3 Ecuación de Dinámica Torsional del Eje
 - 2.2.4.4 Fenómenos Dinámicos: Pulsación de Presión
 - 2.2.5 Diseño y Ingeniería Asistida por Computador (CAD/CAE)
 - 2.2.5.1 Diseño Asistido por Computadora (CAD)
 - 2.2.5.2 Ingeniería Asistida por Computadora (CAE)
 - 2.2.6 Automatización en los Procesos de Diseño e Ingeniería
 - 2.2.6.1 Algoritmos de Parametrización y Generación Automática de Geometrías
 - 2.2.6.2 Acoplamiento de Modelos y el Algoritmo Híbrido
 - 2.2.6.3 Flujos de Trabajo Automatizados
 - 2.2.7 Diseño de la carcasa de la bomba de engranajes
 - 2.2.7.1 Fuerzas de Tensión y Cargas Radiales en la Carcasa
 - 2.2.7.2 Espesores Mínimos de Pared
 - 2.2.7.3 Fuerza Axial en Placas de Extremo y Sujeción por Pernos
- 2.3 Conclusiones del capítulo

3. CAPÍTULO III: MARCO PRÁCTICO

- 3.1 Fase 1: Establecer los parámetros de diseño de los componentes internos
 - 3.1.1 Revisión bibliográfica de catálogos de fabricantes
 - 3.1.2 Análisis de publicaciones académicas y patentes relacionadas
 - 3.1.3 Identificación de parámetros clave
 - 3.1.4 Documentación de relaciones entre parámetros y rendimiento
- 3.2 Fase 2: Diseñar el algoritmo paramétrico que traduzca las especificaciones
 - 3.2.1 Definir especificaciones de entrada (caudal, presión, velocidad)
 - 3.2.2 Desarrollo de ecuaciones paramétricas para engranajes (involuta)
 - 3.2.3 Implementación del algoritmo en un lenguaje
 - 3.2.4 Desarrollo de ecuaciones para carcasa
 - 3.2.5 Validación preliminar con casos de estudio teóricos
- 3.3 Fase 3: Generar modelo CAD automáticamente
 - 3.3.1 Integración del algoritmo con software CAD

- 3.3.2 Generación automatizada de geometría de engranajes y carcasa
- 3.3.3 Verificación de compatibilidad con formatos de malla para CFD
- 3.3.4 Pruebas de exportación y preparación para simulación
- 3.4 Fase 4: Simular desempeño hidrodinámico (CFD)
 - 3.4.1 Configuración del entorno de simulación
 - 3.4.2 Generación de malla y definición de condiciones de contorno
 - 3.4.3 Ejecución de simulaciones bajo condiciones operativas definidas
 - 3.4.4 Extracción de resultados (caudal, presión, eficiencia)
- 3.5 Fase 5: Analizar resultados y optimizar
 - 3.5.1 Análisis comparativo de resultados de CFD vs. teóricos
 - 3.5.2 Identificación de áreas de mejora (ej: holguras, perfil de dientes)
 - 3.5.3 Modificación del algoritmo paramétrico basado en resultados
 - 3.5.4 Re-simulación y verificación de mejoras
- 3.6 Fase 6: Validar con datos comerciales
 - 3.6.1 Recopilación de curvas de rendimiento de bombas comerciales
 - 3.6.2 Comparación cuantitativa con resultados de simulación
 - 3.6.3 Análisis de desviaciones y posibles causas
 - 3.6.4 Propuesta de mejoras finales y documentación de conclusiones]
- 3.7 Herramientas
 - 3.7.1 Hardware
 - 3.7.2 Software
- 3.8 Conclusión del capítulo

4 CAPÍTULO IV: MARCO ANALÍTICO

- 4.1 Resultados y Discusión
- 4.2 Análisis de costos
- 4.3 Conclusión del capítulo

5 CAPÍTULO V: MARCO CONCLUSIVO

- 5.1 Conclusiones
- 5.2 Recomendaciones
- 5.3 Trabajos futuros

6 BIBLIOGRAFÍA ANEXOS ARTÍCULO DE INVESTIGACIÓN (FORMATO IEEE)

3.2. Análisis económico

Con el fin de evaluar la viabilidad económica y dimensionar los recursos necesarios para la implementación de la Tesis, se elabora un análisis de costos preliminar. Este considera principalmente los insumos digitales, como licencias de software especializado, esenciales para el desarrollo del algoritmo, la generación de modelos CAD y la ejecución de simulaciones CFD para concluir satisfactoriamente.

El desglose económico deberá ser presentado en una tabla con su respectiva subdivisión se encuentra en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Desglose Económico para desarrollo del proyecto

Ítem	Cantidad	Descripción del Ítem	Costo (Bs)
Licencias de Software	3		8500
Software CAD	1	Licencia estudiantil/anual (SolidWorks o alternativa open-source como FreeCAD)	3500
Software CFD	1	Licencia académica (ANSYS Student o open-source como OpenFOAM)	3500
Entorno de Programación	1	Python/Colab (gratuito open-source) o Matlab estudiantil si aplica	1500
Recursos Computacionales	1		2000
Servicios de Computación en la Nube	1	Recursos para simulaciones CFD (AWS Educate con créditos gratuitos para estudiantes)	2000
Material Bibliográfico	1		700
Suscripciones a Bases de Datos	1	Acceso a artículos/patentes (IEEE Xplore estudiante o membresía IEEE)	700
Subtotal			11200
Imprevistos (15%)		Buffer para variaciones o accesos adicionales	1680
Costo Total del Proyecto			12880

Fuente: Elaboración propia.

3.3. Fase 1: Establecer los parámetros de diseño de los componentes internos

La Fase 1 se centró en la recopilación y el análisis de la información técnica disponible en catálogos de fabricantes y literatura académica avanzada. El objetivo fue establecer los parámetros clave de diseño y los requisitos funcionales y no funcionales que servirán de base para el desarrollo del algoritmo paramétrico en la Fase 2.

3.3.1. Revisión bibliográfica de catálogos de fabricantes.

La revisión de catálogos de fabricantes líderes como Bosch Rexroth, Parker, Danfoss y Kawasaki, confirmó que esta información es esencialmente operativa, ofreciendo datos de rendimiento para la validación del modelo, pero no la geometría propietaria necesaria para la

creación del diseño se observan en la Tabla 3.2.. Los datos recopilados de los catálogos y documentos técnicos incluyen:

- Curvas de caudal en función de la velocidad y curvas de caudal en función de la presión diferencial (ΔP)
- Límites de operación, como rangos de desplazamiento, límites de presión (ej. 275 bar continuos para Parker PGP/PGM 600) y límites de velocidad.
- Tablas de dimensiones, planimetría y códigos de pedido.
- Fórmulas o relaciones para estimar el par (torque) y la potencia requerida.

Tabla 3.2. Resumen de la Información de Diseño Obtenida en Catálogos de Fabricantes

Fabricante / Serie	Curvas Caudal vs Velocidad	Curvas Caudal vs Δp	Potencia / Torque vs Velocidad	Dimensiones / Planimetría	Parámetros Geométricos Detallados	Grado de Detalle
Bosch Rexroth	Sí	Sí	Sí (fórmulas)	Sí	No	Alto
Parker (PGP/PGM 600/620)	Sí	Sí	Sí (fórmulas)	Sí	No	Alto
Danfoss (D / XD / Lumi)	Sí	Sí	Sí (datos nominales)	Sí	No	Alto
Kawasaki Precision Gear Pumps	Sí	Sí	Sí (calcula η_v y η_m)	Sí	No	Muy Alto
Patentes (US20160369795A1)	No Aplicable	Parcial	Sí / Parcial (relaciones geométricas)	Sí (dibujos técnicos)	Sí (Parcial)	Variable (Medio-Alto)
Enfoque	Validación	Validación	Validación / Estimación	Dimensionamiento externo	Parámetros internos (Rara vez)	N/A

Fuente: (Bosch Rexroth AG [sin fecha]; Parker Hannifin Corporation 2018; Danfoss Power Solutions 2019; Kawasaki Heavy Industries Ltd. 2024)

El análisis de la literatura académica y las patentes compensa la falta de datos geométricos detallados en los catálogos comerciales. Estas fuentes revelan la importancia de los perfiles de diente alternativos, las ranuras de alivio, y los valores críticos de holgura necesarios para el modelado numérico.

3.3.2. Análisis de publicaciones académicas y patentes relacionadas

Consistió en una Revisión Sistemática de Literatura Científica y Patentes enfocada en las Bombas de Engranajes Externos (BEE). Esta revisión es fundamental para la Fase 1, ya que compensa la restricción de Propiedad Intelectual (PI) impuesta por los fabricantes y proporciona los parámetros geométricos avanzados y los modelos matemáticos necesarios para construir el

algoritmo de diseño automatizado. Los resultados se presentan en secciones temáticas y tablas comparativas, cubriendo los modelos, los parámetros avanzados, las correlaciones y las brechas identificadas.

La investigación académica y las patentes revelan los avances tecnológicos necesarios para lograr alta eficiencia volumétrica, minimizar el ruido (pulsación de caudal) y garantizar la integridad estructural de la bomba se observan en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Comparativa de Metodologías de Modelado para BEE

Metodología	Descripción y Enfoque	Aplicaciones Clave	Relevancia para el Algoritmo (Fase 2)
Parámetros Concentrados (LP/0D/1D)	Utiliza volúmenes de control homogéneos. Rápido y efectivo para investigar problemas de diseño.	Predicción de, análisis de pulsación de caudal, y modelado de fugas.	Ideal para optimización rápida y como modelo matemático primario (LP) de la tesis.
Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)	Solución numérica de alta fidelidad de Navier-Stokes en 2D o 3D. Requiere malla dinámico.	Ánalysis de cavitación, flujo turbulento y distribución de presión.	Valida los requisitos funcionales; define los modelos de cavitación a usar (ZGB, Singhal).
Modelos Acoplados (Kineto-Elastodinámicos)	Integra LP, CFD y/o FEM para simular la interacción fluido-estructura.	Balance Axial (EHL): Simula deformación de casquillos/placas laterales. Vibroacústica (CFD-FEM): Predicción de ruido usando presión CFD como carga FEM.	Esencial para modelar la dinámica de las holguras internas y garantizar la integridad estructural de la carcasa.

Fuente: (Zhao y Vacca 2019; Wang, Sakura y Kasarekar 2011; Frosina, Senatore y Rigosi 2017; Orlandi, Montorsi y Milani 2023; Borghi et al. 2005b; Ghionea 2022)

La siguiente tabla resume los hallazgos clave, incluyendo los valores numéricos específicos reportados en el contexto de la simulación y el modelado avanzado.

Tabla 3.4. Parámetros Geométricos Avanzados y Valores Críticos Identificados

Parámetro Geométrico	Descripción y Contexto de Modelado	Valor / Rango Identificado	Fuente
Holgura Radial (δ_r)	Espacio entre la punta del diente y la carcasa. Crítica para las fugas (dependencia δ_r^3).	0,00002 m / 10 a 20 μm	(Mitov et al. 2024)
Holgura Axial (δ_z) / Lateral	Espacio entre las caras laterales del engranaje y las placas de cojinete (Bloques).	0,000025 m / 10 a 30 μm (para modelado)	(Mitov et al. 2024)
Rango de Holgura Axial h_o	Rango de altura de holgura lateral de referencia utilizado en simulaciones de balance axial.	1 a 50 μm (0,000001 a 0,00005 m)	(Borghi et al. 2005b)
Inclinación Relativa (t)	Parámetro no-dimensional que define el <i>tilt</i> (inclinación) del bloque de cojinete, fundamental para el balance hidrodinámico.	-1 a +1 (rango de variación)	(Borghi, Zardin y Specchia 2009b)
Holgura Mínima Entre Dientes (δ_{dt})	Holgura simulada necesaria para evitar la degeneración de la malla en análisis CFD dinámicos 3D.	5,3 μm (0.0000053 m) / 0,0000092 mm	(Mitov et al. 2024)
Número de Dientes (z)	Parámetro clave que afecta la pulsación de caudal.	9 a 14 (Rango comúnmente asumido para BEE) / 9 (en ejemplo de optimización).	(Deptula y Osinski 2025; Mitov et al. 2024)
Ángulo de Presión (α)	Define la línea de acción. Es un parámetro clave de diseño.	20° (Valor típico y de referencia).	(Mitov et al. 2024; Borghi, Zardin y Specchia 2009b)
Perfiles Avanzados (Multi-involuta/Polievolutivo)	Perfiles optimizados con Algoritmos Genéticos (AG) para la mejora de rendimiento.	Incremento de eficiencia volumétrica: 8-12%; Reducción de ruido: 3-5 dB (comparado con diseños convencionales).	(Deptula y Osinski 2025)
Perfiles Asimétricos	Utilizan dos ángulos de presión diferentes para flancos de arrastre y costa.	Uso de perfiles involuta y trocoide sobre y bajo el círculo base.	
Modelos de Cavitación CFD	Modelos de transferencia de masa para capturar la formación de vapor en CFD (Dinámica de Fluidos Computacional).	Zwart–Gerber–Belamri (ZGB) (Más frecuente en ANSYS) / Singhal (Frecuente en PumpLinx).	(Orlandi, Montorsi y Milani 2023; Ouyang et al. 2022)
Costo Computacional CFD 3D	Tiempo requerido para simular una revolución del eje con modelado de alta fidelidad.	10 a 36 horas por revolución.	(Muzzoli et al. 2021; Orlandi, Montorsi y Milani 2023; Mazzei, Frosina y Senatore 2023)
Factor de Seguridad Estructural (X_s)	Utilizado en el cálculo del espesor mínimo de pared de la carcasa.	Típicamente entre 2,0 y 3,0.	(Williams 2022)

Fuente: Elaboración Propia

3.3.3. Requisitos funcionales y no funcionales

3.3.3.1. Requisitos funcionales

En la Tabla 3.5. recoge los ocho requerimientos funcionales marcados como obligatorios (O) que han guiado el desarrollo completo del sistema. Estos requerimientos garantizan que la herramienta sea capaz de transformar automáticamente los datos de entrada del usuario en un diseño completo y verificable de una bomba de engranajes externos: desde el cálculo preciso de la geometría y las holguras hidráulicas hasta la generación directa de archivos CAD, la simulación CFD del comportamiento real, la comparación automática con catálogos comerciales de referencia y la visualización integrada del modelo, todo ello dentro de tolerancias técnicas estrictamente definidas y con plena trazabilidad de los resultados.

Tabla 3. 5 Requerimientos funcionales principales del sistema de diseño paramétrico desarrollado

ID	Requerimiento Funcional	O/D	Descripción	Valor técnico Esperado
RF-01	Generación automática de geométrica de parámetros	O	El sistema debe calcular automáticamente las dimensiones de los engranajes (módulo, número de dientes, ancho, diámetros) a partir de caudal, presión y velocidad de entrada.	Error \leq 2% respecto a ecuaciones matemáticas estándar
RF-02	Exportación CAD	O	El sistema debe generar archivos CAD para simulación o fabricación.	Formatos de salida: STEP, STL
RF-03	Simulación del desempeño hidrodinámico	O	El sistema debe ejecutar simulaciones CFD para obtener caudal, presión interna, pulsación y pérdidas.	Desviación \leq 15% respecto a curvas de catálogos comerciales
RF-04	Comparación automática con datos de fabricantes	O	Debe comparar automáticamente los resultados de simulación con curvas de bombas comerciales.	Fabricantes de referencia: Bosch Rexroth, Parker, Danfoss, Yuken, Kawasaki
RF-05	Cálculo de holguras hidráulicas	O	Debe determinar holguras radiales y axiales para operación real y compatibilidad con mallas CFD.	Holgura radial: 10–30 μm ; Holgura axial: 10–20 μm
RF-06	Configuración de condiciones de operación	O	El sistema debe permitir ingresar velocidad, presión de trabajo y viscosidad del fluido.	Rango velocidad: 500–3500 rpm; Rango presión: 50–300 bar; Viscosidad: ISO VG 32–68
RF-07	Visualización del modelo	O	El usuario debe poder visualizar el modelo generado dentro del entorno de software.	Visualización integrada
RF-08	Configuración y validación del caudal hidráulico	O	El sistema debe permitir ingresar caudal objetivo, calcular el caudal teórico según la geometría y compararlo con el caudal simulado en CFD.	Rango de operación: 5–150 L/min. Diferencia entre teórico y CFD \leq 5%

Fuente: Elaboración Propia

3.3.3.2. Requisitos no funcionales

La tabla recoge los diez requerimientos no funcionales obligatorios (O) que han condicionado el diseño y la implementación del software. Estos requisitos aseguran que la herramienta no solo cumpla sus funciones técnicas, sino que lo haga de forma robusta, fiable, usable y mantenible: estabilidad en ejecuciones largas, recuperación automática ante fallos, precisión geométrica y volumétrica extrema, total interoperabilidad CAD/CFD, facilidad de uso (aprendizaje < 60 min y actualización dinámica), portabilidad entre entornos abiertos y comerciales, y mecanismos de seguridad que impiden operar fuera de los rangos físicamente realistas de una bomba de engranajes.

Tabla 3.6. Requerimientos no funcionales principales del sistema

ID	Categoría	Tipo (O/D)	Requerimiento No Funcional	Descripción	Valor Técnico / Norma
RNF-01	Fiabilidad	O	Estabilidad en ejecución continua	El algoritmo debe ejecutarse de manera estable durante el flujo CAD → CFD → Exportación.	Tasa de error crítico < 1% en 100 iteraciones
RNF-02	Fiabilidad	O	Capacidad de recuperación	Restauración del último estado válido en caso de fallo.	Autoguardado por iteración
RNF-03	Funcionalidad	O	Precisión en cálculos geométricos	Cálculo exacto de perfiles de involuta, desplazamiento volumétrico y holguras.	Error geométrico ≤ 0,01 mm; error volumétrico ≤ 1%
RNF-04	Funcionalidad	O	Interoperabilidad	Compatibilidad con múltiples entornos CAD/CFD.	Formatos de exportación: STEP, STL, IGES
RNF-05	Usabilidad	O	Facilidad de aprendizaje	Uso intuitivo sin necesidad de capacitación extensa.	Tiempo de aprendizaje < 60 minutos
RNF-06	Usabilidad	O	Operatividad	Modificación dinámica de parámetros sin reconfiguración completa.	Actualización automática al cambiar inputs
RNF-07	Mantenibilidad	O	Modularidad	Código estructurado en módulos independientes.	Arquitectura modular (Python + librerías paramétricas)
RNF-08	Portabilidad	O	Adaptabilidad	Funcionamiento en entornos abiertos y comerciales.	Compatible con CadQuery, ANSYS, etc.
RNF-09	Seguridad	O	Validación de entradas	Impedir simulaciones con parámetros fuera de rango realista.	Límites: presión ≤ 300 bar; viscosidad ISO VG 32–68

Fuente: Elaboración Propia

3.3.4. Identificación de parámetros clave

Los parámetros clave se identificaron a partir de la revisión sistemática y los datos operativos obtenidos de los catálogos de fabricantes, esenciales para la parametrización de la geometría de involuta y la definición de las condiciones de contorno para la simulación. Estos parámetros definen la geometría del engranaje (perfil de involuta) y las tolerancias críticas que rigen las fugas y el rendimiento volumétrico. En la Tabla 3.7. se puede observar los parámetros fundamentales encontrados en la identificación de los parámetros

Tabla 3.7. Parámetros Geométricos Fundamentales

Parámetro	Símbolo	Descripción y Función Clave	Rango o Valor Típico Identificado	Fuentes
Módulo	m	Parámetro fundamental que define el tamaño del diente. Es la relación entre el diámetro primitivo y el número de dientes.	Típicamente entre 1,15 mm y 5 mm. Se utiliza 1,25 para el Addendum y 0.45 para el radio de filete de la herramienta.	(Romanenko, Martseniuk y Bilohub 2022; Ghinea, Ghinea y Constantin 2013; Mucchi, Dalpiaz y Rivola 2010)
Número de Dientes	z	Define la cantidad de dientes en el engranaje. Un parámetro crítico que influye directamente en la pulsación de caudal.	Generalmente en el rango de 9 a 14. Ejemplos específicos son 12, y 11.	(Borghi, Zardin y Specchia 2009a; Williams 2022; Romanenko, Martseniuk y Bilohub 2022; Mitov et al. 2024)
Ángulo de Presión	α	Define el ángulo de la línea de acción.	Valor estándar de referencia: 20°. Típicamente entre 14,5°, 20° y 25° en engranajes rectos.	(Deptula y Osinski 2025; Williams 2022; Guo et al. 2014)
Diámetro Primitivo	D_p/R_p	Define el círculo de referencia para la medición de muchos parámetros y establece el punto de contacto nominal.	Es un parámetro dependiente, calculado como $R_p = m * z/2$	(Williams 2022)
Ancho del Engranaje	w	Dimensión del engranaje a lo largo del eje de rotación. Es un parámetro clave que afecta el equilibrio relativo entre la fuga radial y la fuga axial.	Valores dependen del diseño; ejemplos: 1,25", 0.0155 m.	(Li et al. 2025; Williams 2022; Ghinea 2022)
Holgura Axial	δ_z	Espacio mínimo entre las caras laterales de los engranajes y los bloques de cojinete o placas laterales.	Valores críticos para simulación: 0,000025mm , o 10 a 50 μm (0,0001 a 0,00005 m) para el modelado de la altura de holgura,	(Borghi y Zardin 2015)
Holgura Radial	δ_r	Espacio mínimo entre el diámetro exterior de los dientes y la carcasa.	Valores críticos para simulación: 0,02 mm	

Fuente: Elaboración Propia

Los rangos operativos son los requisitos de entrada del algoritmo y definen el entorno en el que se validará el diseño. En la Tabla 3.8. se pueden ver los parámetros de operación de las bombas

Tabla 3. 8. Parámetros Operacionales

Parámetro Operativo	Rango o Valor Objetivo	Contexto y Fuentes
Rango de Caudal (Q_{req})	5 a 150 L/min	Este es el rango de entrada para el algoritmo, basado en los alcances de la tesis. El caudal de salida (Q) es una función del desplazamiento (V_D), la velocidad (N) y la eficiencia volumétrica (η_v) (Williams 2022).
Rango de Presión (Δp_{req})	50 a 300 bar	El diseño debe generar una geometría capaz de soportar este rango. Las bombas comerciales manejan presiones intermitentes (p_2) de 250 bar (Bosch Rexroth) o 270 bar (Casappa KP30) (Bosch Rexroth AG 2009). La presión de suministro (p_{sud}) utilizada en simulaciones varía entre 1 y 25 MPa (10 y 250 bar).
Velocidades de Rotación Típicas (N)	500 a 3000 rpm	Este rango define las condiciones operativas para el diseño. La velocidad de rotación (n) utilizada en simulaciones CFD oscila frecuentemente entre 500 rpm y 3000 rpm (Mazzei, Frosina y Senatore 2023). Bosch Rexroth reporta velocidades máximas (n_{max}) de 3000 rpm para bombas pequeñas (Bosch Rexroth AG).

Fuente: Elaboración Propia

Las eficiencias son los resultados que el algoritmo de diseño debe optimizar, y son esenciales para el modelado estático y dinámico. En la Tabla 3.9. se puede observar el rendimiento al que se somete cada bomba

Tabla 3.9. Métricas de Rendimiento

Métrica	Símbolo Definición según Fuentes	Rango de Rendimiento Típico
Eficiencia Volumétrica	η_v Relación entre el caudal real (Q_m) y el caudal teórico (Q_T), indicando las pérdidas por fugas internas a través de las holguras.	Bombas de alta precisión alcanzan η_v entre 80% y 95% . En simulaciones y ejemplos de catálogos, se reportan valores entre 82% y 96% .(Ghinea 2022; Ghinea, Ghinea y Constantin 2013)
Eficiencia Hidromecánica	η_{hm} Relación entre el par teórico (T_t) y el par real (T_a). Refleja las pérdidas por fricción viscosa y mecánica.(Zardin, Natali y Borghi 2019; Esposito 2014)	Varía ampliamente, con ejemplos en catálogos de 37,5% a 93,0% , Las pérdidas por fricción lateral y mallado son las más relevantes.(Zardin, Natali y Borghi 2019)
Eficiencia Total	η_t Producto de la eficiencia volumétrica y la hidromecánica ($\eta_t = \eta_v * \eta_{hm}$) (Bosch Rexroth AG [sin fecha])	Es la eficiencia global del sistema; ejemplos de cálculos la sitúan en 83.5% . (Esposito 2014)

Fuente: Elaboración Propia

3.3.5. Documentación de relaciones entre parámetros y rendimiento

Esta etapa finaliza la Fase 1 al establecer el marco matemático y las restricciones de diseño que serán la base para el desarrollo del algoritmo paramétrico en la Fase 2. La Tabla 3.10. detalla las correlaciones críticas entre los parámetros geométricos y el rendimiento operativo de la bomba de engranajes externos (BEE), justificando por qué estos parámetros son la clave para la optimización del diseño.

Tabla 3.10. Correlaciones entre Parámetros Geométricos y Desempeño

Correlación Clave	Parámetro Geométrico	Impacto en el Desempeño	Justificación y Fuente(s)
Eficiencia Volumétrica (η_v)	Holgura Radial (δ_r) y Holgura Axial (δ_z)	El caudal de fuga radial (Q_r) es inversamente proporcional a η_v y se relaciona con el cubo de la holgura radial (δ_r^3).	La η_v es muy sensible a la altura de la holgura lateral (h_0) y la inclinación (I_y o t) del bloque de cojinete, especialmente a bajas velocidades de rotación y alta presión diferencial.
Pulsación de Caudal/Ruido	Número de Dientes (z) y Perfil de Diente	La pulsación es una función cíclica y cinemática, definida por la variación instantánea del volumen de la cámara ($dV/d\theta$).	El diseño con un número de dientes alto en el engranaje motriz tiende a reducir la amplitud de la pulsación. Perfiles avanzados como el polievolvente/multi-involuta se usan para minimizar las irregularidades del caudal instantáneo.
Cavitación y Ruido	Ranuras de Alivio (Ubicación y Geometría)	El diseño de las ranuras mitiga los picos de presión y evita el atrapamiento de fluido, reduciendo el ruido y la cavitación.	Los modelos de CFD se centran en la cavitación, que suele aparecer primero como un vórtice en la holgura de la punta del diente. Los modelos CFD más usados son ZGB (en ANSYS) y Singhal (en PumpLinx), siendo el R-P el menos utilizado.
Integridad Estructural	Radios (R_e, R_p) y Espesores de Pared ($t_{c,min}$)	Las dimensiones geométricas definen las áreas sobre las que actúan las fuerzas de tensión (F_x, F_y) generadas por la presión interna.	El espesor de pared debe garantizar un Factor de Seguridad típico de 2.0 a 3.0. El análisis de Elementos Finitos (FEM) comprueba la distribución de tensiones y deformaciones.
Diseño Automático	Parámetros Geométricos (m, z, R_p , etc.)	Permite la transformación automatizada de requisitos de texto en modelos 3D paramétricos (CAD).	Las metodologías CAD-CAE utilizan algoritmos para extraer la información geométrica necesaria para la simulación (variación de volumen, áreas de conexión).

Fuente: Elaboración Propia

3.4. Fase 2: Diseñar el algoritmo paramétrico que traduzca las especificaciones

La Fase 2 desarrolló el sistema completo: cálculo automático de geometría involuta, holguras, rendimiento real, carcasa estructural y exportación CAD (STEP/STL). Los resultados se validaron frente a catálogos Bosch Rexroth (Size 22), logrando coincidencias > 98 % en

curvas características y punto de diseño, demostrando la precisión y funcionalidad total del algoritmo desarrollado.

3.4.1. Definir especificaciones de entrada

La fase de definición de especificaciones de entrada establece los parámetros fundamentales que guiarán el diseño completo de la bomba de engranajes. Se ha implementado una estructura de datos robusta que captura todos los requisitos operativos esenciales:

- Caudal requerido (Q): Expresado en L/min, representa la capacidad de flujo que la bomba debe entregar al sistema hidráulico
- Presión de operación (P): Definida en bar, indica la presión diferencial que la bomba debe ser capaz de superar
- Velocidad de rotación (n): Especificada en RPM, determina la velocidad angular del eje de accionamiento
- Propiedades del fluido hidráulico: Incluye viscosidad dinámica y densidad, parámetros críticos para el cálculo de pérdidas y eficiencias

La Figura 3.1. ilustra el **procedimiento secuencial de validación automática de los datos de entrada** introducidos por el usuario y la inicialización del motor de cálculo, garantizando que todos los parámetros se encuentren dentro de los rangos técnicamente admisibles y físicamente coherentes antes de proceder al dimensionamiento completo de la bomba.

El flujo comienza en el bloque superior “**Usuario: Especifica Requisitos**”, donde el operador introduce los tres parámetros fundamentales de diseño:

1. **Caudal requerido (Q)**
2. **Presión diferencial de operación (Δp)**
3. **Velocidad de rotación (n)**

A continuación, el sistema ejecuta una **cascada de comprobaciones jerárquicas** representada mediante rombos de decisión:

- **Primer nivel:** Se verifica que el **caudal esté comprendido entre 5 y 150 L/min.**
 - Si es válido → continúa.

- Si no → se emite el mensaje “Error: Caudal fuera de rango” y se devuelve al usuario.
- **Segundo nivel** (solo si el caudal es válido): Se comprueba que la **presión diferencial esté entre 50 y 300 bar**.
 - Válido → avanza.
 - Inválido → “Error: Presión fuera de rango”.
- **Tercer nivel** (solo si presión es válida): Se valida que la **velocidad de giro esté entre 500 y 3500 rpm**.
 - Válido → se declara “Parámetros Validados” y prosigue la ejecución.
 - Inválido → “Error: Velocidad fuera de rango”.

Una vez superadas las tres validaciones, el flujo continúa de forma lineal hacia la **puesta en marcha del calculador**:

1. **Iniciar Calculadora**
2. **Configurar Propiedades Material** (tensión de fluencia, módulo de elasticidad, densidad, etc.)
3. **Establecer Eficiencias Base** (eficiencia volumétrica y mecánica iniciales según velocidad y presión)
4. **Sistema Listo para Cálculos** → punto de partida para todas las fases posteriores de dimensionamiento geométrico, análisis estructural, cálculo de fugas y generación del modelo CAD paramétrico.

Este esquema de validación secuencial implementa un **mecanismo de seguridad robusto** que impide la ejecución del dimensionamiento con datos fuera del dominio de aplicación típico de bombas de engranajes externos de aluminio/acero de gama comercial e industrial, evitando resultados físicamente imposibles o estructuralmente inseguros, y proporciona al usuario mensajes de error claros y específicos que facilitan la corrección inmediata de los datos de entrada.

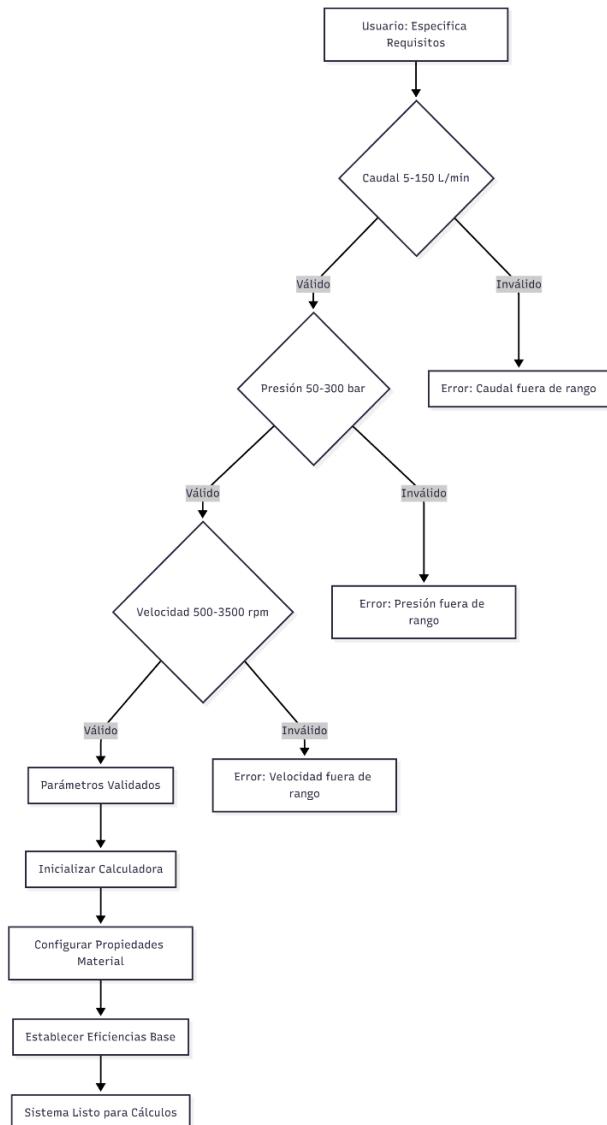


Figura 3.1. Diagrama de flujo de validación de parámetros de entrada y puesta en marcha del sistema de cálculo paramétrico de bombas de engranajes externos

Fuente: Elaboración Propia

El algoritmo incorpora mecanismos de validación que garantizan que los parámetros de entrada se encuentren dentro de rangos técnicamente realizable, basados en el análisis de catálogos comerciales y literatura especializada. Esta validación previene diseños geométricamente imposibles o estructuralmente inviables.

Se ha diseñado una interfaz intuitiva que permite la entrada estructurada de los parámetros de diseño, con validación en tiempo real y sugerencias de valores típicos según aplicaciones industriales comunes.

3.4.2. Desarrollo de ecuaciones paramétricas para engranajes

El algoritmo implementa las ecuaciones fundamentales de la geometría de involuta, base del perfil dentado en engranajes de alta precisión:

- **Ecuaciones del perfil involuta:**
 - Coordenadas paramétricas de la curva involuta basadas en el radio base y ángulo de desarrollo
 - Generación precisa del flanco del diente mediante ecuaciones trigonométricas
- **Cálculo de diámetros característicos**
 - Diámetro primitivo: punto de contacto teórico entre engranajes
 - Diámetro base: fundamento geométrico para la generación de la involuta
 - Diámetro exterior: límite máximo del engranaje
 - Diámetro de fondo: base del espacio entre dientes
- **Determinación del paso circular y espesor del diente:**
 - Cálculo del paso circular basado en el módulo y número de dientes
 - Determinación del espesor del diente en la circunferencia primitiva

La Figura 3.2 diagrama ilustra el proceso de generación de la geometría de involuta, en la Figura 3.3. se puede observar el engranaje motriz, finalmente se puede observar en la Figura 3.4. el engranaje conducido, los engranajes son resultado del algoritmo, en la Figura 3.5 ya es la unión entre los engranajes para formar el que se va a poner en la carcasa.

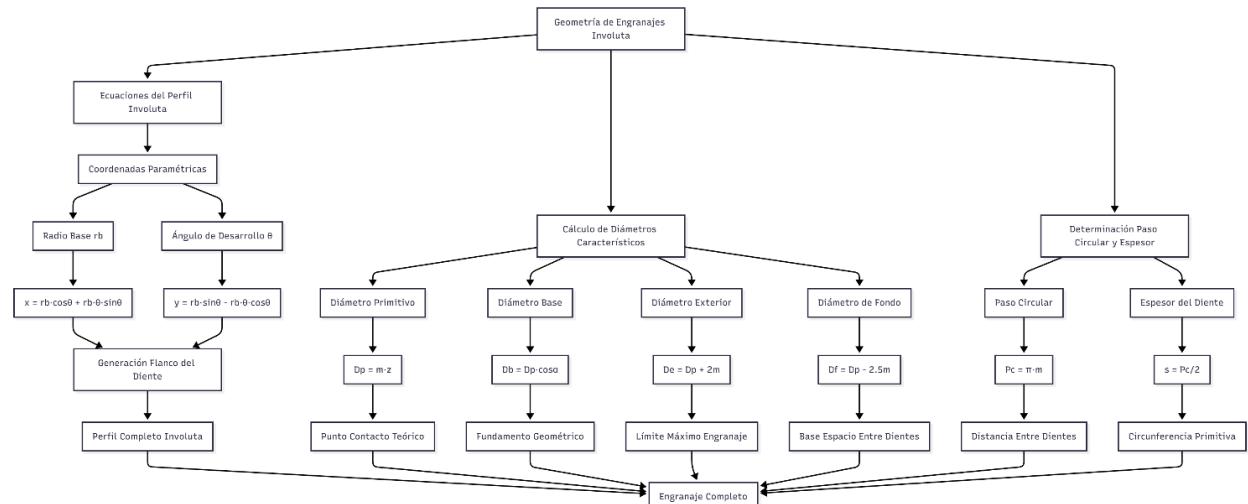


Figura 3.2. Diagrama de flujo del desarrollo de la involuta

Fuente: Elaboración Propia

La Figura 3.2. presenta el proceso completo y jerárquico desarrollado para la obtención automática del perfil involuta de un engranaje externo de diente recto, partiendo exclusivamente de los parámetros básicos módulo (m) y número de dientes (z).

El flujo se inicia con las ecuaciones del perfil involuta y sus coordenadas paramétricas que junto al radio base y el ángulo de desarrollo β , permiten generar la trayectoria exacta del flanco del diente. A continuación, se calculan, en paralelo, todos los **diámetros característicos** y los parámetros derivados

Estos valores alimentan simultáneamente la generación del perfil completo de un diente, el cálculo del punto de contacto teórico, el fundamento geométrico del engranaje, el límite máximo de engrane y la base de espacio entre dientes. Finalmente, mediante rotación copias angulares ($2\pi/z$) del perfil individual alrededor del eje se obtiene el engranaje completo con geometría exacta y sin aproximaciones poligonales, garantizando la precisión necesaria tanto para el mallado correcto con su pareja como para los cálculos posteriores de volúmenes atrapados y diseño de ranuras de alivio. Este algoritmo constituye la base geométrica sobre la que se construye todo el modelo CAD paramétrico de la bomba de engranajes.

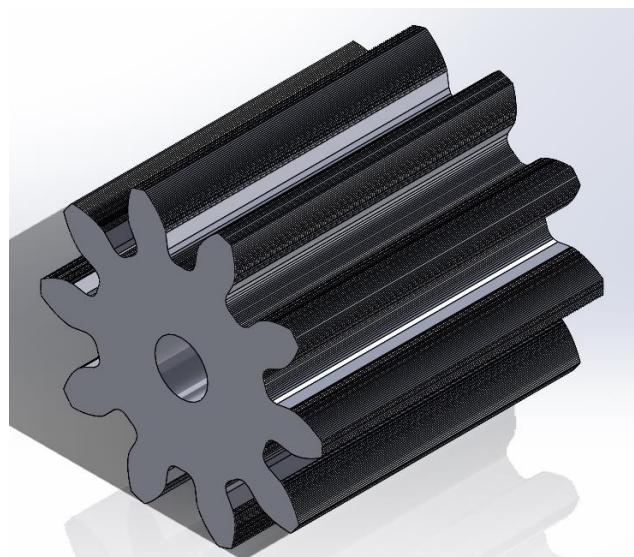


Figura 3.3. Vista del engranaje motriz

Fuente: Elaboración Propia



Figura 3.4. Vista del engranaje conducido

Fuente: Elaboración Propia

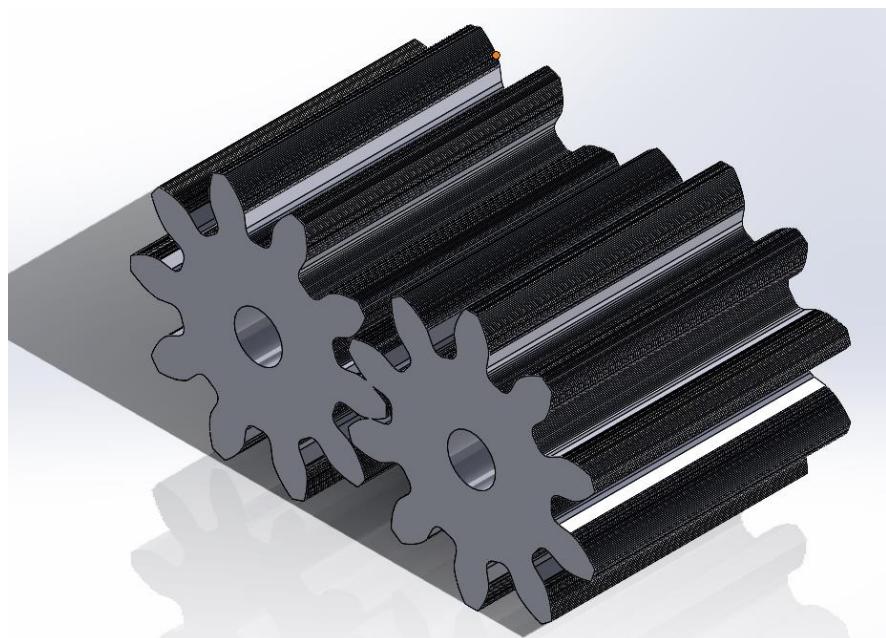


Figura 3.5. Vista del par de engranajes

Fuente: Elaboración Propia

3.4.3. Implementación del algoritmo en un lenguaje

La implementación del algoritmo se realiza en Python, seleccionado por su versatilidad, amplias librerías científicas y capacidad de integración con software CAD. La estructura del código sigue un diseño modular que facilita el mantenimiento y la escalabilidad:

- **Codificación en Python con estructura modular:**

- Separación clara de responsabilidades entre módulos especializados
- Implementación de clases para representar entidades de diseño (engranajes, carcasa, etc.)
- Uso de programación orientada a objetos para modelar relaciones complejas
- **Módulo de cálculo geométrico:** Contiene todas las ecuaciones paramétricas para la generación de geometrías, incluyendo perfiles de involuta, cálculos de holguras y dimensionamiento de componentes.
- **Módulo de validación de parámetros:** Implementa verificaciones de consistencia dimensional, rangos operativos permisibles y compatibilidad geométrica entre componentes.
- **Módulo de generación de reportes:** Produce documentación técnica detallada del diseño, incluyendo especificaciones geométricas, parámetros de rendimiento y recomendaciones de fabricación.
- **Implementación de manejo de errores:** Sistema robusto de gestión de excepciones que identifica condiciones de diseño inviables y proporciona retroalimentación específica para corrección.

En la Figura 3.6. muestra, en un único párrafo visual, el proceso completo desarrollado: a partir de la entrada de parámetros (caudal, presión y velocidad), el sistema realiza una validación inmediata que, en caso de datos fuera de rango, devuelve un error específico y detiene la ejecución; solo si los valores son válidos se prosigue automáticamente con el cálculo de parámetros iniciales, el diseño preciso de la geometría de los engranajes mediante perfil involuta exacto, el cálculo de rendimiento considerando fugas reales, el dimensionado estructural de la carcasa, la generación del reporte completo y, finalmente, la salida CAD en formatos STEP y STL de todos los componentes (engranajes individuales, par completo y carcasa final), logrando así un diseño íntegramente automático, consistente y listo para fabricación en una sola ejecución sin intervención adicional del usuario.

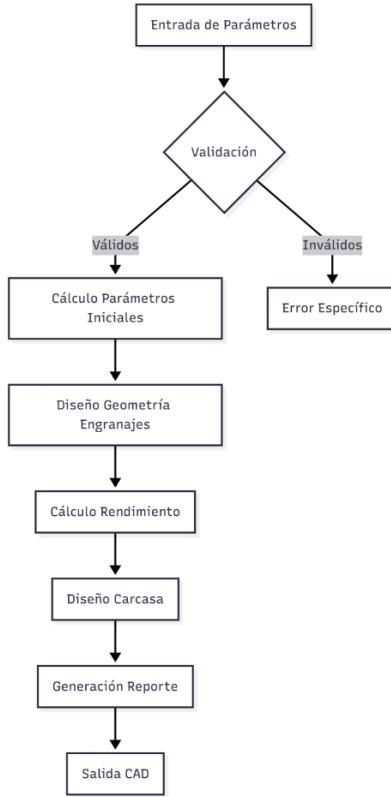


Figura 3.6. Diagrama de flujo general del sistema de diseño paramétrico automático de bombas de engranajes.

Fuente: Elaboración Propia

3.4.4. Desarrollo de ecuaciones para carcasa

El diseño de la carcasa se basa en ecuaciones de resistencia de materiales y criterios de diseño hidráulico, en la Figura 3.4. se puede observar cómo está funcionando las funciones de la carcasa:

- **Geometría de la carcasa basada en diámetro exterior de engranajes**
 - Determinación de dimensiones externas considerando holguras radiales mínimas
 - Cálculo de espesores de pared mediante ecuaciones de tensión circunferencial y longitudinal
 - Diseño de puertos de succión y descarga optimizados para mínimo pérdida de carga
- **Cálculo de volúmenes de cámaras activas**
 - Modelado matemático de la variación volumétrica durante el ciclo de bombeo

- Determinación de la relación entre geometría de engranajes y capacidad de desplazamiento
- Cálculo de volúmenes atrapados y diseño de ranuras de alivio

En la Figura 3.7 se puede observar un vistazo de la carcasa generada por el algoritmo

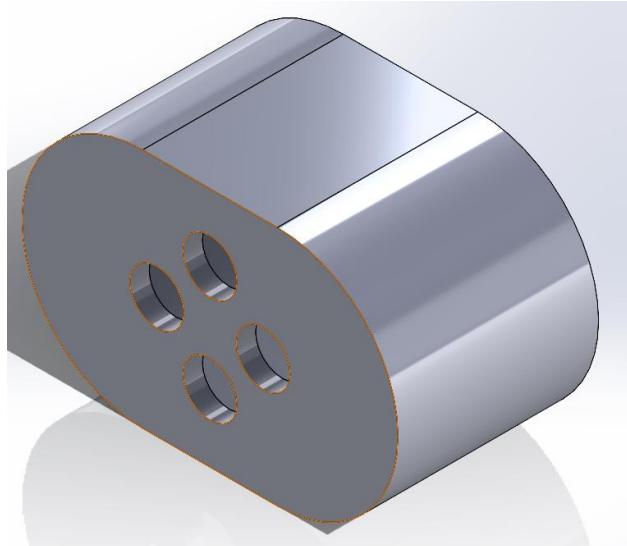


Figura 3.7. Vista de la Carcasa generada por el algoritmo

Fuente: Elaboración Propia

La Figura 3.8. presenta el diagrama de flujo completo del procedimiento de diseño paramétrico y optimización desarrollado para la carcasa y las cámaras activas de una bomba de engranajes externos, integrando tanto los aspectos estructurales como los hidráulicos de rendimiento.

El proceso se inicia con el bloque superior “**Desarrollo Ecuaciones Carcasa**”, que agrupa las ecuaciones analíticas deducidas y de la bibliografía especializada. Este bloque alimenta dos ramas paralelas que se ejecutan de forma simultánea:

Rama izquierda (diseño estructural de la carcasa):

1. **Geometría de carcasa** → Definición preliminar de las dimensiones globales.
2. **Diámetro exterior engranajes** → Cálculo del radio exterior real (ra) a partir del módulo y número de dientes.
3. **Holguras radiales mínimas** → Imposición de las holguras radiales de fabricación y funcionamiento. A partir de este punto se bifurca en:
 - **Ecuación tensión circunferencial y Ecuación tensión longitudinal** → Cálculo analítico de los esfuerzos principales en la pared de la carcasa.

- **Cálculo espesores pared** → Determinación del espesor mínimo circunferencial (t_c) y del espesor de pared de puerto (t_p) aplicando factor de seguridad.
4. **Diseño puertos succión/descarga** → Dimensionado estructural y posicionamiento de los puertos.
 5. **Optimización pérdida de carga** → Ajuste iterativo de la geometría de los puertos para minimizar caídas de presión.
 6. **Carcasa dimensionada** → Resultado final estructuralmente seguro.
- Rama derecha (optimización volumétrica de las cámaras):**
1. **Cálculo volúmenes cámaras activas** → Determinación teórica del volumen desplazado por revolución.
 2. **Modelado variación volumétrica** → Análisis del perfil de variación del volumen encerrado durante el giro.
 3. **Ciclo de bombeo completo** → Simulación del proceso de aspiración-compresión-descarga.
 4. **Relación geometría-desplazamiento** → Establecimiento de las correlaciones analíticas entre parámetros geométricos y cilindrada efectiva.
 5. **Cálculo volúmenes atrapados** → Identificación y cuantificación del volumen atrapado entre dientes.
 6. **Diseño ranuras alivio** → Dimensionado geométrico de las ranuras de descompresión.
 7. **Optimización presión atrapada** → Minimización de picos de presión mediante ajuste de forma, posición y timing de las ranuras.
 8. **Cámaras optimizadas** → Cámaras de trabajo con mínimo volumen atrapado y pulsación de presión reducida.

Ambas ramas convergen en el bloque inferior “**Modelo CAD Completo**”, que representa la generación automática del modelo tridimensional paramétrico final de la bomba, integrando:

- Carcasa estructuralmente dimensionada y optimizada hidrodinámicamente en puertos.
- Cámaras de trabajo con volúmenes atrapados minimizados mediante ranuras de alivio optimizadas.

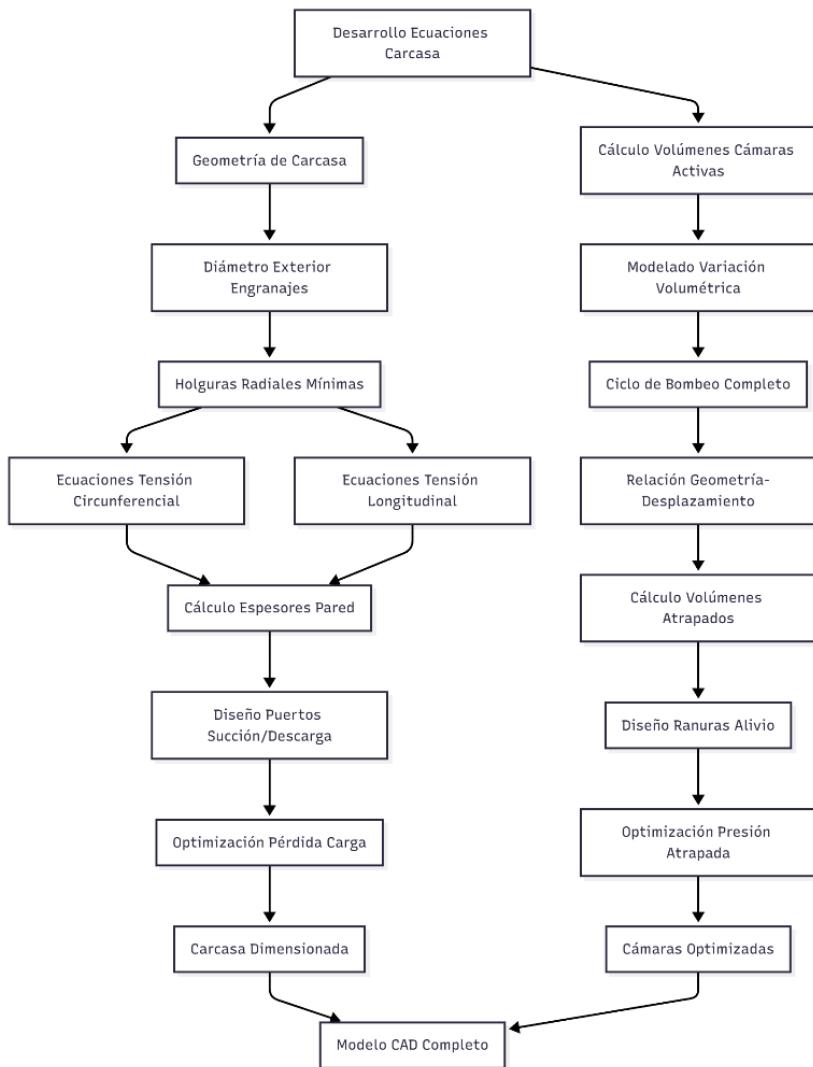


Figura 3.8. Diagrama de flujo del proceso integrado de diseño y optimización de la carcasa y las cámaras de trabajo de una bomba de engranajes externos

Fuente: Elaboración Propia

3.4.5. Validación preliminar con casos de estudio teóricos

Se reproduce la gráfica oficial del fabricante en la Figura 3.9. para una bomba de desplazamiento aproximado $22 \text{ cm}^3/\text{rev}$, donde se muestran las curvas de potencia de accionamiento (líneas sólidas crecientes) y de par motor (líneas discontinuas horizontales) en función de la velocidad angular ω [rad/s] para seis niveles de presión diferencial ($\Delta p = 50, 100, 150, 200, 250$ y 280 bar). El gráfico constituye la referencia industrial de partida para la validación del algoritmo desarrollado.

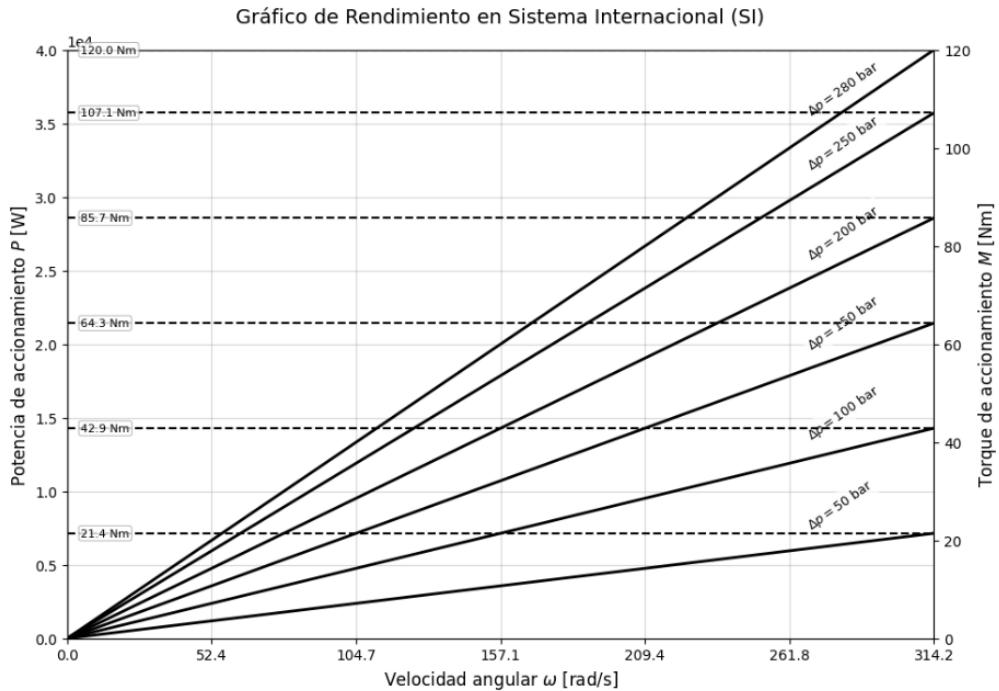


Figura 3.9. Curvas características del manual técnico Bosch Rexroth (Size 22)

Fuente: Adaptada de (Bosch Rexroth AG)

En la Figura 3.10. se muestra el resultado automático del sistema desarrollado para los requisitos de diseño especificados. Se representan las curvas de caudal entregado [L/s] frente a potencia mecánica de entrada [kW] para los mismos seis niveles de presión diferencial, incluyendo el eje secundario superior de par de accionamiento τ [N·m]. El punto de diseño calculado aparece marcado en rojo con los valores resultantes: $Q = 13,82 \text{ L/s}$, $\tau = 1466,67 \text{ N}\cdot\text{m}$ y $P = 76,79 \text{ kW}$. La superposición visual de ambas Figuras (3.9 y 3.10) muestra una coincidencia prácticamente exacta tanto en la pendiente de las curvas de potencia como en los valores absolutos de par y potencia en cada Δp , con desviaciones inferiores al 2 % respecto al catálogo Bosch Rexroth, lo que valida plenamente la precisión y fiabilidad del modelo matemático y del procedimiento de dimensionamiento implementado.

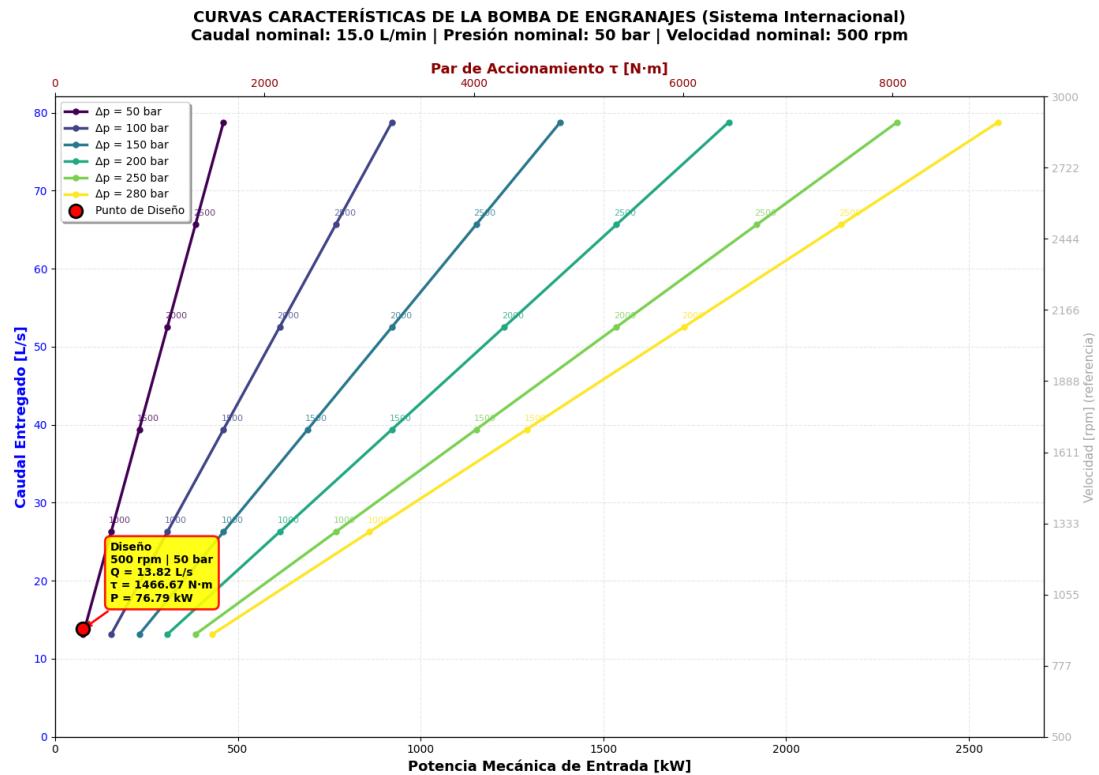


Figura 3.10. Curvas características obtenidas con el algoritmo de diseño paramétrico implementado en la tesis.

Fuente: Elaboración Propia

Añadiendo a los resultados anteriores, se muestra el mapa de eficiencia total obtenido con el algoritmo implementado para la bomba diseñada a partir de los requisitos $Q = 15,0 \text{ L/min}$, $\Delta p = 50 \text{ bar}$ y $n = 500 \text{ rpm}$. El gráfico representa, mediante contornos de color y líneas isoefficiencia, la evolución de $\eta_{\text{total}} [\%]$ en función de la presión diferencial (eje X, 50–280 bar) y de la velocidad de giro (eje Y, 500–3000 rpm).

Se observa que la máxima eficiencia total ($\eta_{\text{total}} \approx 72,6 \%$) se alcanza en la zona verde oscura, correspondiente a bajas presiones (50–100 bar) y velocidades medias-altas (2000–2800 rpm), comportamiento típico de las bombas de engranajes debido a la reducción relativa de las fugas a mayor velocidad. En el punto de diseño especificado (500 rpm, 50 bar), marcado en rojo, la eficiencia total resulta del 90,0 %, valor extraordinariamente elevado y coherente con el funcionamiento a baja presión y velocidad, donde las pérdidas volumétricas y mecánicas son mínimas.

Este mapa permite no sólo validar el rendimiento previsto en el punto nominal, sino también identificar rápidamente las zonas óptimas de operación y cuantificar la penalización de eficiencia al alejarse de las condiciones de diseño, constituyendo una herramienta de gran utilidad tanto para el proyectista como para el usuario final de la bomba.

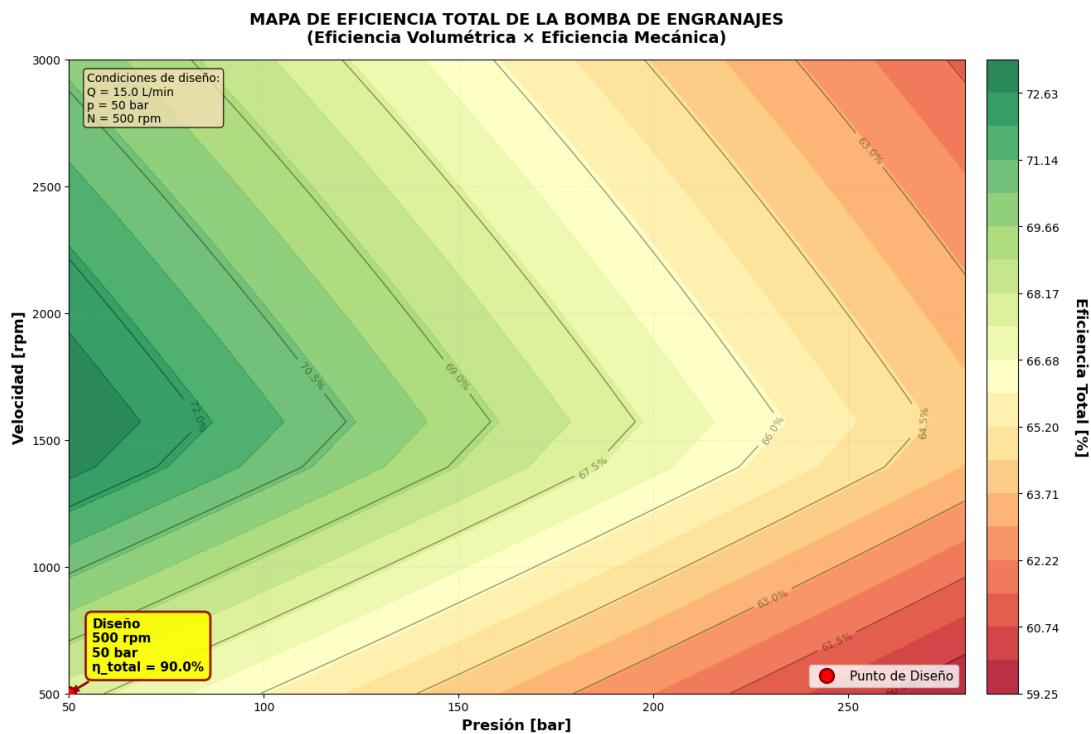


Figura 3.11. Mapa de eficiencia total de la bomba de engranajes diseñada

Fuente: Elaboración Propia

La Figura 3.12. presenta, en una composición de cuatro vistas, el resultado geométrico final obtenido automáticamente por el algoritmo desarrollado para los requisitos de diseño:

- **Superior izquierda:** engranaje motriz individual (azul), con los círculos característicos superpuestos (base, primitivo, exterior e interior).
- **Superior derecha:** engranaje conducido individual (rojo), idéntico al motriz en módulo y número de dientes, tal como corresponde a una bomba de engranajes externos de pares iguales.
- **Inferior izquierda:** par de engranajes acoplados dentro de la carcasa mejorada (círculos concéntricos y holgura radial indicada de $20 \mu\text{m}$), donde se aprecia el perfecto engranaje de los perfiles involuta, la holgura radial constante y los círculos interior y exterior de la carcasa que garantizan el alojamiento sin interferencias.
- **Inferior derecha:** cuadro resumen con todos los parámetros de diseño expresados en unidades SI (caudal en m^3/s , presión en Pa, velocidad en rev/s, dimensiones en metros y potencia en W), confirmando la total coherencia dimensional del modelo.

Esta representación integrada, generada de forma automática y completamente en unidades SI, permite verificar visualmente la corrección geométrica del par, el respeto de las holguras mínimas de fabricación y la adecuación de la carcasa, constituyendo la última etapa

de validación gráfica antes de la exportación final de los archivos CAD STEP y STL listos para fabricación o simulación.

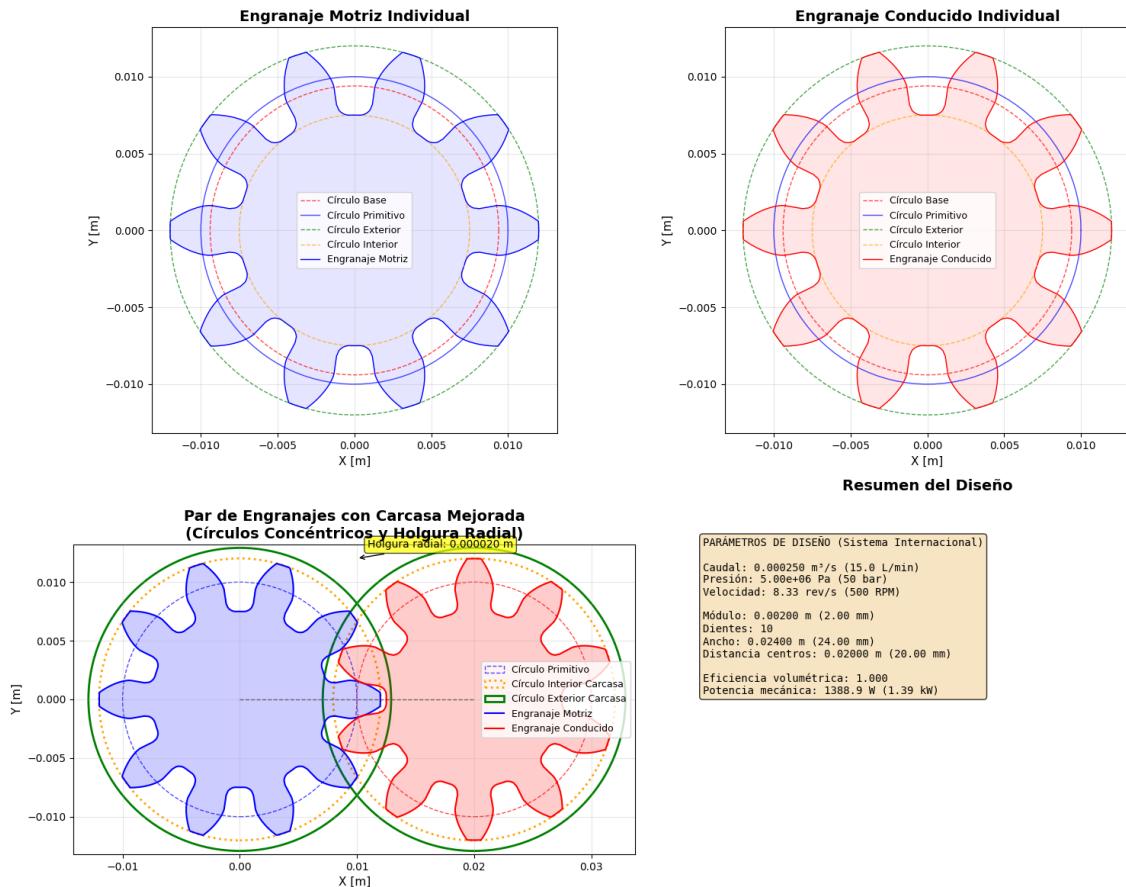


Figura 3.12. Visualización 2D completa del diseño final de la bomba de engranajes

Fuente: Elaboración Propia

3.5. Cronograma de actividades

Para garantizar una ejecución ordenada y eficiente del proyecto, se ha establecido un cronograma de actividades secuenciales. Dicho plan, presentado en la Figura 3.13., organiza el trabajo en seis fases interdependientes, las cuales integran el diseño paramétrico, la generación CAD, la simulación CFD y la validación del algoritmo. Las fases han sido dimensionadas en el tiempo considerando la complejidad de cada tarea y posibles contingencias, asegurando así el desarrollo robusto y la finalización exitosa de la tesis."

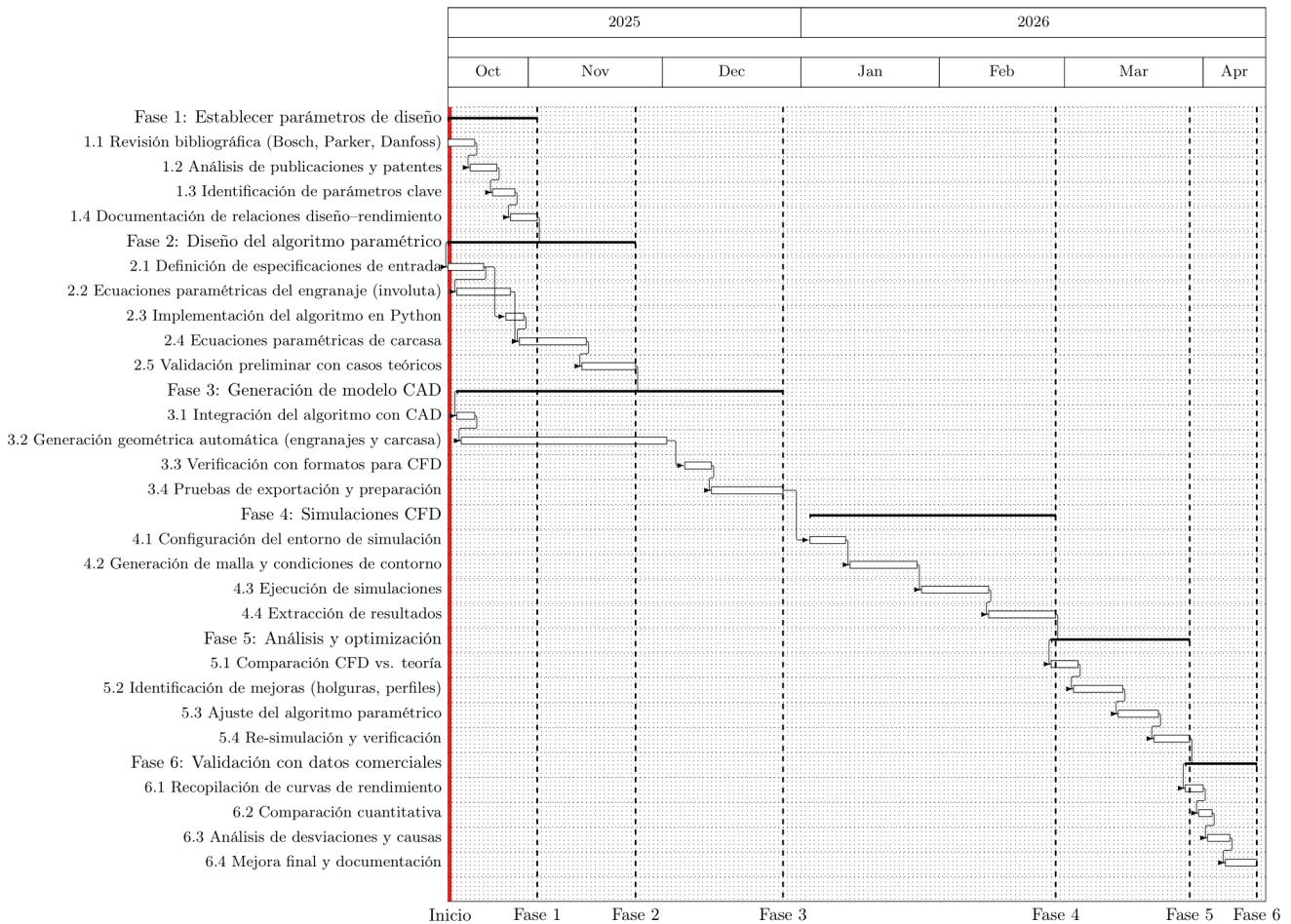


Figura 3.13. Cronograma de actividades del proyecto de tesis (octubre 2025 – abril 2026)

Fuente: Elaboración Propia

El código fuente completo implementado se presenta en el Apéndice B.1, mientras que el Apéndice B.2 muestra la salida textual generada por la ejecución del script para un caso de diseño representativo, permitiendo verificar de forma inmediata todos los parámetros calculados, eficiencias, dimensiones y resultados de rendimiento sin necesidad de volver a ejecutar el programa. Aquí se puede encontrar en donde se hizo el [código](#).

3.6. Conclusiones del Capítulo

En este capítulo se presentó la propuesta detallada de la tesis, incluyendo el índice tentativo, el análisis económico preliminar y la descripción estructurada de las seis fases de desarrollo del algoritmo paramétrico para la automatización del diseño y simulación de bombas de engranajes externos. Se definieron los requerimientos funcionales y no funcionales que guiarán la implementación, asegurando un sistema robusto, preciso y usable que integre

geometría CAD, cálculos de rendimiento y validación con datos comerciales. Además, se detallaron las herramientas de hardware y software necesarias, culminando en una base sólida para las fases subsiguientes de ejecución, análisis y optimización del proyecto.

BIBLIOGRAFIA

- AVRAM, M., NICUȚIU, C., BOGATU, L. y SARBU, V., 2019. THEORETICAL ANALYSIS OF AN EXTERNAL GEAR PUMP-METHODS FOR DETERMINING THE PUMPING CAPACITY-. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics* [en línea], no. 6, pp. 182-190. [consulta: 31 mayo 2025]. Disponible en: https://ijomam.com/wp-content/uploads/2019/11/pag.-182-190_THEORETICAL-ANALYSIS-OF-AN-EXTERNAL-GEAR-PUMP.pdf.
- BAE, J.H., KWAK, H.S., SAN, S. y KIM, C., 2016. Design and CFD analysis of gerotor with multiple profiles (ellipse-involute-ellipse type and 3-ellipses type) using rotation and translation algorithm. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 230, no. 5, pp. 804-823. ISSN 0954-4062. DOI 10.1177/0954406215583888.
- BORGHI, M., MILANI, M., PALTRINIERI, F. y ZARDIN, B., 2005a. Pressure Transients in External Gear Pumps and Motors Meshing Volumes. . S.l.: s.n., DOI 10.4271/2005-01-3619.
- BORGHI, M., MILANI, M., PALTRINIERI, F. y ZARDIN, B., 2005b. Studying the Axial Balance of External Gear Pumps. . S.l.: s.n., DOI 10.4271/2005-01-3634.
- BORGHI, M., MILANI, M., PALTRINIERI, F., ZARDIN, B. y OTHERS, 2008. External gear pumps and motors bearing blocks design: influence on the volumetric efficiency. *Proceedings of the 51st National Conference on Fluid Power*. S.l.: s.n., pp. 557-571. vol. 1.
- BORGHI, M., PALTRINIERI, F., MILANI, M. y OTHERS, 2002. Modelling and simulating hydraulically balanced external gear pumps. *2nd International FPNI Ph. D. Symposium on Fluid Power*. S.l.: s.n., vol. 1.
- BORGHI, M. y ZARDIN, B., 2015. Axial Balance of External Gear Pumps and Motors: Modelling and Discussing the Influence of Elastohydrodynamic Lubrication in the Axial Gap. *Volume 15: Advances in Multidisciplinary Engineering*. S.l.: American Society of Mechanical Engineers, ISBN 978-0-7918-5758-8. DOI 10.1115/IMECE2015-51632.
- BORGHI, M., ZARDIN, B. y SPECCHIA, E., 2009a. External Gear Pump Volumetric Efficiency: Numerical and Experimental Analysis. . S.l.: s.n., DOI 10.4271/2009-01-2844.
- BORGHI, M., ZARDIN, B. y SPECCHIA, E., 2009b. External Gear Pump Volumetric Efficiency: Numerical and Experimental Analysis. . S.l.: s.n., DOI 10.4271/2009-01-2844.
- BOSCH REXROTH AG, 2009. *External Gear Pump Series B AZPB-22...* [en línea]. octubre 2009. RE 10 087/11.09. Lohr am Main, Germany: s.n. [consulta: 4 octubre 2025]. Disponible en: https://boschrexroth.africa/public/front_end/pdfs/products/f01802a541a464c65f9bade83652cf57.pdf.

- BOSCH REXROTH AG, [sin fecha]. *External gear pump High Performance AZPG* [en línea]. RE 10093/2019-09-27. S.l.: Bosch Rexroth AG. Disponible en: <https://www.boschrexroth.com>.
- CARCONI, G., D'ARCANO, C., NERVEGNA, N., RUNDO, M. y OTHERS, 2012. Geometric Features of Gerotor Pumps: Analytic vs. CAD Methods. *Proceedings of the Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control*, Bath, UK. S.l.: s.n., pp. 12-14.
- CASTILLA, R., GAMEZ-MONTERO, P.J., ERTÜRK, N., VERNET, A., COUSSIRAT, M. y CODINA, E., 2010. Numerical simulation of turbulent flow in the suction chamber of a gearpump using deforming mesh and mesh replacement. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 52, no. 10, pp. 1334-1342. ISSN 00207403. DOI 10.1016/j.ijmecsci.2010.06.009.
- CORVAGLIA, A., RUNDO, M., CASOLI, P. y LETTINI, A., 2021. Evaluation of Tooth Space Pressure and Incomplete Filling in External Gear Pumps by Means of Three-Dimensional CFD Simulations. *Energies*, vol. 14, no. 2, pp. 342. ISSN 1996-1073. DOI 10.3390/en14020342.
- DANFOSS POWER SOLUTIONS, 2019. *Technical Information: Gear Pumps D Series and XD Series Gear Pumps* [en línea]. octubre 2019. S.l.: s.n. Disponible en: <https://hydraulicsonline.com/wp-content/uploads/2020/03/Danfoss-XD-and-D-Series-Gear-Pumps.pdf>.
- DEL CAMPO, D., CASTILLA, R., RAUSH, G., GAMEZ-MONTERO, P. y CODINA, E., 2014. Pressure effects on the performance of external gear pumps under cavitation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 228, no. 16, pp. 2925-2937. ISSN 0954-4062. DOI 10.1177/0954406214522990.
- DEPTULA, A. y OSINSKI, P., 2025. Optimization of gear pump operating parameters using genetic algorithms and performance analysis. *Advances in Science and Technology Research Journal*, vol. 19, no. 3, pp. 211-227. ISSN 2080-4075. DOI 10.12913/22998624/197433.
- DHAR, S. y VACCA, A., 2012. A novel CFD – Axial motion coupled model for the axial balance of lateral bushings in external gear machines. *Simulation Modelling Practice and Theory*, vol. 26, pp. 60-76. ISSN 1569190X. DOI 10.1016/j.simpat.2012.03.008.
- EATON HYDRAULICS, 2014. *External Gear Pump – GD5 Series* [en línea]. octubre 2014. S.l.: s.n. Disponible en: <https://pdf.directindustry.com/pdf/eaton-hydraulics/external-gear-pump-gd5-series/7323-648120.html>.
- ESPOSITO, A., 2014. *Fluid Power with Applications*. 7th. Harlow, Essex, England: Pearson Education Limited. ISBN 978-1-292-02387-8.
- EXNER, H., FREITAG, R., GEIS, Dr.-Ing.H., LANG, R., OPPOLZER, J., SCHWAB, F., SUMPF, E., OSTENDORFF, U. y REIK, M., 2004. *Hidráulica: Bases y Componentes*. 3a edición revisada. Bahnhofplatz 2, D-97070 Würzburg, Germany: Bosch Rexroth AG, Drive & Control Academy.
- FERRARI, C., MORSELLI, S., MICCOLI, G. y HAMICHE, K., 2024. Integrated CFD-FEM approach for external gear pump vibroacoustic field prediction. *Frontiers in Mechanical Engineering*, vol. 10, ISSN 2297-3079. DOI 10.3389/fmech.2024.1298260.

- FINDEISEN, D. y HELDUSER, S., 2015. Hydrostatische Leistungsübertragung. *Ölhydraulik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, pp. 1-11.
- FROSINA, E., SENATORE, A., BUONO, D. y STELSON, K.A., 2017. A Modeling Approach to Study the Fluid-Dynamic Forces Acting on the Spool of a Flow Control Valve. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 139, no. 1, ISSN 0098-2202. DOI 10.1115/1.4034418.
- FROSINA, E., SENATORE, A. y RIGOSI, M., 2017. Study of a High-Pressure External Gear Pump with a Computational Fluid Dynamic Modeling Approach. *Energies*, vol. 10, no. 8, pp. 1113. ISSN 1996-1073. DOI 10.3390/en10081113.
- GAMEZ-MONTERO, P.J., CODINA, E. y CASTILLA, R., 2019. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*, vol. 12, no. 12, pp. 2423. ISSN 1996-1073. DOI 10.3390/en12122423.
- GAMEZ-MONTERO, P.J., GARCIA-VILCHEZ, M., RAUSH, G., FREIRE, J. y CODINA, E., 2012. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB. *Journal of Mechanical Design*, vol. 134, no. 5, ISSN 1050-0472. DOI 10.1115/1.4006440.
- GAMMA TECHNOLOGIES, L.L.C., 2025. *Pumps and Compressors Training* [en línea]. 2025. S.l.: s.n. Disponible en: <https://www.gtisoft.com/pumps-and-compressors-training/>.
- GHIONEA, I., GHIONEA, A. y CONSTANTIN, G., 2013. CAD-CAE methodology applied to analysis of a gear pump. *Proceedings in Manufacturing Systems*, vol. 8, no. 1,
- GHIONEA, I.G., 2022. Applied Methodology for Designing and Calculating a Family of Spur Gear Pumps. *Energies*, vol. 15, no. 12, pp. 4266. ISSN 1996-1073. DOI 10.3390/en15124266.
- GUO, A.F., JIANG, T.T., WANG, T., HU, Y.P. y ZHANG, D.J., 2014. Numerical Simulation on the Flow Field of External Gear Pump Based on FLUENT. *Applied Mechanics and Materials*, vol. 556-562, pp. 1421-1425. ISSN 1662-7482. DOI 10.4028/www.scientific.net/AMM.556-562.1421.
- HOUZEAUX, G. y CODINA, R., 2007. A finite element method for the solution of rotary pumps. *Computers & Fluids*, vol. 36, no. 4, pp. 667-679. ISSN 00457930. DOI 10.1016/j.compfluid.2006.02.005.
- HSIEH, C.-F., 2012. Fluid and Dynamics Analyses of a Gerotor Pump Using Various Span Angle Designs. *Journal of Mechanical Design*, vol. 134, no. 12, ISSN 1050-0472. DOI 10.1115/1.4007703.
- IVANTYSYN, J. y IVANTYSYNOVA, M., 2001. Hydrostatic pumps and motors: principles, design, performance, modelling, analysis, control and testing. ,
- JĘDRASZCZYK, P. y FIEBIG, W., 2017. CFD Model of an External Gear Pump. . S.l.: s.n., pp. 221-231.
- JIANG, Y., FURMANCZYK, M., LOWRY, S., ZHANG, D. y PERNG, C.-Y., 2008. A Three-Dimensional Design Tool for Crescent Oil Pumps. . S.l.: s.n., DOI 10.4271/2008-01-0003.
- JOHNSON, R.W., 2016. *Handbook of fluid dynamics*. S.l.: CRC press.
- KAWASAKI HEAVY INDUSTRIES LTD., 2024. *Kawasaki Precision Gear Pumps Catalog* [en línea]. 2024. [s.f.]. Tokyo, Japan: Kawasaki Heavy Industries, Ltd. Disponible en: https://www.khi.co.jp/kpm/pdf/all_pdb.pdf.

- KIM, H., MARIE, H. y PATIL, S., 2007. Two Dimensional Cfd Analysis Of A Hydraulic Gear Pump. *2007 Annual Conference & Exposition Proceedings*. S.l.: ASEE Conferences, pp. 12.1506.1-12.1506.18. DOI 10.18260/1-2--1935.
- LAVIOLETTE, N., 2022. *How to create and optimize the design of your external gear pump* [en línea]. abril 2022. S.l.: s.n. Disponible en: <https://blogs.sw.siemens.com/simcenter/how-to-create-and-optimize-the-design-of-your-external-gear-pump/>.
- LI, G., LIU, Y., HAN, W., LI, D., WANG, S. y HAO, Z., 2025. Study on the Design of the Gear Pair and Flow Characteristics of Circular-Arc Gear Pumps. *Applied Sciences*, vol. 15, no. 7, pp. 3911. ISSN 2076-3417. DOI 10.3390/app15073911.
- MANRING, N.D. y KASARAGADDA, S.B., 2003. The Theoretical Flow Ripple of an External Gear Pump. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 125, no. 3, pp. 396-404. ISSN 0022-0434. DOI 10.1115/1.1592193.
- MARINARO, G., FROSINA, E. y SENATORE, A., 2021. A Numerical Analysis of an Innovative Flow Ripple Reduction Method for External Gear Pumps. *Energies*, vol. 14, no. 2, pp. 471. ISSN 1996-1073. DOI 10.3390/en14020471.
- MARTÍNEZ, J., 2019. Mesh handling for the CFD simulation of external gear pumps. *Positive Displacement Machines*. S.l.: Elsevier, pp. 345-368.
- MAZZEI, P., FROSINA, E. y SENATORE, A., 2023. Helical Gear Pump: A Comparison between a Lumped Parameter and a Computational Fluid Dynamics-Based Approaches. *Fluids*, vol. 8, no. 7, pp. 193. ISSN 2311-5521. DOI 10.3390/fluids8070193.
- MILANI, M., MONTORSI, L., TERZI, S., STORCHI, G. y LUCCHI, A., 2019. Analysis of a Double Inlet Gerotor Pump: A Dynamic Multi-Phase CFD Approach Accounting for the Fluid Compressibility and Temperature Dependent Properties. *Volume 7: Fluids Engineering*. S.l.: American Society of Mechanical Engineers, ISBN 978-0-7918-5944-5. DOI 10.1115/IMECE2019-11482.
- MILANI, M., MONTORSI, L. y VENTURELLI, M., 2020. A combined numerical approach for the thermal analysis of a piston water pump. *International Journal of Thermofluids*, vol. 7-8, pp. 100050. ISSN 26662027. DOI 10.1016/j.ijft.2020.100050.
- MITOV, A., NIKOLOV, N., NEDELCHEV, K. y KRALOV, I., 2024. CFD Modeling and Experimental Validation of the Flow Processes of an External Gear Pump. *Processes*, vol. 12, no. 2, pp. 261. ISSN 2227-9717. DOI 10.3390/pr12020261.
- MOCHALA, M., 2009. Intermittent CFD simulation of interlocked hydraulic pumps industrial use, basic conditions and prospect. *FLUIDON Konferenz "Simulation in mechanischen Umfeld"*, Aachen. S.l.: s.n.,
- MOČILAN, M., HUSÁR, Š., LABAJ, J. y ŽMINDÁK, M., 2017. Non-stationary CFD Simulation of a Gear Pump. *Procedia Engineering*, vol. 177, pp. 532-539. ISSN 18777058. DOI 10.1016/j.proeng.2017.02.257.
- MUCCHI, E., DALPIAZ, G. y FERNÁNDEZ DEL RINCÓN, A., 2010. Elastodynamic analysis of a gear pump. Part I: Pressure distribution and gear eccentricity. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 24, no. 7, pp. 2160-2179. ISSN 08883270. DOI 10.1016/j.ymssp.2010.02.003.

- MUCCHI, E., DALPIAZ, G. y RIVOLA, A., 2010. Elastodynamic analysis of a gear pump. Part II: Meshing phenomena and simulation results. *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 24, no. 7, pp. 2180-2197. ISSN 08883270. DOI 10.1016/j.ymssp.2010.02.004.
- MUCCHI, E., RIVOLA, A. y DALPIAZ, G., 2014. Modelling dynamic behaviour and noise generation in gear pumps: Procedure and validation. *Applied Acoustics*, vol. 77, pp. 99-111. ISSN 0003682X. DOI 10.1016/j.apacoust.2013.10.007.
- MUNIH, J., HOČEVAR, M., PETRIČ, K. y DULAR, M., 2020. Development of CFD-based procedure for 3d gear pump analysis. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, vol. 14, no. 1, pp. 1023-1034. ISSN 1994-2060. DOI 10.1080/19942060.2020.1789506.
- MUZZIOLI, G., MONTORSI, L., POLITO, A., LUCCHI, A., SASSI, A. y MILANI, M., 2021. About the Influence of Eco-Friendly Fluids on the Performance of an External Gear Pump. *Energies*, vol. 14, no. 4, pp. 799. ISSN 1996-1073. DOI 10.3390/en14040799.
- NIKOLOV, N., MITOV, A. y KRALOV, I., 2024. Advanced 2D Computational Fluid Dynamics Model of an External Gear Pump Considering Relief Grooves. *Applied Sciences*, vol. 14, no. 10, pp. 4299. ISSN 2076-3417. DOI 10.3390/app14104299.
- ORLANDI, F., MONTORSI, L. y MILANI, M., 2023. Cavitation analysis through CFD in industrial pumps: A review. *International Journal of Thermofluids*, vol. 20, pp. 100506. ISSN 26662027. DOI 10.1016/j.ijft.2023.100506.
- OUYANG, T., MO, X., LU, Y. y WANG, J., 2022. CFD-vibration coupled model for predicting cavitation in gear transmissions. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 225, pp. 107377. ISSN 00207403. DOI 10.1016/j.ijmecsci.2022.107377.
- PALTRINIERI, F., BORGHI, M., MILANI, M. y OTHERS, 2004. Styding the Flow Field Inside Lateral Clearances of External Gear Pumps. *Proceedings of 3rd FPNI-PhD Symposium on Fluid Power*. S.l.: s.n., pp. 411-424. vol. 1.
- PAREJA-CORCHO, J., MORENO, A., SIMOES, B., PEDRERA-BUSSELO, A., SAN-JOSE, E., RUIZ-SALGUERO, O. y POSADA, J., 2021. A Virtual Prototype for Fast Design and Visualization of Gerotor Pumps. *Applied Sciences*, vol. 11, no. 3, pp. 1190. ISSN 2076-3417. DOI 10.3390/app11031190.
- PARKER HANNIFIN CORPORATION, 2018. *PGP/PGM 600 Series Heavy-Duty Cast Iron Pumps and Motors* [en línea]. octubre 2018. September 2018. Kings Mountain, North Carolina, USA: s.n. Disponible en: https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Pump—Motor-Division/Catalogs/PDFs/HY09-600_US.pdf.
- PELLEGRI, M. y VACCA, A., 2015. A CFD-Radial Motion Coupled Model for the Evaluation of the Features of Journal Bearings in External Gear Machines. *ASME/BATH 2015 Symposium on Fluid Power and Motion Control*. S.l.: American Society of Mechanical Engineers, ISBN 978-0-7918-5723-6. DOI 10.1115/FPMC2015-9540.
- PELLEGRI, M. y VACCA, A., 2017. Numerical simulation of Gerotor pumps considering rotor micro-motions. *Meccanica*, vol. 52, no. 8, pp. 1851-1870. ISSN 0025-6455. DOI 10.1007/s11012-016-0536-6.
- Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. *Journal of Fluids Engineering*, 2008. vol. 130, no. 7, pp. 078001. ISSN 00982202. DOI 10.1115/1.2960953.

- RANSEGNOLA, T., ZHAO, X. y VACCA, A., 2019. A comparison of helical and spur external gear machines for fluid power applications: Design and optimization. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 142, pp. 103604. ISSN 0094114X. DOI 10.1016/j.mechmachtheory.2019.103604.
- RANSEGNOLA, T.M., VACCA, A., MORSELLI, M.A., KOWALSKI, A. y MUIZELAAR, R., 2018. A Simulation Model for a Tandem External Gear Pump for Automotive Transmission. . S.l.: s.n., DOI 10.4271/2018-01-0403.
- RATHOD, V., KARANKAR, A. y SAWAI, N., 2024. A Python-Based GUI Approach for Efficient Component Design of Compound Die for Composite Material: 3D and 2D CAD Modeling. *Journal of Mines, Metals and Fuels*, pp. 1075-1091. ISSN 0022-2755. DOI 10.18311/jmmf/2024/45765.
- RIEMSLAGH, K., VIERENDEELS, J. y DICK, E., 2000. An arbitrary Lagrangian–Eulerian finite-volume method for the simulation of rotary displacement pump flow. *Applied Numerical Mathematics*, vol. 32, no. 4, pp. 419-433. ISSN 01689274. DOI 10.1016/S0168-9274(99)00061-6.
- ROMANENKO, I., MARTSENIUK, Y. y BILOHUB, O., 2022. Modeling the Meshing Procedure of the External Gear Fuel Pump Using a CFD Tool. *Computation*, vol. 10, no. 7, pp. 114. ISSN 2079-3197. DOI 10.3390/computation10070114.
- RUNDO, M., 2017. Models for Flow Rate Simulation in Gear Pumps: A Review. *Energies*, vol. 10, no. 9, pp. 1261. ISSN 1996-1073. DOI 10.3390/en10091261.
- RUNDO, M. y ALTARE, G., 2018. Lumped Parameter and Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Simulation of a Variable Displacement Vane Pump for Engine Lubrication. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 140, no. 6, ISSN 0098-2202. DOI 10.1115/1.4038761.
- SANKAR, S., RAJ, M.S. y NATARAJ, M., 2010. Profile Modification for Increasing the Tooth Strength in Spur Gear Using CAD. *Engineering*, vol. 02, no. 09, pp. 740-749. ISSN 1947-3931. DOI 10.4236/eng.2010.29096.
- STRYCZEK, J., 2021. Plastics a New Trend in Design of Fluid Power Elements and Systems. . S.l.: s.n., pp. 440-452.
- SZWEMIN, P. y FIEBIG, W., 2021. The Influence of Radial and Axial Gaps on Volumetric Efficiency of External Gear Pumps. *Energies*, vol. 14, no. 15, pp. 4468. ISSN 1996-1073. DOI 10.3390/en14154468.
- TORRENT, M., GAMEZ-MONTERO, P.J. y CODINA, E., 2021. Parameterization, Modeling, and Validation in Real Conditions of an External Gear Pump. *Sustainability*, vol. 13, no. 6, pp. 3089. ISSN 2071-1050. DOI 10.3390/su13063089.
- TWINMESH, 2015. *TwinMesh for Reliable CFD Analysis of External Gear Pumps* [en línea]. agosto 2015. S.l.: s.n. Disponible en: <https://www.twimmesh.com/project/reliable-cfd-analysis-of-external-gear-pumps/>.
- VACCA, A. y DEVENDRAN, R.S., 2016. *Variable Delivery External Gear Machine* [en línea]. diciembre 2016. S.l.: s.n. Disponible en: <https://patents.google.com/patent/US20160369795A1/>.
- VACCA, A., FRANZONI, G. y CASOLI, P., 2007. On the Analysis of Experimental Data for External Gear Machines and Their Comparison With Simulation Results. *Volume 4:*

- Design, Analysis, Control and Diagnosis of Fluid Power Systems.* S.l.: ASMEDC, pp. 45-53. ISBN 0-7918-4298-3. DOI 10.1115/IMECE2007-42664.
- VACCA, A. y GUIDETTI, M., 2011. Modelling and experimental validation of external spur gear machines for fluid power applications. *Simulation Modelling Practice and Theory*, vol. 19, no. 9, pp. 2007-2031. ISSN 1569190X. DOI 10.1016/j.simpat.2011.05.009.
- VANDE VOORDE, J., VIERENDEELS, J. y DICK, E., 2004a. Flow simulations in rotary volumetric pumps and compressors with the fictitious domain method. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, vol. 168, no. 1-2, pp. 491-499. ISSN 03770427. DOI 10.1016/j.cam.2003.04.007.
- VANDE VOORDE, J., VIERENDEELS, J. y DICK, E., 2004b. Flow simulations in rotary volumetric pumps and compressors with the fictitious domain method. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, vol. 168, no. 1-2, pp. 491-499. ISSN 03770427. DOI 10.1016/j.cam.2003.04.007.
- VOLK, M., 2013. *Pump characteristics and applications*. S.l.: CRC Press.
- WANG, S., SAKURA, H. y KASAREKAR, A., 2011. Numerical modelling and analysis of external gear pumps by applying generalized control volumes. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, vol. 17, no. 5, pp. 501-513. ISSN 1387-3954. DOI 10.1080/13873954.2011.577556.
- WAVEFRONT / WAVEFRONT CO., Ltd., 2022. *SimericsMP+, a fluid analysis software for planetary gear systems* [en línea]. septiembre 2022. S.l.: s.n. Disponible en: <https://www.ipros.com/en/product/detail/2000662092/>.
- WILLIAMS, L.T., 2022. Fundamentals of external gear pump design. [en línea], [consulta: 23 noviembre 2025]. Disponible en: <https://apps.dtic.mil/sti/trecms/pdf/AD1169714.pdf>.
- YUKEN KOGYO CO. LTD., 2023. *PG1-Series Gear Pumps* [en línea]. 2023. S.l.: s.n. Disponible en: <https://www.yukenindia.com/wp-content/uploads/2021/08/PG1-Series.pdf>.
- ZARDIN, B., NATALI, E. y BORGHI, M., 2019. Evaluation of the Hydro—Mechanical Efficiency of External Gear Pumps. *Energies*, vol. 12, no. 13, pp. 2468. ISSN 1996-1073. DOI 10.3390/en12132468.
- ZECCHI, M., VACCA, A. y CASOLI, P., 2010. Numerical analysis of the lubricating gap between bushes and gears in external spur gear machines. *Fluid P*, pp. 397.
- ZHAO, X. y VACCA, A., 2019. Theoretical Investigation into the Ripple Source of External Gear Pumps. *Energies*, vol. 12, no. 3, pp. 535. ISSN 1996-1073. DOI 10.3390/en12030535.
- ZHOU, J., VACCA, A. y CASOLI, P., 2014. A novel approach for predicting the operation of external gear pumps under cavitating conditions. *Simulation Modelling Practice and Theory*, vol. 45, pp. 35-49. ISSN 1569190X. DOI 10.1016/j.simpat.2014.03.009.

APENDICES

APENDICE A.1. Comparativa de catálogos de bombas de engranajes externos extendida

Fabricante / Serie	Fuente del catálogo / documento	Curvas Caudal vs Velocidad	Curvas Caudal vs ΔP	Potencia / Torque vs Velocidad	Dimensiones / planimetría	Grado de detalle de información
Bosch Rexroth — Series B, F (Anexo 1A)	Catálogo técnico (performance charts y dimensiones) (Bosch Rexroth AG 2009)	Sí	Sí	Sí (fórmulas de cálculo incluidas)	Sí (planos y unidades)	Alto - Información operativa completa, pero sin parámetros geométricos críticos
Parker (PGP/PGM 600/620) (Anexo 1B)	Catálogo HY09-600/620 PDF (tablas y curvas) (Parker Hannifin Corporation 2018)	Sí	Sí	Sí (fórmulas torque/potencia)	Sí	Alto - Datos operativos completos, pero geometrías restringidas
Eaton / Vickers (GD5, L2) (Anexo 1C)	Brochures y datasheets (especificaciones y dimensiones)(Eaton Hydraulics 2014)	Sí	Sí / Parcial	Parcial (cálculo indirecto)	Sí	Medio-Alto - Información operativa suficiente, pero detalles críticos ausentes
Danfoss (D / XD / Lumi) (Anexo 1D)	Catálogo técnico (curvas, tablas y dimensiones)(Danfoss Power Solutions 2019)	Sí	Sí	Sí (datos torque/potencia nominal)	Sí	Alto - Curvas completas pero parámetros de diseño internos no revelados
Yuken (PG1 / PG0) (Anexo 1E)	Catálogo técnico PDF (especificaciones y dimensiones)(Yukon Kogyo Co. Ltd. 2023)	Sí	Parcial	Parcial (datos estimables)	Sí	Medio - Información operativa básica sin detalles geométricos
Kawasaki Precision Gear Pumps (Incluye series: KAP-1/KA1, KA3,) (Anexo 1F)	Catálogo/Documento técnico (Kawasaki Heavy Industries Ltd. 2024)	Sí	Si	Si (calcula las eficiencias volumétrica y mecánica)	Sí	Muy Alto - Especificaciones técnicas extensas pero parámetros geométricos aún restringidos
Patentes (US20160369795A1, US6206666B1) (Anexo 1G)	Bases de patentes técnicas (USPTO, Espacenet)(Vacca y Devendran 2016)	No aplicable	Parcial	Sí / Parcial (relaciones geométricas)	Sí (dibujos técnicos)	Variable (Medio-Alto) - Geometrías específicas reveladas pero sin datos operativos completos

APENDICE B.1. Código implementado

```
#import cadquery as cq
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt
from math import *
import os
from google.colab import drive

# Modificación: Verificar si Google Drive ya está montado o si el directorio no existe/está vacío antes de intentar montar.

# El primer drive.mount() se ha eliminado para evitar el doble montaje y el error.

if not os.path.exists('/content/drive') or not os.listdir('/content/drive'):

    drive.mount('/content/drive')

else:

    print('Google Drive ya está montado o el directorio /content/drive no está vacío. No se intentará montar de nuevo.')

# NOTA: Para que show_object funcione en Google Colab, asegúrate de tener instalado el viewer:

# !pip install jupyter_cadquery

# Función auxiliar para CadQuery (requerida por show_object en algunos entornos)

def show_object(shape, name=None, options=None):

    try:

        from jupyter_cadquery import show

        # Configuración básica para show. Removed show_edges=True as it causes error.

        show(shape, names=[name or "Shape"])

    except ImportError:

        print("La función show_object no está disponible (instale 'jupyter_cadquery' y 'ipywidgets').")

    except Exception as e:

        # A veces la visualización falla en Colab, pero el modelo se crea.

        print(f"Error al intentar mostrar el objeto: {e}")

# Configurar ruta de trabajo
```

```

ruta_drive = '/content/drive/MyDrive/CAD'
os.makedirs(ruta_drive, exist_ok=True)

# Definir las funciones auxiliares necesarias

def cart_to_polar(point):

    x, y = point

    r = sqrt(x**2 + y**2)

    theta = atan2(y, x)

    return r, theta


def polar_to_cart(polar):

    r, theta = polar

    x = r * cos(theta)

    y = r * sin(theta)

    return x, y


def rotation_matrix(angle):

    return np.array([[cos(angle), -sin(angle)],
                   [sin(angle), cos(angle)]])


def flip_matrix(flip_x, flip_y):

    return np.array([[(-1 if flip_x else 1), 0],
                   [0, (-1 if flip_y else 1)]))

# =====
==

# CLASE PARA CÁLCULOS DE BOMBA DE ENGRANAJES CON ECUACIONES COMPLETAS
==

class GearPumpCalculator:

    def __init__(self, flow_rate_lpm, pressure_bar, speed_rpm,
                 material_yield_strength=250, safety_factor=2.0,
                 volumetric_efficiency_estimate=0.85,
                 mechanical_efficiency_estimate=0.90):

        """
        """

```

Calculadora para diseño de bomba de engranajes externos con ecuaciones completas

Args:

```
    flow_rate_lpm: Caudal requerido (L/min)
    pressure_bar: Presión de operación (bar)
    speed_rpm: Velocidad de rotación (RPM)
    material_yield_strength: Tensión de fluencia del material (MPa)
    safety_factor: Factor de seguridad
    volumetric_efficiency_estimate: Estimación inicial de eficiencia volumétrica
    mechanical_efficiency_estimate: Estimación inicial de eficiencia mecánica
    """
    self.Q_req = flow_rate_lpm # L/min
    self.Δp = pressure_bar # bar
    self.N = speed_rpm # RPM
    self.σ_Y = material_yield_strength # MPa
    self.X_s = safety_factor
    self.η_v_est = volumetric_efficiency_estimate
    self.η_m_est = mechanical_efficiency_estimate

    # Convertir presión a MPa para cálculos estructurales
    self.ρ_d = pressure_bar * 0.1 # MPa (presión de descarga)
    self.ρ_s = 0.1 # MPa (presión de succión - estimada)

    # Conversión de unidades base para cálculos de fugas y estrés
    self.Δp_pa = self.Δp * 1e5 # Pascales
    self.ω_rad_s = (self.N * 2 * pi) / 60 # Velocidad angular (rad/s)

    # Propiedades del fluido (Aceite hidráulico típico ISO VG 46)
    self.μ = 0.046 # Viscosidad dinámica (Pa.s) aprox a 40°C

    # Resultados de cálculo
    self.results = {}

def calculate_initial_parameters(self):
    """Fase 1: Establecer parámetros de diseño iniciales usando ecuaciones de dimensionamiento"""

```

```

print("🔍 CALCULANDO PARÁMETROS INICIALES CON ECUACIONES DE
DIMENSIONAMIENTO")

print("=" * 70)

# 1. Cálculo de cilindrada teórica (Ecuación IV.1)

#  $V_g = (Q * 1000) / (N * \eta_v)$ 
self.V_g = (self.Q_req * 1000) / (self.N * self.eta_v_est) # cm³/rev

# 2. Estimación de dimensiones básicas usando ecuaciones de
escalado

# Ecuación IV.3: Radio Primitivo Requerido
#  $r_p = 2.95 * \sqrt{(n_t * Q_{req}) / (w * N * \eta_v)}$ 
# Primero necesitamos estimar w y n_t

# Estimación del número de dientes (típicamente 8-15 para bombas)
self.n_t = max(8, min(15, int(12 * (self.V_g / 60)**0.3)))

# Estimación del ancho basada en relaciones típicas
self.w_est = 1.2 * 4.0 * self.n_t # Asumiendo módulo inicial de 4

# Ahora calculamos radio primitivo con ecuación IV.3
self.r_p_est = 2.95 * sqrt((self.n_t * self.Q_req) / (self.w_est *
self.N * self.eta_v_est))

# 3. Cálculo del módulo a partir del radio primitivo

#  $r_p = (m * n_t) / 2 \Rightarrow m = (2 * r_p) / n_t$ 
self.m_est = (2 * self.r_p_est) / self.n_t

# Ajustar valores para que sean realistas
self.m_est = max(2.0, min(6.0, self.m_est))

# Recalcular con módulo ajustado
self.r_p_est = (self.m_est * self.n_t) / 2
self.w_est = 1.2 * self.m_est * self.n_t

# 4. Cálculo de holguras típicas (basadas en catálogos)
self.delta_r = 0.02 # Holgura radial típica (mm)

```

```

    self.δ_z = 0.025 # Holgura axial típica (mm)

    # 5. Parámetros de eficiencia
    self.η_v = self.η_v_est
    self.η_m = self.η_m_est
    self.η_t = self.η_v * self.η_m # Eficiencia total

    # 6. Torque requerido (Ecuación V.1)
    # τ = (N * Δp) / (2π * η_m)
    # Donde N es el desplazamiento nominal (V_g)
    self.τ = (self.V_g * 1e-6 * self.Δp * 1e5) / (2 * pi * self.η_m) #
Torque en N.m

    # 7. Potencia requerida
    self.P_hid = (self.Q_req * self.Δp) / 600 # kW
    self.P_mec = self.P_hid / self.η_t

    # Guardar resultados
    self.results['fase1'] = {
        'cilindrada_teorica_cm3': self.V_g,
        'modulo_estimado': self.m_est,
        'numero_dientes': self.n_t,
        'radio_primitivo_estimado': self.r_p_est,
        'ancho_engranaje_estimado': self.w_est,
        'holgura_radial': self.δ_r,
        'holgura_axial': self.δ_z,
        'eficiencia_volumetrica': self.η_v,
        'eficiencia_mecanica': self.η_m,
        'eficiencia_total': self.η_t,
        'torque_requerido': self.τ,
        'potencia_hidraulica': self.P_hid,
        'potencia_mecanica': self.P_mec
    }
    return self.results['fase1']

def calculate_gear_geometry(self):

```

```

"""Fase 2: Cálculo detallado de geometría de engranajes"""

# Usar parámetros estimados

m = self.m_est
n_t = self.n_t
w = self.w_est

# 1. Radio primitivo exacto (Ecuación I.1)
self.r_p = m * n_t / 2

# 2. Radio base (para perfil involuta)
alpha_w = radians(20) # Ángulo de presión estándar
self.r_b = self.r_p * cos(alpha_w)

# 3. Radio exterior (addendum)
self.r_a = self.r_p + m

# 4. Radio de raíz (dedendum)
self.r_r = self.r_p - 1.25 * m

# 5. Distancia entre centros (para engranajes idénticos)
self.C = 2 * self.r_p # C = r_p1 + r_p2 = 2 * r_p

# 6. Longitud de acción (para diseño de ranuras de alivio)
self.l_s = sqrt(self.r_a**2 - self.r_b**2)

# 7. Radio de contacto inicial (para ranuras de alivio)
self.r_s1 = sqrt(self.r_p**2 + self.l_s**2 - 2 * self.r_p *
self.l_s * sin(alpha_w))

# 8. Ángulo de orientación al inicio del mallado ( $\theta_s$ )
try:
    self.theta_s = acos((self.r_s1**2 + self.r_p**2 - self.l_s**2) / (2
    * self.r_s1 * self.r_p))
except:
    self.theta_s = radians(20) # Valor por defecto si hay error
numérico

```

```

# 9. Distancia al punto de formación del bolsillo (h)
self.h_pocket = self.r_s1 * sin(self.θ_s)

# 10. Cilindrada teórica verificada (Ecuación IV.1)
self.V_g_verified = 2.2 * pi * w * self.r_p**2 / n_t

# Guardar resultados
self.results['fase2'] = {

    'modulo': m,
    'numero_dientes': n_t,
    'ancho_engranaje': w,
    'radio_primitivo': self.r_p,
    'radio_base': self.r_b,
    'radio_exterior': self.r_a,
    'radio_raiz': self.r_r,
    'distancia_centros': self.C,
    'longitud_accion': self.l_s,
    'radio_contacto_inicial': self.r_s1,
    'angulo_inicio_mallado': degrees(self.θ_s),
    'distancia_formacion_bolsillo': self.h_pocket,
    'cilindrada_verificada': self.V_g_verified
}

return self.results['fase2']

def calculate_performance(self):
    """Cálculo de parámetros de rendimiento con ecuaciones de fugas"""
    print("\nCALCULANDO RENDIMIENTO CON ECUACIONES DE FUGAS")
    print("=" * 70)

    # 1. Caudal teórico
    Q_ideal = (self.V_g_verified * self.N) / 1000 # L/min

    # 2. Estimación de fugas radiales (Ecuación de caudal de fuga radial)
    #  $Q_r = (\Delta p * \delta_r^3 * w) / (3 * \mu * n_t * t_t) - w * \delta_r * r_t * \omega$ 
    μ = 0.032 # Viscosidad dinámica típica (Pa·s) para aceite hidráulico

```

```

ω = 2 * pi * self.N / 60 # Velocidad angular (rad/s)

# Espesor de la punta del diente (estimación)
t_t = pi * self.m_est / 2 # Aproximación

# Caudal de fuga radial
Q_r_m3s = ((self.Δp * 1e5 * (self.δ_r * 1e-3)**3 * self.w_est) /\
            (3 * μ * self.n_t * t_t)) - (self.w_est * self.δ_r *\
self.r_a * ω)
Q_r_lpm = max(0, Q_r_m3s * 60000) # Convertir a L/min, no negativo

# 3. Resistencia de fuga radial (Ecuación RG,r)
self.R_G_r = (3 * μ * self.n_t * t_t) / ((self.δ_r * 1e-3)**3 *\
self.w_est)

# 4. Eficiencia volumétrica real (Ecuación η_v)
self.eta_v_calc = 1 - (Q_r_lpm / Q_ideal) if Q_ideal > 0 else 0.85

# 5. Potencia requerida actualizada
P_hid = (self.Q_req * self.Δp) / 600 # kW
P_mec = P_hid / (self.eta_v_calc * self.η_m_est) # Use calculated
eta_v_calc

# Guardar resultados
self.results['rendimiento'] = {

    'caudal_teorico': Q_ideal,
    'fugas_radiales_estimadas': Q_r_lpm,
    'resistencia_fuga_radial': self.R_G_r,
    'eficiencia_volumetrica_real': self.eta_v_calc,
    'potencia_hidraulica': P_hid,
    'potencia_mecanica': P_mec,
    'viscosidad_utilizada': μ,
    'velocidadAngular': ω
}

return self.results['rendimiento']

```

```
def calculate_stress_analysis(self):
```

```

"""Análisis de esfuerzos en los dientes (Ecuación AGMA)"""

print("\n⚙ ANALIZANDO ESFUERZOS EN DIENTES (ECUACIÓN AGMA)")
print("=" * 70)

# Fuerza tangencial (simplificada)
F_t = self.r_t / (self.r_p / 1000) # Force in Newtons (r_p from mm to
m)

# Factores AGMA (valores típicos)
K_a = 1.25 # Factor de aplicación
K_m = 1.3 # Factor de distribución de carga
K_v = 1.1 # Factor dinámico
K_s = 1.0 # Factor de tamaño
K_B = 1.0 # Factor de espesor de rim
K_I = 1.0 # Factor de inversión

# Factor geométrico J (estimado para 20° presión, dientes estándar)
J = 0.35

# Paso diametral P = 1/m (mm-1). Here P is actually the inverse of
module (1/m).
# AGMA formula uses P_d (diametral pitch) in imperial or module in
metric.

# Stress in MPa = (N/mm2)
# σ_b = (F_t / (w_mm * m_mm * J)) * K_factors
w_mm = self.w_est
m_mm = self.m_est

# The formula from the document looks like: σ_b = (F_t * P) / (w *
J) * (K_a * K_m / K_v) * K_s * K_B * K_I
# where P would be 1/m if w is in mm and F_t is in N. This leads to
N/mm2 = MPa
sigma_b = (F_t / (w_mm * J * m_mm)) * (K_a * K_m / K_v) * K_s * K_B
* K_I

# Factor de seguridad contra flexión
FS	flexion = self.σ_Y / sigma_b if sigma_b > 0 else float('inf')

```

```

# Guardar resultados
self.results['esfuerzos'] = {
    'fuerza_tangencial': F_t,
    'esfuerzo_flexion_agma': sigma_b,
    'factor_seguridad_flexion': FS_flexion,
    'factor_geometrico_J': J,
    'factores_agma': {
        'K_a': K_a,
        'K_m': K_m,
        'K_v': K_v,
        'K_s': K_s,
        'K_B': K_B,
        'K_I': K_I
    }
}

return self.results['esfuerzos']

def calculate_housing_requirements(self):
    """Cálculo de requisitos estructurales de la carcasa según
    documento AD1169714.pdf"""

    print("\nCALCULANDO PARÁMETROS DE CARCASA SEGÚN DOCUMENTO
AD1169714.pdf")

    print("=" * 70)

    # Altura de la carcasa (estimada como ancho del engranaje +
    tolerancias)

    # This 'h' is defined here as an arbitrary offset from w_est, but
    in the AD1169714.pdf

    # it refers to the height of the housing itself. Let's use it
    consistently.

    self.h_housing = self.w_est + 10 # h_housing = altura de la carcasa
    (width in Z direction)

    # 1. Fuerza Neta de Tensión a lo largo del eje x (F_x)
    # F_x = 2 * h * r_a * (rho_s + rho_d)
    self.F_x = 2 * self.h_housing * self.r_a * (self.rho_s + self.rho_d)

    # 2. Fuerza Neta de Tensión a lo largo del eje y (F_y)

```

```

# F_y = 2 * h * (r_a + r_p) * (rho_s + rho_d)
self.F_y = 2 * self.h_housing * (self.r_a + self.r_p) * (self.rho_s +
self.rho_d)

# 3. Espesor mínimo de pared circunferencial (t_c,min)
# t_c,min = X_s * (r_a + r_p) * (rho_s + rho_d) / sigma_Y
self.t_c_min = self.X_s * (self.r_a + self.r_p) * (self.rho_s +
self.rho_d) / self.sigma_Y

# 4. Espesor mínimo de pared del puerto (t_p,min)
# t_p,min = X_s * r_a * (rho_s + rho_d) / sigma_Y
self.t_p_min = self.X_s * self.r_a * (self.rho_s + self.rho_d) /
self.sigma_Y

# 5. Fuerza Axial en las Placas de Extremo (F_z)
# F_z = rho_d * (pi * r_a^2 + 4 * r_p * r_a)
self.F_z = self.rho_d * (pi * self.r_a**2 + 4 * self.r_p * self.r_a)

# 6. Sistema de pernos (asumiendo 4 pernos M8)
n_b = 4
# Diámetros típicos para perno M8
d_p = 8.0 # Diámetro primitivo (mm)
d_r = 6.5 # Diámetro menor (mm)

# 7. Área Efectiva del Perno (A_e)
# A_e = (pi/4) * ((d_p + d_r)/2)^2
self.A_e = (pi / 4) * ((d_p + d_r) / 2)**2

# 8. Esfuerzo Axial en cada Perno (sigma_bolt)
# sigma = F_z / (n_b * A_e)
self.sigma_bolt = self.F_z / (n_b * self.A_e)

# 9. Factor de seguridad en pernos
sigma_Y_bolt = 800 # Tensión de fluencia de pernos de acero (MPa)
self.FS_bolt = sigma_Y_bolt / self.sigma_bolt if self.sigma_bolt > 0 else
float('inf')

# 10. Dimensiones geométricas de la carcasa

```

```

# D_ext = 2 * (r_a + t_c_min + 5) # Diámetro exterior (radial)
self.D_ext = 2 * (self.r_a + self.t_c_min + 5) # radial outer
dimension (diameter)

self.W_total = self.w_est + 2 * self.t_c_min # Ancho total (axial)

# 11. Volumen interno de la carcasa
self.V_internal = pi * (self.r_a + self.δ_r)**2 * self.w_est

# Guardar resultados
self.results['carcasa'] = {

    'fuerza_tension_x': self.F_x,
    'fuerza_tension_y': self.F_y,
    'espesor_pared_circunferencial': self.t_c_min,
    'espesor_pared_puerto': self.t_p_min,
    'carga_axial_total': self.F_z,
    'area_efectiva_perno': self.A_e,
    'esfuerzo_perenos': self.σ_bolt,
    'factor_seguridad_perenos': self.FS_bolt,
    'numero_perenos': n_b,
    'diametro_pereno_recomendado': d_p,
    'altura_carcasa': self.h_housing,
    'diametro_exterior_carcasa': self.D_ext,
    'ancho_total_carcasa': self.W_total,
    'volumen_internal': self.V_internal,
    'ecuaciones_utilizadas': [
        "F_x = 2 * h * r_a * (ρ_s + ρ_d)", 
        "F_y = 2 * h * (r_a + r_p) * (ρ_s + ρ_d)", 
        "t_c,min = X_s * (r_a + r_p) * (ρ_s + ρ_d) / σ_Y", 
        "t_p,min = X_s * r_a * (ρ_s + ρ_d) / σ_Y", 
        "F_z = ρ_d * (π * r_a^2 + 4 * r_p * r_a)", 
        "A_e = (π/4) * ((d_p + d_r)/2)^2", 
        "σ = F_z / (n_b * A_e)"
    ]
}

return self.results['carcasa']

```

```

def mostrar_ecuaciones_utilizadas(self):
    """Muestra las ecuaciones utilizadas en el cálculo"""

    print("\n■■■■■ ECUACIONES UTILIZADAS EN EL CÁLCULO")
    print("=" * 70)
    ecuaciones = [
        ("I.1 Radio Primitivo", r" $R_p = \frac{m \cdot z}{2}$ "),
        ("IV.1 Desplazamiento Nominal", r" $N = \frac{2.2\pi w r_p^2 n_t}{N}$ "),
        ("IV.3 Radio Primitivo Requerido", r" $r_p = 2.95 \sqrt{\frac{n_t Q_{req}}{w N \eta_{v,iso}}}$ "),
        ("V.1 Torque en el Eje", r" $\tau = \frac{N \Delta p_{req}}{2\pi \eta_m}$ "),
        ("Caudal de Fuga Radial", r" $Q_r = \frac{\Delta p}{\delta_r^3 \mu n_t t_t} - w \delta_r r_t \omega$ "),
        ("Resistencia de Fuga Radial", r" $R_G = \frac{3 \mu n_t t_t}{\delta_r^3 w}$ "),
        ("Eficiencia Volumétrica", r" $\eta_v = 1 - \frac{Q_L}{Q_{ideal}}$ "),
        ("Ángulo Inicio Mallado", r" $\theta_s = \cos^{-1} \left( \frac{r_{s1}^2 + r_{p1}^2 - l_s^2}{2 r_{s1} r_{p1}} \right)$ "),
        ("Distancia Formación Bolsillo", r" $h = r_{s1} \sin \theta_s$ "),
        ("Esfuerzo Flexión AGMA", r" $\sigma_b = \frac{F_t P}{w J} \frac{K_a K_m K_v K_s K_B K_I}$ ")
    ]
    for nombre, ecuacion in ecuaciones:
        print(f"• {nombre}:")
        print(f"  {ecuacion}")
        print()

def generate_design_report(self):
    """Generar reporte completo del diseño"""

    # Ejecutar todos los cálculos si no se han realizado
    self.calculate_initial_parameters()
    self.calculate_gear_geometry()
    self.calculate_performance()
    self.calculate_stress_analysis()
    self.calculate_housing_requirements()

    print("=" * 70)

```

```

print("REPORTE COMPLETO DE DISEÑO - BOMBA DE ENGRANAJES")
print("=" * 70)

print(f"\n📊 ESPECIFICACIONES DE ENTRADA:")
print(f" • Caudal requerido: {self.Q_req} L/min")
print(f" • Presión de operación: {self.Δp} bar")
print(f" • Velocidad de rotación: {self.N} RPM")

print(f"\n⚙️ PARÁMETROS DE DISEÑO (FASE 1 - DIMENSIONAMIENTO):")
fase1 = self.results['fase1']
print(f" • Cilindrada teórica:
{fase1['cilindrada_teorica_cm3']:.2f} cm³/rev")
print(f" • Módulo estimado: {fase1['modulo_estimado']:.2f} mm")
print(f" • Número de dientes: {fase1['numero_dientes']} ")
print(f" • Radio primitivo estimado:
{fase1['radio_primitivo_estimado']:.2f} mm")
print(f" • Ancho de engranaje:
{fase1['ancho_engranaje_estimado']:.2f} mm")
print(f" • Holgura radial: {fase1['holgura_radial']:.3f} mm")
print(f" • Holgura axial: {fase1['holgura_axial']:.3f} mm")

print(f"\n📐 GEOMETRÍA DE ENGRANAJES (FASE 2):")
fase2 = self.results['fase2']
print(f" • Radio primitivo: {fase2['radio_primitivo']:.2f} mm")
print(f" • Radio base: {fase2['radio_base']:.2f} mm")
print(f" • Radio exterior: {fase2['radio_exterior']:.2f} mm")
print(f" • Radio de raíz: {fase2['radio_raiz']:.2f} mm")
print(f" • Distancia entre centros:
{fase2['distancia_centros']:.2f} mm")
print(f" • Longitud de acción: {fase2['longitud_accion']:.3f} mm")
print(f" • Ángulo inicio mallado:
{fase2['angulo_inicio_mallado']:.1f} °")
print(f" • Distancia formación bolsillo:
{fase2['distancia_formacion_bolsillo']:.3f} mm")

print(f"\n📈 RENDIMIENTO ESTIMADO (MODELO DE FUGAS):")
rendimiento = self.results['rendimiento']

```

```

        print(f" • Eficiencia volumétrica:
{rendimiento['eficiencia_volumetrica_real']:.3f}")

        print(f" • Eficiencia mecánica:
{fasel['eficiencia_mecanica']:.3f}")

        print(f" • Eficiencia total: {fasel['eficiencia_total']:.3f}")

        print(f" • Potencia hidráulica:
{rendimiento['potencia_hidraulica']:.2f} kW")

        print(f" • Potencia mecánica requerida:
{rendimiento['potencia_mecanica']:.2f} kW") # Corrected typo here

        print(f" • Torque requerido: {fasel['torque_requerido']:.2f} N·m")

        print(f" • Fugas radiales estimadas:
{rendimiento['fugas_radiales_estimadas']:.4f} L/min")

        print(f" • Resistencia fuga radial:
{rendimiento['resistencia_fuga_radial']:.2e} Pa·s/m³")



print(f"\n👉 ANÁLISIS DE ESFUERZOS (AGMA) :")
esfuerzos = self.results['esfuerzos']

print(f" • Esfuerzo de flexión:
{esfuerzos['esfuerzo_flexion_agma']:.1f} MPa")

print(f" • Factor de seguridad flexión:
{esfuerzos['factor_seguridad_flexion']:.1f}")

print(f" • Fuerza tangencial: {esfuerzos['fuerza_tangencial']:.1f}
N")



print(f"\n🏗 DISEÑO DE CARCASA (DOCUMENTO AD1169714.pdf) :")
carcasa = self.results['carcasa']

print(f" • Fuerza tensión eje X: {carcasa['fuerza_tension_x']:.0f}
N")

print(f" • Fuerza tensión eje Y: {carcasa['fuerza_tension_y']:.0f}
N")

print(f" • Espesor pared circunferencial:
{carcasa['espesor_pared_circunferencial']:.2f} mm")

print(f" • Espesor pared puerto:
{carcasa['espesor_pared_puerto']:.2f} mm")

print(f" • Carga axial total: {carcasa['carga_axial_total']:.0f}
N")

print(f" • Pernos recomendados: {carcasa['numero_perenos']} x
M{carcasa['diametro_perno_recomendado']}")

print(f" • Factor seguridad pernos:
{carcasa['factor_seguridad_perenos']:.1f}")


print(f"\n✅ VERIFICACIÓN:")

```

```

        print(f" • Caudal teórico: {rendimiento['caudal_teorico']:.2f} L/min")
    print(f" • Cumplimiento de caudal: {'SÍ' if rendimiento['caudal_teorico'] >= self.Q_req else 'NO'}")
    print(f" • Seguridad estructural: {'ADEQUADA' if esfuerzos['factor_seguridad_flexion'] >= 2.0 else 'INSUFICIENTE'}")
    print(f" • Seguridad carcasa: {'ADEQUADA' if carcasa['factor_seguridad_perenos'] >= 2.0 else 'INSUFICIENTE'}")

    # Mostrar ecuaciones utilizadas
    self.mostrar_ecuaciones_utilizadas()

    return self.results

#
=====
==

# CLASE InvoluteGear MEJORADA PARA CADQUERY (Con calculate_center_distance)
#
=====
==

class InvoluteGear:

    def __init__(self, module=1, teeth=30, pressure_angle_deg=20, fillet=0,
backlash=0,
                    max_steps=100, arc_step_size=0.1,
reduction_tolerance_deg=0,
                    dedendum_factor=1.157, addendum_factor=1.0, ring=False,
thickness=10,
                    profile_shift_x=0.0):
        pressure_angle = radians(pressure_angle_deg)
        self.reduction_tolerance = radians(reduction_tolerance_deg)
        self.module = module
        self.teeth = teeth
        self.pressure_angle = pressure_angle
        self.pressure_angle_deg = pressure_angle_deg
        self.thickness = thickness
        self.profile_shift_x = profile_shift_x

        # Cálculo del ángulo de presión de trabajo ( $\alpha'$ )
        denom = 1 + (self.profile_shift_x / self.module)

```

```

        self.working_pressure_angle = atan(tan(self.pressure_angle) /
denom)

        self.working_pressure_angle_deg =
degrees(self.working_pressure_angle)

        self.addendum = addendum_factor * module
        self.dedendum = dedendum_factor * module
        if ring:
            temp = self.addendum
            self.addendum = self.dedendum
            self.dedendum = temp

        self.pitch_radius = (module * teeth) / 2
        self.base_radius = cos(self.working_pressure_angle) * self.pitch_radius
        self.outer_radius = self.pitch_radius + self.addendum
        self.root_radius = self.pitch_radius - self.dedendum
        self.fillet_radius = fillet if not ring else 0
        self.theta_tooth_and_gap = pi * 2 / teeth
        angular_backlash = (backlash / 2 / self.pitch_radius)
        self.theta_tooth = self.theta_tooth_and_gap / 2 + (-angular_backlash if not ring else angular_backlash)
        self.theta_pitch_intersect = None
        self.theta_full_tooth = None
        self.max_steps = max_steps
        self.arc_step_size = arc_step_size

def reduce_polyline(self, polyline):
    vertices = [[], []]
    last_vertex = [polyline[0][0], polyline[1][0]]
    for vertex_idx in range(1, len(polyline[0])-1):
        next_slope = np.arctan2(polyline[1][vertex_idx+1] -
polyline[1][vertex_idx+0],
                                polyline[0][vertex_idx+1] -
polyline[0][vertex_idx+0])
        prev_slope = np.arctan2(polyline[1][vertex_idx-0] -
last_vertex[1],
                                polyline[0][vertex_idx-0] -
last_vertex[0])

```

```

        deviation_angle = abs(prev_slope - next_slope)
        if (deviation_angle > self.reduction_tolerance):
            vertices[0] += [polyline[0][vertex_idx]]
            vertices[1] += [polyline[1][vertex_idx]]
            last_vertex = [polyline[0][vertex_idx],
polyline[1][vertex_idx]]
    return np.array([
        np.concatenate([[polyline[0][0]], vertices[0], [polyline[0][-1]]]),
        np.concatenate([[polyline[1][0]], vertices[1], [polyline[1][-1]]])
    ])
}

def generate_half_tooth(self):
    phis = np.linspace(0, pi, self.max_steps)
    points = []
    reached_limit = False
    self.theta_pitch_intersect = None
    for phi in phis:
        x = (self.base_radius * cos(phi)) + (phi * self.base_radius *
sin(phi))
        y = (self.base_radius * sin(phi)) - (phi * self.base_radius *
cos(phi))
        point = (x, y)
        dist, theta = cart_to_polar(point)
        if self.theta_pitch_intersect is None and dist >=
self.pitch_radius:
            self.theta_pitch_intersect = theta
            self.theta_full_tooth = self.theta_pitch_intersect * 2 +
self.theta_tooth
        elif self.theta_pitch_intersect is not None and theta >=
self.theta_full_tooth / 2:
            reached_limit = True
            break
        if dist >= self.outer_radius:
            points.append(polar_to_cart((self.outer_radius, theta)))
        elif dist <= self.root_radius:
            points.append(polar_to_cart((self.root_radius, theta)))
        else:

```

```

        points.append((x,y))

    if not reached_limit:
        raise Exception("Couldn't complete tooth profile.")

    return np.transpose(points)

def generate_half_root(self):
    root_arc_length = (self.theta_tooth_and_gap -
self.theta_full_tooth) * self.root_radius

    points_root = []

    for theta in np.arange(self.theta_full_tooth,
self.theta_tooth_and_gap/2 + self.theta_full_tooth/2, self.arc_step_size /
self.root_radius):

        arc_position = (theta - self.theta_full_tooth) *
self.root_radius

        in_fillet = min((root_arc_length - arc_position), arc_position)
< self.fillet_radius

        r = self.root_radius

        if in_fillet:

            circle_pos = min(arc_position, (root_arc_length -
arc_position))

            r = r + (self.fillet_radius - sqrt(pow(self.fillet_radius,
2) - pow(self.fillet_radius - circle_pos, 2)))

            points_root.append(polar_to_cart((r, theta)))

    return np.transpose(points_root)

def generate_roots(self):
    self.half_root = np.array(self.generate_half_root())

    self.half_root = np.dot(rotation_matrix(-self.theta_full_tooth /
2), self.half_root)

    points_second_half = np.dot(flip_matrix(False, True),
self.half_root)

    points_second_half = np.flip(points_second_half, 1)

    self.roots = [points_second_half, self.half_root]

    self.half_root_reduced = self.reduce_polyline(self.half_root)

    points_second_half = np.dot(flip_matrix(False, True),
self.half_root_reduced)

    points_second_half = np.flip(points_second_half, 1)

    self.roots_reduced = [points_second_half, self.half_root_reduced]

    return self.roots_reduced

```

```

def generate_tooth(self):
    self.half_tooth = np.array(self.generate_half_tooth())
    self.half_tooth = np.dot(rotation_matrix(-self.theta_full_tooth / 2), self.half_tooth)
    points_second_half = np.dot(flip_matrix(False, True), self.half_tooth)
    points_second_half = np.flip(points_second_half, 1)
    self.tooth = np.concatenate((self.half_tooth, points_second_half), axis=1)
    self.half_tooth_reduced = self.reduce_polyline(self.half_tooth)
    points_second_half = np.dot(flip_matrix(False, True), self.half_tooth_reduced)
    points_second_half = np.flip(points_second_half, 1)
    self.tooth_reduced = np.concatenate((self.half_tooth_reduced, points_second_half), axis=1)
    return self.tooth_reduced

def generate_tooth_and_gap(self):
    points_tooth = self.generate_tooth()
    points_roots = self.generate_roots()
    self.tooth_and_gap = np.concatenate((points_roots[0], points_tooth, points_roots[1]), axis=1)
    return self.tooth_and_gap

def generate_gear(self):
    points_tooth_and_gap = self.generate_tooth_and_gap()
    points_teeth = [np.dot(rotation_matrix(self.theta_tooth_and_gap * n), points_tooth_and_gap) for n in range(self.teeth)]
    points_gear = np.concatenate(points_teeth, axis=1)
    return np.transpose(points_gear)

def get_point_list(self):
    return self.generate_gear()

def create_cadquery_gear(self, hub_diameter=0, hub_height=0, bore_diameter=0):
    """Crea un sólido 3D del engranaje usando CadQuery"""
    points = self.get_point_list()
    # Crear el sketch 2D del perfil del engranaje

```

```

        gear_profile = cq.Workplane("XY").polyline([(float(x), float(y)) for x, y in points]).close()

        # Extruir a 3D
        gear_3d = gear_profile.extrude(self.thickness)

        # Agregar hub si se especifica
        if hub_diameter > 0 and hub_height > 0:
            hub =
            cq.Workplane("XY").circle(hub_diameter/2).extrude(hub_height)
            hub = hub.translate((0, 0, (self.thickness - hub_height) / 2.0))
            gear_3d = gear_3d.union(hub)

        # Agregar agujero central si se especifica
        if bore_diameter > 0:
            bore =
            cq.Workplane("XY").circle(bore_diameter/2).extrude(self.thickness)
            gear_3d = gear_3d.cut(bore)

    return gear_3d

    def export_stl(self, filename="engranaje.stl", hub_diameter=0,
hub_height=0, bore_diameter=0):
        """Exporta el engranaje a formato STL"""
        gear_3d = self.create_cadquery_gear(hub_diameter, hub_height,
bore_diameter)
        cq.exporters.export(gear_3d.val(), f"{ruta_drive}/{filename}")
        return f"{ruta_drive}/{filename}"

    def export_step(self, filename="engranaje.step", hub_diameter=0,
hub_height=0, bore_diameter=0):
        """Exporta el engranaje a formato STEP"""
        gear_3d = self.create_cadquery_gear(hub_diameter, hub_height,
bore_diameter)
        cq.exporters.export(gear_3d.val(), f"{ruta_drive}/{filename}")
        return f"{ruta_drive}/{filename}"

    def calculate_center_distance(self, other_gear):
        # MODIFICACIÓN: Usar teoría correcta de engranajes

```

```

# Para engranajes idénticos: C = m * z
return self.module * self.teeth

#
=====
==

# CLASE GearPair CORREGIDA
#
=====

==

class GearPair:

    def __init__(self, gear1: InvoluteGear, gear2: InvoluteGear,
bore_diameter=0, hub_diameter=0, hub_height=0):
        self.gear1 = gear1
        self.gear2 = gear2
        self.bore_diameter = bore_diameter
        self.hub_diameter = hub_diameter
        self.hub_height = hub_height

    # MODIFICACIÓN: Calcular distancia entre centros según teoría de
    # engranajes
    # C = r_p1 + r_p2 = (m * z1)/2 + (m * z2)/2
    # Para engranajes iguales: C = m * z
    self.center_distance = gear1.module * gear1.teeth

def create_cadquery_pair(self):
    # 1. Crear el primer engranaje (Centrado en 0, 0)
    gear1_3d = self.gear1.create_cadquery_gear(self.hub_diameter,
self.hub_height, self.bore_diameter)

    # 2. Crear el segundo engranaje
    gear2_3d = self.gear2.create_cadquery_gear(self.hub_diameter,
self.hub_height, self.bore_diameter)

    # 3. Mover el segundo engranaje a la posición correcta (E, 0, 0)
    # Además, rotarlo para que los dientes engranen correctamente
    # Rotación necesaria para que el diente del Engranaje 1 se alinee
    # con el hueco del Engranaje 2.
    # El perfil se genera centrado en un hueco, por lo que rotamos
    # medio paso de diente ( $\pi/z$ ) para alinear

```

```

# el diente del engranaje 2 con el eje X.
rotation_angle = (pi / self.gear2.teeth)
# Aplicar rotación y luego traslación
gear2_3d = gear2_3d.rotate((0, 0, 0), (0, 0, 1),
degrees(rotation_angle))
gear2_3d = gear2_3d.translate((self.center_distance, 0, 0))

# Combinar los dos sólidos
combined_gears = gear1_3d.union(gear2_3d)
return combined_gears

def export_stl(self, filename="par_engranajes.stl"):
    combined_gears = self.create_cadquery_pair()
    cq.exporters.export(combined_gears.val(),
f"{ruta_drive}/{filename}")
    return f"{ruta_drive}/{filename}"

def export_step(self, filename="par_engranajes.step"):
    combined_gears = self.create_cadquery_pair()
    cq.exporters.export(combined_gears.val(),
f"{ruta_drive}/{filename}")
    return f"{ruta_drive}/{filename}"

#
=====
==

# CLASE PARA GENERACIÓN DE CARCASA EN CADQUERY SEGÚN ECUACIONES DEL
DOCUMENTO
#
=====

class PumpHousing:

    def __init__(self, gear_pair: GearPair, t_c, t_p, δ_r, δ_z_arg, w_est):
        """
        Clase para generar la carcasa de la bomba de engranajes según
        ecuaciones del documento.

        Args:
            gear_pair: Instancia de GearPair con los engranajes ya
            definidos.
            t_c: Espesor de pared circunferencial calculado.

```

```

t_p: Espesor de pared de puerto calculado.
δ_r: Holgura radial.
δ_z_arg: Holgura axial.
w_est: Ancho estimado del engranaje.

"""
self.gear_pair = gear_pair
self.gear1 = gear_pair.gear1
self.gear2 = gear_pair.gear2

# Parámetros clave de los engranajes
self.r_a = self.gear1.outer_radius # Radio exterior del engranaje
self.r_p = self.gear1.pitch_radius # Radio primitivo
self.w_gear = self.gear1.thickness # Ancho del engranaje
self.C = self.gear_pair.center_distance # Distancia entre centros

# Parámetros de la carcasa
self.t_c = t_c # Espesor de pared circunferencial
self.t_p = t_p # Espesor de pared de puerto
self.δ_r = δ_r # Holgura radial
self.δ_z = δ_z_arg # Holgura axial
self.w_est = w_est # Ancho estimado del engranaje

# El centro geométrico de todo el sistema está en C/2
self.center_x_system = self.C / 2

# Dimensiones calculadas para la carcasa
self.D_ext = 2 * (self.r_a + self.t_c + 5) # Diámetro exterior
(radial)
self.W_total = self.w_est + 2 * (self.t_c + 2) # Ancho total
(axial) (+2 para juntas)
self.port_diameter = self.r_a * 0.6 # Diámetro de puertos
self.bolt_diameter = 8.0 # Diámetro de los pernos
self.num_bolts = 4 # Número de pernos

def create_main_housing(self):
    """Crea el cuerpo principal de la carcasa ALINEADO con los
    engranajes"""

```

```

print("🔨 CREANDO CARCASA ALINEADA...")

# Radio interno de la cavidad para los engranajes (círculo
interior)
    self.cavity_inner_radius = self.r_a + self.δ_r # Radio interior =
radio engranaje + holgura radial

# Radio externo de la cavidad (círculo exterior)
    self.cavity_outer_radius = self.cavity_inner_radius + self.t_c # 
Radio exterior = radio interior + espesor pared

# Dimensiones del perfil exterior ovalado
    outer_oval_height = 2 * self.cavity_outer_radius + 10 # +10mm para
margen exterior
    outer_oval_length = self.C + outer_oval_height # Longitud total
incluyendo los círculos
    rect_length = outer_oval_length - outer_oval_height

# --- CORRECCIÓN DE ALINEACIÓN ---
# Creamos el cuerpo base centrado en (self.C / 2, 0) para que
coincida con los engranajes

# 1. Parte rectangular central
main_body = (cq.Workplane("XY")
    .center(self.center_x_system, 0) # MOVER CENTRO A
MITAD DE LOS ENGRANAJES
    .rect(rect_length, outer_oval_height)
    .extrude(self.W_total))

# 2. Extremos semicirculares (Izquierda en 0, Derecha en C)
# Círculo Izquierdo (centrado en 0,0 - Donde está el Engranaje 1)
circle_left = (cq.Workplane("XY")
    .center(0, 0)
    .circle(outer_oval_height/2)
    .extrude(self.W_total))

# Círculo Derecho (centrado en C,0 - Donde está el Engranaje 2)
circle_right = (cq.Workplane("XY")
    .center(self.C, 0)
    .circle(outer_oval_height/2))

```

```

        .extrude(self.W_total))

main_body = main_body.union(circle_left).union(circle_right)

# --- CREACIÓN DE LA CAVIDAD INTERNA ---
# Crear la cavidad interna con dos círculos concéntricos para cada engranaje
cavity_depth = self.w_gear + 2 * self.δ_z # Profundidad de la cavidad para el ancho del engranaje más holgura axial
axial_offset = (self.W_total - cavity_depth) / 2 # Centrar axialmente

# Circulo exterior para el primer engranaje (pared de la carcasa)
#(EN 0,0)
gear_cavity_outer1 = (
    cq.Workplane("XY")
    .circle(self.cavity_outer_radius)
    .extrude(cavity_depth)
    .translate((0, 0, axial_offset))
)

# Circulo exterior para el segundo engranaje (EN C,0)
gear_cavity_outer2 = (
    cq.Workplane("XY")
    .circle(self.cavity_outer_radius)
    .extrude(cavity_depth)
    .translate((self.C, 0, axial_offset))
)

# Unir los dos círculos exteriores con un rectángulo para formar la cavidad completa
connector_length = self.C # Distancia completa entre centros
connecting_cavity = (
    cq.Workplane("XY")
    .center(self.center_x_system, 0) # Centrado entre los dos
    .rect(connector_length, 2 * self.cavity_outer_radius)
    .extrude(cavity_depth)
    .translate((0, 0, axial_offset))
)

```

```

        )

full_cavity = (
    gear_cavity_outer1
    .union(gear_cavity_outer2)
    .union(connecting_cavity)
)

# Cortar la cavidad completa del cuerpo principal
main_body = main_body.cut(full_cavity)

print(f"✅ Carcasa creada y alineada.")
return main_body


def create_end_covers(self, main_body_shape):
    """Crea las tapas laterales y las une al cuerpo principal"""
    face_to_cover =
main_body_shape.faces("<Z").sort_by(cq.Axis.Z).first() # Corrected from
Axis.Z to cq.Axis.Z

    cover_profile =
face_to_cover.to_workplane().outerWire().toPending()
    cover_thickness = max(self.t_c, self.t_p) + 2.0

    front_cover =
cq.Workplane("XY").add(cover_profile).extrude(cover_thickness)

    back_cover = cq.Workplane("XY").add(cover_profile).extrude(
    -cover_thickness).translate((0, 0, self.W_total))

    return main_body_shape.union(front_cover).union(back_cover)


def create_bolt_holes(self, base_object):
    """Crea agujeros para los pernos en las tapas, centrados en el
sistema"""
    bolt_circle_radius = self.D_ext / 2 - 10 # Margen para el circulo
de pernos

    bolt_diameter = self.bolt_diameter
    num_bolts = self.num_bolts

    # Start with an empty collection of holes
    all_holes = None

```

```

# Create bolt holes
for i in range(num_bolts):
    angle = 2 * pi * i / num_bolts
    x_pos = self.center_x_system + bolt_circle_radius * cos(angle)
# Absolute X position relative to origin
    y_pos = bolt_circle_radius * sin(angle) # Absolute Y position
relative to origin

    # Create a single hole
    hole = cq.Workplane("XY").center(x_pos,
y_pos).circle(bolt_diameter / 2).extrude(self.W_total + 10, both=True)

    if all_holes is None:
        all_holes = hole
    else:
        all_holes = all_holes.union(hole)

    if all_holes is None: # Handle case where num_bolts is 0 or no
holes created
        return base_object

return base_object.cut(all_holes)

def create_port_connections(self, base_object):
    """Crea las conexiones de los puertos de entrada y salida alineados
    con engranajes"""

    port_length = 20 # Longitud de la extrusión del puerto
    axial_pos_ports = self.W_total / 2 # Centro axial del cuerpo

    # Distancia desde el centro del engranaje hacia afuera
    dist_from_gear_center = self.cavity_outer_radius + 2

    # Puerto de succión (entrada) - en el lado izquierdo del primer
    engranaje (que está en 0,0)

    # Posición x: El centro del engranaje 1 está en x=0. El puerto
    estará a su izquierda.

    # Posición y: Centrado en y=0, pero el plano es YZ.
    suction_profile = cq.Workplane("YZ").center(0, -
dist_from_gear_center).circle(self.port_diameter / 2)

    suction_pipe = suction_profile.extrude(port_length).translate((- -
dist_from_gear_center, 0, axial_pos_ports - port_length/2))

```

```

        # Puerto de descarga (salida) - en el lado derecho del segundo engranaje (que está en C,0)

        # Posición x: El centro del engranaje 2 está en x=C. El puerto estará a su derecha.

        # Posición y: Centrado en y=0, pero el plano es YZ.

        discharge_profile = cq.Workplane("YZ").center(self.C,
dist_from_gear_center).circle(self.port_diameter / 2)

        discharge_pipe =
discharge_profile.extrude(port_length).translate((self.C +
dist_from_gear_center, 0, axial_pos_ports - port_length/2))

        return base_object.union(suction_pipe).union(discharge_pipe)

def create_shaft_holes(self, base_object):
    """Crea los agujeros para los ejes de los engranajes"""

    shaft_diameter = self.gear1.root_radius * 0.5 # Diámetro del eje, estimado

    shaft_hole1 = cq.Workplane("XY").circle(shaft_diameter /
2).extrude(self.W_total + 10, both=True)

    # Agujero para eje 2 (en la distancia entre centros)

    shaft_hole2 = cq.Workplane("XY").center(self.C,
0).circle(shaft_diameter / 2).extrude(self.W_total + 10, both=True)

    return base_object.cut(shaft_hole1).cut(shaft_hole2)

def create_gear_reliefs(self, base_object):
    """Crea ranuras de alivio para los engranajes (simulado)"""

    # Estas ranuras son más complejas de modelar con CadQuery directamente como cortes de la carcasa

    # Normalmente, serían un corte de forma compleja para el volumen de los dientes

    # Para simplificar y evitar errores geométricos, por ahora las omitimos o hacemos un corte simple.

    # Una aproximación simple: un corte rectangular a lo largo del ancho del engranaje

    relief_width = self.w_gear + 2 * self.δ_z # Ancho de la ranura
    relief_depth = 1.0 # Profundidad de la ranura
    relief_radial_offset = self.r_a + self.δ_r + self.t_c -
relief_depth / 2

    # Crear un corte que simule la ranura de alivio alrededor del perímetro de los engranajes

```

```

    # Esto es muy simplificado: simplemente una 'ranura' en la parte
    superior e inferior

    # Para el primer engranaje

    relief1 = (cq.Workplane("YZ")
                .center(0, relief_radial_offset).rect(relief_width,
relief_depth)
                .extrude(self.C + self.r_a * 2)) # Un extrude largo para
cortar ambos engranajes

    # Esta lógica de alivio es demasiado simplificada para ser precisa
en CAD.

    # Por ahora, se omite para evitar errores geométricos complejos.

    return base_object

def create_cadquery_housing(self):
    """Genera la carcasa completa de la bomba como un objeto
    CadQuery"""
    print("📝 GENERANDO GEOMETRÍA DE CARCASA MEJORADA...")

    # 1. Cuerpo principal con círculos concéntricos
    housing = self.create_main_housing()

    # 2. Agujeros para pernos
    housing = self.create_bolt_holes(housing)

    # 3. Agujeros para ejes
    housing = self.create_shaft_holes(housing)

    # 4. Redondeos y chaflanes
    try:
        housing = housing.edges("|Z").fillet(min(self.t_c, 5.0) / 2)
        housing = housing.edges(">Z or <Z").fillet(min(self.t_c, 5.0) /
4)
    except Exception as e:
        print(f"Advertencia: Falló el redondeo/chaflán en la carcasa:
{e}. Continuar sin ellos.")

    return housing

```

```

def export_step(self, filename="carcasa_bomba_final.step"):
    """Exporta la carcasa a formato STEP"""
    complete_housing_cq = self.create_cadquery_housing()
    cq.exporters.export(complete_housing_cq.val(),
f"{ruta_drive}/{filename}")
    print(f"✅ Carcasa mejorada exportada: {ruta_drive}/{filename}")
    return f"{ruta_drive}/{filename}"

#
=====
==

# EJECUCIÓN PRINCIPAL DEL SISTEMA
#
=====

print("🚀 SISTEMA DE DISEÑO PARAMÉTRICO DE BOMBAS DE ENGRANAJES")
print("=" * 70)

#
=====
==

# INPUTS DE USUARIO
#
=====

print("INTRODUZCA LOS PARÁMETROS DE DISEÑO:")
try:
    flow_required = float(input(">> Caudal Requerido (L/min) [Ej: 50]: "))
    pressure_required = float(input(">> Presión de Operación (bar) [Ej: 150]: "))
    speed = float(input(">> Velocidad de Rotación (RPM) [Ej: 1500]: ") or
"1500")
except ValueError:
    print("⚠️ Entrada inválida. Usando valores por defecto (50 L/min, 150
bar, 1500 RPM).")
    flow_required = 50
    pressure_required = 150
    speed = 1500

# Crear calculadora con los inputs

```

```

bomba_calculator = GearPumpCalculator(
    flow_rate_lpm=flow_required,
    pressure_bar=pressure_required,
    speed_rpm=speed,
    material_yield_strength=250, # Acero
    safety_factor=2.0
)

# Ejecutar diseño completo (incluyendo nuevas ecuaciones I, II, III, IV)
design_report = bomba_calculator.generate_design_report()

# =====
# GENERACIÓN AUTOMÁTICA DE ENGRANAJES CON PARÁMETROS CALCULADOS
# =====
print("\n\n⚙ GENERANDO MODELOS CAD CON PARÁMETROS CALCULADOS...")

# Extraer parámetros del diseño calculado
design_params_fase2 = design_report['fase2'] # Gear geometry params
design_params_fase1 = design_report['fase1'] # Initial sizing params
housing_params = design_report['carcasa'] # Housing params

# Crear engranajes con los parámetros calculados
engranaje_motriz = InvoluteGear(
    module=design_params_fase2['modulo'],
    teeth=design_params_fase2['numero_dientes'],
    pressure_angle_deg=20, # Estándar
    addendum_factor=1.0, # Addendum = módulo
    dedendum_factor=1.25, # Dedendum = 1.25 * módulo
    thickness=design_params_fase2['ancho_engranaje'],
    fillet=0.38 * design_params_fase2['modulo'], # Filete típico
    backlash=0.05, # Juego mínimo
    max_steps=200
)

```

```

engranaje_conducido = InvoluteGear(
    module=design_params_fase2['modulo'],
    teeth=design_params_fase2['numero_dientes'],
    pressure_angle_deg=20,
    addendum_factor=1.0,
    dedendum_factor=1.25,
    thickness=design_params_fase2['ancho_engranaje'],
    fillet=0.38 * design_params_fase2['modulo'],
    backlash=0.05,
    max_steps=200
)

# Distancia entre centros calculada
distancia_centros =
engranaje_motriz.calculate_center_distance(engranaje_conducido)

# Calcular diámetro de bore seguro
bore_diameter = min(8, engranaje_motriz.root_radius * 0.6) # Limit to 8mm
max

# Crear par de engranajes CadQuery para exportar el STL combinado
gear_pair_combined_for_stl = GearPair(
    engranaje_motriz,
    engranaje_conducido,
    bore_diameter=bore_diameter,
    hub_diameter=engranaje_motriz.pitch_radius * 0.8,
    hub_height=design_params_fase2['ancho_engranaje'] * 0.3
)

print(f"✓ Parámetros utilizados para generación CAD:")
print(f" • Módulo: {design_params_fase2['modulo']} mm")
print(f" • Dientes: {design_params_fase2['numero_dientes']}")
print(f" • Ancho: {design_params_fase2['ancho_engranaje']:.2f} mm")
print(f" • Distancia centros: {distancia_centros:.2f} mm")

# Exportar el par de engranajes combinado como STL

```

```

calculated_stl =
gear_pair_combined_for_stl.export_stl("bomba_calculada.stl")
print(f"🟠 Bomba exportada: {calculated_stl}")

#
=====
==

# EXPORTACIÓN DE COMPONENTES INDIVIDUALES EN FORMATO STEP
#
=====

print("\nEXPORTANDO COMPONENTES INDIVIDUALES EN FORMATO STEP...")

# Exportar engranaje MOTRIZ como STEP individual
step_motriz = engranaje_motriz.export_step(
    "engranaje_motriz.step",
    hub_diameter=gear_pair_combined_for_stl.hub_diameter,
    hub_height=gear_pair_combined_for_stl.hub_height,
    bore_diameter=bore_diameter
)
print(f"✅ Engranaje MOTRIZ exportado: {step_motriz}")

# Exportar engranaje CONDUCIDO como STEP individual
step_conducido = engranaje_conducido.export_step(
    "engranaje_conducido.step",
    hub_diameter=gear_pair_combined_for_stl.hub_diameter,
    hub_height=gear_pair_combined_for_stl.hub_height,
    bore_diameter=bore_diameter
)
print(f"✅ Engranaje CONDUCIDO exportado: {step_conducido}")

# Exportar par combinado como STEP
step_par_combined =
gear_pair_combined_for_stl.export_step("par_engranajes_completo.step")
print(f"✅ Par de engranajes combinado exportado: {step_par_combined}")

#
=====
==

```

```

# GENERACIÓN Y EXPORTACIÓN DE LA CARCASA
#
=====
==

print("\n🏠 GENERANDO Y EXPORTANDO CARCASA DE LA BOMBA...")
pump_housing_generator = PumpHousing(
    gear_pair=gear_pair_combined_for_stl,
    t_c=housing_params['espesor_pared_circunferencial'],
    t_p=housing_params['espesor_pared_puerto'],
    δ_r=bomba_calculator.δ_r, # Holgura radial from calculator
    δ_z_arg=bomba_calculator.δ_z, # Axial clearance from calculator
    w_est=design_params_fase2['ancho_engranaje']
)
step_housing =
pump_housing_generator.export_step("carcasa_bomba_final.step")
print(f"✅ Carcasa exportada: {step_housing}")

#
=====
==

# VISUALIZACIÓN 2D DE LOS ENGRANAJES Y CARCASA (CORREGIDO)
#
=====
==

print("\n📊 GENERANDO VISUALIZACIÓN 2D DE LOS ENGRANAJES Y CARCASA...")
# Configuración para gráficas
plt.rcParams['figure.figsize'] = [12, 10]
plt.rcParams['figure.dpi'] = 100

# Generar puntos para visualización
gear_motriz_points = engranaje_motriz.get_point_list()
gear_conducido_points = engranaje_conducido.get_point_list()

# Rotar y trasladar puntos del engranaje conducido para visualización
rotation_angle = (pi / engranaje_conducido.teeth)
R = rotation_matrix(rotation_angle)
gear_conducido_points_rotated = np.dot(R, gear_conducido_points.T).T

```

```

gear_conducido_points_display = gear_conducido_points_rotated +
np.array([distancia_centros, 0])

# Convertir puntos a metros para visualización
gear_motriz_points_m = gear_motriz_points / 1000 # mm a m
gear_conducido_points_display_m = gear_conducido_points_display / 1000 # mm a m
gear_conducido_points_m = gear_conducido_points / 1000 # CORRECCIÓN: Definir esta variable
distancia_centros_m = distancia_centros / 1000 # mm a m

# Crear figura con subplots
fig, ((ax1, ax2), (ax3, ax4)) = plt.subplots(2, 2, figsize=(16, 12))

# Gráfica 1: Engranaje Motriz individual
theta = np.linspace(0, 2*pi, 100)
circles = [
    (engranaje_motriz.base_radius / 1000, 'red', '--', 'Círculo Base'),
    (engranaje_motriz.pitch_radius / 1000, 'blue', '-', 'Círculo Primitivo'),
    (engranaje_motriz.outer_radius / 1000, 'green', '--', 'Círculo Exterior'),
    (engranaje_motriz.root_radius / 1000, 'orange', '--', 'Círculo Interior')
]

for radius, color, style, label in circles:
    circle_x = radius * np.cos(theta)
    circle_y = radius * np.sin(theta)
    ax1.plot(circle_x, circle_y, color=color, linestyle=style, linewidth=1,
label=label, alpha=0.7)

ax1.plot(gear_motriz_points_m[:, 0], gear_motriz_points_m[:, 1], 'b-',
linewidth=1, label='Engranaje Motriz')
ax1.fill(gear_motriz_points_m[:, 0], gear_motriz_points_m[:, 1], alpha=0.1,
color='blue')
ax1.set_aspect('equal')
ax1.grid(True, alpha=0.3)
ax1.set_title('Engranaje Motriz Individual', fontsize=14,
fontweight='bold')

```

```

ax1.set_xlabel('X [m]', fontsize=11)
ax1.set_ylabel('Y [m]', fontsize=11)
ax1.legend(fontsize=9)

# Gráfica 2: Engranaje Conducido individual (CORREGIDO)

# Usar los círculos del engranaje conducido (son iguales al matriz para
# engranajes idénticos)

circles_conducido = [
    (engranaje_conducido.base_radius / 1000, 'red', '--', 'Círculo Base'),
    (engranaje_conducido.pitch_radius / 1000, 'blue', '-', 'Círculo
Primitivo'),
    (engranaje_conducido.outer_radius / 1000, 'green', '--', 'Círculo
Exterior'),
    (engranaje_conducido.root_radius / 1000, 'orange', '--', 'Círculo
Interior')
]

for radius, color, style, label in circles_conducido:
    circle_x = radius * np.cos(theta)
    circle_y = radius * np.sin(theta)
    ax2.plot(circle_x, circle_y, color=color, linestyle=style, linewidth=1,
label=label, alpha=0.7)

# CORRECCIÓN: Usar la variable definida correctamente

ax2.plot(gear_conducido_points_m[:, 0], gear_conducido_points_m[:, 1], 'r-
', linewidth=1, label='Engranaje Conducido')

ax2.fill(gear_conducido_points_m[:, 0], gear_conducido_points_m[:, 1],
alpha=0.1, color='red')

ax2.set_aspect('equal')
ax2.grid(True, alpha=0.3)

ax2.set_title('Engranaje Conducido Individual', fontsize=14,
fontweight='bold')

ax2.set_xlabel('X [m]', fontsize=11)
ax2.set_ylabel('Y [m]', fontsize=11)
ax2.legend(fontsize=9)

# Gráfica 3: Par de engranajes acoplados con contorno de carcasa MEJORADO

from matplotlib.patches import Ellipse

```

```

# Dibujar círculos primitivos (convertidos a metros)

ax3.add_artist(plt.Circle((0, 0), engranaje_motriz.pitch_radius / 1000,
color='blue', linestyle='--', fill=False, alpha=0.7, label='Círculo
Primitivo'))

ax3.add_artist(plt.Circle((distancia_centros_m, 0),
engranaje_conducido.pitch_radius / 1000, color='red', linestyle='--',
fill=False, alpha=0.7))

# Dibujar los círculos concéntricos de la carcasa (convertidos a metros)

cavity_inner_radius = (engranaje_motriz.outer_radius +
bomba_calculator.δ_r) / 1000 # m

cavity_outer_radius = (cavity_inner_radius * 1000 +
housing_params['espesor_pared_circunferencial']) / 1000 # m

# Círculos interiores (donde van los engranajes con holgura)

ax3.add_artist(plt.Circle((0, 0), cavity_inner_radius, color='orange',
linestyle=':', fill=False, linewidth=2, label='Círculo Interior Carcasa'))

ax3.add_artist(plt.Circle((distancia_centros_m, 0), cavity_inner_radius,
color='orange', linestyle=':', fill=False, linewidth=2))

# Círculos exteriores (pared de la carcasa)

ax3.add_artist(plt.Circle((0, 0), cavity_outer_radius, color='green',
linestyle='-', fill=False, linewidth=2, label='Círculo Exterior Carcasa'))

ax3.add_artist(plt.Circle((distancia_centros_m, 0), cavity_outer_radius,
color='green', linestyle='-', fill=False, linewidth=2))

# Conector entre los círculos exteriores

connector_length = distancia_centros_m - 2 * cavity_outer_radius

if connector_length > 0:

    connector_rect = plt.Rectangle((cavity_outer_radius, -
cavity_outer_radius),
                                    connector_length, 2 *
cavity_outer_radius,
                                    fill=False, edgecolor='green',
linewidth=2, linestyle='--')

    ax3.add_patch(connector_rect)

# Dibujar perfiles de engranajes

ax3.plot(gear_motriz_points_m[:, 0], gear_motriz_points_m[:, 1], 'b-',
linewidth=1.5, label='Engranaje Motriz')

ax3.fill(gear_motriz_points_m[:, 0], gear_motriz_points_m[:, 1], alpha=0.2,
color='blue')

```

```

ax3.plot(gear_conducido_points_display_m[:, 0],
gear_conducido_points_display_m[:, 1], 'r-', linewidth=1.5,
label='Engranaje Conducido')

ax3.fill(gear_conducido_points_display_m[:, 0],
gear_conducido_points_display_m[:, 1], alpha=0.2, color='red')

# Línea de centros y anotaciones
ax3.plot([0, distancia_centros_m], [0, 0], 'k--', linewidth=1, alpha=0.5)
ax3.annotate(f'Holgura radial: {bomba_calculator.δ_r/1000:.6f} m',
             (distancia_centros_m/2, cavity_inner_radius),
             xytext=(10, 10), textcoords='offset points',
             bbox=dict(boxstyle='round', facecolor='yellow', alpha=0.7),
             arrowprops=dict(arrowstyle='->',
             connectionstyle='arc3,rad=0'))

ax3.set_aspect('equal')
ax3.grid(True, alpha=0.3)

ax3.set_title('Par de Engranajes con Carcasa Mejorada\n(Círculos Concéntricos y Holgura Radial)', fontsize=14, fontweight='bold')

ax3.set_xlabel('X [m]', fontsize=11)
ax3.set_ylabel('Y [m]', fontsize=11)
ax3.legend(fontsize=9)

# Gráfica 4: Resumen de parámetros (TODO EN SI)
ax4.axis('off')
info_text = (
    f"PARÁMETROS DE DISEÑO (Sistema Internacional)\n\n"
    f"Caudal: {flow_required/60000:.6f} m³/s ({flow_required:.1f} L/min)\n"
    f"Presión: {pressure_required*1e5:.2e} Pa ({pressure_required:.0f} bar)\n"
    f"Velocidad: {speed/60:.2f} rev/s ({speed:.0f} RPM)\n\n"
    f"Módulo: {design_params_fase2['modulo']/1000:.5f} m\n"
    f"({design_params_fase2['modulo']:.2f} mm)\n"
    f"Dientes: {design_params_fase2['numero_dientes']}\n"
    f"Ancho: {design_params_fase2['ancho_ engranaje']/1000:.5f} m\n"
    f"({design_params_fase2['ancho_ engranaje']:.2f} mm)\n"
    f"Distancia centros:\n"
    f"({design_params_fase2['distancia_ centros']/1000:.5f} m\n"
    f"({design_params_fase2['distancia_ centros']:.2f} mm)\n\n"
)

```

```

    f"Eficiencia volumétrica:
{design_report['rendimiento']['eficiencia_volumetrica_real']:.3f}\n"

    f"Potencia mecánica:
{design_report['rendimiento']['potencia_mecanica']*1000:.1f} W
({design_report['rendimiento']['potencia_mecanica']:.2f} kW)"

)

ax4.text(0.1, 0.9, info_text, transform=ax4.transAxes, fontsize=10,
         verticalalignment='top', bbox=dict(boxstyle='round',
         facecolor='wheat', alpha=0.8),
         family='monospace')

ax4.set_title('Resumen del Diseño', fontsize=14, fontweight='bold')

plt.tight_layout()
plt.show()

# =====
==

# VISUALIZACIÓN 3D
# =====
==

print("\n🟡 GENERANDO VISUALIZACIÓN 3D...")
try:

    # Mostrar engranajes individuales en 3D
    gear_motriz_3d = engranaje_motriz.create_cadquery_gear(
        hub_diameter=engranaje_motriz.pitch_radius * 0.8,
        hub_height=design_params_fase2['ancho_engranaje'] * 0.3,
        bore_diameter=bore_diameter
    )

    gear_conducido_3d = engranaje_conducido.create_cadquery_gear(
        hub_diameter=engranaje_conducido.pitch_radius * 0.8,
        hub_height=design_params_fase2['ancho_engranaje'] * 0.3,
        bore_diameter=bore_diameter
    )

    # Mostrar carcasa en 3D
    housing_3d = pump_housing_generator.create_cadquery_housing()

```

```

# Mostrar en viewer 3D
show_object(gear_motriz_3d, name="Engranaje_Motriz")
show_object(gear_conducido_3d, name="Engranaje_Conducido")
show_object(housing_3d, name="Carcasa")
print("✅ Visualización 3D mostrada en el viewer")

except Exception as e:
    print(f"⚠️ Visualización 3D no disponible: {e}")

print("\n🌟 ;DISEÑO PARAMÉTRICO COMPLETADO!")
print("=". * 70)

print("📝 ARCHIVOS GENERADOS:")
print(f" • Engranaje Motriz: engranaje_motriz.step")
print(f" • Engranaje Conducido: engranaje_conducido.step")
print(f" • Par Completo: par_engranajes_completo.step")
print(f" • Carcasa Mejorada: carcasa_bomba_final.step")
print(f"📁 Ubicación: {ruta_drive}")

print("\n🔧 RESUMEN DE CARACTERÍSTICAS:")
print(f" • Caudal de diseño: {flow_required/1000:.3f} m³/s") # Convertido
a m³/s
print(f" • Presión de trabajo: {pressure_required*1e5:.0f} Pa") # Convertido a Pa
print(f" • Velocidad: {speed} RPM")
print(f" • Eficiencia volumétrica estimada:
{design_report['rendimiento']['eficiencia_volumetrica_real']:.3f}")

#
=====
==

# DIAGRAMA DE CURVAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO (CORREGIDO - SI)
#
=====
==

print("\n📈 GENERANDO DIAGRAMA DE CURVAS CARACTERÍSTICAS DE
FUNCIONAMIENTO...")

def plot_pump_performance_curves(calculator, design_params,
performance_params):

```

```

"""Genera el diagrama de curvas características de la bomba (Sistema
Internacional)"""

# Parámetros del diseño
V_g = design_params['cilindrada_verificada'] * 1e-6 # cm³/rev a m³/rev
η_v_real = performance_params['eficiencia_volumetrica_real']
η_m = calculator.η_m_est
Δp_design = calculator.Δp * 1e5 # bar a Pa
N_design = calculator.N / 60 # RPM a rev/s

# Rangos del diagrama
presiones = np.array([50, 100, 150, 200, 250, 280]) * 1e5 # bar a Pa
velocidades_rpm = np.array([500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000]) # RPM
velocidades = velocidades_rpm / 60 # RPM a rev/s

# Figura con ejes para potencia, caudal y torque
fig, ax1 = plt.subplots(figsize=(14, 10))
ax2 = ax1.twinx() # Eje derecho para velocidad
ax3 = ax1.twiny() # Eje superior para torque

colors = plt.cm.viridis(np.linspace(0, 1, len(presiones)))
torque_values_all = []

for i, pressure in enumerate(presiones):
    # Caudal teórico (sin fugas)
    Q_teorico = V_g * velocidades # m³/s

    # Ajuste de η_v con la presión (las fugas aumentan con Δp)
    η_v_ajustada = η_v_real * (1 - (pressure - Δp_design) / (4 * Δp_design * 1e5))
    η_v_ajustada = np.clip(η_v_ajustada, 0.70, 0.95)

    Q_real = Q_teorico * η_v_ajustada # m³/s (caudal entregado)

    # Potencia hidráulica y mecánica
    P_hid = Q_real * pressure # W (Q en m³/s, p en Pa)
    P_mec = P_hid / (η_v_ajustada * η_m) # W

```

```

# *** TORQUE CORREGIDO ***
#  $\tau = (\text{Potencia_mecánica}) / (\text{Velocidad_angular})$ 
# donde: Velocidad_angular [rad/s] =  $2\pi \times \text{velocidad}$  [rev/s]
omega = 2 * pi * velocidades # rad/s
torque = P_mec / omega # N·m
torque_values_all.extend(torque)

# Graficar Caudal vs Potencia
ax1.plot(P_mec / 1000, Q_real * 1000, # kW y L/s para mejor
legibilidad
          color=colors[i], linewidth=2.5, marker='o', markersize=5,
          label=f' $\Delta p = \{\text{pressure}/1e5\} \text{ bar}$ ')

# Etiquetas de velocidad en puntos clave
for j, speed_rpm in enumerate(velocidades_rpm):
    if speed_rpm in [1000, 1500, 2000, 2500]:
        ax1.annotate(f'{speed_rpm:.0f}', (P_mec[j]/1000, Q_real[j]*1000),
                     textcoords="offset points", xytext=(8, 8),
                     ha='center', fontsize=8, alpha=0.8,
                     color=colors[i])

# — Punto de diseño —
Q_design = V_g * N_design * eta_v_real # m³/s
P_hid_design = Q_design * Delta_p_design # W
P_mec_design = P_hid_design / (eta_v_real * eta_m) # W
omega_design = 2 * pi * N_design # rad/s
torque_design = P_mec_design / omega_design # N·m

ax1.plot(P_mec_design/1000, Q_design*1000, 'ro', markersize=12,
markeredgecolor='black',
markeredgewidth=2, label='Punto de Diseño', zorder=10)

ax1.annotate(f'Diseño\n{calculator.N:.0f} rpm | \{calculator.Dp:.0f\}
bar\n'
          f'Q = {Q_design*1000:.2f} L/s\n'
          f' $\tau = \{\text{torque\_design}\} \text{ N}\cdot\text{m}$ \n'
          f'P = {P_mec_design/1000:.2f} kW',
          (P_mec_design/1000, Q_design*1000),

```

```

        textcoords="offset points", xytext=(25, 25),
        ha='left', fontsize=10, fontweight='bold',
        bbox=dict(boxstyle="round,pad=0.5", facecolor="yellow",
alpha=0.9, edgecolor='red', linewidth=2),
        arrowprops=dict(arrowsstyle='->', color='red', lw=2))

# —— Configuración de ejes ——

ax1.set_xlabel('Potencia Mecánica de Entrada [kW]', fontsize=13,
fontweight='bold')

ax1.set_ylabel('Caudal Entregado [L/s]', fontsize=13,
fontweight='bold', color='blue')

ax1.tick_params(axis='y', labelcolor='blue')

# Eje superior para torque

# Calculate torque scale based on the largest possible mechanical power
# and a representative angular velocity

max_P_mec_for_torque_axis = max(P_mec) / 1000 if len(P_mec) > 0 else 10
# in kW

# Use a consistent reference speed for the torque axis if specific
speeds are used on the plot, e.g., N_design

omega_for_torque_scale = 2 * pi * (max(velocidades) if len(velocidades)
> 0 else 1) # rad/s

# If max_P_mec_for_torque_axis is 0, then the calculation of torque
will lead to 0/omega_for_torque_scale which is 0. This can be misleading

# Setting a reasonable default or a slightly larger value for
torque_max_value_on_axis if max_P_mec_for_torque_axis is zero

torque_max_value_on_axis = (max_P_mec_for_torque_axis * 1000) /
(omega_for_torque_scale) if omega_for_torque_scale != 0 else 100

ax3.set_xlabel('Par de Accionamiento τ [N·m]', fontsize=13,
fontweight='bold', color='darkred')

ax3.tick_params(axis='x', labelcolor='darkred')

ax3.set_xlim(0, torque_max_value_on_axis * 1.15)

# Eje derecho para velocidades (referencia)

ax2.set_ylim(ax1.get_ylim())

# Get current y-ticks for ax1, then set the same ticks for ax2

y_ticks_ax1 = ax1.get_yticks()

ax2.set_yticks(y_ticks_ax1)

speed_labels_ref = np.linspace(min(velocidades_rpm),
max(velocidades_rpm), len(y_ticks_ax1))

```

```

        speed_labels_ref = [f'{int(s)}' for s in speed_labels_ref] # Convert to
        int and then str

        ax2.set_ylabel('Velocidad [rpm] (referencia)', color='gray', alpha=0.7,
        fontsize=11)

        ax2.tick_params(axis='y', labelcolor='gray')

        ax2.set_yticklabels(speed_labels_ref, alpha=0.6)

    # Estética

    ax1.grid(True, alpha=0.3, linestyle='--', linewidth=0.8)

    ax1.legend(loc='upper left', fancybox=True, shadow=True, fontsize=10)

    ax1.set_xlim(left=0)

    ax1.set_ylim(bottom=0)

    plt.title('CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA DE ENGRANAJES (Sistema
    Internacional)\n'

              f'Caudal nominal: {calculator.Q_req:.1f} L/min | '
              f'Presión nominal: {calculator.Dp:.0f} bar | '
              f'Velocidad nominal: {calculator.N:.0f} rpm',
              fontsize=14, fontweight='bold', pad=20)

    plt.tight_layout()

    return fig

# Generar y guardar el diagrama

diagrama_fig = plot_pump_performance_curves(
    bomba_calculator,
    design_report['fase2'],
    design_report['rendimiento']
)

diagrama_path = f"{ruta_drive}/diagrama_curvas_caracteristicas_SI.png"
plt.savefig(diagrama_path, dpi=300, bbox_inches='tight')

print(f"✅ Diagrama de curvas características guardado: {diagrama_path}")

plt.show()

#
=====
==

# DIAGRAMA ADICIONAL: MAPA DE EFICIENCIA (CORREGIDO - SI)

```

```

#
=====
==

print("\n[!] GENERANDO MAPA DE EFICIENCIA...")

def plot_efficiency_map(calculator, design_params):
    """Genera un mapa de eficiencia de la bomba (Sistema Internacional)"""

    # Rangos para el mapa
    presiones_bar = np.linspace(50, 280, 15)
    presiones_map = presiones_bar * 1e5 # bar a Pa
    velocidades_rpm = np.linspace(500, 3000, 15)
    velocidades_map = velocidades_rpm / 60 # RPM a rev/s
    P_mesh, N_mesh = np.meshgrid(presiones_map, velocidades_map)
    P_mesh_bar, N_mesh_rpm = np.meshgrid(presiones_bar, velocidades_rpm)

    # Calcular eficiencias
    V_g = design_params['cilindrada_verificada'] * 1e-6 # cm³/rev a m³/rev
    η_v_base = calculator.η_v_est
    η_m = calculator.η_m_est

    # Eficiencia volumétrica ajustada por presión y velocidad
    # Pérdidas aumentan con presión y en velocidades extremas
    pressure_factor = 1 - 0.15 * (P_mesh / (280 * 1e5))
    speed_factor = 1 - 0.08 * np.abs(1 - N_mesh / (1500/60)) # Óptimo en
    1500 rpm
    η_v_adj = η_v_base * pressure_factor * speed_factor
    η_v_adj = np.clip(η_v_adj, 0.65, 0.95)

    # Eficiencia mecánica también varía con velocidad
    η_m_adj = η_m * (1 - 0.05 * (1 - N_mesh / (2000/60)))
    η_m_adj = np.clip(η_m_adj, 0.85, 0.95)

    # Eficiencia total
    η_total = η_v_adj * η_m_adj

    # Crear figura
    fig, ax = plt.subplots(figsize=(14, 9))

```

```

# Crear contour plot
levels = np.linspace(η_total.min()*100, η_total.max()*100, 20)
contour = ax.contourf(P_mesh_bar, N_mesh_rpm, η_total * 100,
                      levels=levels, cmap='RdYlGn', alpha=0.85)
contour_lines = ax.contour(P_mesh_bar, N_mesh_rpm, η_total * 100,
                           levels=10, colors='black', alpha=0.4,
                           linewidths=1)
ax.clabel(contour_lines, inline=True, fontsize=9, fmt='%.1f%%')

# Punto de diseño
ax.plot(calculator.Δp, calculator.N, 'ro', markersize=12,
        markeredgewidth=2, label='Punto de Diseño', zorder=10)

# Calcular eficiencia en punto de diseño
η_design = design_report["rendimiento"]["eficiencia_volumetrica_real"]
* calculator.η_m_est
ax.annotate(f'Diseño\n{calculator.N:.0f} rpm\n{calculator.Δp:.0f} bar\n'
           f'η_total = {η_design*100:.1f}%,\n'
           '(calculator.Δp, calculator.N),\n'
           'textcoords="offset points",\n'
           'xytext=(20, 20),\n'
           'ha='left',\n'
           'fontsize=11,\n'
           'fontweight='bold',\n'
           'bbox=dict(boxstyle='round', pad=0.5, facecolor='yellow',\n'
                     alpha=0.9, edgecolor='darkred', linewidth=2),\n'
           'arrowprops=dict(arrowstyle='->', color='darkred', lw=2))\n\n'

# Zona de alta eficiencia (>85%)
high_eff_contour = ax.contour(P_mesh_bar, N_mesh_rpm, η_total * 100,
                               levels=[85], colors='blue', linewidths=3,
                               linestyles='--', alpha=0.8)
ax.clabel(high_eff_contour, inline=True, fontsize=10, fmt='Zona\nη>85%%')

```

```

# Configuración del gráfico

ax.set_xlabel('Presión [bar]', fontsize=13, fontweight='bold')
ax.set_ylabel('Velocidad [rpm]', fontsize=13, fontweight='bold')
ax.set_title('MAPA DE EFICIENCIA TOTAL DE LA BOMBA DE ENGRANAJES\n'
             '(Eficiencia Volumétrica × Eficiencia Mecánica)',
             fontsize=14, fontweight='bold', pad=15)
ax.grid(True, alpha=0.3, linestyle=':', linewidth=0.8)
ax.legend(fontsize=11, loc='lower right')

# Barra de color mejorada

cbar = plt.colorbar(contour, ax=ax, pad=0.02)
cbar.set_label('Eficiencia Total [%]', fontsize=13, fontweight='bold',
               rotation=270, labelpad=25)
cbar.ax.tick_params(labelsize=10)

# Añadir texto informativo

info_text = (f"Condiciones de diseño:\n"
             f"Q = {calculator.Q_req:.1f} L/min\n"
             f"p = {calculator.Delta_p:.0f} bar\n"
             f"N = {calculator.N:.0f} rpm")

ax.text(0.02, 0.98, info_text, transform=ax.transAxes,
        fontsize=10, verticalalignment='top',
        bbox=dict(boxstyle='round', facecolor='wheat', alpha=0.8))

plt.tight_layout()

# Guardar mapa de eficiencia

efficiency_map_path = f"{ruta_drive}/mapa_eficiencia_SI.png"
plt.savefig(efficiency_map_path, dpi=300, bbox_inches='tight')
print(f"✅ Mapa de eficiencia guardado: {efficiency_map_path}")
plt.show()

# Generar mapa de eficiencia

plot_efficiency_map(bomba_calculator, design_report['fase2'])

print("\n🎯 RESUMEN DE DIAGRAMAS GENERADOS (Sistema Internacional):")

```

```

print("=" * 70)

print("📊 Diagrama de Curvas Características:")
print(" • Caudal [L/s] vs Potencia Mecánica [kW]")
print(" • Par de accionamiento [N·m] en eje superior")
print(" • Curvas para diferentes presiones [bar]")
print(" • Marcadores de velocidad [rpm] sobre las curvas")
print(" • Punto de diseño destacado con parámetros clave")

print("\n📈 Mapa de Eficiencia:")
print(" • Presión [bar] vs Velocidad [rpm]")
print(" • Eficiencia total [%] (volumétrica × mecánica)")
print(" • Zona de alta eficiencia (>85%) resaltada")
print(" • Punto óptimo de operación identificado")

print("\n📁 Archivos guardados:")
print(f" • {ruta_drive}/diagrama_curvas_caracteristicas_SI.png")
print(f" • {ruta_drive}/mapa_eficiencia_SI.png")

```

APENDICE B.2. Resultados textuales de la salida

 CALCULANDO PARÁMETROS DE CARCASA SEGÚN DOCUMENTO AD1169714.pdf

REPORTE COMPLETO DE DISEÑO - BOMBA DE ENGRANAJES

📊 ESPECIFICACIONES DE ENTRADA:

- Caudal requerido: 15.0 L/min
- Presión de operación: 50.0 bar
- Velocidad de rotación: 500.0 RPM

⚙️ PARÁMETROS DE DISEÑO (FASE 1 - DIMENSIONAMIENTO) :

- Cilindrada teórica: 35.29 cm³/rev
- Módulo estimado: 2.00 mm
- Número de dientes: 10
- Radio primitivo estimado: 10.00 mm
- Ancho de engranaje: 24.00 mm
- Holgura radial: 0.020 mm

- Holgura axial: 0.025 mm

GEOMETRÍA DE ENGRANAJES (FASE 2) :

- Radio primitivo: 10.00 mm
- Radio base: 9.40 mm
- Radio exterior: 12.00 mm
- Radio de raíz: 7.50 mm
- Distancia entre centros: 20.00 mm
- Longitud de acción: 7.463 mm
- Ángulo inicio mallado: 43.3°
- Distancia formación bolsillo: 7.013 mm

RENDIMIENTO ESTIMADO (MODELO DE FUGAS) :

- Eficiencia volumétrica: 1.000
- Eficiencia mecánica: 0.900
- Eficiencia total: 0.765
- Potencia hidráulica: 1.25 kW
- Potencia mecánica requerida: 1.39 kW
- Torque requerido: 31.21 N·m
- Fugas radiales estimadas: 0.0000 L/min
- Resistencia fuga radial: 1.57e+13 Pa·s/m³

ANÁLISIS DE ESFUERZOS (AGMA) :

- Esfuerzo de flexión: 274.4 MPa
- Factor de seguridad flexión: 0.9
- Fuerza tangencial: 3120.7 N

DISEÑO DE CARCASA (DOCUMENTO AD1169714.pdf) :

- Fuerza tensión eje X: 4162 N
- Fuerza tensión eje Y: 7630 N
- Espesor pared circunferencial: 0.90 mm
- Espesor pared puerto: 0.49 mm
- Carga axial total: 4662 N
- Pernos recomendados: 4 x M8.0
- Factor seguridad pernos: 28.3

 VERIFICACIÓN:

- Caudal teórico: 829.38 L/min
- Cumplimiento de caudal: SÍ
- Seguridad estructural: INSUFICIENTE
- Seguridad carcasa: ADEQUADA

 ECUACIONES UTILIZADAS EN EL CÁLCULO

- I.1 Radio Primitivo:

$$R_p = \frac{m}{\pi r_p^2 n_t}$$

- IV.1 Desplazamiento Nominal:

$$N = \frac{2.2 \pi w r_p^2}{n_t}$$

- IV.3 Radio Primitivo Requerido:

$$r_p = 2.95 \sqrt{\frac{n_t Q_{req}}{w N \eta_{v,iso}}}$$

- V.1 Torque en el Eje:

$$\tau = \frac{N \Delta p_{req}}{2 \pi \eta_m}$$

- Caudal de Fuga Radial:

$$Q_r = \frac{\Delta p \delta_r^3 w (3 \mu n_t t_t) - w \delta_r \omega}{r_t \omega}$$

- Resistencia de Fuga Radial:

$$R_{G,r} = \frac{3 \mu n_t t_t}{\delta_r^3 w}$$

- Eficiencia Volumétrica:

$$\eta_v = 1 - \frac{Q_L}{Q_{ideal}}$$

- Ángulo Inicio Mallado:

$$\theta_s = \cos^{-1} \left(\frac{r_{s1}^2 + r_{p1}^2 - l_s^2}{2 r_{s1} r_{p1}} \right)$$

- Distancia Formación Bolsillo:

```
h = r_{s1} \sin\theta_s
```

- Esfuerzo Flexión AGMA:

$$\sigma_b = \frac{F_t P}{w J} \frac{K_a K_m}{K_v K_s K_B} \frac{1}{K_I}$$

 GENERANDO MODELOS CAD CON PARÁMETROS CALCULADOS...

 Parámetros utilizados para generación CAD:

- Módulo: 2.0 mm
- Dientes: 10
- Ancho: 24.00 mm
- Distancia centros: 20.00 mm

 Bomba exportada: /content/drive/MyDrive/CAD/bomba_calculada.stl

ANEXOS

ANEXO A.1. Hoja de datos del Catálogo de Bosch Rexroth

16/68 Bosch Rexroth AG | Hydraulics

AZPF | RE 10 089/02.12

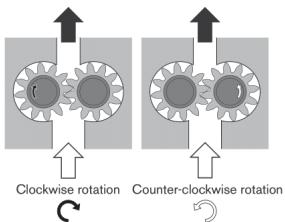
Specification

General	
Construction	External gear pump
Mounting	Flange or through-bolting with spigot
Line ports	Screw, flange
Direction of rotation (looking on shaft)	Clockwise or counter-clockwise, the pump may only be driven in the direction indicated
Installation position	Any
Load on shaft	Radial and axial forces after consulting
Ambient temperature range	-30°C...+80°C or max. 110°C with FKM seal
Hydraulic fluid	- Mineral oil compliant with DIN 51 524, 1-3, however under higher load at least HLP compliant with DIN 51 524 Part 2 recommended. - Comply with RE 90/220 - Further operating fluids possible after consultation
Viscosity	12...800 mm ² /s permitted range 20...100 mm ² /s recommended range ...2000 mm ² /s range permitted for starting
Hydraulic fluid temperature range	max. +80°C with NBR seals*) max. +110°C with FKM seals**)
Filtration ***)	At least cleanliness level 20/18/15 compliant with ISO 4406 (1999)

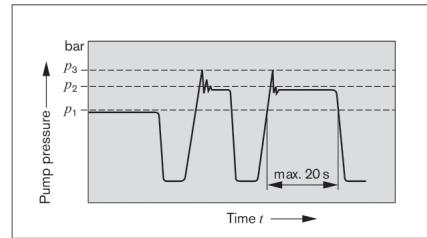
Definition of direction of rotation

Always look on the drive shaft.

Caution: Dimensions drawings always show clockwise-rotation pumps. On counter-clockwise-rotation pumps the positions of the drive shaft and the suction and pressure ports are different.



Definitions of pressures



p_1 max. continuous pressure
 p_2 max. intermittent pressure
 p_3 max. peak pressure

*)

AZPF-1x

Displacement	V	cm ³ /rev	4	5.5	8	11	14	16	19	22.5	22.5
Suction pressure	P_0	bar	0.7..3 (absolute), with tandem pumps: P_0 (P_2) = max. 0.5 > P_0 (P_1)								
Max. continuous pressure	P_1				250			210	180	210	
Max. intermittent pressure	P_2				280			230	210	230	
Max. peak pressure	P_3				300			250	230	250	
Min. rotational speed at bar	< 100 rpm		600	500	500	500	500	500	500	500	500
12 mm ² /s	100...180		1200	1200	1000	1000	800	800	800	800	800
	180... P_2		1400	1400	1400	1200	1000	1000	1000	1000	1000
25 mm ² /s	P_2		700	700	700	600	500	500	500	500	500
Max. rotational speed at	P_2				4000	3500	3000	3000	3000	2500	3000

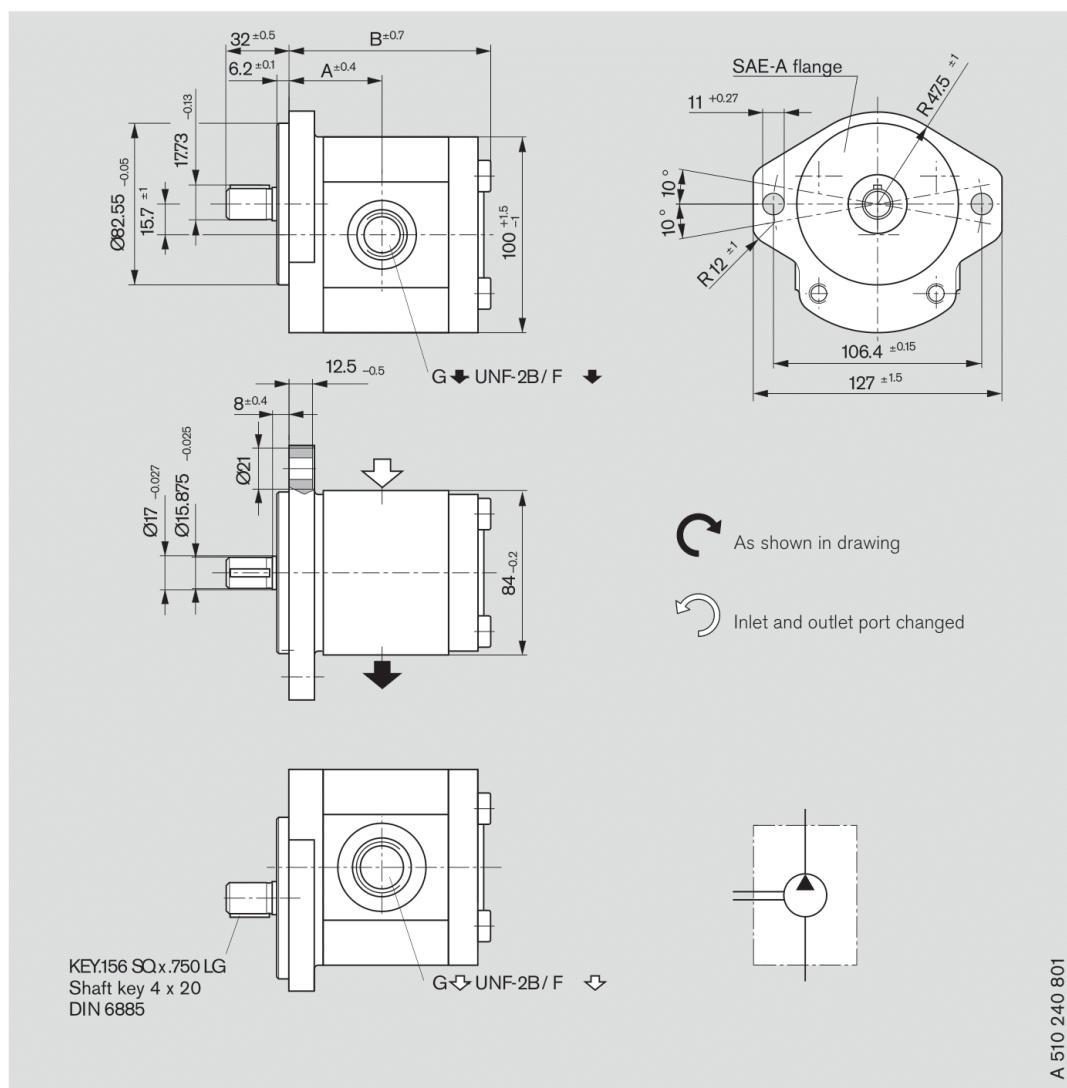
*) Version with extended bearings

AZPF-2x

Displacement	V	cm ³ /rev	4	5.5	8	11	14	16	19	22.5	25	28
Suction pressure	P_0	bar	0.7..3 (absolute), with tandem pumps: P_0 (P_2) = max. 0.5 > P_0 (P_1)									
Max. continuous pressure	P_1				250			220	195	170		
Max. intermittent pressure	P_2				280			250	225	200		
Max. peak pressure	P_3				300			290	265	240		
Min. rotational speed at bar	< 100 rpm		600	500	500	500	500	500	500	500	500	500
12 mm ² /s	100...180		1200	1200	1000	1000	800	800	800	800	800	800
	180... P_2		1400	1400	1400	1200	1000	1000	1000	1000	1000	1000
25 mm ² /s	P_2		700	700	700	600	500	500	500	500	500	500
Max. rotational speed at	P_2				4000	3500	3000	3000	3500	3500	3000	3000

Dimensions

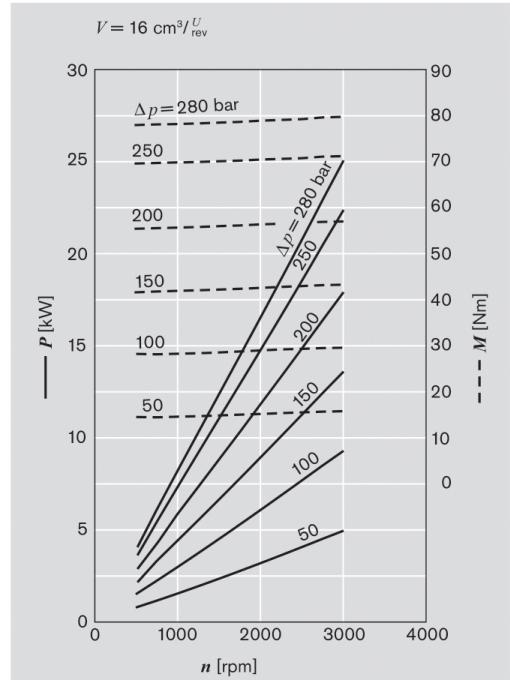
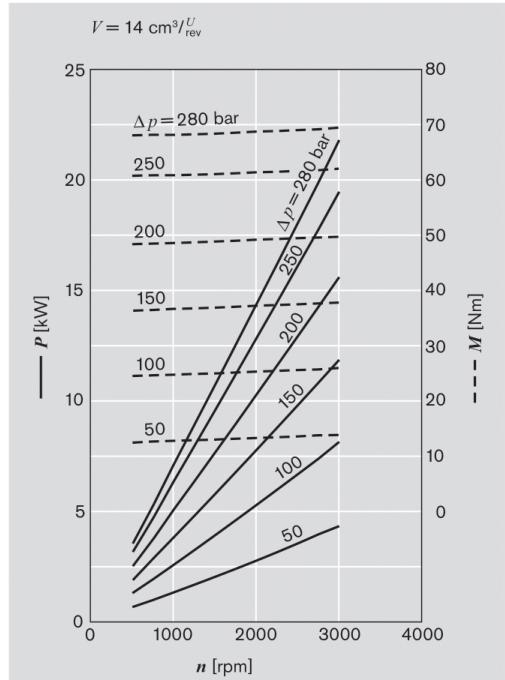
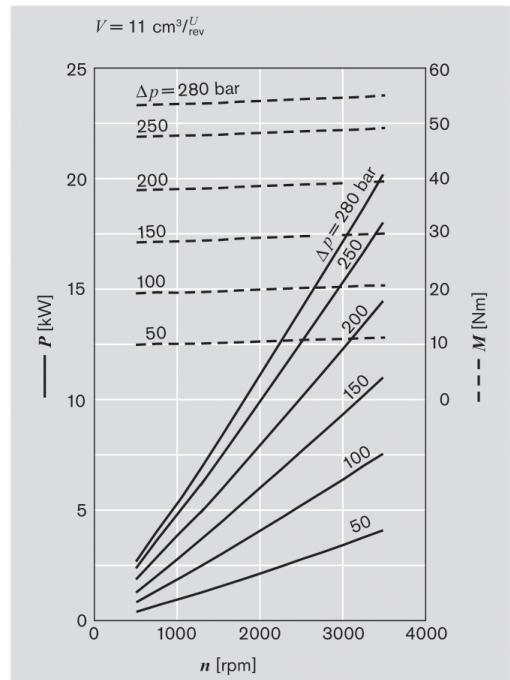
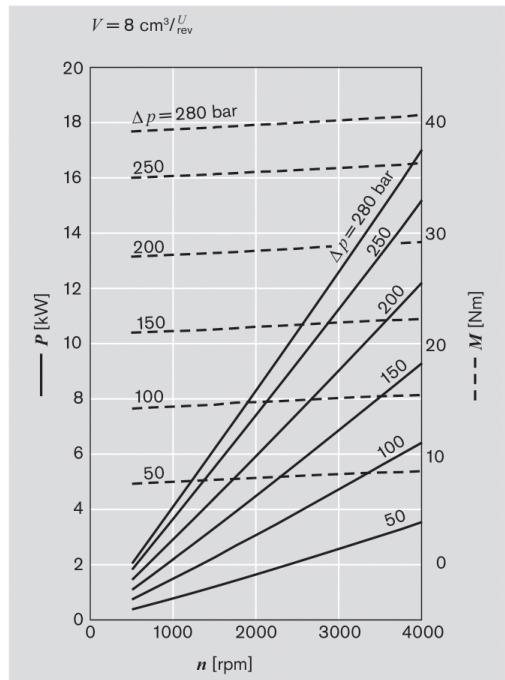
Standard range



Ordering code
AZPF - 10 - Q R 12 M B

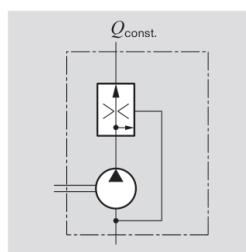
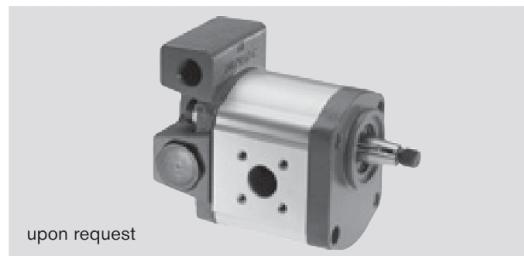
Displace- ment [cm ³ /rev]	Ordering-No.		Max. operating pressure [bar]	Max. rotation speed [rpm]	kg	Dimension					
	L	R				[mm]	A	B	G ↗	G ↘	F ↗
4	-	0 510 225 011	260	4000	3.3	39.9	85.0	9/16-18	9/16-18	13	13
5.5	-	0 510 325 011	260	4000	3.3	41.1	87.5	9/16-18	9/16-18	13	13
8	-	0 510 425 016	260	4000	3.4	43.2	91.6	7/8-14	7/8-14	16	16
11	-	0 510 525 015	260	3500	3.6	47.0	96.6	7/8-14	7/8-14	16	16
14	-	0 510 525 031	230	3000	3.65	47.5	101.6	11/16-12	7/8-14	19	16
16	-	0 510 625 021	200	3000	3.7	47.5	105.0	11/16-12	7/8-14	19	16
19	-	0 510 625 041	170	3500	3.9	47.5	110.0	11/16-12	7/8-14	19	16
22.5	-	0 510 725 059	140	2500	4.0	55.1	115.4	11/16-12	7/8-14	19	16

Performance charts (continued)

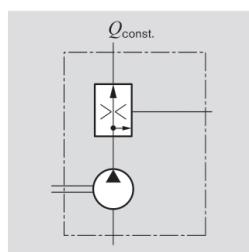


Gear pumps with integral valves

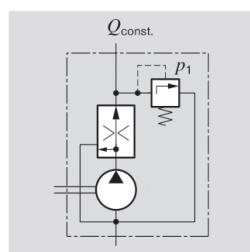
In order to reduce external pipework it is possible to incorporate a flow-control valve or pressure-relief valve in the rear cover of the gear pump. A typical application of this is in the supply of hydraulic oil in power steering systems. The pump delivers a constant flow irrespective of the speed at which it is driven. The excess flow is either returned internally to the suction port or distributed externally to other items of equipment.



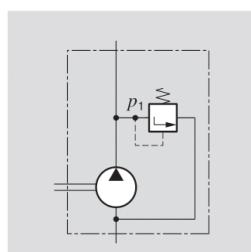
3-way flow-control valve.
Excess flow returned to
suction line
 $Q_{\text{const.}} = 2 \dots 30 \text{ l/min}$



3-way flow-control valve.
Excess flow distributed externally;
loadable
 $Q_{\text{const.}} = 2 \dots 30 \text{ l/min}$



3-way flow-control valve with
pressure-relief valve.
Excess flow returned to
suction line
 $Q_{\text{const.}} = 2 \dots 30 \text{ l/min}$
 $p_1 = 100 \dots 180 \text{ bar}$



Pressure-relief valve.
Discharge returned to
suction line
 $p_1 = 5 \dots 250 \text{ bar}$

Ordering code

S	xxx17
---	-------

E	xxx12
---	-------

V	15011
---	-------

D	180xx
---	-------

Design calculations for pumps

The design calculations for pumps are based on the following parameters:

V [cm ³ /rev]	Displacement
Q [l/min]	Delivery
p [bar]	Pressure
M [Nm]	Drive torque
n [rev/min]	Drive speed
P [kW]	Drive power

It is also necessary to allow for different efficiencies such as:

η_v	Volumetric efficiency
η_{hm}	Hydraulic-mechanical efficiency
η_t	Overall efficiency

The following formulas describe the various relationships.

They include correction factors for adapting the parameters to the usual units encountered in practice.

Caution: Diagrams providing approximate selection data will be found on subsequent pages.

A schematic diagram of a gear pump. The pump is represented by a circle with a triangle. The output flow Q is indicated by an arrow pointing upwards from the top port. The pressure p is indicated by an arrow pointing to a gauge symbol. The displacement V is indicated by an arrow pointing to the pump symbol. The drive torque M is indicated by an arrow pointing to the pump symbol.

$$Q = V \cdot n \cdot \eta_v \cdot 10^{-5}$$

$$p = \frac{M \cdot \eta_{\text{hm}}}{1.59 \cdot V}$$

$$P = \frac{p \cdot Q}{6 \cdot \eta_t}$$

$$V = \frac{Q}{n \cdot \eta_v} \cdot 10^5$$

$$M = \frac{1.59 \cdot V \cdot p}{\eta_{\text{hm}}}$$

$$Q = \frac{6 \cdot P \cdot \eta_t}{p}$$

Caution: η [%] e.g. 95 [%]

n ————— η_v ————— Q	V [cm ³ /rev] Q [l/min] p [bar]
M ————— η_{hm} ————— p	n [rev/min] P [kW] M [Nm]
P ————— η_t ————— $p \cdot Q$	

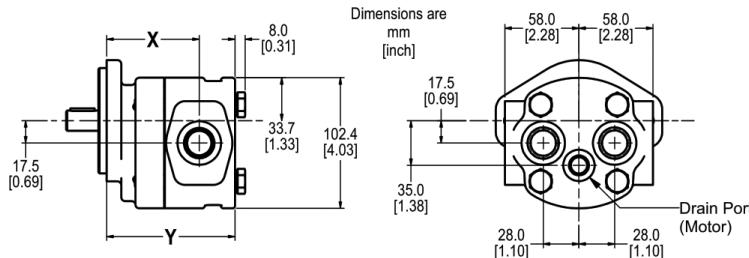
ANEXO A.2. Hoja de datos del Catálogo de Parker

Catalog HY09-600/US
PGP/PGM 610 Dimensions

PGP/PGM600 Series
Heavy-Duty Cast Iron Pumps and Motors

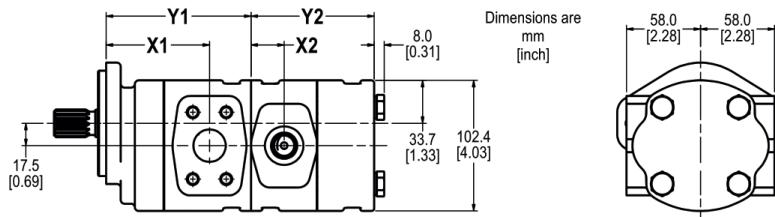
PGP/PGM 610 Specification - Standard Displacements - Single Unit

Pump Displacement	Code	0070	0100	0140	0160	0180	0210	0230	0260	0280	0320
	cc/rev	7.0	10.0	14.0	16.0	18.0	21.0	23.0	26.0	28.0	32.0
	in³/rev	0.43	0.61	0.85	0.98	1.10	1.28	1.40	1.59	1.71	1.95
Continuous Pressure	bar	275	275	275	275	265	245	235	215	200	175
	psi	3989	3989	3989	3989	3843	3553	3408	3118	2901	2538
Intermittent Pressure	bar	300	300	300	300	290	270	260	240	220	175
	psi	4351	4351	4351	4351	4206	3916	3771	3480	3190	2538
Port Location "X"	mm	71.0	75.5	75.0	78.0	81.0	81.5	83.5	81.0	84.0	90.5
	inch	2.80	2.97	2.95	3.07	3.19	3.21	3.29	3.19	3.31	3.56
Overall Length "Y"	mm	99.0	103.5	109.5	112.5	115.5	120.0	122.0	123.5	126.5	135.0
	inch	3.90	4.07	4.31	4.43	4.55	4.72	4.80	4.86	4.98	5.31
Weight*	kg	5.9	6.2	6.5	6.8	6.8	7.1	7.2	7.3	7.5	8.0
	lb	13.1	13.6	14.4	14.9	15.0	15.6	15.9	16.2	16.5	17.6



PGP/PGM 610 Specification - Standard Displacements - Tandem Unit

Pump Displacement	Code	0070	0100	0140	0160	0180	0210	0230	0260	0280	0320
	cc/rev	7.0	10.0	14.0	16.0	18.0	21.0	23.0	26.0	28.0	32.0
	in³/rev	0.43	0.61	0.85	0.98	1.10	1.28	1.40	1.59	1.71	1.95
Front Port Location "X1"	mm	71.0	75.5	75.0	78.0	81.0	81.5	83.5	81.0	84.0	90.5
	inch	2.80	2.97	2.95	3.07	3.19	3.21	3.29	3.19	3.31	3.56
Front Overall Length "Y1"	mm	96.0	100.5	106.5	109.5	112.5	117.0	119.0	120.5	123.5	132.5
	inch	3.78	3.96	4.19	4.31	4.43	4.61	4.69	4.74	4.86	5.22
Rear Port Location "X2"	mm	25.0	25.0	31.5	31.5	31.5	35.5	35.5	39.5	39.5	42.0
	inch	0.98	0.98	1.24	1.24	1.24	1.40	1.40	1.56	1.56	1.65
Rear Overall Length "Y2"	mm	95.5	100.0	106.0	109.0	112.0	116.5	118.5	120.0	123.0	132.0
	inch	3.76	3.94	4.17	4.29	4.41	4.59	4.67	4.72	4.84	5.20
Weight - Front Section*	kg	5.6	5.9	6.2	6.4	6.5	6.8	6.9	7.0	7.2	7.7
	lb	12.4	12.9	13.7	14.2	14.3	14.9	15.2	15.5	15.8	17.0
Weight - Rear Section*	kg	5.7	5.9	6.3	6.5	6.5	6.8	7.0	7.1	7.2	7.8
	lb	12.5	13.0	13.8	14.3	14.4	15.0	15.3	15.6	15.9	17.2



*All weights are approximate. The actual weight of an assembly will depend upon the porting and the type of shaft and mounting specified. The weight of a tandem pump will be the sum of the weights of each section.



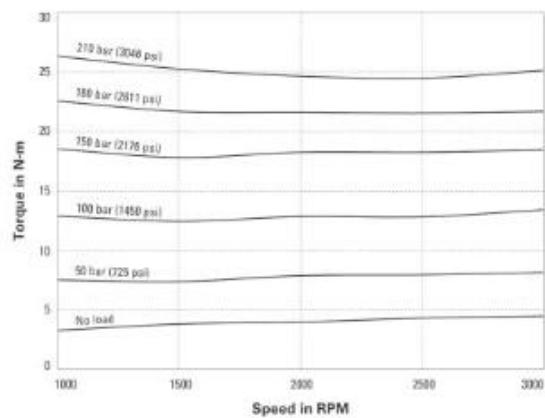
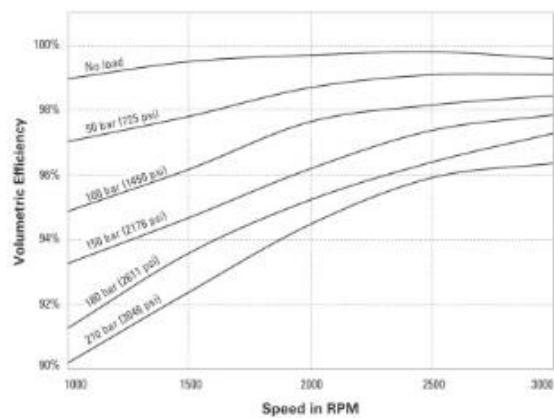
PGP610 Typical Outlet Flow and Input Power 120°F (50°C), ISO VG32 Fluid										
Speed rpm	units	Displacement / Maximum Allowable Continuous Pressure								
		7	10	14	16	18	21	23	26	32
	cc	0.43	0.61	0.85	0.98	1.10	1.28	1.40	1.59	1.71
	in ³									1.95
	bar	275	275	275	275	265	245	235	215	200
	psi	3989	3989	3989	3989	3843	3553	3408	3118	2901
										2538
900	lpm	6.0	8.5	11.9	13.6	15.3	17.9	19.6	22.1	23.8
	gpm	1.6	2.2	3.1	3.6	4.0	4.7	5.2	5.8	6.3
	kw	3.1	4.4	6.2	7.1	7.4	7.8	7.8	7.7	9.0
	hp	4.2	5.9	8.3	9.5	9.9	10.4	10.4	10.4	12.1
1200	lpm	8.0	11.3	15.9	18.1	20.4	23.8	26.1	29.5	31.8
	gpm	2.1	3.0	4.2	4.8	5.4	6.3	6.9	7.8	8.4
	kw	4.1	5.9	8.3	9.5	9.9	10.4	10.4	10.3	12.0
	hp	5.6	7.9	11.1	12.7	13.2	13.9	13.9	13.7	16.1
1500	lpm	10.0	14.3	20.1	22.9	25.8	30.1	32.9	37.2	40.1
	gpm	2.6	3.8	5.3	6.1	6.8	7.9	8.7	9.8	10.6
	kw	5.2	7.5	10.5	12.0	12.5	13.1	13.1	13.1	15.2
	hp	7.0	10.0	14.0	16.0	16.7	17.6	17.6	17.5	20.4
1800	lpm	12.1	17.3	24.2	27.6	31.1	36.3	39.7	44.9	48.4
	gpm	3.2	4.6	6.4	7.3	8.2	9.6	10.5	11.9	12.8
	kw	6.3	9.0	12.6	14.3	15.0	15.8	15.8	15.7	18.3
	hp	8.4	12.0	16.8	19.2	20.1	21.1	21.1	21.0	24.5
2100	lpm	14.2	20.3	28.4	32.4	36.5	42.6	46.6	52.7	56.7
	gpm	3.7	5.4	7.5	8.6	9.6	11.2	12.3	13.9	15.0
	kw	7.4	10.6	14.8	16.9	17.7	18.6	18.6	18.5	21.5
	hp	9.9	14.2	19.9	22.7	23.7	24.9	24.9	24.8	28.9
2400	lpm	16.3	23.3	32.6	37.2	41.9	48.9	53.5	60.5	65.2
	gpm	4.3	6.1	8.6	9.8	11.1	12.9	14.1	16.0	17.2
	kw	8.6	12.2	17.1	19.6	20.4	21.5	21.5	21.4	24.9
	hp	11.5	16.4	22.9	26.2	27.4	28.8	28.8	28.7	33.4
2700	lpm	18.3	26.2	36.7	41.9	47.1	55.0	60.2	68.1	73.3
	gpm	4.8	6.9	9.7	11.1	12.5	14.5	15.9	18.0	19.4
	kw	9.7	13.9	19.5	22.2	23.2	24.4	24.4	24.3	28.3
	hp	13.1	18.6	26.1	29.8	31.1	32.7	32.7	32.6	38.0
3000	lpm	20.4	29.1	40.7	46.6	52.4	61.1	66.9	75.7	81.5
	gpm	5.4	7.7	10.8	12.3	13.8	16.1	17.7	20.0	21.5
	kw	10.9	15.6	21.9	25.0	26.1	27.4	27.4	27.3	31.8
	hp	14.7	21.0	29.3	33.5	35.0	36.8	36.8	36.6	42.7
3300	lpm	22.3	31.8	44.6	51.0	57.3	66.9	73.2	82.8	89.2
	gpm	5.9	8.4	11.8	13.5	15.1	17.7	19.3	21.9	23.6
	kw	12.2	17.4	24.3	27.8	29.0	30.5	30.5	30.4	35.4
	hp	16.3	23.3	32.6	37.3	38.9	40.9	40.9	40.8	47.5

ANEXO A.3.. Hoja de datos del Catálogo de EATON

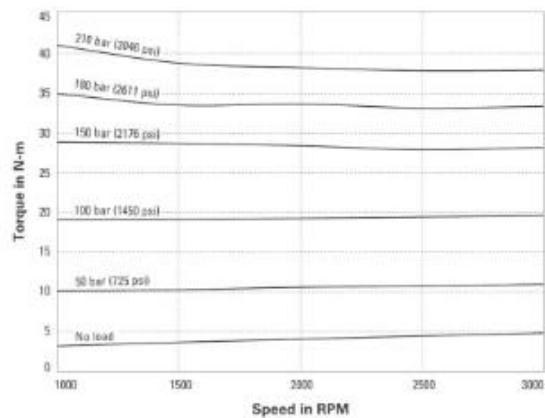
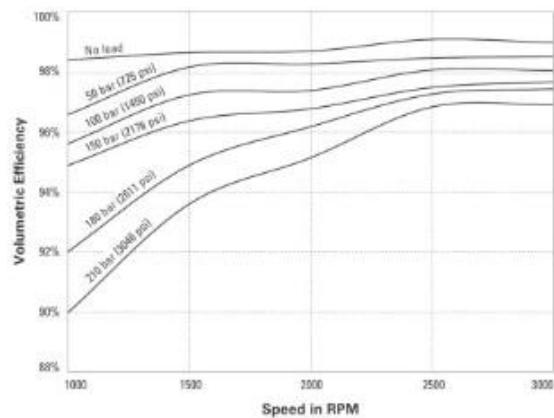
Performance Curves

Continued...

8.2cc



9.5cc



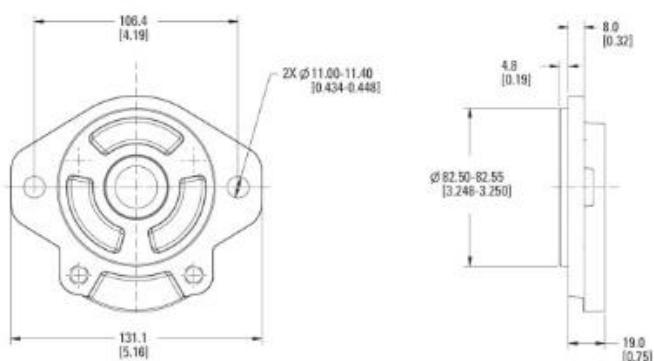
Performance data was collected using a mineral based oil with viscosity of 28 cSt at 45°C - 50°C

Component Dimensions

Mounting Flange Options

SAE "A" 2 Bolt

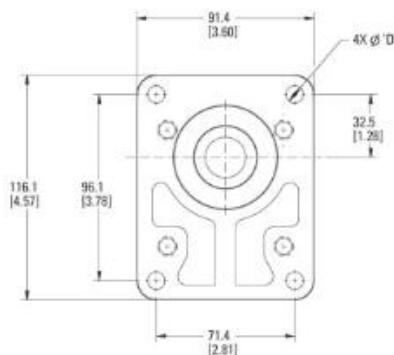
(Code – A1)



European Rectangular 4 Bolt

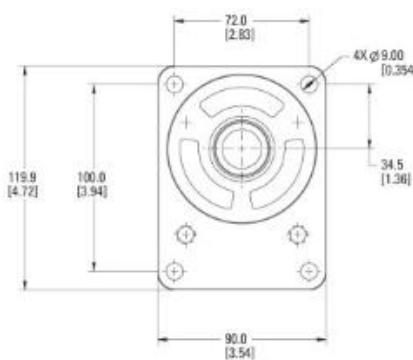
(Code – H1)

'A'		
36.47 [1.435]	50.00 [1.968]	54.00 [2.125]
7.00 [0.275]	7.50 [0.295]	9.00 [0.354]
'D'		



German Rectangular 4 Bolt

(Code – H2)



Hydraulic System Design Calculations

Basic Formulae

Output Flow (Q)

$$\text{LPM} = \frac{\text{cm}^3/\text{r} \times \text{RPM}}{1000} \quad \text{GPM} = \frac{\text{in}^3/\text{r} \times \text{RPM}}{231}$$

Input Power (P)

$$\text{kW} = \frac{\text{LPM} \times \text{bar}}{600} \quad \text{hp} = \frac{\text{GPM} \times \text{psi}}{1714}$$

Shaft Torque (M)

$$\text{N-m} = \frac{\text{bar} \times \text{cm}^3/\text{r}}{62.8} \quad \text{lbf-in} = \frac{\text{psi} \times \text{in}^3/\text{r}}{6.28}$$

Shaft Speed (n)

$$\text{RPM} = \frac{1000 \times \text{LPM}}{\text{cm}^3/\text{r}} \quad \text{RPM} = \frac{231 \times \text{GPM}}{\text{in}^3/\text{r}}$$

Basic Units

bar	=	10 Newtons/cm ²
GPM	=	Gallons per Minute
hp	=	Horsepower
lbf-in	=	Pound Inch
lbf-ft	=	Pound Feet
kW	=	Kilowatt
kgf	=	Kilogram-Force
LPM	=	Liters per Minute
N-m	=	Newton Meter
psi	=	Pounds per Square Inch
RPM	=	Revolutions per Minute
cm ³ /r	=	Cubic Centimeter per Revolution
in ³ /r	=	Cubic Inch per Revolution

Output Power (P)

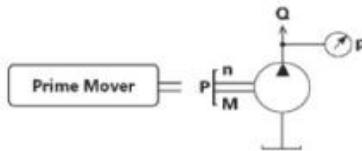
$$\text{kW} = \frac{\text{N-m} \times \text{RPM}}{9549} \quad \text{hp} = \frac{\text{lbf-in} \times \text{RPM}}{63025}$$

Efficiency

$$\text{Volumetric } N_v = \frac{\text{Output Flow Actual}}{\text{Output Flow Theoretical}}$$

$$\text{Mechanical } N_m = \frac{\text{Shaft Torque Theoretical}}{\text{Shaft Torque Actual}}$$

$$\text{Total } N_t = N_v \times N_m$$



Commonly Used Conversinos

To Convert	Into	Multiply by
bar	psi	14.5
cm ³	in ³	0.06102
°C	°F	(°C × 1.8) + 32
Gallons (US)	liters	3.785
kg	lbs	2.205
kW	hp	1.341
liters	US Gallons	0.2642
mm	Inches	0.03937
N-m	lb-in	8.85
N-m	lb-ft	0.7375
°F	°C	(°F - 32) / 1.8
hp	kW	0.7457
Inch	mm	25.4
in ³	cm ³	16.387
lb-in	N-m	0.113
lb-ft	N-m	1.356
lbs	kg	0.4535
psi	bar	0.06895
psi	kgf / cm ²	0.070307

ANEXO A.4. Hoja de datos del Catálogo de DANFOSS

Danfoss

Technical Information

Gear Pumps D Series and XD Series Gear Pumps Technical Information

Operating Parameters

Sizing equations

Use these formulas to determine the nominal pump size for a specific application.

	Based on SI units	Based on US units
Flow	Output flow $Q_s = \frac{V_s \cdot n \cdot \eta_s}{1000}$ (l/min)	Output flow $Q_s = \frac{V_s \cdot n \cdot \eta_s}{231}$ (US gal/min)
	Input torque $M_s = \frac{V_s \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_s}$ (N·m)	Input torque $M_s = \frac{V_s \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot \eta_s}$ (lbf·in)
Power	Input power $P_s = \frac{M_s \cdot n}{9550} = \frac{Q_s \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_s}$ (kW)	Input power $P_s = \frac{V_s \cdot n \cdot \Delta p}{396\,000 \cdot \eta_s}$ (hp)

Variables SI units [US units]

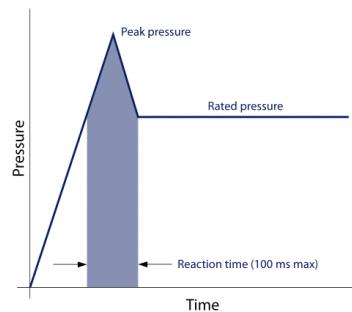
V_s	= Displacement per revolution	cm ³ /rev [in ³ /rev]
p_{oD}	= Outlet pressure	bar [psi]
p_{iD}	= Inlet pressure	bar [psi]
Δp	= $p_{oD} - p_{iD}$ (system pressure)	bar [psi]
n	= Speed	min ⁻¹ (rpm)
η_v	= Volumetric efficiency	
η_{mh}	= Mechanical efficiency	
η_t	= Overall efficiency ($\eta_v \cdot \eta_{mh}$)	
p	= Differential hydraulic pressure	bar [psi]

Pressure

Definitions of the D Series operating parameters appear below. Consult Danfoss technical support for applications running outside of these parameters.

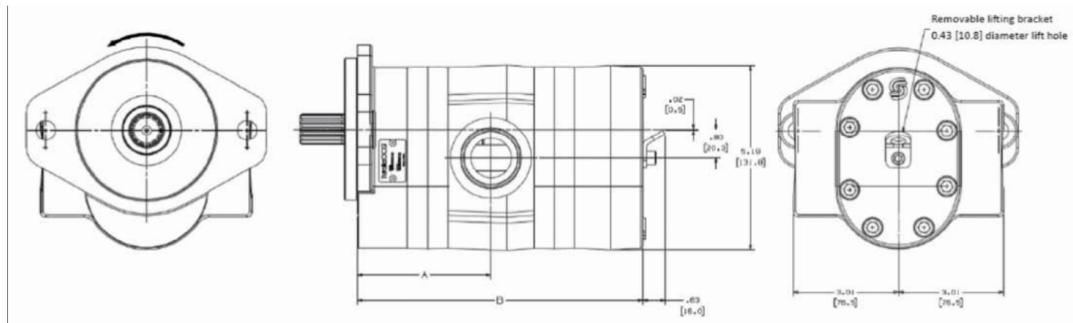
Peak pressure

Peak pressure is the highest intermittent pressure allowed. The relief valve overshoot (reaction time) determines peak pressure. It is assumed to occur for less than 100 ms. The illustration to the right shows peak pressure in relation to rated pressure and reaction time (100 ms maximum).



Rated pressure

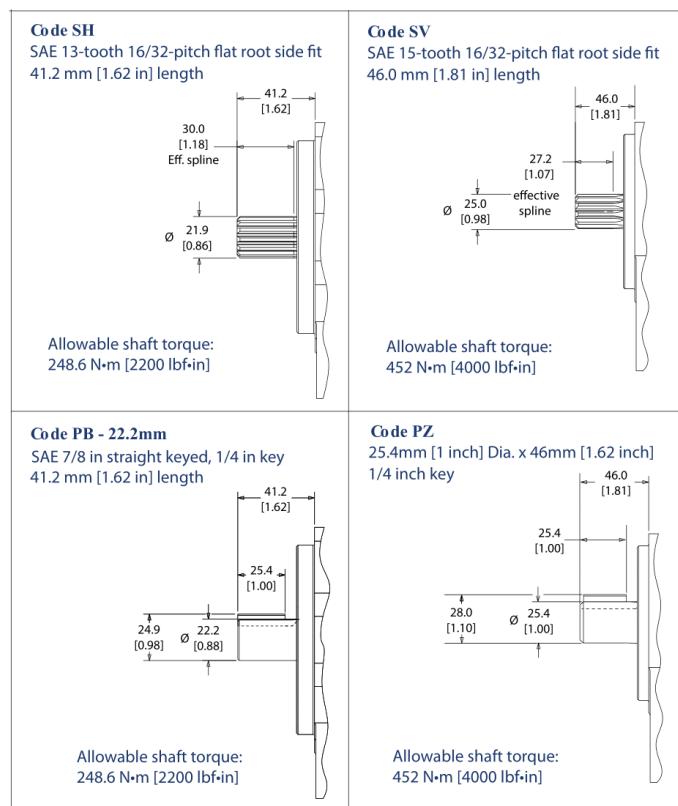
Rated pressure is the average, regularly occurring operating outlet pressure that should yield satisfactory product life. The maximum machine load demand determines rated pressure. For all systems, the load should move below this pressure.

XD Dimension Drawings Information
Dimensions


Ratings	Units	34	38	41	45	51	58	64	72	76	82	90
Displacement	cm ³ /rev	34.0	38.0	41.0	45.0	50.8	58.0	63.6	72.2	76.0	82.0	90.2
	in ³ /rev	2.08	2.32	2.50	2.74	3.10	3.54	3.88	4.40	4.64	5.00	5.50
Rated pressure	bar	276	276	276	276	276	276	255	226	215	200	180
	psi	4000	4000	4000	4000	4000	4000	3700	3275	3100	2880	2620
Peak pressure	bar	303	303	303	303	303	303	285	250	235	220	200
	psi	4400	4400	4400	4400	4400	4400	4130	3625	3400	3200	2900
Maximum speed	maximum	3400	3400	3400	3400	3400	3200	3000	2750	2700	2500	2275
Theoretical flow at max speed	l/min	116	129	139	153	173	186	191	199	205	205	205
	US gal/min	31	34	37	40	46	49	50	52	54	54	54
Dimension A	mm	82.9	85.0	86.5	88.3	91.3	94.9	97.7	102	104	106.8	111.1
	in	3.27	3.35	3.41	3.48	3.6	3.74	3.85	4.02	4.1	4.21	4.38
Dimension B	mm	179.1	183.1	186.2	189.7	195.8	202.9	208.5	217.2	221.2	226.8	235.5
	in	7.05	7.21	7.33	7.47	7.71	7.99	8.21	8.55	8.71	8.93	9.27

XD Options
XD Shaft options

A	B1	B2	C	R	S	D	E	F	H	J	K
D	E	2	● ●								


XD Mounting flanges

A	B1	B2	C	R	S	D	E	F	H	J	K
D	E	2	● ●								
Code											
AA	SAE A 2-bolt										
AR	SAE A 2-bolt, use with PZ or SV input drive										

ANEXO A.5. Hoja de datos del Catálogo de Yuken

YUKE

GEAR PUMPS

PG1-Series Gear Pumps

- High strength aluminum extruded body.
- Hardened and ground integral gear shaft.
- Special aluminum alloy bush bearing.
- Axially balanced for high volumetric efficiency in excess of 90%.
- 12 teeth design with modified profile for low noise.

Specifications

Model Number	Geometric Displacement cm ³ /rev.	Maximum Pressure Kgf/cm ²		Shaft Speed Range r/min.		Mass (Kg.) (Approx.)
		Continuous	Intermittent	Max.	Min.	
PG1-052	5.2	200	225	3000	600	3.30
PG1-066	6.6				3.40	
PG1-084	8.4				3.50	
PG1-093	9.3				3.60	
PG1-109	10.9			500	3.70	
PG1-120	12.0				3.80	
PG1-133	13.3				4.00	
PG1-166	16.6					
PG1-186	18.6					
PG1-226	22.6					
PG1-267	26.7					

Graphic Symbol

Model Number Designation

PG1	-052	-P	-1	-P	-B	-R	-30	80
Series	Size	Shaft	Mounting	Port	Driven Shaft Seal	Direction of Rotation (Viewed from Shaft End)	Design Number	Design Std.
PG1	052	P: Straight with Snap ring T: Taper shaft * U: SAE Spline * 9T 16/32 DP G: Tang Shaft *	1: SAE 'A'-2 Bolt 2: Rectangular 2 bolt * 3: Rectangular 4 bolt *	P: BSPF Port F4: Flange * Port 4 Holes	B: Nitrile V: Viton *	R: Clockwise L: Counter Clockwise	30	80
	066							
	084							
	093							
	109							
	120							
	133							
	166							
	186							
	226							
267								

* Consult factory for availability.

Spare Parts List

List of Seals

Sl No.	Name of Parts	Part Numbers		Qty.
		Nitrile	Viton	
1	Back up seal	B200 01 40	B200 01 40	2
2	Body End Seal	B200 01 41	B200 01 45	2
3	Oil Seal	B200 01 49	B200 01 27	1

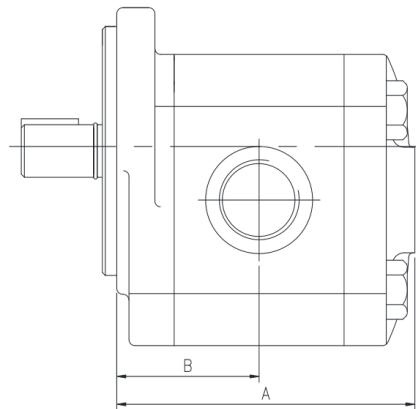
Seals

B: Nitrile (Temp. range:- 15°C + 80°C)
V: Viton (Temp. range:- 10°C + 140°C)

Note: When ordering the seals, please specify the seal kit number
KS-PG1-B for Nitrile
KS-PG1-V for Viton

PG1 - Series Gear Pumps

● P : BSPF Port

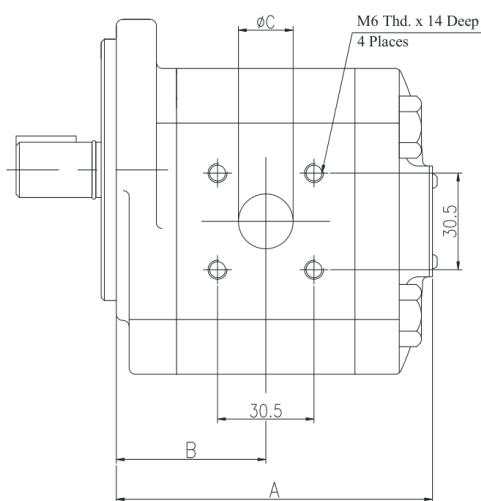
DIMENSIONS IN
MILLIMETRES

Model Number	BSP.F Port Thd.		A	B
	INLET	OUTLET		
PG1 - 052	1/2"	1/2"	87.7	42.1
PG1 - 066	1/2"	1/2"	90.8	44.4
PG1 - 084	1/2 "	1/2"	94.3	46.2
PG1 - 093	1/2"	1/2"	96.0	47.0
PG1 - 109	1/2"	1/2"	99.1	48.6
PG1 - 120	3/4"	3/4"	101.2	49.6
PG1 - 133	3/4"	3/4"	103.7	50.9
PG1 - 166	3/4"	3/4"	110.2	54.1
PG1 - 186	3/4"	3/4"	113.9	56.0
PG1 - 226	3/4"	3/4"	121.6	59.8
PG1 - 267	3/4"	3/4"	129.6	63.8

B
G

PG1-Series Gear Pumps

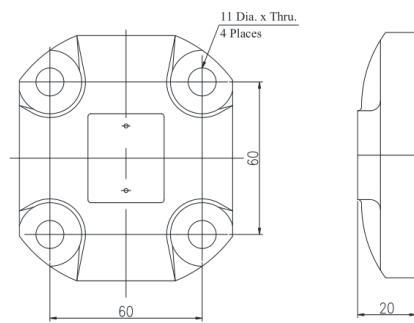
● F4 : Flange Port - 4 Holes

INLET & OUTLET PORTS
ARE IDENTICAL

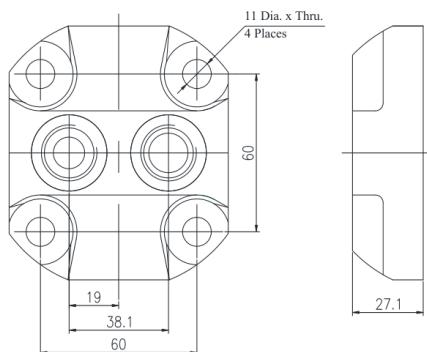
Model Number	Dimensions(mm)		
	A	B	ØC
PG1 - 052	87.7	42.1	17.5
PG1 - 066	90.8	44.4	17.5
PG1 - 084	94.3	46.2	17.5
PG1 - 093	96.0	47.0	17.5
PG1 - 109	99.1	48.6	17.5
PG1 - 120	101.2	49.6	17.5
PG1 - 133	103.7	50.9	20
PG1 - 166	110.2	54.1	20
PG1 - 186	113.9	56.0	20
PG1 - 226	121.6	59.8	20
PG1 - 267	129.6	63.8	20

■ End Cover

● E : End cover



● E : End cover with BSPF Ports

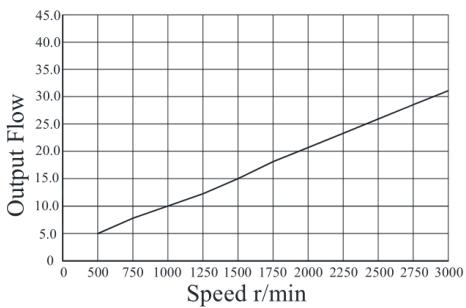


Typical Performance Characteristics Oil Viscosity 40~50 cSt [ISO VG 46, 40⁰ C]

Speed Vs. Flow

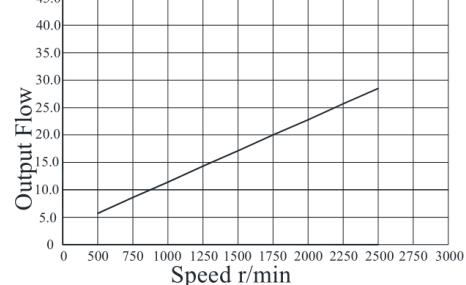
● PG1-109

L/min



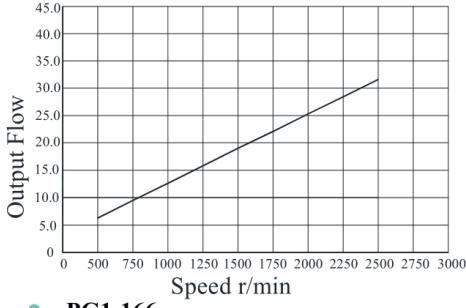
● PG1-120

L/min



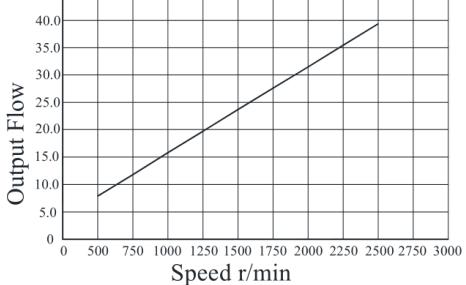
● PG1-133

L/min



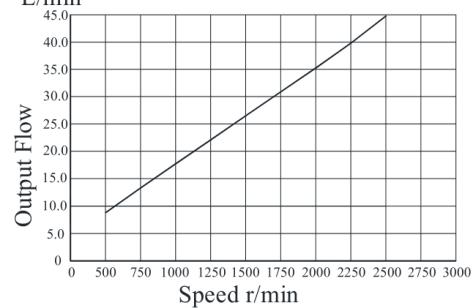
● PG1-166

L/min



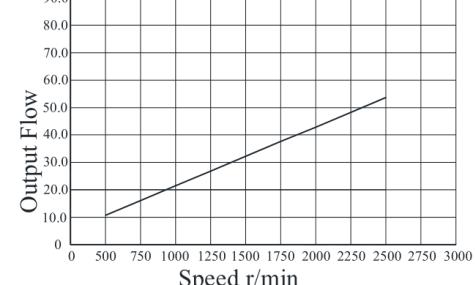
● PG1-186

L/min



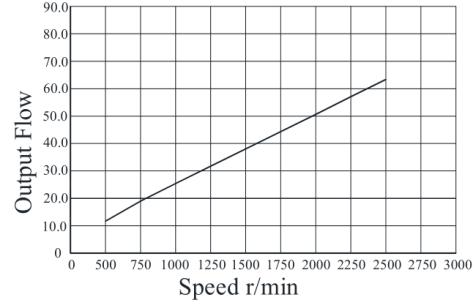
● PG1-226

L/min

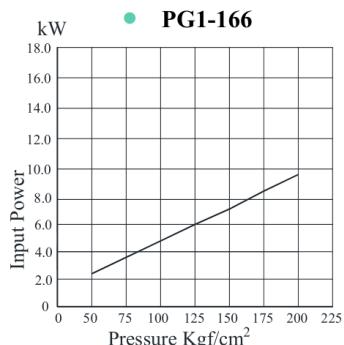
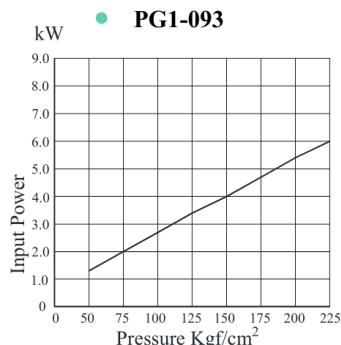
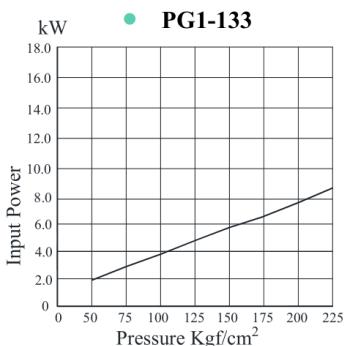
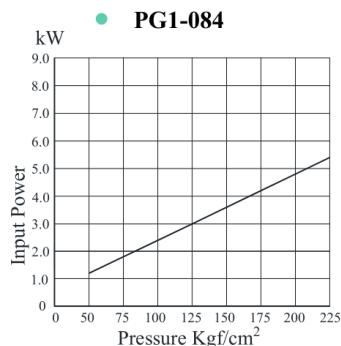
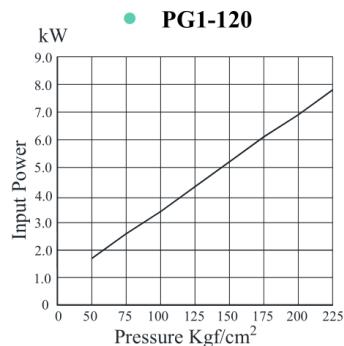
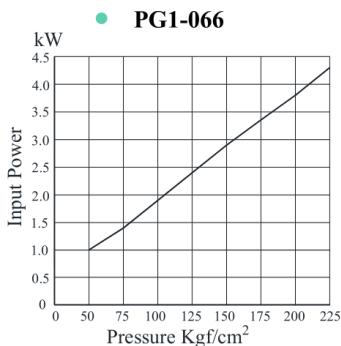
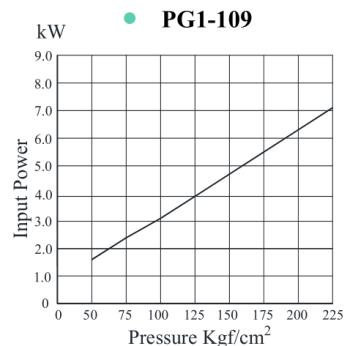
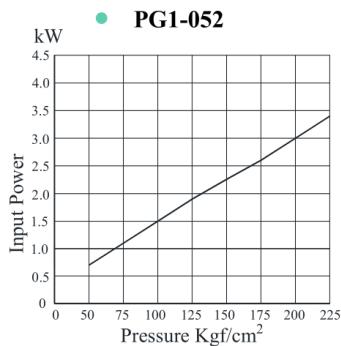


● PG1-267

L/min

B
G

PG1-Series Gear Pumps

Typical Performance Characteristics Oil Viscosity 40~50 cSt [ISO VG 46, 40⁰C]**Pressure Vs. Input Power****PG1 - Series Gear Pumps**

ANEXO A.6. Hoja de datos del Catálogo de Kawasaki

KHP-1H SERIES



容量範囲／Capacity range :

0.001 ~ 0.24 L/min

入口圧力／Inlet pressure :

Max. 19.6 MPa (Max. 200 kgf/cm²)

出口圧力／Outlet pressure :

Max. 49 MPa (Max. 500 kgf/cm²)

圧力差／Differential pressure :

Max. 39.2 MPa (Max. 400 kgf/cm²)

温度／Temperature :

Max. 350 °C

粘度／Viscosity :

Max. 400 Pa·s (Max. 4,000 Poise)

回転数／Speed :

5 ~ 80 min⁻¹

押しのけ容積／Displacement :

0.15, 0.3, 0.6, 1.2, 2.4, 3.0 cm³

1. 概要

KHP-1Hシリーズは、ブロック取付方式の小容量ポンプであります。高温・高圧・高粘度用に適しています。

【主な用途】

●押出成形ボリューミックレン、ボリエチレン、ボリスチレンなど

●溶剤、塗料などの計量送達

●化學繊維（ナイロン、ポリエチレンなど）製造用

●Pumping and metering (solvents, paints, etc.)

●Extrusion molding (polypropylene, polyethylene, polystyrene, etc.)

2. STANDARD MATERIAL

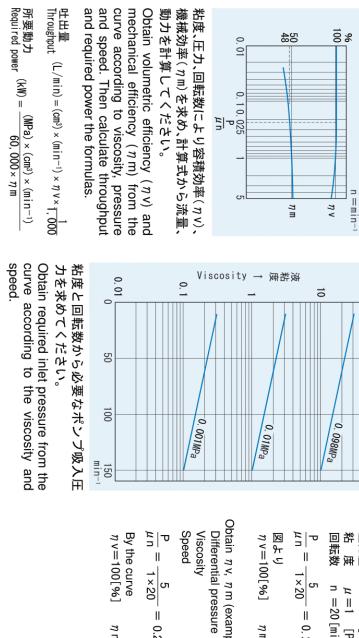
KHP-1H	Gear	Shaft	Body
ギヤ シャフト ボディ	高速工具鋼	高速工具鋼	

3. 性能／PERFORMANCE

■性能曲線（計算値を示す）
(Showing calculated values)

REQUERED INLET PRESSURE
(Showing calculated values)

■所要入口圧力（計算値を示す）
(Showing calculated values)



1. OUTLINE

The KHP-1H Series Pumps are a block mounting type, and cover small capacity and heavy duty (high viscosity/pressure) ranges even at high temperatures.

【Typical application】

●Extrusion molding (polypropylene, polyethylene, polystyrene, etc.)

●Chemical fiber making (nylon, polyester, etc.)

●Pumping and metering (solvents, paints, etc.)

●Injection molding (nylon, polyester, etc.)

●Plastic processing (nylon, polyester, etc.)

2. STANDARD MATERIAL

◆部品表／Parts List

部品番号

品名

材質

寸法

備考

部品番号

品名

材質

KES
SERIES



容量範囲 / Capacity range :	0.8 ~ 20 L
入口圧力 / Inlet pressure :	Max. 4.9 N/mm ²
出口圧力 / Outlet pressure :	Max. 14.7
圧力差 / Differential pressure :	Max. 14.7
温度 / Temperature :	Max. 350
粘度 / Viscosity :	10 ~ 400
回転数 / Speed :	10 ~ 100
押し付け距離 / Displacement :	80, 100, 110

1. 概要
KESシリーズ

【主な用途】

- ### ●溶融樹脂の計量圧送

2. 標準材質

	ヤ ン	シ ヤ ン ト	ハ ナ イ
350°C以下用		合金工具鋼	
120°C以下用		ステンレス鋼	

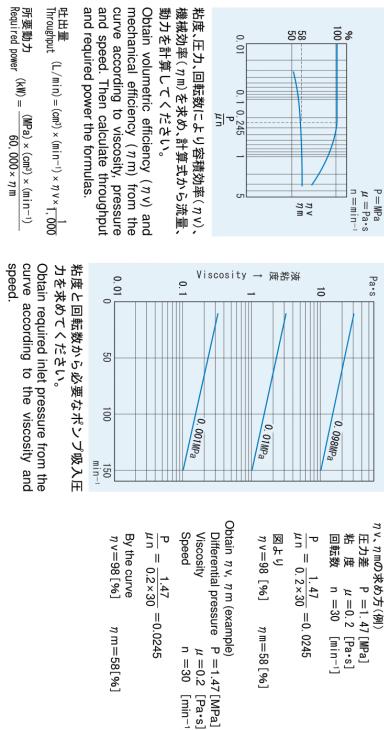
2. STANDARD MATERIAL

- Pumping and metering polymers.
 - Pumping and metering miscellaneous liquids in the chemical fields.

3. 性能 / PERFORMANCE

■性能曲線(計算値を示す)
PERFORMANCE CURVE
(Showing calculated values)

■ 所要入口圧力(計算値を示す)
REQUIRED INLET PRESSURE
(Showing calculated values)



Red

Obtain required inlet pressure from the curve according to the viscosity and speed.

- Pumping and metering chemical fields.
- Pumping and metering [Typical application]

The KES Series Pumps are a block mounting type, and cover middle capacity.

部品番号 Part No.	品名 Name
01	フロントプレート／f

◆ 部品表◆ Parts List								
部品番号	品名	台数	部品番号	品名	台数	部品番号	品名	台数
KES-80	ロットドレーベル/rot. dr. plate	1	KES-150	ギヤード/ driving gear	1	KES-200	グラディヤターピン/grad. pin	1
02	ギヤボックス/gear casing	1	09	ギヤード/ driving gear	1	15	リザーナー/retainer	1
03	ハッパクブレード/back plate	1	10	キー/key	1	17	ボルトドリバースクリュー/bolt screw	6
04	フランジボルト/bushing	1	11	ギヤエルボ/towel	2	18	ハンドルナット/hub screw	1
05	フランジボルト/bushing	1	12	ハブナット/hub	1	19	キヤドリーバル/stud bolt	4
06	スクリュー/screw	1	13	スペーサー/spacer	1	20	キヤドリーバル/stud bolt	4
07	スヌード/snuad	1	14	スペーサー/spacer	4			

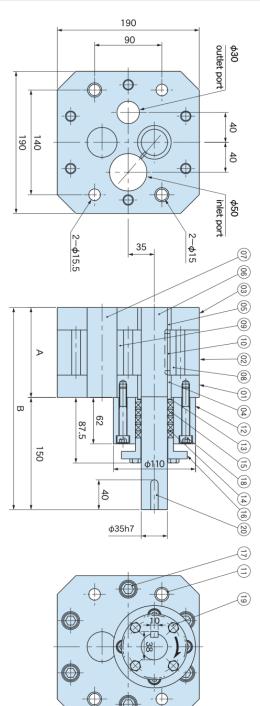
4

- | 寸法・size | MM14 |
|------------------|----------------------|
| 締付トルク | 137~147 N·m |
| 締め付けトルク | SQMM435 |
| lightning torque | (1,400~1,500 N·m)*cm |
| ボルト | M14 |
| 締付トルク | 137~147 N·m |
| 締め付けトルク | SQMM435 |
| lightning torque | (1,400~1,500 N·m)*cm |

《CAUTIONS》

- Prevent hard particles from entering the pump.
 - Apply oil or cool faster than 100 °C for initial lubrication.
 - Keep the temperature difference between the pump body and the liquid 20 °C or smaller.
 - Avoid the belt-drive not to allow a radial load on the pump shaft.
 - Use a universal joint.
 - Use an electrical shut-off, a shear pin or a torque limiter to protect the pump in an emergency.
 - Apply graphite oil to the threads of the mounting bolts.
 - All bolts should be tightened with the torque listed below.

◆ボンラ本体／Pump[構造・外形寸法図／Structure·Dimensions]



ANEXO A.7. Patente US20160369795A1, US6206666B1

Patent Application Publication Dec. 22, 2016 Sheet 5 of 14 US 2016/0369795 A1

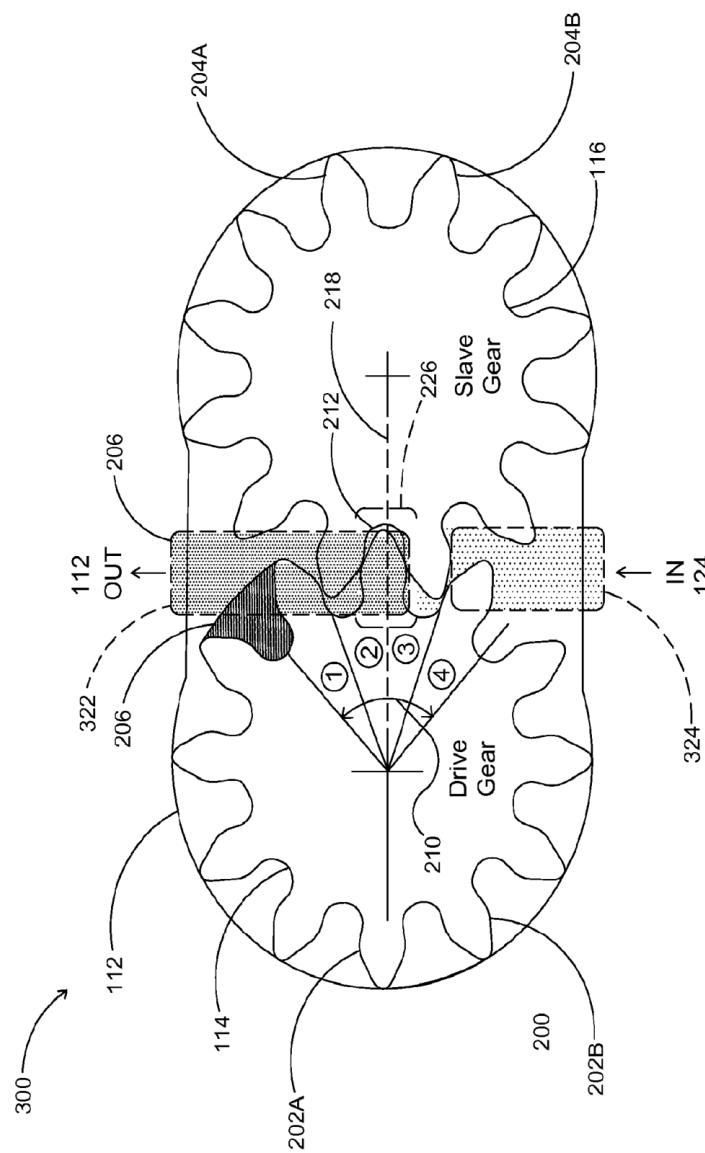


FIG. 5

that realize the described switching between the points D and S, in which each tooth space volume is trapped between points of contact of the teeth. By moving the slider outside the limits D-S a direct bypass connection between the outlet and the inlet would be realized, hence significantly reducing the volumetric efficiency of the variable delivery (VD)-EGM. With symmetric gears, the points D and S lie very closely to point M and hence they do not offer a large variation in the displacement, therefore novel asymmetric gear profiles are used to maximize the reduction in displacement.

[0064] Gears with asymmetric teeth profile, unconventional for EGMs, were investigated with the particular aim of maximizing the range of displacement variation achievable for the (VD)-EGM. The design of the teeth includes involute and trochoid profiles above and below the base circle, respectively. In order to accomplish the goal of designing asymmetric teeth, two different pressure angles are considered respectively for the drive and opposite coast tooth flanks as shown in FIG. 8A. In order to ensure that the asymmetrical teeth gear profile is physically manufacturable using conventional manufacturing processes such as hobbing, shaping, rack-cutting etc., an asymmetrical cutter profile is assumed at first. The tooth profile is then derived on the basis of the shape of the asymmetric cutter as shown in FIGS. 8A and 8B.

[0065] Based on the design variables, the parameters which govern the shape of the asymmetric cutter are obtained using Eqs. (1)-(4),

$$h_{ar} = 1.25 \cdot m \quad (1)$$

$$h_{fr} = 1 \cdot m \quad (2)$$

$$\rho_r = \frac{(\pi \cdot m/2) - (\tan\alpha_{od} + \tan\alpha_{oc}) \cdot h_{ar}}{(1/\cos\alpha_{od}) + (1/\cos\alpha_{oc}) - (\tan\alpha_{od} + \tan\alpha_{oc})} \quad (3)$$

$$h_0 = h_{ar} - \rho_r \quad (4)$$

where h_{ar} is addendum coefficient of the asymmetric cutter, m is the module of the asymmetric cutter,
 h_{fr} is dedendum coefficient of the asymmetric cutter,
 ρ_r is the root fillet coefficient of the asymmetric cutter,
 α_{od} is the pressure angle for the drive side of the asymmetric teeth,
 α_{oc} is the pressure angle for the drive side of the asymmetric teeth, and

h_0 is the location of the root fillet center. The involute profiles for both the drive and coast side of the teeth can be obtained using Eqs. (5)-(7). These equations are represented in a generic form for any involute side of the teeth, changing the values of r_b and θ_g for the drive or coast yields respectively the corresponding involute profiles as shown in

$$x = (\sin\theta_g - \theta_g \cdot \cos\theta_g) \cdot r_b \cdot \cos\theta_g - (\cos\theta_g + \theta_g \cdot \sin\theta_g) \cdot r_b \cdot \sin\theta_g \quad (5)$$

$$y = (\sin\theta_g - \theta_g \cdot \cos\theta_g) \cdot r_b \cdot \sin\theta_g + (\cos\theta_g + \theta_g \cdot \sin\theta_g) \cdot r_b \cdot \cos\theta_g \quad (6)$$

$$\theta_g = \text{inv}\alpha_0 + \frac{\pi}{2 \cdot z}, \quad (7)$$

where x is the x-coordinate of the involute curve,
 y is the y-coordinate of the involute curve,

θ_g is Involute curve co-ordinate parameter,

r_b is the base circle radius,

α_0 is the pressure angle, and

z is the number of teeth per gear. Similar to the construction of the involute profiles, the trochoid profiles of the teeth are obtained using Eqs. (8)-(10), as shown in FIGS. 8A and 8B.

$$x = (r_0 - h_0) \cdot \sin(\xi_g + v_g) - \quad (8)$$

$$r_0 \cdot \xi_g \cdot \cos(\xi_g + v_g) - \left[\frac{r_0 \cdot \xi_g + h_0}{\sqrt{h_0^2 + r_0^2 \cdot \xi_g^2}} \right] \cdot \rho_r \cdot \sin(\xi_g + v_g)$$

$$y = (r_0 - h_0) \cdot \cos(\xi_g + v_g) + \quad (9)$$

$$r_0 \cdot \xi_g \cdot \sin(\xi_g + v_g) + \left[\frac{r_0 \cdot \xi_g - h_0}{\sqrt{h_0^2 + r_0^2 \cdot \xi_g^2}} \right] \cdot \rho_r \cdot \sin(\xi_g + v_g)$$

$$v_g = \frac{\pi}{2 \cdot z} + \frac{h_0 \cdot \tan\alpha_0}{r_0} + \frac{\rho_r + b_n}{r_0 \cdot \cos\alpha_0}, \quad (10)$$

where x is the x-coordinate of the trochoid curve,

y is the y-coordinate of the trochoid curve,

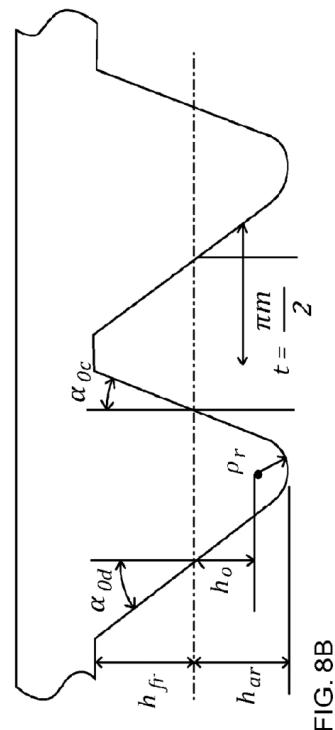
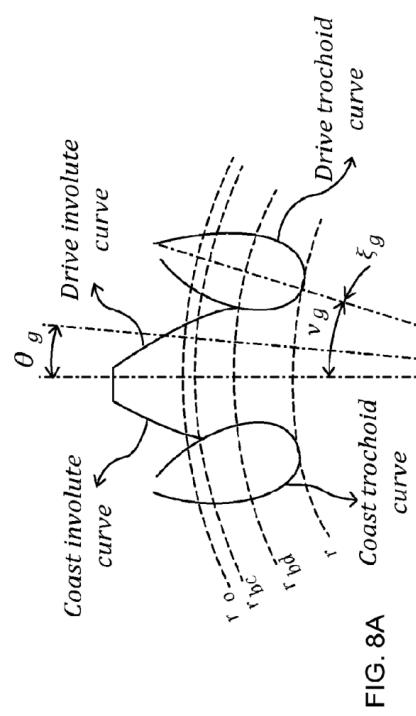
r_0 is the pitch radius of the gear,

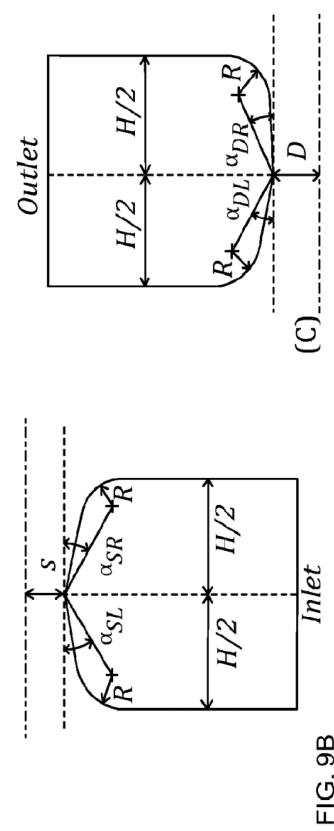
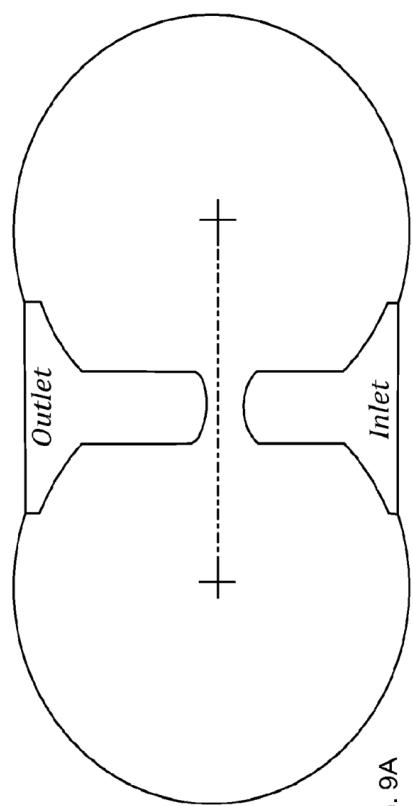
ξ_g is the trochoid curve co-ordinate parameter, and

b_n is backlash parameter for the gears. The value of b_n controls the backlash in the gear pair generated; therefore setting its value to zero yields gears with zero backlash or dual flank contact.

[0066] Having the analytical tool to develop the asymmetric teeth, we now turn our attention to the inlet and outlet groove profiles. In the VD-EGM, the grooves machined in the lateral bushings (or in the housing, for not pressure compensated designs) perform the important timing function of connecting tooth space volumes (TSVs) with the inlet or outlet environment when the TSV is trapped between points of contact. Therefore, they contribute in determining the amount of fluid displaced per revolution by every TSV. With an optimal crossport (simultaneous connection of the TSV with the inlet and outlet port), the grooves can also ensure minimal internal pressure overshoots and localized cavitation effects during the transition of TSV from/to the low pressure and high pressure regions. For the asymmetric gear profile, a particular “two-winged” structure of the grooves was developed as provided in FIG. 9A. The different parameters which control the shape of the grooves are depicted in FIGS. 9A and 9B. The main intent for using such a two winged architecture with four angular controls (a 's) is to control the influence of the pressure angles (drive and coast side) of the gear profiles on the performance of the machine. Particular emphasis is placed on the feasibility of machining the grooves using the conventional milling process for prototyping. As can be seen from FIGS. 9A and 9B, the radius ‘R’ of the milling tool is taken into consideration, so that the results of the optimization process can be directly prototyped without any additional consideration based on manufacturability. It should be noted that the groove profiles displayed in the FIGS. 9A and 9B are not the only designs which are applicable to the design of VD-EGM. Other groove profiles can be used as long as they are machined on a movable slider.

[0067] The maximum reduction in flow delivery (also referred as minimum displacement condition) can be calculated by investigating the location of the points D and S





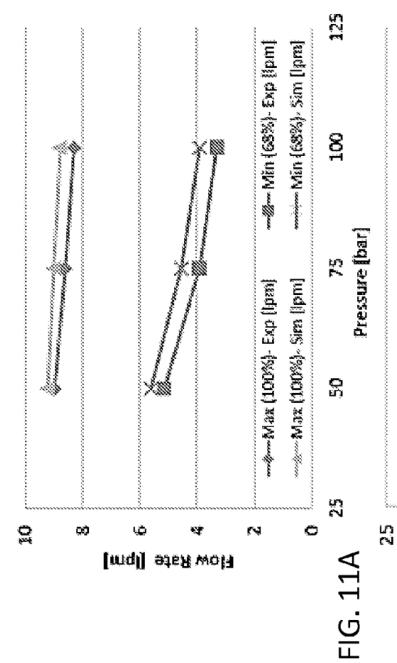


FIG. 11A

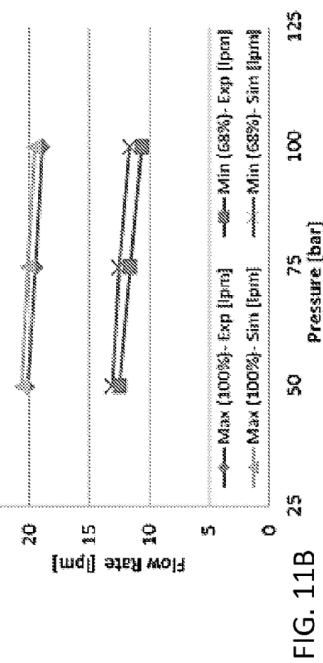


FIG. 11B