

**DESARROLLO DE UNA APLICACIÓN BASADA EN LA OPTIMIZACIÓN POR
ENJAMBRE DE PARTÍCULAS PARA EL DISEÑO ÓPTIMO DE UNA BOMBA
DE PISTONES AXIALES CON PLACA DE SOPORTE Y DESPLAZAMIENTO
FIJO**

**JAVIER RICARDO AMAYA SILVA
CAMILO ELIAS GUALDRÓN ARENAS**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

**DESARROLLO DE UNA APLICACIÓN BASADA EN LA OPTIMIZACIÓN POR
ENJAMBRE DE PARTÍCULAS PARA EL DISEÑO ÓPTIMO DE UNA BOMBA
DE PISOTNES AXIALES CON PLACA DE SOPORTE Y DESPLAZAMIENTO
FIJO**

**JAVIER RICARDO AMAYA SILVA
CAMILO ELIAS GUALDRÓN ARENAS**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
JORGE ENRIQUE MENESES FLÓREZ
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

A mis papás

*Por enseñarme a ser quien soy, pero sobre todo por su amor y apoyo
incondicional.*

Javier Ricardo Amaya

A mis padres.

*Por todo el cariño que han puesto, por todo su tiempo y por haber querido tenerme
consigo.*

Camilo Elias Gualdrón

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	29
1. PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO	30
1.1 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	30
1.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO DE GRADO	32
1.2.1 Objetivo general	32
1.2.2 Objetivos específicos	32
1.3 ESTADO DEL ARTE	33
1.3.1 Estado del arte del Modelamiento de la bomba.	33
1.3.2 Estado del arte de técnicas de Optimización	35
1.4 ALCANCE Y ESTRUCTURACIÓN DEL DOCUMENTO	35
2. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO	38
2.1 OBSERVACIONES INICIALES DE LA BOMBA DE PISTONES AXIALES	38
2.2 ENFOQUE DE DISEÑO DE LA BOMBA DE PISTONES	40
2.2.1 Enfoque de diseño tradicional	40
2.2.2 Enfoque de diseño asistido por computador desarrollado	42
2.2.2.1 Arquitectura de la herramienta computacional desarrollada.	43
2.2.2.2 Metodología	47
3. MODULO OPTIMIZADOR DESARROLLADO	54
3.1 OPTIMIZACIÓN	54
3.2 MANEJO DE RESTRICCIONES	54
3.3 PALABRAS CLAVES (KEY WORDS)	55

3. 4 DESCRIPCIÓN DEL MÓDULO DE OPTIMIZACIÓN	57
3.4.1 PARTICLE SWARM OPTIMIZATION (PSO)	58
3.4.1.1 Terminología	59
3.4.1.2 Descripción general del algoritmo	60
3.4.1.3 PSO implementado por los autores	62
3.2.1.3 Ejemplo de aplicación de PSO	65
3.2.2 Genetic Algorithms (GA)	73
3.2.2.1 Terminología	74
3.2.2.2 Descripción general del algoritmo	75
3.2.2.3 Ejemplo de aplicación de GA	75
4. DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE LA BOMBA ASISTIDO POR COMPUTADOR	83
4.1 FASE DE OPTIMIZACIÓN Y DISEÑO PRIMARIA	83
4.1.1 Descripción del proceso de optimización primario	84
4.1.1.1 Determinación de la función objetivo y sus restricciones	84
4.1.2 Consideraciones de diseño preliminares	89
4.1.2.1 Número de Pistones	90
4.1.2.2 Materiales de los componentes	92
4.1.2.3 Tipo de ensamble entre el pistón y la placa de soporte	92
4.1.3 Modelado primario de la bomba.	94
4.2 FASE DE OPTIMIZACIÓN Y DISEÑO SECUNDARIA	109
4.2.1 Descripción del proceso de optimización primario	110
4.2.1.1 Formulación de la función objetivo y sus restricciones	110
4.2.1.2 proceso de optimización.	112
4.4 MODELAMIENTO DE LA PRESIÓN	114
4.4.1 Cinemática del pistón.	114
4.4.2 Modelo de la presión en la cámara de desplazamiento	116
4.4.2.1 Compresibilidad del fluido	117

4.4.2.2 Volumen y cambio de volumen en la cámara	118
4.4.2.3 Caudal de Entrega	118
4.4.2.4 Presión en la cámara de descarga	122
4.4.3 El Ruido en Maquinas de Desplazamiento positivo	124
4.4.3.1 Fluid Borne Noise	124
4.4.3.2 Structural Borne Noise	128
4.4.3.3 Métodos para la reducción de Ruido	129
4.4.3.4 Influencia del diseño de la placa de puertos en la respuesta dinámica.	131
5. DESCRIPCIÓN DE LA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL	139
5.1 FUNDAMENTOS NECESARIOS PARA LA COMPRESIÓN DEL CODIFICADO	139
5.2 IMPLEMENTACIÓN DE LA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL	140
5.2.1 Descripción de los objetos implementados	140
5.2.1.1 Objeto Optimización	141
5.2.1.2 Objeto Simulador	142
5.2.1.3 Objeto Optimizador	143
5.2.1.4 Functors	144
5.2.1.5 Objeto bomba	145
5.2.2 Descripción de la Interfaz Desarrollada	146
6. CASO DE ESTUDIO.....	151
6.2 FASE DE DISEÑO PRIMARIA	153
6.3 FASE DE DISEÑO SECUNDARIA	153
7. ANALISIS DE RESULTADOS	163
7.1 COMPARACIÓN DE LOS MÉTODOS DE OPTIMIZACIÓN	163
7.1.1 Resultados obtenidos con 100 iteraciones.	164

7.1.2 Resultados obtenidos con 1000 iteraciones	170
7.2 Análisis de la escalabilidad del modelo	175
7.2.1 Análisis de resultados a presión máxima constante (330 bar), capacidad volumétrica variable y revoluciones máximas variables.	176
7.1.2 Análisis de resultados a revoluciones máximas constantes (1000 RPM), capacidad volumétrica variable y presión máxima constante.	179
8. CONCLUSIONES	182
BIBLIOGRAFIA.....	184

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1 Grupo Rotativo.....	38
Figura 2 Placa de puertos de una bomba que utiliza ranuras como estrategia de reducción de ruido	39
Figura 3 Enfoque de diseño tradicional.....	41
Figura 4 Enfoque de diseño Computacional Desarrollado.....	43
Figura 5 Descripción General de la Herramienta computacional.....	44
Figura 6 Herramienta computacional desarrollada	48
Figura 7 Fase de optimización primaria	50
Figura 8 Fase de optimización primaria simplificada	51
Figura 9 Fase de optimización secundaria	52
Figura 10 Fase de optimización secundaria simplificada.....	53
Figura 11 Módulo Optimizador.....	57
Figura 12 Coreografía de aves que inspira el método de PSO.....	58
Figura 13 Funcionamiento de PSO.....	60
Figura 14 Funcionamiento de PSO 2.....	61
Figura 15 Funcionamiento de PSO 3.....	62
Figura 16 Tipos de topología	65
Figura 17 Cruce de cromosomas.....	73
Figura 18 Ilustración del método de la ruleta	78
Figura 19 Distribución de la ruleta para cada partícula en el problema ejemplo....	80
Figura 20 Tipos de Cruzamiento.....	81
Figura 21 Descripción del proceso de mutación	82
Figura 22 Fase de optimización y diseño primaria.....	83
Figura 23 Dimensiones básicas del barril	84
Figura 24 Longitudes representativas del pistón.....	87
Figura 25 Diagrama de flujo primera optimización.....	89
Figura 26 Grado de no uniformidad para diferente número de pistones.....	91
Figura 27 Tipos de diseño Pistón-Patín	93
Figura 28 Fuerzas en el pistón.....	94
Figura 29 Dimensiones importantes del pistón	97
Figura 30 Análisis de esfuerzos en la sección crítica del barril.....	101

Figura 31 Longitud de la camisa del barril y longitud sobre saliente del pistón ...	105
Figura 32 Análisis de esfuerzos en el pistón.....	105
Figura 33 Análisis de fuerzas en el eje	107
Figura 34 Análisis de esfuerzos en el eje	108
Figura 35 metodología utilizada para la segunda fase de optimización.....	112
Figura 36 Cinemática de los pistones	114
Figura 37 Cinemática del pistón.....	115
Figura 38 Análisis de conservación de la masa en la cámara de desplazamiento	116
Figura 39 Descripción del flujo a través de un orificio.....	118
Figura 40 Descripción del modelo lineal de los puertos.....	120
Figura 41 Modelado de la presión de descarga y succión	122
Figura 42 Perfil de presión en la cámara de desplazamiento y de la cámara de descarga	123
Figura 43b Caudal entregado para diferente número de pistones par.....	125
Figura 43a Caudal entregado para diferente número de pistones impar	125
Figura 44 Grado de no uniformidad para diferente número de pistones.....	126
Figura 45 Efecto de la compresibilidad sobre el caudal teórico	127
Figura 46 Momentos ejercidos sobre la placa de soporte.....	128
Figura 47 Ideal Timing	129
Figura 48 Ranuras de alivio	130
Figura 49 Desconexión prematura de las cámaras de desplazamiento y descarga	131
Figura 50 Retardo en la conexión de las cámaras de desplazamiento y descarga	132
Figura 51 Retardo en la conexión entre las cámaras de desplazamiento y succión	133
Figura 52 Desconexión prematura de las cámaras de desplazamiento y succión	134
Figura 53 Holguras entre los componentes del grupo rotativo.....	135
Figura 54 Comportamiento de la altura de la holgura pistón – barril para una velocidad máxima de operación de 4000 RPM.....	137
Figura 55 Comportamiento de la altura de la holgura pistón – barril para una velocidad máxima de operación de 2000 RPM.....	138
Figura 56 Descripción de la relación clase-objeto.....	139
Figura 57 Objeto optimización	142

Figura 58	Objeto simulador.....	143
Figura 59	Objeto optimizador.....	144
Figura 60	Diagrama de objetos general.....	144
Figura 61	Objeto Bomba.....	145
Figura 62	Interfaz.....	146
Figura 63	Selección de Componentes.....	146
Figura 64	Selección del punto de operación.....	147
Figura 65	Parámetros de entrada.....	147
Figura 66	Dimensiones del grupo rotativo.....	148
Figura 67	Dimensiones de la placa de puertos.....	148
Figura 68	Tabla de resultados para la primera fase de optimización.....	149
Figura 69	Tabla de resultados para la segunda fase de optimización.....	150
Figura 70	Módulo de cinemática.....	150
Figura 72	Puntos de operación de la bomba.....	152
Figura 73	Caudal entregado contra posición angular para el diseño óptimo en el punto de operación 4.....	155
Figura 72	Presión contra posición angular para el diseño óptimo en el punto de operación 4.....	155
Figura 74	Momentos contra posición angular para el diseño óptimo en el punto de operación 4.....	156
Figura 75	Presión contra posición angular, simulando el diseño óptimo 4 en el punto de operación 1.....	156
Figura 76	Caudal contra posición angular, simulando el diseño óptimo 4 en el punto de operación 1.....	157
Figura 77	Caudal contra posición angular, simulando el diseño óptimo 4 en el punto de operación 1.....	157
Figura 78	Presión contra posición angular para el diseño óptimo obtenido en el punto de operación 1.....	158
Figura 79	Caudal contra posición angular para el diseño óptimo obtenido en el punto de operación 1.....	159
Figura 80	Momentos contra posición angular para el diseño óptimo obtenido en el punto de operación 1.....	159
Figura 82	Caudal contra posición angular simulando el diseño óptimo 1 en el punto de operación 4.....	160
Figura 81	Presión contra posición angular simulando el diseño óptimo 1 en el punto de operación 4.....	160

Figura 83 Momentos contra posición angular simulando el diseño óptimo 1 en el punto de operación 4	161
Figura 84 Altura óptima de la holgura pistón – barril para una presión mínima de 230 [bar].....	162
Figura 85 Ángulo de inclinación contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando GA.....	165
Figura 86 Ángulo de inclinación contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO	165
Figura 87 Comparación de los resultados presentados en las figuras 85 y 86	166
Figura 88 Longitud de la camisa del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando GA	166
Figura 89 Longitud de la camisa del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO.....	167
Figura 90 Comparación de los resultados presentados en las figuras 88 y 89	167
Figura 92 Longitud sobresaliente del pistón en ODC contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO.....	168
Figura 91 Longitud sobresaliente del pistón en ODC contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando GA	168
Figura 93 Comparación de los resultados presentados en las figuras 91 y 92	169
Figura 94 Ángulo de inclinación contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando GA.....	170
Figura 97 Longitud de la camisa del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando GA	171
Figura 95 Ángulo de inclinación contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO	171
Figura 96 Comparación de los resultados presentados en las figuras 94 y 95	171
Figura 98 Longitud de la camisa del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO.....	172
Figura 99 Comparación de los resultados presentados en las figuras 97 y 98	172
Figura 100 Longitud sobresaliente del pistón en ODC contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando GA...	173
Figura 101 Longitud sobresaliente del pistón en ODC contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO	174
Figura 102 Comparación de los resultados presentados en las figuras 100 y 101	174

Figura 103 Diámetro del eje contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO	176
Figura 104 Diámetro interior del barril contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO	177
Figura 105 Diámetro del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO	177
Figura 106 Radio del arreglo de pistones contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO.....	178
Figura 107 Ángulo de inclinación contra capacidad volumétrica para diferentes presiones máximas de operación utilizando PSO.....	179
Figura 108 Longitud de la camisa del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes presiones máximas de operación utilizando PSO	180
Figura 109 Longitud de la camisa del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes presiones máximas de operación utilizando PSO	180

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1 Descripción del problema ejemplo	65
Tabla 2 Posición y velocidad de la población inicial.....	67
Tabla 3 Fitness inicial	69
Tabla 4 Propiedades de las partículas iniciales	69
Tabla 5 Posición y velocidad para cada partícula en la segunda iteración	71
Tabla 6 Cromosomas iniciales	77
Tabla 7 Fitness de los cromosomas	80
Tabla 8 Grado de no uniformidad para número de pistones par e impar	90
Tabla 9 Parámetros de entrada para el caso de estudio	152
Tabla 10 Resultados de la fase primaria para el caso de estudio.....	153
Tabla 11 Parámetros de la implementación de PSO	154
Tabla 12 Resultados obtenidos en el punto 4	154
Tabla 13 Resultados obtenidos en el punto 1	158
Tabla 14 Resultados óptimos finales	161
Tabla 15 Parámetros de la implementación de PSO	164
Tabla 16 Parámetros de la implementación de GA.....	164

TABLA DE SIMBOLOS UTILIZADOS

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
A_A	Área del riñón del cilindro	mm^2
A_{Gap}	Sellado del área del barril	mm^2
A_K	Área de la presión del pistón	mm^2
A_N	La apertura máxima a la cámara de desplazamiento	mm^2
A_S	Área de la sección transversal de la presión en el agujero	mm^2
AT	Punto medio en el exterior	---
C	Circunferencia de la superficie brecha bloque de cilindros para un dada la posición radial	mm
E	El módulo elástico del área de cilindros	GPa
D	Diámetro del arreglo de pistones	mm
D_1	Diámetro interior del área de sellado del barril	mm
D_2	Diámetro interior de la abertura del barril	mm
D_3	Diámetro exterior de la abertura del barril	mm
D_4	Diámetro exterior del sellado del barril	mm
D_{Bi}	Diámetro interno del barril	mm
D_{Bo}	Diámetro externo del barril	mm
D_T	Diámetro de los centros del riñón	mm
D_G	Diámetro externo del área de sellado del patín	mm
F_{AB}	Fuerza de levantar el barril de la placa de la válvula	N

F_1	Fuerza de presión en el orificio de referencia	N
F_{Ban}	Fuerza de presión del cilindro del barril en la placa de la válvula	N
F_{DK}	Fuerza de presión sobre el pistón	N
F_{SAN}	Fuerza que aprieta el patín en la placa de soporte	N
F_{SAB}	Fuerza que levanta el patín de la placa de soporte	N
F_{SK}	Fuerza de reacción del patín	N
F_{Ssp}	Fuerza del resorte que actúa sobre el soporte	N
F_{RK}	Fuerza del lado de la presión	N
F_{aK}	Fuerza inercial del pistón	N
F_{MR}	Fuerza debida a la fricción mixta	N
F_{Sp}	Fuerza del resorte del cilindro del barril	N
F_{eB}	Fuerzas externas que actúan sobre el cilindro del barril	N
F_{fB}	Fuerzas de fluido que apoyan el cilindro del barril	N
F_{cB}	Fuerza de contacto del cilindro del barril	N
F_{wK}	Fuerza centrífuga del pistón	N
H_K	Carrera del pistón	Mm
K	Compresibilidad	Pa
M_{Tilt}	tilting	Nm
M_{wB}	Momento en el cilindro del barril debido a la fuerza centrífuga	Nm
N	Número de puntos de la cuadrícula en la circunferencia	--
OT	Punto muerto externo	--

P_{TB}	Pérdida de poder de la potencia debido a la fricción viscosa	W
P_{MR}	Pérdida de poder debido a la fricción mixta	W
P_{SQ}	Pérdida de potencia debido a las pérdidas volumétricas	W
P_{tot}	Pérdida total de energía en la interfaz de la placa de la válvula del cilindro del barril	W
P_q	Pérdida de potencia debido a las fugas en la interfaz de la placa de la válvula del cilindro del barril	W
P_{SB}	Pérdida de energía de la línea de base sin tener en cuenta compresibilidad	W
P_{scomp}	Pérdida de potencia debido a la compresibilidad	W
P_{scv}	Pérdida de potencia en la holgura de la placa de la válvula del cilindro del barril	W
Q_{corr}	Caudal efectivo en el puerto de alta presión	W
Q_{ri}	Flujo neto dentro o fuera de la cámara de desplazamiento	l/min
Q_{SB}	Las fugas de la interfaz de la placa del cilindro del barril / válvula sobre una revolución del eje	l/min
Q_{SBi}	Las fugas del cilindro del barril dividido por el número de pistones más de una revolución del eje	l/min
Q_{scom}	Flujo de la pérdida debido a la compresibilidad	l/min
Q_{SGi}	Las fugas de un patín único / interfaz de placa inclinada sobre una revolución del eje	l/min
Q_{SKi}	Las fugas de una única interfaz de pistón / cilindro sobre una revolución del eje	l/min
Q_{sim}	Caudal eficaz previsto en el puerto de alta presión	l/min

Q_{sle}	Flujo de fuga total de la bomba de pistones axiales (flujo de caja)	l/min
Q_{sleM}	Flujo de caja medido	l/min
Q_{sleS}	Flujo de casos pronosticados	l/min
R	Radio de paso del cilindro de barril (D/2)	mm
R_{Ba}	Radio exterior de la superficie de holgura del cilindro del barril	mm
R_{Bi}	Radio interior de la superficie holgura del cilindro del barril	mm
R_{Bo}	Radio exterior de la superficie más exterior de holgura	mm
S	Centro de gravedad del pistón	--
T_{sM}	Pérdidas del torque total medido de la bomba de pistones axiales	Nm
T_{sS}	Pérdidas del torque previstas de la bomba de pistones axiales	Nm
T_f	Pérdida de par debido a la fricción viscosa en la interfaz de la placa de la válvula del cilindro del barril	Nm
a_K	Aceleración del pistón	m/s ²
b_2	Ancho de la ranura de aceite	mm
c	Factor de pérdida para el flujo de entrada de la bomba	--
d_G	Diámetro interior del área de sellado del patín	mm
d_k	Diámetro del pistón	mm
d_z	Diámetro del agujero	mm

dC	Espaciado de la cuadrícula circunferencial para una posición radial dada	mm
$d\phi$	Pequeño ángulo añadido ϕ_1 para determinar si ϕ_1 es un máximo o mínimo	rad
$\frac{dp_i}{dt}$	La presión del cilindro instantánea en el cilindro i^{th}	bar
e	Deformación elástica	--
f	Coefficiente de fricción	--
f_B	La fuerza neta que actúa sobre el cilindro	N
h_B	La altura de la rendija entre el cilindro y la placa de válvula	μm
h_G	La altura holgura entre la patín y la placa del soporte	μm
h_K	La altura holgura entre el pistón y el diámetro interior del cilindro	μm
i	Índice de referencia a la posición circunferencial	--
l_0	Longitud sobresaliente del pistón	mm
l_Z	Longitud del orificio	mm
l_{block}	Longitud del cilindro	mm
l_k	Longitud de la longitud de la holgura	mm
m_B	Masa del cilindro	kg
m_K	Masa del pistón	kg
m_S	Masa del patín	kg
n	Velocidad de la bomba operativo	rpm
p	Presión de la holgura	bar
p_1	Presión de entrada	bar

p_{case}	La presión en la carcasa de la unidad de desplazamiento	bar
p_{crit}	Presión de separación de aire	
p_{HP}	La presión en el puerto de alta presión	bar
p_{LP}	La presión en el puerto (de succión) de baja presión	bar
p_{final}	La distribución de la presión final calculada a partir de la iteración de Newton	bar
S	Distancia entre taladros en el cilindros	m
S_{Ki}	Distancia entre el pistón i y el i-1	m
t	Tiempo	s
t_{end}	Tiempo definido por el usuario en el que se detiene una simulación	s
t^m	Intervalo de tiempo actual	s
t^m	Siguiente intervalo de tiempo	s
t_{CASE}	Temperatura del fluido en el cuerpo de la bomba de pistones axiales	°C
t_{HP}	Temperatura del fluido en el puerto de alta presión	°C
t_{LP}	Temperatura del fluido en el puerto (de succión) de baja presión	°C
U_{ref}	La deformación de la superficie del cilindro debido a la presión aplicada a un punto de la cuadrícula	μm
V_F	Velocidad del fluido	m/s
V_K	Velocidad del pistón	m/s
V_r	Radial de flujo de fluido componente de la velocidad de la película de fluido entre el cilindros y la placa de la válvula	m/s

V_{φ}	Circunferencial de flujo del fluido componente de la velocidad de la película de fluido entre el cilindros y la placa de válvula	m/s
x	Temperatura variable usada para calcular el adicional de la altura de la holgura para la superficie ondulada	--
z	Numero de pistones	--
$\sum \%P_{tot}$	Índice de perdida de potencia	%
β	Ángulo de la placa de soporte (determina el desplazamiento de la bomba)	%
λ	Factor de escala	--
Δh	La deformación en cada punto de la cuadrícula que se añaden a la altura de la holgura	μm
Δl	Cambio en la longitud del cilindro debido a la presión	m
Δp	Diferencial de presión del sistema instantáneo como una función de φ	bar
Δr_1	Espacio entre el radio de superficie de holgura interior y el radio interior del puerto de riñón	mm
Δr_2	Espacio entre los radios portuarios riñón interior y exterior	mm
Δr_3	Espacio entre radio exterior del puerto del riñón y el área del sellado exterior	mm
Δr_4	Área entre el área de sellado exterior y el radio interior de la ranura de aceite	mm
Δr_5	Área entre el radio de ranura de aceite interno y el radio exterior de la superficie de la holgura	mm
Δt	Tiempo transcurrido en el modelo	s

$\Delta\varphi$	Sección del cilindro analizado por “block.txt ANSYS macro”	$^{\circ}$
ε	Ángulo de F1 de lo normal	$^{\circ}$
ζ	Coefficiente de corrección para el modelo rígido	--
μ	La viscosidad dinámica del fluido en la holgura	Pa·s
ϕ	Posición angular del cilindro	$^{\circ}$
φ_1	Ubicación del valor máximo o mínimo de la altura del cilindro de la holgura de la placa de la válvula en cada posición angular del cilindro	rad
φ_2	Ubicación del valor máximo o mínimo del cilindro de la altura de la holgura de la placa de la válvula en cada posición angular del cilindros	rad
σ	Esfuerzo de la superficie de compresión	Pa
ψ	Posición angular de una sección transversal de la distribución de la presión	$^{\circ}$
ω	Velocidad angular del cilindro	rad·s ⁻¹

RESUMEN

TÍTULO: DESARROLLO DE UNA APLICACIÓN BASADA EN LA OPTIMIZACIÓN POR ENJAMBRE DE PARTÍCULAS PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO DE UNA BOMBA DE PISTONES AXIALES CON PLACA DE SOPORTE Y DESPLAZAMIENTO FIJO*

AUTORES: JAVIER RICARDO AMAYA, CAMILO ELIAS GUALDRÓN**

PALABRAS CLAVE: BOMBA DE PISTONES AXIALES CON PLACA DE SOPORTE, DESPLAZAMIENTO FIJO, OPTIMIZACIÓN MULTIOBJETIVO, PSO, GA.

En este trabajo, se propuso un método de diseño asistido por computador, apoyado en una herramienta computacional creada por los autores, para la Optimización del Diseño de una Bomba de Pistones Axiales con Placa de Soporte y Desplazamiento Fijo.

Dicha herramienta fue codificada en C++ y está compuesta por tres módulos interconectados: Optimizador, Simulador y Modelo de la bomba. El módulo Optimizador tiene a su disposición dos algoritmos de optimización: Enjambre de Partículas (PSO) y Algoritmos Genéticos (AG), ambas con soporte para Optimización Multi-Objetivo (MOO). El módulo Simulador está dotado de un método de solución de ecuaciones diferenciales i.e. Runge Kutta de cuarto orden. Finalmente el módulo del modelo de la bomba es el que contiene las ecuaciones y las consideraciones de diseño.

Juntos, mediante una interfaz para facilitar el intercambio de información entre el usuario y la computadora, crean una aplicación muy potente capaz de asistir al ingeniero mecánico para el diseño y prototipado virtual de la Bomba de Pistones Axiales con Placa de Soporte.

Para verificar la validez del método propuesto, se analiza un caso de estudio con la herramienta creada y se presentan los resultados obtenidos. Además se estudia la escalabilidad del modelo y la influencia del método de optimización como resultado de realizar 320 procesos de optimización variando los parámetros de entrada.

El proyecto busca influir en la metodología de diseño de la bomba fomentando el cambio del método tradicional de prueba y error a un método asistido por computador que reduzca los costos, errores, el tiempo, y la necesidad de contar personal con larga experiencia en el diseño de bombas de pistones. Para así evaluar y proponer alternativas de diseño innovadoras.

* Proyecto de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Jorge Enrique Meneses Flórez

ABSTRACT

TÍTULO: DESARROLLO DE UNA APLICACIÓN BASADA EN LA OPTIMIZACIÓN POR ENJAMBRE DE PARTÍCULAS PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO DE UNA BOMBA DE PISTONES AXIALES CON PLACA DE SOPORTE Y DESPLAZAMIENTO FIJO*

AUTORES: JAVIER RICARDO AMAYA, CAMILO ELIAS GUALDRÓN**

PALABRAS CLAVE: BOMBA DE PISTONES AXIALES CON PLACA DE SOPORTE, DESPLAZAMIENTO FIJO, OPTIMIZACIÓN MULTIOBJETIVO, PSO, GA.

On this thesis, a mechanical aided design approach was proposed, based on a computational framework created by authors to Optimally Design a Fixed Displacement Swash Plate Axial Piston Pump.

The framework was built using C++. It contains three interlinked modules: Optimizer, Simulator and Pump Model. The Optimizer module has two different algorithms: Particle Swarm Optimization (PSO) and Genetic Algorithms (GA), both of them capable to handle Multi Objective Optimization (MOO). The Simulator Module has an ordinary differential equation solver i.e. fourth order Runge Kutta Method. Finally the Pump model module contains all the equations and design considerations.

Altogether, using an interface to facilitate the information exchange between user and the machine, they create a really powerful application able to aid mechanical engineers to design and virtual prototyping of the Swash Plate Axial Piston Pump.

To validate the proposed approach, a study case is studied using the app, and the obtained results are presented. The model scalability and the influence of the optimization used is studied analyzing the results of 320 optimizations process, varying the inlet parameters.

This projects attempts to influence the pump design process, promoting a change from trial and error traditional approach to a computational aided approach. The aim of this change is to reduce costs, errors, calculations time, and the need for axial piston pump high experienced staff for ease evaluation of innovative design proposals.

* Proyecto de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Jorge Enrique Meneses Flórez

INTRODUCCIÓN

El diseño de máquinas representadas por un modelo real es, sin duda alguna, de naturaleza compleja. Estos modelos reales resultan en expresiones matemáticas no lineales con múltiples variables desconocidas para el diseñador. Es por esto que el ingeniero, dentro de sus capacidades, realiza simplificaciones a los modelos analíticos, que le permitan llegar de alguna manera a una solución relativamente buena. Sin embargo, dichas soluciones no son aceptables cuando se requiere un diseño óptimo.

Un diseño óptimo está enfocado a múltiples objetivos, tales como maximizar un requerimiento funcional de la máquina o minimizar una característica indeseable. En la mayoría de los casos, estos objetivos no van de la mano y convierten la optimización de un modelo real en un proceso demasiado complicado, implicando pruebas de ensayo y error.

Tradicionalmente estas pruebas se vienen realizando manualmente por medio de acciones iterativas que derivan en altos tiempos de diseño e indirectamente en altos costos.

Planteada dicha necesidad, se hace imprescindible la utilización y el desarrollo de herramientas que brinden al ingeniero mecánico la capacidad de plantear un modelo analítico real de un sistema y realizar una búsqueda finita pero exhaustiva dentro de un espacio infinito de alternativas, encontrando la solución más adecuada de acuerdo a su criterio. Se debe tener en cuenta que además, las restricciones a las cuales puede estar sujeta una función objetivo a optimizar, pueden ser de igualdad o desigualdad, desencadenando un espacio con múltiples mínimos y máximos locales.

1. PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

1.1 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

Este proyecto busca influir en la metodología de diseño tradicional del ingeniero mecánico relacionándolo con las nuevas tecnologías y entrelazando sus objetos de estudio principales con herramientas de otras áreas de interés como la programación y la optimización.

Considerando el diseño de productos y tecnologías modernas, eficientes y menos costosas como una función básica del ingeniero, se hace necesaria la inclusión de herramientas que le ayuden a realizar selecciones adecuadas dentro de las alternativas posibles y que enfoquen su trabajo hacia la toma de decisiones sustentadas en teorías verídicas, más no hacia la realización de procesos sistemáticos tediosos que no lo hacen crecer como un profesional integral y que por el contrario, si pueden agregar tiempos considerables a su trabajo.

Una de estas herramientas fundamentales para apoyar el proceso del diseño es la optimización, la cual se ha convertido actualmente en un área de interés para cualquier diseñador. Es necesario orientar el diseño de máquinas tradicional hacia cada criterio de optimización, obteniendo diseños distintos dependiendo de las condiciones en las que se vaya a desempeñar la máquina.

El área de la programación es considerada actualmente como una gran promotora de herramientas de apoyo, ya que permite la producción de éstas con el objetivo de solucionar problemas complejos, visualizarlos de manera global y estructurada, realizar cálculos de manera fiable y eficiente, además de posibilitar una modificación posterior a los algoritmos.

Por lo anteriormente dicho se decidió realizar una herramienta computacional para que asista en el diseño de una bomba de pistones axiales específicamente con placa de soporte y desplazamiento fijo.

El motivo por el cual se escoge el diseño de la bomba de pistones es que sin lugar a dudas, éste proporciona un problema de complejidad necesaria para probar la capacidad de la optimización por enjambre de partículas como técnica moderna y potente. Además de que estas bombas representan máquinas ampliamente usadas en la industria en diferentes áreas como la aeroespacial, naval, petrolera y minera entre otras debido a la alta eficiencia y alta compacticidad que ofrecen.

Diseñar una bomba de pistones axiales con placa de soporte y desplazamiento fijo implica una buena elección de los materiales que conforman las distintas partes de la bomba tales como el pistón, el barril y el patín entre otros. Adicionalmente diseñar también implica encontrar las dimensiones geométricas adecuadas de las partes antes mencionadas para que los elementos encajen y a su vez las de las interfaces pistón-cilindro, patín-placa inclinada y barril-placa de puertos, de tal manera que cumplan con el objetivo de sellar las zonas de alta y baja presión y sirvan también de rodamientos hidrodinámicos para minimizar la fricción entre los componentes de la bomba. De esta manera lograr que el funcionamiento de la bomba sea el correcto.

Como se puede deducir del anterior párrafo, la complejidad del problema se deriva en que su diseño involucra múltiples variables interrelacionadas, que deben ser optimizadas para conseguir diferentes objetivos, ej. Minimización de las pérdidas de flujo, reducción de ruido y maximización de la densidad de potencia.

En este trabajo, se propuso una metodología de diseño y se desarrolló una herramienta computacional codificada en C++ basada en con Optimización por Enjambre de Partículas (PSO) y Algoritmos Genéticos (AG), ambas con soporte para Optimización Multi-Objetivo(MOO) que asista al ingeniero mecánico para el diseño y prototipado virtual del Bomba de Pistones Axiales con Placa de Soporte.

El proyecto busca influir en la metodología de diseño tradicional del ingeniero mecánico relacionándolo con las nuevas tecnologías y entrelazando sus objetos de estudio principales con herramientas de otras áreas de interés como la programación y la optimización. Para ello se creó una interfaz que garantiza fácil

acceso a la herramienta y fácil intercambio de información entre el usuario y la computadora.

Igualmente se busca utilizar la herramienta para analizar la escalabilidad del modelo y comparar los métodos de optimización.

En general el proyecto busca contribuir a la creación de un método que fomente el cambio del diseño tradicional de prueba y error a un método asistido por computador que reduzca los costos, errores y la necesidad de contar personal con larga experiencia en el diseño de bombas de pistones. Lo anterior con el fin de disminuir el gasto de tiempo en cálculos repetitivos y de esta forma emplear más tiempo en el análisis de los resultados y la búsqueda de nuevas alternativas.

1.2 OBJETIVOS DEL PROYECTO DE GRADO

1.2.1 Objetivo general

Incidir positivamente sobre la misión institucional propia de la Universidad Industrial de Santander de generar y adecuar conocimientos al proyectar herramientas que contribuyan al progreso de la escuela de ingeniería mecánica y en general a la sociedad y la industrial, por medio del desarrollo de una aplicación basada en la optimización por enjambre de partículas¹ para el diseño óptimo de una bomba de pistones axiales con placa de soporte y desplazamiento fijo².

1.2.2 Objetivos específicos

- Plantear un modelo analítico-matemático del sistema físico de la bomba de pistones axiales con placa de soporte y desplazamiento fijo considerando fluctuaciones en la presión de las cámaras de desplazamiento de los pistones debido a la compresibilidad del fluido y efectos del diseño de la placa de puertos asumiendo temperatura constante, cuerpos rígidos y solo macro movimiento de los pistones.

¹ Optimización por enjambre de partículas: ver sección 3.4.1

² Bomba de pistones axiales con placa de soporte y desplazamiento fijo.

- Estructurar una metodología de diseño para una bomba de pistones axiales con placa de soporte y desplazamiento fijo, teniendo en cuenta no solo las consideraciones de diseño de las últimas décadas del siglo XX sino también técnicas, procedimientos y recomendaciones de los estudios de los últimos 15 años, tal como se referencia en el análisis de la bibliografía recopilada.
- Codificar una aplicación en lenguaje C/C++ basada en el algoritmo de la optimización por enjambre de partículas (PSO), que soporte el proceso de diseño, la maximización de la eficiencia volumétrica y la minimización del volumen de una bomba de pistones axiales con placa de soporte y desplazamiento fijo.
- Realizar un análisis comparativo de los resultados y del tiempo de solución obtenidos mediante optimización por enjambre de partículas (PSO) y algoritmos genéticos (GE).
- Analizar las dimensiones de los diferentes diseños obtenidos al variar los parámetros de entrada para el diseño de la bomba de pistones axiales con placa de soporte y desplazamiento fijo, es decir, la capacidad volumétrica y las presiones de operación.
- Crear una interfaz destinada al intercambio de información entre el usuario y la computadora, acerca del proceso de diseño óptimo de la bomba de pistones axiales con placa de soporte y desplazamiento fijo.

1.3 ESTADO DEL ARTE

1.3.1 Estado del arte del Modelamiento de la bomba.

En las últimas décadas, varios investigadores alrededor del mundo han llevado a cabo estudios sobre el modelado de las máquinas de pistones axiales para mejorar su comportamiento. En razón a la naturaleza compleja del problema, dichos estudios se llevan a cabo alrededor de temas como la predicción de la respuesta

dinámica de la presión y los caudales de la bomba. Edge 1999. Hace una descripción de los avances y resume los avances y las técnicas hasta el momento. Bergada 2011 analiza las ondulaciones de presión y su influencia sobre las fugas.

Debido al gran impacto de las ondulaciones de flujo y de la transición de la presión en la emisión de ruido, varios modelos se concentran en desarrollar modelos más precisos de los efectos físicos de las fluctuaciones de caudal, oscilación de fuerzas y momentos, y cavitación debido al diseño de la placa de puertos (Harris et al 1993, Kojima et al 2000, Johansson y Palmberg 2002, 2005, y Seeniraj 2009, Ji-en MA et al, 2009). Otros autores se han enfocado en el análisis de los componentes individuales de la bomba como el barril, Bergada et al 2008, el eje, Manring 2000,2007, y el patín, Manring 2004. Muchos investigadores han estudiado las diferentes holguras de lubricación y la influencia del diseño seleccionado en el desempeño (Yamaguchi y Matsuoka 1992, Harris et al 1993, Kleist 1997, Tanaka et al 1999, Wieczorek and Ivantysynova 2002, Huang and Ivantysynova 2003, Wohlers and Murrenhof 2007). Estos espacios de lubricación entre las partes móviles son usados para sellar la cámara de desplazamiento y para transferir altas fuerzas desde la un componente de la máquina a otras, es decir que funciona como rodamiento hidrodinámico al igual que cumple la función de sellado.

Roccatello et al (2007) desarrollaron un modelo de la bomba mediante co-simulación de AMESim y MSC.ADAMS. Este modelo principalmente capturaba la respuesta dinámica de la presión más no los efectos físicos que ocurrían en las superficies lubricantes de la máquina de pistones. Wieczorek e Ivantysynova 2002, desarrollaron un modelo para predecir el desempeño y las pérdidas utilizando la ecuación de Reynolds dependiente del tiempo y flujo no isotérmico. Para ello crearon el software CASPAR. Éste ha sido modificado para aumentar su capacidad y desde ese entonces se han realizado varias investigaciones en MAHA alrededor del tema Baker e Ivantysynova 2009, Pelosi et al 2010.

1.3.2 Estado del arte de técnicas de Optimización

Actualmente existen múltiples técnicas de optimización multiobjetivo en la literatura. Sin embargo, la mayoría de ellas suelen requerir un punto inicial de búsqueda y pueden generar una sola solución por ejecución. El potencial de los algoritmos evolutivos para resolver problemas de optimización multiobjetivo se remonta al año 1967, cuando Rosenberg desarrolló una tesis doctoral en la cual indicaba la posibilidad de usar los algoritmos genéticos en esta área especificada. Sin embargo, fue Schaffer quien desarrolla el primer algoritmo evolutivo orientado a la optimización multiobjetivo llamado VEGA (Vector Evaluated Genetic-Algorithm).

El uso de algoritmos de primera generación tales como VEGA y NSGA (Nondominated Sorting Genetic Algorithm), se encuentra en un continuo declive desde finales de la década del noventa, debido a la inclusión de nuevos algoritmos poblacionales bioinspirados tales como la optimización mediante enjambres de partículas y la búsqueda dispersa. Aunque el volumen actual de aplicaciones es considerable, muchos dominios no han sido abordados todavía. Los algoritmos paralelos serán aquellos que seguramente marquen el futuro de la optimización multiobjetivo, teniendo en cuenta que las aplicaciones generan costos computacionales cada vez más altos.

Existen pocos estudios de convergencia para probar los algoritmos, sin embargo, hoy en día existen funciones de prueba estándar que incluyen restricciones y funciones objetivo escalables.

1.4 ALCANCE Y ESTRUCTURACIÓN DEL DOCUMENTO

Para la comprensión de lo anterior, la tesis está organizado en 9 capítulos de la siguiente forma:

El primer capítulo presenta una introducción al problema a abordar, una descripción del estado del arte e igualmente describe la organización del presente documento.

Por otro lado, el segundo capítulo presenta una descripción general del proyecto. En él se da una visión global de lo que se desarrolló en el presente trabajo.

En el tercero se describe la optimización y los algoritmos de optimización utilizados. El capítulo se divide en dos partes, la primera describe el algoritmo de PSO, su versión estándar y las modificaciones propuestas para obtener mejores resultados. La otra parte se enfoca en describir el método de GA y al igual que en la sección previa, también se describe las distintas versiones y modificaciones.

En el cuarto se presenta el proceso de optimización de la bomba. Al igual que el anterior este capítulo se subdivide en dos partes. La primera etapa comprende la optimización del grupo rotativo i.e. minimización del volumen general de la bomba. En esta sección se plantea el proceso, la función objetivo y las restricciones utilizadas para la optimización. Además se describe el modelo matemático junto a un análisis de las consideraciones de diseño de los distintos subcomponentes de la bomba.

Seguidamente, la segunda sección del capítulo tiene una estructura muy similar a su predecesor. En la primera sección se describe el proceso de optimización con sus respectivos parámetros. Seguidamente se realiza una descripción del modelo de la bomba incluyendo la presión y caudales de entrega. A continuación se plantea una descripción de las fuentes de ruido en las máquinas de pistones y un análisis de la eficiencia. Posteriormente se exponen los principales métodos para reducción del ruido y la influencia del diseño de la placa de puertos sobre las diferentes fuentes de ruido. Finalmente se describe el proceso de simulación en respuesta de integración del modelo previamente explicado.

Posteriormente, en el capítulo cinco, se describe todo lo relacionado con la arquitectura de la herramienta computacional creada.

En el capítulo seis se propone un caso de estudio, para el cual se diseña una bomba de pistones axiales utilizando la herramienta computacional creada por los autores. Para ello se presentan los resultados obtenidos durante cada etapa.

En el capítulo siete se analiza la eficacia y la efectividad de la metodología propuesta y de la herramienta computacional desarrollada, comparando los resultados obtenidos contra otro método de optimización i.e. Algoritmos genéticos. Igualmente se estudia la escalabilidad del modelo, fruto de realizar 320 optimizaciones al variar los parámetros de entrada (el rango de presión, el rango de la velocidad y la capacidad volumétrica).

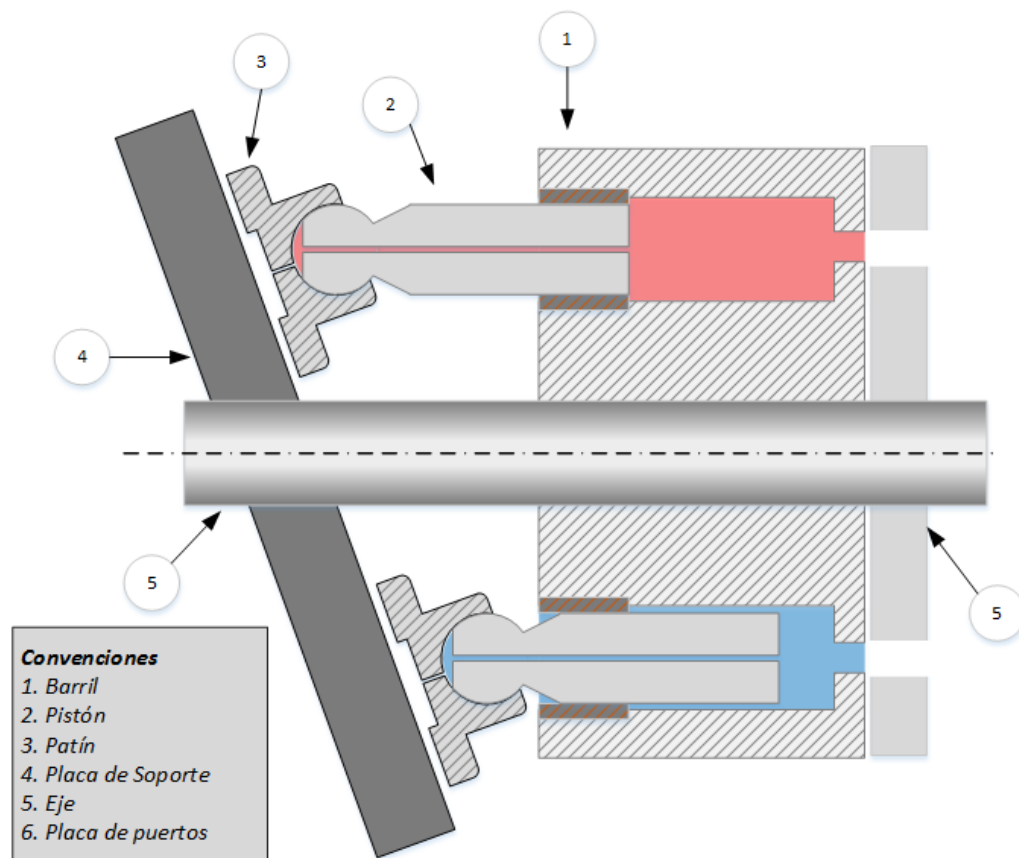
Finalmente, el capítulo ocho presenta las conclusiones y las recomendaciones para futuras investigaciones.

2. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO

2.1 OBSERVACIONES INICIALES DE LA BOMBA DE PISTONES AXIALES

Las bombas de pistones axiales son altamente usadas en la industria debido a su alta eficiencia y su capacidad para trabajar a presiones elevadas. Esta tesis se enfoca en el diseño del grupo rotativo, el cual está constituido por el barril, los pistones, los patines, la placa de soporte, la placa de puertos, el eje y los rodamientos, como se puede ver en la figura 2.1. Además de los componentes presentados anteriormente, al diseñar el grupo rotativo también se deben tener en cuenta las 3 interfaces de lubricación que se forman por la tolerancia de las distintas partes móviles de la bomba.

Figura 1 Grupo Rotativo



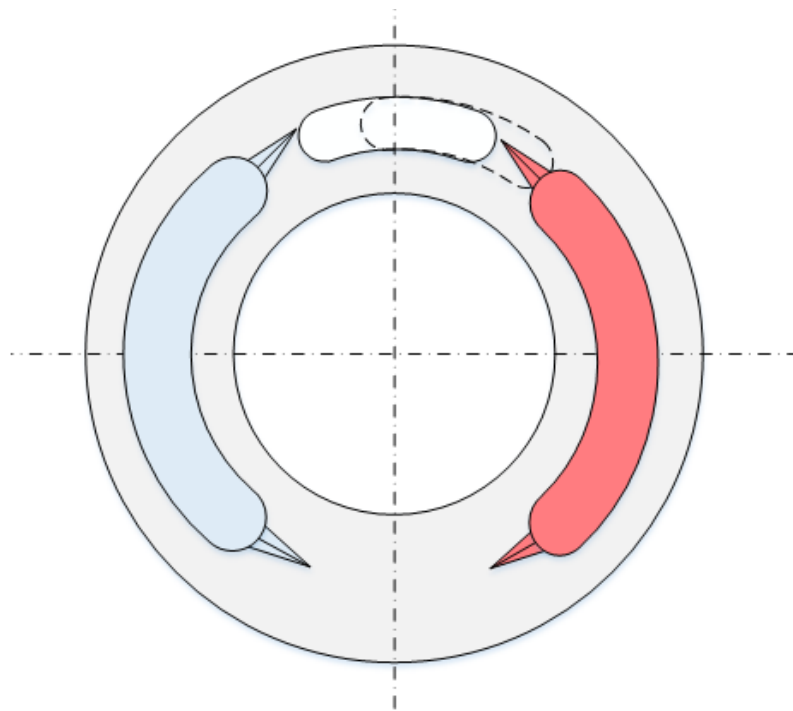
Fuente: Autores

A continuación se presenta una breve explicación de funcionamiento de la bomba.

Como cada uno de los pistones está contenido en una de las cámaras del barril, al girar el eje, los patines son conducidos. Este hecho unido a la inclinación de la placa de soporte genera el movimiento axial de cada uno de ellos. En cada revolución cada pistón realiza una carrera completa, es decir que durante media revolución el pistón se mueve hacia adentro y durante la otra media hacia afuera de la cámara del pistó (movimiento recíprocante), lo cual genera la descarga y la succión del flujo en los puertos correspondientes.

De los elementos mencionados anteriormente, la placa de puertos es de especial interés, puesto que la repuesta dinámica de la presión depende estrechamente del diseño de esta y la técnica de reducción utilizada. En la figura 2.2 se observa una placa de puertos que utiliza una estrategia de reducción de ruido basado en ranuras.

Figura 2 Placa de puertos de una bomba que utiliza ranuras como estrategia de reducción de ruido



Fuente: Autores

2.2 ENFOQUE DE DISEÑO DE LA BOMBA DE PISTONES

2.2.1 Enfoque de diseño tradicional

El enfoque tradicional, consiste en realizar una serie de suposiciones y simplificaciones del sistema de la bomba basándose en la experiencia de los fabricantes, para luego realizar un largo proceso de ensayo y error. Para corregir y compensar posibles errores introducidos por las simplificaciones al modelo, se usan factores de balanceo (también fruto de la experiencia).

En este enfoque la única forma de verificar la viabilidad del diseño propuesto es realizar un prototipo. Para aprovechar al máximo este prototipo, algunas superficies deciden hacerse más grandes, así, si la bomba falla, la superficie del prototipo puede ser re-maquinada para hacerla más pequeña. Este proceso se repite hasta que se obtenga un prototipo que no falle y que tenga las superficies estabilizadas.

Como se puede deducir, el proceso de ensayo y error limita las posibilidades de explorar nuevas soluciones debido a que las simplificaciones y factores escogidos se hacen a partir de los datos de bombas ya construidas para otras condiciones, por lo que la nueva bomba resulta ser un modelo escalado de otra previamente construida.

Además, dicho enfoque acarrea consigo un grupo de desventajas en el que se resaltan el hecho de que el proceso de diseño se convierte en un proceso tedioso y altamente costoso, y que solo puede ser llevado a cabo por ingenieros con alta experiencia en el campo de la construcción de bombas.

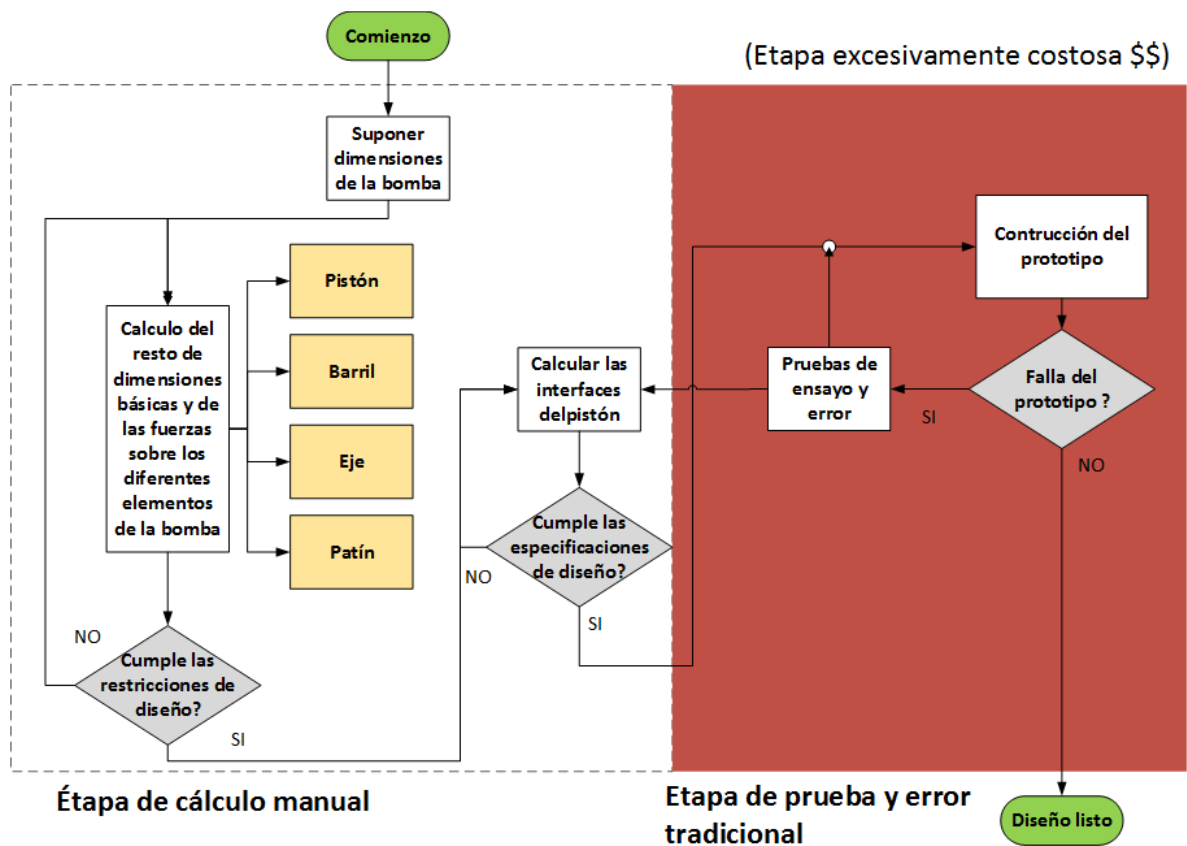
Durante los últimos años surge la necesidad de hacer bombas más eficientes, con menos ruido, más compactas y que sigan siendo seguras para un amplio rango de operaciones. En respuesta a esto algunos autores, entre ellos Ivantysyn³ y Junhui

³ **Ivantysyn Roman** Computational design of swash plate type axial piston pumps - a framework for computational design [Informe] : Tesis / Universidad Purdue. - 2011.

and Bing⁴, han llevado a cabo investigaciones que desencadenaron en la propuesta de una nueva metodología de diseño asistido por computador. Sin embargo dicha implementación no se ha llevado a cabo, y el proceso de diseño sigue realizándose tradicionalmente.

En el siguiente diagrama de flujo se presenta el enfoque de diseño tradicional.

Figura 3 Enfoque de diseño tradicional



Fuente: Autores, Basado en Ivantysyn ⁵

⁴ Junhui Zhang and Bing Xu Clearance Optimization of Piston/Cylinder Pair Based on Virtual Prototype of Axial Piston Pump : [Publicación] Mechatronics and Embedded Systems and Applications (MESA), 2012 IEEE/ASME International Conference – Pag 166-171

⁵ Ivantysyn Roman Computational design of swash plate type axial piston pumps - a framework for computational design [Informe] : Tesis / Universidad Purdue. - 2011.

2.2.2 Enfoque de diseño asistido por computador desarrollado

Para solucionar las dificultades que el enfoque anterior representa a la hora de diseñar una bomba óptimamente, en este trabajo se desarrolló un enfoque de diseño asistido por computador. En el cual se rempazan los procesos de ensayo y error por procesos de optimización realizados por el computador. Igualmente este enfoque evita la necesidad de construir múltiples prototipos para realizar las pruebas cada vez que el diseñador sugiere un nuevo diseño. Por el contrario, los diseños propuestos por la herramienta se simulan en cuatro puntos de operación críticos utilizando un solucionador numérico de ODE⁶ para resolver las ecuaciones del modelo de la bomba mediante métodos numéricos, y así obtener la respuesta dinámica de la bomba.

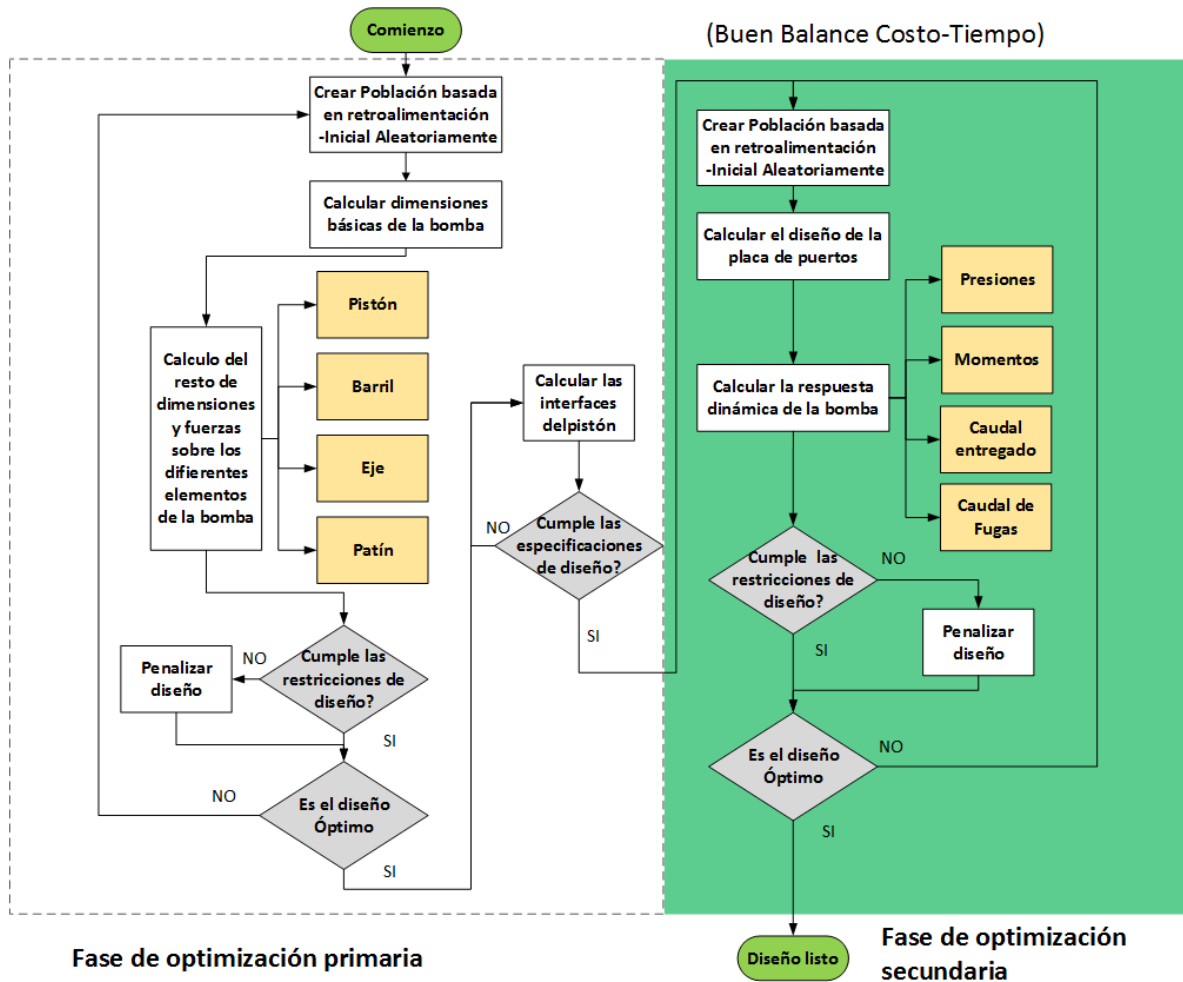
El enfoque propuesto para el diseño de óptimo de una bomba de pistones axiales con placa inclinada, está soportado por dos componentes creados por los autores: una metodología y una herramienta computacional para el diseño óptimo de una Bomba de Pistones Axiales con Placa de Soporte. Esta herramienta utiliza métodos de optimización del estado del arte, i.e. PSO y AG, que permiten la optimización multi-objetivo, y el buen balance de la exploración y explotación del espacio de búsqueda, es decir que garanticen la convergencia y eviten el estancamiento en mínimos locales, en problemas de ingeniería con alta complejidad como lo es el diseño óptimo de las partes interconectadas de la bomba.

Estas dos partes están interconectadas y se necesitan mutuamente. La arquitectura de la herramienta es básicamente quien contiene los módulos requeridos por la aplicación, mientras que la metodología es la que se encarga de conectar dichos módulos con orden y coherencia para realizar el proceso de optimización del diseño de la bomba de pistones.

⁶ ODE (Ordinary Differential Equations): Ecuaciones diferenciales Ordinarias

La herramienta computacional se codificó utilizando C++ y se aprovechó la característica que posee dicho lenguaje de facilitar la Programación Orientada a Objetos (OOP) para hacerla modular, lo cual se traduce en alta flexibilidad.

Figura 4 Enfoque de diseño Computacional Desarrollado



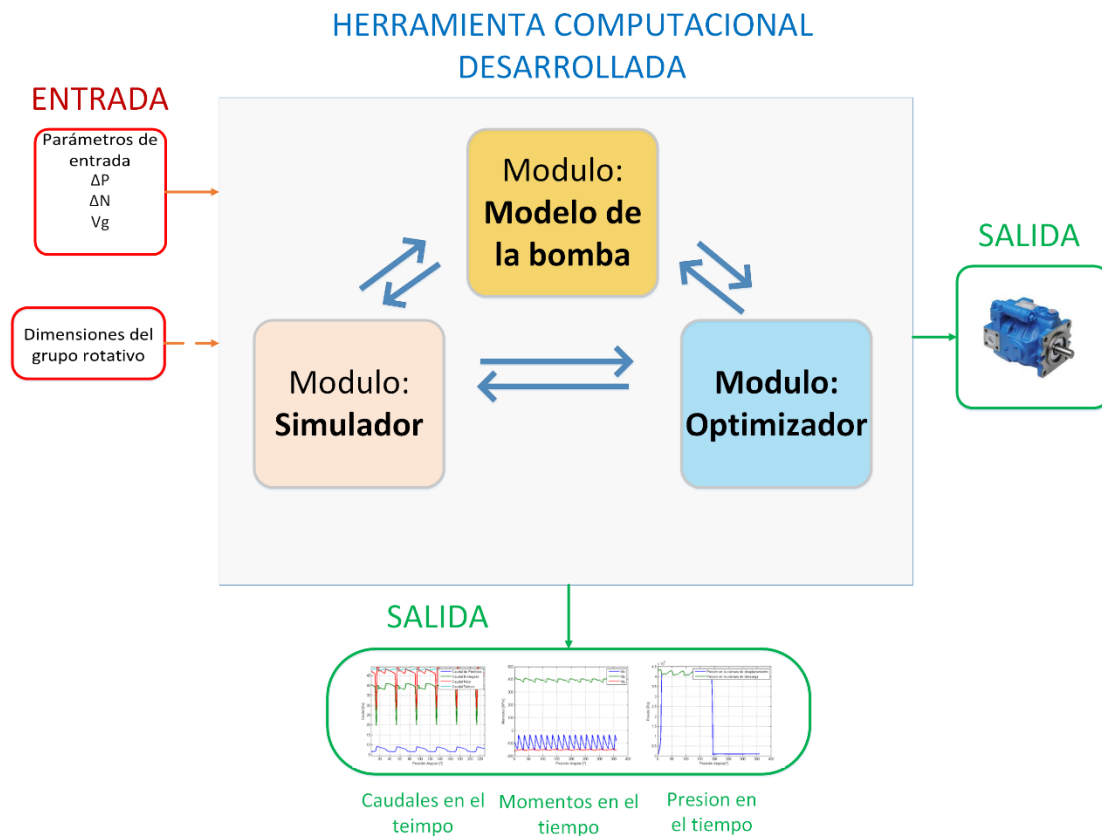
Fuente: Autores, Basado en Ivantysyn

2.2.2.1 Arquitectura de la herramienta computacional desarrollada.

La arquitectura es el conjunto de patrones y abstracciones coherentes que proporcionan el marco de la aplicación o el software, lo cual lo hace un requisito indispensable para la creación de herramientas computacionales.

Para el presente trabajo se creó una arquitectura para apoyar el desarrollo de la aplicación para la optimización del diseño de una bomba de pistones axiales con placa de soporte y desplazamiento fijo.

Figura 5 Descripción General de la Herramienta computacional



Fuente: Autores

Como se puede observar en la figura 2.5 la herramienta computacional está compuesta por 3 módulos principales creados por los autores:

1. Modelo de la bomba
2. Simulador
3. Optimizador.

A continuación se presenta una breve descripción cada uno de los módulos mencionados previamente.

1. Modelo de la bomba: El modelo es una abstracción, ensamble e interconexión de las contribuciones que varios investigadores⁷ han hecho en las últimas décadas hacia el modelamiento físico matemático de la bomba, además de las modificaciones y aportes hechos por los autores. En esencia este primer módulo contiene las ecuaciones que definen el modelo matemático del sistema físico (los componentes, relaciones, etc.). Este modelo no incluye dimensionamiento de la carcasa puesto que la información al respecto es limitada ya que cada fabricante diseña su carcasa para que encaje con los manifolds desarrollados por ellos.

Para desarrollar el proceso de optimización y diseño de una manera no tan costosa computacionalmente, el modelo fue estructurado en dos partes:

La primera parte contiene las ecuaciones necesarias para calcular las dimensiones del grupo rotativo, por ejemplo las fuerzas sobre los pistones, los esfuerzos sobre el barril etc. El modelo incluye macro-movimiento del pistón más no micro-movimiento (excentricidad y altura de la holgura variable en el tiempo).

Por otro lado, la segunda parte del modelo incluye respuesta dinámica de la presión, momentos y fuerzas, teniendo en cuenta compresibilidad y densidad dependiente de la presión y de la temperatura (asumida constante para un diseño óptimo). Esta sección no incluye fenómenos de transferencia de calor, sobre el aceite.

2. Simulador: Es un módulo que permite calcular la respuesta dinámica de la presión de la cámara de desplazamiento de cada pistón y la cámara de descarga, a partir de un diseño de la placa de puertos generado por el módulo optimizador. La respuesta dinámica es obtenida a partir de la solución del modelo correspondiente encabezado por las ecuaciones diferenciales,

⁷ Helgestad, Ivantysyn, Ivantysynova, Seeniraj, Gronberg, Manring Entre otros.

utilizando el método de Runge Kutta clásico⁸ de cuarto orden. Lo anterior permite un cálculo de los valores promedios, y las amplitudes de las oscilaciones del caudal entregado, las pérdidas, las fuerzas y los momentos sobre los componentes de la bomba.

- 3. Optimizador:** se encarga como su nombre lo indica, de optimizar el diseño de la bomba a partir de una función objetivo. Este tiene a su disposición dos técnicas de solución i.e. Particle Swarm Optimization (PSO) y Genetic Algorithms (GA). Se escogieron dos algoritmos para comparar los resultados obtenidos por cada método y así determinar su capacidad y validez a la hora de optimizar problemas relacionados con el diseño mecánico.

Como se mencionaba previamente estos módulos fueron diseñados de manera independiente, Lo anterior significa que pueden ser removidos, intercambiados y modificados sin necesidad de afectar el resto.

Estas tres cualidades de la herramienta son ventajas enormes a la hora de analizar problemas de alta complejidad como el tratado en este proyecto. Por ejemplo una modificación sencilla sobre el modelo de la bomba, como los materiales utilizados o las geometrías de los componentes de la bomba, permitiría analizar su influencia sobre el diseño final para crear diseños innovadores.

Citando otro ejemplo, esta vez sobre la capacidad de agregar y/o eliminar módulos sobre la herramienta o submódulos sobre uno de los módulos básicos podría ser: la adición de un submódulo al modelo de la bomba para simular el micro-movimiento, los fenómenos de transferencia de calor sobre el aceite y la máquina, o utilizar métodos de análisis finitos para estudiar las partes críticas, y mirar su influencia sobre el diseño final; o bien a los algoritmos de optimización para así probar su efectividad sobre el problema del diseño de la bomba.

⁸ (Kiusalaas, 2013) Numerical Methods

Los tres módulos que la componen están diseñados utilizando clases y estructuras que permiten aprovechar al máximo las características de herencia, polimorfismo y encapsulamiento entre otras características que ofrece C++ para OOP.

2.2.2.2 Metodología

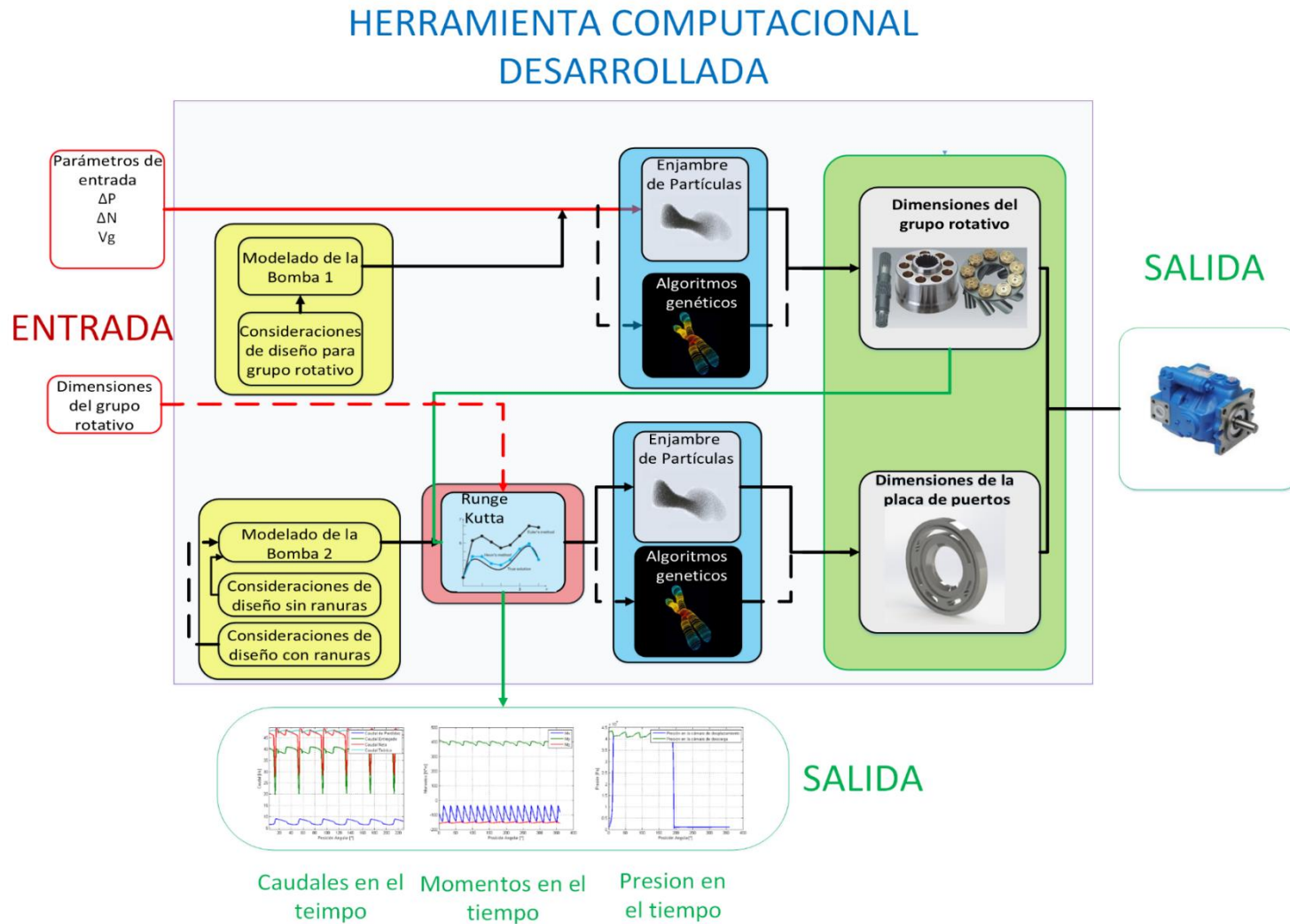
Como se mencionaba previamente la metodología de diseño sirve como esqueleto para la herramienta computacional, interconectando y articulando los módulos de ésta. La herramienta propuesta en este trabajo plantea diseñar la bomba de comienzo a fin a partir de unos parámetros básicos que se requerirían para una aplicación particular. Estos parámetros son: el rango de presiones y el rango de velocidades en el cual va a operar la bomba, y la capacidad volumétrica.

La metodología de diseño propuesta en este trabajo fue dividida en dos fases como se observa en la figura 2.6, para lograr un buen balance entre costo y tiempo, a pesar de que para tener un diseño óptimo se debería integrar todo el proceso en una única fase de optimización. La literatura consultada demuestra que los resultados obtenidos haciendo esta división, son muy similares a los obtenidos tratando el problema como un todo.

Las dos fases que componen de la metodología son:

1. Diseño y Optimización primario (Dimensiones grupo rotativo)
2. Diseño y Optimización secundario (Geometría de la placa de puertos)

Figura 6 Herramienta computacional desarrollada



Fuente: Autores

Estas dos fases tienen costos computacionales muy diferentes. Mientras que la primera gasta segundos en resolver (a pesar de que se obtienen la mayoría de las dimensiones del grupo rotativo), la segunda, que optimiza el diseño de la placa de puertos, toma magnitudes de días. Esto se debe a que para cada solución de diseño generada por el optimizador, debe hacerse una simulación con un tamaño de paso⁹ del tiempo considerablemente pequeño.

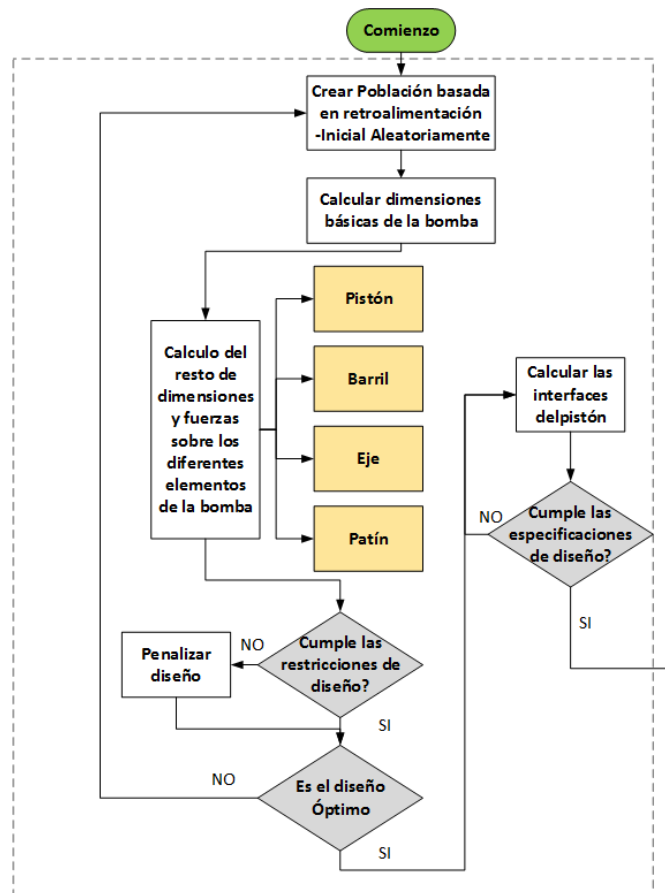
Por lo tanto si se integraran estas dos fases el crecimiento del tiempo sería exponencial, y podría tener magnitudes de meses. Si se desea hacer una integración completa del problema se recomienda utilizar programación en paralelo.

1. **Fase de diseño y optimización primaria:** En esta fase se realiza el diseño de las dimensiones del grupo rotativo de la bomba. Involucra un proceso de optimización uni-objetivo (minimización del volumen de la bomba) con restricciones de igualdad y desigualdad sobre variables continuas y discretas. En esta fase se obtienen la mayoría de las dimensiones de la bomba: diámetro del pistón, diámetro del barril, ángulo de inclinación de la placa de soporte, etc. Esto se logra utilizando un modelo que interconecta los diferentes subcomponentes de la bomba. En esta fase se selecciona el punto de operación más crítico de la bomba (Presión máxima, y velocidad angular máxima) para realizar los cálculos. Posteriormente el optimizador que puede ser PSO o GA, genera una solución compuesta por 3 componentes: el ángulo de la placa inclinada, la longitud de la camisa del pistón y la longitud del pistón sobresaliente en el punto muerto superior. Seguidamente se evalúa la solución y se calcula las fuerzas y los momentos que actúan sobre los elementos críticos del grupo rotativo de la bomba, entre ellos el eje, el barril y los pistones entre otros. Con esto y teniendo en cuenta los estándares y factores de seguridad de la actualidad, se obtiene el diámetro del eje necesario para dicha solución. A continuación se calculan los rodamientos y

⁹ Tamaño de paso: incremento de una variable, generalmente el tiempo (Δt), que se usa para resolver problemas utilizando métodos numéricos.

se normaliza el eje con base en ellos. Finalmente se evalúa si bajo esa condición se cumplen las limitaciones físicas y geométricas. Con esto se obtiene una solución penalizada que le servirá al algoritmo para comparar con las soluciones obtenidas en otras iteraciones y por otras partículas. Como resultado de este proceso son unas dimensiones que garantiza un diseño confiable, y seguro para continuar con la segunda parte de la optimización.

Figura 7 Fase de optimización primaria

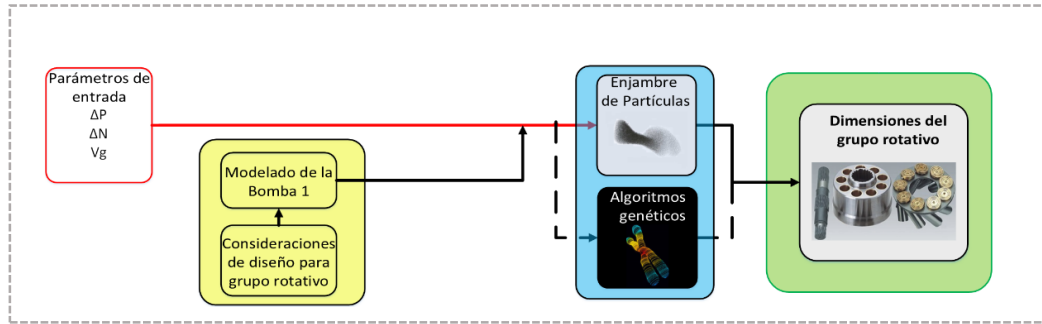


Fase de optimización primaria

Fuente: Autores

El diagrama de flujo anterior se puede resumir en sus componentes como se muestra a continuación:

Figura 8 Fase de optimización primaria simplificada



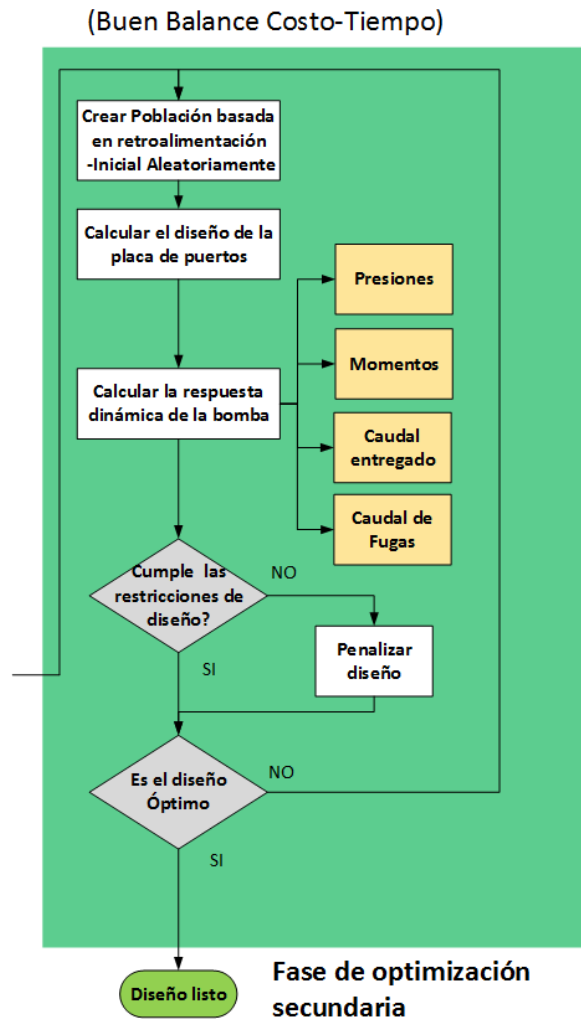
Fuente: Autores

- Fase de diseño y optimización secundaria:** La segunda parte es una optimización más fina, se centra en el diseño de la placa de puertos y como se mencionaba previamente utiliza los datos obtenidos en la primera optimización. En esta segunda optimización los objetivos son la minimización del caudal de pérdidas Q_{lk} , y del SBN y FBN. A su vez la optimización se diseña con restricciones para que no existan sobre-picos de presión ni cavitación.

Esta segunda parte se logra aplicando un proceso de optimización bien sea PSO o GA. Al igual que en la fase anterior el optimizador se encarga de crear una población inicial. Seguidamente cada una de las partículas evalúa su solución sobre el modelo de la bomba que se soluciona utilizando un método computacional de solución numérica (Runge Kutta de cuarto orden) para de esta manera capturar oscilaciones de flujo y presión. En el modelo de la presión se usa una ecuación diferencial por cada pistón para calcular la presión de su cámara de desplazamiento, y otra ecuación diferencial para la presión de la cámara de descarga. Además el modelo captura las variaciones de la densidad y de la compresibilidad del fluido dependiendo de la presión y de la temperatura, y los caudales tanto como de pérdidas como el caudal entregado que depende de la geometría de la placa de puertos.

En resumen, este modelo considera un total de 10 ecuaciones diferenciales ordinarias junto con un conjunto de que deben ser solucionadas simultáneamente ecuaciones diferenciales ordinarias para calcular la variación de la presión tanto en la cámara de desplazamiento de cada pistón como en la cámara de descarga. Además contempla la variación de la densidad y la compresibilidad del fluido en función de la presión y de la temperatura. Para el caso se asume que la temperatura del fluido en la bomba es constante en todo momento. Este conjunto de ecuaciones se resuelve utilizando un método numérico clásico de Runge Kutta.

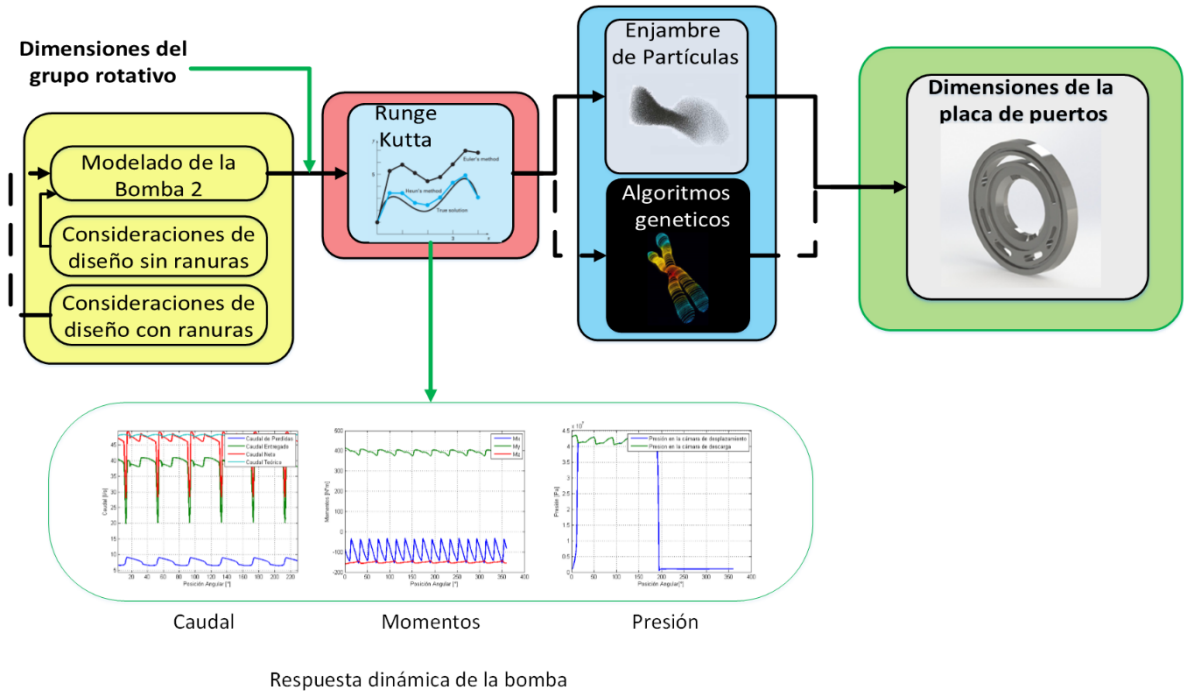
Figura 9 Fase de optimización secundaria



Fuente: Autores

A continuación se resume el diagrama de flujo de la segunda fase de optimización en término de sus módulos.

Figura 10 Fase de optimización secundaria simplificada



Fuente: Autores

3. MODULO OPTIMIZADOR DESARROLLADO

3.1 OPTIMIZACIÓN

La optimización matemática, consiste en la selección del mejor elemento dentro de un conjunto determinado, respecto a un criterio específico. Un problema de optimización se reduce básicamente a la maximización o minimización de una función objetivo dada, teniendo en cuenta un dominio definido de cada variable.

$$\text{minimizar } f(x) = (x)$$

$$\text{donde } x = [x_1, x_2, \dots, x_n] \quad (3.1)$$

$$x_i^l \leq x_i \leq x_i^h \quad i = 1 \dots n$$

3.2 MANEJO DE RESTRICCIONES

Las restricciones en cualquier tipo de problema pueden ser de dos tipos:

- Restricciones de igualdad
- Restricciones de desigualdad.

Las restricciones de igualdad se expresan mediante $h(x)$:

$$h_i(x) = 0 \text{ para } i = 1, \dots, m \quad (3.2)$$

Donde m es el número total de restricciones de igualdad del problema

Mientras que las de desigualdad se designan con la letra $g(x)$:

$$g_j(x) \leq 0 \text{ para } j = 1, \dots, q \quad (3.3)$$

Donde q es el número total de restricciones de igualdad del problema.

Para el manejo de restricciones existen diferentes métodos. En este trabajo se utiliza el método de funciones de penalidad. La idea principal del método es convertir un problema restringido a un problema con una función objetivo penalizada no restringido. En general esta conversión garantiza resultados mucho mejores puesto

que no afecta la dinámica de exploración- explotación del algoritmo de optimización. Esto se logra haciendo una nuevo función objetivo $f'(x)$.

$$f'(x) = f(x) + \sum_{i=1}^m C_1 * d_i^P + \sum_{j=1}^q C_2 * e_j^P \quad (3.3)$$

Donde C_1 y C_2 son constantes de penalización, P es el exponente de penalización.

$$d_i = \begin{cases} g(x), & \text{para } x > 0 \\ 0, & \text{para } x < 0 \end{cases} \quad (3.4)$$

Y

$$e_i = \begin{cases} |h(x)|, & \text{para } x > 0 \\ 0, & \text{para } x < 0 \end{cases} \quad (3.5)$$

Por lo tanto, la ecuación 3.3 también se puede expresar como

$$f'(x) = f(x) + \sum_{i=1}^m C_1 * \max(g(x), 0)^P + \sum_{j=1}^q C_2 * \max(|h(x)|, 0)^P \quad (3.6)$$

3.3 PALABRAS CLAVES (KEY WORDS)

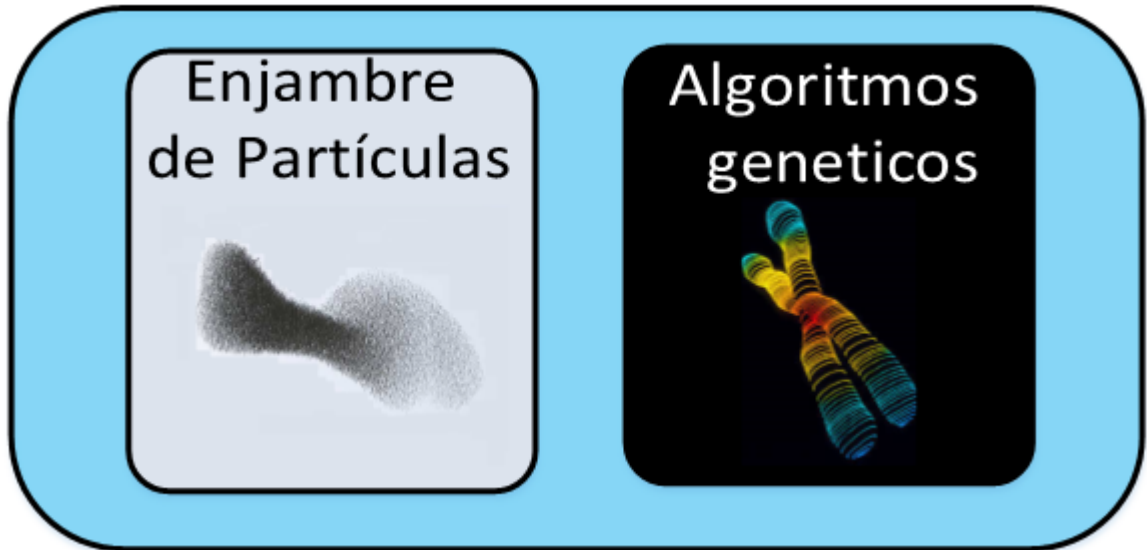
- **Heurística:** La heurística es el conjunto de reglas metodológicas que nos dicen cómo proceder a la hora de generar soluciones. La capacidad heurística es un rasgo característico de los seres vivos basado en la experiencia de resolver problemas y en ver cómo la naturaleza lo hace.
- **Meta-heurística:** Método que usa parámetros proporcionados por el usuario en ciertos procedimientos que generalmente se basan en la optimización combinatoria.
- **Optimización combinatoria** La optimización combinatoria es una rama de la optimización matemática que interrelaciona múltiples campos como la inteligencia artificial, la teoría de algoritmos y la ingeniería de computación.

La inteligencia artificial consiste en procesos estocásticos en los cuales el siguiente estado se determina tanto por el estado anterior como por valores aleatorios.

- **Espacio de soluciones:** es el lugar en el cual se encuentran las soluciones de un determinado.
- **Algoritmo poblacional:** son algoritmos bio-inspirados que buscan las soluciones de un problema imitando el comportamiento interacciones de grupos sociales.
- **Algoritmo de enjambre:** es uno de los métodos meta-heurísticos por excelencia. inspirado en la naturaleza. En este tipo de rutinas, ciertos agentes, exploran el espacio de búsqueda y aunque no son controlados, siguen ciertas reglas que les proporcionan una inteligencia colectiva que los lleva hacia la solución más adecuada, lo cual los hace idóneos para solucionar problemas complejos.
- **Exploración:** es la capacidad que tiene un algoritmo de buscar soluciones explorando adecuadamente todo el espacio de soluciones.
- **Explotación:** es la capacidad que tiene un algoritmo de buscar soluciones alrededor de los óptimos locales.

3. 4 DESCRIPCIÓN DEL MÓDULO DE OPTIMIZACIÓN

Figura 11 Módulo Optimizador



Fuente: Autores

En el área del diseño mecánico son muy comunes los problemas que requieren una optimización multi-objetivo. En este tipo de optimizaciones, es probable que el espacio de búsqueda resulte ser de alta complejidad. Esto puede causar complicaciones a cualquier método estocástico debido a la existencia de múltiples puntos de inflexión. La explotación y la exploración son factores claves para evitar la convergencia en mínimos locales y a la vez para promover una búsqueda eficiente sobre todo el espacio de soluciones.

El módulo de optimización desarrollado se compone principalmente por dos submódulos que contienen algoritmos de optimización diferentes: Particle Swarm Optimization (PSO) y Genetic Algorithms (GA).

3.4.1 PARTICLE SWARM OPTIMIZATION (PSO)

Figura 12 Coreografía de aves que inspira el método de PSO



Fuente: www.listofimages.com/birds-vortex-animal.html

Es una técnica de optimización estocástica que se basa en un modelo de población para realizar la búsqueda de la mejor solución de un problema.

Es un algoritmo bio-inspirado creado por el Dr. Russell Eberhart and Dr. James Kennedy en 1995. Inicialmente su función era representar un ejemplo de la vida real un sistema social simplificado. Este algoritmo imita las coreografías de las bandadas de los pájaros o de los cardúmenes de peces para buscar alimento. Un tiempo después se dieron cuenta de que este algoritmo podía ser usado para optimizar diferentes tipos de problemas.

El sistema es inicializado con una población de soluciones aleatorias y busca el óptimo mediante la actualización de las generaciones. A diferencia de Algoritmos Genéticos estos no tienen mutación ni cruzamiento.

Las partículas vuelan a través del espacio de búsqueda del problema siguiendo una relación entre el óptimo de la partícula y el óptimo del enjambre.

3.4.1.1 Terminología

- **Partícula:** es un elemento de la población, el cual tiene una posición y una velocidad en el espacio de búsqueda. Además es capaz de recordar su mejor posición y saber la mejor solución del enjambre.
- **Posición:** se refiere a la solución que tiene la partícula durante una iteración en un espacio de búsqueda. La posición puede ser unidimensional, bidimensional, tridimensional y así sucesivamente, tiene tantas dimensiones como las del problema que se quiera optimizar. Por ejemplo si se quisiera optimizar la función $x^2 - y^2 + 2xy$, la posición de la partícula tendría 2 dimensiones y ésta sería x, y .
- **Velocidad:** es un parámetro que afecta a la posición actual de la partícula, y de esta forma permite calcular la nueva posición. Esta velocidad no es físicamente correcta en el sentido mecánico ya que es más un ΔX , sin embargo este es el término utilizado en la literatura. Al igual que la posición tiene el mismo número de dimensiones del problema y es diferente para cada partícula y cada dimensión. Depende del $PBest$ y del $GBest$ para garantizar la convergencia, y de un factor aleatorio que garantiza la exploración del espacio de búsqueda.
- **Fitness:** se refiere al resultado de evaluar la posición de la partícula en la función a optimizar.
- **Pbest (local Best):** Es la mejor solución que ha encontrado la partícula a lo largo de toda su historia. Cada partícula recuerda su mejor posición.

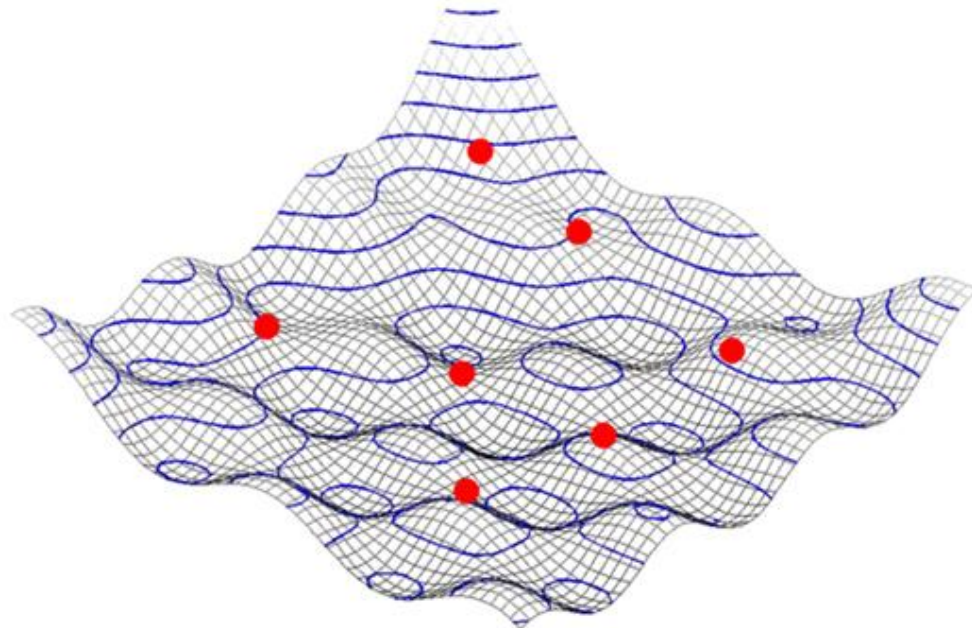
- **Gbest (Global Best):** Es la mejor solución que ha encontrado el enjambre. Todas las partículas recuerdan este valor.
- **Best Fitness:** Se refiere al resultado de evaluar la mejor posición de la partícula en la función a optimizar.
- **Best Global Fitness:** Se refiere al resultado de evaluar el Gbest o la mejor posición del enjambre en la función a optimizar.

3.4.1.2 Descripción general del algoritmo

Para entender mejor el funcionamiento, considere una función z con variables de x y y , i.e. $z(x,y)$ cuyo contorno se muestra en la figura 3.3, que desea ser optimizada para obtener el mínimo.

Lo primero que hace PSO es generar una población con unas soluciones aleatorias sobre el espacio de soluciones y evaluar el Fitness para cada una de ellas. En la imagen los puntos rojos representan gráficamente la posición en los ejes (X,Y) y el fitness, en el eje Z .

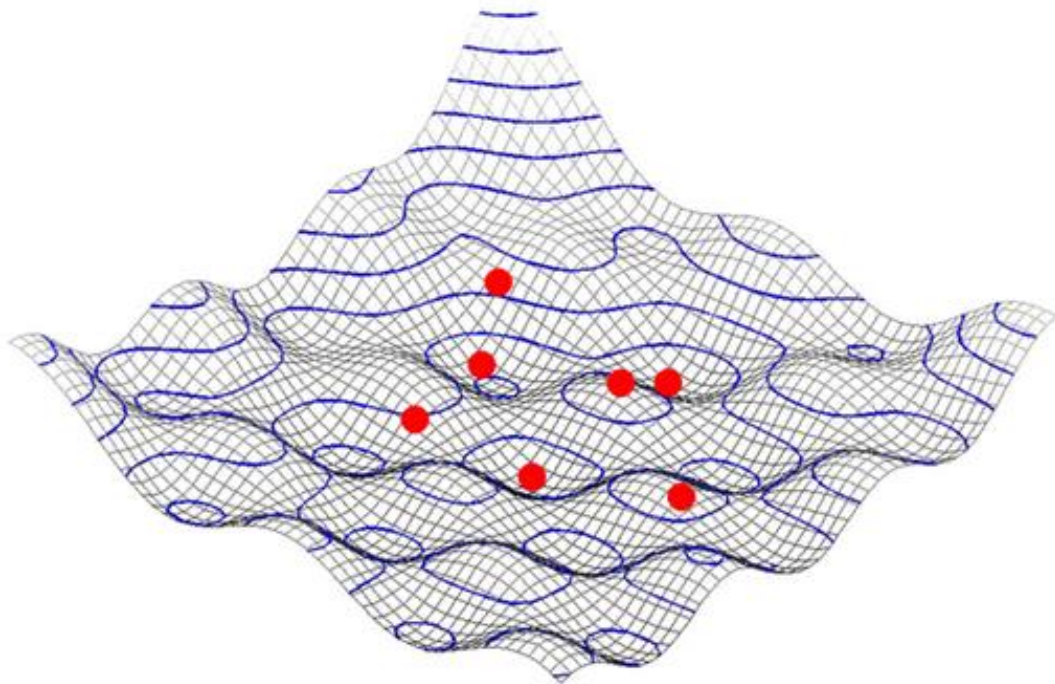
Figura 13 Funcionamiento de PSO



Fuente: http://www.itm.uni-stuttgart.de/research/pso_opt/pso_en.php

Seguidamente PSO, revisa cual partícula tiene el mejor fitness y lo almacena en el Best Global Fitness. Ahora, se calcula la velocidad de cada partícula, utilizando dos valores aleatorios. El primero de ellos afecta la parte dependiente de la mejor solución encontrada por la partícula, mientras que el segundo afecta la parte dependiente de la mejor solución encontrada por el enjambre. Una vez calculado la velocidad se procede a actualizar una a una las partículas con sus nuevas posiciones. Posteriormente se evalúa la función y se halla el fitness de la partícula. Se actualiza la mejor solución encontrada por el enjambre y el proceso se repite hasta que se alcance la condición de parada.

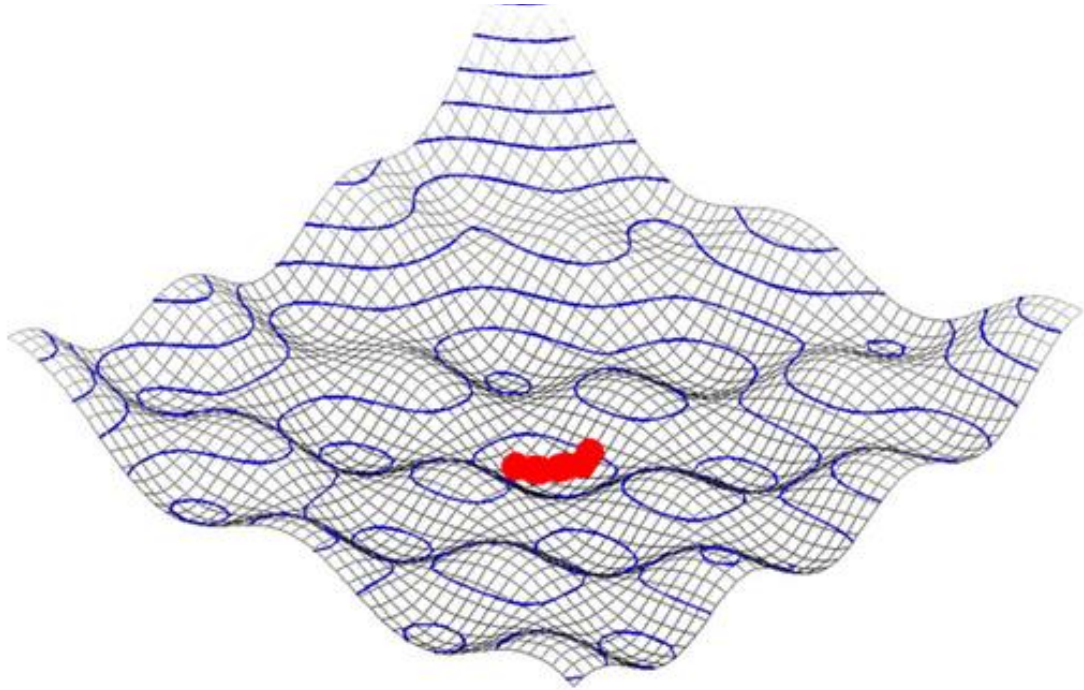
Figura 14 *Funcionamiento de PSO 2*



Fuente: http://www.itm.uni-stuttgart.de/research/pso_opt/pso_en.php

Finalmente una vez se cumpla el criterio de parada, se habrá llegado a la mejor solución. Dicho criterio de parada puede ser cuando se alcance el número máximo de iteraciones o cuando la condición de convergencia se cumpla.

Figura 15 Funcionamiento de PSO 3



Fuente: http://www.itm.uni-stuttgart.de/research/pso_opt/pso_en.php

3.4.1.3 PSO implementado por los autores

3.4.1.3.1 Actualización de la Posición y la Velocidad

Existen diferentes versiones para la actualización de la posición y de la velocidad. El algoritmo original de Dr. Eberhart y Dr. Kennedy

En las siguientes secciones se explica el posicionamiento inicial, la actualización de la velocidad y de la posición

3.4.1.3.1.1 Posicionamiento Inicial

Hallar la posición inicial es algo bastante sencillo. Lo que se hace es igualar la posición y la velocidad de la partícula a un número aleatorio. Generalmente esta inicialización se hace entre 0 y 1.

$$x_i = random \quad (3.7)$$

$$v_i = random \quad (3.8)$$

En la herramienta computacional creada, debido a que en muchas ocasiones la función puede no estar definida entre 0 y 1. Por lo tanto se adiciono la opción de una inicialización segura determinando los límites de las variables.

$$x_i = random * (High_{Limit} - Low_{Limit}) + Low_{Limit} \quad (3.9)$$

$$v_i = random \quad (3.10)$$

3.4.1.3.1.2 Actualización de la velocidad

La velocidad de la partícula i en la dimensión j en el instante $t + 1$, \widehat{V}_{ij}^{t+1} esta dada por la ecuación.

$$V_{i,j}^{t+1} = \chi * \overbrace{\left(\bar{\omega} * V_{ij}^t + c_1 * random_1 * (pbest_i - x_i) + c_2 * random_2 * (gbest_i - x_i) \right)} \quad (3.11)$$

Donde $random_1$ y $random_2$ son números generados aleatoriamente entre 0 y 1. V_{ij} es la velocidad de la partícula en el instante actual. Por otro lado χ es el factor de constricción y está dado por:

$$\chi = \frac{2}{2 - (c_1 + c_2) - \sqrt{(c_1 + c_2)^2 - 4 * (c_1 + c_2)}} \quad (3.12)$$

Donde c_1 y c_2 son constantes positivas.

El factor de constricción es una modificación que Clerc *et al.* le hicieron al PSO original por con el fin de garantizar la convergencia del algoritmo ya que para muchos problemas la versión estándar generaba una explosión de las partículas, es decir que las coordenadas de la velocidad y de la posición tendían a irse hacia infinito.

Para garantizar la convergencia, se debe cumplir el siguiente criterio:

$$c_1 + c_2 > 4 \quad (3.13)$$

En este caso se asume que son iguales para garantizar un balance entre exploración y explotación

$$c_1 = c_2 = 2.05 \quad (3.14)$$

Por otro lado $\bar{\omega}$ es el factor de inercia. Este valor fue introducido en versiones posteriores para garantizar el balance entre la exploración y la explotación. Si $\bar{\omega} > 1$, el algoritmo tendera a realizar mayor exploración. En el caso contrario $\bar{\omega} < 1$ tendera a explotar más los óptimos locales. Para mejores resultados se aconseja que este valor sea dinámico, ya que una mala elección del valor del parámetro afectaría notablemente la velocidad de convergencia.¹⁰

$$\bar{\omega}_i = \bar{\omega}_{max} - \frac{\bar{\omega}_{max} - \bar{\omega}_{min}}{F_{max}} * F_i \quad (3.15)$$

Donde $\bar{\omega}_{min}$ y $\bar{\omega}_{max}$ son el valor mínimo y máximo que puede tomar el factor de inercia. F_i es el número de iteraciones que el algoritmo ha realizado hasta ese momento, y F_{max} es el número total de iteraciones permitidas.

Se aconseja tomar

$$\bar{\omega}_{min} = 0.4 \quad \bar{\omega}_{max} = 1.4 \quad (3.16)$$

3.4.1.3.1.3 Actualización de la posición

La actualización de la posición está determinada por la siguiente ecuación:

$$x_i^{t+1} = x_i^t + V_i^{t+1} \quad (3.17)$$

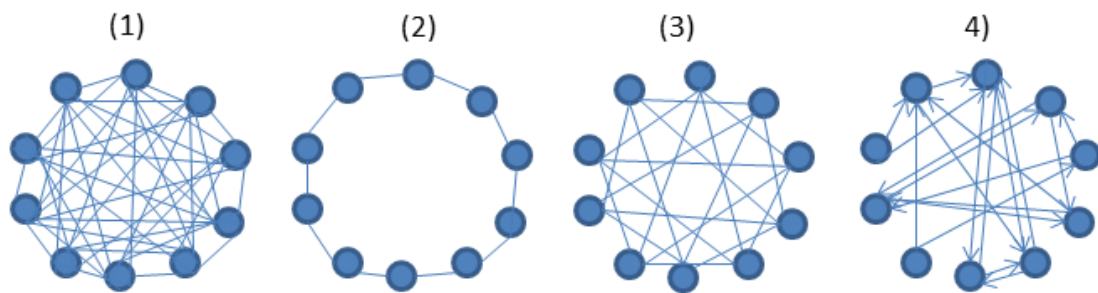
Donde x_i^{t+1} es la posición en el instante siguiente, x_i^t la posición actual y V_i^{t+1} la velocidad en el instante siguiente.

¹⁰

3.4.1.3.2 Determinación del GBest

Como se mencionaba en secciones pasadas, cada partícula tiene conocimiento de la mejor posición del enjambre, sin embargo existen versiones del algoritmo en las que las partículas sólo están conociendo la mejor posición encontrada en su vecindad. Las vecindades son subgrupos de partículas creados de acuerdo al tipo de topología. Las topologías existentes en la literatura se muestran en la figura 3.6

Figura 16 Tipos de topología



Graphical representation of (1) fully connected, (2) ring, (3) von Neumann and (4) random topology

Fuente: dev.heuristiclab.com/trac/hl/core/wiki/Particle%20Swarm%20Optimization

La configuración usada en este trabajo corresponde a la topología global, favoreciendo la explotación del espacio de búsqueda.

3.2.1.3 Ejemplo de aplicación de PSO

Para entender mejor el comportamiento de PSO considere el siguiente problema: Se desea fabricar 100 kg de hamburguesas. La carne de hamburguesa está compuesta por dos tipos de carnes, cuyo porcentaje de grasa y precio se muestran a continuación en la tabla 1.

Tabla 1 Descripción del problema ejemplo

Tipo de carne	% de carne	% de grasa	Precio [\$ / kg]
Res	80	20	0.8
Cerdo	68	32	0.6

Se desea minimizar el costo de producción C y se condiciona para que el porcentaje de la grasa de la hamburguesa no supere el 25 %. Si se asume que X es la cantidad de carne de res y Y es la cantidad de carne de cerdo, ambas en kg, El problema puede ser planteado de la siguiente forma

$$C = 0.8X + 0.6Y \quad (3.18)$$

Sujeto a las restricciones

$$grasa \leq 25 \% \quad (3.19)$$

Si el total de la carne es $X + Y$, entonces la restricción de la grasa se puede expresar como:

$$0.2X + 0.32Y \leq 0.25 * (X + Y) \quad (3.20)$$

Adicionalmente, la carne tiene que existir, por lo cual los valores deben ser positivos, así que:

$$X \geq 0 \quad (3.21)$$

$$Y \geq 0 \quad (3.22)$$

Y sujeto a la restricción de igualdad:

$$X + Y = 100 [kg] \quad (3.23)$$

Para solucionar este problema, se planea probar diferentes soluciones iterativamente hasta encontrar la cantidad óptima de carne res y de cerdo, sin embargo, este proceso iterativo debe seguir algunas reglas.

Se plantearán unos entes abstractos llamados partículas, que tendrán propiedades tales como la posición y la velocidad. Estas propiedades no tienen sentido físico alguno.

La posición es básicamente una solución actual al problema, inicialmente asignada a la partícula aleatoriamente. Por otro lado, la velocidad no es más que el

incremento de posición que tendrá esta partícula en el siguiente instante, entendiendo por instante una nueva iteración.

Así pues, el primer procedimiento a realizar será la creación de una población de partículas, cada una con una posición y una velocidad inicial aleatorias. Suponga que se crean solo cinco partículas por practicidad en la explicación, las posiciones y velocidades se muestran en la tabla 2.

Tabla 2 Posición y velocidad de la población inicial

Partícula 1		Partícula 2		Partícula 3		Partícula 4		Partícula 5	
Posición		Posición		Posición		Posición		Posición	
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
0	1	15	37	44	59	30	70	80	20
Velocidad		Velocidad		Velocidad		Velocidad		Velocidad	
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
3	6	18	7	27	44	2	3	1	0

Una vez creados los individuos de la población, es necesario probar que tan adecuadas son las posiciones asignadas a cada partícula. Esto se hace evaluando la posición de la partícula en la función objetivo.

La función objetivo para este problema en específico y las restricciones a las cuales está sometida la partícula son:

$$f(x, y) = 0.8 * x + 0.6 * y \quad (3.24)$$

Restricciones de igualdad:

$$X + Y - 100 = 0 \quad (3.25)$$

Restricciones de desigualdad:

$$7Y - 5X \leq 0 \quad (3.26)$$

$$-X \leq 0 \quad (3.27)$$

$$-y \leq 0 \quad (3.28)$$

Como puede observarse, las restricciones están despejadas de tal manera que se expresen como sigue:

$$\begin{array}{cc} \text{Desigualdad} & \text{igualdad} \\ \text{despejada} & \text{despejada} \\ \widehat{g}_i \leq 0, & \widehat{h}_i = 0 \end{array} \quad (3.29)$$

Donde los términos que harán parte de la función objetivo penalizada son:

$$\alpha * [\max(g_i, 0)]^{Dim} \quad (3.30)$$

$$\alpha * [\max(|h_i|, 0)]^{Dim} \quad (3.31)$$

Donde:

Dim: Número de dimensiones del problema (para el problema planteado $Dim = 2$)

α : Factor de penalización ajustable , su valor oscila entre 60 – 1000

max: Función que devuelve el máximo entre dos valores

Ahora, procedemos a convertir el problema restringido en un problema con una función objetivo penalizada mas no restringida, así:

$$C_p = (\text{función objetivo}) + (\text{Penalizaciones}) \quad (3.32)$$

$$C_p = \overbrace{(0.8 * X + 0.6 * Y)}^{\text{Función objetivo original}} + \widehat{60} * [\max(7Y - 5X, 0)^2 + \max(-X, 0)^2 + \max(-Y, 0)^2 + \max(|X + Y - 100|, 0)^2] \quad (3.33)$$

La evaluación de la posición de cada partícula, se realiza sobre la función objetivo y con esto se obtiene el fitness de cada una de las partículas, el cual es mostrado en la tabla 3.

Tabla 3 Fitness inicial

Partícula 1	Partícula 2	Partícula 3	Partícula 4	Partícula 5
Fitness	Fitness	Fitness	Fitness	Fitness
591001	2.17E6	2.236E6	6.936E6	76

Como se mencionó previamente, lo que se quiere es minimizar el costo total de la carne, por lo que el mejor fitness obtenido es claramente el de la partícula 5, el cual pasa a ser llamado *Best Global Fitness*, y es ahora una propiedad de todo el enjambre, por otro lado, todas las partículas se encuentran enteradas de la posición de la partícula 5 o también llamada *Best Global Position*.

La última propiedad que necesita ser definida para cada partícula es la mejor posición o *Best Position*. Cada partícula recuerda la mejor posición que ha tenido en el transcurso de las iteraciones. En este caso, al considerarse sólo la primera iteración, la partícula sólo ha tenido una posición, la cual será asignada como *BestPosition* parcialmente.

Las propiedades de todas las partículas se muestran en la tabla 4.

Tabla 4 Propiedades de las partículas iniciales

	Partícula 1	Partícula 2	Partícula 3	Partícula 4	Partícula 5
Fitness	591001	2.17E+06	2.24E+06	6.94E+06	76
Position	(0,1)	(15,37)	(44,59)	(30,70)	(80,20)
BestGlobalPosition	(80,20)	(80,20)	(80,20)	(80,20)	(80,20)
Best Position	(0,1)	(15,37)	(44,59)	(30,70)	(80,20)
Best Global Fitness	76	76	76	76	76
Velocity	(3,6)	(18,7)	(27,44)	(2,3)	(1,0)

Con estas propiedades será posible el cómputo del incremento de posición que habrá en la próxima iteración. La velocidad debe ser computada con la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \overbrace{Velocity_{ij}}^{t+1} = & (\chi * (Velocity_{ij} + 2 * rand()) * (BestPosition_{ij} - Position_{ij}) \\ & + 2 * rand() * (BestGlobalPosition_{ij} - Position_{ij})) \end{aligned} \quad (3.34)$$

Donde:

$t + 1$: siguiente instante de tiempo

χ : Factor de constricción determinado experimentalmente,

$$\chi = 0,72984 \quad (3.35)$$

$rand()$: Función que arroja un número aleatorio entre 0 y 1

$i, j \dots$: cada una de las dimensiones del problema (en este caso $i = x, j = y$)

Para facilidad de comprensión se realizará el cómputo completo de la nueva velocidad correspondiente a la partícula 1, utilizando la ecuación 3.34

Para la dimensión x:

$$\begin{aligned} Velocity_i = & (0,72984 * (3 + 2 * 0.34 * (0 - 0) + 2 * 0.81 * (80 - 0)) \\ & Velocity_i = 96,77 \end{aligned} \quad (3.36)$$

Para la dimensión y:

$$\begin{aligned} Velocity_j = & (0,72984 * (6 + 2 * 0.21 * (1 - 1) + 2 * 0.69 * (20 - 1)) \\ & Velocity_j = 23,515 \end{aligned} \quad (3.37)$$

De esta manera, se obtienen las velocidades para cada una de las partículas. Luego de esto, es posible avanzar en el tiempo y encontrarse con una nueva iteración en la cual, la posición será actualizada de la siguiente manera:

$$\overbrace{Position_{ij}}^{t+1} = Position_{ij} + Velocity_{ij} \quad (3.38)$$

Realizando el mismo procedimiento para todas las partículas obtenemos las posiciones mostradas en la tabla 3.5 para el instante $t = 2$.

Tabla 5 Posición y velocidad para cada partícula en la segunda iteración

Partícula 1		Partícula 2		Partícula 3		Partícula 4		Partícula 5	
Solución		Solución		Solución		Solución		Solución	
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
96,77	23,515	60.23	27.54	56.234	38.12	59.233	41.234	75.12	25.23

El proceso se repite consecutivamente hasta que se alcance la convergencia o se cumpla el número máximo de iteraciones. Al Final el resultado óptimo obtenido es:

$$x = 58.1815, \quad y = 41,5655, \quad Best\ Global\ Fitness = 71.5467 \quad (3.39)$$

La solución Analítica de este problema es:

$$x = 58.3, \quad y = 41,7, \quad Best\ Global\ Fitness = 71.64 \quad (3.40)$$

Como se puede observar PSO encuentra un óptimo muy similar al de la solución analítica. Note que a pesar que PSO encuentra una mejor solución aparente, él está violando mínimamente la restricción de igualdad. Para Mejorar esto se recomienda se use un factor de penalización mayor al asumido:

$$\alpha = 60 \quad (3.41)$$

En la siguiente sección se presenta una descripción más detallada de la implementación de PSO junto con el modelo asumido.

El procedimiento descrito anteriormente se resume en el siguiente Pseudo-código.

Para cada partícula

Inicializar en una posición aleatoria

End

Do

Para cada partícula

Calcular el fitness

Si el fitness es mejor que el mejor Best Position

Actualizar el Best Position y guardar la mejor posición

Si el fitness es mejor que el mejor Best Global Position

Actualizar el Best Global Position y guardar la mejor posición

End

Para cada partícula

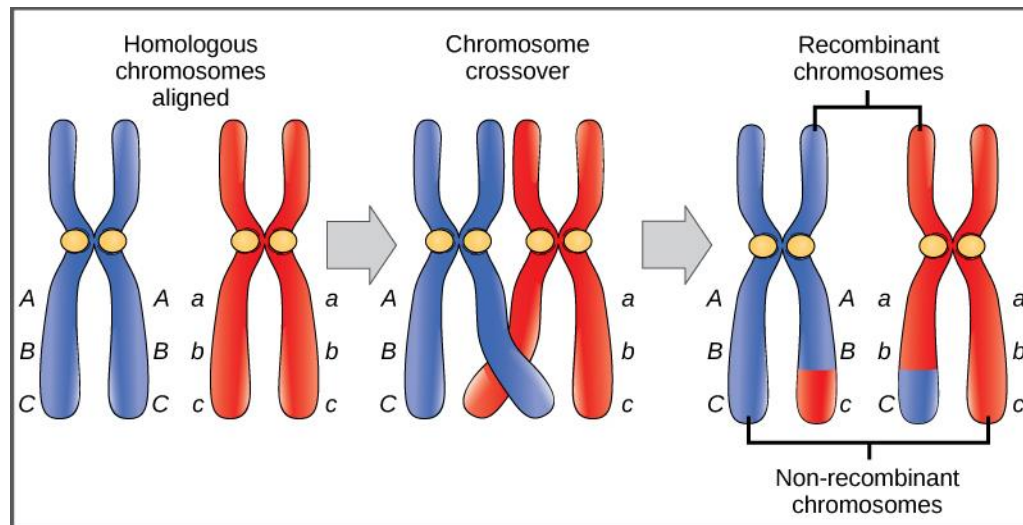
Calcular la velocidad de la partícula.

Actualizar la posición e cada partícula.

End

3.2.2 Genetic Algorithms (GA)

Figura 17 Cruce de cromosomas



Fuente: www.boundless.com/biology/biotechnology-and-genomics

La computación evolucionaria fue introducida en los años sesenta por Ingo Rechenberg y más adelante fue desarrollada y profundizada por otros investigadores tales como Jhon Holland, creador de los algoritmos genéticos.

La familia de los algoritmos genéticos presenta un modo de abordar problemas inspirado en la teoría de la evolución planteada por Charles Darwin. Los agentes que contienen soluciones al problema de optimización planteado son llamados cromosomas. Estos cromosomas son llevados a lo largo de varias generaciones, en forma similar a las poblaciones naturales, evolucionando de acuerdo a los principios de selección natural y supervivencia del más apto.

El proceso iterativo comienza con un conjunto aleatorio de soluciones tentativas, que constituye la población inicial. Los individuos más aptos tienen mayor oportunidad de reproducirse mediante cruzamiento. Los individuos menos aptos desaparecen luego de algunas generaciones. Cada nueva generación contiene una proporción más alta de las características más adecuadas, es por esto que después de varias iteraciones la población se va refinando más, consiguiendo mejores

respuestas al problema hasta que finalmente, los individuos convergen en una solución óptima.

3.2.2.1 Terminología

- **Cromosoma:** Al ser un algoritmo de optimización poblacional, es necesario que las soluciones a evaluar sean representadas por un agente. En los algoritmos genéticos, los agentes son los cromosomas. Haciendo analogía al fenotipo y al genotipo de los cromosomas en la naturaleza, es pertinente mencionar que los cromosomas en el algoritmo poseen una codificación binaria (genotipo) y representan un valor real dentro del problema (fenotipo).
- **Genes:** Son números binarios que representan la solución al problema en una iteración. Cada número representa una variable del problema, por ejemplo: la función objetivo $f(x) = x^2 + 2 * y + z$ tiene tres dimensiones y por lo tanto, cada cromosoma será inicializado con tres cadenas de bits.
- **Decodificación:** Consiste en la conversión de los números binarios contenidos en los genes de los cromosomas a valores continuos evaluables en la función objetivo.
- **Selección:** Como se mencionó previamente, a lo largo de las generaciones, sólo los individuos más aptos sobreviven y son seleccionados como padres de los nuevos cromosomas que estarán presentes en la siguiente generación.
- **Cruzamiento:** Durante el proceso de cruzamiento, los genes de los cromosomas seleccionados forman un nuevo grupo de cromosomas, los cuales poseen las características de sus padres.
- **Mutación:** La mutación representa a los cromosomas un cambio aleatorio dentro de su información genética. Estos cambios son principalmente originados por errores en el copiado de los genes de los padres.

- ***Fitness***: se refiere al resultado de evaluar los genes del cromosoma en la función a optimizar.
- ***Best Global Fitness***: Se refiere al resultado de evaluar el mejor cromosoma de la población en la función objetivo.

3.2.2.2 Descripción general del algoritmo

Los algoritmos genéticos se inicializan creando una población constante de cromosomas que toman valores aleatorios y cumplen con las restricciones de dominio de cada variable. Luego de esto es necesario evaluar el fitness de todos los individuos en la población.

La metodología del algoritmo entonces, consiste en generar una mejor población en cada generación o iteración, mediante el uso adecuado de operaciones tales como la decodificación, el cruzamiento, la selección y mutación sobre los individuos.

3.2.2.3 Ejemplo de aplicación de GA

Al igual que PSO, GA es un algoritmo poblacional en el cual se debe inicializar una población de individuos llamados cromosomas. Los cromosomas deben contener información sobre la solución que representan. Esta información se da por medio de números binarios o cadenas de bits llamados genes. Sin embargo, la evaluación de la función objetivo no puede hacerse mediante números binarios, por lo cual debe realizarse una operación para convertir éstos a valores continuos.

La conversión de los genes es llamada decodificación. Este proceso se realiza por medio de las restricciones de dominio que tenga cada variable, teniendo en cuenta la longitud escogida para las cadenas de bits.

La cadena binaria debe ser primero convertida a un número decimal, esto se hace por medio de la expresión:

$$Decimal = \sum_{i=0}^L Gen[i] * 2^L \quad (3.42)$$

Donde:

Gen[i] : gen i del cromosoma en cuestión

L: longitud total de la cadena de bits escogida

Considerando que L debe ser un valor determinado según la resolución que se quiera dar a los números continuos.

Una vez determinado el número decimal debe computarse el valor continuo que será directamente evaluado dentro de la función objetivo. Este cómputo depende de la restricción de dominio mostrada a continuación:

$$x_{low} < x < x_{high} \quad (3.43)$$

Donde:

x: es una variable cualquiera evaluada en la función

A partir del número decimal, se calcula el valor continuo con la siguiente expresión:

$$x = Decimal * \frac{(x_{high} - x_{low})}{2^L - 1} + x_{low} \quad (3.44)$$

En la tabla 3.6 se muestra un proceso de decodificación para una población creada de 5 cromosomas de 8 bits por cadena, con el fin optimizar el mismo problema planteado previamente.

Recordando que la sumatoria de los kilogramos de carne debe ser 100, Se plantea un dominio para cada variable así:

$$0 < x, y < 100 \quad (3.45)$$

Por lo cual:

$$x_{high} = 100 \quad (3.46)$$

$$x_{low} = 0 \quad (3.47)$$

Tabla 6 Cromosomas iniciales

Cromosoma	Genes	Decimal	x
1	11011001	217	85.0980392
	01011011	91	35.6862745
2	01110110	118	46.2745098
	01101111	111	43.5294118
3	00010101	21	8.23529412
	01011101	93	36.4705882
4	01011111	95	37.254902
	01010000	80	31.372549
5	10101011	171	67.0588235
	11110111	247	96.8627451

Para el cromosoma 1 tenemos que:

$$x = 217 * \frac{(100 - 0)}{2^8 - 1} + 0 = 85.098 \quad (3.48)$$

Como fue mencionado previamente, para cada dimensión del problema debe conocerse un dominio dentro del cual las variables pueden iterarse.

El proceso de selección de individuos, puede ser realizado por medio de múltiples métodos existentes en la actualidad. Para el ejemplo de aplicación se usará el método de la ruleta.

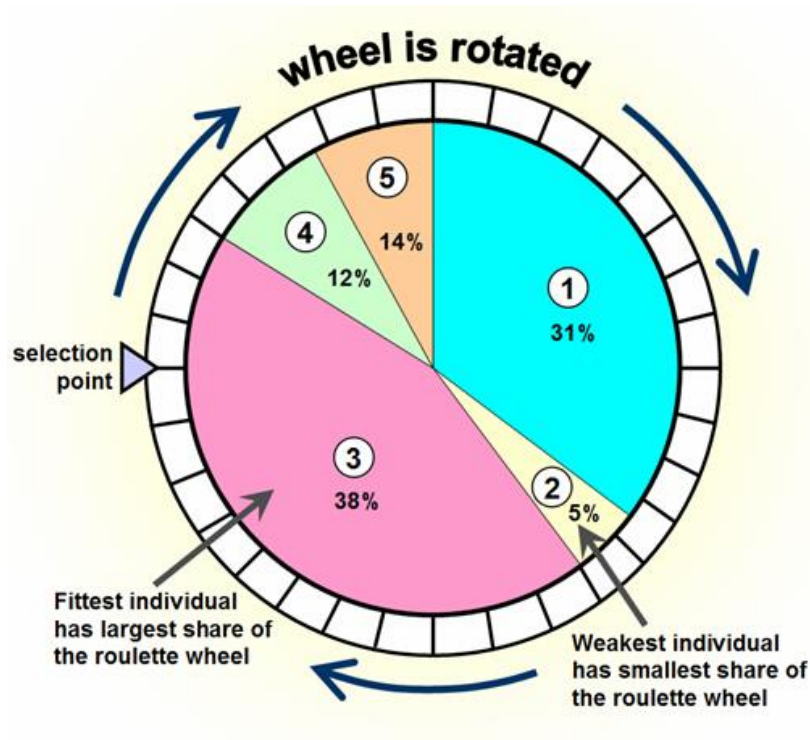
La metodología de este método consiste en tirar una ruleta un número de veces igual al número de cromosomas que se quieran escoger como padres para la siguiente operación, siendo:

S : Número total de cromosomas en la población

S_{keep} : Número de cromosomas escogidos como padres

Al tirar la ruleta, la probabilidad será más alta para los cromosomas con un fitness más bajo (ya que el módulo optimizador descrito opera problemas de minimización), con lo que podemos inferir que la ruleta tendrá porciones de diferente tamaño, tal y como se muestra en la figura 3-8.

Figura 18 Ilustración del método de la ruleta



Fuente: <http://i.stack.imgur.com/zBHSp.png>

La porción de ruleta que corresponde a cada cromosoma, llamada también Fitness

Ratio, se calcula como la relación entre el Fitness del cromosoma y la sumatoria de los Fitness de toda la población. Sin embargo, este enfoque tiene el problema de que cuando los números son negativos, el mayor Fitness Ratio se asigna al peor cromosoma.

Para evitar este tipo de problemas, debe realizarse previamente un escalado o normalizado del fitness, el cual consiste básicamente en restar el valor del mejor fitness encontrado dentro de los cromosomas descartados, por medio de la expresión:

$$ScaledFitness_i = Fitness_i - Fitness_{S_{keep}} \quad (3.48)$$

Donde:

ScaledFitness_i: Fitness escalado del cromosoma *i*

Fitness_{S_{keep}}: Fitness del mejor cromosoma descartado

De esta manera, se puede comenzar con el cómputo del Fitness Ratio para cada cromosoma por medio de la expresión:

$$Fitness_{Ratio\ i} = \frac{ScaledFitness_i}{(\sum_{I=0}^{I=S_{keep}} ScaledFitness_i)} \quad (3.49)$$

Finalmente, el cruzamiento de los padres escogidos resulta en una cantidad *S_{discarded}* de cromosomas que junto con los padres mantienen un tamaño de población constante.

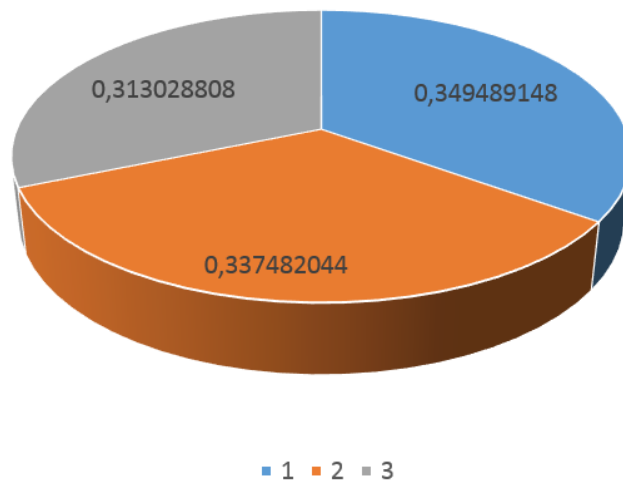
Para el problema específico que se viene desarrollando, se evalúa en la ecuación objetivo cada uno de los valores de *x*, los resultados son mostrados en la tabla 7.

Tabla 7 Fitness de los cromosomas

Cromosoma	Fitness	Scaled Fitness	Fitness Ratio
1	26008	-2903992	0.349489148
4	125778	-2804222	0.337482044
2	328966	-2601034	0.313028808
3	2.93E+06		
5	7.29E+06		
	SUMATORIA	-8309248	

Luego de esto, se define que el número de cromosomas descartados será de $S_{keep} = 2$, así pues, el Scaled Fitness debe ser calculado restando el valor del Fitness obtenido por la partícula 3. Luego de esto, dividiendo cada Fitness por la sumatoria de éstos, logramos encontrar la distribución de la ruleta mostrada en la figura 3.9.

Figura 19 Distribución de la ruleta para cada partícula en el problema ejemplo



Fuente: Autores

La ruleta se lanza 3 veces obteniendo los padres que van a sobrevivir hasta la siguiente operación llamada cruzamiento.

La operación del cruzamiento se hace entre dos de los cromosomas de la población seleccionada previamente. Este procedimiento consiste básicamente en el intercambio de las cadenas de bits entre los genes de cada cromosoma. Este intercambio se puede realizar también de acuerdo a diferentes métodos de cruzamiento.

Figura 20 Tipos de Cruzamiento

a) Cruzamiento de un punto



b) Cruzamiento de doble punto



Fuente: Autores

Tipos de cruzamiento: El cruzamiento de un solo punto mostrado en la figura 3.10a, consiste en intercambiar los bits existentes desde el punto de cruzamiento hasta el final de la cadena de bits. Por otro lado, el cruzamiento de doble punto mostrado en la figura 3.10b consiste en escoger dos puntos de cruce e intercambiar los bits sólo desde el primer punto de cruzamiento hasta el segundo punto de cruzamiento. Esta operación es realizada con cierta probabilidad P_c que debe ser mantenida dentro de un rango $0.5 < P_c < 0.9$.

Después de que se ha realizado el cruzamiento, toma lugar la mutación, la cual se realiza para evitar que todas las soluciones en la población caigan dentro de un óptimo local. La mutación cambia aleatoriamente ciertos bits en los genes tanto de

los cromosomas descendientes como de los padres. El número de mutaciones existentes en una generación estarán dados por la expresión:

$$Number_{mutations} = \mu * S * J * L \quad (3.50)$$

Donde:

μ : Porcentaje de bits que se intercambian

J : Número de dimensiones del problema

Entendiendo que el valor de μ es ajustable en el optimizador dependiendo del nivel de exploración que requiera cada problema en específico.

Figura 21 Descripción del proceso de mutación



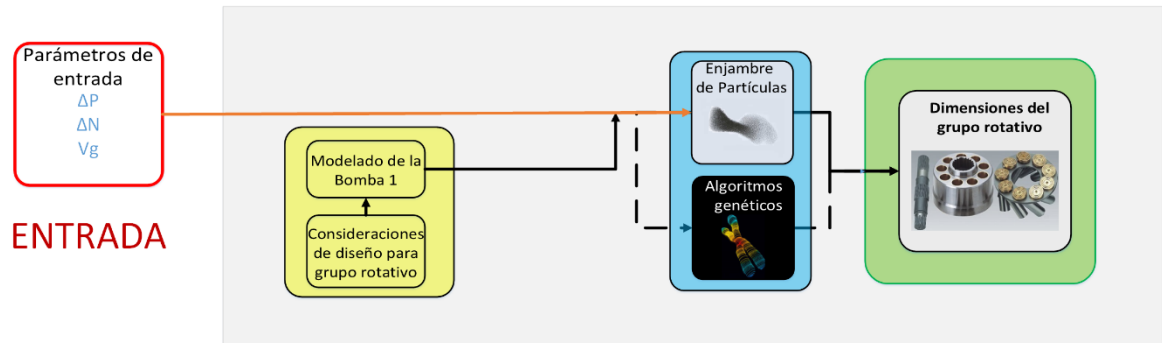
Fuente: Autores

En la figura 3.11, se muestra una población de 4 cromosomas en un espacio de búsqueda de 3 variables con una longitud de 8 bits por cadena en la cual el valor de μ es ajustado en un valor de 0.08, resultando así un número total de 8 mutaciones que ocasionan cambios en puntos aleatorios.

4. DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE LA BOMBA ASISTIDO POR COMPUTADOR

4.1 FASE DE OPTIMIZACIÓN Y DISEÑO PRIMARIA

Figura 22 Fase de optimización y diseño primaria



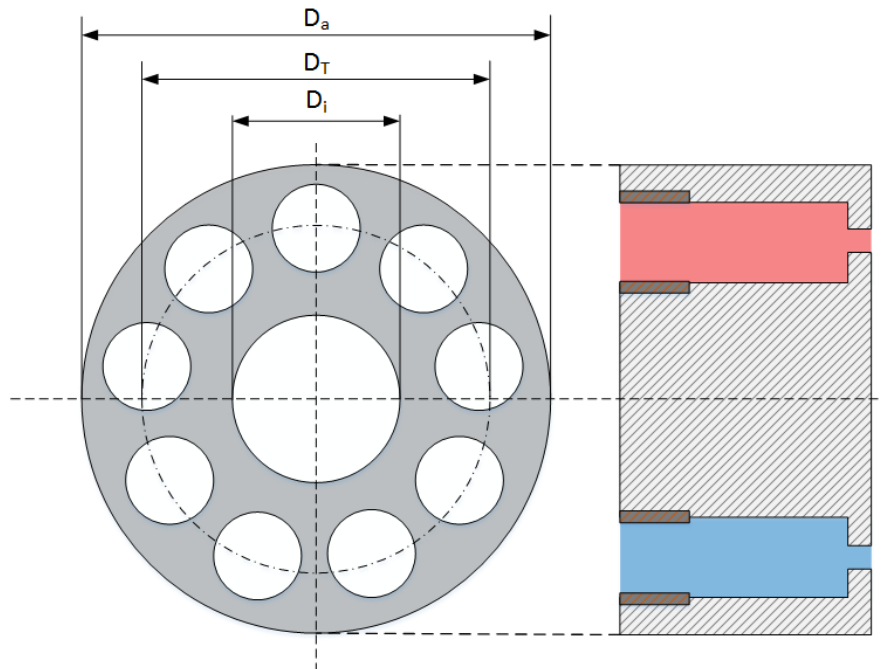
Fuente: Autores

En la primera fase de la herramienta se lleva a cabo el diseño del grupo rotativo de la bomba. La obtención de las dimensiones consiste en un proceso de optimización uní-objetivo (minimización del volumen de la bomba). Para la evaluación de la función objetivo se usa el modelo físico de la bomba seleccionando el punto de operación más crítico de la bomba (Presión máxima, y velocidad angular máxima) para realizar los cálculos. Posteriormente el optimizador que puede ser PSO o GA, genera una solución compuesta por 3 componentes: el ángulo de la placa inclinada, la longitud de la camisa del pistón y la longitud del pistón sobresaliente en el punto muerto superior. Seguidamente se evalúa la solución y se calcula las fuerzas y los momentos que actúan sobre los elementos críticos del grupo rotativo de la bomba, entre ellos el eje, el barril y los pistones entre otros. Con esto y teniendo en cuenta los estándares y factores de seguridad de la actualidad, se obtiene el diámetro del eje necesario para dicha solución. Posteriormente se calculan los rodamientos y se normaliza el eje con base en ellos. Finalmente se evalúa si bajo esa condición se cumplen las limitaciones físicas y geométricas. Con esto se obtiene una solución penalizada que le servirá al algoritmo para comparar con las soluciones obtenidas en otras iteraciones y por otras partículas. Como resultado de este proceso son

unas dimensiones que garanticen un diseño confiable, y seguro para continuar con la segunda parte de la optimización.

4.1.1 Descripción del proceso de optimización primario

Figura 23 Dimensiones básicas del barril



Fuente: Autores

4.1.1.1 Determinación de la función objetivo y sus restricciones

En orden de crear un diseño compacto, se orienta una primera optimización hacia la minimización del volumen del barril y la maximización del ángulo de inclinación de la placa de soporte, luego se define la función objetivo de la siguiente manera

$$f(x) = \frac{\pi}{4} * (D_a^2 - D_i^2) * (H_k + L_k) - \beta \quad (4.1)$$

Donde:

1. β : ángulo de inclinación de la placa
2. L_k : Longitud de la camisa del pistón
3. L_o : longitud del pistón expuesta en el punto muerto superior

4. D_a : *Diámetro exterior del Barril*

5. D_i : *Diámetros interior del Barril*

Son los parámetros cuyas magnitudes proporcionarán los agentes del optimizador escogido, ya sean partículas o cromosomas.

El término $\frac{\pi}{4} * (D_a^2 - D_i^2) * (H_k + L_k)$ se refiere al volumen del barril. Es posible considerar una mayor compacticidad de la bomba al minimizar esta dimensión, ya que este es el componente con el tamaño más significativo.

Se considera también, la maximización del ángulo β , en orden de lograr un menor diámetro de arreglo D_T . Sin embargo esta dimensión tiene una gran influencia sobre la magnitud de todas las fuerzas generadas sobre los componentes, lo que resulta en restricciones que deben ser consideradas para obtener el ángulo de inclinación máximo permisible.

La función objetivo propuesta para la primera optimización no posee directamente todas las variables que componen el espacio de búsqueda del algoritmo de optimización, es decir, las variables independientes de la función objetivo contienen implícitamente los valores obtenidos mediante la posición de cada partícula.

Los 5 parámetros de entrada a la aplicación son también necesarios para el cómputo y son incluidos dentro de la función objetivo como constantes, estos parámetros son:

1. V_g : *Capacidad volumétrica de la bomba*

2. P_{hp} : *Presión de descarga*

3. P_{lp} : *Presión de succión*

4. n_{max} : *Revoluciones por minuto máximas*

5. n_{min} : *Revoluciones por minuto mínimas*

Algunas relaciones tomadas del modelado físico matemático de la bomba, son incluidas como ecuaciones que usan los parámetros previamente definidos. Estas expresiones fueron deducidas en el capítulo anterior.

El manejo de restricciones en el módulo optimizador se realiza por medio de una función penalización. Algunas de estas restricciones son geométricas y otras hacen referencia a la resistencia mecánica de los componentes.

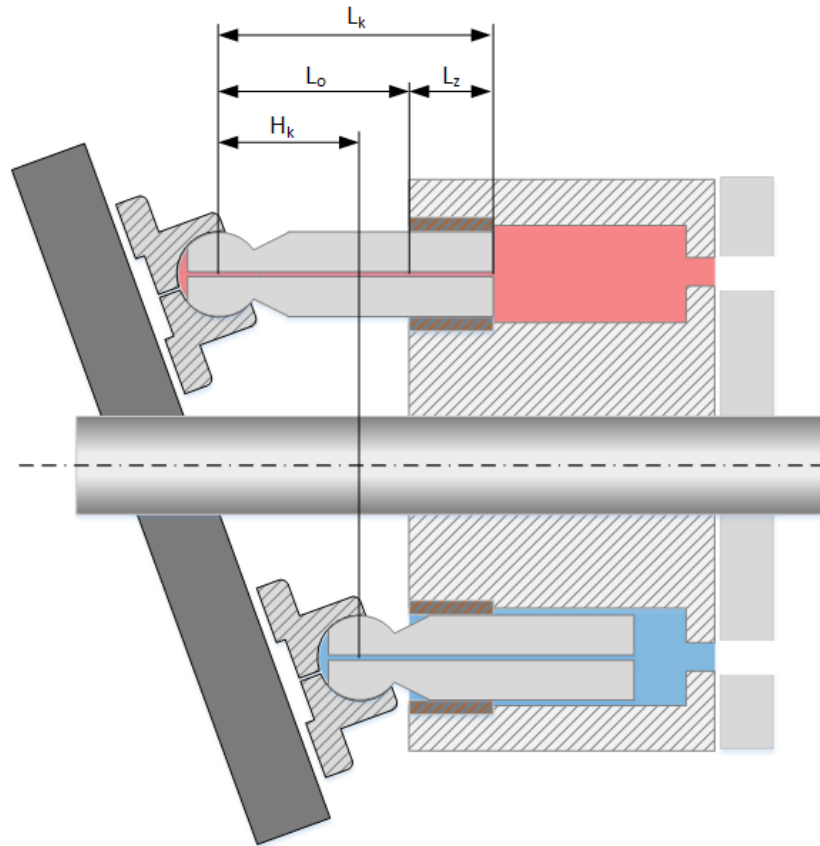
El diámetro del pistón, la longitud S descrita en la figura 4.9 y el diámetro de arreglo de los pistones, son dimensiones que deben restringirse para que tomen sólo valores positivos. Lo anterior se reduce a las expresiones:

$$d_k \geq 0 \quad (4.2)$$

$$S \geq 0 \quad (4.3)$$

$$Dt \geq 0 \quad (4.4)$$

Figura 24 Longitudes representativas del pistón.



Fuente: Autores

Según Ivantysyn e Ivantysynova¹¹, la relación entre la longitud de la camisa y el diámetro del pistón debe ser conservada en el rango especificado:

$$1.5 \leq \left(\frac{L_k}{d_k} \right) \leq 2.5 \quad (4.5)$$

Por otro lado, se deben tener en cuenta también algunas restricciones geométricas. El diámetro del eje multiplicado por un factor que considera el grosor de las espiras del resorte, no debe exceder el diámetro interno del barril y por otra parte, la longitud

¹¹ Ivantysyn Jaroslav y Ivantysynova Monika Hydrostatic Pumps and Motors [Libro]. - [s.l.] : Tech book international, 2002. - Primera. - ISBN 81-88305-08-1. Pág. 169.

l_o debe ser mayor o igual que la longitud de la carrera del pistón. De esta manera tenemos que:

$$L_o \geq H_k \quad (4.6)$$

$$D_s * 1.2 \leq D_i \quad (4.7)$$

Por último, se debe realizar un chequeo de resistencia de materiales sobre el pistón, en donde el esfuerzo al que está sometido es siempre menor que la resistencia del material.

$$\sigma_k \leq \sigma_{k \text{ perm}} \quad (4.8)$$

Cada una de estas restricciones de desigualdad debe ser transformada a la forma $g_i \leq 0$, donde g es un arreglo de las desigualdades descritas previamente. Luego de esto, es posible el cómputo de la magnitud de la penalización de la siguiente manera:

$$Pen = \sum_{i=0}^{\text{Numero de desigualdades}} \alpha * (\max(0, g_i))^2 \quad (4.9)$$

Donde:

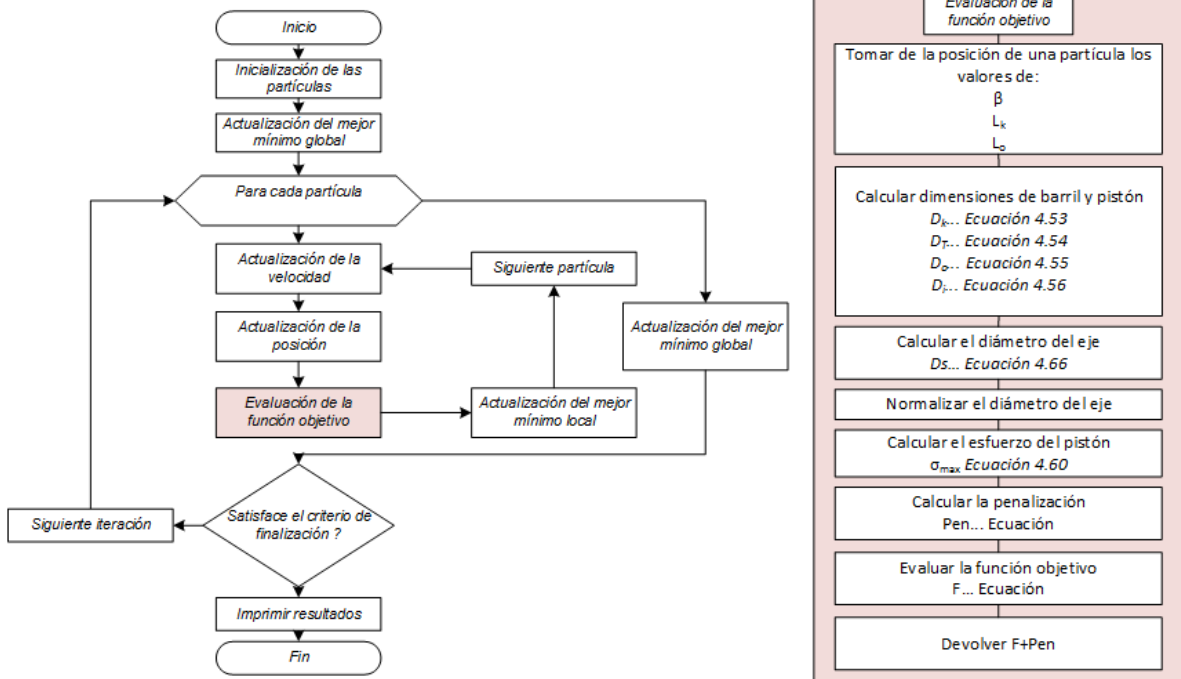
α : Factor de penalización

Pen : magnitud total de la penalización

\max : Función que devuelve el máximo entre los dos valores

La magnitud de Pen debe ser sumada a la evaluación de la función objetivo para computar el valor total que se da como fitness de la partícula.

Figura 25 Diagrama de flujo primera optimización



Fuente: Autores

4.1.2 Consideraciones de diseño preliminares

Existe una gran cantidad de configuraciones válidas para una bomba de pistones axiales. Esto da al diseñador libertad para decidir y preseleccionar una configuración a optimizar, según sea la conveniencia o la aplicación que se requiera.

Algunos de los parámetros a tenerse en cuenta antes de comenzar con el diseño formal de la bomba son:

- Número de pistones.
- Materiales de los componentes.
- Tipo de ensamble entre el pistón y la placa de puertos.

4.1.2.1 Número de Pistones

Es claro que el número de pistones es un parámetro de diseño bastante flexible, pero es necesario para el diseñador escoger el más conveniente. Al aumentar el número de pistones, podríamos obtener las siguientes ventajas:

- Menor masa en las partes rotantes.
- Mayor densidad de potencia.
- Reducción del grado de no uniformidad del flujo y el torque.
- La fuerza centrífuga de los pistones se reduce debido a la reducción del diámetro del arreglo de pistones, permitiendo velocidades de rotación mayores.

Algunas desventajas de un mayor número de pistones podrían ser:

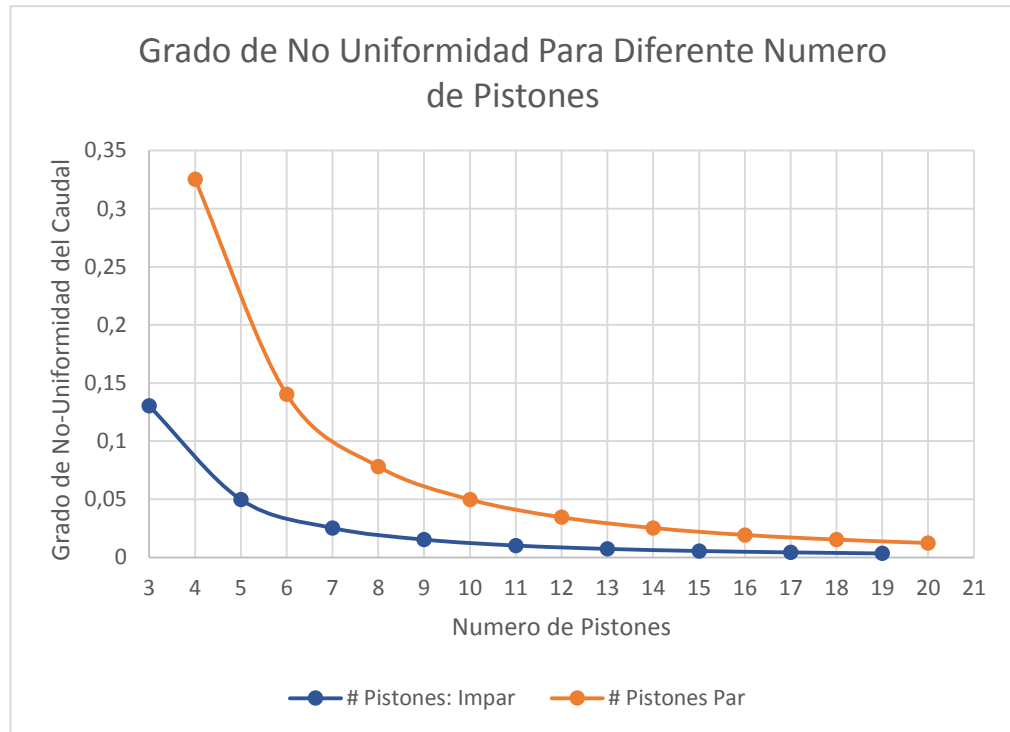
- Eficiencia volumétrica menor
- La velocidad circunferencial del pistón aumenta
- Los costos de manufactura se incrementan

Cabe también aclarar que un número impar de pistones nos proporcionaría un grado de no uniformidad del flujo y del torque menor, tal y como se muestra en la tabla 4.1 y en la gráfica 4.5.

Tabla 8 Grado de no uniformidad para número de pistones par e impar

Impar	Número de Pistones	3	5	7	9	11
	Grado de no Uniformidad	0.1303	0.0498	0.0253	0.0153	0.0102
Par	Número de Pistones	4	6	8	10	12
	Grado de no Uniformidad	0.3253	0.1403	0.0781	0.0498	0.0345

Figura 26 Grado de no uniformidad para diferente número de pistones



Fuente: Autores

Sin embargo, un número de par de pistones podría ser viable en algunos casos debido a que nos proporciona:

- La Posibilidad de diseñar la bomba con una fuerza axial constante actuando en el barril y en la placa de puertos, que además, disminuiría la producción de ruido.
- Una reducción de la frecuencia base del ruido audible en un 50%

De lo previamente mencionado, se hace notable que las ventajas de un número impar de pistones tienen una mayor relevancia, y es por esta razón que en la actualidad, las bombas de pistones axiales se encuentran disponibles en el mercado con un número impar de pistones que oscila entre 5, 7, 9 y 11 pistones. Una mayor cantidad de pistones no es viable debido al incremento de las pérdidas volumétricas y los costos de manufactura, sin representar una disminución significativa del grado de no uniformidad.

4.1.2.2 Materiales de los componentes

Comercialmente, el material de cada componente depende también del tamaño de la bomba. El barril puede ser fabricado en bronce para bombas pequeñas y para bombas de mayor tamaño puede usarse un acero endurecido, este es nitrocarburoizado en muchas aplicaciones. La resistencia del material del barril limita en gran medida el ángulo máximo permisible de la placa inclinada.

Los pistones son fabricados de acero endurecido, con una resistencia que oscila entre los 40 y 50 *Mpa*. La camisa que guía al pistón dentro de la cámara es fabricada de latón de alta resistencia

4.1.2.3 Tipo de ensamble entre el pistón y la placa de soporte

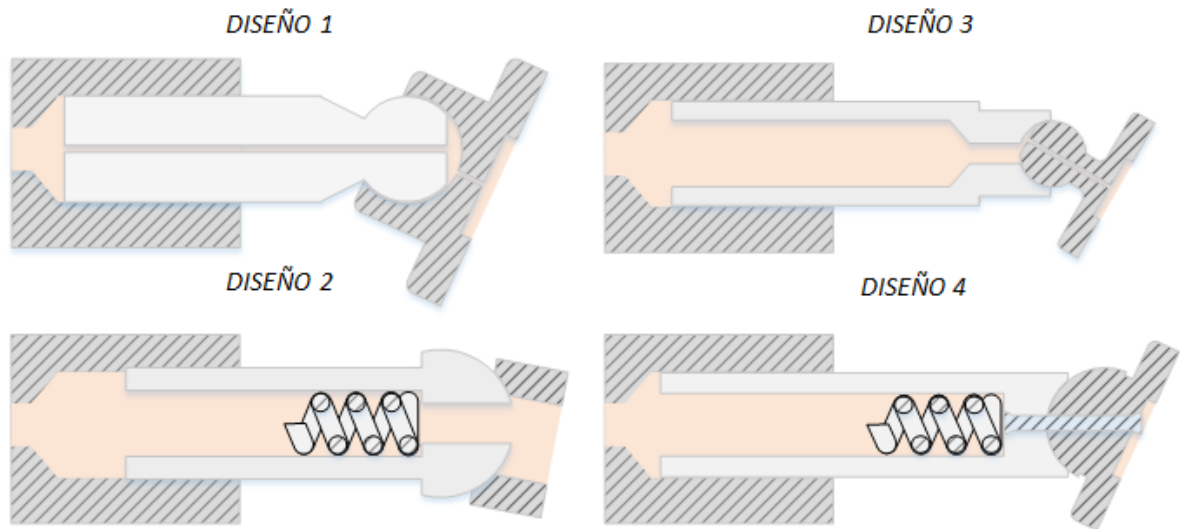
El ensamble del pistón y la placa inclinada es el encargado de transmitir las fuerzas del pistón cuando se da movimiento relativo, tratando de que ocurra mínima fricción entre las partes.

Existen dos tipos básicos de diseños para los pistones:

- Pistones de casco esférico
- Pistones con patín

Aunque con pistones de casquete esférico se presenta una menor carga sobre el conjunto cilindro pistón, la capacidad de carga de este conjunto está limitada por el esfuerzo máximo compresivo superficial entre el casquete esférico y la placa inclinada. Es por ello, que para bombas que operan en rangos de presión medios o altos, debe considerarse un balance hidrostático.

Figura 27 Tipos de diseño Pistón-Patín



Fuente: Autores

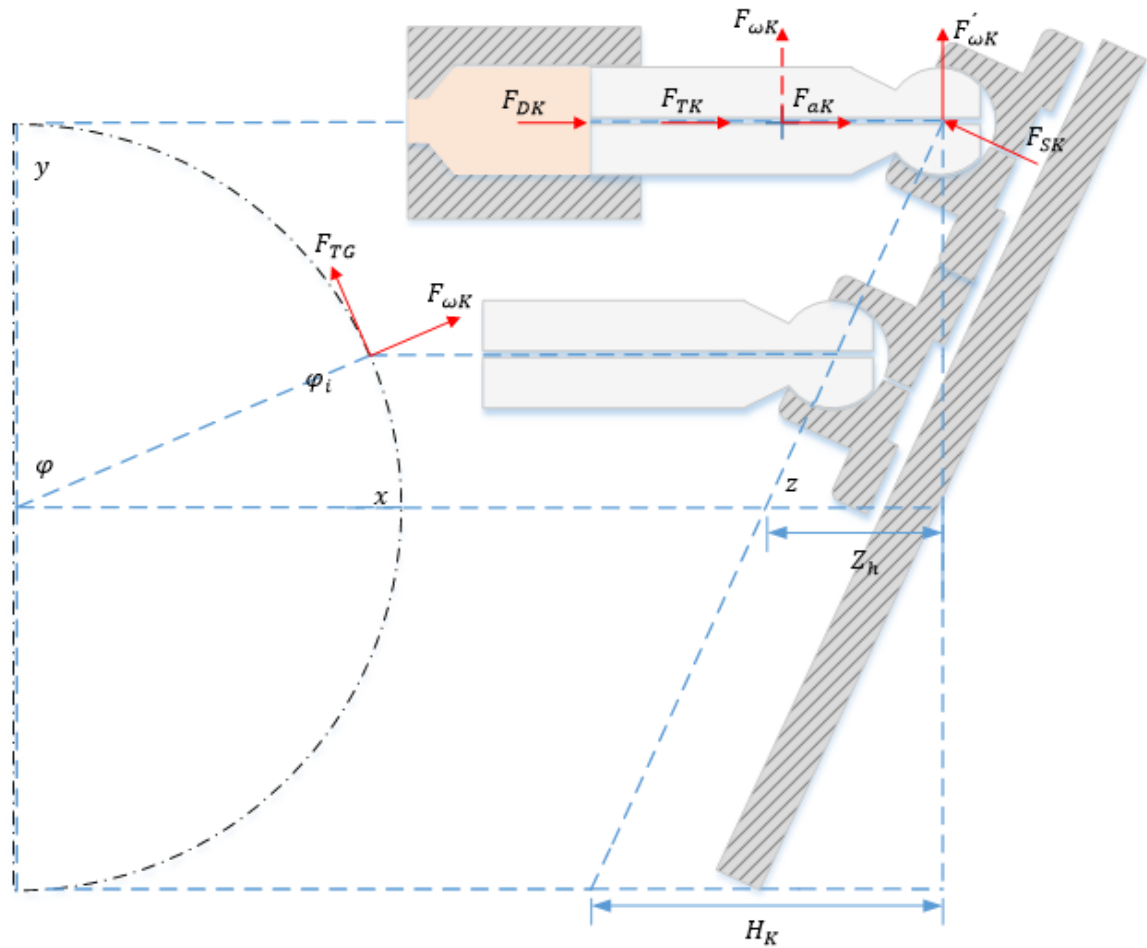
El diseño 1 permite una capacidad de carga casi ilimitada debido a que este posee un balance hidrostático. Aun cuando este diseño presenta el inconveniente de que el pistón queda sometido a un momento flector debido a la carga radial ejercida en la junta de bola, es uno de los más comunes actualmente.

Una solución al problema planteado anteriormente es mostrada en el diseño 2, en la cual, el patín no está unido con el pistón y es presionado contra el mecánicamente, este tipo de junta puede también ser balanceada hidrostáticamente.

Los pistones hembra comunes como los del diseño 3, generan un menor momento flector sobre el pistón debido a la disminución de la distancia entre el barril y la placa inclinada, pero tienen el problema de que las pérdidas de caudal son mucho mayores y además existe la posibilidad de que el patín se salga de su posición al presentarse incrementos en la aceleración. Es por esto que se crea un diseño 4 en el cual se utiliza una guía para conectar el patín y el pistón. Algunos autores consideran este último diseño poco práctico y costoso.

4.1.3 Modelado primario de la bomba.

Figura 28 Fuerzas en el pistón



Fuente: Autores

Como se ha mencionado anteriormente, es necesario definir un conjunto de ecuaciones que modelará el comportamiento físico de los componentes de la bomba de pistones axiales. Para el modelado del pistón macho, previamente escogido en las consideraciones de diseño, se plantea un diagrama de cuerpo libre en la figura 4.7 que contiene todas las fuerzas que actúan sobre éste, la nomenclatura de las fuerzas se expone a continuación:

F_{DK} : Fuerza de presión

F_{aK} : Fuerza inercial

$F_{\omega K}$: Fuerza Centrífuga

F_{SK} : Fuerza reactiva del patín

F_{TK} : Fuerza de fricción pistón – barril

F_{TG} : Fuerza de fricción patín – placa de soporte

Con respecto a las dimensiones de la bomba, se tiene la siguiente nomenclatura

D_T : Diámetro del arreglo de los pistones

d_k : Diámetro del pistón

A_k : Area transversal del pistón

β : Angulo de inclinación de la placa de soporte

φ : Posición angular del pistón

R_G : Radio exterior de la base del patín

r_G : Radio interior de la base del patín

Para un análisis más profundo de la función objetivo planteada en la primera optimización, con la cual se obtienen las dimensiones del grupo rotativo, se deducen todas las magnitudes escalares y vectoriales, así como las subcomponentes de dichas fuerzas.

La fuerza más influyente y de mayor magnitud es claramente aquella debida a la presión existente en la cámara de desplazamiento, la cual actúa sobre el pistón axialmente. Esta fuerza es calculada como el producto entre área del pistón y la diferencia de presiones entre la cámara de desplazamiento y la carcasa.

$$F_{DK} = A_K * (p - p_{case})$$

$$F_{DK} = \frac{\pi * d_K^2}{4} * (p - p_{case}) \quad (4.10)$$

$$\overrightarrow{F_{DK}} = F_{DK} \hat{k}$$

Donde p_{calse} es la presión de la carcasa y p puede oscilar entre la presión de descarga y la presión de succión de acuerdo a la posición angular el pistón.

Debido a la cinemática del pistón descrita previamente, es claro que se debe tener en cuenta una fuerza inercial que depende de la aceleración instantánea del pistón a_k y por lo tanto, es dependiente de la posición angular. Siendo ω la velocidad angular del grupo rotativo en radianes por segundo:

$$F_{aK} = -m_K * a_K$$

$$F_{ak} = m_K * \omega^2 * \left(\frac{D_T}{2}\right) * \tan \beta * \cos \varphi \quad (4.11)$$

$$\overrightarrow{F_{aK}} = F_{aK} \hat{k}$$

Es posible hacer el cómputo de la fuerza de aceleración máxima que podría presentarse en cualquier instante. De acuerdo a la cinemática del pistón, es cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior que se da la máxima aceleración. Por lo tanto, reemplazando $\varphi = 0$ en la ecuación 4.3 obtenemos la siguiente expresión:

$$F_{ak \max} = m_K * \omega^2 * \left(\frac{D_T}{2}\right) * \tan \beta \quad (4.12)$$

$$\overrightarrow{F_{aK \max}} = F_{aK \max} \hat{k}$$

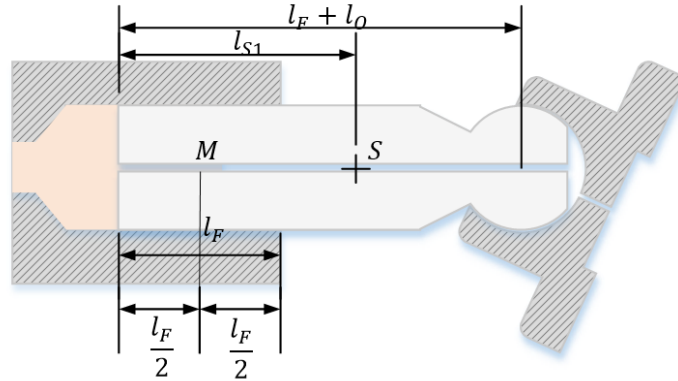
Dejando a un lado la aceleración lineal del pistón, se debe considerar también la aceleración centrífuga, que aunque puede no ser tan influyente, debe ser incluida si se requiere que el dimensionamiento del pistón sea mucho más estricto. Siendo a_u la aceleración centrífuga:

$$F_{\omega K} = m_K * a_u \quad (4.13)$$

$$F_{\omega K} = m_K * \frac{D_T}{2} * \omega^2$$

Esta fuerza esta aplicada sobre el centro de masa del pistón, lo cual no es muy conveniente. Para hacer más sencillos los cálculos se trasladará esta fuerza a la cabeza del pistón como se muestra en la figura 4.8.

Figura 29 Dimensiones importantes del pistón



Fuente: Autores

Haciendo sumatoria de momentos en el punto M tenemos:

$$F'_{\omega K} * \left((l_K + l_O) - \frac{l_F}{2} \right) = F_{\omega K} * \left(l_{S1} - \frac{l_F}{2} \right) \quad (4.14)$$

$$F'_{\omega K} = F_{\omega K} * \frac{l_{S1} - \frac{l_F}{2}}{(l_K + l_O) - \frac{l_F}{2}} \quad (4.15)$$

Siendo l_F la distancia del pistón que se encuentra encajado en el barril a cualquier posición angular. Esta dimensión está definida como:

$$l_F = l_K + R * \tan \beta * (1 - \cos \varphi) \quad (4.16)$$

$$F'_{\omega Kx} = F'_{\omega K} * \sin \varphi \quad (4.17)$$

$$F'_{\omega Ky} = F'_{\omega K} * \cos \varphi \quad (4.18)$$

$$\vec{F}'_{\omega K} = F'_{\omega Kx} \hat{i} + F'_{\omega Ky} \hat{j} \quad (4.19)$$

Para la condición de máxima aceleración, Entendiendo que en el punto muerto superior $\varphi = 0$ y $l_F = l_K$

$$F'_{\omega K \max} = F_{\omega K} * \frac{l_{S1} - \frac{l_k}{2}}{(l_o + 0.5 * l_k)} \quad (4.20)$$

Analizando cada componente de esta fuerza máxima, podemos observar que la componente en x es nula, mientras que la componente radial en esta posición es de magnitud máxima.

$$F'_{\omega Kx \max} = F'_{\omega K \max} * \sin(0) = 0 \quad (4.20)$$

$$F'_{\omega Ky \max} = F_{\omega K} * \frac{l_{S1} - \frac{l_k}{2}}{(l_o + 0.5 * l_k)} * \cos(0) \quad (4.21)$$

$$F'_{\omega Ky \max} = F_{\omega K} * \frac{l_{S1} - \frac{l_k}{2}}{(l_o + 0.5 * l_k)} \quad (4.22)$$

La fuerza de fricción pistón – barril que actúa sobre el pistón puede ser dividida en dos componentes, uno actuando en contra del movimiento del pistón en la dirección axial y otra actuando en la dirección circunferencial debido a la rotación del pistón.

$$F_{TK} = \int \tau * dA$$

$$F_{TK} = \int \mu * \frac{\partial v_K}{\partial y} * dA \quad (4.23)$$

$$\vec{F}_{TK} = F_{TK} \hat{k}$$

La fuerza reactiva del patín sobre el pistón se puede expresar en función de la fuerza inercial, la fuerza de fricción y la fuerza de presión, realizando una sumatoria de fuerzas en la componente axial.

$$F_{aK} + F_{TK} + F_{DK} = F_{SK} * \cos(\beta)$$

(4.24)

$$F_{SK} = \frac{F_{aK} + F_{TK} + F_{DK}}{\cos(\beta)}$$

Las componentes de estas fuerzas en la dirección axial y radial son:

$$F_{SKz} = -F_{SK} * \cos(\beta) \quad (4.25)$$

$$F_{SKy} = F_{SK} * \text{sen}(\beta) \quad (4.26)$$

$$\vec{F}_{SK} = -F_{SK} * \cos(\beta) \hat{k} + F_{SK} * \text{sen}(\beta) \hat{j} \quad (4.27)$$

Despreciando la fuerza de fricción $F_{TK} = 0$, y considerando la fuerza de aceleración máxima, tendremos una expresión para la fuerza reactiva máxima del patín sobre el pistón:

$$F_{SKy} = F_{SK} * \text{sen}(\beta) = (F_{aK} + F_{DK}) * \tan(\beta) \quad (4.28)$$

$$F_{SKy \max} = (F_{aK \max} + F_{DK \max}) * \tan(\beta) \quad (4.29)$$

Al igual que la anterior fuerza friccional descrita previamente, la fuerza de fricción que se produce entre el patín y la placa de soporte es de una magnitud mínima respecto a las demás fuerzas, es por esto que es posible considerar que para efectos de un cómputo inicial de las dimensiones básicas, ésta no sea tenida en cuenta. Sin embargo es pertinente aclarar que aunque esta fuerza tiene su origen en la superficie implicada, por el principio de acción y reacción actúa también en la cabeza del pistón. Partiendo de la definición del esfuerzo cortante es posible obtener una expresión útil para el cálculo posterior de la fuerza.

$$F_{TG} = \int \tau * dA$$

$$F_{TG} = \int \mu * \frac{\partial \omega * R}{\partial h} * dA$$

$$F_{TG} = \int_{r_G}^{R_G} \mu * \frac{\omega * R}{h_G} * 2 * \pi * r * dr$$

$$F_{TG} = \frac{\mu * \omega * R * 2 * \pi}{h_G} * \int_{r_G}^{R_G} r * dr$$

$$F_{TG} = \frac{\mu * \omega * R * 2 * \pi}{h_G} * \frac{R_G^2 - r_G^2}{2}$$

$$F_{TG} = \frac{\mu * \omega * R * \pi}{h_G} * (R_G^2 - r_G^2) \quad (4.30)$$

Siendo h_G la altura de la holgura de la interfaz analizada. La magnitud vectorial de esta fuerza se expresa de la forma:

$$\overrightarrow{F_{TG}} = F_{TGx} \hat{i} + F_{Tgy} \hat{j} \quad (4.31)$$

Siendo las dos componentes de esta fuerza:

$$F_{TGx} = F_{TG} * \cos(\beta) \quad (4.32)$$

$$F_{Tgy} = F_{TG} * \sen(\beta) \quad (4.33)$$

Es útil también definir las fuerzas totales en la componente axial y en la componente radial a las cuales estará sometido el componente, esto es porque en el dimensionamiento realizado de acuerdo a la resistencia del material deben ser usadas las fuerzas totales máximas.

Respectivamente, la fuerza total en la dirección axial y la fuerza total en la dirección radial a las cuales está sometido el pistón se expresan como sigue:

$$\overrightarrow{F_{AK}} = F_{SK} * \cos(\beta) \hat{k} \quad (4.34)$$

$$\overrightarrow{F_{RK}} = (F'_{\omega Kx} + F_{TGx}) \hat{i} + (F_{SKy} + F'_{\omega Ky} + F_{Tgy}) \hat{j} \quad (4.35)$$

La magnitud del vector fuerza radial está dada por:

$$F_{RK} = \sqrt{(F'_{\omega Kx} + F_{TGx})^2 + (F_{SKy} + F'_{\omega Ky} + F_{Tgy})^2} \quad (4.36)$$

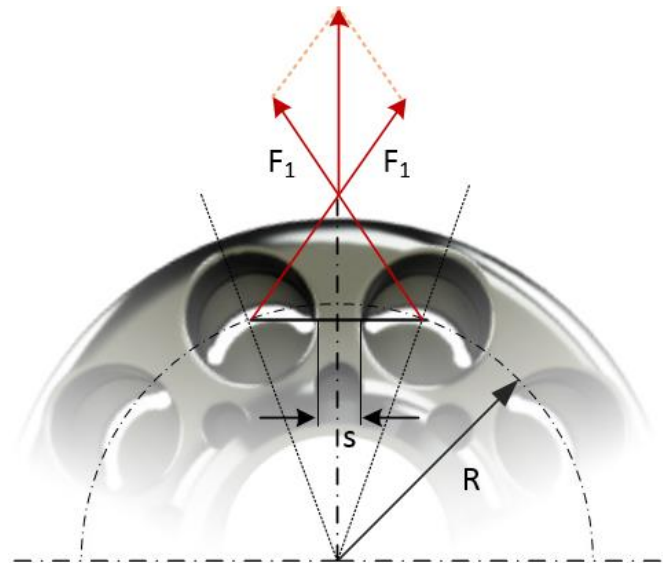
Despreciando La fuerza friccional y considerando las fuerzas máximas de aceleración y reactiva del patín sobre el pistón podremos obtener la fuerza radial máxima:

$$F_{RK \max} = F_{SKy \max} + F'_{\omega Ky \max} \quad (4.37)$$

Esta es la fuerza más influyente dentro del modelo pues es tomada en cuenta para el cómputo del esfuerzo máximo sobre el pistón.

Para el dimensionamiento del pistón, se analizará la sección transversal del barril que se encuentra sometida a un mayor esfuerzo. Las fuerzas generadas por la presión en dos cámaras consecutivas pueden descomponerse en las magnitudes vectoriales que se muestran en la figura 4.9. Los vectores mencionados pueden sumarse de tal manera que la fuerza resultante entre éstos, es la fuerza normal a la sección transversal más crítica del barril.

Figura 30 Análisis de esfuerzos en la sección crítica del barril



Fuente: autores

Siendo F_1 la fuerza generada por la presión de una cámara de desplazamiento, A_c el área presurizada, l_z es la profundidad del barril y ε el ángulo a lo largo de F_1 , tenemos que:

$$F_1 = p * A_c = p * d_k * \sin \varepsilon * l_z \quad (4.38)$$

$$\varepsilon = \frac{360^\circ}{4 * z} + 45^\circ \quad (4.39)$$

El área de la sección transversal más crítica mencionada previamente A_s , está dada por el producto entre la distancia S definida en la figura 4.9 y la profundidad del barril:

$$A_s = s * l_z \quad (4.40)$$

Siendo S determinada geoméricamente obteniendo la expresión:

$$s = \left(\frac{D_T}{2} * \sin \left(\frac{360^\circ}{2 * z} \right) - \frac{d_K}{2} \right) * 2 \quad (4.41)$$

Por lo tanto:

$$A_s = \left(\frac{D_T}{2} * \sin \left(\frac{360^\circ}{2 * z} \right) - \frac{d_K}{2} \right) * 2 * l_z \quad (4.42)$$

La fuerza resultante F_{Res} Es la sumatoria vectorial de las fuerzas generadas por presión F_1 de dos cámaras contiguas en el barril:

$$F_{Res} = F_1 * \sin(\varepsilon) * 2 \quad (4.43)$$

$$F_{Res} = (p * d_k * \sin^2(\varepsilon)) * 2 * l_z \quad (4.44)$$

El esfuerzo máximo que podría presentarse sobre el barril entonces estaría determinado por la ecuación:

$$\sigma = \frac{F_{Res}}{A_s} \quad (4.45)$$

Simplificando un poco la expresión y reemplazando:

$$\sigma = \frac{(p * d_k * \sin^2 \varepsilon) * 2 * l_z}{\left(\frac{D_T}{2} * \sin\left(\frac{360^\circ}{2 * z}\right) - \frac{d_K}{2}\right) * 2 * l_z} \quad (4.46)$$

$$\sigma = \frac{(p * d_k * \sin^2 \varepsilon)}{\left(\frac{D_T}{2} * \sin\left(\frac{360^\circ}{2 * z}\right) - \frac{d_K}{2}\right)} \quad (4.47)$$

$$\left(\frac{D_T}{2} * \sin\left(\frac{360^\circ}{2 * z}\right) - \frac{p * d_k * \sin^2 \varepsilon}{\sigma}\right) = \frac{d_K}{2} \quad (4.48)$$

Dividiendo toda la expresión por el diámetro del pistón:

$$\left(\frac{1}{2} * \frac{D_T}{d_k} \sin\left(\frac{360^\circ}{2 * z}\right) - \frac{p * \sin^2 \varepsilon}{\sigma}\right) = \frac{1}{2} \quad (4.49)$$

Podemos definir la relación $\frac{D_T}{d_k}$ en función de la siguiente expresión, partiendo de la ecuación para el cálculo del diámetro del arreglo.

$$D_T = \frac{4 * v_g}{\pi * d_k^2 * \tan(\beta) * z} \quad (4.50)$$

$$\frac{D_T}{d_k} = \frac{4 * v_g}{\pi * d_k^3 * \tan(\beta) * z} \quad (4.51)$$

De esta manera, Reemplazamos en la ecuación anteriormente obtenida para eliminar el diámetro del arreglo de pistones de la expresión, luego nos queda:

$$\left(\frac{1}{2} * \frac{4 * v_g}{\pi * d_k^3 * \tan(\beta) * z} \sin\left(\frac{360^\circ}{2 * z}\right) - \frac{p * \sin^2 \varepsilon}{\sigma}\right) = \frac{1}{2} \quad (4.52)$$

Despejando el diámetro del pistón d_k y teniendo en cuenta el valor del ángulo ε tenemos finalmente:

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{4 * V_g * \sin \frac{360^\circ}{2 * z}}{\pi * \tan \beta * z * \left(2 * p * \frac{\sin \left(\frac{360^\circ}{4 * z} + 45^\circ \right)}{\sigma} + 1 \right)}} \quad (4.53)$$

La anterior ecuación es de gran importancia y utilidad dentro de la función objetivo, ya que con ésta es posible calcular el diámetro del pistón conociendo la presión de operación, la capacidad volumétrica, el ángulo de inclinación de la placa, el número de pistones y el esfuerzo permisible del material, parámetros de los cuales la mayoría son conocidos.

Con esta dimensión es posible obtener la mayoría de dimensiones básicas del barril:

$$D_T = \frac{4 * v_g}{\pi * d_k^2 * \tan(\beta) * z} \quad (4.54)$$

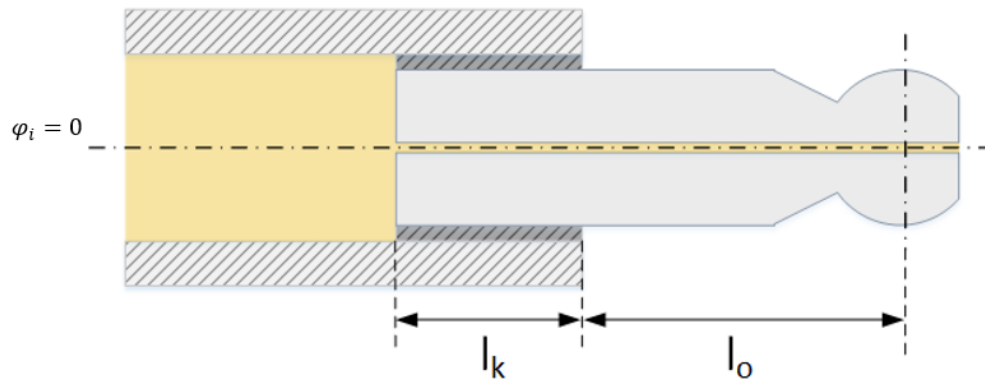
$$D_o = D_T + 2 * s + d_k \quad (4.55)$$

$$D_i = D_T + 2 * s - d_k \quad (4.56)$$

Al ser calculada una dimensión tan relevante como lo es el diámetro del pistón, es importante resaltar que sólo se tiene certeza hasta el momento de que el barril no fallará. Sin embargo, es necesario chequear también la resistencia del pistón, teniendo en cuenta que para este diseño de pistón considerado, las fuerzas flectoras son elevadas.

En las consideraciones de diseño se escogió el diseño del pistón con un guiado corto, que incluye una camisa cuya longitud es igual a la longitud del pistón que se encuentra dentro de la cámara en el punto muerto superior, tal como se muestra en la figura 4.10.

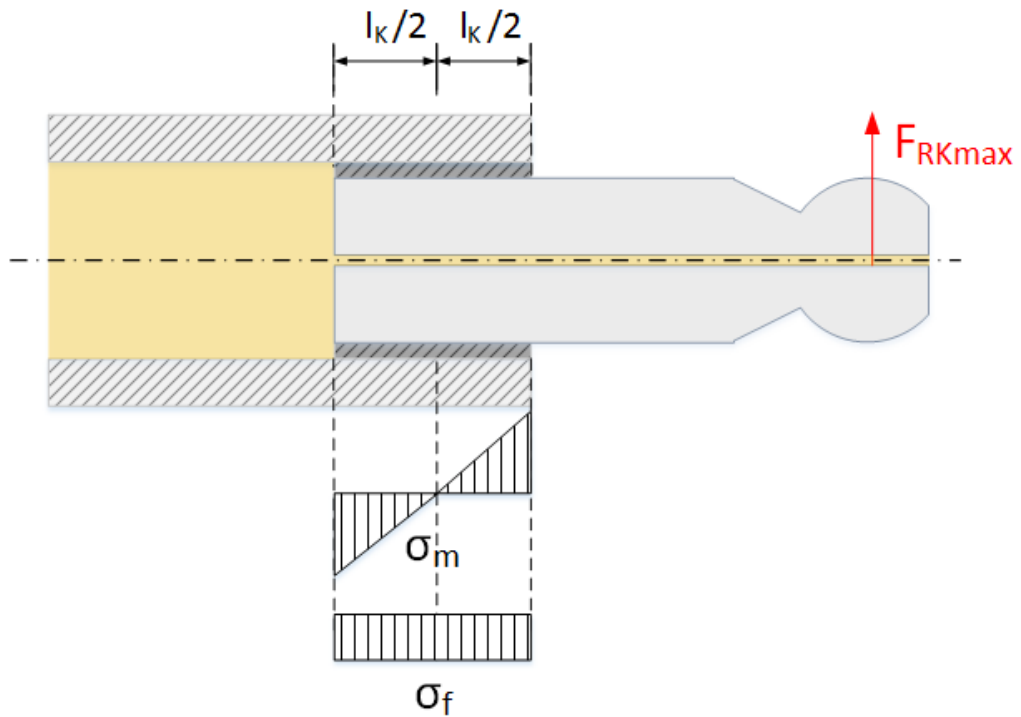
Figura 31 Longitud de la camisa del barril y longitud sobre saliente del pistón



Fuente: Autores

Según fuentes consultadas la relación entre el diámetro del pistón y la longitud total $l_k + l_o$ del pistón debe mantenerse en un rango admisible de $1,5 < \frac{d_k}{l_k + l_o} < 2,5$ para un funcionamiento adecuado de este tipo de diseño.

Figura 32 Análisis de esfuerzos en el pistón



Fuente: Autores

El esfuerzo superficial producido por la fuerza radial máxima, se puede calcular con la relación entre dicha fuerza y el área de contacto entre el pistón y la cámara de desplazamiento, resultando la expresión:

$$\sigma_f = \frac{F_{RK}}{d_K * l_K} \quad (4.57)$$

El esfuerzo compresivo estaría dado por la ecuación:

$$\sigma_M = \frac{6 * F_{RK \max} * (L_0 + \frac{l_K}{2})}{d_K * l_K^2} \quad (4.58)$$

El esfuerzo máximo total que podría presentarse en el pistón en cualquier posición angular, es entonces la sumatoria de los dos esfuerzos descritos previamente.

$$\sigma_{max} = \sigma_F + \sigma_M \quad (4.59)$$

$$\sigma_{max} = \frac{6 [F_{RK \max} * (l_0 + \frac{l_K}{2})]}{d_K * l_K^2} + \frac{F_{RK \max}}{d_K * l_K} \quad (4.60)$$

La anterior expresión debe ser comparada con el esfuerzo máximo permisible del material del pistón, teniendo en cuenta un factor de seguridad previamente definido.

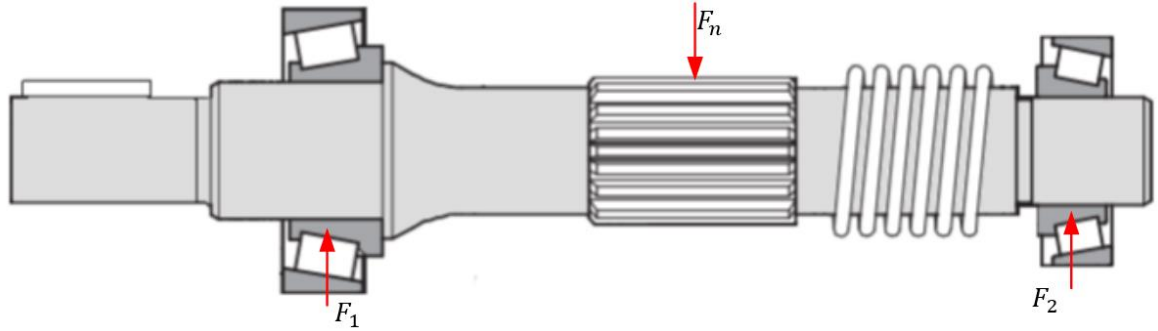
Siendo σ_k el esfuerzo permisible tenemos que:

$$\sigma_k \geq \sigma_{max} \quad (4.61)$$

El diámetro interior del barril, definido una vez se establezca el diámetro del pistón, debe ser mayor que el diámetro del eje. Es por esta razón que para obtener unas dimensiones básicas adecuadas, es necesario calcular el diámetro del eje y normalizarlo.

A continuación se presenta el diagrama de cuerpo libre para el eje de la bomba:

Figura 33 Análisis de fuerzas en el eje



Fuente: Autores

Para el cálculo de la fuerza flectora que actúa en la zona estriada del eje, se hace una sumatoria de todas las fuerzas de presión generadas por las cámaras de desplazamiento en la posición más crítica, es decir, cuando la mayor cantidad de pistones posibles se encuentran en la zona de alta presión. La fuerza de presión total nos queda:

$$F_{dk} = \left(\frac{Z}{2} + 0.5\right) * F_{dkhp} + \left(\frac{Z}{2} - 0.5\right) * F_{dklp} \quad (4.62)$$

Donde F_{dkhp} es la fuerza de presión de una cámara en el puerto de descarga y F_{dklp} es la fuerza de presión de una cámara en el puerto de succión.

$$F_{dkhp} = P_{hp} * A_k$$

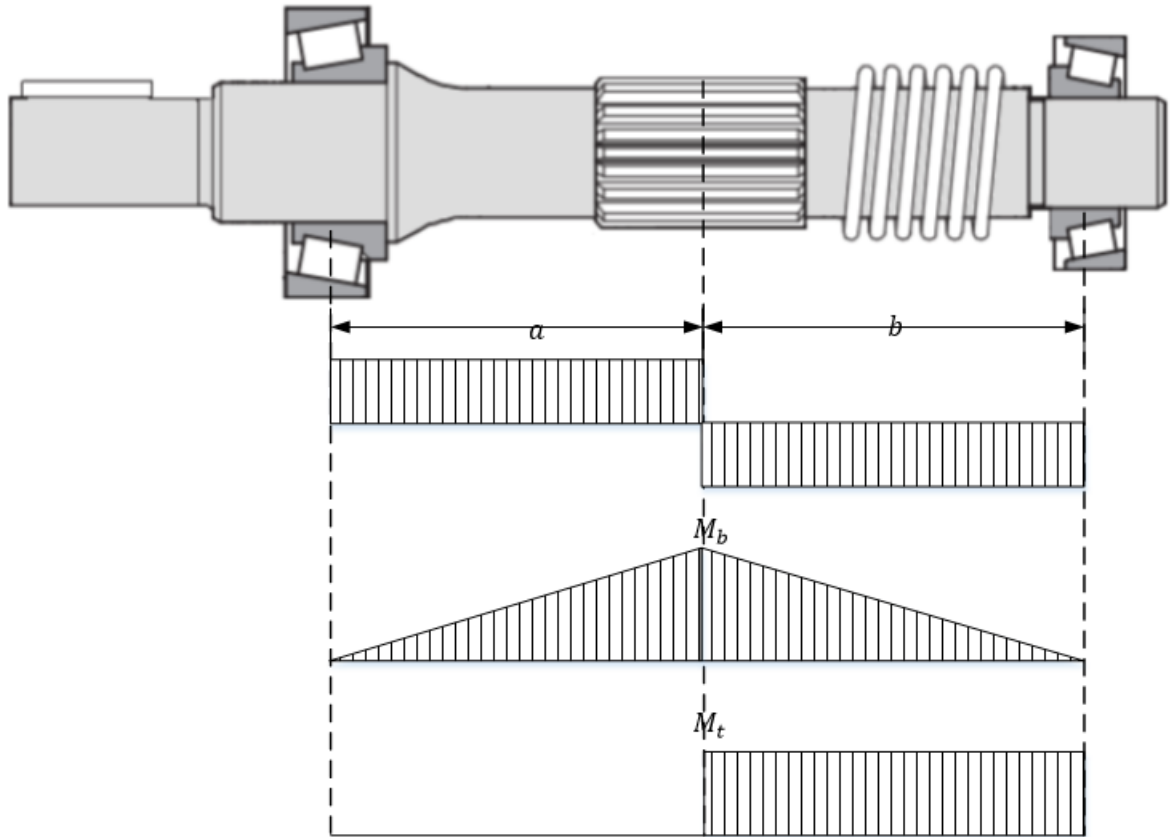
$$F_{dklp} = P_{lp} * A_k$$

La componente de esta fuerza total de presión que actúa sobre el eje puede calcularse con la expresión:

$$F_n = F_{dk} * \tan(\beta) \quad (4.63)$$

Esta componente es la fuerza flectora en el eje.

Figura 34 Análisis de esfuerzos en el eje



Fuente: Autores

El momento máximo generado por la fuerza flectora dependerá de las distancias a y b previamente definidas:

$$M_b = F_n * \frac{a * b}{(a + b)} \quad (4.64)$$

El momento torsor se calculará por medio de la ecuación usada para el torque de cualquier bomba de desplazamiento positivo:

$$M_t = \frac{(P_{hp} - P_{tp})V_g}{2 * \pi} \quad (4.65)$$

Teniendo los valores de los momentos torsor y flector máximo, es posible hacer uso de la ecuación correspondiente a la línea de Goodman¹² para estimar el diámetro del eje permisible, teniendo en cuenta tanto las resistencias del material como el factor de seguridad.

$$D_s = \sqrt[3]{\left(32 * \frac{Mb}{\pi} + \sigma_s * \sqrt{3} * \frac{16 * Mt}{S_{uts} * \pi}\right) * \left(\frac{N_{sfs}}{\sigma_s}\right)} \quad (4.66)$$

Este diámetro calculado debe ser normalizado a un valor superior de diámetro estándar, para de esta manera llevar a cabo la selección de los rodamientos de rodillos cónicos, los cuales, según algunos fabricantes¹³ son los más adecuados para este tipo de bomba.

4.2 FASE DE OPTIMIZACIÓN Y DISEÑO SECUNDARIA

La optimización del diseño de la placa de puertos de la bomba de pistones axiales, no es una tarea sencilla y mucho menos si se hace manualmente. El diseño implica conocer los parámetros de la placa de puertos y analizar la influencia que tienen estos sobre los objetivos como son la minimización del ruido y la eficiencia. Además es necesario colocar una serie de restricciones para evitar que no existan sobre picos de presión y/o cavitación. Los procesos tradicionales de diseño involucran métodos iterativos en los que se evalúa la influencia al cambiar parámetros uno a uno los parámetros para luego interrelacionarlos. Esto es un proceso bastante dispendioso, que representa un reto por lo que en la mayoría de casos requiere de la ayuda de software que permita simular estos cambios.

El uso de un software que asista en la optimización de la bomba de pistones axiales, les permite a los ingenieros y diseñadores, crear y evaluar diferentes diseños, al igual que innovar con materiales y geometrías sin mucha dificultad. En el pasado

¹² Línea derivada del método de Goodman para fatiga bajo esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles

¹³ Atos y Rexroth Bosch

varios autores¹⁴ han hecho grandes avances en los modelos tanto como para simular la respuesta de la bomba como para optimizar el diseño de esto. En el modelo de ellos la optimización se llevaba a cabo mediante el uso de MOGA (Multi Objective Genetic Algorithms).

En el presente trabajo se explora la eficiencia y eficacia de un algoritmo MOPSO (Multi Objective Particle Swarm Optimization) utilizando una variación al modelo básico para controlar los límites de las variables y usando el esquema de Penalty Function para el manejo de múltiples restricciones de igualdad y desigualdad.

En las siguientes secciones se expone la función objetivo, el modelo de la bomba y el impacto del diseño de la placa de puertos en el ruido

4.2.1 Descripción del proceso de optimización primario

4.2.1.1 Formulación de la función objetivo y sus restricciones

La función objetivo debía garantizar un buen diseño de la placa de puertos. Esta afirmación implica que el Ruido tanto FBN¹⁵ como SBN¹⁶ debía ser minimizado, a la vez que se minimiza el caudal de fugas de la bomba para de esta manera maximizar la eficiencia volumétrica. Por lo anterior se decide tomar 6 objetivos para la optimización

1. Minimización de ΔQ_{HP} : Amplitud del caudal entregado en la zona de descarga.
2. Minimización de Q_{IK} : Fugas de caudal de la bomba.
3. Minimización de ΔM_x : Amplitud de los momentos aplicados sobre la placa de soporte en el eje X

¹⁴ Seeniraj e Ivantysynova 2009

¹⁵ Fluid Borne Noise (Ruido relacionado con el fluido)

¹⁶ Structural Borne Noise (Ruido relacionado con los componentes de la bomba)

4. Minimización de ΔM_y : Amplitud de los momentos aplicados sobre la placa de soporte en el eje Y
5. Minimización de ΔM_z : Amplitud de los momentos aplicados sobre la placa de soporte en el eje Z

Los parámetros de la optimización dependen del diseño de la placa de puertos y de la técnica de reducción de ruido utilizado, ej., utilizando ranuras (13 Variables) o con Ideal Timing¹⁷ (4 Variables).

Las restricciones para cualquier técnica escogida se plantean con la intención de no producir sobre picos o cavitación en la bomba.

En este proyecto se analizó a profundidad la influencia del diseño de la placa de puertos utilizando Ideal Timing. De acuerdo a lo anterior la función objetivo se puede expresar como:

$$\text{minimizar}(\Delta Q_{HP}, \Delta Q_{lk}, \Delta M_x, \Delta M_x, \Delta M_y, \Delta M_z) = (x) \quad (4.67)$$

$$\text{donde } x = [x_1, x_2, \dots, x_n]$$

$$x_i^l \leq x_i \leq x_i^h \quad i = 1 \dots n$$

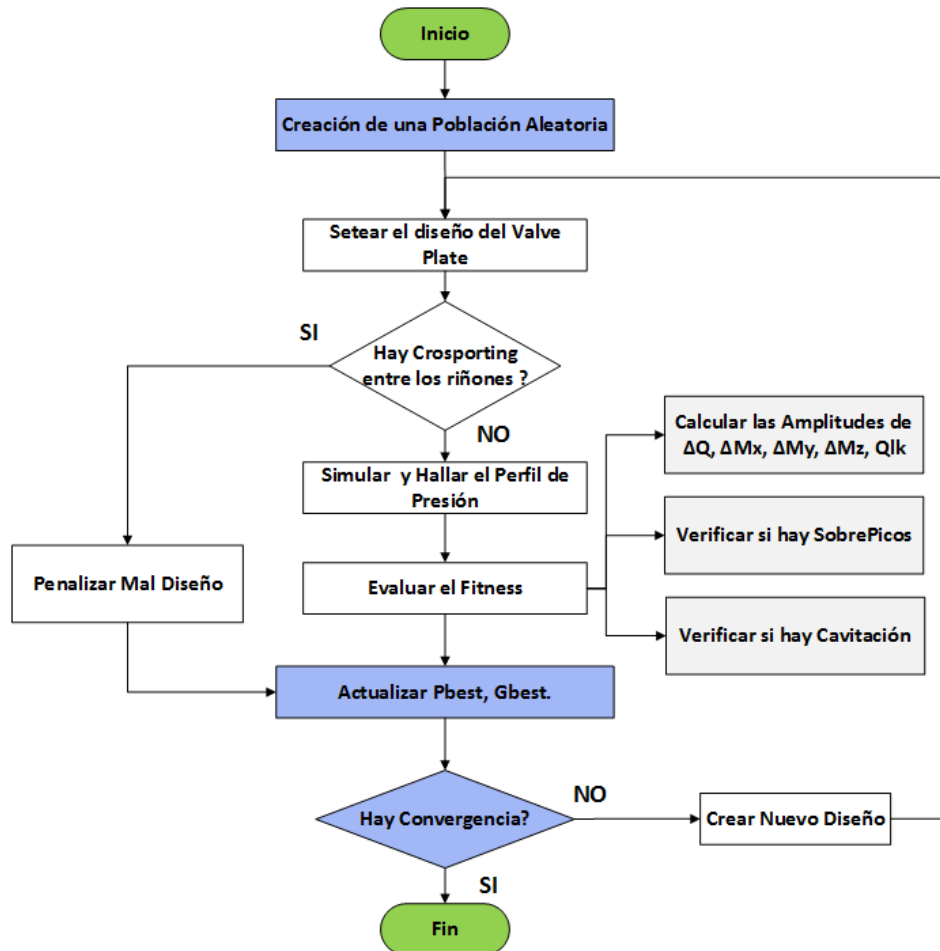
Donde x_i^l y x_i^h son los vectores donde se almacenan los límites tanto superior como inferior para cada uno de los parámetros a optimizar.

¹⁷ Ideal Timing: Técnica utilizada para reducir el ruido y mejor la dinámica de la presión. Consiste en retrasar la apertura de los riñones, para que la transición de presión sea lo más suave posible. Para una descripción más detallada revisar la sección 4.2.4 Técnicas de reducción de ruido.

4.2.1.2 proceso de optimización.

Como se explica anteriormente la función objetivo debe contener las amplitudes de los momentos al igual que la del caudal. Por otro lado es necesario definir la geometría de la placa de puertos debido a que es ésta la que dicta el área disponible para entrega y para succión en cualquier posición. A continuación se presenta la metodología utilizada para este proceso de optimización.

Figura 35 metodología utilizada para la segunda fase de optimización



Fuente: Autores

Como se muestra en la figura 4.14, el proceso comienza cuando PSO genera una solución aleatoria. Al igual que en la primera optimización, la inicialización se hace de manera segura, i.e. la solución de cada una de las partículas está dentro del rango impuesto para cada variable.

El siguiente paso comprende la asignación de la solución de la partícula a los parámetros de diseño de la placa de puertos. En esta fase se identifican posibles problemas de diseño. En el caso de Ideal Timing se revisa si existe Crossporting¹⁸ y se calcula que tan lejos se encuentra de cumplir la restricción.

Posteriormente, si existe Crossporting se penaliza sin simular la presión puesto que en algunos casos dicha solución no tiene sentido físico, y en otros el Crossporting genera altas pérdidas debido al retorno del flujo. Este problema se evita porque al entregar un caudal mucho menor al teórico la presión de descarga no se puede mantener lo que resulta en fuerzas y momentos menores, y por lo tanto generaría una solución óptima no factible.

Si no hay Crossporting el proceso continúa y se simula la presión a lo largo de una revolución. Posteriormente con dicho perfil de presiones se calcula las amplitudes del caudal y de los momentos. Igualmente se verifica si existen sobrepicos de presión y /o si hay cavitación.

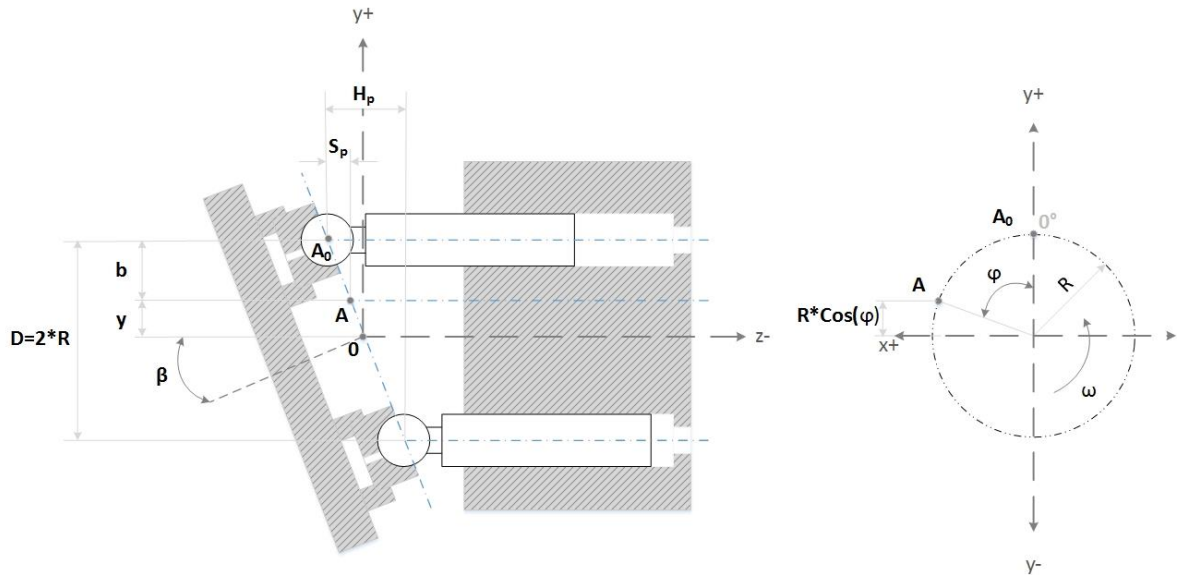
Por último, se evalúa el fitness penalizando los diseños con problemas de presión, se actualiza el óptimo y se genera una nueva solución para volver a entrar al ciclo, hasta que las iteraciones lleguen a su máximo o hasta que exista convergencia. Este criterio de convergencia es el mismo especificado en el capítulo anterior.

¹⁸ Crossporting: se refiere al fenómeno que ocurre cuando el pistón está conectado al puerto de succión y de descarga al mismo tiempo.

4.4 MODELAMIENTO DE LA PRESIÓN

4.4.1 Cinemática del pistón.

Figura 36 Cinemática de los pistones



Fuente: Autores

Como se puede observar de la figura 4.15, la posición del pistón es una función del ángulo de inclinación de la placa de soporte, del ángulo en el que se encuentra debido a la rotación del tambor y del diámetro primitivo que forman las cámaras de pistones en el tambor.

La posición en cualquier instante para un pistón, está dada por:

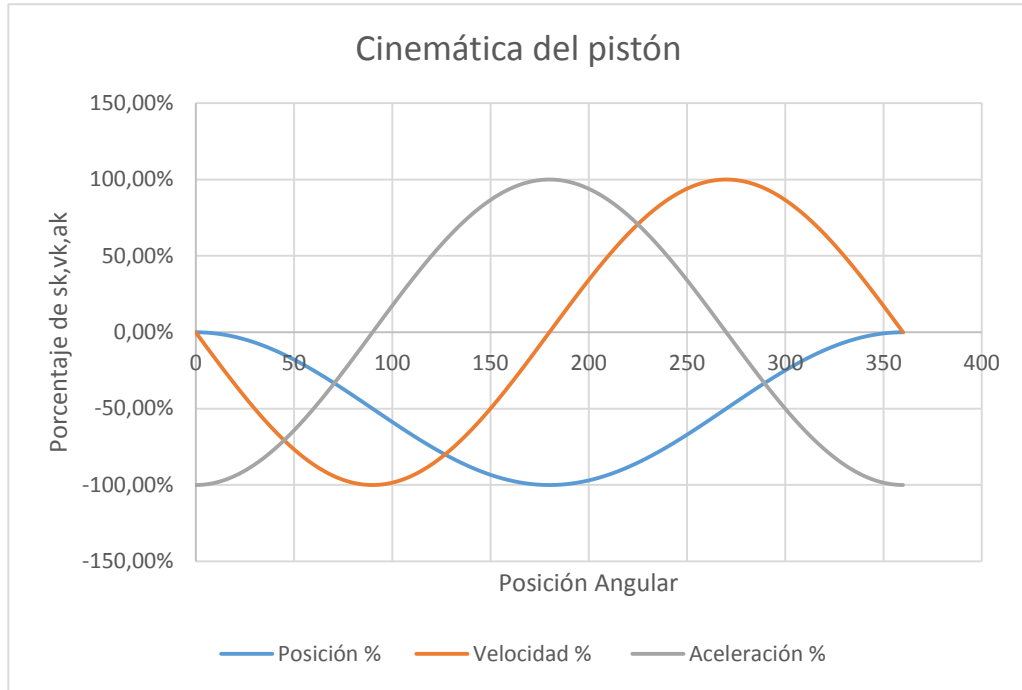
$$s_k = -R * \tan(\beta) * (1 - \cos(\varphi)) \quad (4.68)$$

Para una bomba de desplazamiento fijo, i.e. $\beta = \beta_{max}$, la carrera del pistón H_k se obtiene maximizando la ecuación anterior, es decir cuando $1 - \cos(\theta) = 2$,

$$H_k = 2 * R * \tan(\beta) \quad (4.69)$$

La velocidad del pistón en la dirección z está determinada por la ecuación:

Figura 37 Cinemática del pistón



Fuente: Autores

$$v_k = -\omega * R * \tan \beta * \cos \varphi \quad (4.70)$$

La aceleración del pistón en la dirección z se halla mediante la derivación de la velocidad del pistón en el tiempo. La ecuación queda:

$$a_k = -\omega^2 * R * \tan \beta * \cos \varphi \quad (4.71)$$

Igualmente se pueden expresar la posición, la velocidad y la aceleración del pistón en función de H_k , las tres expresiones anteriores pueden también verse de la siguiente manera:

$$s_k = -\frac{H_k}{2} * (1 - \cos(\varphi)) \quad (4.72)$$

$$v_k = -\frac{H_k}{2} * \omega * \text{sen}(\varphi) \quad (4.73)$$

$$a_k = -\frac{H_k}{2} * \omega^2 * \cos(\varphi) \quad (4.74)$$

Velocidad circunferencial:

$$v_u = R * \omega \quad (4.75)$$

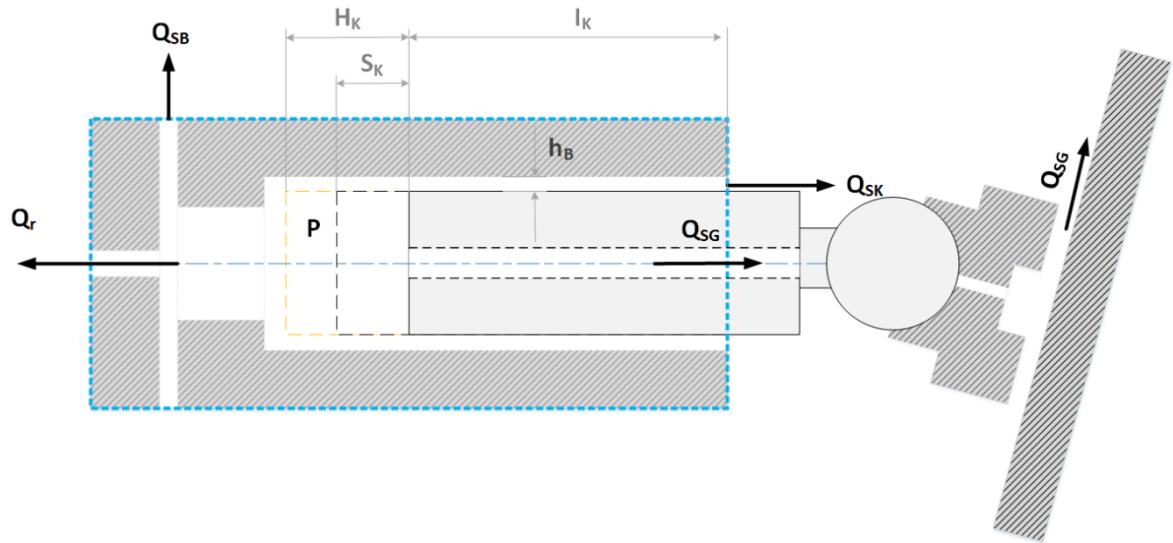
Aceleración Centrifuga:

$$a_u = R * \omega^2 \quad (4.76)$$

La aceleración de coriolis a_c es cero, ya que el vector de la velocidad angular ω y la velocidad del piston v_p son paralelos.

4.4.2 Modelo de la presión en la cámara de desplazamiento

Figura 38 Análisis de conservación de la masa en la cámara de desplazamiento



Fuente: Autores

El modelo de la presión asume que ésta es constante en el dominio del espacio más no en el dominio del tiempo. La siguiente ecuación representa la presión en la cámara de desplazamiento de cada pistón.

$$\frac{dp_{DC}}{dt} = \frac{K}{V} * \left(Q_r + Q_{sk} + Q_{SB} + Q_{SG} - \frac{dV}{dt} \right) \quad (4.77)$$

Donde K es el módulo de compresibilidad, el cual depende tanto de la presión como de la temperatura de la cámara de desplazamiento de cada pistón. Los caudales Q_{SK} , Q_{SB} , Q_{SG} son las fugas por la holgura entre el pistón y el barril, el barril y la placa de puertos, y el patín y la placa de soporte, mientras que Q_r es el caudal neto en la cámara. Por otro lado V es el volumen de la cámara en el ese instante y finalmente $\frac{dV}{dt}$ es la rata de cambio del volumen en el tiempo.

4.4.2.1 Compresibilidad del fluido

Asumiendo que el fluido a utilizar es aceite tipo HLP32, se pueden utilizar las contantes dadas por Seeniraj¹⁹ para el modelo de regresión de la compresibilidad y la densidad:

$$\rho(T) = r_s * (1 - a_{1s} * T) \quad (4.78)$$

$$\rho(p, T) = \frac{\rho(T)}{1.0 - a_1 * \ln(a_2 + a_3 * T + p)} \quad (4.79)$$

$$K = \rho(T) * \frac{a_2 + a_3 * T + p}{a_3 * \rho(p, T)} \quad (4.80)$$

Donde la temperatura para este caso, debe ser introducida en Kelvin y la presión en bares. Las constantes del modelo son:

$$a_1 = 0.07329654 [bar]$$

$$a_2 = 1956.018 \left[\frac{bar}{K} \right]$$

$$a_3 = -2.986126 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$r_s = 1047.03 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

¹⁹ Seeniraj Ganesh Kumar Model Based Optimization of Axial Piston Machines Focusing on Noise and Efficiency [Informe] : Tesis Doctoral / Ingeniería Mecánica ; Universidad Purdue. - West Lafayette, Indiana : [s.n.], 2009. - pág. 51.

$$a_{1s} = 0.0005761668 \left[\frac{1}{K} \right]$$

La temperatura se asumió constante en todo momento con un valor de $T = 45^{\circ}C$.

Se escogió este modelo por si se elige agregar un módulo de temperatura para futuras investigaciones.

4.4.2.2 Volumen y cambio de volumen en la cámara

El volumen V en cualquier instante puede ser calculado usando la siguiente expresión.

$$V = V_0 - s_k * A_k \quad (4.81)$$

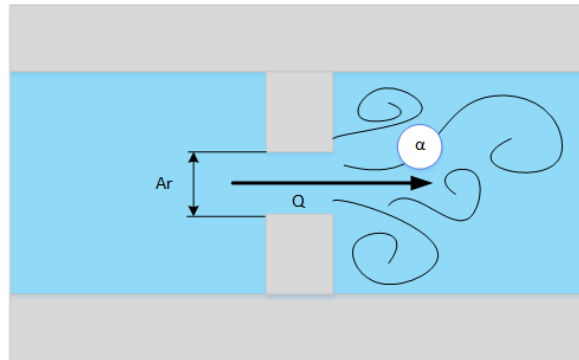
Reemplazando la ecuación 4.68 en la ecuación 4.81 tenemos que:

$$V = V_0 - R * \tan(\beta) * (1 - \cos(\varphi)) * A_k \quad (4.82)$$

Donde V_0 es el volumen de la cámara en el punto muerto superior, es decir el máximo volumen que puede tener la cámara.

4.4.2.3 Caudal de Entrega

Figura 39 Descripción del flujo a través de un orificio



Fuente: Autores

El caudal en todo momento está determinado por la ecuación del orificio. Esta ecuación se puede asumir tanto como para el caudal de succión como para el caudal de descarga, de esta manera se tiene que:

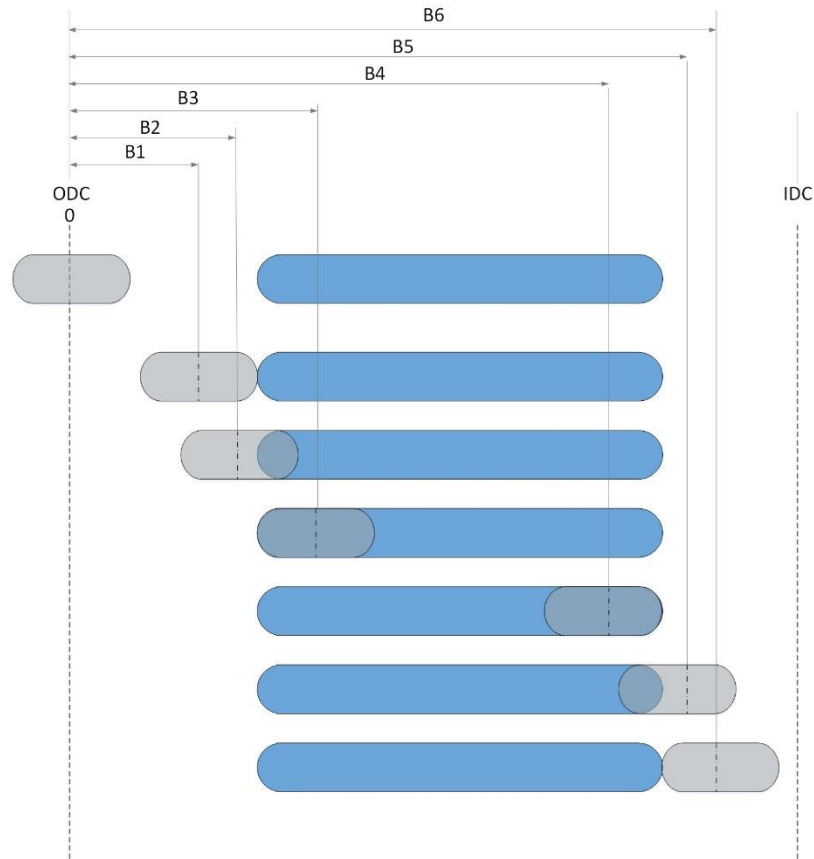
$$Qr_{LP} = \alpha_{LP} * Ar_{LP} * \sqrt{\frac{2}{\rho}} * \sqrt{|p - pr_{HP}|} * sgn(p - pr_{HP}) \quad (4.83)$$

$$Qr_{HP} = \alpha_{LP} * Ar_{LH} * \sqrt{\frac{2}{\rho}} * \sqrt{|p - pr_{LP}|} * sgn(p - pr_{LP}) \quad (4.84)$$

Donde α_{LP} y α_{HP} son los coeficientes de descarga para la sección transversal con flujo turbulento. Estos valores se toman como $\alpha_{LP} = \alpha_{HP} = 0.675$. Las variables Ar_{LP} y Ar_{LH} son las áreas de comunicación entre el pistón y la cámaras de succión y descarga respectivamente.

La presión p es la presión en cada cámara, mientras que pr_{HP} y pr_{LP} son las presiones de descarga y de succión respectivamente. La función signo permite saber si el caudal está entrando o está saliendo de la cámara.

Figura 40 Descripción del modelo lineal de los puertos



Fuente: Autores

El área es una función de cada diseño. En este caso particular la definición de las áreas se hizo por separado i.e. hay una definición de áreas para los riñones y otras para las ranuras. Lo anterior permite evaluar diferentes técnicas de reducción de ruido por separada o la combinación de éstas.

Para la determinación del área de los riñones se definen 6 ángulos en cada uno de ellos. Estos ángulos se miden desde 0 hasta el centro de la cámara del pistón como se muestre en la figura 4.19. La definición del área se hace por partes como sigue:

si $DC_{start} < \varphi \leq B_1$:

$$Ar = 0$$

si $B_1 < \varphi \leq B_2$:

$$Ar = r_c^2 * (2 * \theta_5 - \sin(2 * \theta_5))$$

si $B_2 < \varphi \leq B_3$

$$Ar = \pi * r_c^2 + 2 * r_c * (\varphi - B_2) * R$$

si $B_3 < \varphi \leq B_4$

$$Ar = 2 * r_c * l_c + \pi * r_c^2$$

si $B_4 < \varphi \leq B_5$

$$Ar = 2 * r_c * (l_c - (\varphi - B_4) * R) + \pi * r_c^2$$

si $B_5 < \varphi \leq B_6$

$$Ar = r_c^2 * (2 * \theta_5 - \sin(2 * \theta_5))$$

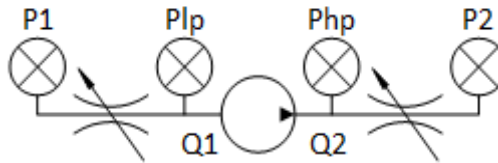
si $B_6 < \varphi \leq DC_{end}$

$$Ar = 0$$

Donde r_c es el radio de curvatura, l_c es la distancia entre centros de la apertura del pistón, DC_{start} es la posición angular de la cámara en la cual comienza a tocar el puerto de descarga y DC_{end} la posición angular de la cámara en la cual deja de tocar el puerto de descarga.

4.4.2.4 Presión en la cámara de descarga

Figura 41 Modelado de la presión de descarga y succión



Fuente: Autores, Basado en Gronberg

De acuerdo a Gronberg²⁰, el modelado de la presión de descarga puede hacerse suponiendo unas válvulas reguladoras a la entrada y a la salida de la bomba. De ésta forma la presión puede ser calculada haciendo unas modificaciones sobre la ecuación de la presión de la cámara de desplazamiento.

En el modelo asumido no se tienen en cuenta las fluctuaciones de presión en la línea de baja presión, por lo que se asume que la presión de succión es constante en todo momento. De acuerdo a lo anterior tenemos que:

$$\frac{dp_{HP}}{dt} = \frac{K}{V_{HP}} * (Q_{r_{HP}} - Q_{out}) \quad (4.85)$$

$$\frac{dp_{LP}}{dt} = 0 \quad (4.86)$$

Siendo K la compresibilidad del fluido en la cámara de descarga en el instante actual, la cual se calcula de la misma forma que para la cámara de desplazamiento. V_{HP} y V_{LP} son los volúmenes de las cámaras de descarga y de succión respectivamente. Estos valores dependen de la geometría del Manifold y se estimaron haciendo algunas aproximaciones.

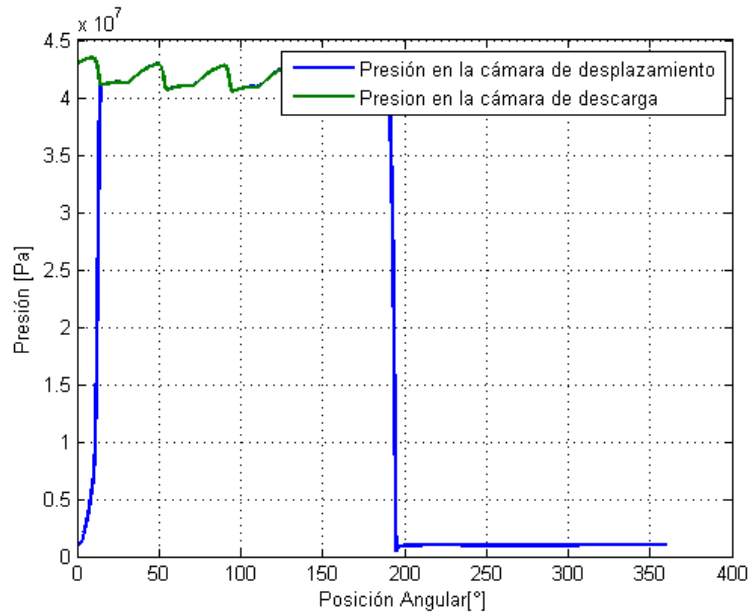
²⁰ Gronberg Daniel Prediction of Case Temperature of Axial Piston Pumps [Informe] : Tesis Maestria / Departamento ingeniería Mecánica ; Chalmers Universidad de Tecnología. - Goteborg, Sweden : [s.n.], 2012. - pág. 15.

$Q_{r_{HP}}$ y Q_{out} son el caudal que entra y sale de la cámara de descarga respectivamente. $Q_{r_{HP}}$ es calculado sumando el caudal que entrega cada pistón en la zona de descarga en ese instante.

$$Q_{r_{HP}} = \sum_{I=0}^Z Q_{r_{HP}i} \quad (4.87)$$

Como se mencionaba previamente para modelar el caudal de salida de la línea de descarga se utilizó la variable $A_{TV_{HP}}$, que representa las áreas de una válvula reguladora en la salida de la bomba. Estas áreas controlan la cantidad de flujo que entra y sale de la bomba, por lo tanto simulan la carga del sistema. La razón para asumir esto es que las pulsaciones de caudal que produce la bomba se convierten en pulsaciones de presión debido a la resistencia o impedancia del circuito. Esto permite hacer un análisis del ruido y las fluctuaciones de presión aproximados sin conocer los demás elementos de la hidrotensión.

Figura 42 Perfil de presión en la cámara de desplazamiento y de la cámara de descarga



Fuente: Autores

La siguiente ecuación describe el caudal que sale de la válvula reguladora:

$$Q_{out} = \alpha_{TV} * A_{HP_{TV}} * \sqrt{\frac{2}{\rho}} * \sqrt{|p - p_{r_{HP}}|} * \text{sgn}(p - p_{r_{HP}}) \quad (4.88)$$

La grafica 4.17 muestra la forma típica del perfil presión de la cámara de desplazamiento y de la presión de la cámara de descarga.

4.4.3 El Ruido en Maquinas de Desplazamiento positivo

El Ruido en las bombas de pistones se puede clasificar en dos categorías principalmente: El Fluid Borne Noise (FBN) y el Structure Borne Noise (SBN).

En esta sección se explican de forma concisa las dos categorías de los ruidos

4.4.3.1 Fluid Borne Noise

Este tipo de ruido se produce debido a las fluctuaciones del caudal de entrega de la bomba. El fenómeno se debe principalmente a:

- La cinemática del pistón.
- La compresibilidad del fluido

4.4.3.1.1 Ruido debido a la cinemática del pistón

La variación del flujo que la bomba entrega (Q_a) oscila alrededor de la rata media de flujo (Q_g).

$$Q_g = n * V_g = n * z * \pi * \frac{d_k^2}{2} * R \quad (4.89)$$

A este último se le conoce como el caudal geométrico y como su nombre lo indica solo necesita de la geometría y del número de pistones para ser calcularlo. Estas ondas de caudal se ven afectadas principalmente por la cantidad de pistones que están en la zona de descarga, y por la velocidad de rotación.

En las siguientes figuras se muestra el caudal que entrega una bomba al variar el número de pistones.

En la gráfica 4.22a se observa el caudal entregado por bombas una cantidad de pistones impar. Mientras que en la gráfica 4.22b los de una bomba con número par de pistones.

Figura 43a Caudal entregado para diferente número de pistones impar

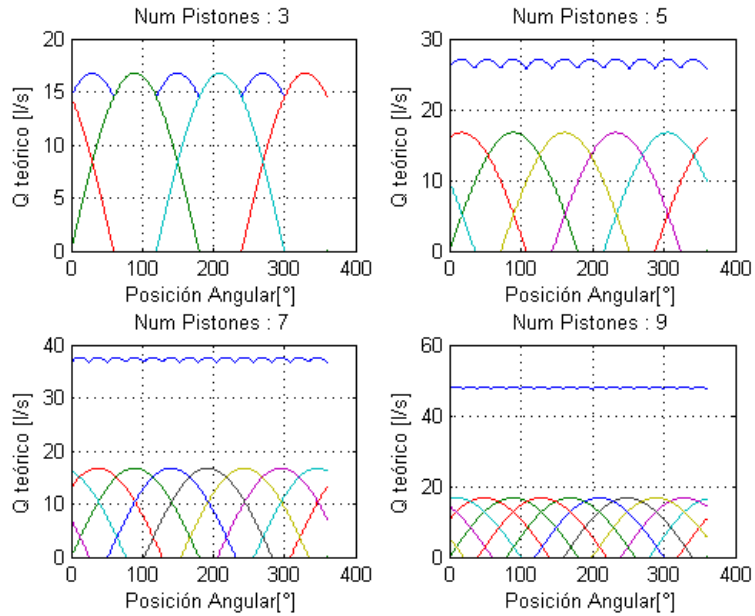
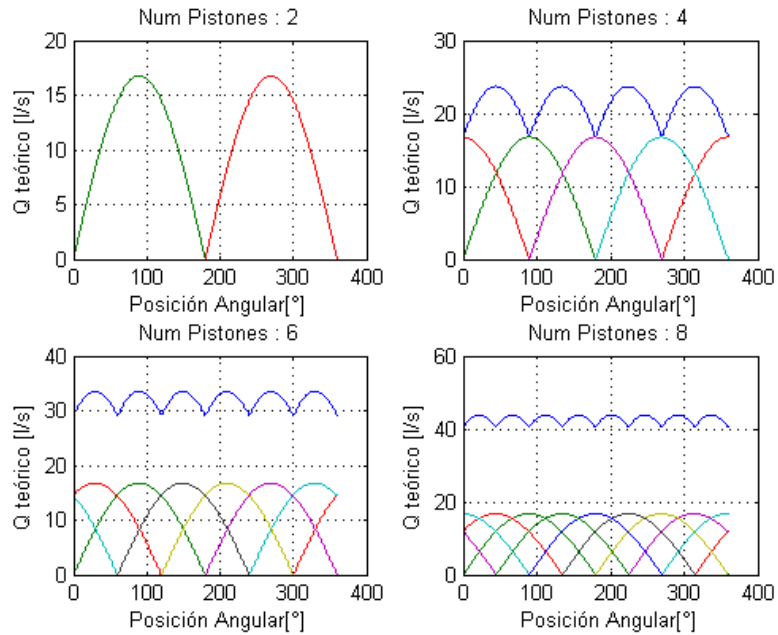


Figura 43b Caudal entregado para diferente número de pistones par



Fuente: Autores

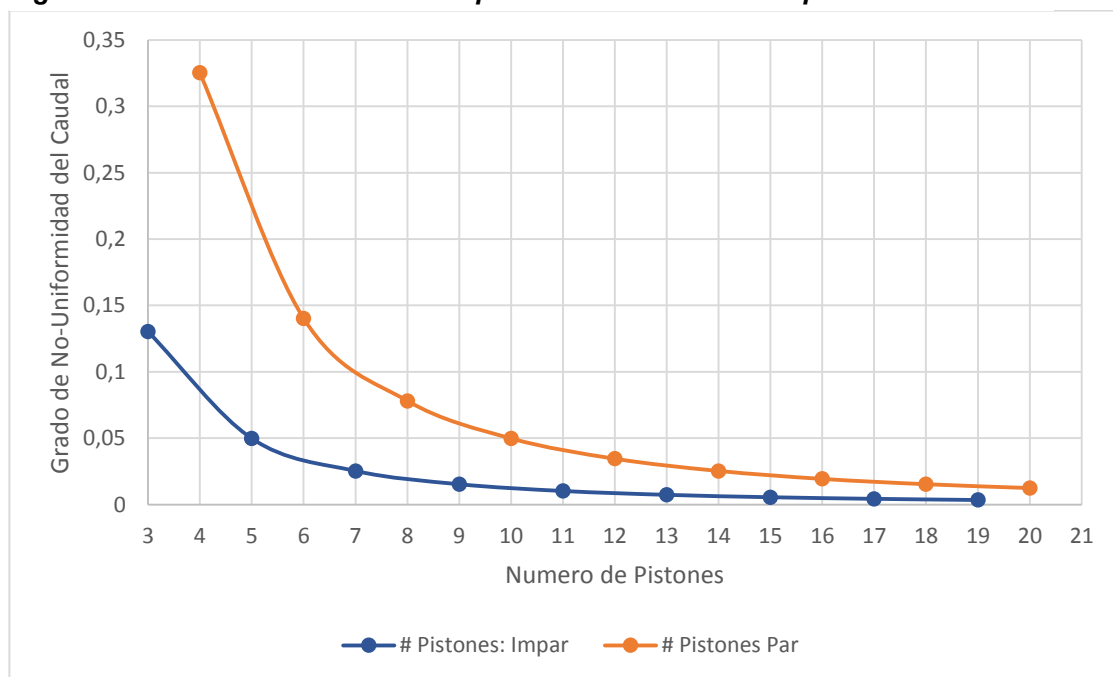
Como se puede observar la amplitud de la onda de pistones pares es mucho mayor que la de pistones impares lo cual traduce en una menor fluctuación del caudal de entrega. Esto se debe a que en una bomba con pistones pares, siempre habrá el mismo número de pistones en la cámara de descarga y en la cámara de succión. En el caso de pistones impares, la cantidad de pistones en cada cámara alterna cíclicamente, lo cual genera una superposición de ondas desfasada, que se deriva en una menor variación del caudal entregado.

La influencia del número de pistones sobre el caudal de entrega se puede representar calculando el factor de no uniformidad δ_Q .

$$\delta_Q = \varphi_M * \tan \frac{\varphi_M}{2} \quad (4.90)$$

En la figura 4.23 se muestra el grado de no uniformidad para bombas con diferente número de pistones.

Figura 44 Grado de no uniformidad para diferente número de pistones



Fuente: Autores

4.4.3.1.2 Ruido debido a la compresibilidad del fluido

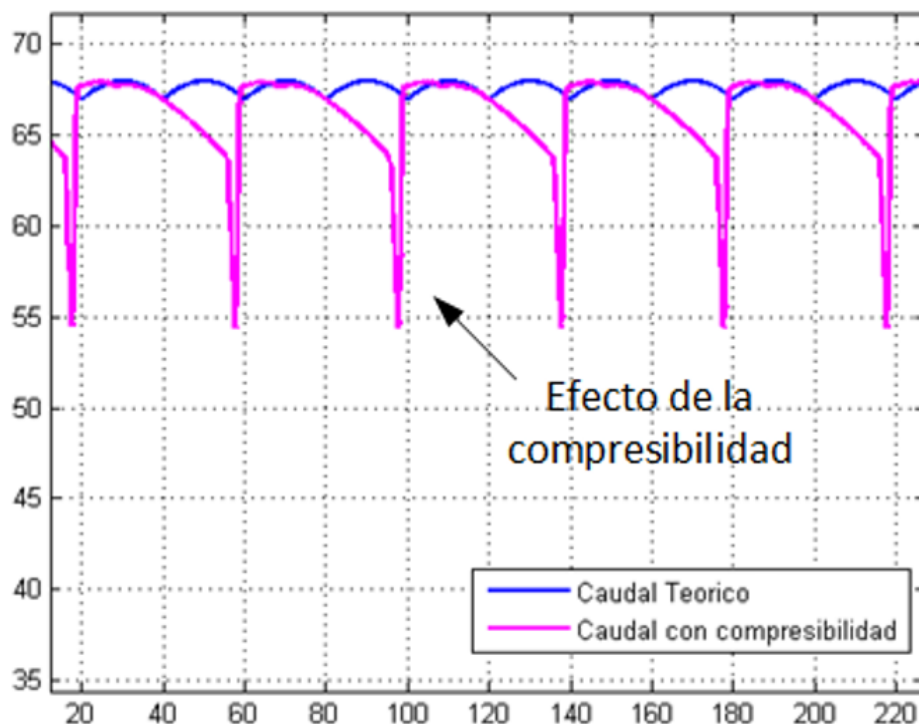
Además de la cinemática de los pistones, el otro factor que afecta las fluctuaciones es la compresibilidad del fluido.

Los factores que afectan la onda de compresibilidad son:

- Velocidad de rotación de la bomba
- Módulo de compresibilidad
- Volumen de la cámara del pistón en el punto muerto superior
- Diferencial de presión entre la presión de la cámara del pistón y la presión en la cámara de descarga en el momento en que se abre a la descarga.
- Rata de flujo de retorno (BackFlow)

El primer factor afecta la frecuencia de las pulsaciones, mientras que el resto de factores afecta la amplitud de la onda.

Figura 45 Efecto de la compresibilidad sobre el caudal teórico



Fuente: Autores

4.4.3.2 Structural Borne Noise

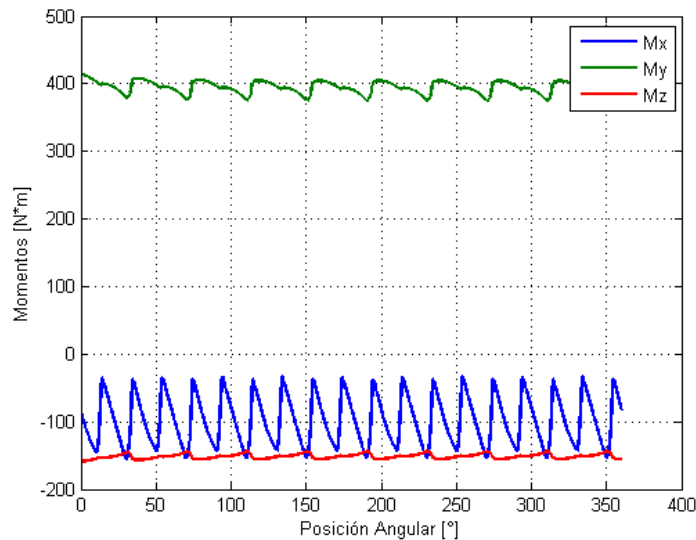
Este tipo de ruido se produce debido a las oscilaciones de los momentos. A medida que la presión en el pistón p se alterna entre la succión y la descarga p_{LP} y p_{HP} respectivamente, también lo hace la fuerza de presión.

$$F_p = (p - pl) * \frac{\pi * dk^2}{4} \quad (4.91)$$

Donde pl es la presión de las fugas.

Los pistones aplican esta fuerza, junto con la de inercia y la de fricción, sobre la placa de puertos. Para el estudio del ruido estas dos últimas pueden ser despreciadas ya que su magnitud es relativamente menor que la ocasionada por la presión. Los momentos ejercidos sobre la placa de soporte son la suma de los momentos individuales que cada uno de los pistones ejerce sobre la misma. Estos

Figura 46 Momentos ejercidos sobre la placa de soporte



Fuente: Autores

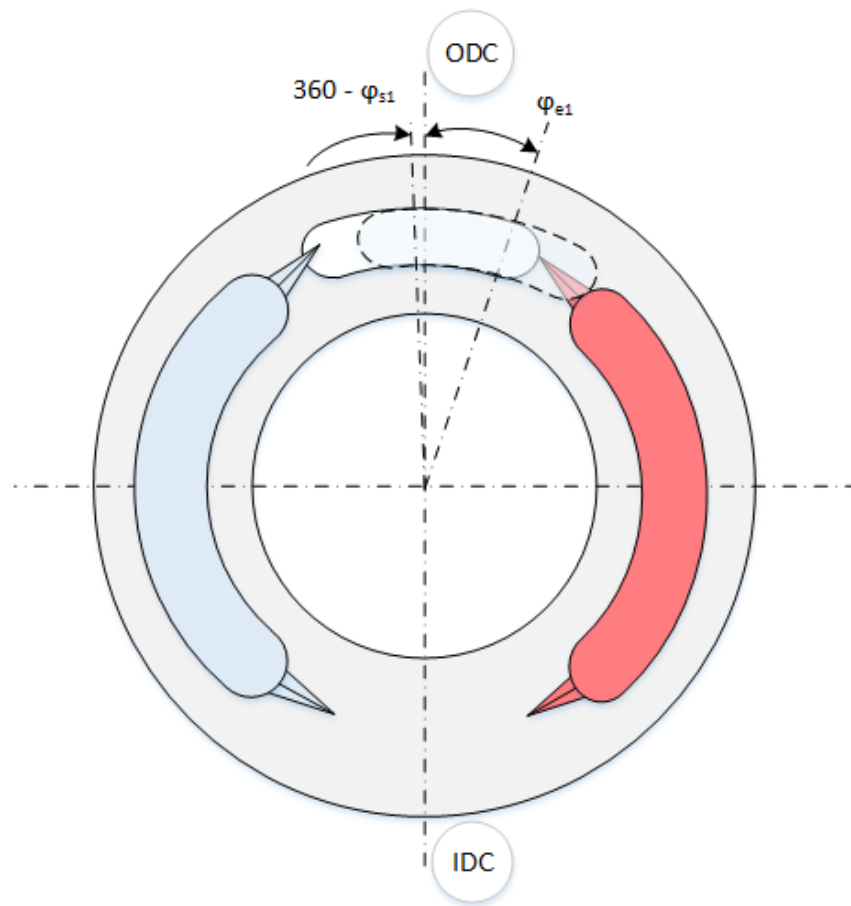
de operación y por lo tanto un diseño que optimice el ruido en una condición de operación, puede que no lo haga para otras.

4.4.3.3.2 Ranuras

Por otro lado un diseño con ranuras, es un poco menos sensible a los cambios del punto de operación de la bomba. Mediante la elección de la geometría de las ranuras se usa un flujo controlado proveniente de la cámara de descarga para comprimir el flujo dentro de la cámara de desplazamiento.

La ventaja de este diseño es que permite controlar el flujo que entra y sale de la cámara del pistón. El principal cambio respecto al diseño anterior es que la rata de

Figura 48 *Ranuras de alivio*



Fuente: Autores

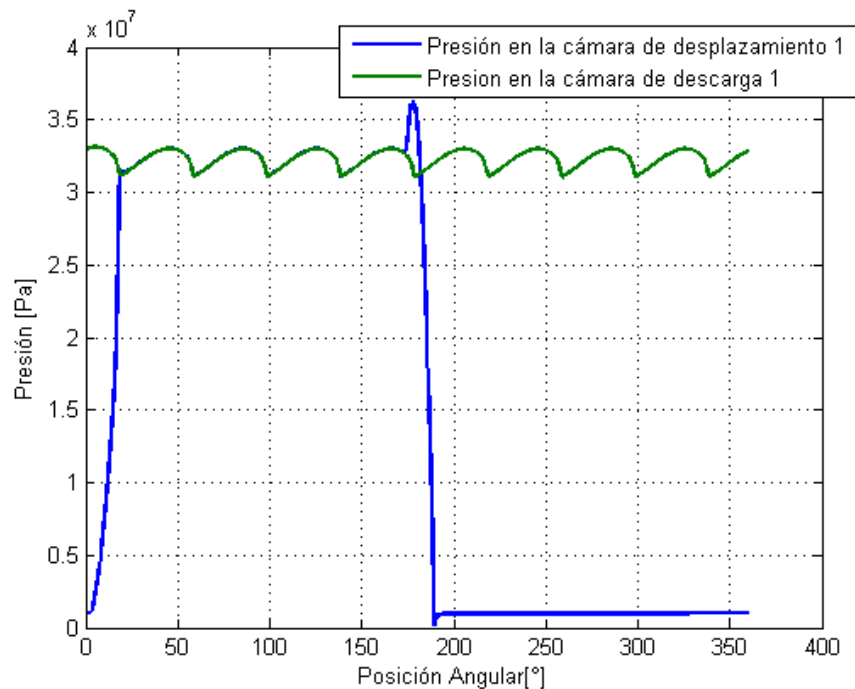
presurización en la cámara de desplazamiento es mayor debido a que se hace una conexión con los puertos más prontamente.

4.4.3.4 Influencia del diseño de la placa de puertos en la respuesta dinámica.

El diseño de la placa de puertos debe realizarse con el fin de lograr una buena compresión y una buena expansión. Si la compresión no es suficiente, es decir, si la presión en la cámara es menor que la presión de descarga, habrá flujo de retorno desde la cámara de descarga hacia la cámara. Si la compresión es mayor, es decir que la presión de la cámara supera la presión de descarga en el punto donde se conectan, aparecerá un pico en el perfil de presión de la cámara. Este pico de presión incrementa la amplitud del momento, lo que resulta en un mayor SBN y genera un pico de caudal en la entrega.

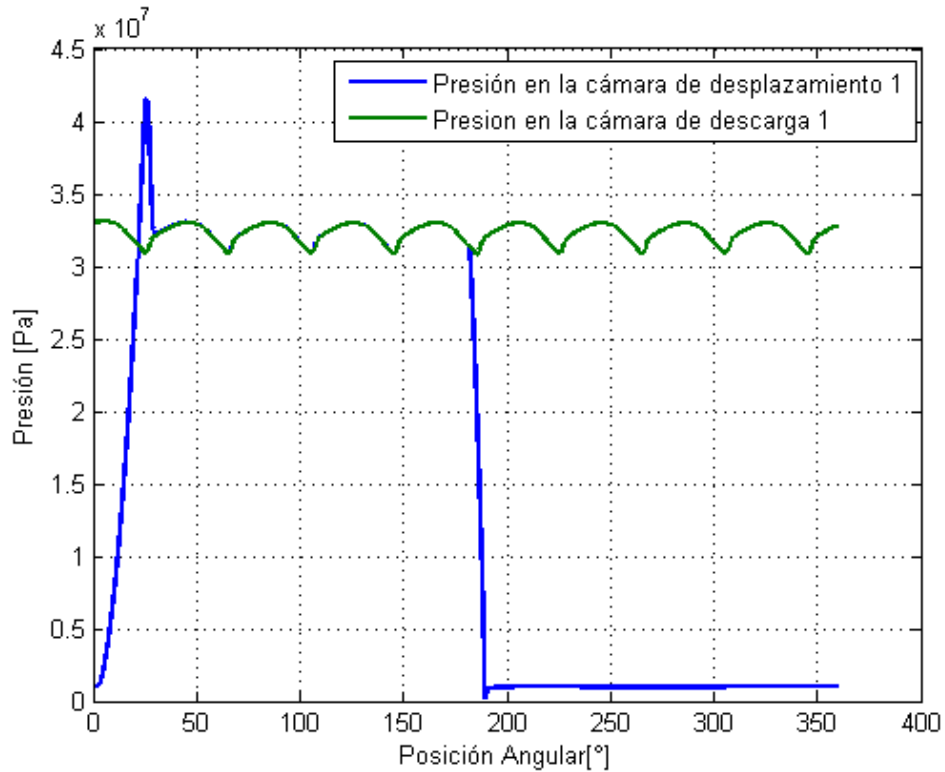
La rata de expansión debe ser lo más pequeña posible y la rata de cambio de M_x del máximo a mínimo también depende de qué tan rápida es la transición del pistón desde la zona de alta a la de baja presión.

Figura 49 Desconexión prematura de las cámaras de desplazamiento y descarga



Fuente: Autores

Figura 50 Retardo en la conexión de las cámaras de desplazamiento y descarga



Fuente: Autores

Las gráficas anteriores representan dos problemas de compresión comunes. El primero de ellos es el caso en el que la comunicación entre el puerto de descarga y el pistón, se acaba muy rápidamente. En este caso el fluido se ve forzado a comprimirse hasta que llega al punto muerto inferior es decir 180°.

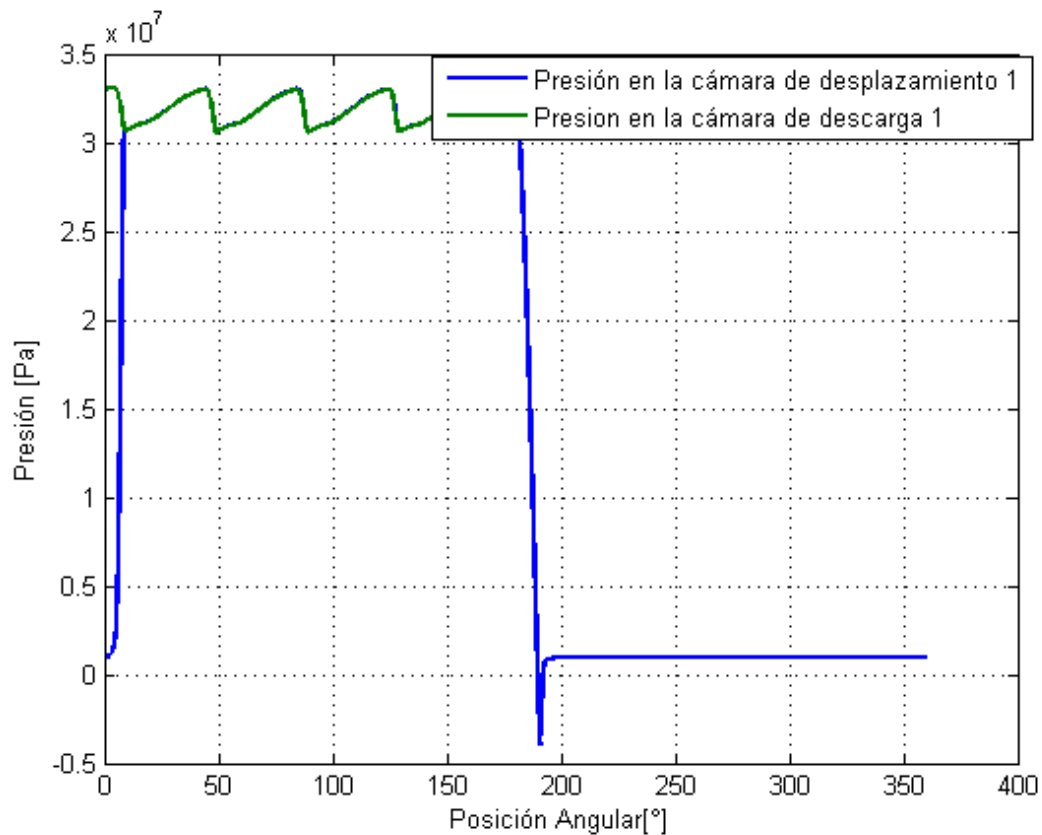
En el segundo caso, el problema es que la conexión entre el pistón y el puerto de descarga está demorada, lo cual ocasiona el pico de presión.

La compresión también debe ser suave, esto significa que la tasa de compresión $\frac{dp}{dt}$ debe ser lo más pequeña posible. Por otro lado, dicha tasa de compresión está directamente relacionada con las fuerzas aplicadas en la placa de soporte. La magnitud de la fuerza resultante ($\sum F_{pi}$) en la placa de soporte, para cualquier instante, depende del número de pistones presurizados. Como los pistones entran y salen del puerto de alta presión, la magnitud de la fuerza resultante alterna entre

el mínimo y el máximo dependiendo de qué tan rápido el fluido es presurizado y por lo tanto directamente relacionado con la rata de compresión.

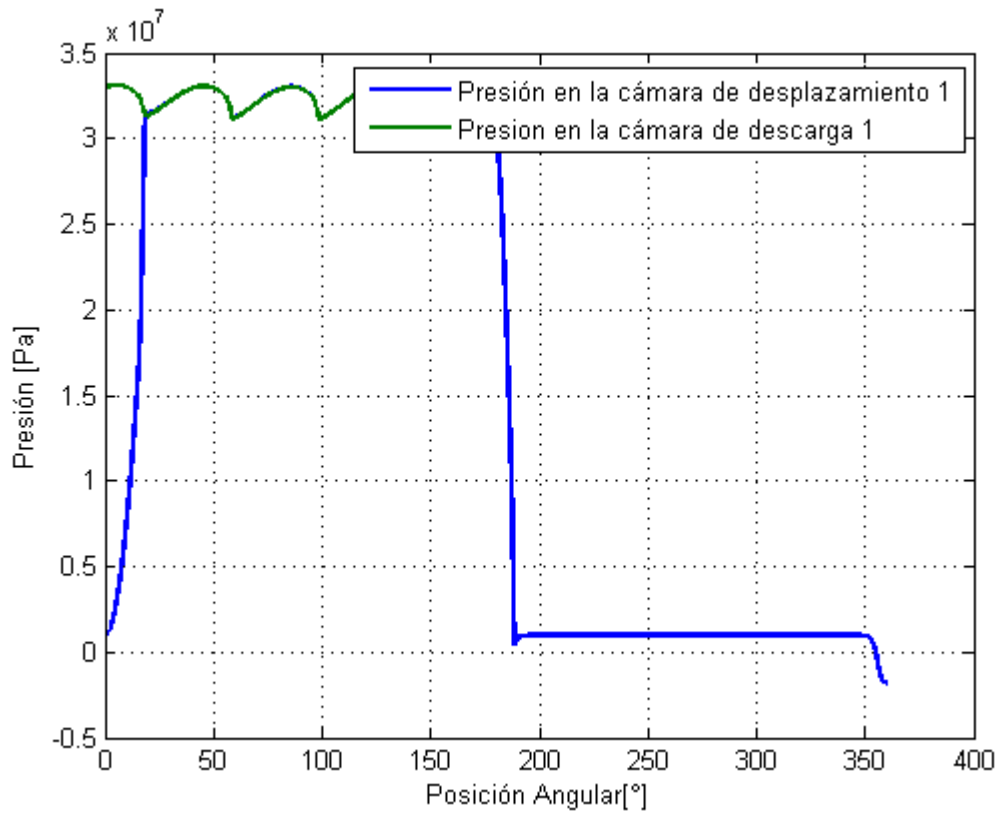
Si la expansión no es suficiente, el fluido aun presurizado dentro de la cámara de desplazamiento, será descargado rápidamente en el puerto de succión, aumentando la amplitud de las pulsaciones de flujo en la succión. Si la cámara no llega a tiempo al puerto de succión, la presión en la cámara de desplazamiento puede caer por debajo de la presión de vapor, lo que resulta en cavitación.

Figura 51 Retardo en la conexión entre las cámaras de desplazamiento v succión



Fuente: Autores

Figura 52 Desconexión prematura de las cámaras de desplazamiento y succión



Fuente: Autores

En las imágenes anteriores se presentan dos problemas relacionados con la expansión.

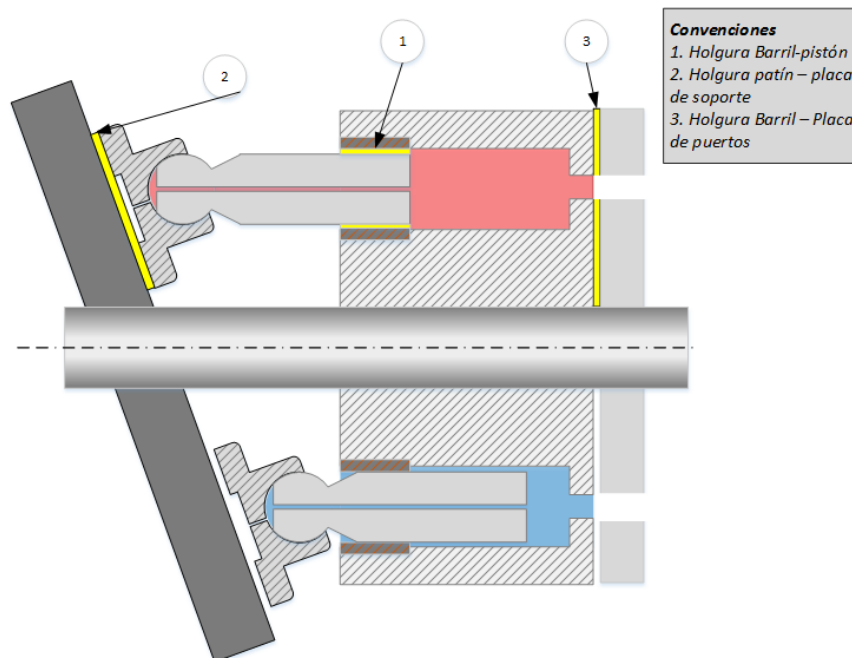
En el primer caso lo que sucede es que la comunicación entre la cámara de desplazamiento y la cámara de succión no ocurre a tiempo. Mientras que en el segundo caso el problema es que las cámaras se desconectan prematuramente, lo cual fuerza al fluido a expandirse rápidamente. En ambos casos se puede observar que hay cavitación.

Eficiencia Volumétrica

La eficiencia volumétrica depende estrictamente de las holguras que existan entre las interfaces:

- Barril - pistón
- Barril - placa de puertos
- Patín – placa de soporte

Figura 53 Holguras entre los componentes del grupo rotativo



Fuente: Autores

Estos tres contactos tribológicos cumplen simultáneamente una función de sellado y una función de soporte, ya que son éstas las responsables de sellar las regiones de alta presión y a su vez son rodamientos hidrodinámicos que soportan las cargas externas oscilantes.

Un buen diseño de la placa de puertos también contribuye a tener un caudal de fugas uniforme y más pequeño, ya que al igual que el flujo que fluye hacia la descarga, el caudal de pérdidas depende también de la compresión y la expansión.

La razón por la cual las interfaces influyen considerablemente sobre la eficiencia mecánica y la eficiencia volumétrica de las bombas, es porque éstas representan las principales fuentes de disipación de energía (fricción) y de fugas de líquido.

Muchos fenómenos físicos ocurren en la interfaz pistón-cilindro lo cual conduce al cambio de las condiciones de flujo sobre una revolución de la máquina. Entre los principales fenómenos podemos mencionar la deformación de la superficie debido al campo de presión, lo cual se ve reflejado en el cambio de la película de lubricación. A lo anterior se le define como efecto elasto-hidrodinámico. Además la energía disipada debido a las fuerzas de fricción viscosa es transferida a las partes sólidas, lo cual resulta en un cambio del perfil de temperatura y de viscosidad del fluido.

De lo anterior podemos inferir que las pérdidas de potencia en las interfaces dependen de:

- Altura de la holgura
- Presión en la cámara
- Diseño de la placa de puertos
- Fricción
- Fenómenos elasto-hidrodinámicos
- Fenómenos de transferencia de calor
- Excentricidad del pistón a lo largo de una revolución

Sin embargo en este modelo, solo se consideran los tres primeros factores, puesto que dentro de los objetivos del proyecto se especificó la consideración de temperatura constante, cuerpos rígidos y solo macro movimiento de los pistones.

El cómputo de la altura de la holgura óptima de la interfaz barril - pistón, se realizó con base en la ecuación propuesta por Ivantysyn e Ivantysynova²³:

$$h_k = 1.414 * \sqrt{\mu * l_k * \omega * R * \tan(\beta) * \sin(\varphi) * \frac{1}{P_i - P_{case}}} \quad (4.91)$$

Donde:

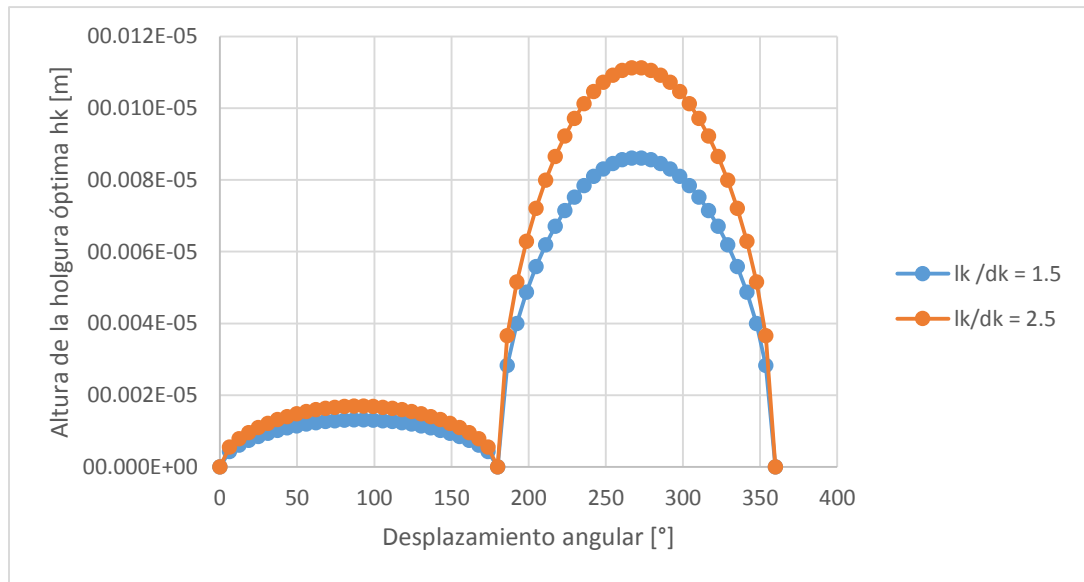
$P_i = P_{hp}$: cuando el pistón se encuentra en zona de descarga

$P_i = P_{lp}$: cuando el pistón se encuentra en zona de succión

P_{case} : Presión en la carcasa

En las figuras 4.33 y 4.34, se muestra un análisis del comportamiento de h_k con una presión $p_{hp} = 430$ [bar] y una presión $p_{lp} = 10$ [bar], para dos diferentes velocidades máximas de operación.

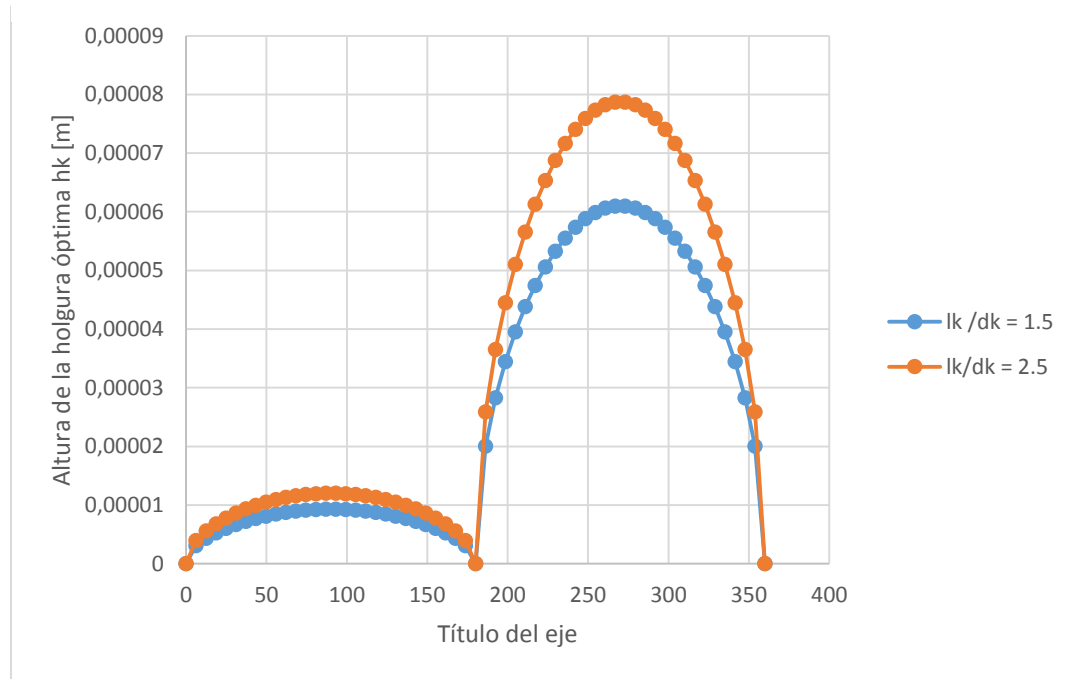
Figura 54 Comportamiento de la altura de la holgura pistón – barril para una velocidad máxima de operación de 4000 RPM



Fuente: Autores

²³ Ivantysyn Jaroslav y Ivantysynova Monika Hydrostatic Pumps and Motors [Libro]. - [s.l.] : Tech book international, 2002. - Primera. - ISBN 81-88305-08-1. Pág. 166.

Figura 55 Comportamiento de la altura de la holgura pistón – barril para una velocidad máxima de operación de 2000 RPM



Fuente: Autores

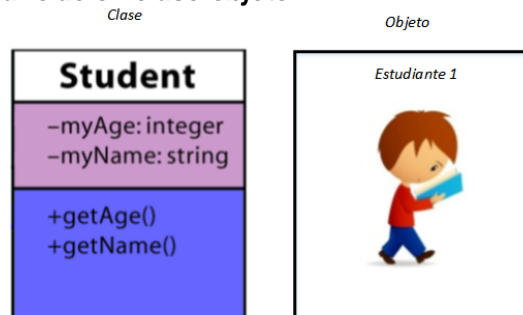
5. DESCRIPCIÓN DE LA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL

5.1 FUNDAMENTOS NECESARIOS PARA LA COMPRESIÓN DEL CODIFICADO

La idea básica de la programación orientada a objetos es agrupar los datos y los procedimientos para manejarlos en una única entidad: el objeto. Así pues, un objeto es una unidad que engloba en sí mismo datos y procedimientos necesarios para el tratamiento de dichos datos. Para crear un objeto, es necesario definir previamente el patrón que éste seguirá, siendo este patrón definido como Clase.

Una clase de C++ define un nuevo tipo de dato creado por el programador, el cual puede tener diferentes propiedades públicas o privadas y al cual se le pueden aplicar diferentes operaciones definidas como funciones miembro de la clase. Una estructura, es un elemento similar a una clase con una complejidad menor, debido a que no tiene propiedades privadas.

Figura 56 Descripción de la relación clase-objeto



Fuente: Autores

En la figura 5.1 se muestra un ejemplo de una clase denominada *Student*, cuyas propiedades públicas son un dato de tipo entero donde se almacena la edad y una cadena de caracteres donde se almacena el nombre. Las propiedades privadas de este objeto son dos funciones miembro usadas para obtener la edad y el nombre.

Cuando los objetos son interconectados, estos pueden requerir funciones miembro de otro objeto externo y en este orden de ideas, las funciones miembro deben ser encapsuladas dentro de un objeto función llamado functor. Los functor permiten llevar la característica modular planteada al nivel de las funciones objetivo.

Hacer de las funciones miembro un objeto, permite separar la función objetivo de su método de optimización e implementar un cambio en el problema de optimización sin necesidad de modificar el optimizador.

5.2 IMPLEMENTACIÓN DE LA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL

Inicialmente se plantearon unas características específicas para el codificado de la herramienta:

- **Modular:** Cada proceso de optimización debe componer un módulo aparte para facilitar la corrección del código y la evaluación de los resultados, disminuyendo la complejidad del problema.
- **Interactiva:** Es necesario contar con una forma intuitiva y amigable de relacionar al usuario con el proceso de diseño y la toma de decisiones que está llevando acabo.
- **Escalable:** Debe proveerse un mecanismo que permita extender la funcionalidad básica de la aplicación.

La implementación interactiva se logra con una interfaz de transferencia de datos entre el usuario y la computadora, en la cual se puedan ingresar ordenadamente los parámetros de entrada, y se pueda leer de manera dinámica los resultados obtenidos para un posterior análisis ingenieril.

Por otra parte, la implementación modular y escalable trae consigo la exigencia de manejar objetos tales como la bomba, el optimizador, el simulador y los functor que encapsulan las diferentes funciones a optimizar.

5.2.1 Descripción de los objetos implementados

Para el desarrollo de la herramienta, fue necesaria la declaración de múltiples clases y estructuras que permitieran generar un codificado realmente flexible. Se crearon 11 clases y 5 estructuras básicas mencionadas a continuación:

Clases:

1. *c_SPAxialPistonPump*
2. *c_SPAxialPistonPumpOptimization*
3. *c_SPAxialPistonPumpSimulation*
4. *c_RK*
5. *c_ValvePlate*
6. *c_Functors*
7. *c_PSO*
8. *c_Particle*
9. *c_GA*
10. *c_Chromosome*
11. *c_TaperedRollerBearing*

Estructuras:

12. *Barrel*
13. *Pistons*
14. *Shaft*
15. *KidneyPort*

Estas clases fueron desarrolladas para crear objetos embebidos dentro de un objeto de mayor jerarquía que envuelve toda la aplicación.

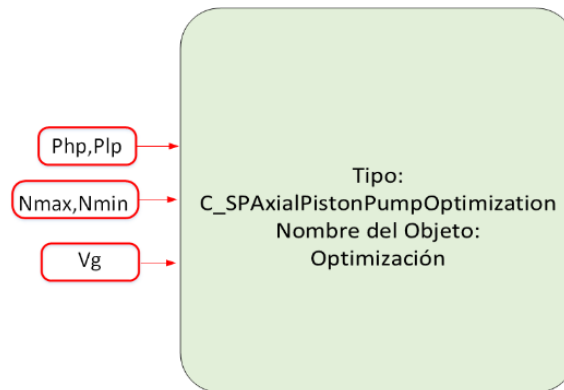
5.2.1.1 Objeto Optimización

El objeto Optimización es aquel que envuelve toda la herramienta computacional y en el cual pueden verse claramente las entradas y salidas de la aplicación, este objeto es de clase *c_AxialPistonPumpOptimization*. Los objetos de esta clase, deben ser construidos a partir de 3 parámetros, dos vectores que contienen el rango

de presión y el rango de velocidad y otro que contiene la capacidad volumétrica deseada, tal y como se muestra en la figura 5.2.

Éste objeto es creado dentro de la función principal de la aplicación y recibe los parámetros ingresados por el usuario en la interfaz.

Figura 57 Objeto optimización

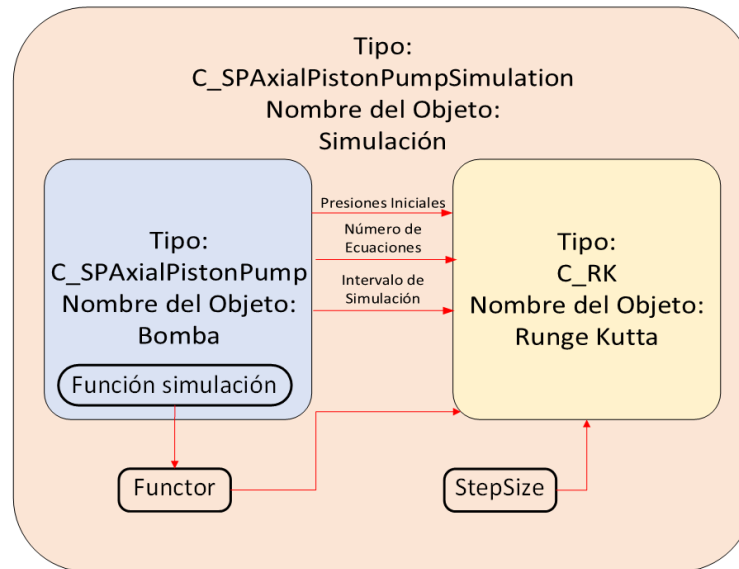


Fuente: Autores

5.2.1.2 Objeto Simulador

El objeto simulador fue creado con la intención de dejar a disposición del diseñador la elección del método de solución de ecuaciones diferenciales. En este caso fue implementado el método de Runge Kutta, pero es posible crear una nueva clase e implementar otro método. El objeto simulador es de tipo *c_SPAxialPistonPumpSimulation*, el cual contiene dentro de sus propiedades un objeto de tipo *c_RK* llamado Runge Kutta y un objeto de tipo *c_SPAxialPistonPump* llamado bomba.

Figura 58 Objeto simulador



Fuente: Autores

El objeto Runge Kutta recibe algunas propiedades del objeto bomba, tal como se muestra en la figura 5.3. Para solucionar un sistema de ecuaciones por medio del objeto Runge Kutta, debe ser especificado el tamaño de paso *StepSize*, el número de ecuaciones diferenciales a resolver, las condiciones iniciales de dichas ecuaciones diferenciales y el sistema de ecuaciones diferenciales. Dicho sistema de ecuaciones es tomado de una función miembro del objeto Bomba y pasado al objeto Runge Kutta mediante un functor.

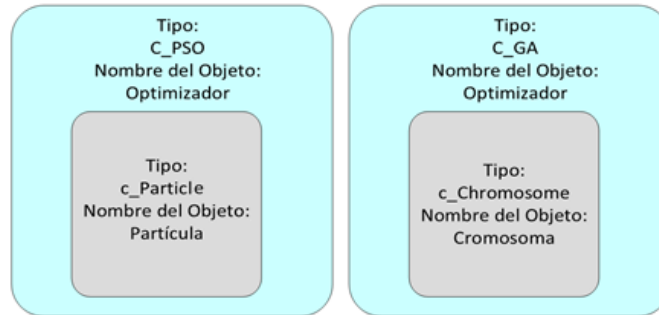
5.2.1.3 Objeto Optimizador

Como es de esperarse, al inicializar la población en alguno de los submódulos de optimización, es necesario crear cierto número de objetos de tipo *c_Particle* o *c_Chromosome*, según sea el método escogido. Los objetos de clase *c_Particle* poseen propiedades tales como la velocidad, posición, mejor fitness global y mejor posición, mientras que los objetos de tipo *c_Chromosome* poseen propiedades como los genes y la decodificación.

Dichas propiedades pueden ser asignadas y actualizadas a partir de la operación de funciones miembro, llamadas desde una función del objeto optimizador. El objeto

optimizador, mostrado en la figura 5.4, puede ser de clase *c_PSO* o de clase *c_GA* y realiza internamente el algoritmo descrito para cada submódulo en el capítulo 3.

Figura 59 Objeto optimizador

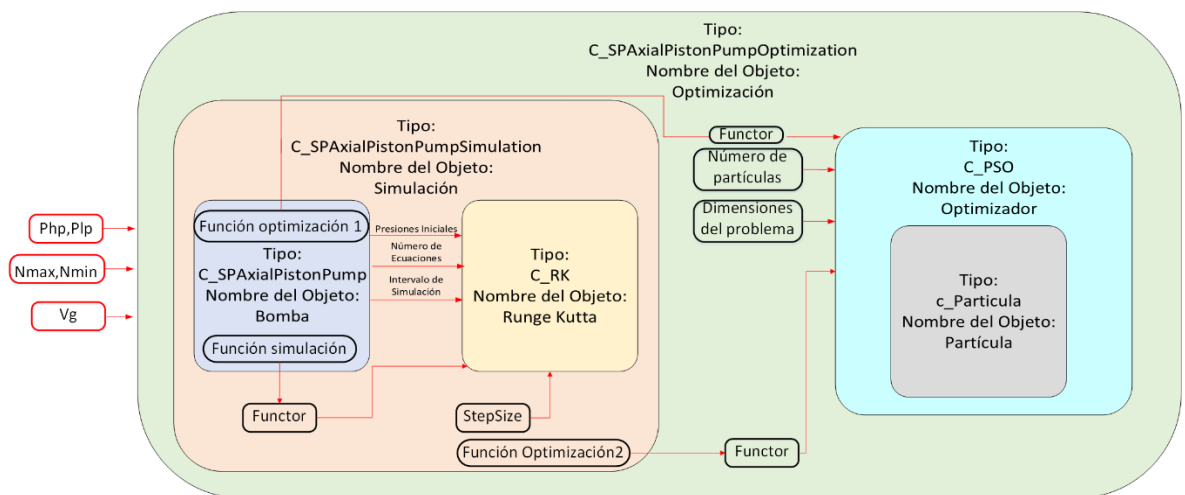


Fuente: Autores

5.2.1.4 Functors

Cualquiera que sea el módulo escogido, éste recibe como parámetros el número de partículas, las dimensiones del problema y la función objetivo para que se pueda llevar a cabo la optimización. Como se observa en la figura 5.5, la función objetivo para la primera fase de optimización es una propiedad del objeto bomba, mientras que la función objetivo de la segunda etapa de optimización es una propiedad del objeto simulación.

Figura 60 Diagrama de objetos general



Fuente: Autores

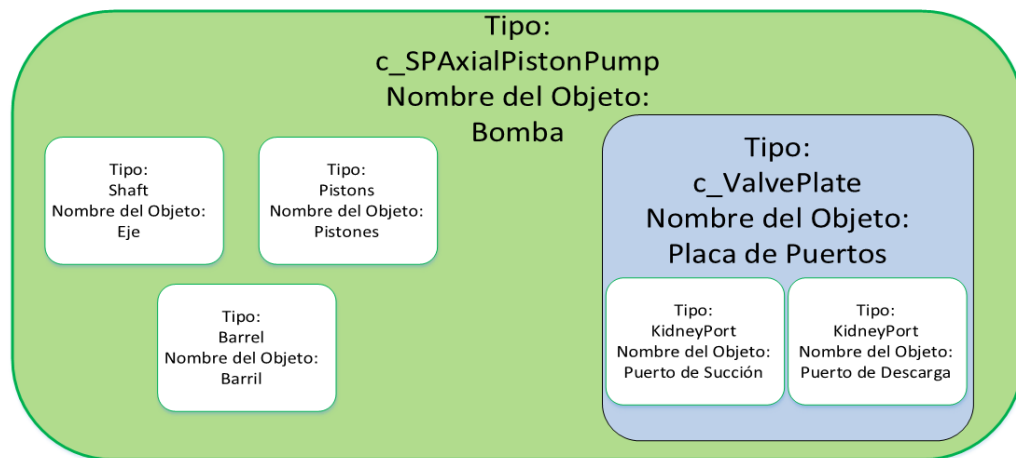
Estas dos funciones, al ser miembro de objetos externos al optimizador, deben encapsularse dentro de un functor antes de ser pasadas como parámetros del optimizador.

5.2.1.5 Objeto bomba

El objeto bomba mostrado en la figura 5.6, contiene diferentes estructuras que representan cada componente de la bomba. Por otro lado, tiene una propiedad de tipo *c_ValvePlate* llamada Placa de puertos que representa el componente más complejo de optimizar. A su vez, dentro del objeto Placa de Puertos, se encuentran embebidas dos estructuras que representan cada uno de los puertos que componen la placa.

La creación de las clases y estructuras que hacen parte del objeto bomba, fue necesaria para separar los datos y cálculos de las dimensiones de cada componente, utilizadas en las diferentes funciones objetivo.

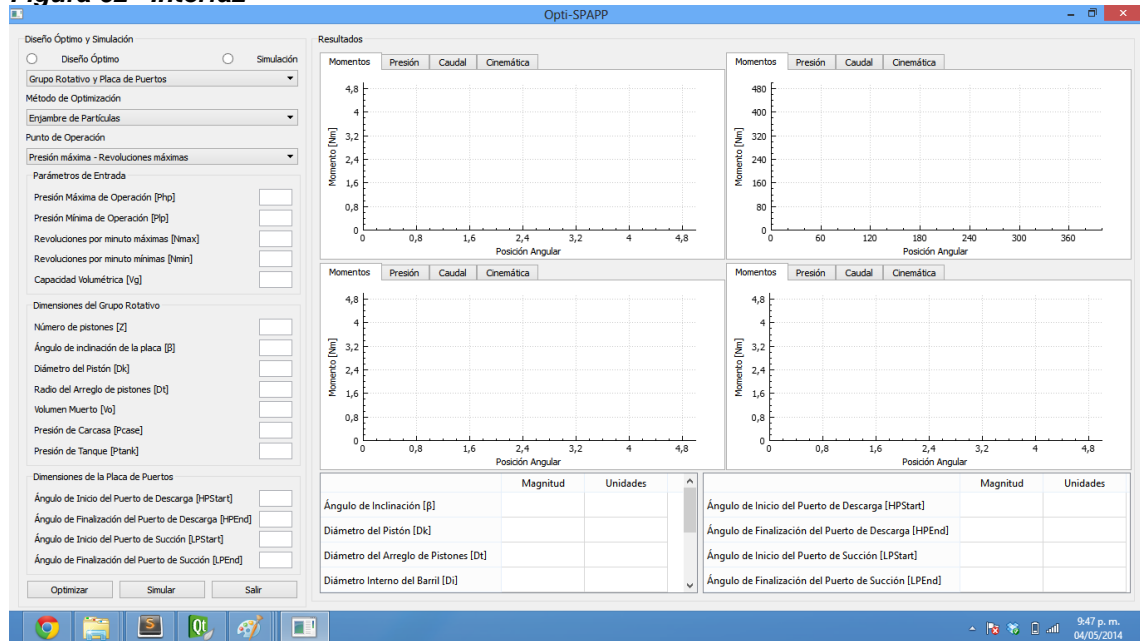
Figura 61 Objeto Bomba



Fuente: Autores

5.2.2 Descripción de la Interfaz Desarrollada

Figura 62 Interfaz

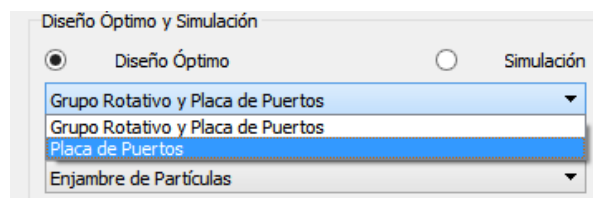


Fuente: Autores

En aras de lograr una comunicación efectiva entre el usuario y la herramienta, se decidió diseñar una interfaz que permitiera la entrada de datos y la salida de resultados. La interfaz implementada se muestra en la figura 62, ésta consta de una zona para la entrada de datos en la cual el usuario puede ingresar los parámetros iniciales de la Placa de Puertos de la bomba a diseñar y puede decidir el procedimiento que realizará. El usuario puede decidir entre dos acciones:

- *Diseño óptimo*
- *Simulación*

Figura 63 Selección de Componentes

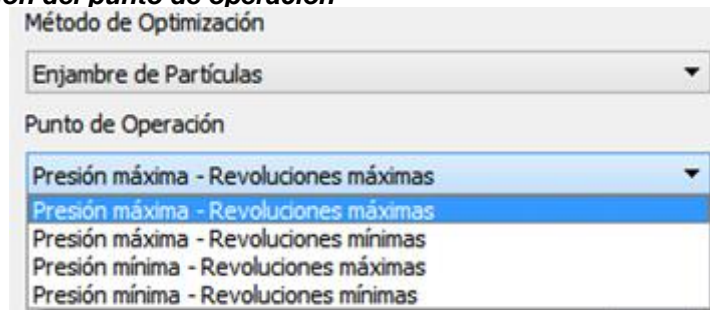


Fuente: Autores

Al escoger diseño óptimo, el usuario debe seleccionar los componentes que desea optimizar, dentro de los cuales puede seleccionar una optimización completa de toda la bomba, o una optimización de la placa de puertos partiendo de unas dimensiones del grupo rotativo ya establecidas, tal y como se muestra en la figura 63.

Una vez sean seleccionados los componentes a optimizar, debe ser escogido el método de optimización que utilizará la herramienta y el punto de operación en el cual se va a diseñar.

Figura 64 Selección del punto de operación



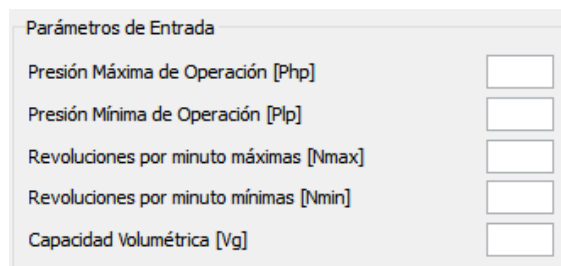
The image shows a software interface with two dropdown menus. The first menu, titled 'Método de Optimización', has 'Enjambre de Partículas' selected. The second menu, titled 'Punto de Operación', has a list of four options: 'Presión máxima - Revoluciones máximas' (highlighted in blue), 'Presión máxima - Revoluciones mínimas', 'Presión mínima - Revoluciones máximas', and 'Presión mínima - Revoluciones mínimas'.

Fuente: Autores

Es posible escoger cualquiera de los cuatro puntos que generará un diseño óptimo. Cada uno de estos diseños óptimos debe ser analizado para operar en cualquiera de los otros cuatro puntos.

Dependiendo del procedimiento que desee realizar el usuario serán necesarios diferentes datos de entrada resumidos en tres grupos:

Figura 65 Parámetros de entrada

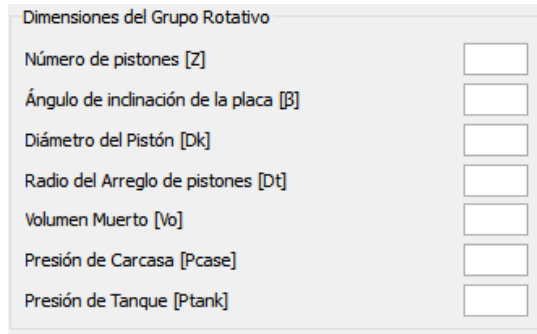


The image shows a form titled 'Parámetros de Entrada' with five input fields, each with a label and a unit in brackets: 'Presión Máxima de Operación [Php]', 'Presión Mínima de Operación [Plp]', 'Revoluciones por minuto máximas [Nmax]', 'Revoluciones por minuto mínimas [Nmin]', and 'Capacidad Volumétrica [Vg]'. Each field is currently empty.

Fuente: Autores

El grupo de los parámetros de entrada, mostrado en la figura 65, será necesario en cualquier operación que decida realizar el usuario.

Figura 66 Dimensiones del grupo rotativo



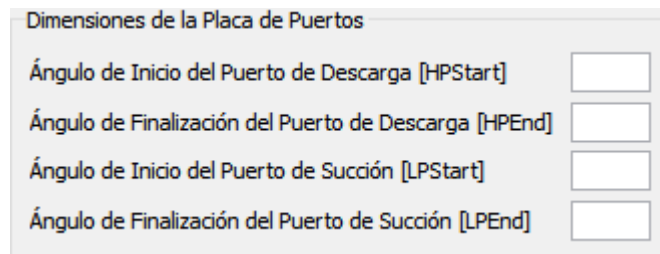
Dimensiones del Grupo Rotativo

Número de pistones [Z]	<input type="text"/>
Ángulo de inclinación de la placa [β]	<input type="text"/>
Diámetro del Pistón [Dk]	<input type="text"/>
Radio del Arreglo de pistones [Dt]	<input type="text"/>
Volumen Muerto [Vo]	<input type="text"/>
Presión de Carcasa [Pcase]	<input type="text"/>
Presión de Tanque [Ptank]	<input type="text"/>

Fuente: Autores

El grupo de las dimensiones del grupo rotativo, mostrado en la figura 66, será necesario en el caso de que el usuario desee simular o realizar una optimización únicamente de la placa de puertos, partiendo de unas dimensiones del grupo rotativo ya establecidas.

Figura 67 Dimensiones de la placa de puertos



Dimensiones de la Placa de Puertos

Ángulo de Inicio del Puerto de Descarga [HPStart]	<input type="text"/>
Ángulo de Finalización del Puerto de Descarga [HPEnd]	<input type="text"/>
Ángulo de Inicio del Puerto de Succión [LPStart]	<input type="text"/>
Ángulo de Finalización del Puerto de Succión [LPEnd]	<input type="text"/>

Fuente: Autores

El grupo de las dimensiones de la placa de puertos, mostrado en la figura 67, sólo estará activo cuando el usuario desee hacer la simulación de una bomba con todas sus dimensiones definidas y obtener así el comportamiento cinemático del pistón, el comportamiento dinámico de la presión en la cámara de desplazamiento, los momentos en la placa de soporte y el caudal entregado.

Una vez definido el punto de partida para cualquiera de las operaciones a realizar, es posible presionar en el botón Simular o en el botón Optimizar, para comenzar

con el proceso. Como se ha mencionado previamente, cada proceso tiene una duración diferente, siendo la simulación el proceso de menor costo computacional.

Los resultados obtenidos al final del proceso son almacenados en las dos tablas resultados correspondientes a cada una de las fases de optimización.

Figura 68 *Tabla de resultados para la primera fase de optimización*

	Magnitud	Unidades	^
Ángulo de Inclinación [β]			
Diámetro del Pistón [Dk]			
Diámetro del Arreglo de Pistones [Dt]			
Diámetro Interno del Barril [Di]			v

	Magnitud	Unidades	^
Diámetro Externo del Barril [Da]			
Diámetro del Eje [Ds]			
Lontitud Sobresaliente del pistón [Lo]			
Lontitud de la camisa del pistón [Lk]			v

Fuente: Autores

La primera fase de optimización completa el cuadro de resultados de la figura 68, mostrando al usuario un informe de resultados completo de todas las dimensiones básicas del grupo rotativo. La segunda fase de optimización completa el cuadro de resultados de la figura 5.14, el cual contiene el posicionamiento de los cuatro ángulos que representan los parámetros principales del diseño de la placa de puertos. Estas tablas de resultados, son omitidas en caso de que se esté realizando una simulación.

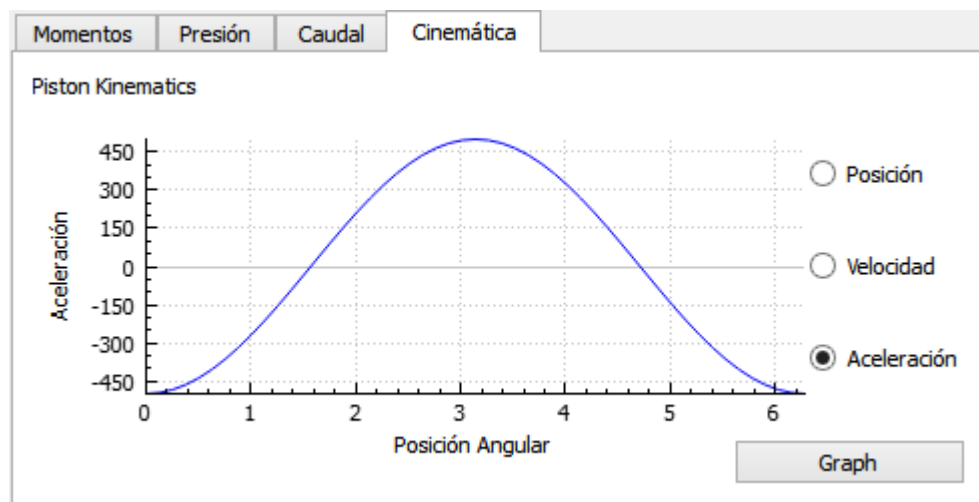
Figura 69 *Tabla de resultados para la segunda fase de optimización*

	Magnitud	Unidades
Ángulo de Inicio del Puerto de Descarga [HPStart]		
Ángulo de Finalización del Puerto de Descarga [HPEnd]		
Ángulo de Inicio del Puerto de Succión [LPStart]		
Ángulo de Finalización del Puerto de Succión [LPEnd]		

Fuente: Autores

Por último, la interfaz cuenta con una zona de gráficos en la cual pueden observarse los resultados de una simulación, realizada con las dimensiones óptimas encontradas.

Figura 70 *Módulo de cinemática*



Fuente: Autores

Una característica especial del módulo de la cinemática del pistón es mostrada en la figura 70, donde se puede observar que el usuario puede seleccionar la propiedad cinemática que desee analizar y graficarla durante una revolución completa.

6. CASO DE ESTUDIO

Con el fin de ensayar el funcionamiento de la metodología de diseño y la herramienta computacional propuestas, se creó un ejemplo de diseño para una bomba de pistones axiales. Esta metodología crea una bomba desde cero a partir de un tamaño de bomba predefinido, que más adelante se traduce en dimensiones reales.

Sin embargo, el propósito de este trabajo no es proveer los planos ni procesos de manufactura para una bomba nueva, sino demostrar que un método de diseño de la bomba asistido por computador es posible y puede llegar a remplazar el costoso proceso de ensayo y error.

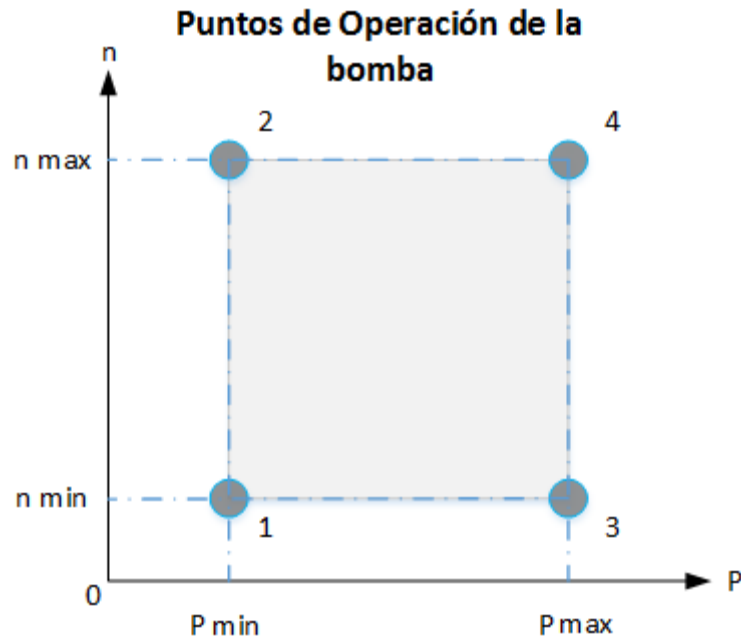
La bomba a diseñar posee las siguientes características:

1. Compacta.
2. Eficiencia volumétrica óptima para cada punto de operación.
3. Bajo nivel de ruido.
4. Presiones de trabajo de hasta 330 bar.
5. Velocidad de rotación máxima de 2000.

6.1 CONDICIONES DE OPERACIÓN

Las condiciones de operación son los datos de entrada necesarios para iniciar el proceso de diseño. Estas condiciones son el rango de presiones y el rango de revoluciones en el cual se va a desempeñar la bomba, al igual que la capacidad volumétrica. Una vez ingresados estos parámetros se pueden distinguir cuatro puntos de operación de la bomba como se muestra a continuación en la figura 6.1.

Figura 72 Puntos de operación de la bomba



Fuente: Autores

Las condiciones de operación para el caso de estudio fueron seleccionados en orden de crear una bomba con condiciones de operación típicas para muchos fabricantes. Por otro lado la presión de trabajo máxima es una presión considerable, en aras de ensayar el correcto funcionamiento del modelo planteado a altas presiones.

Tabla 9 Parámetros de entrada para el caso de estudio

Presión Max [bar]	Presión Min [bar]	rpm Max	rpm Min	Vg [cc]
330	230	2000	1200	34

El diseño de la bomba tiene que ser capaz de soportar las condiciones de operación más críticas, por lo tanto se debe escoger el punto de operación cuatro, el cual que corresponde a esta condición. En este punto, las fuerzas y los momentos sobre los diferentes componentes de la bomba son máximos.

6.2 FASE DE DISEÑO PRIMARIA

Durante esta etapa se consigue la mayoría de las dimensiones de la bomba. Lo primero es determinar el número de pistones teniendo en cuenta las recomendaciones hechas en la sección 4.1.1. Se elige un número de 9 pistones para que el factor de no uniformidad sea mínimo y el costo asociado a la manufactura sea también mínimo.

El algoritmo utilizado dentro la primera etapa fue descrito en el capítulo 4. Seleccionando el modulo optimizador de Particle Swarm Optimization y considerando el punto de operación más crítico, los resultados obtenidos durante esta primera etapa de optimización se resumen en la tabla 10.

Tabla 10 Resultados de la fase primaria para el caso de estudio

<i>Capacidad Volumétrica V_g [cc]</i>	<i>Numero de Pistones Z</i>	<i>Inclinación de la placa de soporte β [°]</i>	<i>Diámetro del pistón d_K [mm]</i>
34	9	19	15.3
<i>Radio del Arreglo de los pistones R [mm]</i>	<i>Longitud de la camisa del pistón l_K [mm]</i>	<i>Longitud sobresaliente del pistón en ODC l_0 [mm]</i>	<i>Longitud total del pistón l_z [mm]</i>
29.7	28	21	49

6.3 FASE DE DISEÑO SECUNDARIA

Una vez obtenidas las dimensiones del grupo rotativo, se prosigue con el cómputo de las dimensiones de la placa de puertos descrito en el capítulo 4. Este proceso toma como parámetros de entrada los resultados de la primera fase de optimización y nos arroja el comportamiento dinámico de la bomba con el posicionamiento óptimo

de los puertos de descarga y succión. Los parámetros usados en el módulo optimizador se resumen en la tabla 11.

Tabla 11 Parámetros de la implementación de PSO

Parámetros de la implementación de PSO	
Número de Partículas	20
Numero de Iteraciones Máximas	1000
Factor de Constricción	si
Factor de Inercia	Si, variable
Manejo de Restricciones	Penalty Function
Topología	Global
Implementación de Convergencia	Si

El objetivo de esta sección era optimizar el diseño de la placa de puertos para cuatro puntos de operación diferentes. Los resultados obtenidos muestran dos tendencias:

- Resultados en los puntos dos y cuatro, muestran alta similitud, con variaciones menores a un grado.
- Resultados en los puntos uno y tres, son casi iguales.

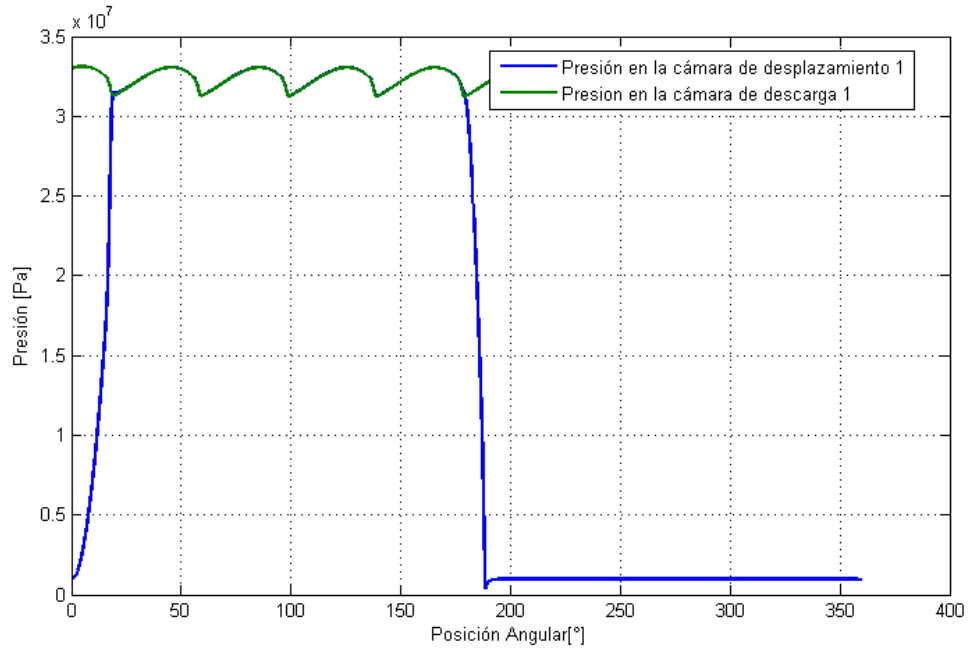
Por esta razón se decidió solo analizar los resultados de los puntos 4 y 1. En la tabla 124 se muestran los resultados obtenidos para la optimización en el punto 4.

Tabla 12 Resultados obtenidos en el punto 4

Resultados Obtenidos en el punto 4			
HP Start	HP End	LP Start	LP End
375.719	148.768	186.656	330.473

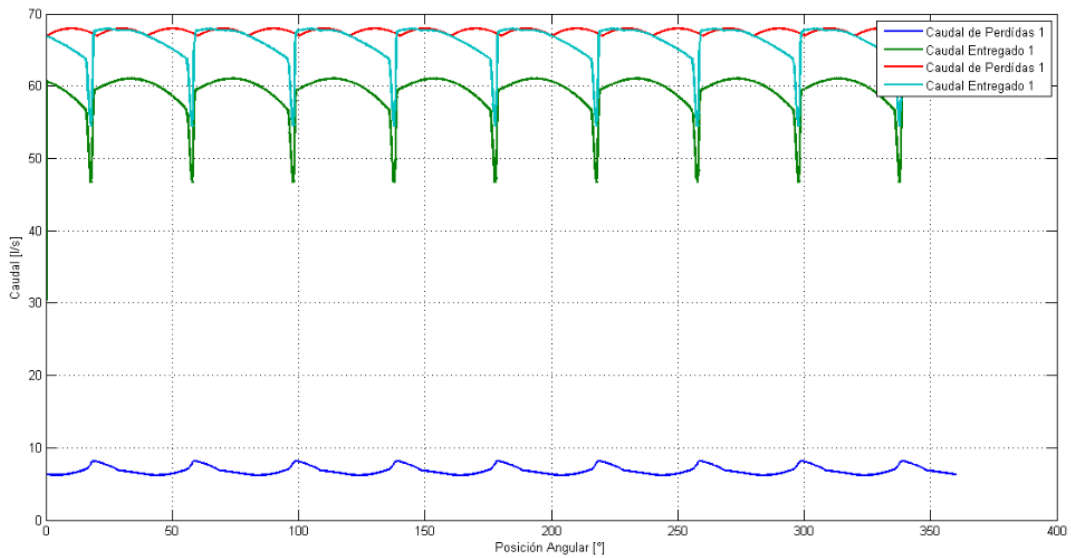
En las figuras 72, 73 y 74 se presenta la respuesta dinámica de la bomba para el diseño descrito en la tabla 12.

Figura 72 Presión contra posición angular para el diseño óptimo en el punto de operación 4



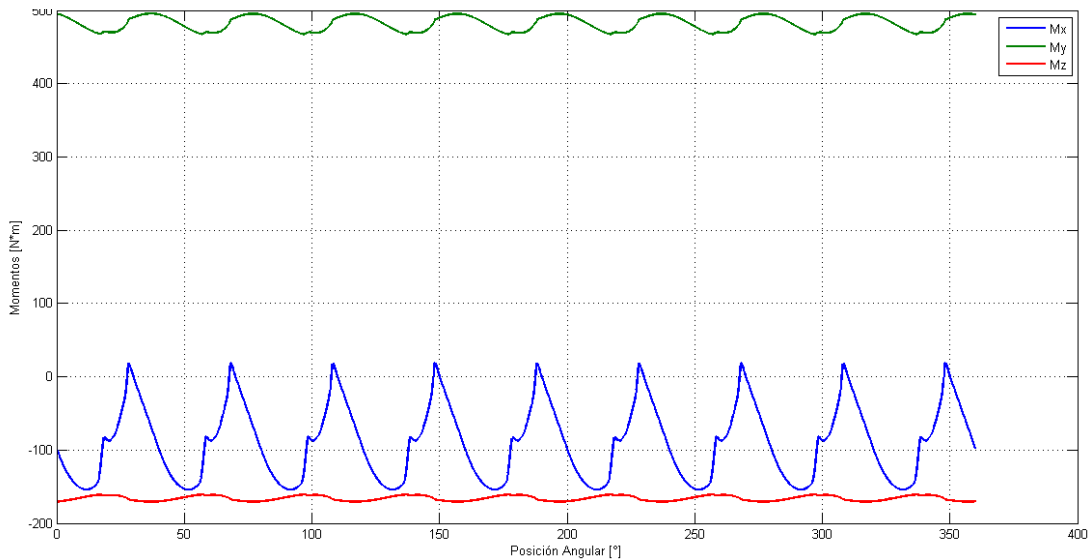
Fuente: Autores

Figura 73 Caudal entregado contra posición angular para el diseño óptimo en el punto de operación 4



Fuente: Autores

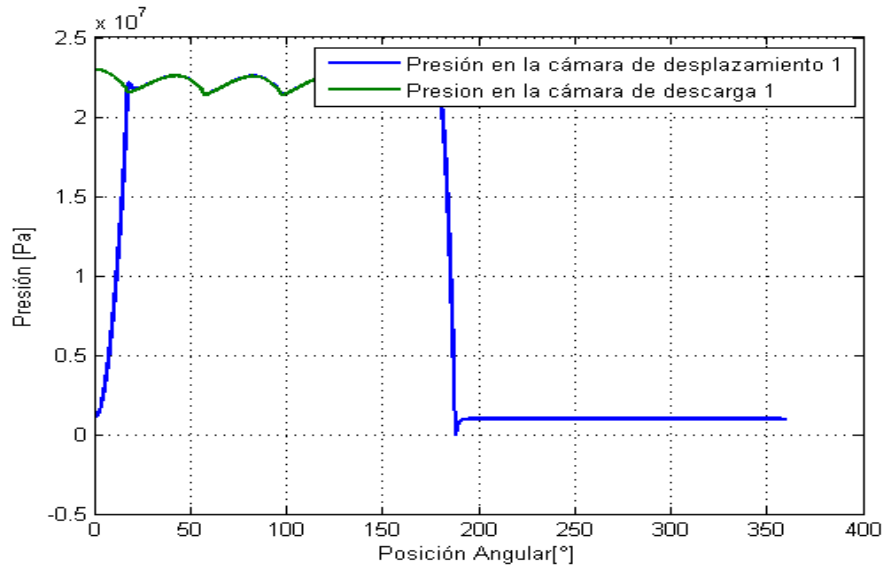
Figura 74 Momentos contra posición angular para el diseño óptimo en el punto de operación 4



Fuente: Autores

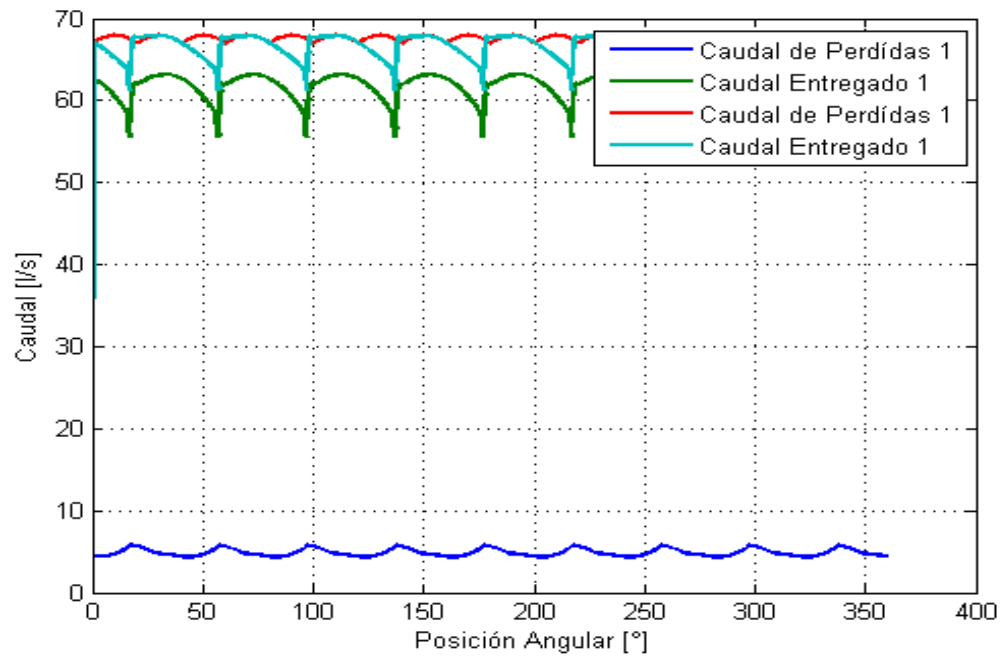
Para validar que el diseño óptimo obtenido para el punto de operación 4, sea viable en todo el rango de operación, se propone simular el diseño en el punto de operación 1 y chequear que no exista cavitación o algún sobre pico de presión. Los resultados de ésta simulación se muestran en las figuras 75, 76 y 77.

Figura 75 Presión contra posición angular, simulando el diseño óptimo 4 en el punto de operación 1



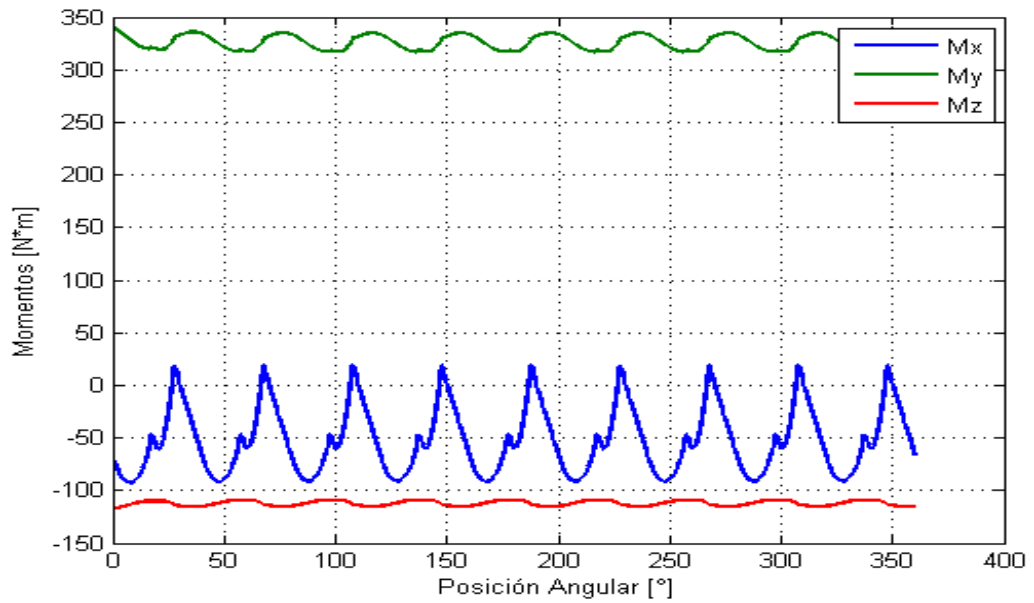
Fuente: Autores

Figura 76 Caudal contra posición angular, simulando el diseño óptimo 4 en el punto de operación 1



Fuente: Autores

Figura 77 Caudal contra posición angular, simulando el diseño óptimo 4 en el punto de operación 1



Fuente: Autores

De las anteriores gráficas se puede resaltar que:

- El diseño óptimo encontrado en 4 genera problemas de cavitación al ser evaluado en el punto 1.
- La magnitud de los momentos alrededor de x aumenta ligeramente, a pesar de que la presión máxima es menor.

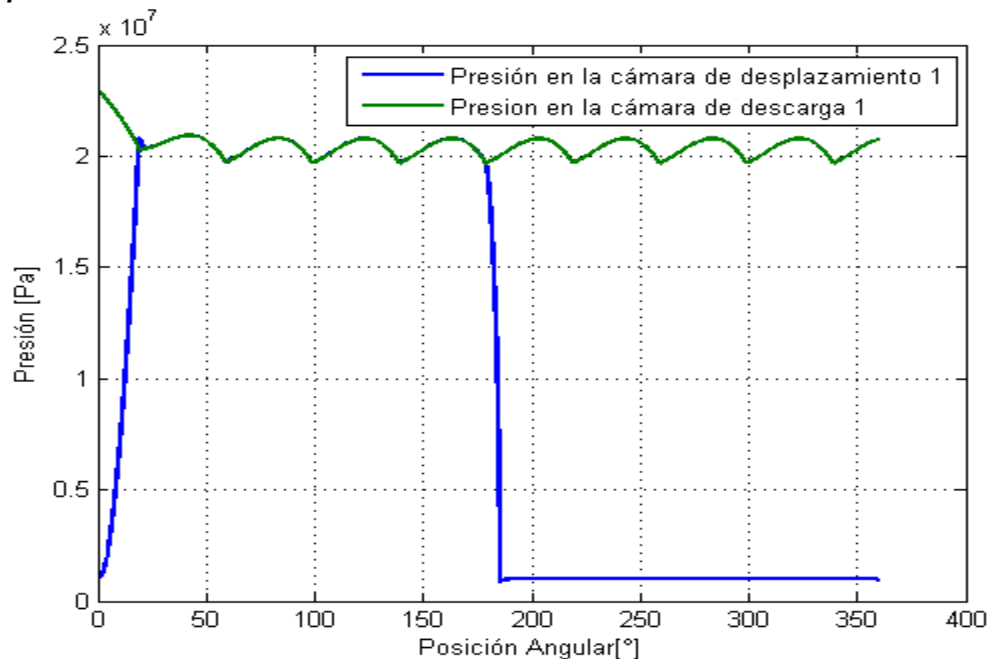
En la tabla 13 se muestra el diseño óptimo obtenido en el punto de operación 1

Tabla 13 Resultados obtenidos en el punto 1

Resultados Obtenidos en el punto 1			
HP Start	HP End	LP Start	LP End
377.726	148.868	183.656	330.473

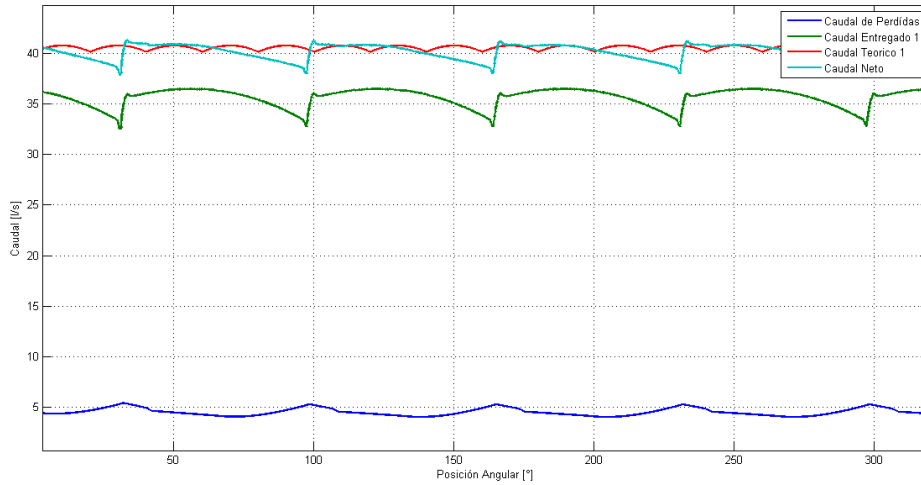
En las figuras 78, 79 y 80 se presenta la respuesta dinámica obtenida simulando el diseño previamente descrito.

Figura 78 Presión contra posición angular para el diseño óptimo obtenido en el punto de operación 1



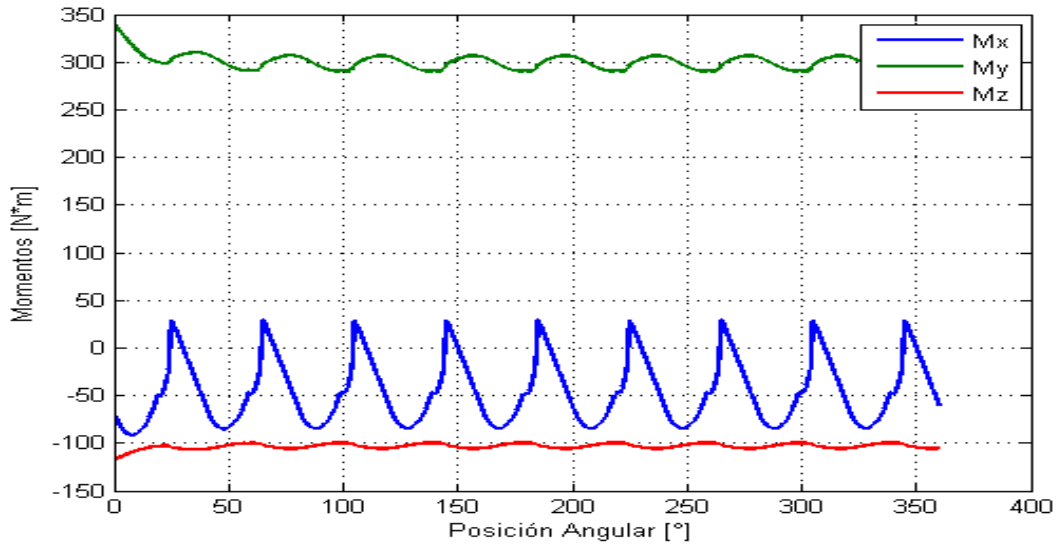
Fuente: Autores

Figura 79 Caudal contra posición angular para el diseño óptimo obtenido en el punto de operación 1



Fuente: Autores

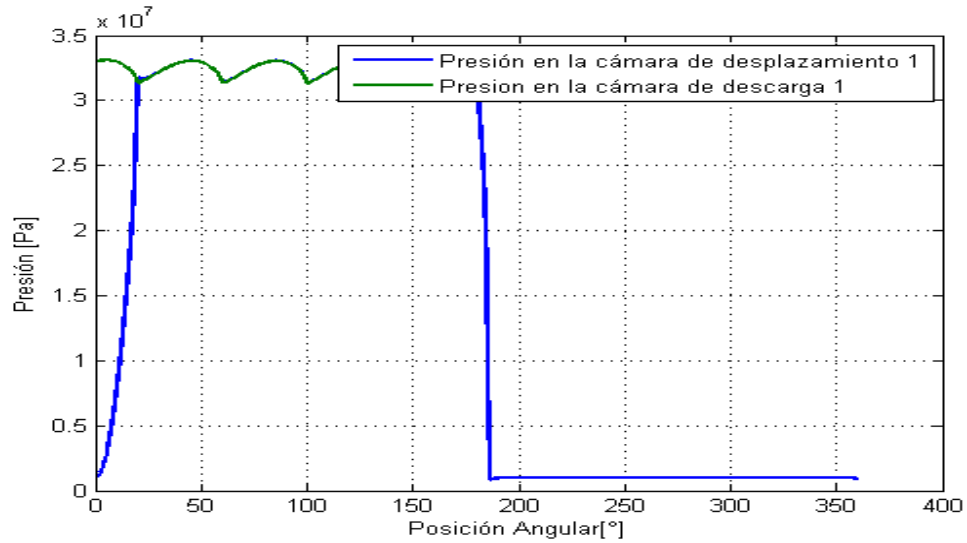
Figura 80 Momentos contra posición angular para el diseño óptimo obtenido en el punto de operación 1



Fuente: Autores

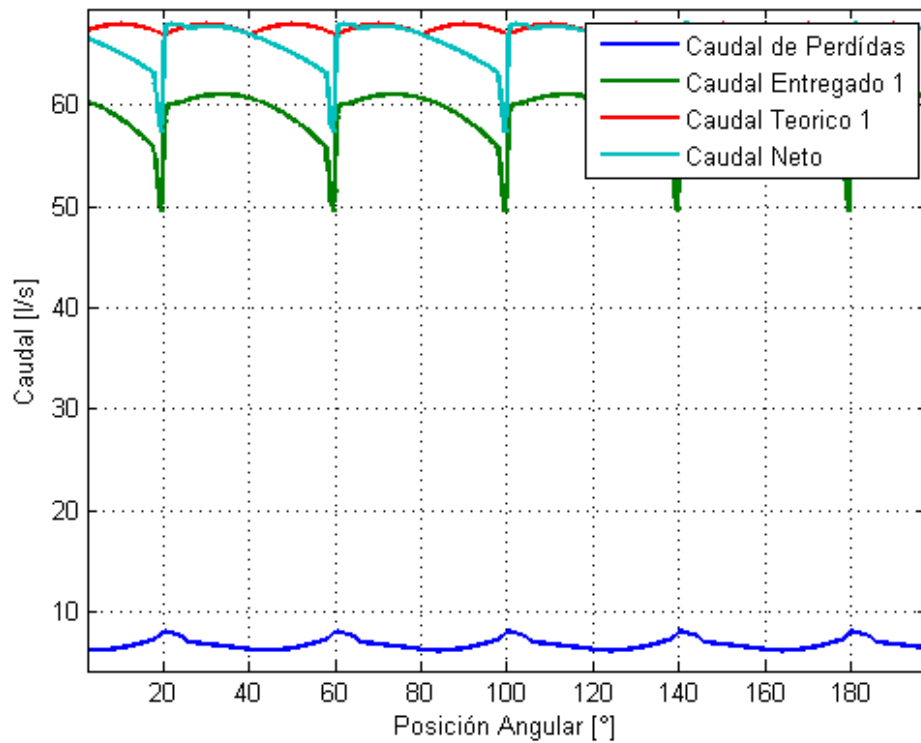
Realizando el mismo procedimiento, se simulará el diseño obtenido para el punto de operación 1 en el punto de operación 4 y se revisará que no exista ninguna irregularidad. Las figuras 81, 82 y 83, muestran la respuesta de ésta simulación.

Figura 81 Presión contra posición angular simulando el diseño óptimo 1 en el punto de operación 4



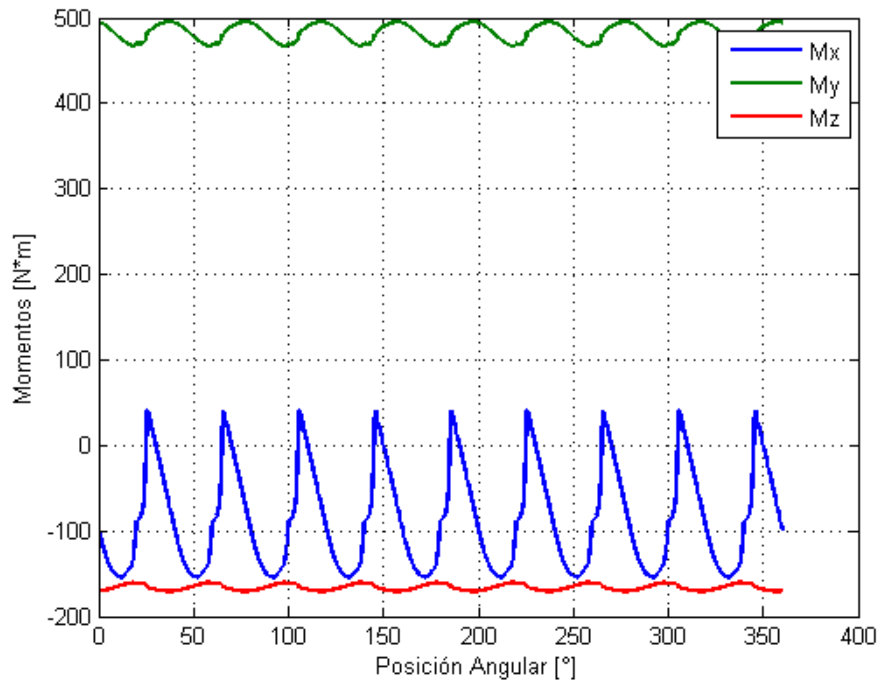
Fuente: Autores

Figura 82 Caudal contra posición angular simulando el diseño óptimo 1 en el punto de operación 4



Fuente: Autores

Figura 83 Momentos contra posición angular simulando el diseño óptimo 1 en el punto de operación 4



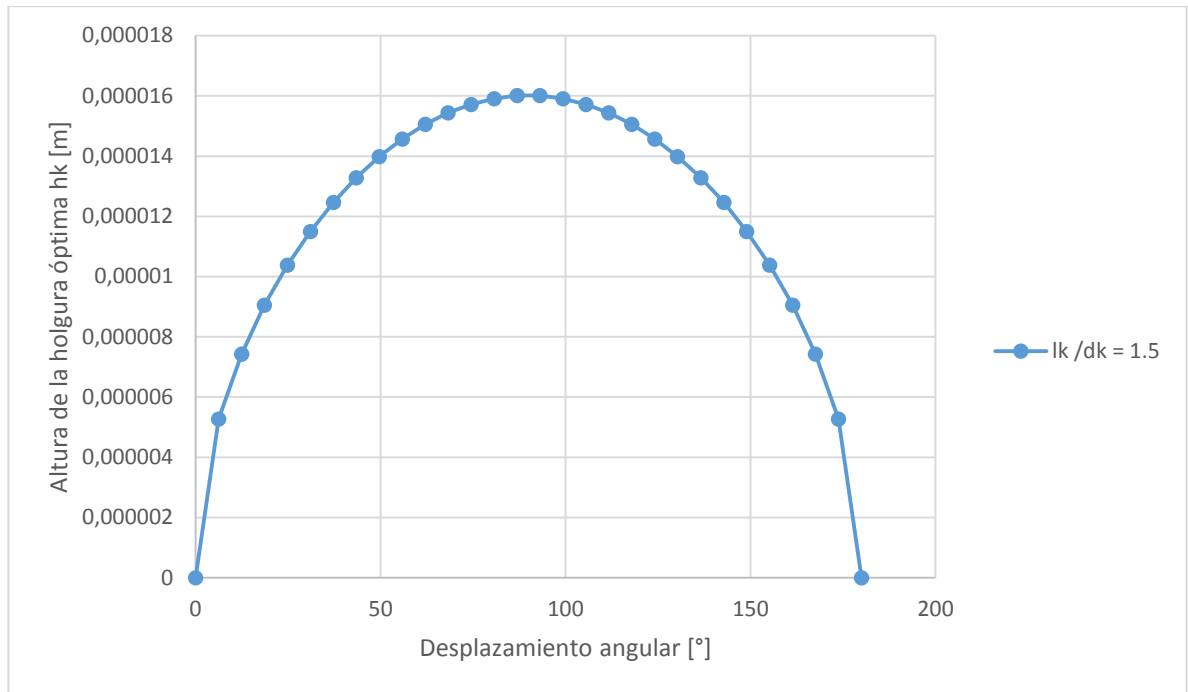
Fuente: Autores

La solución escogida, mostrada en la tabla 6.6, es una solución intermedia que tiene el ángulo de comienzo del puerto de descarga de la solución óptima en el punto 4 y el comienzo del puerto de succión de la solución óptima en el punto 1. De esta manera se evita cavitación y problemas de sobre picos durante todo el rango de operación.

Tabla 14 Resultados óptimos finales

Resultados óptimos finales			
HP Start	HP End	LP Start	LP End
375.719	148.868	183.656	330.473

Figura 84 Altura óptima de la holgura pistón – barril para una presión mínima de 230 [bar]



Fuente: Autores

La elección de la holgura de las interfaces fue basada en la gráfica anterior, donde se puede observar que dicha altura tiene que ser máxima en 90 °. Por esta razón se toma este valor para que durante todo el intervalo de operación no haya problemas de fricción que derivan en pérdidas mecánicas de potencia.

7. ANALISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se analizará la influencia de cambiar los diferentes parámetros de entrada a la aplicación, sobre el diseño y dimensionamiento del grupo rotativo. En esta sección no se pretende analizar la influencia sobre el diseño de la placa de puertos debido al alto costo computacional que implica hacer estas simulaciones.

Igualmente en este capítulo se compararán los resultados obtenidos por los dos módulos de optimización desarrollados. i.e. Particle Swarm Optimization, y Genetic Algorithms. Todos los casos el análisis se realizaron solo sobre la primera fase de optimización con el fin de evitar el crecimiento excesivo del costo computacional.

7.1 COMPARACIÓN DE LOS MÉTODOS DE OPTIMIZACIÓN

En esta sección se compararán los resultados obtenidos por Genetic Algorithms (GA) y Particle Swarm Optimization (PSO). El análisis se hace sobre las tres variables de optimización de la fase primaria

- Angulo de inclinación de la placa β
- Longitud de la camisa del pistón L_K
- Longitud sobresaliente del pistón en el punto muerto superior L_o

Esta sección está dividida en dos partes. En la primera se estudian los resultados obtenidos con un número de iteraciones de 100, mientras que en la segunda se incrementan estas iteraciones a 1000.

En las tablas 7.1 y 7.2 se pueden observar algunos parámetros y características del algoritmo de implementación. En ambos casos se bloquea la finalización por convergencia, para poder comparar ambos algoritmos en igualdad de condiciones. El estudio incluye análisis sobre 2 números de iteraciones máximas, 4 diferentes puntos de presión máxima, 4 diferentes puntos de velocidad de operación máxima y 10 capacidades volumétricas diferentes, para un total de 320 procesos de optimización para PSO y 320 para GA.

Tabla 15 Parámetros de la implementación de PSO

Parámetros de la implementación de PSO	
Número de Partículas	20
Numero de Iteraciones Máximas	100-1000
Factor de Constricción	Si
Factor de Inercia	Si, Variable
Manejo de Restricciones	Penalty Function
Topología	Global
Implementación de Convergencia	No

Tabla 16 Parámetros de la implementación de GA

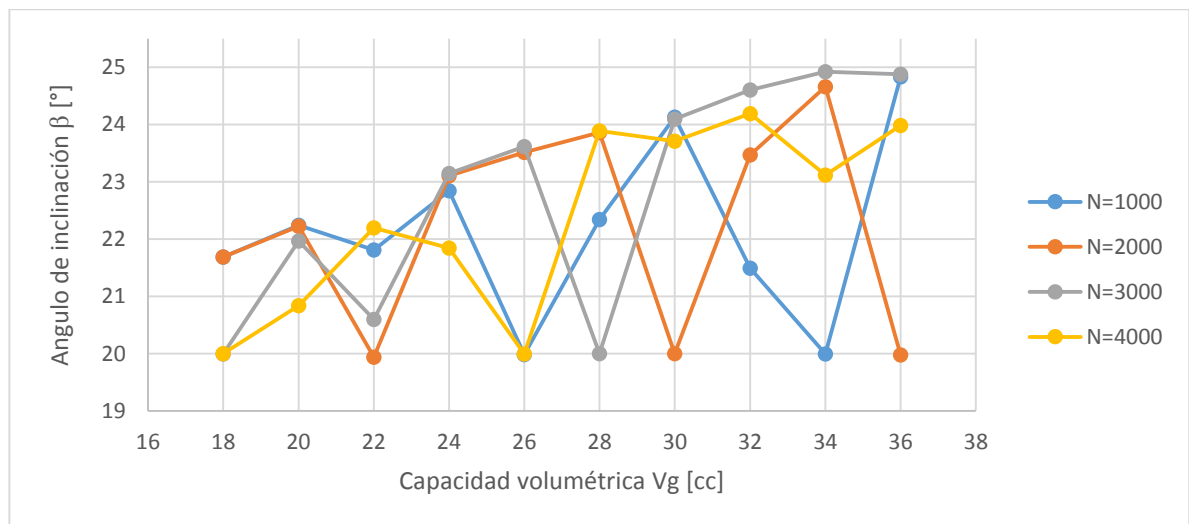
Descripción de la implementación de GA	
Cromosomas	50
Generaciones	100-1000
Número de bits por cadena	1000
Selección	Ruleta
Mutación [%]	30
Cruzamiento	De un solo punto
Tasa de cruce	0.8
Elitismo	No
Manejo de Restricciones	Penalty Function
Implementación de convergencia	No

7.1.1 Resultados obtenidos con 100 iteraciones.

En esta sección se analizan los resultados obtenidos con los dos algoritmos utilizando 100 iteraciones y las características descritas en las tablas anteriores. El tiempo de optimización aproximado realizado por PSO fue de 5 minutos para PSO y 45 minutos para GA.

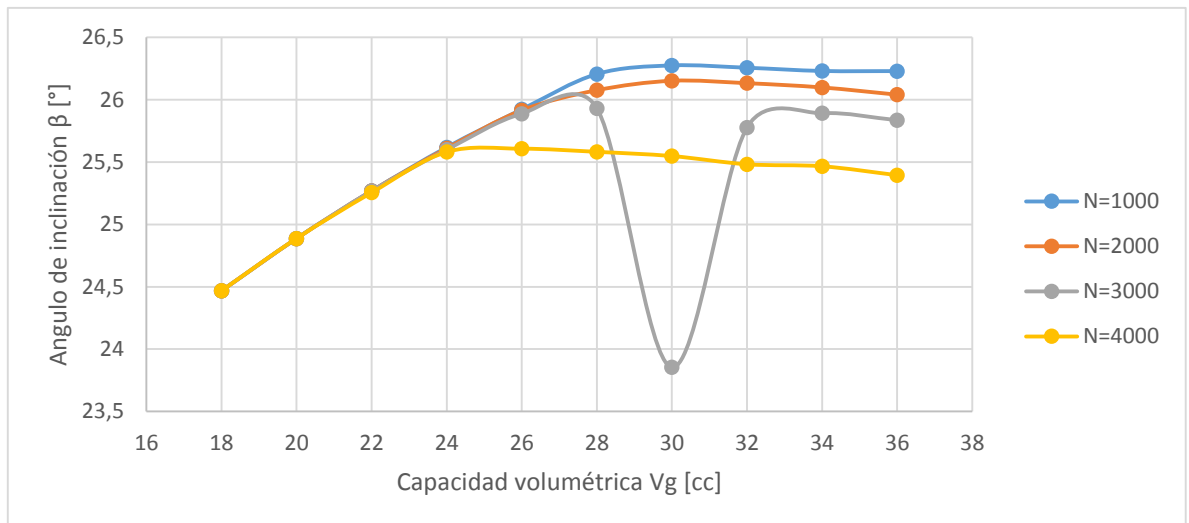
Los resultados obtenidos para todos los parámetros de optimización con 100 iteraciones y una presión máxima de operación de 330 se presentan en las siguientes figuras.

Figura 85 *Ángulo de inclinación contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando GA*



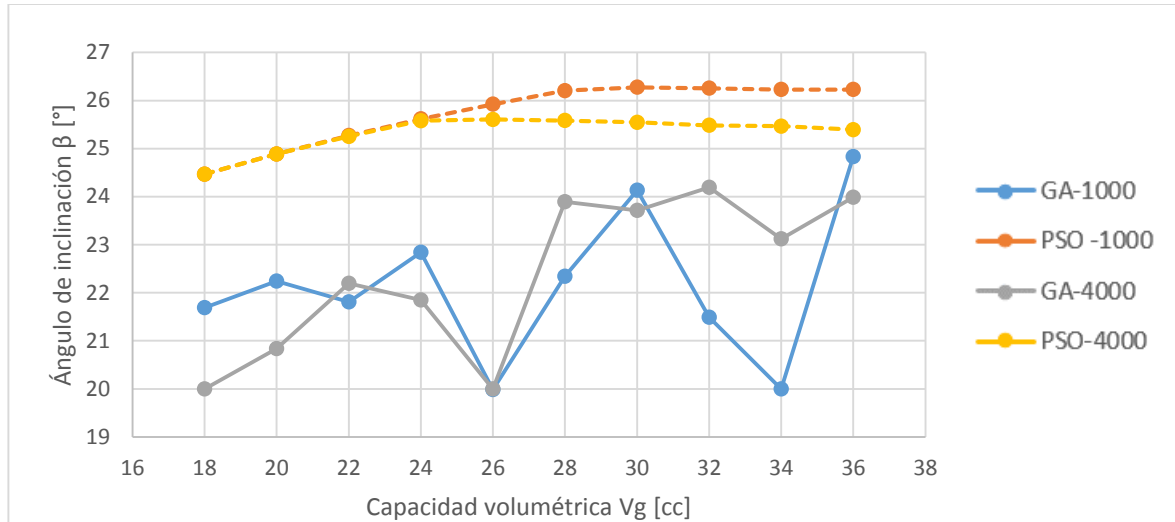
Fuente: Autores

Figura 86 *Ángulo de inclinación contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO*



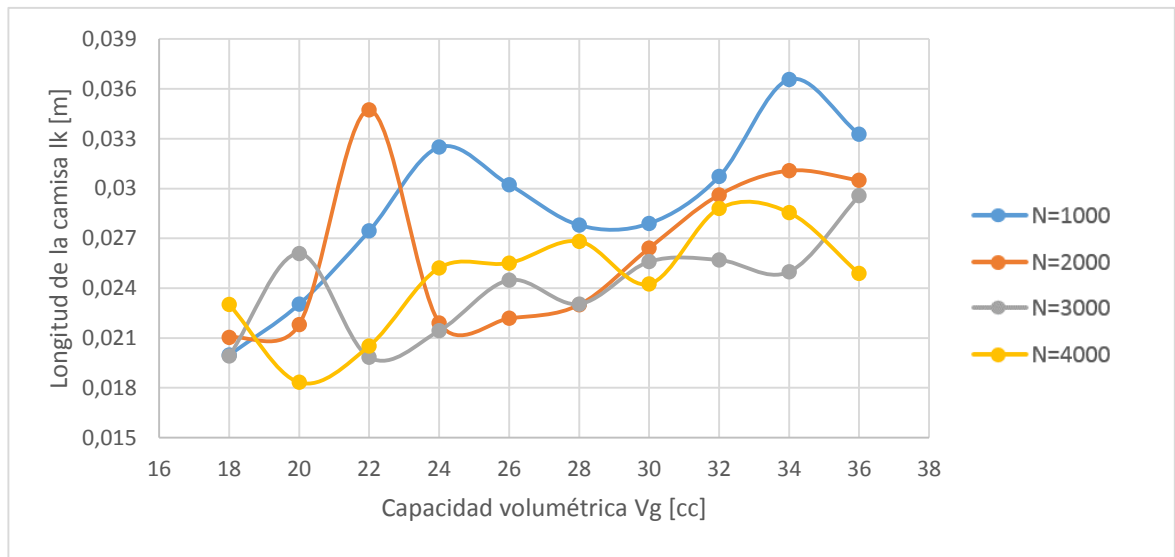
Fuente: Autores

Figura 87 Comparación de los resultados presentados en las figuras 85 y 86



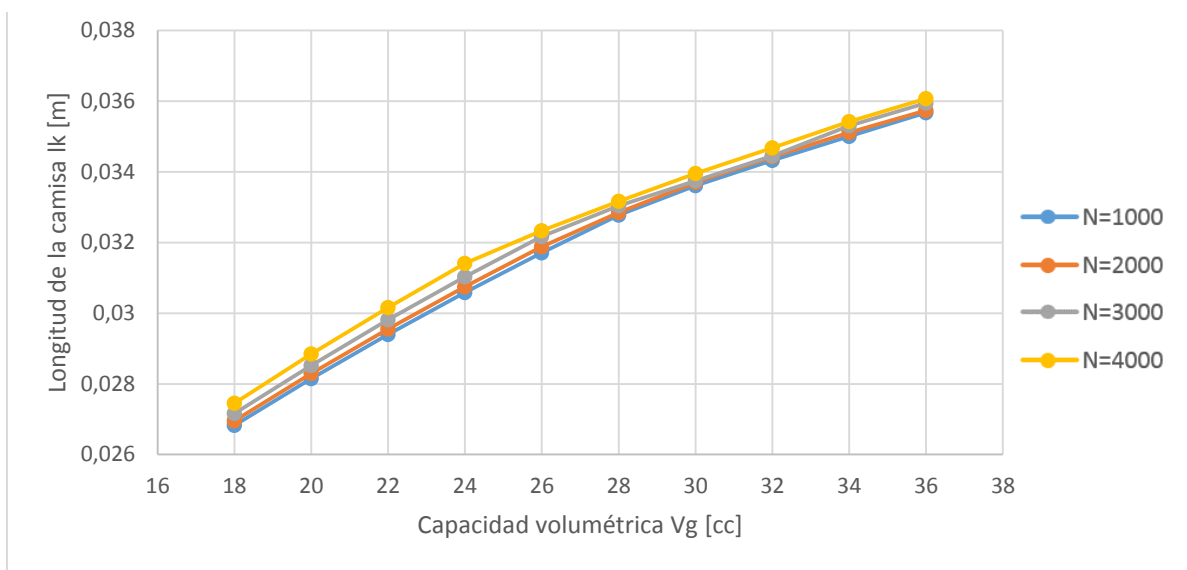
Fuente: Autores

Figura 88 Longitud de la camisa del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando GA



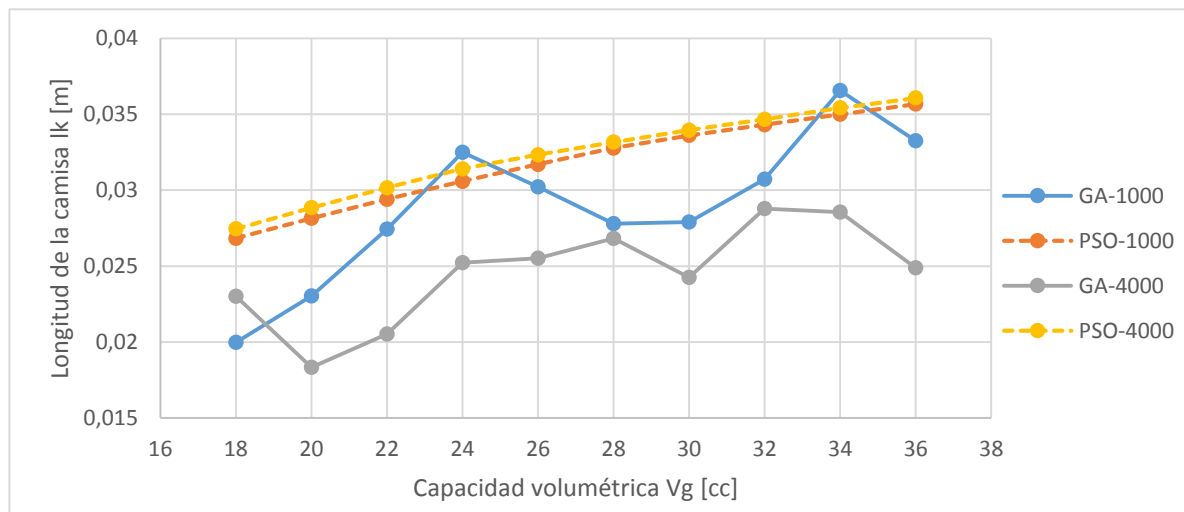
Fuente: Autores

Figura 89 Longitud de la camisa del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO



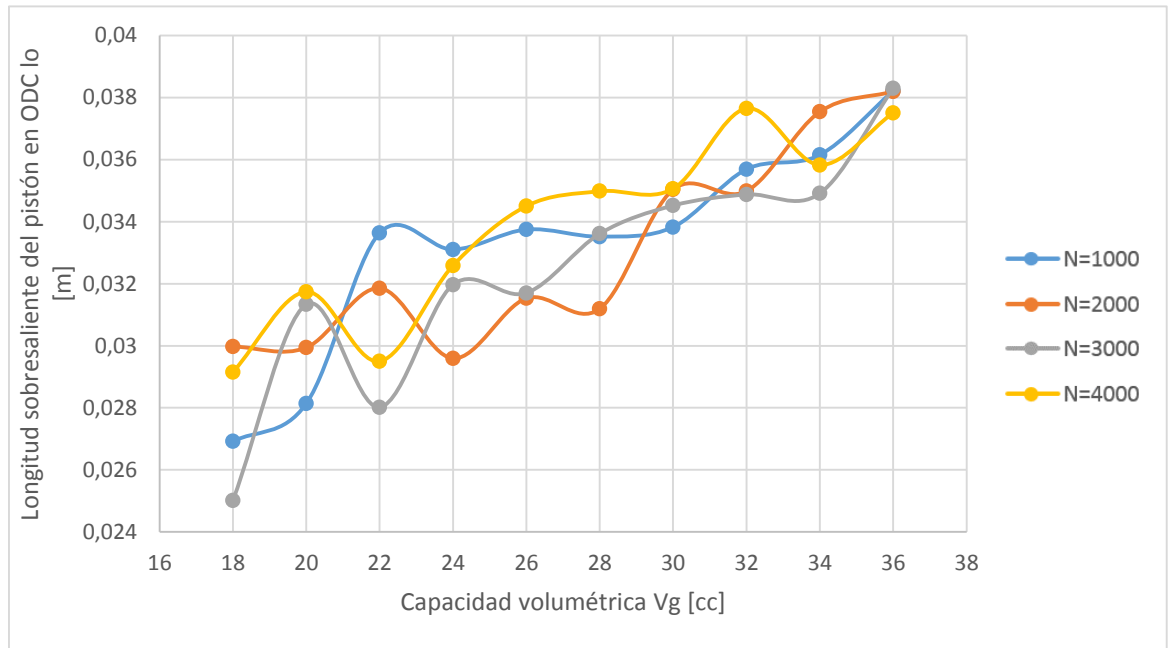
Fuente: Autores

Figura 90 Comparación de los resultados presentados en las figuras 88 y 89



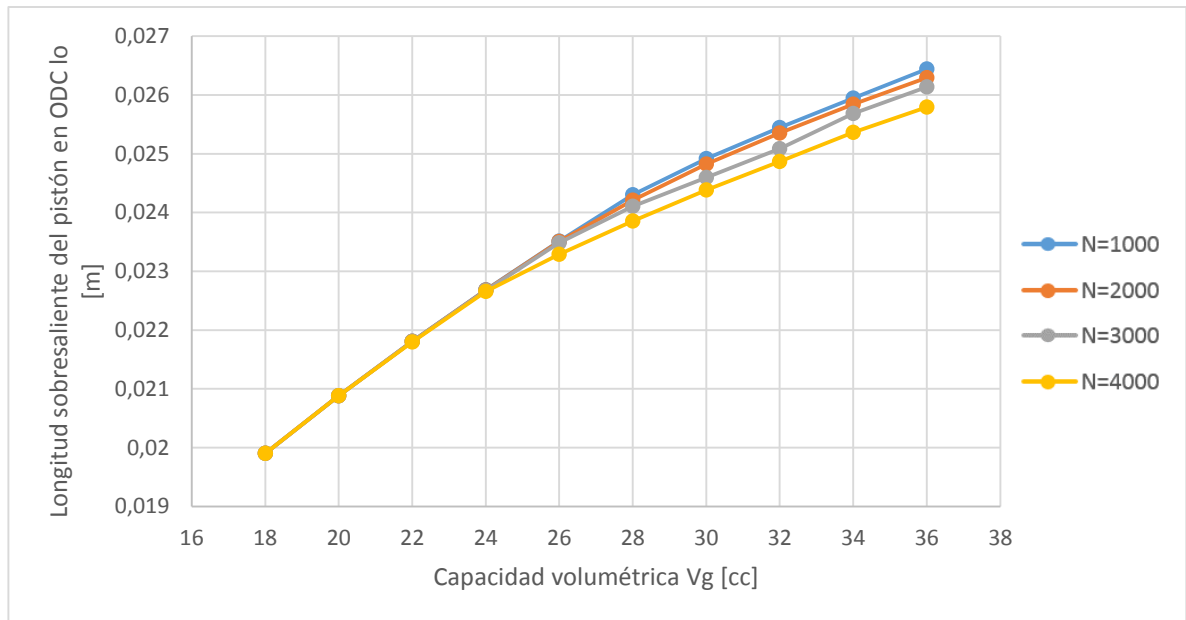
Fuente: Autores

Figura 91 Longitud sobresaliente del pistón en ODC contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando GA



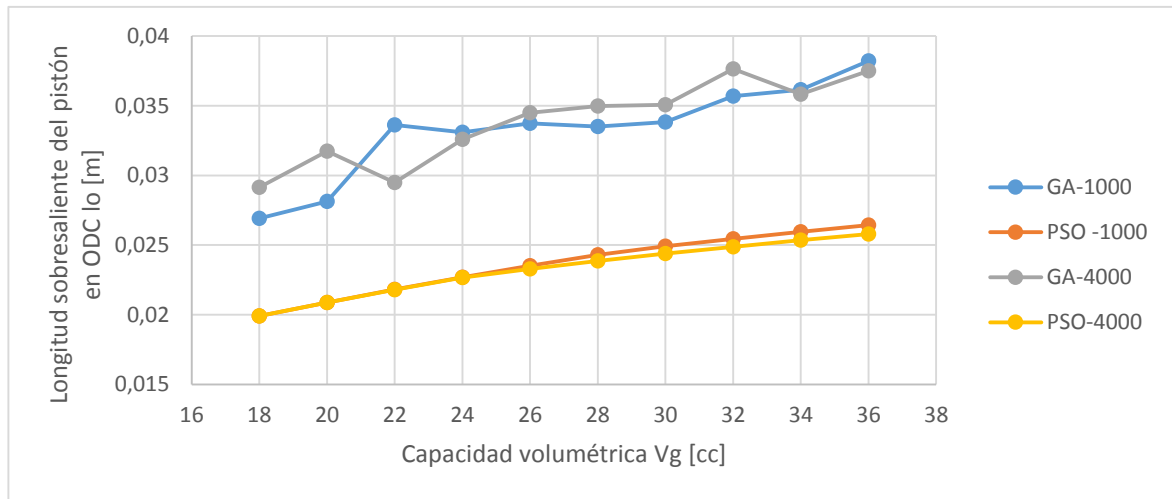
Fuente: Autores

Figura 92 Longitud sobresaliente del pistón en ODC contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO



Fuente: Autores

Figura 93 Comparación de los resultados presentados en las figuras 91 y 92



Fuente: Autores

De las gráficas anteriores se puede resaltar que:

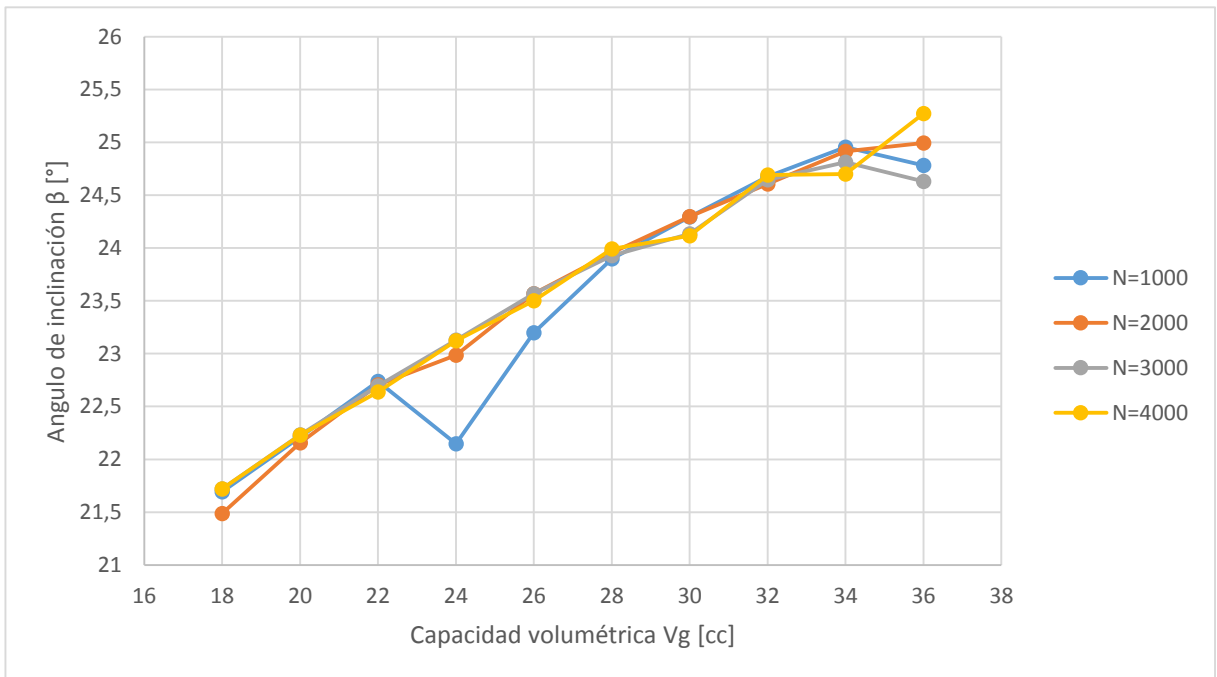
- A primera vista, en general los resultados obtenidos por GA, parecen no tener una tendencia. Sin embargo si se omiten algunos procesos de optimización fallidos, se puede notar que los resultados oscilan alrededor de una línea recta con pendiente positiva, es decir que a medida que aumenta la capacidad volumétrica, las variables tienden a aumentar igualmente.
- En contraste los resultados encontrados por PSO presentan una tendencia muy clara acorde a la descripción anterior. Para el ángulo de inclinación de la placa β , parece ser una relación lineal hasta cierto punto en el cual parece estabilizarse o en algunos casos, cambiar a una pendiente negativa. Para las otras dos variables estudiadas la relación parece ser lineal.
- Recordando que el objetivo de esta optimización es maximizar el ángulo de inclinación de la placa inclinada β , mientras se disminuyen las longitudes de la camisa y la longitud sobresaliente del pistón; se puede decir que en general los resultados obtenidos por PSO parecen ser mucho mejores que los obtenidos por GA a excepción del caso de Lk , en el cual los resultados son muy similares.

- La explicación de lo anterior es que GA parece quedarse atrapado en los óptimos locales y no hacer suficiente exploración del espacio de búsqueda. Este defecto se nota más en casos donde la cantidad de iteraciones es pequeña (100 iteraciones)
- PSO por otro lado parece encajar muy bien para resolver problemas con pocas iteraciones, lo cual es un reflejo de un buen balance entre exploración y explotación.

7.1.2 Resultados obtenidos con 1000 iteraciones

El tiempo de optimización aproximado realizado por PSO fue de 15 minutos para PSO y 1.5 horas para GA. Los resultados obtenidos para todos los parámetros de optimización con 1000 iteraciones y una presión máxima de operación de 330 se presentan en las siguientes figuras.

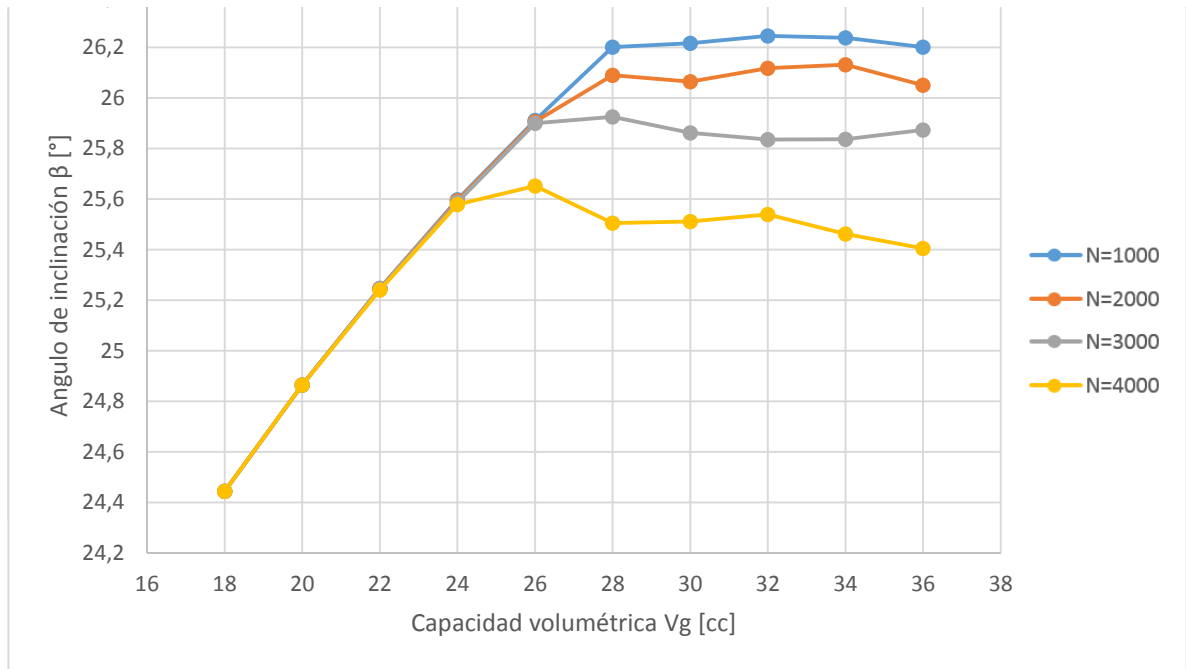
Figura 94 *Ángulo de inclinación contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando GA*



Fuente: Autores

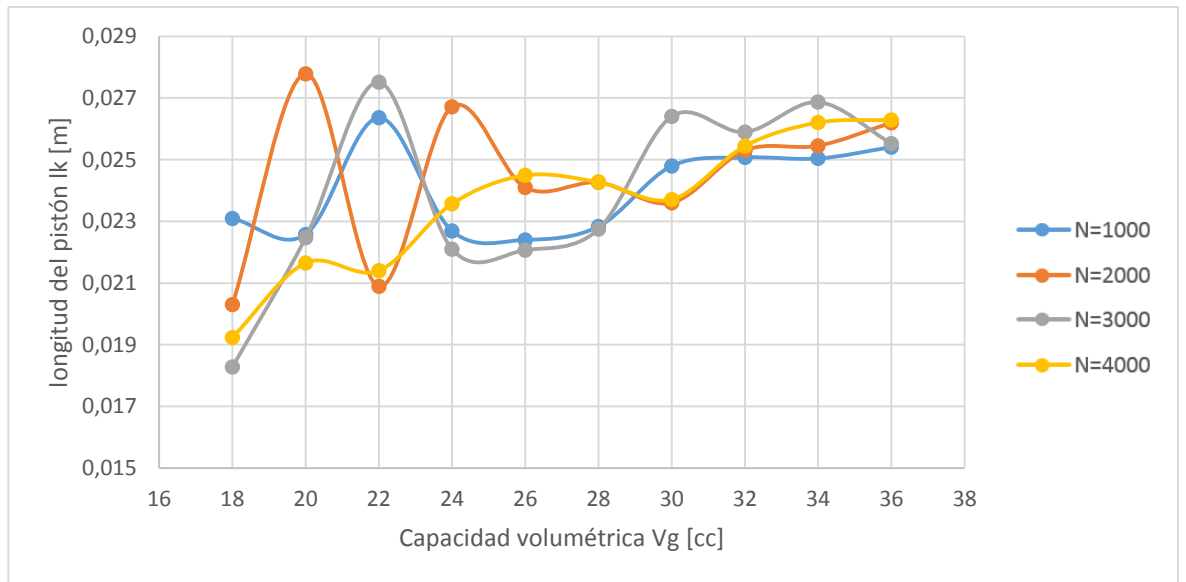
Figura 95 Ángulo de inclinación contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO

Figura 96 Comparación de los resultados presentados en las figuras 94 y 95



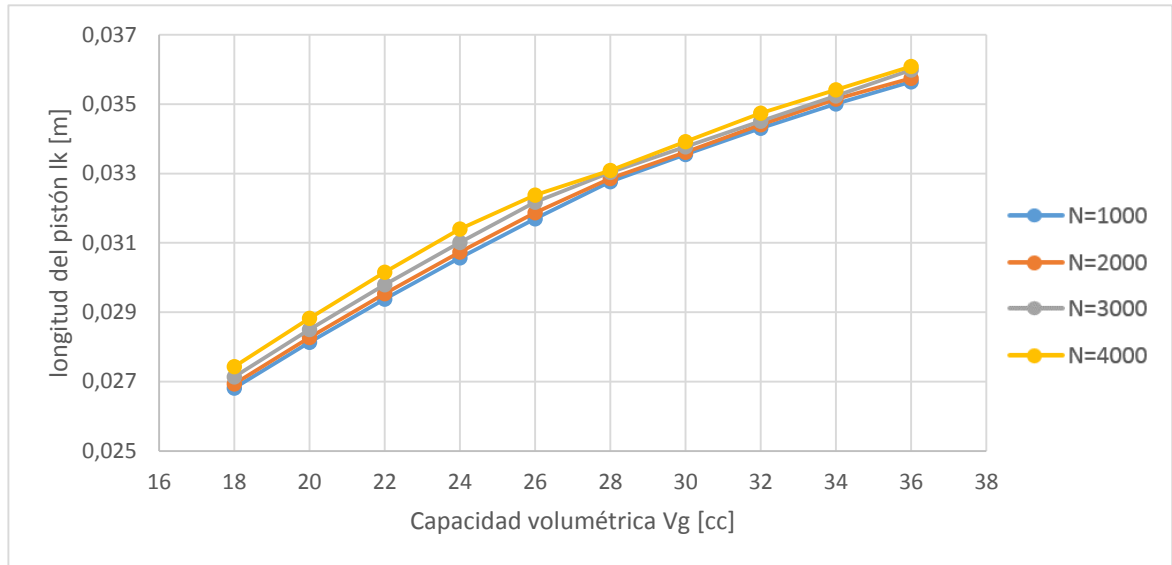
Fuente: Autores

Figura 97 Longitud de la camisa del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando GA



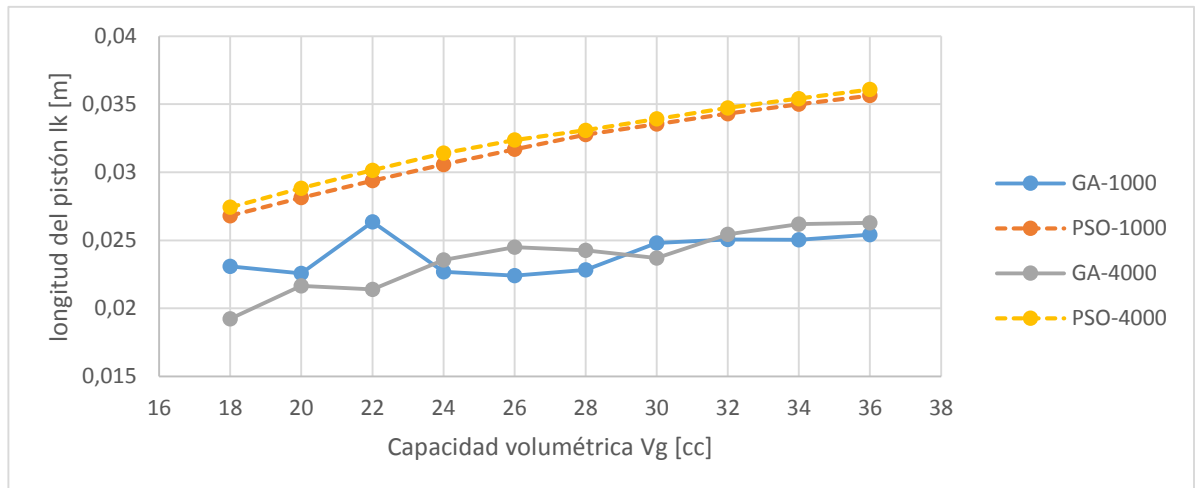
Fuente: Autores

Figura 98 Longitud de la camisa del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO



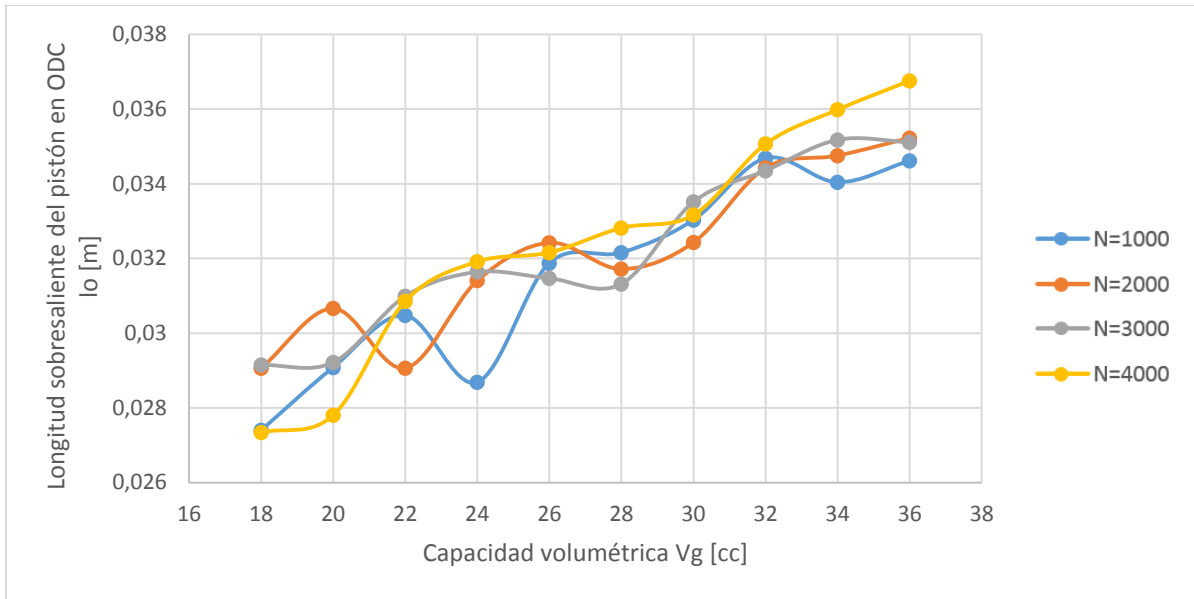
Fuente: Autores

Figura 99 Comparación de los resultados presentados en las figuras 97 y 98



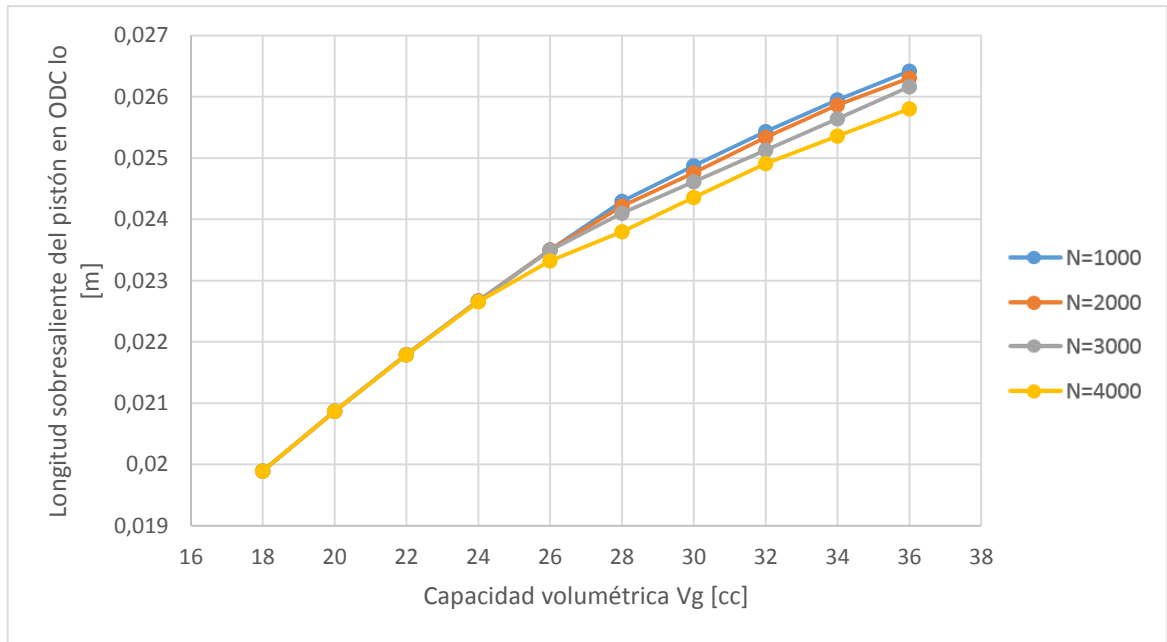
Fuente: Autores

Figura 100 Longitud sobresaliente del pistón en ODC contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando GA



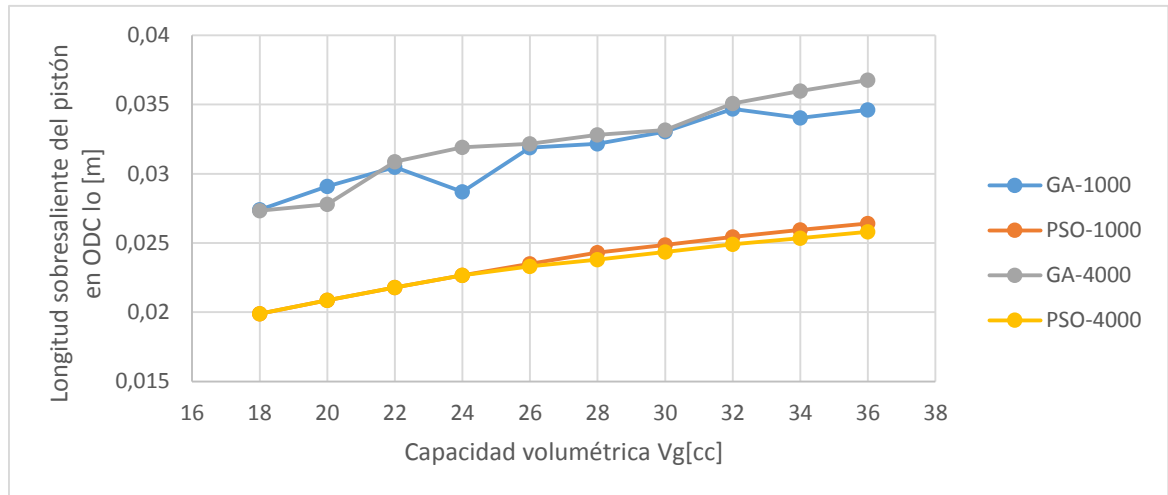
Fuente: Autores

Figura 101 Longitud sobresaliente del pistón en ODC contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO



Fuente: Autores

Figura 102 Comparación de los resultados presentados en las figuras 100 y 101



Fuente: Autores

Para concluir esta sección, se resalta lo principalmente observado:

- Los resultados obtenidos por GA mejoran bastante. Se puede seguir observando la tendencia lineal de las variables pero las fluctuaciones alrededor de esta línea y los procesos fallidos han disminuido.
- Los resultados obtenidos por PSO son muy similares a los analizados en la sección anterior. Esto quiere decir que el algoritmo es capaz de encontrar el óptimo mucho antes de completar el total de iteraciones.
- Además es bastante notorio que los resultados de PSO son superiores a los de GA. Al igual que en la sección anterior solo en la longitud de la camisa del pistón L_k los dos algoritmos están a la par, pero en el resto de dimensiones PSO marca la diferencia notablemente.
- Podemos concluir que PSO es mucho mejor que GA porque hace un buen balance entre exploración y explotación de los resultados y esto evita que se quede atrapado en óptimos locales como lo hace GA.

7.2 Análisis de la escalabilidad del modelo

Para verificar la funcionalidad y escalabilidad del modelo, se realizaron una serie de procesos de optimización en los cuales se variaron los parámetros de entrada del diseño de la bomba. El estudio incluye análisis sobre 4 diferentes puntos de presión máxima, 4 diferentes puntos de velocidad de operación, y 10 capacidades volumétricas diferentes, para un total de $4 * 4 * 10 = 160$ procesos de optimización para PSO y 160 para GA.

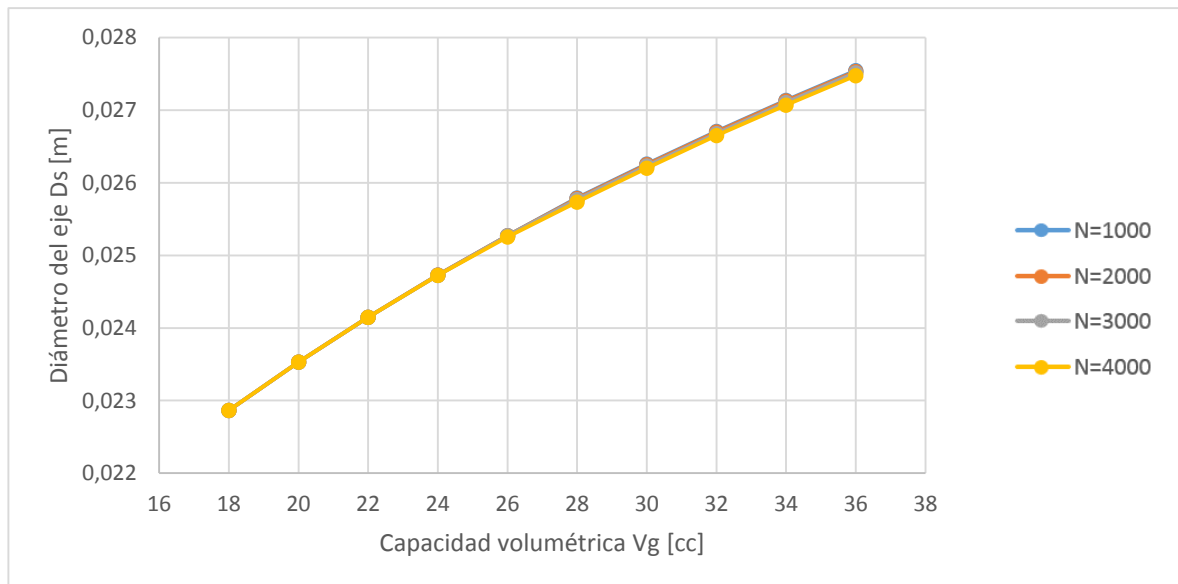
La primera parte de este capítulo se centra en la realización del análisis de los resultados obtenidos al dejar constante la presión, las revoluciones y la capacidad volumétrica variable. Para esta parte se escoge $P_{max} = 330 [bar]$

En la segunda parte se analizan los resultados al mantener constante las revoluciones y variar la capacidad volumétrica y la presión máxima. En este caso se escoge $rpm = 2000$.

A pesar de que el proceso se realizó tanto con GA con PSO en esta sección se presentan los resultados obtenidos solo por el segundo método, debido a que éste fue el método con el que se obtuvieron mejores resultados. Además se presentan las variables que no habían sido analizadas como el diámetro del pistón, el radio del arreglo de pistones, y el diámetro interior del eje. La comparación de los resultados obtenidos por las dos técnicas se realizó previamente en la sección 7.1.

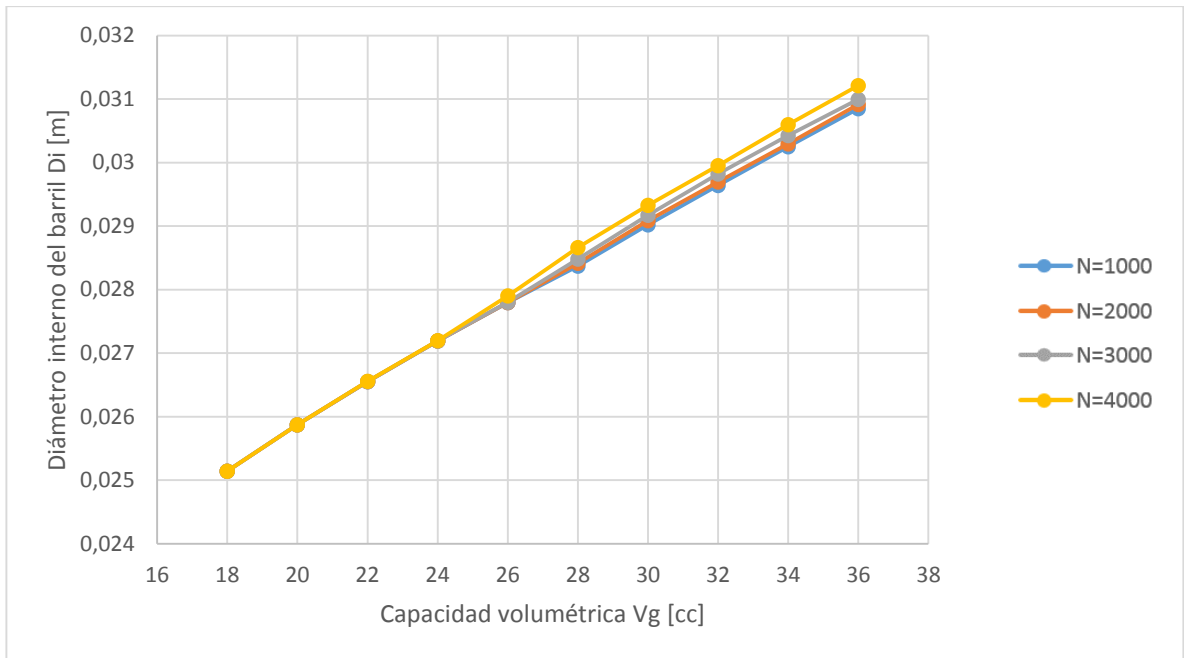
7.2.1 Análisis de resultados a presión máxima constante (330 bar), capacidad volumétrica variable y revoluciones máximas variables.

Figura 103 Diámetro del eje contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO



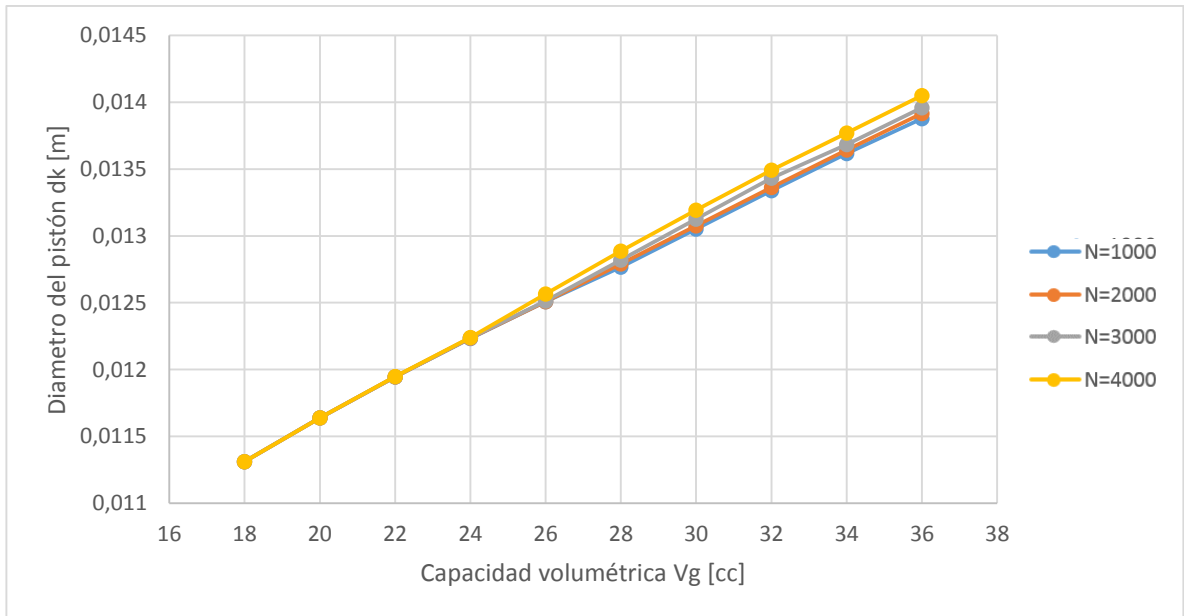
Fuente: Autores

Figura 104 Diámetro interior del barril contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO



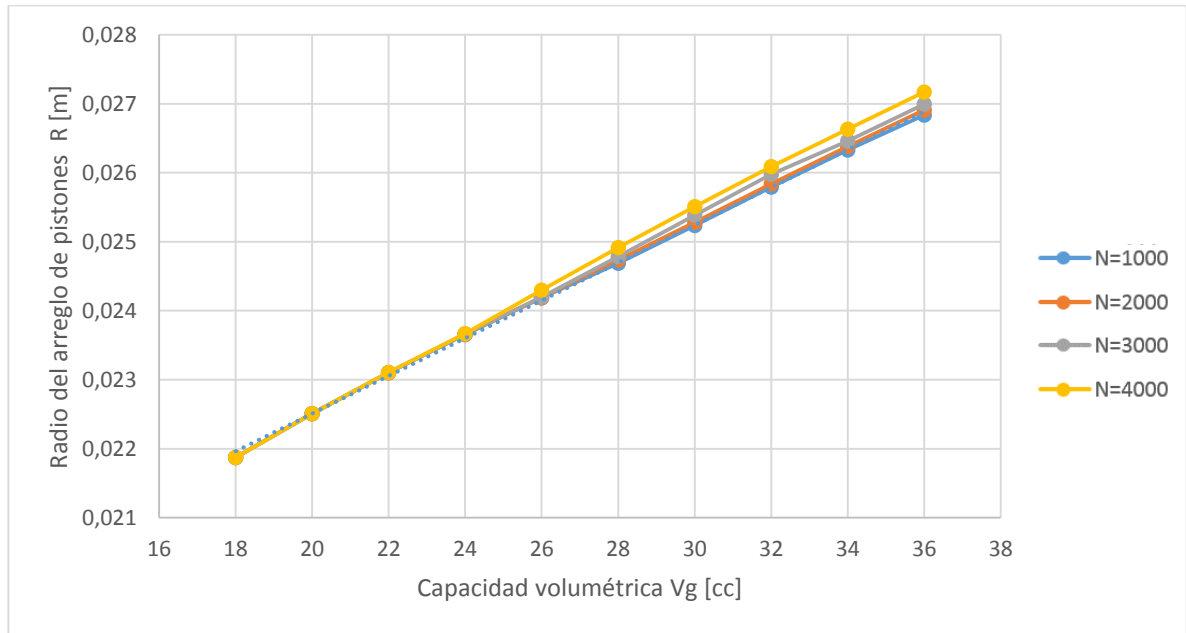
Fuente: Autores

Figura 105 Diámetro del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO



Fuente: Autores

Figura 106 Radio del arreglo de pistones contra capacidad volumétrica para diferentes velocidades máximas de operación utilizando PSO



Fuente: Autores

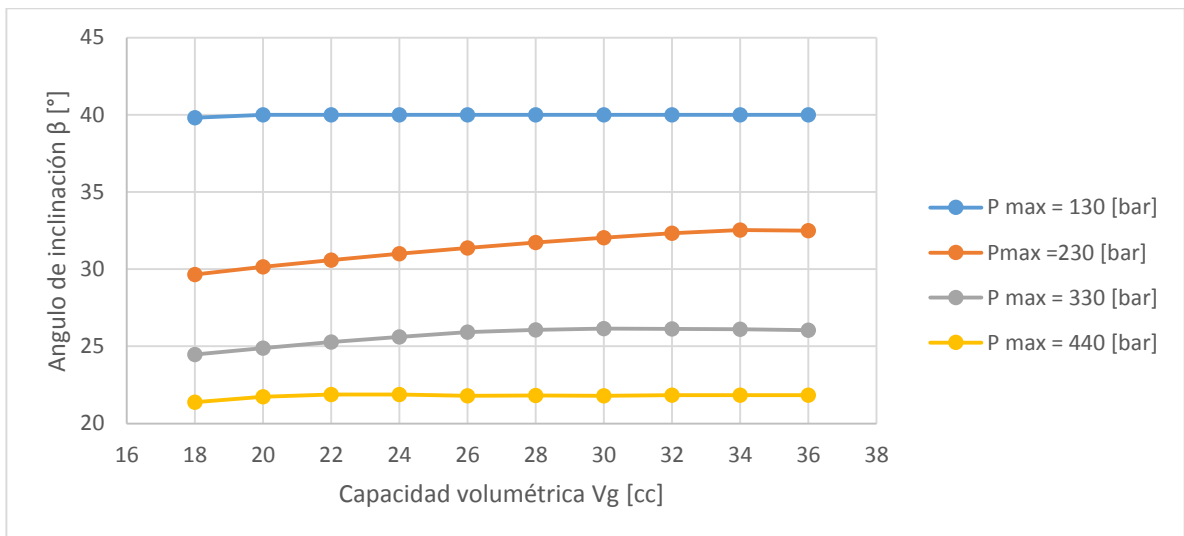
De las gráficas anteriores podemos notar que:

- Las variables analizadas parecen no depender en gran medida de la velocidad angular a la cual se encuentra trabajando la bomba. Esto se debe a que a pesar de que existan 3 fuerzas que actúan sobre el pistón, la principal fuerza que afecta el modelo es la fuerza ocasionada por la presión, es decir que la influencia de la inercia del pistón y de la fuerza centrífuga es mínima.
- Por otra parte, al analizar el ángulo de inclinación de la placa, podemos darnos cuenta de que para bombas de menos de 24 cc, se puede omitir la velocidad de rotación. Para bombas de un tamaño mayor al especificado, el ángulo máximo de la placa se vuelve un poco más sensible a la velocidad de giro

- Esta sensibilidad ocasiona una desviación menor a 1° entre la máxima y la mínima velocidad de rotación, por lo que a la hora de normalizarlo no se va ver afectado.
- Por lo anteriormente dicho, podemos concluir que los resultados obtenidos son acordes a lo esperado del modelo matemático.

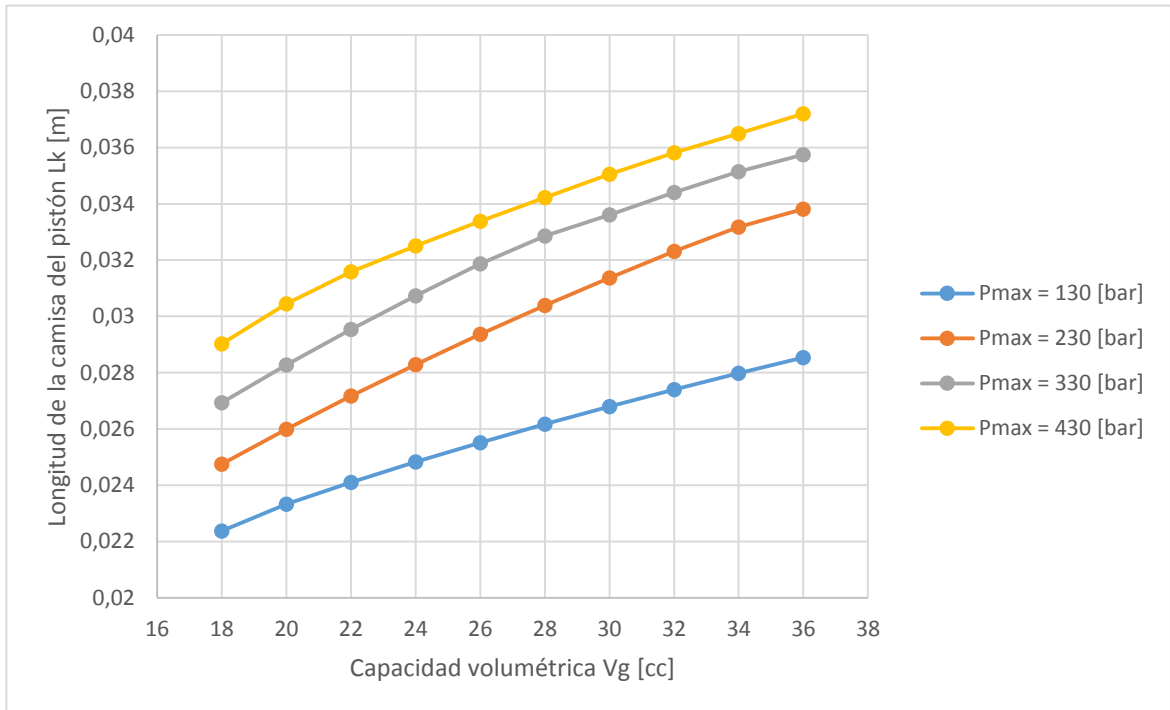
7.1.2 Análisis de resultados a revoluciones máximas constantes (1000 RPM), capacidad volumétrica variable y presión máxima constante.

Figura 107 Ángulo de inclinación contra capacidad volumétrica para diferentes presiones máximas de operación utilizando PSO



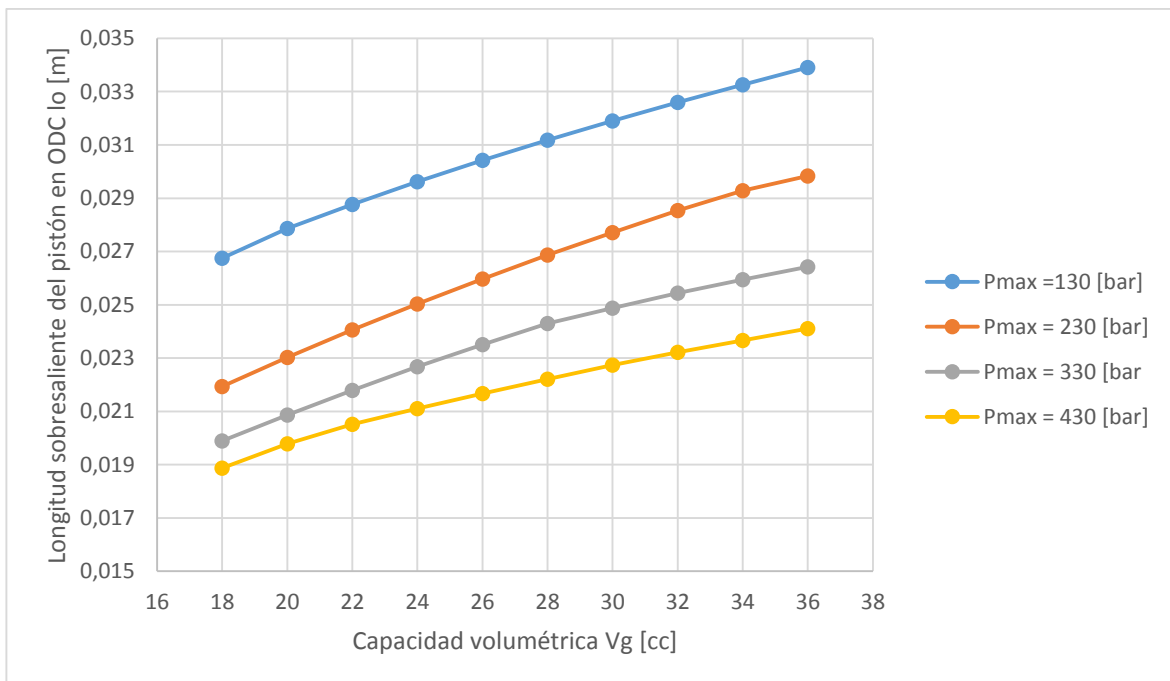
Fuente: Autores

Figura 108 Longitud de la camisa del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes presiones máximas de operación utilizando PSO



Fuente: Autores

Figura 109 Longitud de la camisa del pistón contra capacidad volumétrica para diferentes presiones máximas de operación utilizando PSO



Fuente: Autores

En esta sección podemos observar:

- Inicialmente el modelo parece encajar muy bien, sin embargo para presiones bajas el ángulo de la placa de soporte se incrementa mucho.
- La razón por la cual este ángulo no sigue subiendo es porque la fuerza es dependiente de la tangente de β , es decir que a medida que se acerca a 45° la fuerza tiende a infinito. En este sentido el modelo muestra concordancia con lo esperado.
- La razón de esto es que la tolerancia entre el diámetro interno del barril y el eje es muy pequeña, es decir que a pesar de que en estas figuras se muestra el β óptimo, construir bombas con estas dimensiones no es posible debido a las limitaciones geométricas que imponen sus componentes.
- Para solucionar esto se recomienda aumentar la restricción relacionada con la tolerancia del eje, como se hizo en el caso de estudio, para obtener resultados más reales.
- Igualmente se recomienda agregar restricciones debido a la geometría del patín para conseguir una certeza mayor en casos donde la presión de descarga es baja.

8. CONCLUSIONES

- En los diferentes procesos de optimización ejecutados, pudo observarse que para cualquiera de los dos algoritmos de optimización, una mala elección de la cantidad de individuos afecta negativamente el desempeño del optimizador. Una cantidad muy elevada, en un espacio de búsqueda tan complejo como el planteado en este trabajo, puede llegar a producir un alto costo computacional sin llegar a representar una mejora significativa en los resultados, mientras que una población muy pequeña puede ser la causa de una exploración deficiente.
- Se observó una ventaja considerable de PSO sobre GA en muchos de los aspectos analizados. Los resultados de PSO fueron siempre mejores que los obtenidos con GA, aun cuando ambos métodos de optimización fueron implementados con el mismo número de individuos y una misma condición de convergencia. Esto se debe a que en PSO, la determinación de una nueva solución para cualquier partícula depende de valores aleatorios, mientras que en GA, sólo ciertos individuos son afectados aleatoriamente en cada generación, ocasionando estancamiento en mínimos locales.
- Durante el desarrollo de éste trabajo, se logró un mejor desempeño de PSO al no limitar la velocidad máxima de las partículas, contrario a esto, cuando se determinaba una velocidad máxima, la optimización se tornaba prohibitiva, restringiendo a los individuos y privándolos de realizar una exploración adecuada.
- El factor de inercia dinámico implementado, presentó una mejora al algoritmo sólo para un número de iteraciones mayor a 1000, debido a que para un número menor, el nivel de explotación aumentaba prematuramente sin que los individuos hubieran explorado adecuadamente el espacio de búsqueda.
- El modelo matemático de la bomba fue ensayado en múltiples procesos de optimización con condiciones de operación diferentes. Éstas pruebas arrojaron resultados en los cuales se observó un ángulo de inclinación óptimo

razonable. Sin embargo, los óptimos para presiones bajas estuvieron algo alejados de la realidad. Esto se debe a que el ángulo está altamente relacionado con el espacio entre el diámetro del eje y el diámetro interior del barril. Por ello se planteó el incremento de esta limitación geométrica. Sin embargo se aconseja agregar otras limitaciones geométricas no contempladas en el proyecto como la relación entre el patín y el pistón.

- Con base en la anterior conclusión, se plantea la hipótesis de que el modelo no simula adecuadamente el comportamiento físico-matemático de la bomba en ciertos rangos de operación.
- Como se puede observar, los objetivos de minimizar el ruido y maximizar la eficiencia, se cumplen gracias a buen diseño de la placa de puertos y a la selección de la altura de la holgura adecuada.

BIBLIOGRAFIA

Aharon Ofer Hydrofoil analysis using CFD [Informe] : Tesis / Departamento Ingenieria Mecanica ; Massachusetts Institute of Technology. - 2008. - pág. 25.

Baker Jonathan Early POWER LOSSES IN THE LUBRICATING GAP BETWEEN CYLINDER BLOCK [Informe] : Tesis Maestria / Departamaneto Ingenieria Mecanica ; Universidad Purdue. - West Lafayette, Indiana : [s.n.], 2008. - pág. 161.

Bergada J. M. [y otros] A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples [Publicación periódica] // ELSEVIER. - 11 de Septiembre de 2011.

Bergada J. M. [y otros] Pressure, Flow, Force, and Torque Between the Barrel and Port Plate in an Axial Piston Pump [Publicación periódica] // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. - Enero de 2008. - 011011-1 : Vol. 130.

Budynas Richard G. y Nisbeth J.K. Shigley's Mechanical Egeiner Design [Libro]. - [s.l.] : McGraw-Hill, 2010. - Edicion Novena.

Cervantes Rovira Alejandro Clasificación mediante Enjambre de prototipos [Informe] : Tesis Doctoral / Departamento de Informática ; Universidad Carlos III de Madrid. - Leganés, España : [s.n.], 2009.

Changbin G., Zongxia J. y S H. Theoretical study of flow ripple for an aviation axial-piston pump with damping holes in valve plate [Publicación periódica] // Journal of Aeronautics. - 2013.

Chapra Steven C. y Canale Raymond P. Numerical Methods for Engineers [Libro]. - Nueva York : McGraw-Hill, 2010. - Sexta edicion.

Chen Bo [y otros] Modeling and Simulation of Axial Piston Hydraulic Pump [Publicación periódica] // Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. - 2011.

Ericson Liselott On Fluid Power Pump and Motor Design-Tools for Noise Reduction [Informe] : Tesis / Ingenieria ; Universidad Linköping. - Linköping, Sweden : [s.n.], 2011. - pág. 140. - ISBN 978-91-7519-994-8/ISSN 0345-7524.

Garrett Reece Alan Investigation of Reducing Energy Dissipation in Axial Piston Machines of Swashplate Type [Informe] : Tesis Maestria / Departamento Ingenieria Mecanica ; Universidad Purdue. - West Lafayette, Indiana : [s.n.], 2009. - pág. 150.

Gronberg Daniel Prediction of Case Temperature of Axial Piston Pumps [Informe] : Tesis Maestria / Departamento ingenieria Mecanica ; Chalmers Universidad de Tecnologia. - Goteborg, Sweden : [s.n.], 2012. - pág. 72.

Helgestad B. O., Foster K. y Bannister F.K. Pressure Transients in an Axial Piston Hydraulic Pump [Informe] : Tesis Doctoral / Ingenieria Mecanica ; University of Birmigham : [s.n.], 1974.

Holland Michael A. Design of Digital Pump/Motors and Experimental Validation of Operating Strategies [Informe] : Tesis Doctoral / Ingenieria Mecanica ; Universidad Purdue. - West Lafayette, Indiana : [s.n.], 2012. - pág. 250.

Ivantysyn Jaroslav y Ivantysynova Monika Hydrostatic Pumps and Motors [Libro]. - [s.l.] : Tech book international, 2002. - Primera. - ISBN 81-88305-08-1.

Ivantysyn Roman Computational design of swash plate type axial piston pumps - a framework for computational design [Informe] : Tesis / Universidad Purdue. - 2011.

Ivantysynova Monika The Piston Cylinder Assembly in Piiston Machines – a long Journey of Discovery [Publicación periódica]. - [s.l.] : HIDROSTATIČNI POGONI, 2012.

Jian Shi, Xin, Li y Shaoping Wang Dynamic Pressure Gradient Model of Axial Piston Pump and Parameters Optimization [Publicación periódica] // Hindawi Publishing Corporation. - 2014. - ID 352981. - pág. 10.

Joins Jeffrey A. y Houck Christopher R. On the use of Non-Stationary Penalty Functions to solve Nonlinear Constrained Optimization Problems with GA's [Publicación periódica]. - North Carolina : [s.n.].

Junhui Zhang y Bing Xu Clearance Optimization of Piston/Cylinder Pair Based on Virtual Prototype of Axial Piston Pump [Publicación periódica].

KALIAFETIS P. y COSTOPOULOS TH. Modelling and simulation of an axial piston variable displacement pump with pressure control [Publicación periódica] // Pergamo. - 1995. - 4 : Vol. 30. - págs. 599-612.

Kassem S.A y Bahr M.K EFFECT OF PORT PLATE SILENCING GROOVES ON PERFORMANCE OF SWASH PLATE AXIAL PISTON PUMPS [Publicación periódica].

Kim Dongjune Albert Contribution to digital prototyping of axial piston pumps/motors [Informe] : Tesis Maestria / Departamento Ingenieria Mecanica ; Universidad Purdue. - West Lafayette, Indiana : [s.n.], 2012. - pág. 117.

Kiusalaas Jaan Numerical Methods in Engineering with Python3 [Libro]. - Pennsylvania : Cambridge, 2013.

Klop Richard James Investigation of Hydraulic Transmission Noise Sources [Informe] : Tesis Doctoral / Departamento Ingenieria Mecanica ; Universidad Purdue. - West Lafayette, Indiana : [s.n.], 2010. - pág. 177.

Kumar Rohit Entitled A Study of the Piston Ring - Cylinder Bore Interface for Bent Axis Axial Piston Pump Using an Advanced Computer Model [Informe] : Tesis / Ingenieria Mecanica ; Universidad Purdue. - West Lafayette, Indiana : [s.n.], 2009. - pág. 134.

MA Ji-en [y otros] Optimization of cross angle based on the pumping dynamics model [Publicación periódica] // Journal of Zhejiang University. - 2011. - ISSN 1673-565X / ISSN 1862-1775 .

Manring _____ Tipping the Cylinder Block of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Machine [Publicación periódica] // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. - Marzo de 2000. - 217 : Vol. 122.

Manring _____ Valve-Plate Design for an Axial Piston Pump Operating at Low Displacements [Publicación periódica] // Journal of Mechanical Design. - 2003 : [s.n.]. - 201 : Vol. 125.

Manring Noah D. [y otros] The Shaft Torque of a Tandem Axial-Piston Pump [Publicación periódica] // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. - Mayo de 2007. - 367 : Vol. 129.

Manring Noah D. Designing a Control and Containment Device for Cradle-Mounted, Axial-Actuated Swash Plates [Publicación periódica]. - University of Missouri-Columbia : [s.n.].

Manring Noah D. Designing the Shaft Diameter for Acceptable Levels of Stress Within an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump [Publicación periódica] // Journal of Mechanical Design. - University of Missouri - Columbia : [s.n.], Diciembre de 2000. - 553 : Vol. Vol. 122 .

Manring Noah D. The Discharge Flow Ripple of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump [Publicación periódica] // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. - Missouri : [s.n.], Junio de 2000. - Vol. 122/263.

Manring Noah D. The Discharge Flow Ripple of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump [Publicación periódica] // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. - Junio de 2000. - 263 : Vol. 122.

Manring Noah D. y Damtew Fikreadam A. The Control Torque on the Swash Plate of an Axial-Piston Pump Utilizing Piston-Bore Springs [Publicación periódica] // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. - Septiembre de 2011. - 471 : Vol. 123.

Manring Noah D. y Dong Zhilin The Impact of Using a Secondary Swash-Plate Angle Within an Axial Piston Pump [Publicación periódica] // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. - Marzo de 2011. - 65 : Vol. 126.

Manring Noah D. y Mehta Viral S. Physical Limitations for the Bandwidth Frequency of a Pressure Controlled, Axial-Piston Pump [Publicación periódica] // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. - Noviembre de 2011. - 061005-1 : Vol. 133.

Manring Noah D. y Zhang Yihong The Improved Volumetric-Efficiency of an Axial-Piston Pump Utilizing a Trapped-Volume Design [Publicación periódica] // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. - Septiembre de 2001. - 479 : Vol. 123.

Manring Noah D., Wray Chris L. y Zhilin Dong Experimental Studies on the Performance of Slipper Bearings Within Axial-Piston Pumps [Publicación periódica] // Journal of Tribology. - Julio de 2011. - 511 : Vol. 126.

Pelosi Matteo An investigation on the fluid-structure interaction of piston/cylinder interface [Informe] : Tesis Doctoral / Departamento Ingenieria Mecanica ; Universidad Purdue. - West Lafayette, Indiana : [s.n.], 2012. - pág. 158.

Pelosi Matteo y Ivantysynova Monika Heat Transfer and Thermal Elastic Deformation Analysis on the Piston/Cylinder Interface of Axial Piston Machines [Artículo] // Journal of Tribology. - West Lafayette, Indiana : [s.n.], Octubre de 2014. - Vols. 041101-1.

Seeniraj Ganesh Kumar Model Based Optimization of Axial Piston Machines Focusing on Noise and Efficiency [Informe] : Tesis Doctoral / Ingenieria Mecanica ; Universidad Purdue. - West Lafayette, Indiana : [s.n.], 2009. - pág. 127.

Stroustrup Bjarne C++ Programming Language [Libro]. - [s.l.] : Pearson Education. - Cuarta Edición. - ISBN 978-0-321-56384-2 / ISBN 0-321-56384-0 .

Wang Shu Improving the Volumetric Efficiency of the Axial Piston Pump [Publicación periódica] // Journal of Mechanical Design. - Noviembre de 2012. - 11001-1 : Vol. 134.

Zecchi M., Mehdizadeh A. y Ivantysynova M. A novel approach to predict the steady state temperature in ports and case of swash plate type axial piston machines [Conferencia] // The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power. - Linköping, Sweden : [s.n.], 2013.

Zimmerman Joshua D. Toward Optimal Multi-actuator Displacement Controlled Mobile Hydraulics [Informe] : Tesis Doctoral / Departamento Ingenieria Mecanica ; Universidad Purdue. - West Lafayette, Indiana : [s.n.], 2012. - pág. 211.