

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL DE INGENIERÍA
EN ENERGÍA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

***“INFLUENCIA DE LA PRESION EN LOS PARAMETROS
OPERATIVOS DE DOS BOMBAS DE ENGRANAJES, INTERNOS Y
EXTERNOS, MEDIANTE BANCO HIDRÁULICO DE 30HP”***

TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO
EN ENERGÍA

PRESENTADO POR:

BACH. MENDEZ BENITES JHONATAN DANIEL

ASESOR:

MG. HECTOR DOMINGO BENITES VILLEGAS

NUEVO CHIMBOTE – PERU

OCTUBRE 2020



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL DE
INGENIERÍA EN ENERGÍA



HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

El presente informe de tesis ha sido revisado y desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando enmarcado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa (R: D: N° 471-2002-CU-R-UNS) artículo 64°, de acuerdo a la denominación siguiente:

TITULO:

“INFLUENCIA DE LA PRESIÓN EN LOS PARÁMETROS OPERATIVOS DE DOS BOMBAS DE ENGRANAJES, INTERNOS Y EXTERNOS, MEDIANTE BANCO HIDRÁULICO DE 30HP”

AUTOR:

Bach. MENDEZ BENITES JHONATAN DANIEL

:

Por lo antes expuesto, firmo el presente como acto de conformidad.

MG. HÉCTOR DOMINGO BENITES VILLEGAS



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL DE
INGENIERÍA EN ENERGÍA



HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO

El presente jurado evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al reglamento General para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa, titulado:

TITULO:

“INFLUENCIA DE LA PRESIÓN EN LOS PARÁMETROS OPERATIVOS DE DOS BOMBAS DE ENGRANAJES, INTERNOS Y EXTERNOS, MEDIANTE BANCO HIDRÁULICOS DE 30HP”

AUTOR:

Bach. MENDEZ BENITES JHONATAN DANIEL

:

Revisado y evaluado por el siguiente jurado evaluador:



Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz



Mg. Pedro Enrique Paredes Gonzales



Mg. Héctor Domingo Benites Villegas



Año de la Universalización de la Salud

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

El uno del mes de octubre del año dos mil veinte, siendo las cinco de la tarde, se reunieron en forma virtual a través de la aplicación zoom, el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N° 117-2020-UNS-CFI**, integrado por los siguientes docentes:

- **Dr. SERAPIO AGAPITO QUILLOS RUIZ** : PRESIDENTE
- **Mg. PEDRO ENRIQUE PAREDES GONZALES** : SECRETARIO
- **Mg. HECTOR DOMINGO BENITES VILLEGAS** : INTEGRANTE
- **Ing. CARLOS MACEDONIO MONTAÑEZ MONTENEGRO** : ACCESITARIO

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: **"INFLUENCIA DE LA PRESIÓN EN LOS PARÁMETROS OPERATIVOS DE DOS BOMBAS DE ENGRANAJES, INTERNOS Y EXTERNOS, MEDIANTE EL BANCO HIDRAULICO DE 30 HP."**, elaborada por el Bachiller de Ingeniería en Energía: **MENDEZ BENITES JHONATAN DANIEL**, con código de matrícula N°0201211027, teniendo como asesor al docente Mg. HECTOR DOMINGO BENITES VILLEGAS designado mediante Resolución Decanal N° 708-2019-UNS-FI.

Terminada la sustentación el estudiante, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 103° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

| BACHILLER | PROMEDIO | PONDERACIÓN |
|--------------------------------|-----------------|-------------|
| MENDEZ BENITES JHONATAN DANIEL | Diecisiete (17) | Muy Bueno |

Siendo las seis horas de la noche del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Dr. Serapio A. Quillos Ruiz
PRESIDENTE


Mg. Pedro E. Paredes Gonzales
SECRETARIO


Mg. Héctor D. Benites Villegas
INTEGRANTE

AGRADECIMIENTO AL ASESOR

Agradezco a mi asesor Mg. Héctor Benites Villegas por el apoyo incondicional en el asesoramiento, guía y contribución técnica y metodológica en la propuesta y elaboración del presente informe de tesis.

Además, agradezco al Ing. Carlos Montañez Montenegro por el apoyo en la elaboración estructural en el informe de tesis, por la seguridad y firmeza constante durante el proceso.

Por último, agradezco a cada uno de los docentes de la universidad nacional del santa, quienes se han tomado el arduo trabajo de trasmitirme sus diversos conocimientos, especialmente del campo y de los temas que corresponde a mi profesión, a cada uno se les recordará con cariño porque formaron parte en el proceso de mi vida profesional.

DEDICATORIA

A dios, por guiarme hacia buenos pasos y estar conmigo en cada una de las decisiones que he tomado, por brindarme las oportunidades y experiencias que vivo día a día.

A mi madre, por su apoyo incondicional, motivación y confianza que siempre deposito en mí, que, a pesar de las circunstancias, buenas y malas, nunca se rindió en sus metas y fue ejemplo en mi vida.

A cada uno de los docentes, quienes, gracias a su gran esfuerzo, influyeron en mí con sus lecciones y experiencias, siendo 5 años los cuales conviví juntos a ellos y que por lo tanto los llevare en mi memoria como parte de mi familia, además, de los cuales estoy muy agradecido.

RESUMEN

El presente trabajo de investigación tiene por objetivo la evaluación de la influencia de la presión en los parámetros operativos de dos bombas oleohidráulicas de engranes, para lo cual se utilizó un banco de pruebas del laboratorio de la empresa HITECI S.A.

Los fabricantes de bombas oleohidráulicas brindan parámetros los cuales son muy limitados reservados a una cierta presión y RPM, entonces surge el problema de cuándo y porque usar cierta bomba para obtener sistemas oleohidráulicos más eficientes y con un costo operativo bajo.

Se tomó como punto referencial los datos brindados por el fabricante, para así poder tener una base para la comparación de los resultados obtenidos en el ensayo.

Los datos obtenidos en el ensayo se modelaron en Excel obteniendo las curvas características de cada una de las bombas siendo estas la de presión, potencia absorbida y suministrada, caudal, torque y eficiencias.

Es importante recalcar que el ensayo se realizó a dos bombas de engranajes, de engranes internos y de engranes externos, por lo cual los datos obtenidos en los gráficos se limitan para este tipo de bombas.

Se obtuvo que, para 1500 RPM, los parámetros operativos de ambas bombas oleohidráulicas varía de manera significativa con respecto a la presión de trabajo, esto causado principalmente por las holguras que requieren las bombas para su funcionamiento; además, a 200Bar, se obtiene un ahorro económico total de \$891,41, este valor varío con respecto a la presión operativa.

ABSTRAC

The objective of this research work is to evaluate the influence of pressure on the operating parameters of two oleohydraulic gear pumps, for which a test bench from the laboratory of the company HITECI S.A. was used.

Manufacturers of oleohydraulic pumps provide parameters which are very limited reserved to a certain pressure and RPM, so the problem arises of when and why to use a certain pump to obtain more efficient oleohydraulic systems and with a low operating cost.

The data provided by the manufacturer was taken as a reference point, in order to have a basis for comparing the results obtained in the trial.

The data obtained in the test were modeled in Excel, obtaining the characteristic curves of each of the pumps, these being the pressure, absorbed and supplied power, flow, torque and efficiencies.

It is important to emphasize that the test was carried out on two gear pumps, with internal gears and external gears, therefore the data obtained in the charts is limited for this type of pump.

It was obtained that, for 1500 RPM, the operating parameters of both oleohydraulic pumps varies significantly with respect to the working pressure, this mainly caused by the gaps that the pumps require for their operation; In addition, at 200Bar, a total economic saving of \$ 891.41 is obtained, this value varies with respect to the operating pressure.

ÍNDICE

| | Pag |
|--|------------|
| Hoja de conformidad del asesor | |
| Hoja de conformidad del jurado | |
| Dedicatoria | |
| Resumen | |
| Abstrac | |
| CAPITULO I: INTRODUCCIÓN | |
| 1.1 Realidad problemática | 17 |
| 1.2 Formulación del problema..... | 18 |
| 1.3 Objetivos..... | 18 |
| 1.3.1 Objetivo general | 18 |
| 1.3.2. Objetivos específicos | 18 |
| 1.4 Formulación de la hipótesis | 18 |
| 1.5 Importancia y justificación..... | 19 |
| 1.6 Limitación de la investigación | 19 |
| CAPITULO II: MARCO TEÓRICO | |
| 2.1 La hidráulica..... | 21 |
| 2.1.1 La hidrodinámica comparada con la hidrostática..... | 21 |
| 2.2 Maquinas hidráulicas | 22 |
| 2.2.1 Clasificación de las maquinas hidráulicas..... | 23 |
| 2.2.1.1 Máquinas de desplazamiento positivo..... | 23 |
| 2.2.1.2 Turbomáquinas | 24 |
| 2.3 Bombas de desplazamiento positivo..... | 25 |
| 2.3.1 Principio del desplazamiento positivo | 26 |
| 2.3.2 Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo | 28 |
| 2.3.2.1 Bombas alternas | 28 |
| 2.3.2.2 Bombas rotativas | 29 |
| 2.4 Bombas rotoestáticas..... | 31 |
| 2.4.1 Aplicaciones..... | 32 |
| 2.4.2 Restricciones | 32 |
| 2.4.3 Ventajas..... | 32 |

| | |
|---|-----------|
| 2.4.4 Clasificación de las bombas rotoestáticas | 32 |
| 2.4.5 Características de las bombas rotoestáticas..... | 33 |
| 2.5 Oleohidráulica..... | 42 |
| 2.5.1 Parámetros básicos | 42 |
| 2.5.1.1 Fuerza | 42 |
| 2.5.1.2 Presión | 43 |
| 2.5.1.3 Área | 43 |
| 2.5.1.4 Trabajo..... | 44 |
| 2.5.1.5 Potencia | 44 |
| 2.5.2 Principio básico de oleohidráulica | 44 |
| 2.5.2.1 Principio básico de Pascal | 44 |
| 2.5.2.2 Principio de la conservación de la energía | 46 |
| 2.5.2.3 Teorema de Bernoulli | 46 |
| 2.5.3 Fluido oleohidráulico | 47 |
| 2.5.4 Ecuaciones para bombas oleohidráulicas..... | 49 |
| 2.6 Bombas de engranajes..... | 50 |
| 2.6.1 Bombas de engranajes externos | 51 |
| 2.6.2 Bombas de engranajes internos..... | 53 |
| 2.7 Banco de pruebas para bombas hidráulicas | 55 |

CAPITULO III: MATERIALES Y MÉTODOS

| | |
|--|-----------|
| 3.1 Tipo de investigación..... | 57 |
| 3.2 Materiales..... | 59 |
| 3.3 Método de la investigación..... | 60 |
| 3.3.1 Técnicas de recolección de datos | 60 |
| 3.3.2 Técnicas estadísticas para el procesamiento de la información | 60 |
| 3.4 Metodología..... | 60 |
| 3.4.1 Selección de bombas oleohidráulicas..... | 61 |
| 3.4.2 Calculo técnico de caudal, torque y potencia suministrada por la bomba | 61 |
| 3.4.3 Calculo real de caudal, torque y potencia suministrada por la bomba..... | 62 |
| 3.4.4 Prueba de bombas oleohidráulicos en banco de pruebas..... | 63 |
| 3.4.5 Recopilación y cálculo de datos | 63 |
| 3.4.6 Procesamiento de los datos | 63 |
| 3.4.7 Evaluación económica | 64 |

| | |
|---|------------|
| CAPITULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIONES | |
| 4.1 Selección de bombas oleohidráulicas | 69 |
| 4.2 Calculo teórico de caudal, torque y potencia suministrada por la bomba | 69 |
| 4.3 Recopilación de datos y cálculo de los parámetros | 71 |
| 4.4 Procesamiento de datos | 73 |
| 4.5 Evaluación de la eficiencia volumétrica..... | 76 |
| 4.6 Evaluación del caudal..... | 77 |
| 4.7 Evaluación de eficiencia hidráulica-mecánica | 82 |
| 4.8 Evaluación del torque..... | 83 |
| 4.9 Evaluación de la eficiencia total | 86 |
| 4.10 Evaluación de la potencia suministrada y absorbida | 87 |
| 4.11 Presión de trabajo ideal..... | 92 |
| 4.12 Evaluación económica | 94 |
| CAPITULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 99 |
| CAPITULO VI: REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES..... | 102 |
| CAPITULO VII: ANEXOS | 105 |

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Dispositivo hidrodinámico. Vickers, “Manual de Oleohidráulica móvil”, (2003)

Figura 2.2. Dispositivo hidrostático. Vickers, “Manual de Oleohidráulica móvil”, (2003)

Figura 2.3. Algunos tipos de bombas de desplazamiento positivo. El número de forma de estas bombas es ilimitado; (a) paletas; (b) pistones; (c) deslizante; (d) engranajes; (e) tornillo. Mataix, “Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas, (2)”, (1986)

Figura 2.4. Bomba centrífuga. Mataix, “Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas, (2)”, (1986)

Figura 2.5. Campos de aplicaciones, Viejo y Álvarez, “Bombas. Teoría, diseño y aplicaciones”. (2003).

Figura 2.6. Intervalos de aplicación de las bombas volumétricas (izquierda) y rotodinámicas (derecha). Salvador, “Fluidos, bombas e instalaciones hidráulica”. (2011)

Figura 2.7. Avance del émbolo sobre el cilindro, generando un caudal, en una máquina de desplazamiento positivo. Gonzales, “Máquinas Hidráulicas de Desplazamiento Positivo”, (2009)

Figura 2.8. Curvas de la instalación y de una bomba de desplazamiento positivo. Gonzales, “Máquinas Hidráulicas de Desplazamiento Positivo”, (2009)

Figura 2.9. Bombas oscilantes de émbolo y de membrana (derecha). La membrana puede ser anular (en la figura) o de disco, y las válvulas pueden ser de lengüeta (en especial, para bajas presiones) o de vástago. Salvador, “Fluidos, bombas e instalaciones hidráulica”. (2011)

Figura 2.10. Algunos tipos de bombas de desplazamiento positivo. Guanillo, “Maquinas hidráulicas de desplazamiento positivo”, (2015).

Figura 2.11. Gráfica para una bomba rotatoria con velocidad y viscosidad constantes. Viejo y Álvarez, “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”, (2003).

Figura 2.12. Rendimiento de bomba rotatoria con viscosidad constante. Viejo y Álvarez, “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”, (2003).

Figura 2.13. Gráfica que muestra el efecto del claro en las bombas rotoestáticas. Viejo y Álvarez, “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”, (2003).

Figura 2.14. Características de las bombas volumétricas. Jara, “Maquinas hidráulicas”, (1998)

Figura 2.15. Esquema de una bomba con válvula de reducción. 1, válvula de rebose; 2, rotor; 3, estator. Jara, “Maquinas hidráulicas”, (1998)

Figura 2.16. Comportamiento del caudal con válvula reductora. Jara, “Maquinas hidráulicas”, (1998)

Figura 2.17. Características de una bomba de embolo. Jara, “Maquinas hidráulicas”, (1998)

Figura 2.18. Características de una bomba de tornillo. Jara, “Maquinas hidráulicas”, (1998)

Figura 2.19. Curvas características de una bomba de desplazamiento positivo. La curva $p = p(q)$ se desplaza en sentido horizontal si se modifica el valor de q_0 , sea cambiando el C_v o bien las revoluciones, n . Las curvas $\eta_i = \eta_i(p)$ se han representado para $n = 1500 \text{ rpm}$. Las curvas de $M = M(p)$ son líneas rectas. Salvador, “Fluidos, bombas e instalaciones hidráulica”. (2011)

Figura 2.20. Fuerza. Maldonado, “Análisis energético de un sistema telescopio de doble efecto múltiple”, (2006)

Figura 2.21. Fuerza por unidad de área. Maldonado, “Análisis energético de un sistema telescopio de doble efecto múltiple”, (2006)

Figura 2.22. Presión de la bomba. Maldonado, “Análisis energético de un sistema telescopio de doble efecto múltiple”, (2006)

Figura 2.23. Cilindro lleno de un líquido incompresible. Sohipren, “Manual básico de oleohidráulica”, (2005)

Figura 2.24. Equilibrio hidráulico. Sohipren, “Manual básico de oleohidráulica”, (2005)

Figura 2.25. Principio de conservación de la energía. Maldonado, “Análisis energético de un sistema telescopio de doble efecto múltiple”, (2006)

Figura 2.26. Velocidad con respecto al área donde fluye. Vickers. “Manual de Oleohidráulica móvil”, (2003)

Figura 2.27. Comportamiento de la presión durante el arranque de la bomba. Vargas, “Sistema de potencia oleohidráulica”, (1998)

Figura 2.28. Bomba de engranes. Vargas, “Sistema de potencia oleohidráulica”, (1998)

Figura 2.29. Curvas características típicas para una bomba rotatoria de engranes. Vargas, “Sistema de potencia oleohidráulica”, (1998)

Figura 2.30. Bomba de engranajes externos. Vargas, “Sistema de potencia oleohidráulica”, (1998)

Figura 2.31. Paso de fluido en una bomba de engranes externos. Paz, Suarez, Eirís, “Maquinas hidráulicas de desplazamiento positivo, (2012)

Figura 2.32. Sentido de giro de los engranajes. Mataix, “Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas, (2)”, (1986)

Figura 2.33. Bomba de engranajes internos. Viejo y Álvarez, “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”, (2003).

Figura 2.34. Partes de una bomba de engranajes internos. Viejo y Álvarez, “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”, (2003).

Figura 2.35. Banco de pruebas para bombas. Jara “diseño de un banco de pruebas para bombas de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 cc/rev”, (2016)

Figura 2.36: Laboratorio hidráulico de la empresa HITACHI S.A.

LISTA DE ESQUEMAS

Esquema 2.1. Clasificación de las máquinas de fluido. Paz, Suarez, Eirís, “Maquinas hidráulicas de desplazamiento positivo, (2012)

Esquema 2.2. Tipos de bombas alternas. Sanabria, “Bombas hidráulicas”, (2011)

Esquema 2.3. Tipos de bombas rotativas. Sanabria, “Bombas hidráulicas”, (2011)

Esquema 2.4. Bomba centrífuga. Mataix, “Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas, (2)”, (1986)

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1. Cv de bombas volumétricas. Vargas, “Sistema de potencia oleohidráulica”, (1998)

Tabla 2.2. Clases de viscosidad. Vargas, “Sistema de potencia oleohidráulica”, (1998)

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 REALIDAD PROBLEMÁTICA

Las bombas volumétricas tienen la capacidad de proporcionar caudal de manera continua generando, por su exceso, un aumento de presión en las líneas que alimentan. Por ello estas bombas son muy utilizadas en el sector industrial desarrollando grandes cantidades de fuerza y/o trabajo en sistemas más conocidos como sistemas oleohidráulicos.

Por lo tanto, la máquina principal de estos sistemas oleohidráulicos son las bombas; para seleccionar una bomba es necesario definir el trabajo que se requiere, este trabajo estará gobernado por dos variables definidas y las cuales deben ser lo más preciso para que el sistema trabaje de manera puntual, estas variables son: el caudal y la presión.

La presión es la variable que nos proporciona la fuerza y el caudal es la variable que nos brindara la velocidad en que actuara esa fuerza generando así un trabajo.

Los fabricantes de bombas oleohidráulicas brindan características y parámetros de sus bombas en un valor definido, aparentemente en el más eficiente, estos valores se brindan según la presión operativa. Esta información es útil para los ingenieros, que, mediante cálculo, diseñan sistemas muy precisos; para ello tienen en cuenta que cada tipo de bomba, a pesar de que todas son volumétricas, presentan comportamientos diferentes que pueden ser beneficiosas como perjudiciales.

Ya que estos sistemas requieren precisión, en comparación de las bombas dinámicas, su fabricación es, con respecto a la cantidad de flujo, desplazado por una revolución, variando este valor entre bombas casi de manera insignificante; esto es necesario para que el ingeniero que dimensiona un sistema, pueda optar por una bomba que se acerque al caudal requerido.

El problema surge cuando, a la bomba escogida, se les somete a otras condiciones de operación diferentes a las que el fabricante ha puntualizado; por ejemplo, a una presión menor o mayor; la bomba tiene la capacidad de trabajar en mayores o menores rangos de presiones, pero se desconoce los parámetros exactos de esa bomba cuando se somete a condiciones diferentes indicadas en la prueba de fabricante. Al desconocer estos valores, el ingeniero se ve obligado a trabajar con las mismas eficiencias que ha brindado el fabricante pensando que cumplen para cualquier condición, pero los resultados obtenidos son erróneos o diferentes a los previstos obteniendo sistemas energéticamente ineficientes y, en algunos casos, operativamente caros. Haciendo uso de las ecuaciones que las gobiernan, (ley de pascal y principio de Bernoulli), podemos hallar resultados ideales y generales: esto quiere decir que puede cumplir para cualquier bomba.

El comportamiento de los parámetros varía con respecto a la presión, para conocer cómo influye la presión en ellas se propone realizar pruebas a las bombas oleohidráulicas que consta de someterlas a diferentes presiones, mediante un banco de pruebas oleohidráulicas, de esta manera obtener curvas características las cuales mostrarán la relación entre la presión y los parámetros operativos así también la presión óptima de trabajo, información que sirve en el dimensionamiento de sistemas oleohidráulicos más eficientes y con un costo operativo bajo.

1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿De qué manera influye la variación de la presión de operación en los parámetros operativos en una bomba de engranajes internos y en una bomba de engranajes externos y que diferencia existe entre ellas?

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo general

Evaluar la influencia de la presión en los parámetros operativos de una bomba de engranajes internos y una bomba de engranajes externo mediante un banco de pruebas hidráulicas de 30HP

1.3.2 Objetivos específicos

- Calcular los máximos valores de sus parámetros operativos: caudal, potencia, torque y eficiencias; que las bombas pueden proporcionar.
- Caracterizar y seleccionar los parámetros del banco de prueba.
- Modelar las curvas principales de los parámetros en condiciones de trabajo
- Determinar los indicadores energéticos y económicos para la selección óptima de las bombas.

1.4 FORMULACIÓN DE LA HIPÓTESIS

- La presión de operación influye en los parámetros operativos de las bombas de engranajes, esto se debe a la geometría de los engranes que generan un área libre donde el fluido queda estancado obligando a que esta retorne a el área de baja presión o área de succión influyendo directamente a su rendimiento; realizando pruebas en el banco hidráulico se puede obtener las curvas de comportamiento de

cada bomba y de esta manera evaluar la presión más óptima para un dimensionamiento eficiente y de bajo costo operativo.

1.5 IMPORTANCIA DE LA INVESTIGACIÓN

- Este estudio tiene como finalidad dar a conocer, mediante pruebas reales, como son afectados los parámetros operativos (caudal, torque, potencia, eficiencia volumétrica, eficiencia total, eficiencia hidromecánica) influenciados por la presión de operación en diferentes rangos operativos.
- Estos resultados servirán como base para el dimensionamiento y fabricación de unidades oleohidráulicas y/o sistemas oleohidráulicas (prensas, balanzas, sistemas de transmisión y dirección, frenos, etc.) que requieren funcionamiento en periodos exactos y precisos, de esta manera elevar la eficiencia y reducir los costos operativos de estos sistemas.
- Por último, los resultados de la investigación servirán como base, estadística de información para otros investigadores a fin de encontrar la posibilidad de optimizar más aun el sistema que comprender el funcionamiento y comportamiento de las bombas volumétricas y compararlas con las bombas dinámicas.

1.6 LIMITACIÓN DEL TRABAJO

El presente estudio se limita con los siguientes aspectos:

- Las pruebas se realizan a bombas de desplazamiento positivo.
- Se realizará las pruebas a 2 bombas de engranajes, engranajes internos y engranajes externos.
- Las bombas a las que se le realizaran las pruebas tienen un desplazamiento teórico de 15.8cc/Rev.
- Las pruebas se realizarán a 1500RPM
- La marca de las bombas es: DUPLOMATIC
- El banco de prueba tiene una potencia de 30HP
- Las bombas serán evaluadas en 13 puntos diferentes de presión.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 HIDRÁULICA

La hidráulica es una rama de la ingeniería que implica el estudio de la presión y el flujo de fluidos y sus aplicaciones. Se puede dividir en hidráulica de agua o aceite (oleohidráulica) y neumática si este fluido es un gas. (Sohipren, 2005, p.1)

La hidráulica data de muchos miles de años atrás, en abastecimientos de aguas antiguos y en sistema de riegos. La palabra "hidráulica" se deriva de las palabras griegas "hidros" (que significa agua) y "logos" (que significa tratados).

Basándose en el descubrimiento de Torricelli, el científico francés Blaise Pascal descubrió el principio de la palanca hidráulica, conocido como el principio de Pascal. A partir de esa ley se desarrolló toda la ciencia de la hidráulica en los últimos siglos.

En 1795, el Ingles Joseph Bramah (Joseph Bramah) desarrolló la primera prensa hidráulica utilizando agua como medio hidráulico, y utilizó el principio de Pascal para lograr una gran multiplicación de fuerza. (Vickers, 2003, p.1)

2.1.1 La hidrodinámica comparada con la hidrostática

Existen, actualmente, muchos millares de máquinas accionadas hidráulicamente y siendo muy diferentes de los dispositivos primitivos, nos vemos obligados a dividir la hidráulica en dos partes: la hidrodinámica y la hidrostática.

La hidrodinámica se puede definir como la ciencia del movimiento de líquidos. Por ejemplo, una rueda hidráulica o una turbina es un dispositivo hidrodinámico. La energía se transmite por el impacto del fluido en movimiento contra las paredes, es decir, usamos energía cinética o energía en movimiento que contiene el líquido.

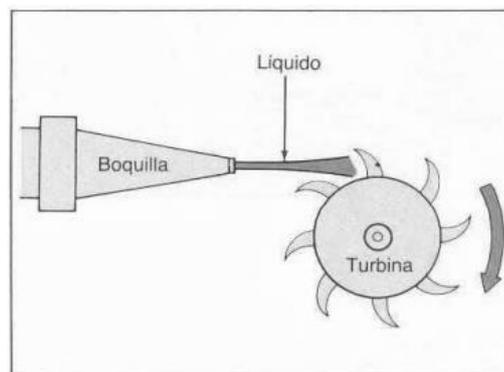


Figura 2.1. Dispositivo hidrodinámico. Vickers, "Manual de Oleohidráulica móvil", (2003)

En un dispositivo hidrostático, la energía se transfiere al comprimir un líquido cerrado. El líquido debe moverse o fluir para causar movimiento; pero el movimiento no tiene nada que ver con la fuerza de salida.

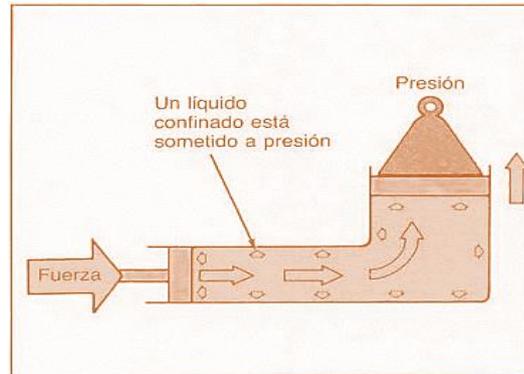


Figura 2.2. Dispositivo hidrostático. Vickers, “Manual de Oleohidráulica móvil”, (2003)

La mayoría de las máquinas actualmente en uso funcionan hidrostáticamente, es decir, a través de presión. Técnicamente hablando, su investigación debe clasificarse como hidrostático o presión hidrostática, pero seguiremos el nombre conocido en la industria en lugar de seguir la tradición: Oleohidráulica. (Vickers, 2003, p.1)

2.2 MAQUINAS HIDRÁULICAS

La máquina absorbe un tipo de energía y restaura otro tipo de energía (por ejemplo, un motor absorbe energía eléctrica y restaura energía mecánica) o del mismo tipo, pero después de la conversión (como una grúa o cabrestante, absorbe y restaura energía mecánica); entonces hay un intercambio entre energía de fluido y energía mecánica (la presión del agua que sale de la bomba es mayor que la presión en la entrada de la bomba, porque la bomba ha reemplazado la energía absorbida en el eje de la bomba con agua). (Mataix,1986, p.355)

Para el estudio de las máquinas hidráulicas se hace las siguientes suposiciones:

- i. El fluido es incompresible.
- ii. La temperatura es constante.
- iii. El flujo es uniforme.

Para los fines prácticos consideramos a las maquinas hidráulicos como equipos que transforman dos tipos de energía:

- i. Energía mecánica.
- ii. Energía hidráulica.

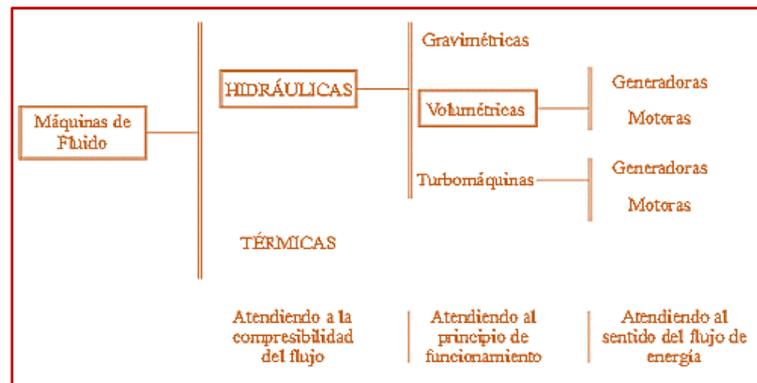
(Zamorra y Viedma, 2016, p.22)

2.2.1 Clasificación de las máquinas hidráulicas

Hay, tres criterios, cada uno de los cuales permite una clasificación rigurosamente científica bipartita de las máquinas de fluidos. (Mataix, 1984, p.38)

Estos criterios son:

- La compresibilidad del fluido.
- El sentido de transmisión de la energía.
- El principio de funcionamiento



Esquema 2.1. Clasificación de las máquinas de fluido. Paz, Suarez, Eiris, “Maquinas hidráulicas de desplazamiento positivo, (2012)

En general, la maquinaria de fluidos se puede clasificar de acuerdo con la dirección de transferencia de energía entre el fluido y la máquina (bomba y turbina, es decir, generador y motor), la compresibilidad del fluido (bomba hidráulica y compresor) o su principio de funcionamiento (por ejemplo, la comparación entre una bomba centrífuga y una bomba de desplazamiento positivo). Según esta última clasificación, las bombas hidráulicas pueden ser rotodinámicas o turbomáquinas, en las que el intercambio de energía se produce mediante la transferencia de cantidad de movimiento. (Salvador, 2011, p.121) (Huete, Martínez, Sánchez, 2017, p.3)

2.2.1.1 Máquinas de desplazamiento positivo, también conocidas como máquinas volumétricas, el órgano intercambiador de energía transfiere energía al fluido o lo contrario en forma de energía de presión creada por la diferencial de volumen. Los cambios en la dirección y la magnitud del valor absoluto de la velocidad del fluido no tienen un efecto esencial, es decir, son de poca importancia. Las máquinas de transmisión hidráulicas y neumáticas, como pistones, engranajes, bombas de paletas, etc., entran en esta categoría. Y cilindros hidráulicos y neumáticos.

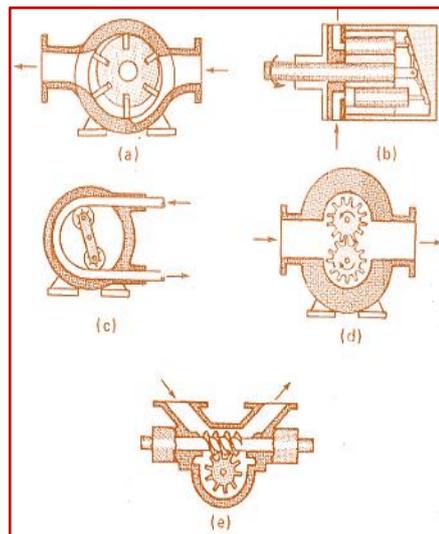


Figura 2.3. Algunos tipos de bombas de desplazamiento positivo. El número de forma de estas bombas es ilimitado; (a) paletas; (b) pistones; (c) deslizante; (d) engranajes; (e) tornillo. Mataix, “Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas, (2)”, (1986)

2.2.1.2 Turbomáquinas, conocidas como máquinas de corriente, los cambios de dirección y de valor absoluto de la velocidad del fluido juegan un rol esencial siendo vitales. El intercambio de energía entre el impulsor y el fluido está controlado por la ecuación de transferencia de energía de Euler.

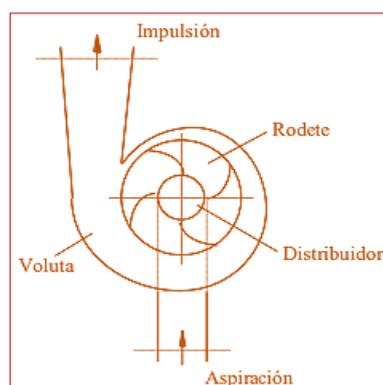


Figura 2.4. Bomba centrífuga. Mataix, “Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas, (2)”, (1986)

La primera categoría pertenece la clase importante de las maquinas alternativas o de embolo; pero estas no son ni mucho las únicas, así como en las turbomáquinas, el órgano transmisor de la energía puede moverse tanto con movimiento alternativo como con movimiento rotativo. El grupo de máquinas de desplazamiento positivo son muy empleadas en las transmisiones y controles hidráulicos y neumáticos. (Mataix, 1986, p358); (García, 2011, p.2)

Las bombas de desplazamiento positivo son más adecuadas para alta presión y flujo pequeño. Las bombas rotodinámicas (bombas centrífugas y bombas de flujo axial) a pequeñas presiones y grandes caudales. Las bombas rotodinámicas son máquinas que tienen un mayor número de revoluciones (más rápido) que las bombas de desplazamiento positivo. (Viejo y Álvarez, 2003, p.83)

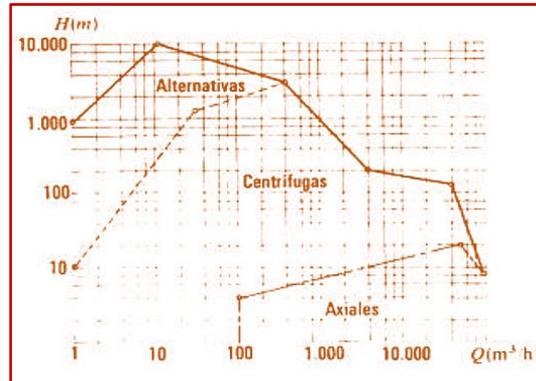


Figura 2.5. Campos de aplicaciones, Viejo y Álvarez, “Bombas. Teoría, diseño y aplicaciones”. (2003).

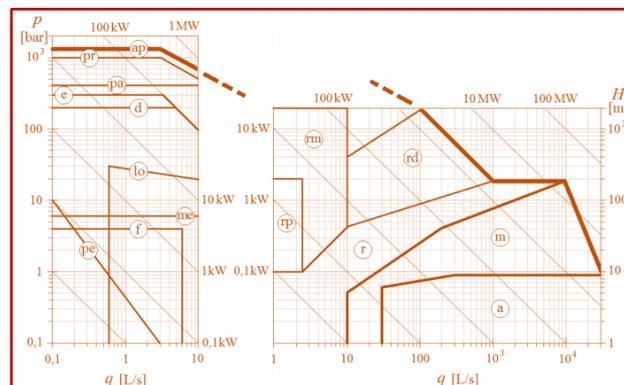


Figura 2.6. Intervalos de aplicación de las bombas volumétricas (izquierda) y rotodinámicas (derecha). Salvador, “Fluidos, bombas e instalaciones hidráulica”. (2011)

La potencia señalada se refiere al agua. En la figura: **ap**, alternativas de alta presión; **pr**, pistones radiales; **pa**, pistones axiales; **e**, engranajes; **d**, paletas deslizantes; **lo**, engranajes lobulares; **me**, membrana; **f**; paletas flexibles; **pe**, peristáltica; **r**, radial de una etapa; **a**, axial; **m**, diagonales o mixtas; **rp**, pequeña radial multietapa y periféricas; **rm**, radial multietapa; **rd**; radial multietapa de doble aspiración. (Salvador, 2011, p.124)

2.3 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

El nombre de desplazamiento positivo puede no ser el nombre más apropiado, pero es el nombre más común. Proviene de la traducción literal de “positive displacement pumps”. En estas bombas, el fluido que se desplaza siempre está contenido entre el dispositivo

impulsor que puede ser un embolo, un diente de engranaje, un aspa, etc. Y la carcasa o el cilindro. (Viejo y Álvarez, 2003, p.81)

Cuando una bomba impulsa un volumen fijo de fluido por cada revolución del motor, se trata de una bomba hidráulica de desplazamiento positivo o volumétrica. La velocidad de flujo promedio total que se conduce es el resultado del proceso de conducción continua y se obtiene combinando el volumen y las revoluciones del accionamiento. Excepto por los efectos de la fuga de fluido, este caudal no tiene nada que ver con la presión de trabajo en condiciones normales de operación (siempre que la bomba no esté equipada con ningún dispositivo de ajuste o restricción, o se exceda la potencia de accionamiento). Estas bombas son ideales para aplicaciones que requieren alta presión (incluso cientos de bares) y bajo flujo (pequeña velocidad específica) A diferencia de las bombas rotodinámicas, son relativamente insensibles a la viscosidad del fluido; además, ciertos modelos pueden funcionar satisfactoriamente a bajas velocidades en diversas condiciones de trabajo.

Estas bombas pueden ser bombas bidireccionales o bombas unidireccionales, a saber, bombas reversibles y bombas irreversibles, y algunas de ellas pueden actuar como motores sin apenas cambios. (Salvador, 2011, p.168)

2.3.1 Principio del desplazamiento positivo

En las bombas de desplazamiento positivo, la transferencia de energía al fluido es hidrostática. En la transferencia de energía hidrostática, el cuerpo de desplazamiento reduce el espacio de trabajo lleno de fluido y bombea el fluido hacia la tubería. El cuerpo de desplazamiento ejerce presión sobre el fluido. A medida que aumenta el espacio de trabajo, se llenará con el fluido de la tubería.

El principio de funcionamiento de las máquinas hidráulicas de desplazamiento positivo no se basa en la ecuación de Euler, sino que tiene una teoría más sencilla. Las máquinas hidráulicas de desplazamiento positivo se emplean para caudales pequeños de fluido o, dicho de otra manera, son mucho más grandes que las rotodinámicas para el mismo caudal.

El principio del desplazamiento positivo consiste en que el movimiento del fluido en la máquina se produce por la variación, aumento o disminución, del volumen de una cámara. La zona de aspiración y la de impulsión deben permanecer separadas.

Dentro del cilindro de la Figura 2.7., en que se mueve un émbolo con movimiento uniforme y velocidad v , hay un fluido a la presión p . Asumiremos que el cilindro y el émbolo son rígidos o indeformables, y que el fluido es incompresible. El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada F . Al moverse, el émbolo descargará fluido a través del orificio de la imagen. Si el émbolo se mueve un espacio hacia la izquierda, el volumen ocupado por el líquido disminuirá igual al valor de Al (donde A - área transversal del émbolo). Como el fluido no es compresible, la cantidad de fluido que sale del agujero también será Al . El t tiempo empleado en recorrer la distancia l es:

$$Q = \frac{Al}{t} = Av$$

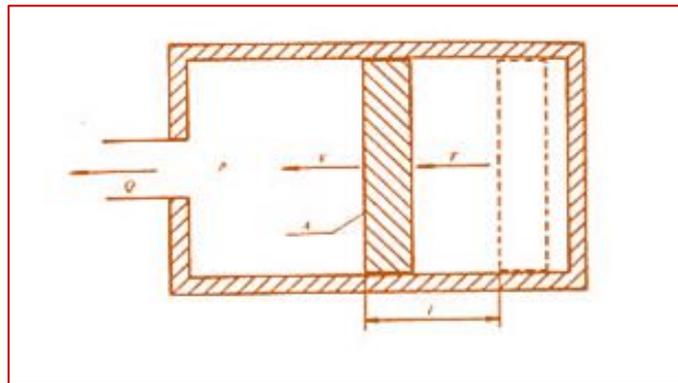


Figura 2.7. Avance del émbolo sobre el cilindro, generando un caudal, en una máquina de desplazamiento positivo. Gonzales, “Máquinas Hidráulicas de Desplazamiento Positivo”, (2009)

Sino se producen pérdidas por rozamiento en el avance del émbolo, la potencia aplicada sobre el émbolo, P_i , será la transmitida al flujo, P , de modo que:

$$P_i = Fv = pAv = P$$

donde F es la fuerza ejercida sobre el émbolo, dada por el producto de la presión p ejercida y la superficie A del émbolo. De acuerdo con las anteriores ecuaciones, se deducir:

$$P = pQ$$

En teoría, el caudal proporcionado por la máquina, de acuerdo con la ecuación, no depende de la presión o, dicho de otra manera, la altura que comunica la máquina de desplazamiento positivo al fluido no depende del caudal, sino sólo de la presión en la impulsión. Así, la curva motriz para este tipo de bombas es vertical, como se muestra en la siguiente figura:

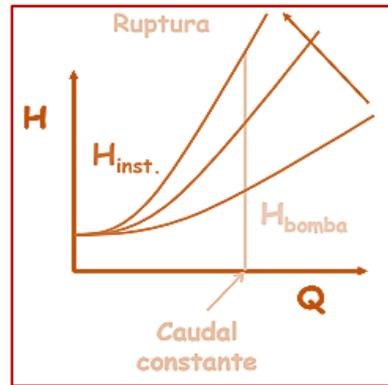


Figura 2.8. Curvas de la instalación y de una bomba de desplazamiento positivo. Gonzales, “Máquinas Hidráulicas de Desplazamiento Positivo”, (2009)

También muestra la curva de la instalación y cómo va cambiando a medida que se cierra una válvula en el tubo de impulsión a la salida de la bomba. Como puede observarse, en este tipo de bombas, cerrar una válvula en el conducto de impulsión no modifica el caudal, que se mantiene constante. Lo que se modifica es la presión en la propia bomba y en el conducto de impulsión, hasta la válvula. Si esta presión aumenta demasiado, se producirá una ruptura en el punto más débil. (Gonzales, 2009, p.3)

En una máquina de desplazamiento positivo, el elemento que inicia el intercambio de energía no necesariamente tiene un movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener un movimiento giratorio (rotor). Sin embargo, en una máquina de desplazamiento positivo, tanto reciprocantes como rotativas, siempre hay una cámara cuyo volumen aumenta (succión) mientras que su volumen disminuye (fuerza motriz). Por lo tanto, estas máquinas se llaman máquinas volumétricas. Cuando el elemento de transferencia de energía está en movimiento rotativo, la máquina se llama rotoestáticas para distinguirla de las rotodinámicas. (Viejo y Álvarez, 2003, p.82)

El esquema de la Figura 2.7. puede actuar como una bomba o un motor eléctrico, es decir, la máquina puede absorber energía mecánica y restaurar la energía hidráulica, y viceversa. (Gonzales, 2009, p.4)

2.3.2 Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo

Las bombas de desplazamiento positivo se clasifican en:

2.3.2.1 Bombas alternas

Adopta diversos nombres tales como: alternas, oscilantes, reciprocantes

La bomba oscilante está compuesta por uno o más pistones alternativos y varias válvulas de aspiración e impulsión, mientras que la bomba rotativa contiene un mecanismo

rotativo que es responsable de entregar el fluido desde el puerto de succión al dispositivo de impulsión.

La bomba oscilante puede ser una bomba de émbolo o una bomba de diafragma. El movimiento alternativo del pistón se realiza mediante un mecanismo de manivela de biela (motor o manual), que requiere una válvula de succión y una válvula de suministro separadas para aislar la cámara del pistón del sistema de succión o suministro. Estas válvulas se abren o cierran alternativamente debido a la presión en la cámara, y generalmente están equipadas con pequeños resortes que aseguran su posición de descanso. (Salvador, 2011, p169)

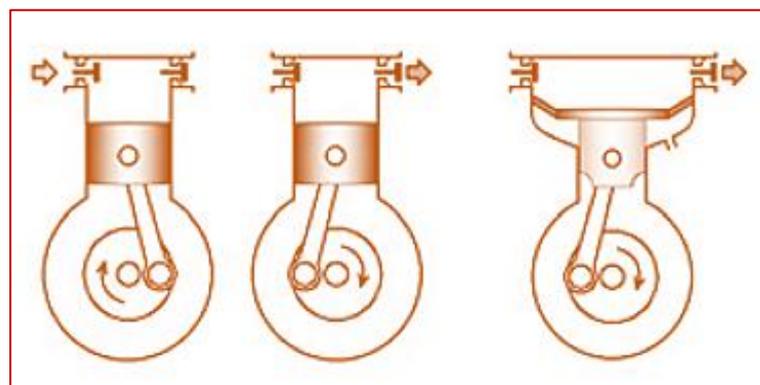
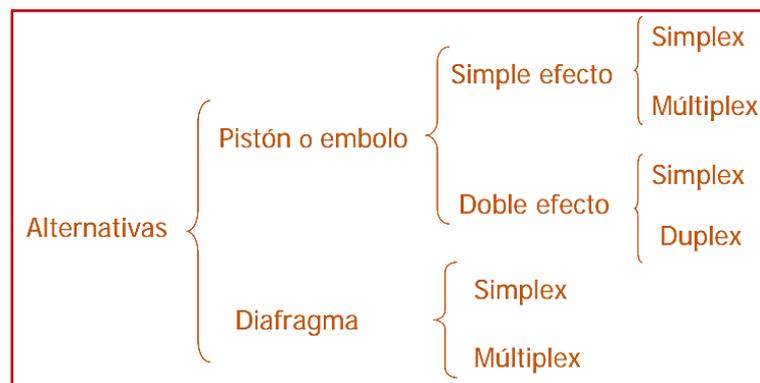


Figura 2.9. Bombas oscilantes de émbolo y de membrana (derecha). La membrana puede ser anular (en la figura) o de disco, y las válvulas pueden ser de lengüeta (en especial, para bajas presiones) o de vástago. Salvador, “Fluidos, bombas e instalaciones hidráulica”. (2011)



Esquema 2.2. Tipos de bombas alternas. Sanabria, “Bombas hidráulicas”, (2011)

2.3.2.2 Bombas rotativas

Adopta diversos nombres tales como: rotativas, rotoestáticas.

Se basan en una gran cantidad de modelos, y siguen apareciendo nuevos tipos basados en el principio del desplazamiento positivo. Por lo tanto, aunque tienen un movimiento giratorio como una turbina, su principio hidráulico de funcionamiento es el mismo que el de una bomba de émbolo, y su funcionamiento es el mismo que el de una bomba de émbolo, y su funcionamiento no se basa en la ecuación de Euler. Se compone de un

estator y un rotor. Dependiendo del tipo de máquina se puede encontrar son máquinas hidráulicas reversibles. (Mataix, 2da, p.574)

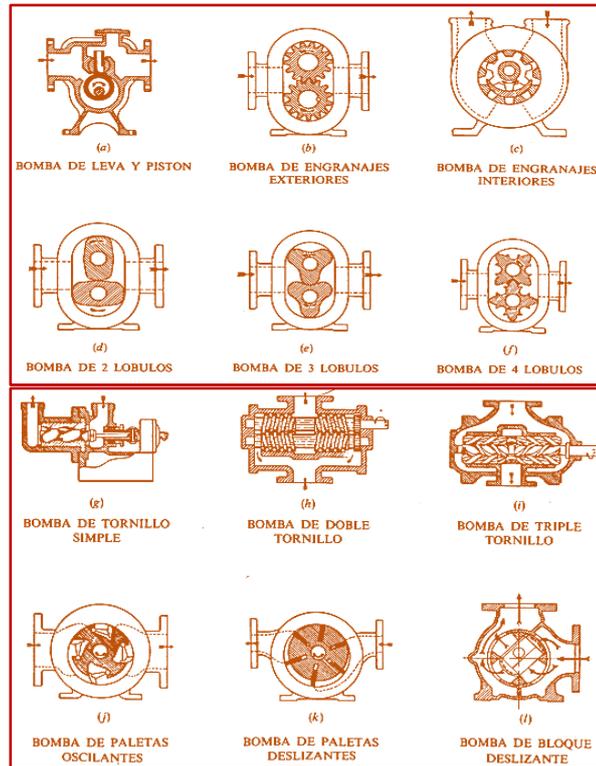
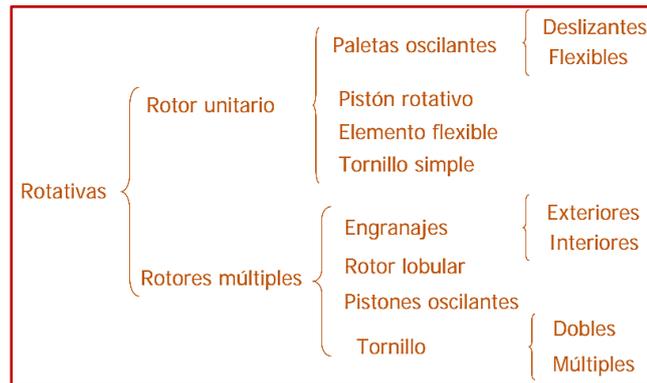


Figura 2.10. Algunos tipos de bombas de desplazamiento positivo. Guanillo, “Maquinas hidráulicas de desplazamiento positivo”, (2015).



Esquema 2.3. Tipos de bombas rotativas. Sanabria, “Bombas hidráulicas”, (2011)

2.4 BOMBAS ROTOESTÁTICAS

Las bombas rotoestáticas de desplazamiento positivo, se componen de una caja fija que contiene engranes, pistones, tornillos, levas, aspas, segmentos, etc., que operan con un claro mínimo. Las bombas estáticas giratorias no "avientan" el líquido como una bomba centrífuga, sino que lo atrapa y luego lo empujan contra una caja fija, como el pistón de una bomba reciprocante. Pero, a diferencia de una bomba de pistón, la bomba rotatoria descarga un flujo continuo. Sin embargo, a diferencia de las bombas de pistón, las bombas rotativas descargan un flujo continuo. Aunque las bombas generalmente se consideran bombas de líquido viscoso, las bombas rotativas no se limitan a este servicio. Pueden manejar casi cualquier líquido que no contenga sólidos abrasivos.

El funcionamiento de la bomba reciprocante depende del volumen del receptor de volumen fijo y del vaciado continuo. Por esta razón, se requiere una cierta cantidad de aceite para ingresar al cuerpo de la bomba, sellarlo temporalmente y luego verse obligado a salir a través de la descarga.

Hay cavidad de succión y cavidad de impulsión en el estator. El rotor es el órgano de la bomba y coincide con el eje motriz, que está en rotación. Además, en una bomba rotativa, hay uno o más elementos móviles que se mueven realizando una serie de movimientos periódicos en relación con el rotor.

La traslación de la cámara de trabajo hace que la válvula de succión y la válvula de escape sean inútiles e inexistentes. La bomba rotativa no tiene mecanismo biela-manivela. Su rango operativo es entre 3.000 y 5.000 rpm, o incluso más, mucho más rápido que los pistones. Al mismo tiempo, tienen una cierta uniformidad de conducción, mucho más alta que las bombas de pistón. (Guanillo, 2015, p.4)

El proceso de trabajo de la bomba rotoestática incluye principalmente de tres etapas:

- Llenado de las cámaras de trabajo por el líquido
- Cierre de las cámaras de trabajo, aislándose las cavidades de aspiración y de impulsión, y trasladando el líquido de una a otra
- Desalojo del líquido de las cámaras de trabajo

2.4.1 Aplicaciones

Los campos de aplicación de estas bombas son muy amplios. Se utilizan para manejar diversos líquidos; tienen varias capacidades y son adecuados para diferentes presiones, viscosidades y temperaturas.

- Gases licuados (amoníaco, propano, freón, butano)
- Aceites calientes
- Industrias petroleras: (en casi todas las etapas de los procesos). Producción-refinación, aceites crudos y refinados. Carga de tanques, distribución, transporte.
- Lubricación: maquinas herramientas y todo tipo de equipos mecánicos.
- Quemadores de aceite: servicios de aceite combustible.
- Sistemas hidráulicos: prensas, elevadores, manejos de materiales.
- Industria alimenticia: jarabes y chocolates, melazas, etc.
- Plástico: fibras.
- Industria química: procesos solventes
- Marina: aceite combustible, carga, etc.
- Industria del acero: circulación de aceites para procesos térmicos, lubricaciones los molinos roladoras y para enfriamiento.

2.4.2 Restricciones

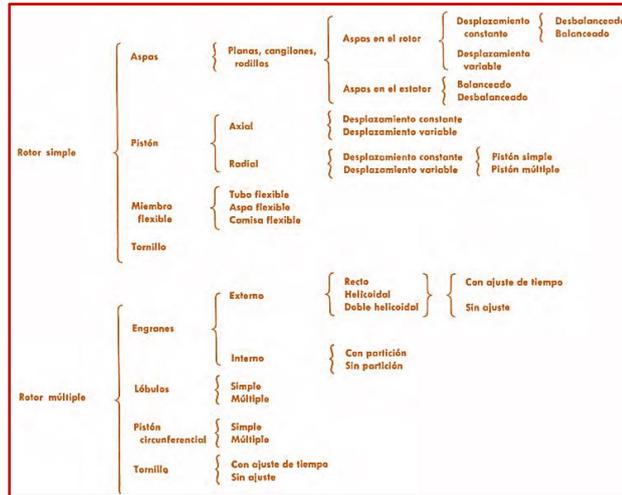
- Los fluidos que contienen sustancias abrasivas o corrosivas pueden causar un desgaste prematuro de piezas con tolerancia muy pequeñas.
- Estas bombas no se deben usar en sistemas donde pudieran quedarse rotando en seco.

2.4.3 Ventajas

- Pueden manejar líquidos densos o delgados, también líquidos que contengan aire o vapor.
- No cuentan con válvulas
- Combinan las características de flujo constante de las bombas centrifugas con el efecto positivo de las bombas reciprocantes.
- Pueden manejar fluidos altamente viscosos, lo que ninguna otra bomba puede realizar.

2.4.4 Clasificación de las bombas rotoestáticas

Según el instituto de hidráulica, de estados unidos, la bomba se clasifica en:



Esquema 2.4. Bomba centrífuga. Mataix, “Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas, (2)”, (1986)

2.4.5 Características de las bombas rotoestáticas

- **Desplazamiento,** El desplazamiento se refiere a la cantidad teórica de líquido que un elemento giratorio puede descargar sin carga o presión. Por ejemplo, en una bomba de engranajes, el desplazamiento es la suma de los volúmenes entre los dientes.
- **Deslizamiento,** Es la cantidad de líquido que regresa del puerto de descarga al puerto de succión a través del espacio (claro) entre los dientes y entre la pared lateral de los engranajes y la carcasa.
- **Gasto,** el gasto de la bomba es la cantidad de líquido que fluye realmente a la salida, y es igual al desplazamiento de la bomba menos el volumen de retorno o recirculación. En teoría, el desplazamiento es una línea recta. En la práctica, se produce un pequeño retorno

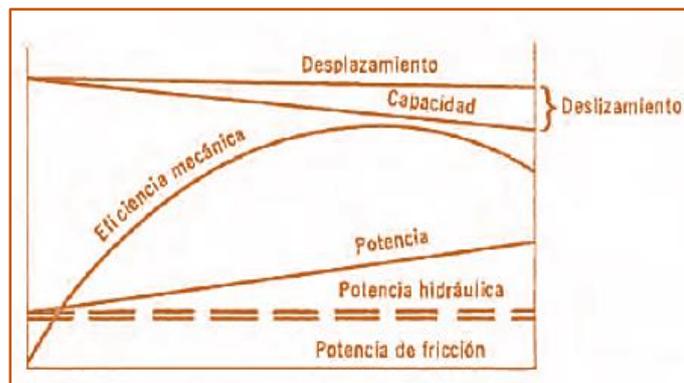


Figura 2.11. Gráfica para una bomba rotatoria con velocidad y viscosidad constantes. Viejo y Álvarez, “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”, (2003).

El reflujo es proporcional a la presión de descarga e inversamente proporcional a la viscosidad del líquido. El reflujo no cambia con la velocidad de la bomba.

En la gráfica de la Figura 2.12. se observan las variaciones de gasto y potencia, para diferentes velocidades y, en el caso de la potencia, para diferentes presiones. La Figura 2.13. muestra el efecto del claro. (Viejo y Álvarez, 2003, p113)

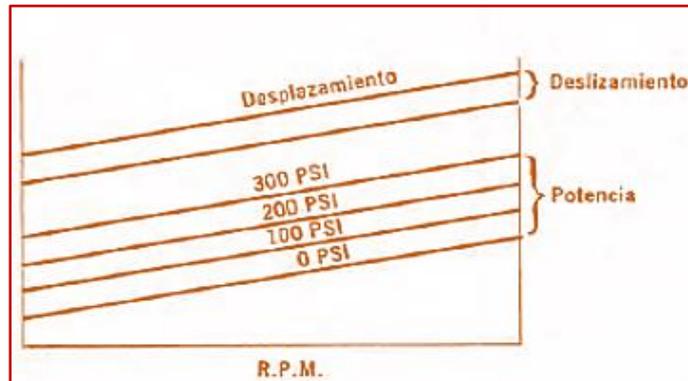


Figura 2.12. Rendimiento de bomba rotatoria con viscosidad constante. Viejo y Álvarez, “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”, (2003).

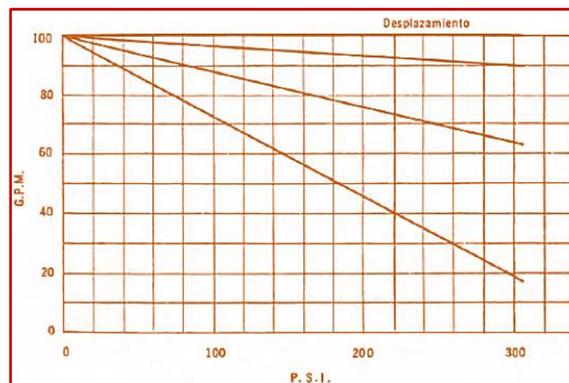


Figura 2.13. Gráfica que muestra el efecto del claro en las bombas rotoestáticas, Viejo y Álvarez, “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”, (2003).

Se puede ver que la holgura excesiva aumenta el flujo de retorno al punto donde las bombas no pueda funcionar.

- **Potencia.** En una gráfica, la variación de la potencia es lineal. Cuando $p=0$ existen pérdidas de fricción, se producirá una pérdida por fricción. A medida que aumenta la presión, la potencia de frenado requerida aumentará, dependiendo de la presión y la viscosidad.
- **Eficiencia.** La eficiencia de la bomba depende del diseño de la bomba, la viscosidad y otros factores. En general para bombas de alta presión es mayor. Las bombas rotativas pueden tener una eficiencia muy alta como de 80-85%. cuando

se manejan líquidos de mayor viscosidad (10-15000SSU). Generalmente, cuando aumenta la viscosidad, la eficiencia tiende a disminuir, pero si el equipo se selecciona correctamente, se puede obtener una alta eficiencia.

- **La capacidad volumétrica** o cilindrada de una bomba de desplazamiento positivo, C_v , es el volumen de fluido que la bomba suministraría por revolución en condiciones ideales. El volumen impulsado real no tiene casi nada que ver con la presión de trabajo, porque la tecnología de construcción de estas máquinas ha reducido en gran medida las fugas. La velocidad de flujo generada por la bomba en el vacío, es decir, la velocidad de flujo que funciona sin presión ni fugas, se puede obtener de la siguiente expresión:

$$q_0 = C_n$$

La tabla 2.1. El gráfico muestra las expresiones utilizadas para evaluar los valores típicos de diversas magnitudes de trabajo la capacidad volumétrica de las principales bombas volumétricas (los valores de referencia dependen del modelo y del fabricante)

Tabla 2.1.
Cv de bombas volumétricas

| Tipo de bomba | C_v teórica | C_v típicos [cm ³ /rev] | p_s [bar] | n [rpm] |
|---------------------------|---------------------------|--------------------------------------|-------------|-----------|
| Engranajes externos | $4\pi Rmb$ | 0,15÷250 | 50÷300 | 350÷3.000 |
| Engranajes internos | Sb | 3÷200 | 50÷210 | 900÷3.500 |
| Paletas deslizantes | $(\pi(R^2-r^2)-(R-r)ez)b$ | 6÷200 | 50÷225 | 0÷2.500 |
| Pistones axiales en línea | Ahz | 10÷750 | 100÷400 | 0÷3.500 |
| Pistones radiales | Ahz | 0,4÷150 | 50÷700 | 0÷3.500 |

Vargas, “Sistema de potencia oleohidráulica”, (1998)

De la formula común para todas las bombas volumétricas rotativas:

$$Q_t = \frac{Wn}{60}$$

- Se comprende que **el suministro teórico** no dependa de la presión. Por lo tanto, la característica teórica en el sistema de coordenadas P y Q, siendo $n = cte.$; está representada por una línea paralela al eje de ordenadas (P). La figura 2.14 muestra las características teóricas de dos bombas rotativas de desplazamiento positivo diferentes (líneas punteadas). De esta manera, teóricamente, toda la bomba de

desplazamiento positivo puede producir cualquier presión, independientemente del número de revoluciones y flujo

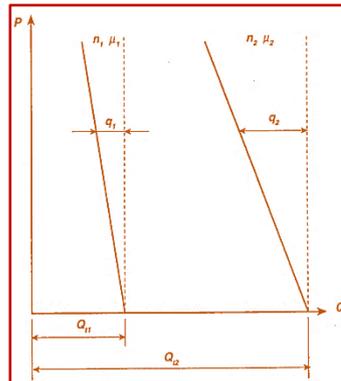


Figura 2.14. Características de las bombas volumétricas. Jara, “Maquinas hidráulicas”, (1998).

En la práctica, se observan algunas diferencias y, debido a las fugas, las características reales difieren de las características teóricas. De hecho, cada bomba tiene más o menos **holguras** entre la parte móvil y la parte fija, es decir, entre el rotor, el desplazador y el estator. Bajo la presión generada por la bomba, una cierta cantidad de líquido fluye en la dirección opuesta a lo largo de estas holguras en la dirección de descarga. La cantidad de líquido que pasa a través de las holguras por unidad de tiempo se denomina fuga, y la designamos como "q".

Como las holguras, en la bomba rotativa son pequeñas, el régimen de corriente es laminar. Por lo tanto, la magnitud “q” es directamente proporcional a la presión que genera la bomba e inversamente proporcional a la viscosidad absoluta del fluido, no a la primera potencia, sino, como muestran los experimentos, a cierta potencia “m” menos que la unidad. Para las bombas de engranaje se puede considerar $m=0.5$, para otras bombas este exponente es del mismo orden.

De esta forma, las fugas pueden ser expresadas como:

$$q = \frac{P}{\mu^m}$$

Donde:

P : presión creada por la bomba.

A : constante que depende de la construcción de la bomba y de la magnitud de las holguras.

m : exponente, determinado experimental.

μ : viscosidad absoluta.

El índice "m" es menor que 1, porque cuando el líquido fluye a través de las holguras, tienen lugar pérdidas de energía bastante considerables, por lo que el líquido en las

holguras se calienta y disminuye su viscosidad en comparación con la de flujo principal.

- **El suministro efectivo de la bomba Q** , es decir, el caudal que la bomba impulsa a la tubería, es menor que el teórico Q_t en la magnitud de fuga, por lo tanto:

$$Q = Q_t - q = \frac{Wn}{60} - A \frac{P}{\mu^m}$$

O bien,

$$Q = n_v Q_t$$

Donde n_v es el rendimiento volumétrico de la bomba.

A partir de esto se deduce que las características reales de la bomba, mostradas en la figura 2.14. con líneas continuas, serán líneas inclinadas que se unen con las características teóricas en $P = 0$, es decir, en el eje de abscisas, donde $q = 0$ y $Q = Q_t$

Las eficiencias más usuales de las bombas son:

- ✓ La eficiencia volumétrica (rendimiento) de la bomba de engranajes es aproximadamente:

$$85\% < \eta_v < 96\%$$

- ✓ La eficiencia volumétrica de la bomba de paleta es aproximadamente de

$$85\% < \eta_v < 93\%$$

- ✓ La eficiencia volumétrica de la bomba de pistones es aproximadamente de

$$95\% < \eta_v < 98\%$$

(Maldonado, 2006, p.24)

- Cuanto mayor es **la viscosidad del líquido**, menor es la fuga por las holguras y mayor es la pendiente de la característica de la bomba. Algunas curvaturas que a veces se observan en la característica real, se explican por la irregularidad del trabajo de la bomba: llenado defectuoso de los volúmenes de trabajo y cavitación.

Para evitar que la bomba y el sistema se eleven debido a una presión excesiva, se debe utilizar un equipo especial reduciendo el suministro.

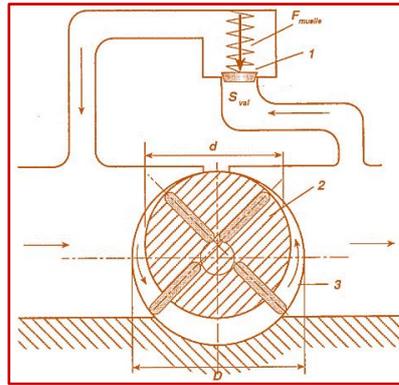


Figura 2.15. Esquema de una bomba con válvula de reducción. 1, válvula de rebose; 2, rotor; 3, estator. Jara, “Maquinas hidráulicas”, (1998)

Tal dispositivo puede ser una válvula reductora de presión que se abre a alta presión y pasa parte de la fuente de suministro. En este caso, la característica de la bomba se modifica como se muestra en la Figura 2.16. En el sector **AB** la válvula está cerrada, ya que la presión es pequeña. El punto **B** es el inicio de la abertura de la válvula; la presión generada por la bomba es igual a la tensión del resorte (F_{muelle}) separada por la superficie de la válvula (S_{valse}). En el sector **BC** el suministro del líquido a la tubería es igual a:

$$Q = Q_t - Q_{val} - q$$

Donde Q_{val} es el caudal que circula por la válvula.

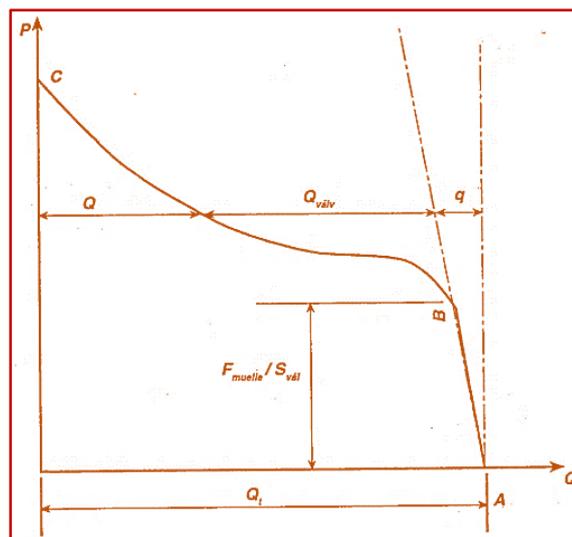


Figura 2.16. Comportamiento del caudal con válvula reductora. Jara, “Maquinas hidráulicas”, (1998)

El punto C corresponde al cierre total de la tubería; todo el suministro de la bomba retorna a través de la válvula.

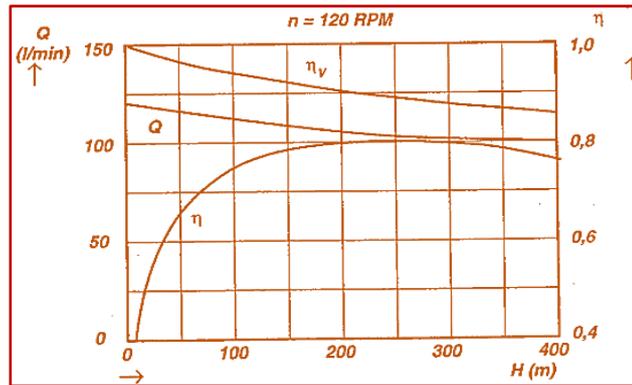


Figura 2.17. Características de una bomba de embolo. Jara, “Maquinas hidráulicas”, (1998)

Por lo general, en la información que proporcionan los fabricantes de bombas, además de indicar las características P-Q, incluyan también el comportamiento del rendimiento. La Figura 2.17. muestra las características de una bomba de embolo que trabaja a 120RPM y se observa que la eficiencia volumétrica (η_v) se reduce conforme aumenta la presión: la eficiencia total alcanza un valor máximo de 80%.

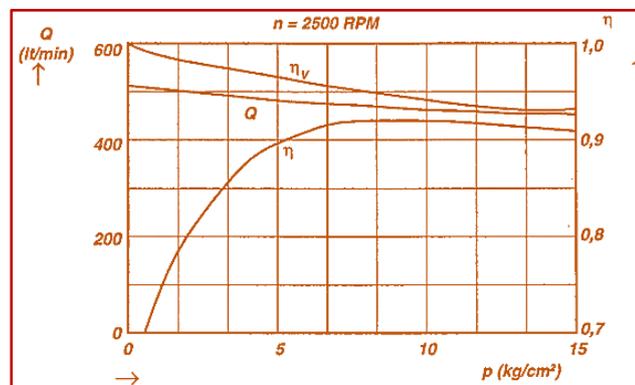


Figura 2.18. Características de una bomba de tornillo. Jara, “Maquinas hidráulicas”, (1998)

En el diagrama de la Figura 2.18. se muestran las características de una bomba de tornillo (marca IMO). Aunque es una bomba de pequeña potencia (10 a 15HP), la pérdida de volumen y la pérdida de fricción son pequeñas, y la eficiencia total (η) de la bomba es mayor al 90%. (Jara, 1998, p131)

- **El rendimiento total** de una bomba volumétrica se evalúa a partir de la expresión siguiente:

$$n_T = \frac{(P_s - P_e)q}{M\omega}$$

Donde:

P_s y P_e : son la presión en impulsión y aspiración, ambas en [Pa]

ω : es la velocidad del accionamiento mecánico, en [rad/s].

- M : es el par del accionamiento, en [Nm],
- q : es el caudal volumétrico impulsado, en [m³ /s]

➤ **Los rendimientos volumétrico y mecánico** se pueden obtener de las expresiones anteriores a través de operaciones simples. Así, con C_v en [m³ /rad], al ser:

$$n_T = \frac{(P_s - P_e)C_v}{M} \frac{q}{\omega C_v}$$

los rendimientos mecánico y volumétrico son:

$$n_m = C_v \frac{(P_s - P_e)}{M}$$

$$n_T = \frac{1}{C_v} \frac{q}{\omega}$$

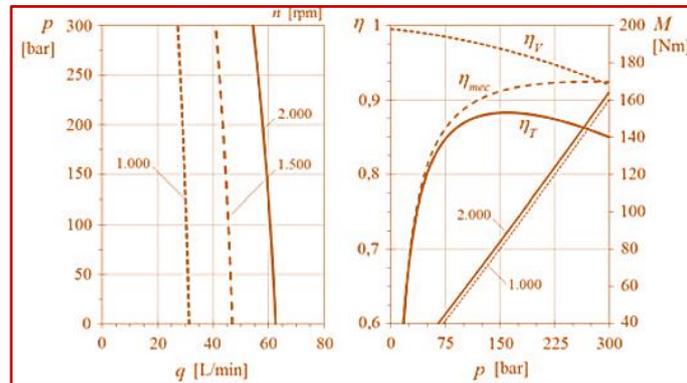


Figura 2.19. Curvas características de una bomba de desplazamiento positivo. La curva se desplaza en sentido horizontal si se modifica el valor de q , sea cambiando el caudal o bien las revoluciones, n . Las curvas de η_mec se han representado para $n = 1500$ rpm. Las curvas de η_T y η_v son líneas rectas. Salvador, “Fluidos, bombas e instalaciones hidráulica”. (2011)

Es evidente que se puede aumentar el caudal que impulsa una bomba a unas revoluciones dadas aumentando su capacidad volumétrica (en diseños de bombas que lo permitan). Por el contrario, hacerlo también aumenta el par requerido para actuar a una presión determinada. (tal como se deduce de la definición del rendimiento mecánico). La última relación funcional observada entre par, capacidad volumétrica y presión no es obvia en sus respectivas unidades, pero dada su importancia, no deben ignorarse. (Salvador, 2011, p.176)

En unidades más prácticas, las expresiones anteriores toman la forma:

$$n_T = \frac{50 (P_s - P_e)q}{\pi M n}$$

$$n_T = \frac{1}{20\pi} \frac{(P_s - P_e)}{M} q$$

$$n_T = 10^3 \frac{1}{C_v} \frac{q}{n}$$

Donde:

P_s y P_e : están en [bar]

q : en [L/min]

C_v : está en [cm³ /rev].

n : es la velocidad del accionamiento en [rpm]

M : en [Nm]

- **El ruido.** el caudal de la salida de una bomba de desplazamiento positivo es pulsante, es decir, que hay un impulso en el orificio de salida de la bomba cada vez que una cámara de bombeo descarga. Estos impulsos originan una generación de pulsaciones sonoras con más frecuencia igual a la frecuencia de bombeo y a sus frecuencias armónicas.

No obstante, el ruido que oímos no es exactamente el que proviene de la bomba, porque incluye también las vibraciones y las pulsaciones del fluido generadas por la propia bomba. Las bombas son compactas y, debido a su tamaño relativamente reducido, son pobres radiadores del ruido, particularmente a las bajas frecuencias. Los depósitos, los motores y las tuberías, siendo de mayor tamaño, son mejores radiadores del ruido, de forma que las pulsaciones inducidas por la bomba pueden hacer que ésta emita un ruido más elevado que el de la propia bomba. (Vickers, 2003, p.33)

- **La cavitación** es una situación en la que el fluido disponible no puede llenar el espacio existente. A menudo ocurre en la entrada de la bomba cuando las condiciones de alimentación no son suficientes para que la entrada de la bomba esté completamente llena de aceite. Las burbujas resultantes explotan cuando quedan sometidas a la presión del sistema a la salida de la bomba, además de una velocidad excesiva, los motivos para esta situación pueden ser una resistencia demasiado grande en la línea de aspiración, nivel de aceite en el depósito demasiado alejado de la entrada de la bomba, o viscosidad del aceite demasiado elevado.

La cavitación causará corrosión del metal en la bomba y acelerará el envejecimiento del aceite hidráulico. Una bomba cavitando hace un ruido muy distintivo, similar a una burbuja que explota bajo presión.

se puede evitar la cavitación al usar una tubería de succión con un diámetro lo suficientemente grande, lo más corto posible, codos mínimos y velocidad nominal, para mantener la entrada de la bomba limpia y sin obstrucciones. (Vickers, 2003, p.47)

2.5 OLEOHIDRÁULICA.

La Oleohidráulica o "Técnica del aceite comprimido" es la parte de la Hidráulica que estudia la transmisión y el control de energía por medio de un fluido líquido presurizado. Esta transmisión de energía, permite controlar las fuerzas y velocidades resultantes, mediante el control de la presión y el caudal del fluido hidráulico (que generalmente es un derivado del petróleo). La fuerza que puede obtenerse con este medio es prácticamente ilimitada y puede ser transmitida a ciertas distancias a través de tuberías y hacia lugares de acceso complicado. La alta presión de trabajo alcanzada permite que se transmita una gran tensión o par de rotación a través de actuadores lineales (como cilindros) o motores operados hidráulicamente o actuadores rotativos diseñados para este propósito. (Maldonado, 2006, p.4)

2.5.1 Parámetros básicos

Es esencial para entender bien la función de los sistemas oleohidráulicos, conocer algunos conceptos básicos como Fuerza, Presión, Área, Trabajo, Potencia.

2.5.1.1 Fuerza

Es la presión ejercida sobre el pistón por el fluido hidráulico, que se manifiesta en cada unidad de superficie, como se muestra en las figuras 2.20. y 2.21. El empuje total de un cilindro dado es igual a la presión manométrica multiplicada por el área total del pistón o émbolo.

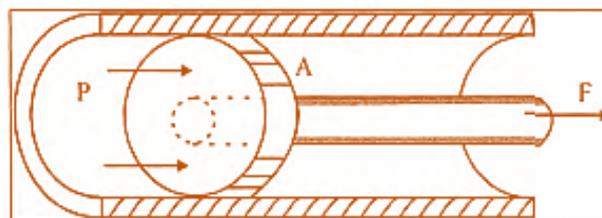


Figura 2.20. Fuerza. Maldonado, "Análisis energético de un sistema telescópico de doble efecto múltiple", (2006)

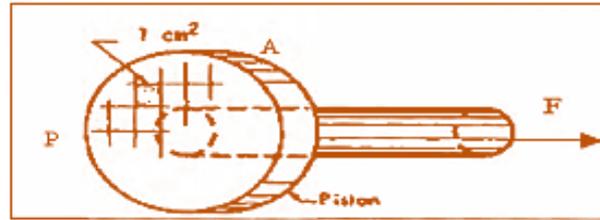


Figura 2.21. Fuerza por unidad de área. Maldonado, “Análisis energético de un sistema telescopio de doble efecto múltiple”, (2006)

$$F = P \times A$$

Donde:

F = Fuerza en Kg

P = Presión de servicio en Kg/cm²

A = Superficie del embolo en cm²

2.5.1.2 Presión

Es proporcional a la fuerza e inversamente proporcional a la superficie de contacto del pistón. Los instrumentos con que se mide la presión se llaman manómetros y dan como lectura la presión relativa.

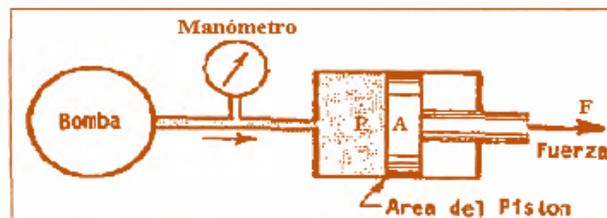


Figura 2.22. Presión de la bomba. Maldonado, “Análisis energético de un sistema telescopio de doble efecto múltiple”, (2006)

$$P = \frac{F}{A}$$

2.5.1.3 Área

Es el tamaño o medida de la superficie del émbolo del cilindro y se calcula mediante la fórmula:

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} = 0,7854 \times D^2$$

A = área del émbolo en cm²

D = diámetro del pistón en cm²

π = 3.1416

2.5.1.4 Trabajo

Es realizado por una fuerza de intensidad constante, cuyo punto de aplicación se desplaza una distancia en la dirección de la fuerza.

$$W = F \times S$$

W = trabajo en Kg x cm ó Julio ($J = N \cdot m$)

F = fuerza en Kg

S = distancia desplazada en cm

2.5.1.5 Potencia

Es el trabajo realizado en la unidad de tiempo. También se define como la velocidad a la que se realiza el trabajo.

$$P_t = \frac{W}{t}$$

P_t = potencia en vatios ()

W = trabajo Kg x cm ó Julio ($J = N \cdot m$)

t = Es el tiempo en segundos ()

(Maldonado, 2006, p.8)

2.5.2 Principio básico de oleohidráulica

La oleohidráulica es parte de la ciencia de la hidráulica, la cual ha ido evolucionando con el pasar de los tiempos, los principios básicos matemáticos los cuales respaldan a la Oleohidráulica no son muy tediosas, pero son las más importantes, el principal padre de la Oleohidráulica es el científico Blaise Pascal, pero hay otros físicos que aportan principios y teorema.

2.5.2.1 Principio básico de Pascal

En 1653 el científico francés Blaise Pascal formuló lo siguiente:

“La presión en el líquido cerrado se transmite completamente en cualquier dirección, y se aplica la misma fuerza al área igual siempre perpendicular a la pared del recipiente.”

(Vickers, 2003, p.6)

Debido a este principio, comenzaron a desarrollarse aplicaciones relacionadas con la transferencia directa de energía por fluidos. Por lo tanto, Pascal es considerado el padre de la tecnología hidráulica. (Maldonado, 2006, p.10)

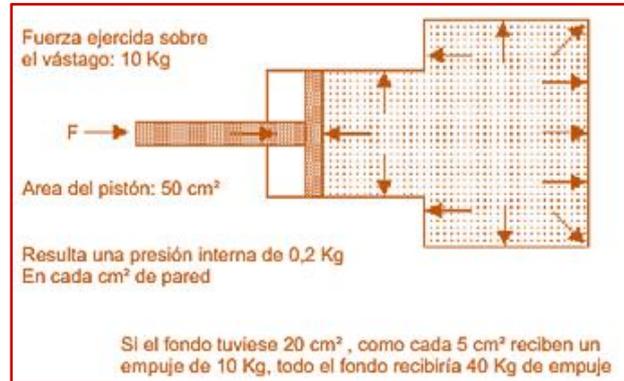


Figura 2.23. Cilindro lleno de un líquido incompresible. Sohipren, “Manual básico de oleohidráulica”, (2005)

Haciendo uso del principio de Pascal y observando la figura 2.24., se puede verificar cómo una pequeña fuerza F es ejercida sobre un émbolo pequeño, de área A1, genera sobre el émbolo una presión de:

$$P = \frac{F}{A_1}$$

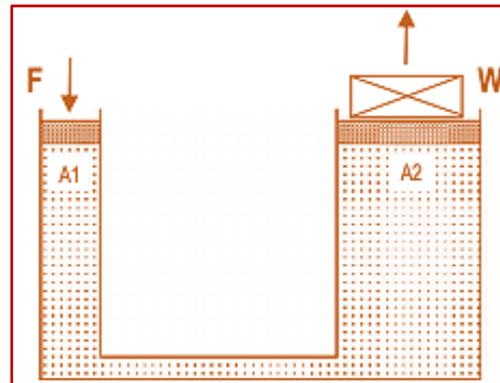


Figura 2.24. Equilibrio hidráulico. Sohipren, “Manual básico de oleohidráulica”, (2005)

Esta presión se transmite a lo largo del tubo y a través del fluido al émbolo con una sección transversal más grande, cuya área es A2. Dado que el sistema está en un estado equilibrado, la presión en los dos émbolos es la misma, de donde se deduce que:

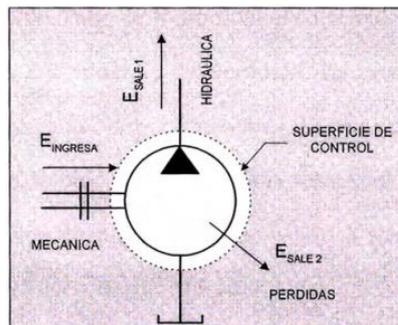
$$P = \frac{F}{A_1} = \frac{F}{A_2}$$

Se puede concluir que debido a que tenemos un dispositivo multiplicador de fuerza, podemos levantar un peso mayor W bajo una fuerza menor F. La ventaja mecánica es

grande, y es directamente proporcional a la relación de área de los pistones. (Sohipren, 2005, p.2)

2.5.2.2 Principio de la conservación de la energía

Antes de la era nuclear se decía que la energía no se crea ni se destruye. Es la ley de conservación de la energía. Esta es la ley de conservación de la energía. En un sistema hidráulico, no se destruye energía, la energía se transfiere de uno u otro componente, o de una manera u otra. La energía perdida por la fricción se convierte en calor: por lo tanto, se pierde. (Vickers, 2003, p.11)



$$E_{INGRESA} = E_{SALE 1} + E_{SALE 2}$$

Figura 2.25. Principio de conservación de la energía. Maldonado, “Análisis energético de un sistema telescópico de doble efecto múltiple”, (2006)

2.5.2.3 Teorema de Bernoulli

El teorema de Bernoulli dice que, si el flujo es constante, la suma de la energía cinética y la energía de presión en cada punto del sistema permanece constante. Cuando el fluido fluye a través de áreas de diferentes diámetros, la velocidad cambia.

El fluido hidráulico en movimiento lleva energía bajo tres formas:

- Energía de presión que depende de su compresión
- Energía potencial que depende de su posición con respecto a un nivel de referencia.
- Energía cinética que depende de la velocidad y masa del fluido.

El principio de Bernoulli afirma que: "En fluidos ideales la suma de las energías cinética, potencial y de presión, en distintos puntos del sistema, debe ser constante"

A medida que cambia el diámetro de la tubería, la velocidad cambiará, por lo que la energía cinética aumentará o disminuirá. Ahora, dado que la energía no se crea ni se

destruye, esta variación en la energía cinética debe compensarse aumentando o disminuyendo la energía de presión. (Maldonado, 2006, p.11)

Según la figura 2.26., a la izquierda, el área es grande, por lo tanto, la velocidad es pequeña. En el centro, la velocidad debe aumentar porque el área es menor y a la derecha el área vuelve a su valor inicial y la velocidad disminuye. (Vickers, 2003, p.12)

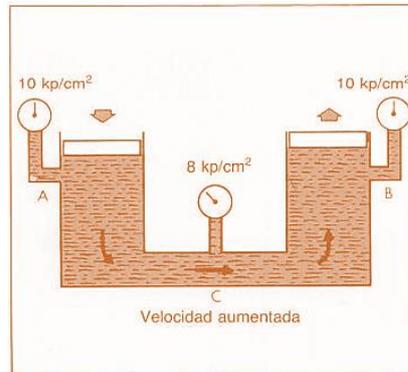


Figura 2.26. Velocidad con respecto al área donde fluye. Vickers. “Manual de Oleohidráulica móvil”, (2003)

Bernoulli demostró que la energía de presión en C es menor que la energía de presión en A y B debido a la mayor velocidad, por lo que un aumento en la velocidad en C significa un aumento en la energía cinética. Puesto que la energía no puede ser creada, la energía cinética solo puede aumentar si la componente estática, es decir, la presión disminuye en B, la energía cinética adicional se vuelve a convertir en presión. Si no hay pérdida por fricción, la presión en B será igual a la presión en A.

2.5.3 Fluido oleohidráulico

En las transmisiones oleohidráulicas, también denominadas oleodinámicas, el líquido utilizado es aceite ya que se considera que es el fluido ideal adecuado para esta forma de transmisión energética.

El fluido hidráulico más utilizado en la actualidad es el aceite mineral derivado del petróleo con algunos aditivos que mejoran sus características. Entre las características básicas que deben cumplir estos aceites, debemos enfatizar particularmente la capacidad de lubricación y la capacidad de enfriamiento, además deben tener resistencia a la corrosión y pueden soportar ciertas temperaturas sin evaporación ni deterioro. También deben tener la capacidad de soportar altas presiones y absorber el ruido y las vibraciones que se producen en el circuito.

Según DIN 51524 y 51525, El aceite hidráulico se divide en tres categorías según su rendimiento y composición.:

- Aceite hidráulico HL (protección anticorrosiva y aumento de la resistencia al envejecimiento).
- Aceite hidráulico HLP (mayor resistencia al desgaste).
- Aceite Hidráulico HV (viscosidad menos afectada por la temperatura).

Para que los aceites hidráulicos cumplan con los requisitos anteriores, deben tener ciertas características, como la densidad más baja posible, baja compresibilidad, viscosidad no demasiado baja (película lubricante), buenas características de viscosidad dependiendo de la temperatura y la presión, buena resistencia al envejecimiento y compatibilidad con otros materiales. Además, los aceites hidráulicos deben cumplir con ciertas condiciones como segregación de aire, no formar espuma, resistencia al filo, capacidad de segregación de agua, proporcionar protección contra el desgaste y la corrosión.

La viscosidad es una medida de resistencia a la circulación de fluidos. Si el fluido circula fácilmente, su viscosidad es baja. También se puede decir que la consistencia del líquido es muy pequeña. Los fluidos que son difíciles de circular tienen alta viscosidad. Se dice que es muy grueso o muy consistente.

Sin embargo, los fluidos de alta viscosidad no tienen necesariamente una buena lubricidad. La fuga en los sistemas hidráulicos es una función de la viscosidad. El aceite de baja viscosidad tiene más fugas que el aceite de alta viscosidad, sin embargo, es preferible usar aceite de baja viscosidad porque pierde menos presión y potencia debido a su menor fricción.

Los fluidos con viscosidad relativamente estable a temperaturas extremas tienen un alto índice de viscosidad. Un fluido que es muy espeso a bajas temperaturas y muy ligero a altas temperaturas tendrá un índice de viscosidad muy bajo. (Maldonado, 2006, p.16)

La norma ISO y la norma reformada DIN 51524 establecen lo siguiente: la clasificación de la viscosidad determina la viscosidad mínima y máxima de los aceites hidráulicos sometidos a una temperatura de 40°C.

Tabla 2.2.
Clases de viscosidad

| CLASES DE VISCOSIDAD (DIN 51502) | | |
|----------------------------------|---|--------|
| CLASES DE VISCOSIDAD SEGUN ISO | VISCOSIDAD CINEMÁTICA mm ² /s a 40°C | |
| | MÍNIMA | MÁXIMA |
| ISO VG 10 | 9.0 | 11.0 |
| ISO VG 22 | 19.8 | 24.2 |
| ISO VG 32 | 28.8 | 35.2 |
| ISO VG 46 | 41.4 | 50.6 |
| ISO VG 68 | 61.2 | 74.8 |
| ISO VG 100 | 90.0 | 110.0 |

Vargas, “Sistema de potencia oleohidráulica”, (1998)

2.5.4 Ecuaciones para bombas oleohidráulicas

Para realizar los cálculos se utilizan las siguientes ecuaciones según sea el caso:

- Caudal teórico $Q = \frac{nxV}{1000} [L/min]$
- Caudal real $Q_r = Qx\eta_v [L/min]$
- Potencia que entrega la bomba $P_e = \frac{PxQ_r}{600} [Kw]$
- Potencia que recibe la bomba $P_r = \frac{P_e}{\eta_t} [Kw]$
- Torque teórico $M = \frac{PxV}{62.83} [Nm]$
- Torque real $M_r = \frac{M}{\eta_{hm}} [Nm]$

Donde:

- n : frecuencia de rotación, min⁻¹.
- V : cilindrada de la bomba, cm³/rev.
- P : Presión de trabajo de la bomba, Bar.
- η_v : Eficiencia volumétrica, %.
- η_{hm} : Eficiencia hidráulica-mecánica, %.
- η_t : Eficiencia total, %.

2.6 BOMBAS DE ENGRANAJES

La bomba de engranajes es una bomba robusta de flujo fijo con una presión de trabajo de hasta 250 bar (3600 psi) y una velocidad de hasta 6000 rpm. Caudales de hasta 250 cc/Rev. Combinan tecnología de sellado especial con alta confiabilidad y alta eficiencia. Las bombas de engranajes también se denominan "caballo de carga" y se puede asegurar que es una de las más utilizadas. La capacidad puede ser grande o pequeña, y su costo variará con la presión y la capacidad volumétrica. Además, la simplicidad de su estructura le da una ventaja de precio. Las bombas de engranes exhiben buenas capacidades de vacío a la entrada y para las situaciones normales también son autocebantes, otra característica importante es la cantidad relativamente pequeña de pulsación en el volumen producido. En este tipo de bomba de engranajes, cada combinación de engranajes o dientes producirá una unidad de presión o pulsos.

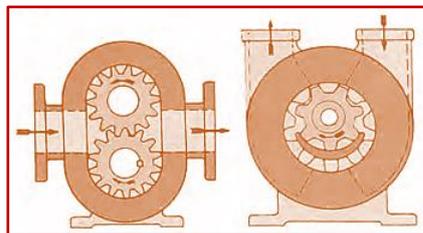


Figura 2.28. Bomba de engranes. Vargas, “Sistema de potencia oleohidráulica”, (1998)

Hay dos variantes principales; bombas de engranajes externos que utilizan dos engranajes externos y bombas de engranajes internos

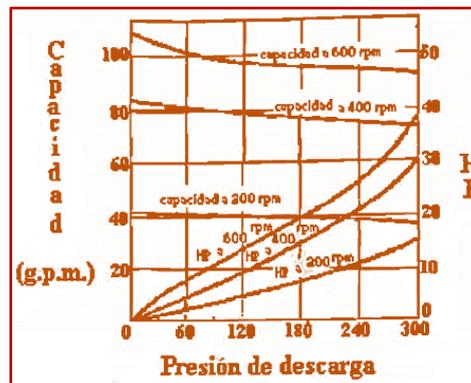


Figura 2.29. Curvas características típicas para una bomba rotatoria de engranajes. Vargas, “Sistema de potencia oleohidráulica”, (1998)

Estas curvas muestran la relación entre la presión de descarga y la capacidad de la bomba y se les denomina como curvas HQ. La relación entre la potencia de entrada y la capacidad de la bomba generalmente se denomina curvas PQ.

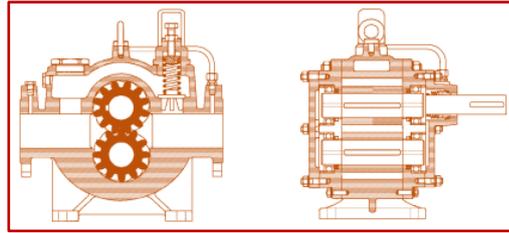


Figura 2.30. Bomba de engranajes externos. Vargan, “Sistema de potencia oleohidráulica”, (1998)

2.6.1 Bombas de engranajes externos

Es una unidad de desplazamiento constante. Usadas en sistemas de potencia hidráulica, con este tipo de bombas se llegan a alcanzar hoy día presiones de hasta unos 275 bar en presión continua, y hasta unos 300 bar en el caso de solicitaciones con presiones intermitentes. Los caudales más frecuentes que pueden encontrarse en el mercado oscilan entre 0,5 L/min y 225 L/min, para velocidades de giro de 1,500 r/min, y funcionando con un margen de revoluciones de 500 a 3,500 revoluciones por minuto. Su grado de eficiencia total es de 0.80 a 0.91

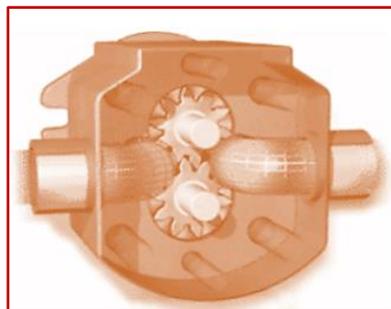


Figura 2.31. Paso de fluido en una bomba de engranajes externos. Paz, Suarez, Eiris, “Maquinas hidráulicas de desplazamiento positivo”, (2012)

Estas bombas no están diseñadas para transportar sólidos y generalmente están equipadas con un filtro en la línea de succión. Son accionados por motores eléctricos y giran a altas velocidades. La cantidad de aceite de fuga de la bomba es determinada por el tamaño de la ranura (entre el cuerpo de la bomba, los dientes y las superficies laterales de los dientes), por la superposición de los dientes, por la viscosidad y por las revoluciones. Estas pérdidas pueden determinarse conociendo el grado de eficiencia volumétrica, ya que muestra la relación entre el flujo efectivo y el flujo nominal.

La cámara de succión es más grande que la cámara de inyección porque la velocidad permitida en la línea de succión es menor que la velocidad permitida en la línea de presión. Si el diámetro del tubo de succión es demasiado pequeño, la velocidad del flujo será demasiado grande.

Por lo tanto, si el caudal volumétrico es constante y el diámetro de los tubos es pequeño, la velocidad del flujo es grande. Esto significará una transformación de energía de presión en energía cinética y energía térmica, por lo que se generará una caída de presión en la cámara de aspiración. En esta cámara se genera una depresión durante el proceso de aspiración y esa depresión aumentaría provocando desgastes por abrasión. De esta manera terminaría averiándose la bomba.

Si hay un exceso de suministro, se puede extraer parte de él mediante válvulas de desagüe especiales dispuestas en cada etapa y calculadas para una presión determinada. Se emplean en la construcción de maquinaria; su desventaja radica en la imposibilidad de poder regular el volumen de trabajo, por cuanto no se permite ningún desplazamiento de los ejes. (Vargas, 1998, p.65)

- **Funcionamiento de las bombas de engranajes externos**

La bomba de engranes funciona de la siguiente manera:

1. Una de las ruedas dentadas está conectada al motor, la otra gira por efecto del engranaje con la primera rueda.
2. En la cámara de aspiración se produce una depresión a raíz del aumento del volumen causado en el momento en el que un diente sale de su asiento en el engranaje.
3. El aceite invade las cámaras del engranaje y es transportado a lo largo de la pared exterior hacia la cámara de presión o descarga.
4. Al llegar a esa cámara, el aceite es expulsado de las cámaras del engranaje hacia los conductos en el momento en el que los dientes se unen. En los espacios entre la cámara de aspiración y la cámara de expulsión el aceite es comprimido.
5. Este aceite comprimido es transportado hacia la cámara de aspiración a través de una ranura, ya que de lo contrario surgirían picos de presión a causa del aceite comprimido, con lo que se producirían ruidos y se provocaría la destrucción de la bomba. Como el espacio entre el elemento y la carcasa es muy pequeño y el material bombeado actúa como lubricante, la bomba nunca se secará.

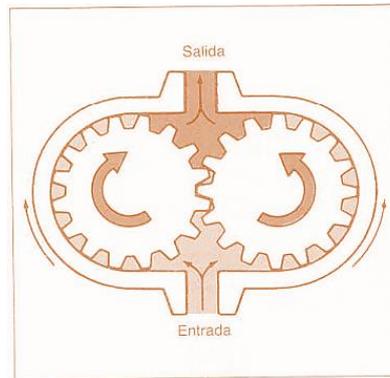


Figura 2.32. Sentido de giro de los engranajes. Mataix, “Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas, (2)”, (1986)

2.6.2 Bombas de engranajes internos

Las bombas de engranajes internos también son de desplazamiento constante, puede ser utilizada en un amplio rango de viscosidades. En este tipo de bomba, cada vez que los engranajes giran una revolución, permanecen unidos durante un tiempo considerado, de modo que el espacio entre los dientes se llena de líquido, evitando la formación de cavidades. Estas bombas bombean con éxito viscosidades sobre 1.320.000 ST/6.000.000 SSU y líquidos de poca viscosidad, Además, a bajas velocidades y bajas presiones de entrada, pueden proporcionar un flujo constante e incluso una descarga a pesar de los cambios en las condiciones de presión.

Cuando se usa para alta viscosidad, esta bomba puede proporcionar un flujo suave y constante. La bomba de engranajes interna puede funcionar en seco. Ya que en este tipo de bombas solo existen dos partes móviles, son confiables, simples de operar y fáciles de mantener. Pueden trabajar en cualquier dirección, lo que permite una gama más amplia de aplicaciones



Figura 2.33. Bomba de engranajes internos. Viejo y Álvarez, “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”, (2003).

Para cada revolución del engranaje impulsor, la cantidad de líquido suministrado es igual al doble del número de dientes del engranaje, y no depende del número de dientes del

engranaje impulsado. El margen de velocidad en el que funciona este tipo de bomba es entre 500 a 3,500 revoluciones por minuto con volúmenes de expulsión del orden de 4 a 250 cm³/rev. Puede trabajar en el rango de presiones nominales de entre 160 a 250 bar y puede entregar grados de eficiencia total de 0.80 a 0.91.

Estas bombas con engranajes internos disponen de un paso algo mayor que las de engranajes externos, para las mismas dimensiones; su ventaja consiste en la disposición simétrica del eje de impulsión respecto al cuerpo; la fabricación de estas bombas es más complejas, y su altura de carga es menor a las de las bombas con engranajes exteriores, hecho que se explica porque en ellas, la vía de traslación de las cámaras de trabajo es mucho más corta que en las bombas con engranajes exteriores.

(Vargas, 1998, p.66)

- Funcionamiento de las bombas de engranajes internos.

El funcionamiento lo podemos describir con los 4 siguientes pasos:

1. El líquido entra en la bomba por el canal de succión, entre el engranaje exterior (en grande de mayor tamaño) y el engranaje interior.
2. El líquido fluye a través de la bomba en medio de los espacios que hay entre los dientes. La forma creciente (forma de media luna) divide al líquido y actúa como sello entre la entrada y la salida.
3. La presión del líquido es elevada justo antes de que este salga por el conducto de salida.
4. Los dientes de los engranes se acoplan completamente, formando un sello equidistante, entre el conducto de entrada y el de salida. El sello fuerza al líquido a salir por el conducto de salida.

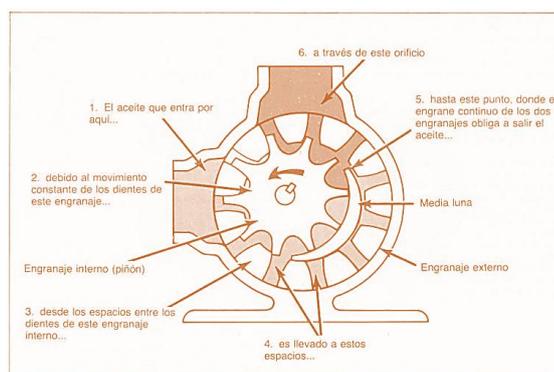


Figura 2.34. Partes de una bomba de engranajes internos. Viejo y Álvarez, “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”, (2003).

2.7 BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS HIDRÁULICAS

El banco de pruebas es una plataforma que verifica el funcionamiento de equipos o máquinas específicos mediante la medición de parámetros (presión, flujo, velocidad, etc.). Estos nos permiten determinar el valor de variables, como potencia, eficiencia, etc., y compararlas con valores nominales e indicar el estado del componente que se está evaluando. En el banco de pruebas hidráulicas, existen los siguientes componentes básicos, como se muestra en la Figura 2.35..

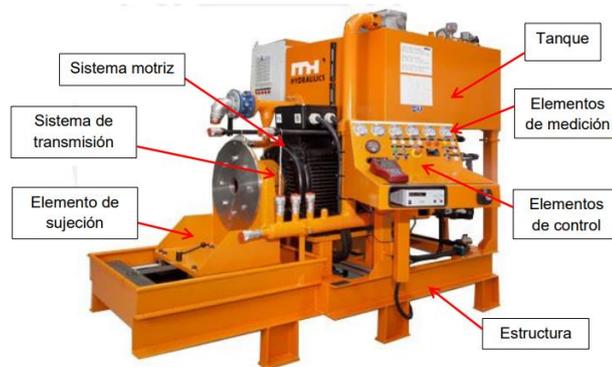


Figura 2.35. Banco de pruebas para bombas. Jara “diseño de un banco de pruebas para bombas de pistones axiales con sensor de carga de hasta 140 cc/rev”, (2016)

Los bancos de prueba para bombas hidráulicas están actualmente bien desarrollados en el extranjero, pero en nuestro entorno, también hay muchos bancos de prueba fabricados en talleres de reparación hidráulica.

HITECI S.A. es una empresa peruana dedicada a brindar soluciones integrales en sistemas oleo-hidráulicos. diseñan e implementan soluciones hidráulicas a medida; forman parte del grupo Senatinos, con más de 30 años de experiencia al servicio de la industria nacional, brindando soluciones en los sectores de minería, construcción, pesquera e industria en general.



Figura 2.36: Laboratorio hidráulico de la empresa HITACHI S.A.

CAPITULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN

La investigación es de tipo experimental explicativo que desarrolla datos estadísticos cuantitativos, porque se manipula las variables de entrada que serán seleccionadas en base a las condiciones operativas que exigen un banco hidráulico que cumple la finalidad de evaluar los parámetros operativos que influyen en la eficiencia de las bombas más comerciales en la industria, específicamente relacionados al comportamiento de su torque, potencia, caudal con respecto a la presión de trabajo.

Y por su finalidad y aplicación es aplicada debido a que las bombas tienen usos prácticos que necesitan comprobarse mediante pruebas de sus parámetros para ser aplicados en algún tipo de industria para el manejo de fluidos.

Según lo antes mencionado se avala:

- Porque se manipulará las variables de entrada que serán seleccionadas en base a las condiciones operativas que exigen un banco hidráulico con la finalidad de evaluar los parámetros operativos de las bombas más comerciales en la industria, específicamente relacionados al comportamiento de su torque, potencia, caudal y eficiencias con respecto a la presión de trabajo, explicando las causas y consecuencias de los resultados obtenidos.
- Porque se observará el comportamiento de las variables en diferentes puntos de presión, organizándolos y representándolos para posteriormente obtener curvas de comportamiento.
- Porque se sustenta en la medición, en este caso información numérica; estos datos se recogen, procesan y posteriormente se analizan.
- Debido a que las bombas tienen usos prácticos que necesitan comprobarse mediante pruebas de sus parámetros para obtener resultados sobre sus variables que se investigan los cuales puedan ser aplicados en algún tipo de industria para el manejo de fluidos.

3.2 MATERIALES

Los materiales a utilizar para el siguiente estudio son los siguientes:

- Bomba de engranes externos.

Bomba de 15.8cc marca DUPLOMATIC OLEODINAMICA



Figura 3.1: Bomba de engranes externos marca Duplomatic Oleodiamica. Fuente: Ficha técnica Anexo 3

- Bomba de engranes internos.

Bomba de 15.8cc marca DUPLOMATIC OLEODINAMICA



Figura 3.2: Bomba de engranes internos marca Duplomatic Oleodiamica. Fuente: Ficha técnica Anexo 3

- Laptop

HP i3-7020U CPU/2.3GHz



Figura 3.3: Laptop. Fuente: elaboración propia

- Banco de pruebas para bomba oleohidráulica
Unidad hidráulica de 30HP DOSS-07 (ANEXO 01)



Figura 3.4: Banco hidráulico de 30 HP h30-17/3: elaboración propia

3.3 MÉTODO DE LA INVESTIGACIÓN

El presente proyecto de investigación es de tipo básica explicativa, correlacional y experimental con estudio de los parámetros de bombas oleohidráulicas, los mismos que estarán basados en los principios de pascal y de bernoulli. La investigación se realiza mediante el método inductivo.

El método utilizado en el objeto de estudio referido a lo largo de este informe profesional, es el analítico asimismo es de tipo cuantitativo de naturaleza descriptiva. Para ello se hará uso de las siguientes técnicas:

3.3.1 Técnicas de recolección de datos

El proyecto considera el empleo de material bibliográfico y electrónico, así como de técnicas estadísticas y explicativas de los resultados obtenidos.

Las técnicas, instrumentos y fuentes empleadas son:

- Uso de material bibliográfico y electrónico
- Uso de equipos mecánicos
- Observación
- Apunte de datos de las variables de operación.

Las técnicas podemos dividirlo en lo siguiente:

- Documental:

Esta consiste en recolectar información mediante fuentes documentadas y que son verídicas los cuales son: fichas técnicas de equipo, libros, revistas, registros o hechos, etc. Estos documentos nos servirán para poder comprender el funcionamiento, así como también los resultados que proporcionarán las bombas teóricamente reforzando o refutando nuestra hipótesis.

- Observación en laboratorio:

En esta se procede a observar el proceso de prueba que se somete a la maquina y apuntar los resultados que se obtienen en tal prueba.

3.3.2 Técnicas estadísticas para el procesamiento de la información.

En esta técnica se procede a realizar el procesamiento de la información recopilada en las pruebas, para esto se utiliza el programa Excel de Microsoft en la PC. Posteriormente se realizarán diagramas las cuales nos mostrarán las curvas características de manera individual obteniendo datos reales y comparándolos con los teóricos. Para ello se emplea:

- Registro de parámetros
- Uso de material bibliográfico y electrónico
- Hojas de cálculo electrónico
- Aplicar correlaciones estadísticas.

3.4 METODOLOGÍA

Se ha diseñado la siguiente metodología en la cual se explican los métodos, procedimientos y herramientas para llegar a nuestros objetivos y obtener conclusiones.

3.4.1 Selección de bombas oleohidráulicas

Para esta investigación se utilizará 2 bombas oleohidráulicas de alta presión, ambas bombas deben presentar características muy similares con el fin de que los valores obtenidos se puedan comparar.

3.4.2 Calculo teórico de caudal, torque y potencia suministrada por la bomba.

Teóricamente, se puede calcular el caudal y potencia que teóricamente pueden proporcionar las bombas antes mencionadas. Par ello se tiene las siguientes consideraciones:

- Giro de bombas sin obstrucción y sin pérdidas.
- RPM constante
- Valor nominal de cilindraje

Para calcular el caudal suministrado por la bomba se hace uso de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}t = CC \times RPM \cdot (L/min)$$

Donde:

$\dot{Q}t$: caudal teórico suministrado por la bomba

CC : valor nominal del cilindraje

RPM : velocidad de giro

Para calcular la potencia suministrado por la bomba se hace uso de la siguiente ecuación:

$$Pe = \frac{px\dot{Q}t}{600} \cdot Kw$$

Donde:

Pe : potencia entregada por la bomba

p : presión de trabajo de la bomba

$\dot{Q}t$: caudal teórico

Para calcular el torque se hace uso de la siguiente ecuación:

$$M = \frac{pxCC}{62.83} \cdot Nm$$

Donde:

M : Torque

p : presión de trabajo de la bomba

CC : calor nominal del cilindraje

3.4.3 Cálculo real de caudal, torque y potencia suministrado por la bomba.

Para hallar los datos reales se realiza las pruebas en el banco hidráulico, en la prueba podremos calcular las eficiencias las cuales nos indican los valores.

Para calcular el caudal real suministrado por la bomba se utiliza la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_r = \dot{Q}_t * \eta_{vol} \cdot (L/\text{min})$$

Donde:

\dot{Q}_r : caudal real suministrado por la bomba.

\dot{Q}_t : caudal teórico suministrado por la bomba.

η_{vol} : eficiencia volumétrica.

Para calcular la potencia suministrada por la bomba se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_s = \frac{p \times \dot{Q}_r}{600} \cdot Kw$$

Donde:

P_s : Potencia real que entrega la bomba

p : presión de trabajo de la bomba

\dot{Q}_r : caudal real suministrado por la bomba.

Para calcular la potencia absorbida por la bomba se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_a = \frac{P_s}{\eta_t} \cdot Kw$$

Donde:

P_a : potencia absorbida por la bomba.

P_s : Potencia real que entrega la bomba.

η_t : eficiencia total que tiene la bomba.

Para calcular el torque real se utiliza la siguiente ecuación:

$$M_s = \frac{M_a}{\eta_{hm}} \cdot Nm$$

Donde:

M_s : Torque que transfiere la bomba.

M_a : Torque que requiere la bomba.

η_{hm} : eficiencia hidraulico-mecanico.

3.4.4 Prueba de bombas oleohidráulicos en banco de pruebas.

Para obtener los datos reales y curvas de trabajo de la bomba, se deben montar en el banco de pruebas, energizar el motor del banco de prueba y recopilar los datos necesarios realizando diversas pruebas según la necesidad de estudio. Para ello se sigue los procedimientos del ANEXO 02 en el banco hidráulico e la empresa HITECI S.A.

3.4.5 Recopilación y cálculo de datos

Se recopilarán, y en algunos casos se calcularán haciendo uso de las ecuaciones 3.4.2 obteniendo el siguiente cuadro:

Tabla 3.1

Cuadro para recopilación de datos obtenidos en el ensayo

| Presión (bar) | Q (L/min) | n_{vol} (%) | potencia _{ced} (kW) | potencia _{abs} (kW) | Torque (Nm) | n_t (%) | n_{hm} (%) |
|---------------|-----------|---------------|------------------------------|------------------------------|-------------|-----------|--------------|
| 0 | | | | | | | |
| 25 | | | | | | | |
| 50 | | | | | | | |
| 75 | | | | | | | |
| 100 | | | | | | | |
| 125 | | | | | | | |
| 150 | | | | | | | |
| 175 | | | | | | | |
| 200 | | | | | | | |
| 225 | | | | | | | |
| 250 | | | | | | | |
| 275 | | | | | | | |
| 288 | | | | | | | |

Fuente: Elaboración propia

3.4.6 Procesamiento de los datos.

Con los datos de los cuadros se realizarán las curvas características de las cuales obtendremos la influencia de la presión en los parámetros operativos, con esto calcularemos las ecuaciones que la gobiernan y podremos compararlas entre ellas. Para esto haremos uso del programa Excel de Microsoft Word, en ella obtendremos los siguientes esquemas:

- Q VS P
- η_v VS P



- P_{sum} VS P
- P_{abs} VS P
- η_T VS P
- Tor VS P
- η_V VS P

3.4.7 Evaluación económica

Para realizar la evaluación económica se tendrá en cuenta la depreciación, esto quiere decir que se evaluará el costo total que se invierte en las bombas durante todo su periodo de vida útil para obtener la misma potencia, Estos datos se obtendrán haciendo uso de las ecuaciones en cada uno de los puntos de presión a evaluar definidas con las pruebas; los costos considerados para la evaluación son:

➤ Costo inicial del equipo

El costo inicial es la suma de todos los recursos que hayan sido necesarios para completar una obra y ponerla en uso, para este caso incluye:

- Costo de bomba
- Costo de instalación de la bomba.
- Mano de obra
- El costo proporcional de los equipos con que se ha construido la unidad.
- Costo de los equipos y accesorios que deban instalarse de un modo permanente

Para calcular el costo de cada uno de los puntos mencionados, antes hay que tener en cuenta lo siguiente:

- Las bombas serán instaladas en un mismo sistema que demanda una cierta cantidad de potencia, pero los costos de instalación son diferentes, eso está relacionado por el tipo y tamaño del equipo, para este caso se utiliza un factor de 0.5. (*Perry, 1999, p.68*)
- La mano de obra, en ambos casos es la misma.
- Como estamos hablando de una misma unidad, los costos de unidad son las mismas.
- Los accesorios a utilizar son los mismos.

De lo antes señalado, para la evaluación económica se tendrá en cuenta únicamente el costo de bomba y el costo de instalación.

- Costo de bomba:

El costo de bomba será brindado por el distribuidor de dichos productos, en este caso la empresa HITECI S.A.

- Costo de instalación:

Para el costo de instalación se utilizará la siguiente ecuación según el costo inicial del equipo:

$$Ci = 0.25 * Cb$$

$$Ci = 0.50 * Cb$$

Donde:

Ci: Costo de instalación

Cb: Costo de bomba.

- Costo de operación

Estos son los costos necesarios para que la instalación mantenga un funcionamiento normal y brinde los servicios esperados, como el consumo de combustible, que el personal de enfermería suele cobrar por períodos anuales. (**Cruz, O, 2007**)

En este caso, los costos operativos considerados son costos relacionados con el consumo de energía eléctrica, y estos costos se determinarán como:

$$Co = Pa * h_{fd} * D_{fa} * C_{hp-p} * n_b$$

Donde:

Co : Costo de operación

Pa : Potencia absorbida o requerida.

h_{fd} : Horas de funcionamiento al día

D_{fa} : Días del funcionamiento durante su vida útil

C_{hp-p} : Costo de potencia/hora

- Costos de mantenimiento

El mantenimiento se refiere a las reparaciones y operaciones periódicas (mantenimiento periódico) necesarias para que un equipo continúe en las condiciones

óptimas de servicio, este mantenimiento periódico se hace para evitar las posibles roturas que sobrevendrían sin un programa de este tipo, con la posible destrucción del equipo.

Se incluye como costo de mantenimiento a las reparaciones que sean necesarias, generadas por las roturas que se hayan producido. El costo de mantenimiento estimado con los mejores resultados se basa en la base de datos de empresas con procesos similares. Un valor promedio rudo del costo de mantenimiento anual es un 6% del costo capital de la planta (adquisición + Instalación). El porcentaje varía de 2% a 10%, dependiendo de la gravedad de las operaciones de la planta. Aproximadamente la mitad del costo de mantenimiento se usa para materiales y el resto se usa para mano de obra. (Perry, 1999, p9-57).

Según la literatura, el tiempo medio entre fallas, o más conocido como MTBF (Mean Time Between Failures), se refiere al tiempo promedio de duración de una bomba hasta que se presente una falla, pero para ello debemos evaluar la bomba en particular y donde está instalada conjuntamente, porque el entorno, así como las condiciones de entorno, influyen en el deterioro de la bomba.

- **MTBF entre 1 y 2 años:** Bombas de uso convencional en servicio normal.
- **MTBF entre 2 y 4 años:** Bombas API 610 funcionando que operan en el sector petroquímico, refinerías y yacimientos, que conllevan un mantenimiento preventivo convencional. También bombas ANSI B 73.I operando en plantas químicas y petroquímicas.
- **MTBF entre 4 y 6 años:** Bombas API 610 funcionando en refinerías de petróleo, con condiciones de trabajo estables con excelente nivel de mantenimiento, sistemas de lubricación por niebla y personal capacitado permanentemente para tal fin.

Para las bombas, el mantenimiento presenta un costo de mantenimiento entre 20% y 15% (K); para calcular el costo de mantenimiento se utiliza la siguiente formula:

$$C_m = C_b * K * n$$

Donde: C_m : Costo de mantenimiento

C_b : Costo de bomba

n : número de mantenimientos máximos para la bomba.

Los datos obtenidos se ingresarán en el siguiente gráfico:

Tabla 3.2

Cuadro comparativo de costos

| Evaluación de costo de bombas de engranajes | | | |
|---|-------------|-------------|----------------|
| TIPO DE COSTO | E. EXTERNOS | E. INTERNOS | Δ COSTO |
| Costo inicial | | | |
| Costo de operación (Presión) | | | |
| Costo de mantenimiento | | | |
| COSTO VIDA ÚTIL | | | |

Elaboración propia

Los datos obtenidos de costo inicial y de mantenimiento, son datos invariables; esto quiere decir que se mantienen sin ser influenciados por las condiciones de operación. Los costos de operación son influenciados directamente por las condiciones de operación, principalmente de la presión; por lo tanto, para ello se tiene el siguiente gráfico:

Tabla 3.3

Cuadro de costos vs presión operativa

| Costos de operación | | | |
|---------------------|-------------|-------------|----------------|
| Presión | E. externos | E. internos | Δ costo |
| 0 | | | |
| 25 | | | |
| 50 | | | |
| 75 | | | |
| 100 | | | |
| 125 | | | |
| 150 | | | |
| 175 | | | |
| 200 | | | |
| 225 | | | |
| 250 | | | |
| 275 | | | |
| 288 | | | |
| 300 | | | |
| 325 | | | |
| 342 | | | |

Fuente: Elaboración propia.

CAPITULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIONES

4.1 SELECCIÓN DE BOMBAS OLEOHIDRÁULICAS

Para la investigación se escogieron 2 bombas, ambos de engranajes (engrane interno y engrane externo) de la marca DUPLOMATIC presentados en el ANEXO 03, presentando las siguientes características:

➤ **Bomba de engranes externos**

| TAMAÑO MOMINAL BOMBA | CILINDRADA (cm ³ /rev) | RENDIMIENTO VOLUMETRICO (%) | RENDIMIENTO TOTAL (%) | RENDIMIENTO MECANICO (%) | PRESION MAX. DE PUNTA (Bar) | VELOCIDAD RE ROTACION MAX-MIN (RPM) | NIVEL DE RUIDO dB(A) |
|----------------------|-----------------------------------|-----------------------------|-----------------------|--------------------------|-----------------------------|-------------------------------------|----------------------|
| 0158 | 15.8 | 95 | 86 | 90.53 | 290 | 4000-600 | 72 |

Fuente: Ficha técnica anexo 3

➤ **Bomba de engranes internos:**

| TAMAÑO MOMINAL BOMBA | CILINDRADA (cm ³ /rev) | RENDIMIENTO VOLUMETRICO (%) | RENDIMIENTO TOTAL (%) | RENDIMIENTO MECANICO (%) | PRESION MAX. DE PUNTA (Bar) | VELOCIDAD RE ROTACION MAX-MIN (RPM) | NIVEL DE RUIDO dB(A) |
|----------------------|-----------------------------------|-----------------------------|-----------------------|--------------------------|-----------------------------|-------------------------------------|----------------------|
| 016 | 15.8 | 96.5 | 87.9 | 91.09 | 345 | 400-3400 | 58.5 |

Fuente: Ficha técnica anexo 3

Los valores de eficiencia proporcionados son resultados de pruebas con las siguientes condiciones:

- Presión de prueba: 150Bar
- Velocidad: 1500RPM
- Viscosidad del aceite para la bomba de engranes internos: 46 cSt
- Viscosidad del aceite para la bomba de engranes externos:36 cSt
- Temperatura del aceite para la bomba de engranes internos: 40°C
- Temperatura del aceite para la bomba de engranes externos:50°C

Estos valores de eficiencia nos servirán para verificar la veracidad y/o estimar el % de error según los resultados que se obtengan.

4.2 CALCULO TEÓRICO DE CAUDAL, TORQUE Y POTENCIA SUMINISTRADA POR LA BOMBA.

Para ambas bombas se obtendrá el mismo caudal, torque y potencia de manera teórica; para calcular ciertos valores es necesario mantener las siguientes condiciones:

- Giro de bombas sin obstrucción y sin pérdidas
- Presión de trabajo constante
- 15.8 cc/rev a 1500 RPM

➤ **caudal teórico:**

$$\dot{Q}_t = 15.8 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \times 1500 \text{RPM}$$

$$\dot{Q}_t = 23.7 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

➤ **potencia suministrada teórico:**

$$P_e = \frac{150 \text{bar} \times 23.7 \frac{\text{L}}{\text{min}}}{600}$$

$$P_e = 5.925 \text{Kw}$$

➤ **torque teórico**

$$E_t = \frac{150 \text{bar} \times 15.8 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}}{62.83}$$

$$E_t = 37.72 \text{m}$$

Realizamos los cálculos con diferentes datos de presión, como resultado tenemos el siguiente cuadro:

Tabla 4.1

Cuadro de valores teóricos de una bomba oleohidraulica

| Presión (bar) | Q teórico (L/min) | potencia _{ced} teórico (kW) | Torque teórico (Nm) |
|---------------|-------------------|--------------------------------------|---------------------|
| 0 | 23.7 | 0.00 | 0.00 |
| 25 | 23.7 | 0.99 | 6.29 |
| 50 | 23.7 | 1.98 | 12.57 |
| 75 | 23.7 | 2.96 | 18.86 |
| 100 | 23.7 | 3.95 | 25.15 |
| 125 | 23.7 | 4.94 | 31.43 |
| 150 | 23.7 | 5.93 | 37.72 |
| 175 | 23.7 | 6.91 | 44.01 |
| 200 | 23.7 | 7.90 | 50.29 |
| 225 | 23.7 | 8.89 | 56.58 |
| 250 | 23.7 | 9.88 | 62.87 |
| 275 | 23.7 | 10.86 | 69.15 |
| 288 | 23.7 | 11.38 | 72.42 |
| 300 | 23.7 | 11.85 | 75.44 |
| 325 | 23.7 | 12.84 | 81.73 |
| 342 | 23.7 | 13.51 | 86.00 |

Fuente: Elaboración propia

Haciendo uso de las eficiencias brindadas por fabricante en el inciso 4.1, los datos obtenidos en el inciso 4.2 (150 bar) y las ecuaciones del inciso 3.4.3 tenemos para las bombas lo siguiente:

Tabla 4.2

Cuadro de valores reales de las bombas de engranes

| n_{vol} (%) | n_t (%) | n_{hm} (%) | Q (L/min) | potencia _{ced} (kW) | potencia _{abs} (kW) | Torque (Nm) |
|-------------------------------------|-----------|--------------|-----------|------------------------------|------------------------------|-------------|
| BOMBA DE ENGRANAJES EXTERNOS | | | | | | |
| 95 | 86 | 90.53 | 22.515 | 5.629 | 6.545 | 41.667 |
| BOMBA DE ENGRANAJES INTERNOS | | | | | | |
| 96.5 | 87.9 | 91.09 | 22.871 | 5.718 | 6.505 | 41.411 |

Fuente: Elaboración propia

4.3 RECOPIACIÓN DE DATOS Y CÁLCULO DE LAS PARAMETROS

La potencia necesaria del motor para poder realizar la evaluación fue determinada por el cilindraje de la bomba y la presión máxima de la bomba según la ficha técnica, además la bomba operaría al 75% de su capacidad. La potencia necesaria se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$P_b = \frac{P \times Q \times n_v}{600} / (\eta_b \times \eta_m \times F_t)$$
$$P_b = \frac{342 \text{ bar} \times 23.7 \frac{\text{L}}{\text{min}} \times 0.95}{600} / (0.90 \times 0.85 \times 0.75)$$
$$P_b = 22.36 \text{ Kw}$$
$$P_b = 29.99 \text{ Hp} \approx 30 \text{ HP}$$

La unidad de prueba hidráulica además debe estar compuesta de pocos accesorios y estas deben presentar poca diferencial de incertidumbre o error.

Para las pruebas se tuvo las siguientes consideraciones:

- velocidad de 1500RPM
- aceite de grado ISO VG 46 a una temperatura de 40°C con una viscosidad de 45cSt

Una vez que la bomba se somete a las pruebas, se anota los resultados de caudal, presión, potencia y se procede a calcular las eficiencias, para ello hacemos uso de las ecuaciones señaladas del inciso 3.4.2 Y 3.4.3 como resultado tenemos:

Tabla 4.3
Resultados del ensayo de la bomba de engranes externos

| Presión (bar) | Q (L/min) | n _{vol} (%) | potencia _{ced} (kW) | potencia _{abs} (kW) | Torque (Nm) | n _t (%) | n _{hm} (%) |
|---------------|-----------|----------------------|------------------------------|------------------------------|-------------|--------------------|---------------------|
| 0 | 23.700 | 100.00 | - | - | - | - | - |
| 25 | 23.500 | 99.16 | 0.979 | 1.050 | 6.685 | 93.25 | 94.05 |
| 50 | 23.310 | 98.35 | 1.943 | 2.160 | 13.751 | 89.93 | 91.44 |
| 75 | 23.107 | 97.50 | 2.888 | 3.300 | 21.009 | 87.52 | 89.77 |
| 100 | 22.909 | 96.66 | 3.818 | 4.430 | 28.203 | 86.19 | 89.16 |
| 125 | 22.711 | 95.83 | 4.731 | 5.510 | 35.079 | 85.87 | 89.61 |
| 150 | 22.513 | 94.99 | 5.628 | 6.520 | 41.509 | 86.32 | 90.87 |
| 175 | 22.315 | 94.16 | 6.509 | 7.430 | 47.302 | 87.60 | 93.03 |
| 200 | 22.117 | 93.32 | 7.372 | 8.400 | 53.478 | 87.77 | 94.05 |
| 225 | 21.920 | 92.49 | 8.220 | 9.500 | 60.481 | 86.52 | 93.55 |
| 250 | 21.722 | 91.65 | 9.051 | 10.620 | 67.611 | 85.22 | 92.98 |
| 275 | 21.524 | 90.82 | 9.865 | 11.660 | 74.232 | 84.61 | 93.16 |
| 288 | 21.421 | 90.38 | 10.282 | 12.180 | 77.543 | 84.42 | 93.40 |

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4.4
Resultados del ensayo de la bomba de engranes internos

| Presión (bar) | Q (L/min) | n _{vol} (%) | potencia _{ced} (kW) | potencia _{abs} (kW) | Torque (Nm) | n _t (%) | n _{hm} (%) |
|---------------|-----------|----------------------|------------------------------|------------------------------|-------------|--------------------|---------------------|
| 0 | 23.700 | 100.00 | - | - | - | - | - |
| 25 | 23.556 | 99.39 | 0.982 | 1.498 | 9.538 | 65.51 | 65.91 |
| 50 | 23.420 | 98.82 | 1.952 | 2.426 | 15.444 | 80.45 | 81.41 |
| 75 | 23.285 | 98.25 | 2.911 | 3.444 | 21.927 | 84.51 | 86.01 |
| 100 | 23.140 | 97.64 | 3.857 | 4.460 | 28.396 | 86.47 | 88.56 |
| 125 | 23.008 | 97.08 | 4.793 | 5.475 | 34.854 | 87.56 | 90.19 |
| 150 | 22.860 | 96.46 | 5.715 | 6.505 | 41.413 | 87.86 | 91.08 |
| 175 | 22.732 | 95.91 | 6.630 | 7.532 | 47.949 | 88.03 | 91.78 |
| 200 | 22.580 | 95.27 | 7.527 | 8.569 | 54.552 | 87.84 | 92.19 |
| 225 | 22.455 | 94.75 | 8.421 | 9.609 | 61.174 | 87.63 | 92.49 |
| 250 | 22.300 | 94.09 | 9.292 | 10.623 | 67.629 | 87.47 | 92.96 |
| 275 | 22.178 | 93.58 | 10.165 | 11.631 | 74.046 | 87.40 | 93.39 |
| 288 | 22.106 | 93.28 | 10.611 | 12.168 | 77.466 | 87.20 | 93.49 |
| 300 | 22.041 | 93.00 | 11.021 | 12.671 | 80.668 | 86.97 | 93.52 |
| 325 | 21.902 | 92.41 | 11.863 | 13.676 | 87.067 | 86.75 | 93.87 |
| 342 | 21.808 | 92.02 | 12.430 | 14.369 | 91.478 | 86.51 | 94.02 |

Fuente: Elaboración Propia

Comparamos la información recopilada con la información que nos brinda el fabricante en la presión de 150Bar para encontrar el porcentaje de error

Para ello usaremos la siguiente ecuación:

$$e\% = \frac{\text{Valor obtenido en la prueba} - \text{Valor brindado por el fabricante}}{\text{valor brindado por el fabricante}}$$

Se presenta el siguiente cuadro:

Tabla 4.5

Diferencial entre los valores del fabricante y los valores obtenidos

| | BOMBA DE ENGRANAJES EXTERNOS | | | BOMBA DE ENGRANAJES INTERNOS | | |
|------------------------------------|------------------------------|---------|----------------|------------------------------|---------|----------------|
| | Fabricante | Prueba | % | Fabricante | Prueba | % |
| Q (L/min) | 22.51500 | 22.5130 | -0.0089 | 22.87050 | 22.8600 | -0.0459 |
| Potencia_{ced} (kW) | 5.62875 | 5.6283 | -0.0089 | 5.71763 | 5.7150 | -0.0459 |
| potencia_{abs} (kW) | 6.54506 | 6.5200 | -0.3829 | 6.50469 | 6.5049 | 0.0037 |
| Torque (Nm) | 41.66667 | 41.5088 | -0.3788 | 41.41051 | 41.4129 | 0.0058 |

Fuente: Elaboración Propia

El % de error obtenido durante la prueba en relación con la del fabricante es insignificante, esto significa que los datos obtenidos son confiables.

4.4 PROCESAMIENTO DE DATOS.

Con los datos obtenidos durante la prueba a las bombas, realizamos el diagrama para visualizar las curvas características de ambas bombas:

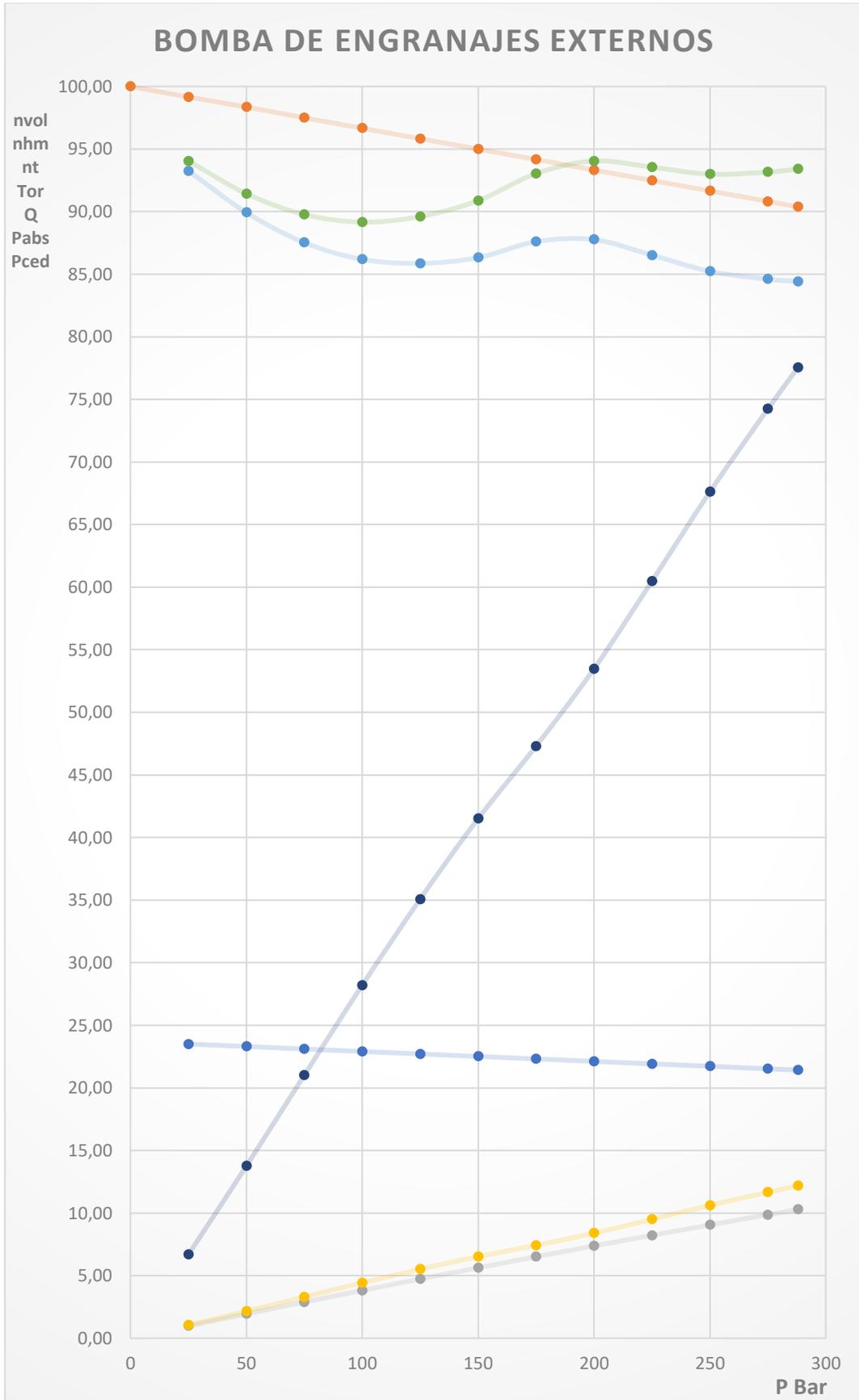


Figura 5.1. Resultados obtenidos en el ensayo de la bomba de engranes externos. Elaboración propia

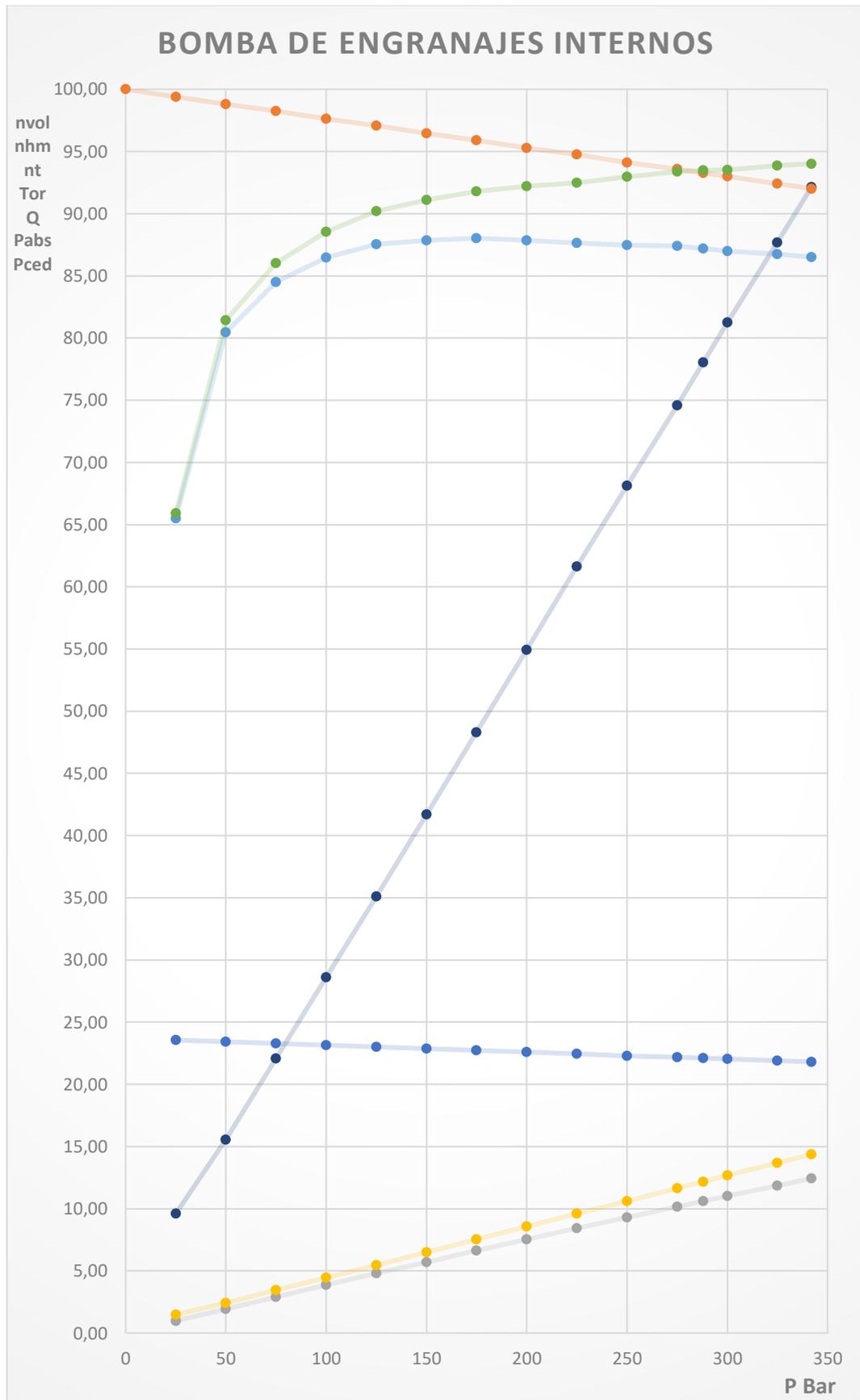


Figura 5.2. Resultados obtenidos en el ensayo de la bomba de engranes internos. Elaboración propia

4.5 EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA VOLUMÉTRICA

En la ficha suministrada por el proveedor, la bomba de engranes internos presenta una eficiencia volumétrica de 96.5% mientras que la bomba de engranes externos una eficiencia de 95%, estos datos pertenecen a las condiciones operativas de 1500RPM y 150Bar; en cuestiones de diseño, se tiende a tomar las eficiencias enunciadas como validas en todos los puntos de presión operativa.

En el ensayo, según los datos recopilados, se llegó a obtener la siguiente grafica de ambas bombas.

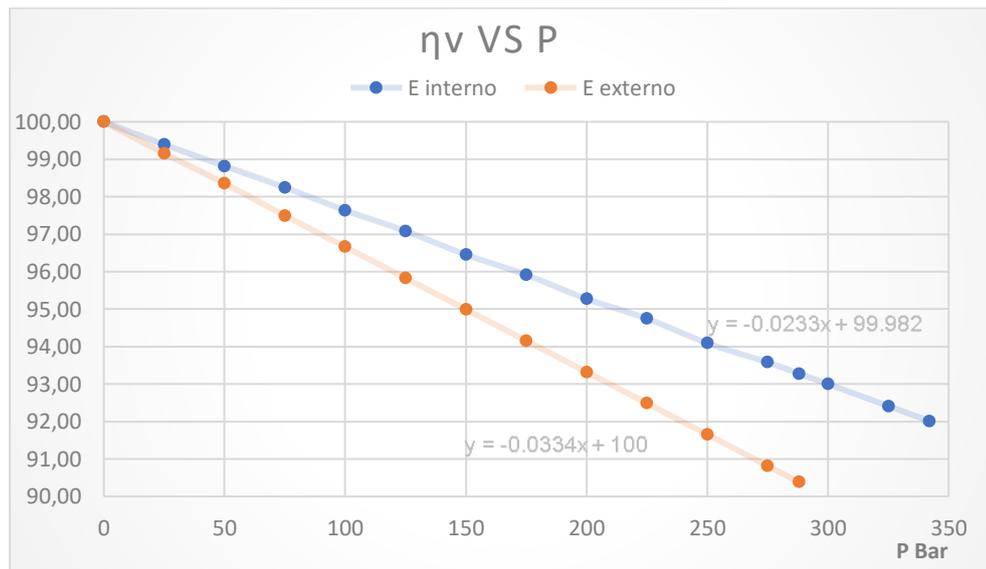


Figura 5.3. Eficiencia volumétrica VS la presión. Elaboración propia

El resultado de los ensayos nos muestra que la eficiencia volumétrica indicada por el fabricante, a una presión operativa de 150 bar, no es la misma para otras presiones operativas; por el contrario, se observa que la eficiencia es indirectamente proporcional a la presión. Cuando no existe presión operativa la eficiencia volumétrica es del 100%, esto se debe a que en ese punto el caudal no sufre fuerzas en contra, conforme la presión aumenta la eficiencia volumétrica decrece.

Se observa que la eficiencia volumétrica de la bomba de engranes internos es mayor que la de la bomba de engranes externos. Y se mantiene así en las diferentes presiones operativas.

4.6 EVALUACIÓN DEL CAUDAL

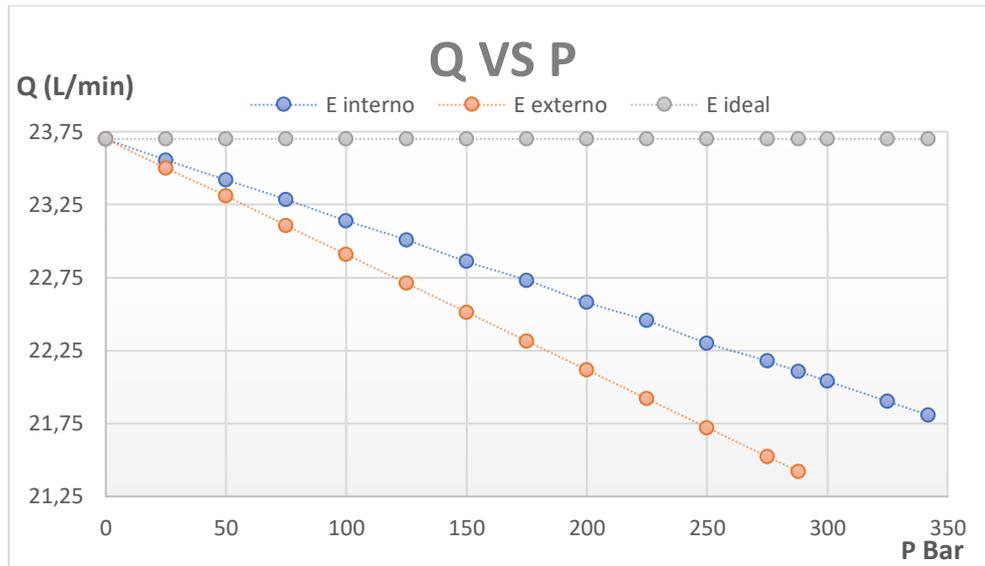


Figura 5.4. Caudal VS la presión. Elaboración propia

Viejo y Álvarez, en su libro titulado “Bombas, teoría, diseño y aplicaciones”, señala lo siguiente: “La capacidad volumétrica o cilindrada de una bomba de desplazamiento positivo es el volumen de fluido que la bomba suministraría por revolución en condiciones ideales. El volumen impulsado real es dependiente de la presión de trabajo”. Jara, en su libro titulado “Maquinas hidráulicas” expresa lo siguiente, “Se deduce que el suministro teórico no dependa de la presión. Por esta razón la característica teórica en el sistema de coordenadas P y Q , estará representada por una recta paralela al eje de ordenadas (P). De esta forma, teóricamente toda la bomba volumétrica es capaz de crear cualquier presión, independientemente del número de revoluciones y de caudal. En la práctica se observa algo distinto y la característica real se diferencia de la teórica debido a las fugas. Efectivamente, toda bomba tiene mayores o menores holguras entre las piezas móviles y fijas, es decir, entre el rotor, los desplazadores y el estator. Bajo la presión creada por la bomba, cierta cantidad de líquido fluye a través de estas holguras en dirección inversa a la descarga. Ya que las holguras, en la bomba rotativa son pequeñas, el régimen de corriente es laminar. Por lo tanto, la magnitud “ q ” (pérdidas) es directamente proporcional a la presión que crea la bomba e inversamente proporcional a la viscosidad absoluta de líquido”.

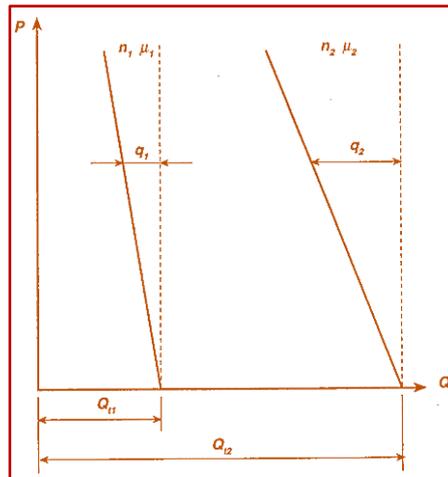


Figura 5.5. Características de las bombas volumétricas. Jara, “Maquinas hidráulicas”, (1998).

Según Jara, las bombas rotoestáticas siempre presentarán “fugas” y son productos de las holguras presentes en las bombas rotoestáticas, además, estas fugas son directamente proporcional a la presión e inversamente proporcional a la viscosidad absoluta del aceite. El principio de funcionamiento de las bombas rotoestáticas está relacionado a los RPM y torque, esto quiere decir que las piezas móviles están constantemente girando; el torque, energía mecánica, es transformada por la bomba en energía hidráulica no obstante parte de la energía es transformada en calor por fricción y rozamiento, esto sucede en los puntos de apoyo de los ejes (partes móviles), la fricción es perjudicial en equipos móviles produciendo altas temperaturas hasta el punto de fusión.

Para evitar el recalentamiento de las bombas y la fusión de sus piezas móviles, se opta por generar holguras por donde el aceite viaja lubricando sus piezas y refrigerando la bomba; para que la recirculación se realice el aceite viaja desde la cámara de alta presión a la baja sufriendo de esta manera las pérdidas de fluido.

Las pérdidas por holgura son necesarias en las bombas siendo inevitables, estas pérdidas son directamente proporcional a la presión y se aprecian en la figura.

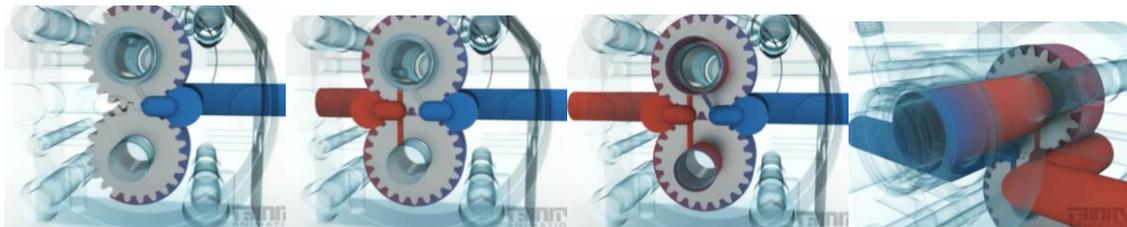


Figura 5.6. Lubricación interna en una bomba de engranes internos.

Jara además señala que estas pérdidas o fugas son inversamente proporcional a la viscosidad absoluta del aceite, reforzando esto Vargas, en su libro titulado “Sistema de

potencia oleohidráulica” señala: *“En un sistema hidráulico las fugas son funciones de la viscosidad. Un aceite de baja viscosidad fugará más que un aceite de alta viscosidad, sin embargo, es preferible utilizar aceite de baja viscosidad, ya que por su menor fricción se pierde menos presión y potencia.*

Cuando la viscosidad es alta la resistencia al flujo es mayor, esto puede causar problemas en la succión, así como más pérdidas por fricción en el sistema y calentamiento en las zonas de estrangulación”.

Entonces una de las fugas principales dependerá del aceite que se utilice, en este caso se ha utilizado aceite de grado ISO VG 46 a una temperatura de 40°C con una viscosidad de 45cSt (45mm²/s) aprox., este grado de aceite es el recomendable según la norma DIN 51519 de la viscosidad ISO (Organización internacional de normalización). Cabe recalcar que para ciertas bombas el fabricante sugiere el aceite a utilizar, esto se define, según material de fabricación, holgura, dimensiones y trabajo a realizar.

La viscosidad del aceite es un punto muy importante al escoger una bomba, el aceite cumple dos funciones esenciales dentro de la bomba, la primera es que debe lubricar y refrigerar las piezas móviles de la bomba y la segunda que debe de funcionar como un sello evitando el retorno excesivo por las holguras; por lo tanto, si la viscosidad es muy baja no proveerá suficiente lubricación entre los engranajes, bocinas, etc. además que la eficiencia volumétrica tenderá a bajar considerablemente debido al retorno del aceite por las holguras, por otro lado, si es muy alto causara problemas de circulación, refrigeración y lubricación, esto provocara el recalentamiento de la bomba reduciendo su ciclo útil.

No obstante, existe una fuga adicional a la antes mencionada. En la gráfica observamos que las pérdidas de flujo en la bomba de engranes externos son mayores que las bombas de engranes internos cuando la presión aumenta, teniendo en cuenta que ambos son del mismo cilindraje.

Estas bombas presentan igualdad en que son ambas son bombas de engranes, son rotoestáticas y tienen holguras necesarias; la diferencia entre ellas es la estructura la cual está asociada a su funcionamiento.

En la siguiente imagen podemos observar que cuando los dientes de los engranajes externos regresan desde la cámara de alta presión a la cámara de baja presión tienden a llevar cierta cantidad de fluido, este fluido es recirculado, se podría asumir que no debe afectar el caudal ya que es un fluido atrapado y que por cada revolución se mantiene, pero

esto no es así, porque cuando aumenta la presión, también aumenta el volumen que se atrapa entre los dientes además de una cierta cantidad que fluye de la cámara de alta presión hacia la baja presión cuando los engranes están en rotación.

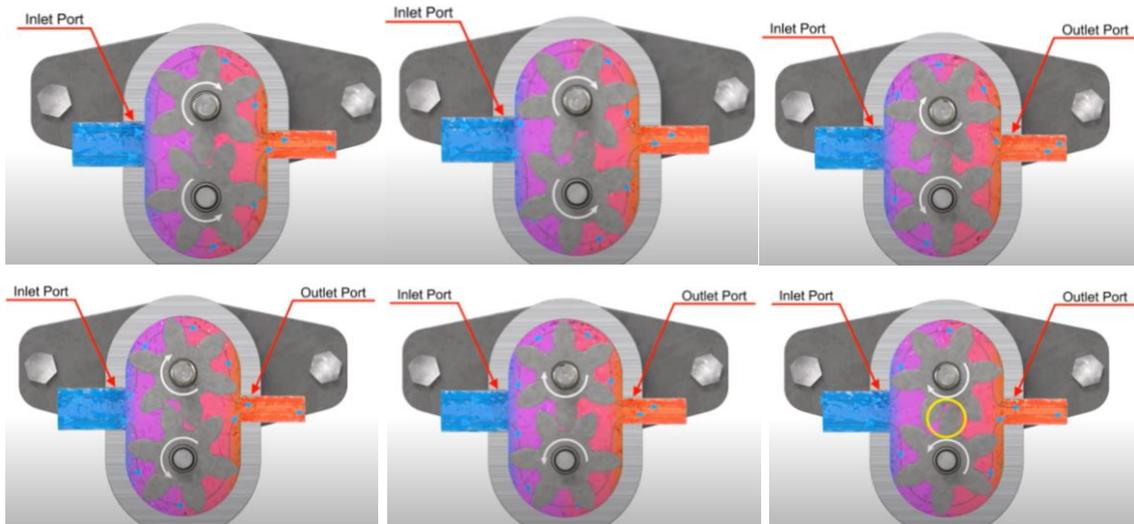


Figura 5.7. Funcionamiento de una bomba de engranes externos. Elaboración propia.

En cambio, en las bombas de engranes internos el flujo es entregado casi en su totalidad y los dientes del engranaje interno con el externo se sellan entre ellas casi de manera inmediata y hermética evitando paso de fluido cuando aumenta la presión, en este caso solo ingresa el pequeño fluido atrapado entre el diente anterior y posterior.

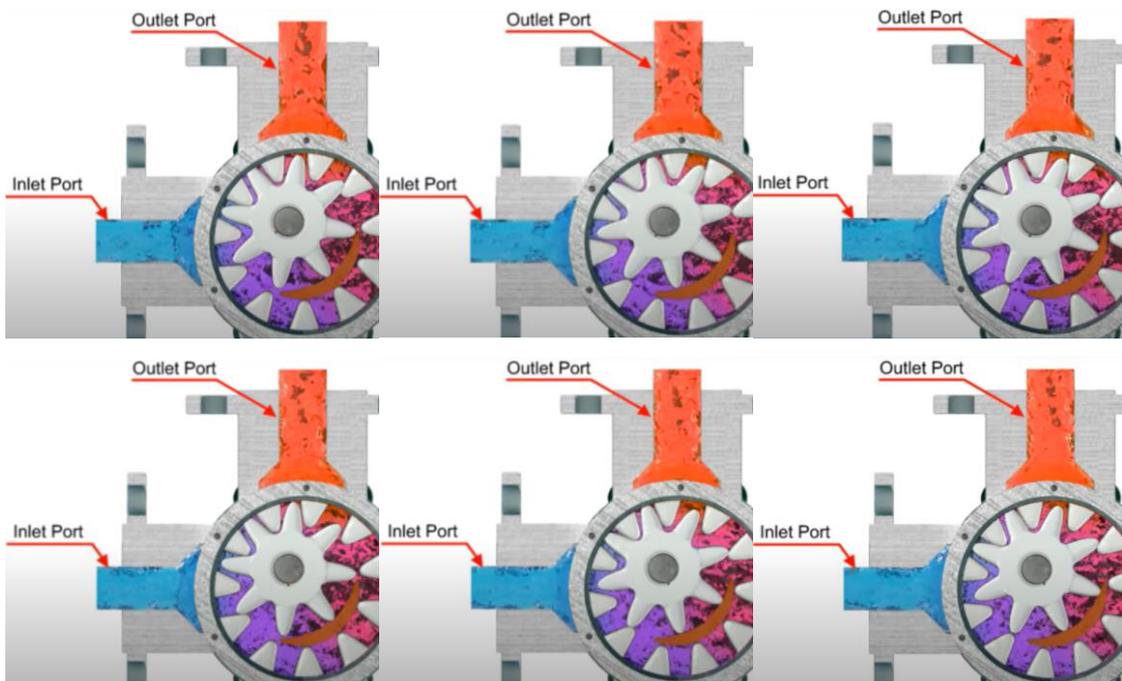


Figura 5.8. Funcionamiento de una bomba de engranes internos. Elaboración propia

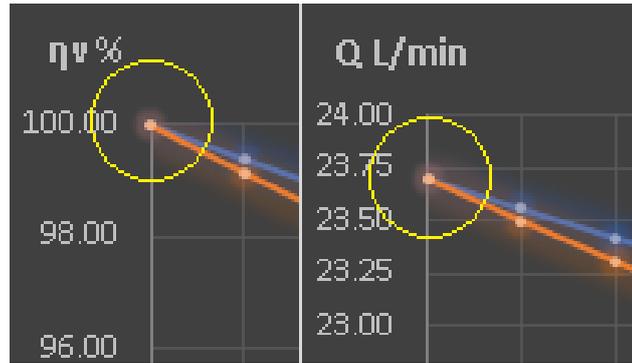


Figura 5.9. Comparación entre caudal y eficiencia volumétrica. Elaboración propia.

Por lo tanto, la bomba de engranes interiores supera a la de engranes exteriores, siendo mucho más eficiente volumétricamente en toda la trayectoria de presión que la bomba de engranes externos, esto se debe principalmente a su funcionamiento asociado a su estructura física.

La siguiente tabla nos proporciona, en %, la cantidad en que supera la bomba de engranes internos a la de engranes externos respecto a la presión de trabajo,

Tabla 4.6

Comparación de caudales proporcionan por las bombas de engranes respecto a la presión.

| Presion (bar) | Q (L/min) | Q (L/min) | %Δ |
|---------------|-----------|-----------|-------------|
| 0.000 | 23.700 | 23.700 | 0.00 |
| 25.000 | 23.556 | 23.500 | 0.24 |
| 50.000 | 23.420 | 23.310 | 0.47 |
| 75.000 | 23.285 | 23.107 | 0.77 |
| 100.000 | 23.140 | 22.909 | 1.01 |
| 125.000 | 23.008 | 22.711 | 1.31 |
| 150.000 | 22.860 | 22.513 | 1.54 |
| 175.000 | 22.732 | 22.315 | 1.87 |
| 200.000 | 22.580 | 22.117 | 2.09 |
| 225.000 | 22.455 | 21.920 | 2.44 |
| 250.000 | 22.300 | 21.722 | 2.66 |
| 275.000 | 22.178 | 21.524 | 3.04 |
| 288.000 | 22.106 | 21.421 | 3.20 |

Elaboracion propia

4.7 EVALUACIÓN DE EFICIENCIA HIDRÁULICA-MECÁNICA

El diagrama de la eficiencia hidráulica-mecánica es la siguiente:

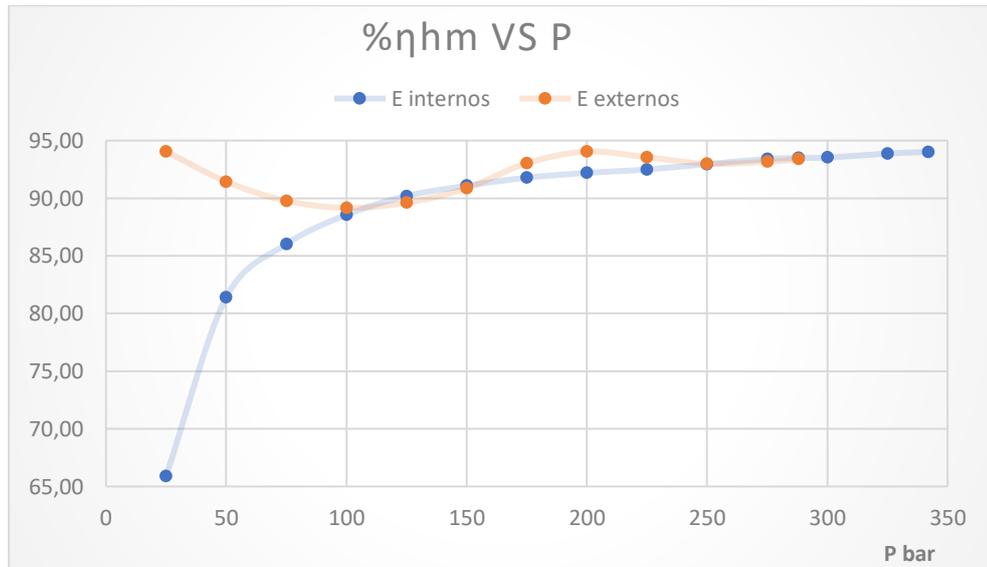


Figura 5.10. Eficiencia hidráulica-mecánica VS la presión. Elaboración propia

La eficiencia hidráulica-mecánica o (hidromecánica) es la relación entre la energía que requiere la bomba para desplazar el fluido y la energía que se le brinda a la bomba mediante el motor eléctrico, a esta se le llama momento par. Está representada por la siguiente ecuación:

$$\eta_{hm} = CV \frac{(P_s - P_e)}{M} = \frac{M_a}{M_s}$$

Para que la bomba de engranes opere requiere de energía mecánica (torque), esta a su vez es transformada por la bomba en energía hidráulica la cual es entregada al fluido, pero en el proceso, se originan pérdidas de energía, estas se convierten en calor. En la bomba de engranes internos observamos que la eficiencia hidromecánica aumenta conforme aumenta su presión de operación, presentando menos pérdidas en transformación de energía conforme aumenta su presión de operación, pero en la bomba de engranes externos la eficiencia fluctúa llegando a tener un mayor valor a los 200Bar.

De lo mencionado queda en claro que la eficiencia hidromecánica es fluctuante y por ende no se puede considerar la eficiencia brindada por el fabricante en todos los puntos.

4.8 EVALUACIÓN DEL TORQUE

El torque o energía que la bomba cede para efectuar cierta potencia es la misma en ambas bombas, para calcular la energía (volumen que se desplaza a una cierta velocidad) que la bomba puede ceder, se tiene en cuenta el CC cuando P=0. Teniendo en cuenta esto, la energía que la bomba proporciona al fluido es:

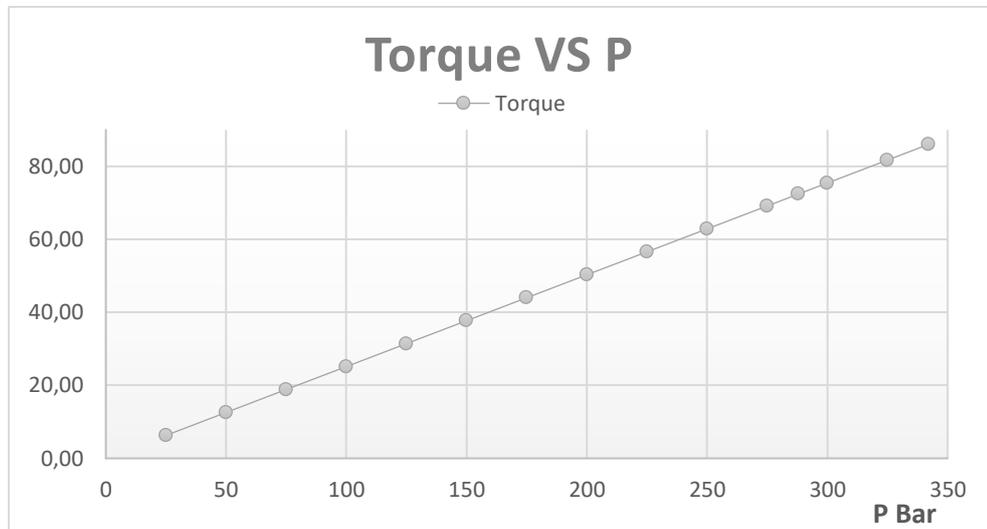


Figura 5.11. Torque cedido VS la presión. Elaboración propia

En la gráfica observamos la energía que la bomba cede al flujo, esta es llamada energía hidráulica, en la teoría es el resultado de la diferencia de presión (salida y entrada) por el volumen que se desplaza por cada revolución.

$$nhid = CV * (P_s - P_e)$$

En la gráfica de la energía que requiere la bomba es la siguiente:

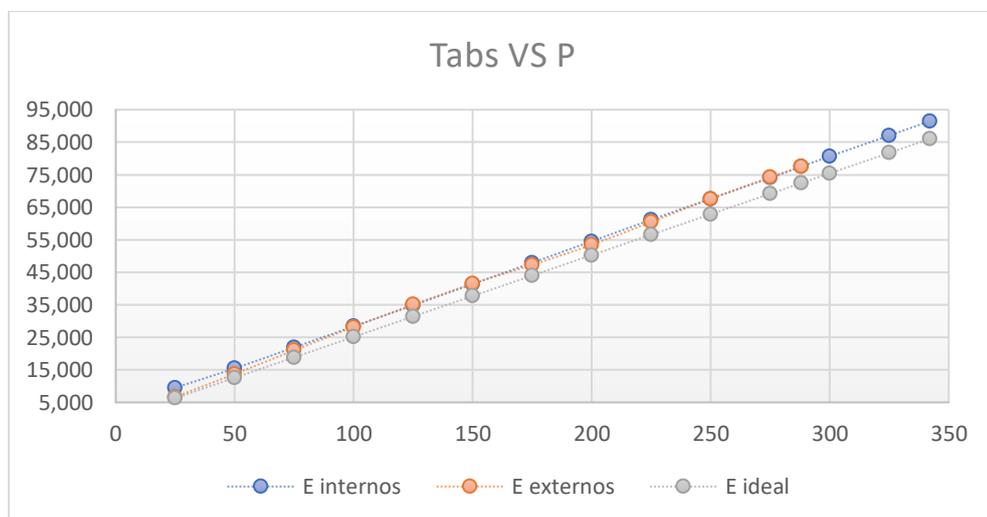


Figura 5.12. Torque absorbido VS la presión. Elaboración propia

En la gráfica observamos que la línea de tendencia de la bomba de engranes externos es más próxima que línea de energía ideal. Esto quiere decir que la bomba de engranes externos requiere una menor energía en comparación que la bomba de engranes internos.

Basándonos en la primera ley de la termodinámica que señala que “la energía ni se crea ni se destruye, solo se transforma” podemos decir que la energía mecánica absorbida por la bomba se transforma, mediante la bomba, en energía hidráulica en el fluido.

Y para comprender la diferencia que existe entre ellas nos basamos en la segunda ley de la termodinámica que indica “una parte de la energía que se encuentra disponible para realizar trabajo, se transforma en calor al pasar de una forma a otra. Esta energía escapa al ambiente perdiéndose”, de esto podemos deducir que la diferencia de energía es referida a pérdidas, mientras menor sea la diferencia más eficiente es la bomba, energéticamente hablando.

En la transformación de la energía mecánica a energía hidráulica existen varios factores que influyen en pérdidas, aquellas pérdidas aumentan la temperatura del fluido; las pérdidas principales son provocadas por la fricción que existe entre los materiales, otra pérdida está relacionada al grado de viscosidad del aceite y por último a las características físicas de la bomba, que requiere mayor energía para generar movimiento interno.

Para comprender porque la bomba de engranes externos requiere una menor energía en la entrada de la bomba que la bomba de engranes internos tenemos que evaluar su funcionamiento.

La bomba de engranes externos cuenta con dos piñones con ejes que hacen un cuerpo sólido, uno con el eje más largo, que al girar transmiten el flujo el cual es arrastrado entre los dientes de los piñones y las paredes internas de la bomba, una vez descargado el flujo, los dientes regresan al punto inicial pero esta vez formando una barrera entre ellas para evitar que el flujo regrese aumentando la presión. Para que esto suceda uno de los piñones gira, el otro se mueve gracias a la fuerza que el piñón principal ejerce entre sus dientes, entonces cierta energía que absorbe la bomba es convertido en un trabajo que permite mover el segundo piñón; la pérdidas para ese proceso no es exagerado por la característica física que tienen los engranes, la gran mayoría tienen forma de gotas o puntas que en el momento que la fuerza se aplica en un diente esta se aprovecha hasta el mínimo instante que están en contactos, esto es por el efecto de ángulos que entre ellas forman conforme se juntan y separan. Sin embargo, hay un desgaste que exige a la bomba más potencia

para poder proporcionar la energía que se demanda; estas pérdidas se encuentran en los cojinetes o bocinas, la bomba de engranes cuentan con 3 cojinetes y un rodamiento (2 cojinetes que apoyan al piñón libre, 1 que apoya en el lado posterior al eje del piñón principal), estas bocinas generan pérdidas por fricción y dependiendo la viscosidad del aceite pueden aumentar. Conforme aumenta la presión, las pérdidas aumentan, esto se debe a su estructura física, la presión se vuelve perjudicial generando esfuerzo entre los dientes y puntos de apoyo hasta llegar a un grado de estabilidad, reduciendo sus pérdidas notoriamente, esto se logra observar a los 200Bar.

En las bombas de engranes internos cuenta con dos tipos diferentes de piñones, la primera es un piñón con centro hueco y dientes hacia afuera, la segunda es como una corona con dientes hacia adentro, sin punto de apoyo. El funcionamiento de la bomba es muy diferente, a comparación de la bomba de engranes externos, el piñón de dientes hacia afuera no es la principal (no se conecta con el eje), este piñón descansa en un eje fijo que permite su rotación, esto quiere decir que no utiliza cojinetes, y su función es arrastrar el aceite que se encuentra entre sus dientes desde la cámara de baja presión hacia la cámara de alta presión, el segundo debe transferir la energía necesaria al piñón móvil para poder arrastrar el fluido de ambos piñones pero; en problema surge en la distancia que existe entre el eje y los dientes del piñón, esto exige un mayor torque en la entrada, las formas de los dientes son ideales para poder arrastrar y comprimir una gran variedad de fluidos de diferentes viscosidades, disminuyendo las pérdidas volumétricas, pero requiere más energía para poder transmitir la fuerza necesaria sumado a la fricción que existe en el eje donde descansa el piñón de engranes externos, por ello las pérdidas mecánicas son mayores en estas bombas, pero no varían considerablemente con respecto a la presión.

Todas estas sumatorias de pérdidas (mecánicas e hidráulicas) son la diferencia que existe en la energía que se debería ceder al fluido y la energía que absorbe, esto se puede visualizar en el siguiente diagrama:

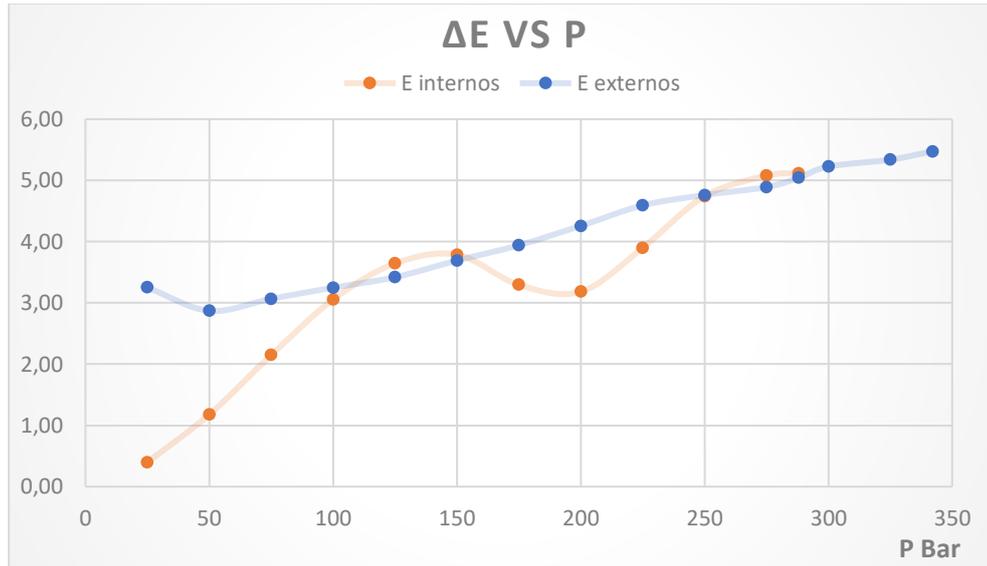


Figura 5.13. Pérdidas VS la presión. Elaboración propia

En el diagrama se aprecia que la bomba de engranes externos presenta pocas pérdidas al transformar la energía mecánica a hidráulica, aunque en su trayectoria oscila demasiado; la bomba de engranes internos exige más energía mecánica absorbida para poder compensar las pérdidas que se generan al transformar la energía.

4.9 EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA TOTAL.

La eficiencia total de una bomba es la relación que existe entre la potencia que entrega y la potencia que recibe. El siguiente diagrama señala los valores de cada bomba:

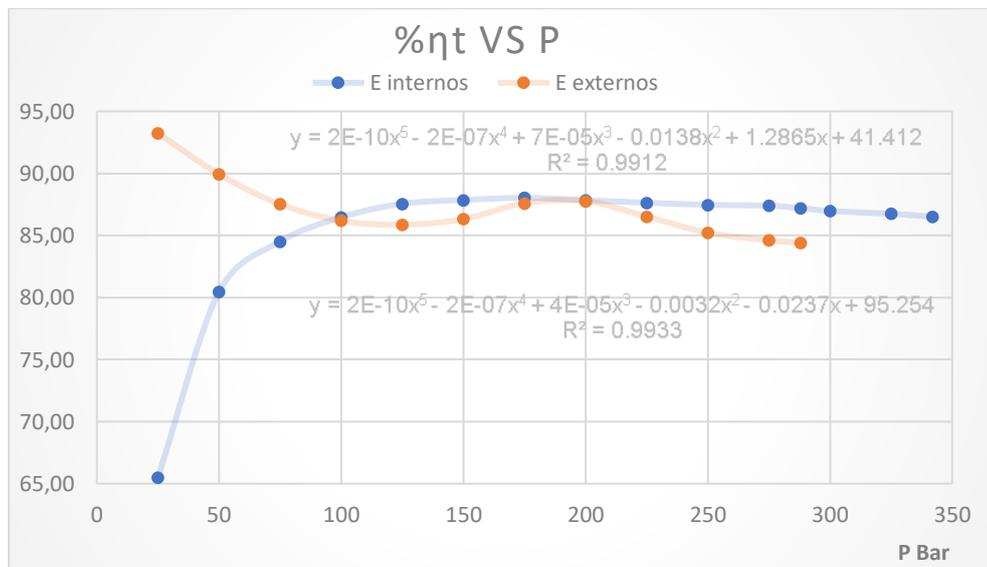


Figura 5.14. Eficiencia total VS la presión. Elaboración propia

Al igual que la eficiencia volumétrica y la eficiencia hidromecánica, la eficiencia total varía con respecto a la presión operativa, pero la variación no mantiene una relación ordenada como sucede con la eficiencia volumétrica.

El diagrama de la eficiencia total tiene un parecido al diagrama de la eficiencia hidromecánica, para comprender esto hay que tener en cuenta que la eficiencia total se presenta con las siguiente formula:

$$\eta_t = \eta_v * \eta_{hm}$$

Teniendo en cuenta que la eficiencia volumétrica presente una ecuación lineal, se comprende el parecido que existe las curvas de la eficiencia hidromecánica con la eficiencia total, además la eficiencia total está relacionada directamente con las potencias (absorbida y cedida), esto lo podemos observar en la siguiente ecuación:

$$\eta_t = \eta_v * \eta_{hm} = \frac{P_s}{P_a}$$

Nuevamente logramos observar que la bomba de engranes externos presentes una mejor eficiencia a los 200Bar de presión operativa como sucede con la eficiencia hidromecánica, pero con la bomba de engranes internos la mayor eficiencia se observa a los 175Bar.

4.10 EVALUACIÓN DE LA POTENCIA SUMINISTRADA Y ABSORBIDA

Los resultados son los siguientes:

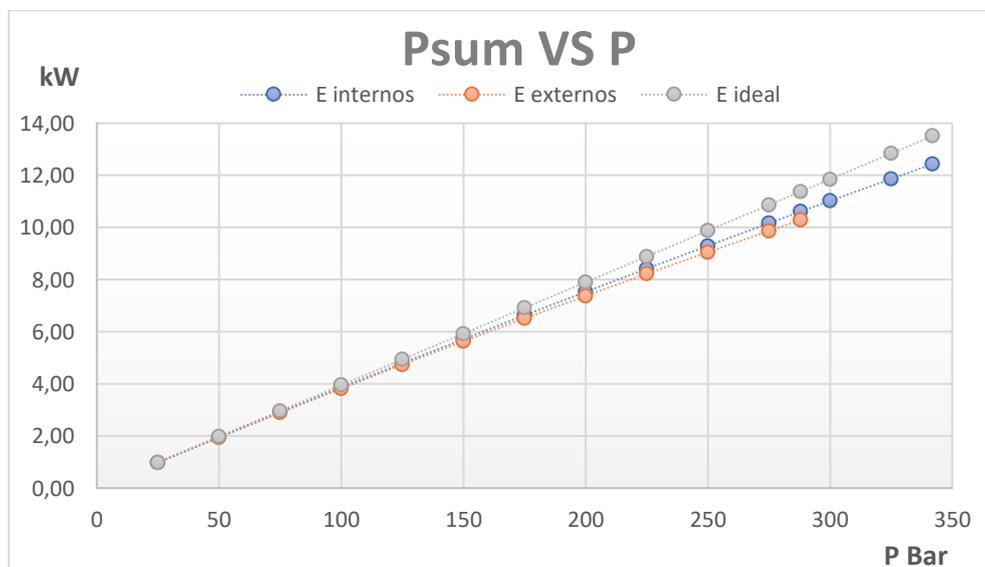


Figura 5.15. Potencia suministrada VS la presión. Elaboración propia

Se deduce que la potencia suministrada por la bomba de engranes internos es mayor que la de engranes externos, y se acerca a la potencia teórica (plomo) esto se debe a que la bomba suministra mayor flujo a cierta presión y por consiguiente más potencia.

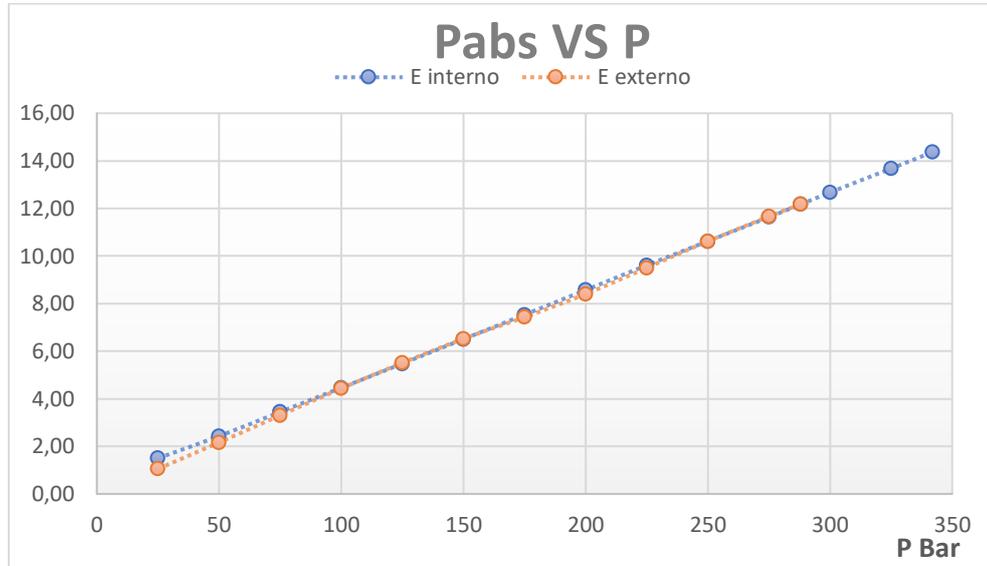


Figura 5.16. Potencia absorbida VS la presión. Elaboración propia

En comparación al diagrama Psum VS P, los resultados muestran un comportamiento diferente.

La bomba de engranes externos presenta oscilaciones constantes en las curvas de potencia absorbida para generar cierta potencia a razón de la presión de trabajo. Principalmente esto se debe a su estructura física y su funcionamiento que en operación generan “pérdidas”.

De la siguiente ecuación:

$$\eta_t = \frac{P_r}{P_a}$$

Se deduce que $P_a = P_r + q$ donde q=pérdidas.

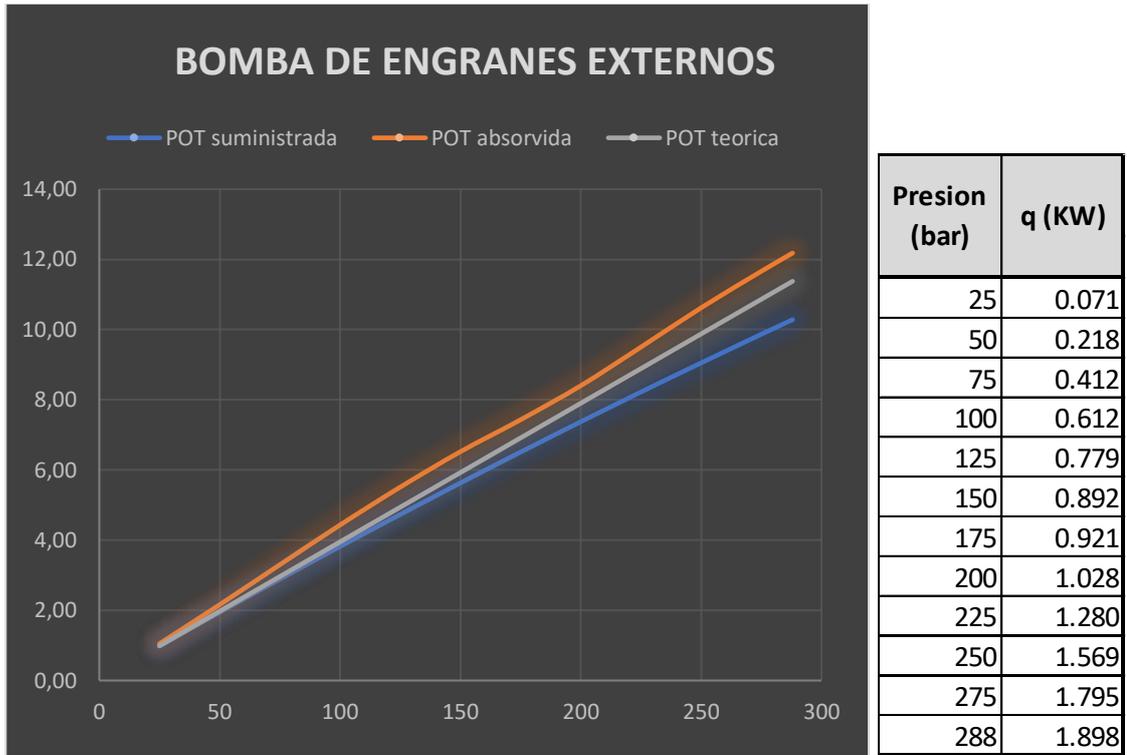


Figura 5.17. Pérdidas de la bomba de engranes externos VS la presión. Elaboración propia

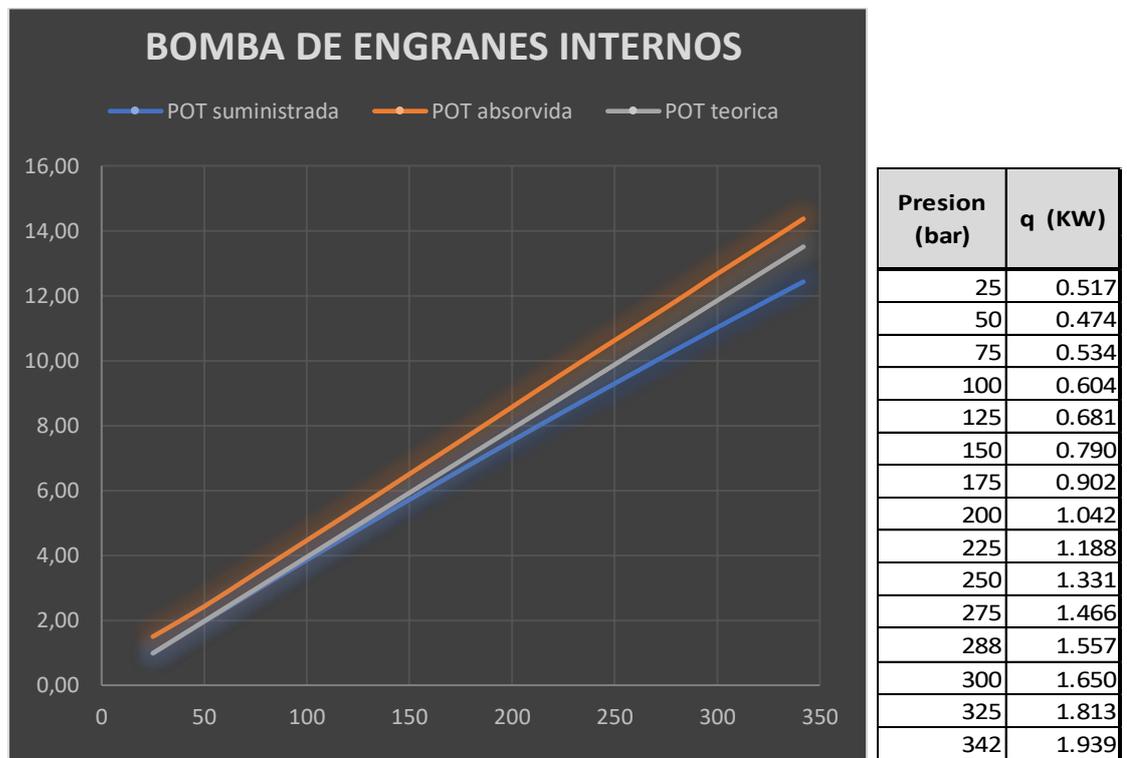


Figura 5.18. Pérdidas de la bomba de engranes internos VS la presión. Elaboración propia

Se realiza un cuadro de q VS P para observar su comportamiento:

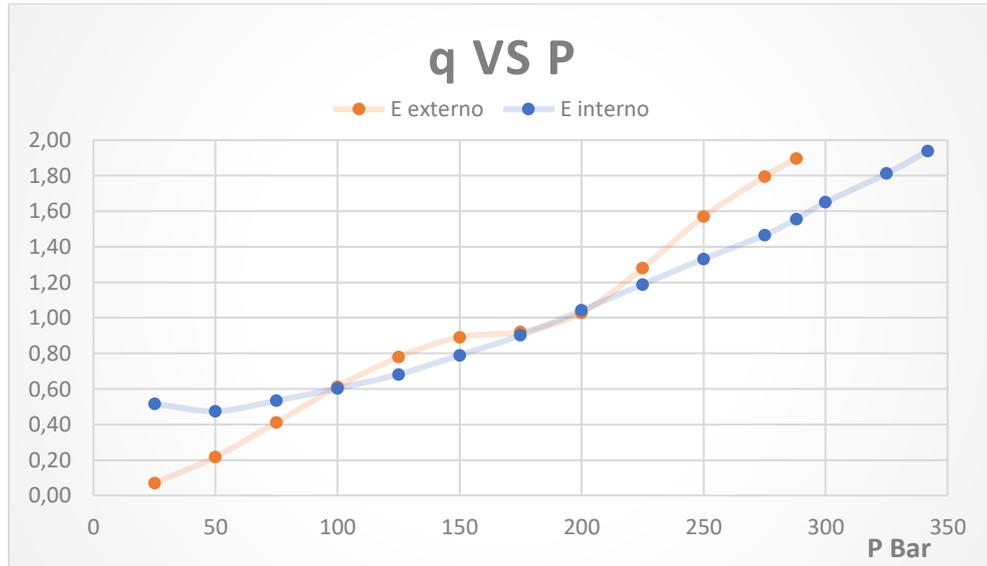


Figura 5.19. Comparación de pérdidas de las bombas VS la presión. Elaboración propia

En este diagrama se aprecia mucho mejor las pérdidas que existe en cada bomba y la tendencia de la misma con respecto a la presión de trabajo. En ella se observa que las pérdidas de la bomba de engranes internos tiene un comportamiento muy estable que va aumentando conforme aumenta la presión de trabajo, pero no sucede lo mismo con las de engranes externos. La bomba de engranes externos presenta, entre las presiones de 150bar y 250bar, un rompimiento en toda la trayectoria de la línea de tendencia, en esas presiones su eficiencia aumenta.

Se entiende que los datos de “q” son pérdidas y que son la diferencia entre la potencia absorbida y la potencia suministrada, y que además según la gráfica de Psum VS P, la línea de tendencia es casi lineal, entonces la que influye en la diferencial de pérdidas es la de Pabs VS P.

Se ha mencionado que la eficiencia total es la diferencia entre la potencia absorbida y la potencia suministrada, pero también es:

$$\eta_t = \eta_{hm} * \eta_v$$

Esto quiere decir que las pérdidas “q” están relacionadas tanto por las pérdidas volumétricas y las pérdidas hidráulica-mecánica.

En conclusión, la bomba de engranes internos suministra mayor potencial que la bomba de engranes externos directamente proporcional a su caudal, esto no quiere decir que ambas suministren la misma potencia y absorban la misma potencia, solo es un parámetro

que indica que tan eficiente es; según las pruebas, la bomba de engranes internos predomina entregando mayor potencial suministrada o útil al sistema.

Las potencias que pueden brindar estas bombas volumétricas son ilimitadas. Maldonado nos indica lo siguiente “La fuerza que puede obtenerse con este medio es prácticamente ilimitada y puede ser transmitida a ciertas distancias a través de tuberías y hacia lugares de acceso complicado”

Por otro lado, Salvador, en su libro “Fluidos, bombas e instalaciones hidráulica” nos expresa lo siguiente; “*Las bombas de embolo no tienen límites de presiones. Pueden operar a presiones de 1000 bar y en algunos casos más. Las rotoestáticas hasta 300. Para aumentar la presión basta hacer la bomba más robusta y el motor más potente. Según la teoría del desplazamiento positivo podemos observar que cualquier presión es alcanzable*”.

Por último, Jara expresa lo siguiente, “*teóricamente toda la bomba volumétrica es capaz de crear cualquier presión, independientemente del número de revoluciones y de caudal*”

De las expresiones anteriores se concluye que cualquier bomba volumétrica tiene la capacidad de generar presión de manera ilimitada, en las bombas de engranajes, los dientes funcionan como válvulas que impiden el retorno del fluido a la parte más baja de presión (succión) entonces la bomba empuja flujo sin verse influenciado por la presión de salida; todo lo contrario sucede con las bombas dinámicas que se ven afectados por la presión haciendo que el flujo recircule dentro de ellas, todo lo antes mencionado se basa en la teoría, pero para que esto sea posible dependerá de la capacidad o propiedades físicas que tengan las bombas para poder soportar presiones altas.

Jara nos indica que, “*la disminución del suministro de la bomba, debido, por ejemplo, al aumento de la resistencia en la red, provoca un incremento bastante grande de la presión. Para proteger la bomba y el sistema del aumento excesivo de la presión, al disminuir el suministro, es necesario un dispositivo especial*”.

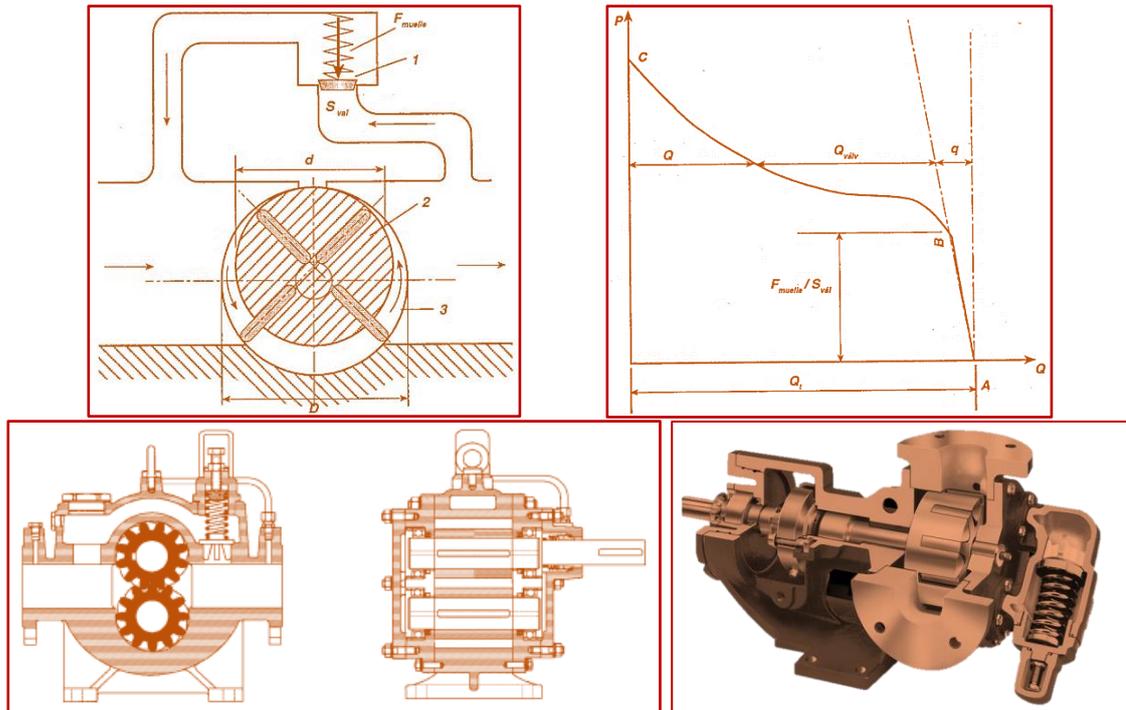


Figura 5.20. válvulas limitadoras de presión. Elaboración propia

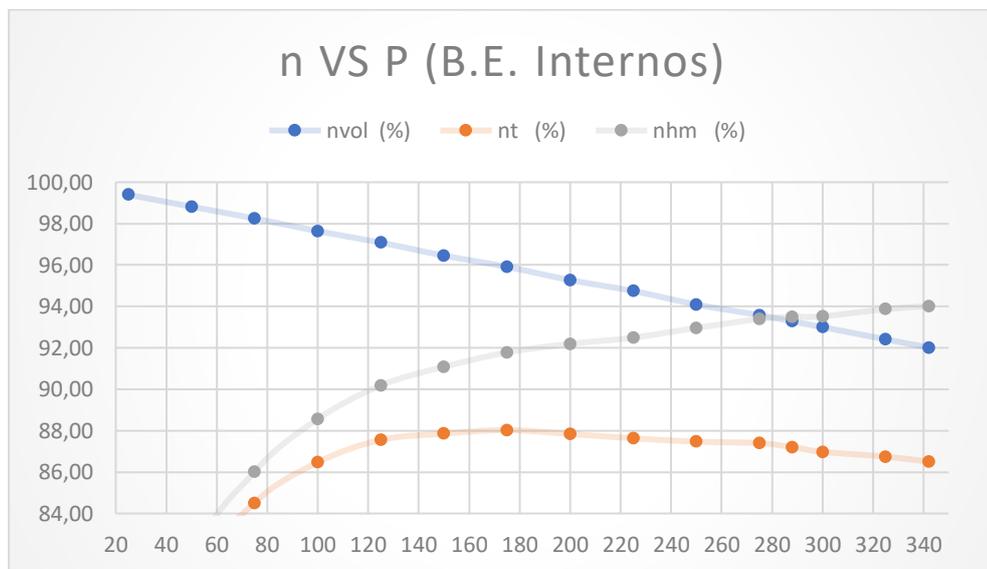
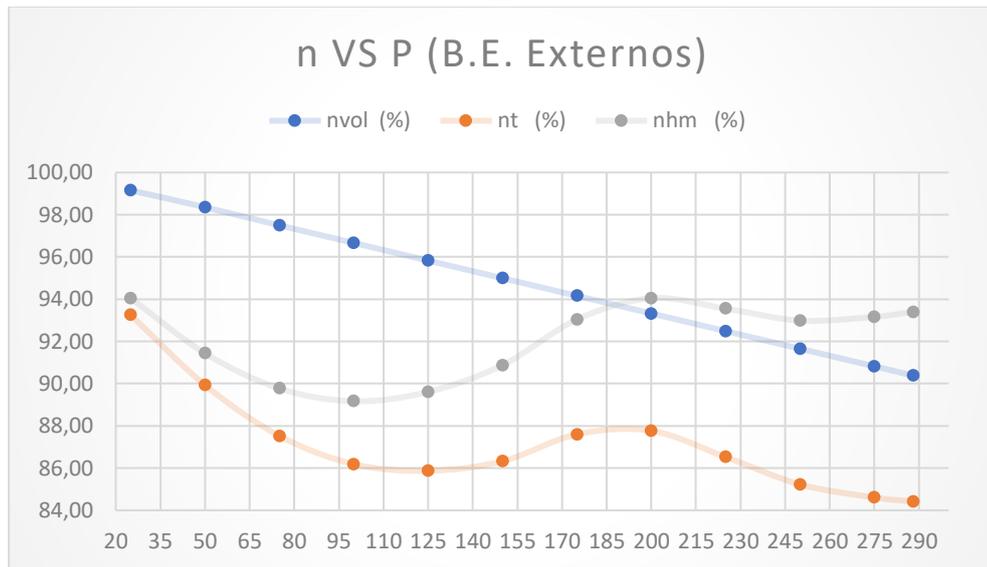
En la figura, las bombas volumétricas cuentan con una válvula limitadora de presión, esta válvula tendrá valores según lo siguiente:

- Material de fabricación
- Curva de eficiencia.

El material con que se fabrica el equipo es el que más influye en la limitación de presión que puede ofrecer esa bomba, por ejemplo, una bomba de acero podrá brindar más presión que una bomba de aluminio; por otro lado, la curva de eficiencia limitara a la presión, en las bombas de engranes externos observamos que la eficiencia decae cuando la presión sobrepasa los 250bar por lo tanto no es rentable utilizarlos para altas presiones. Este aspecto también limita que el fabricante utilice materiales con mayor resistencia, es una de las razones de porque en su mayoría son de aluminio.

4.11 PRESIÓN IDEAL DE TRABAJO

Para indicar cuales son los parámetros más altos que puede proporcionar la bomba se debe observar la gráfica de eficiencias la cual está influenciado por la presión de trabajo. Las bombas volumétricas presentan un cruce entre sus eficiencias volumétricas y eficiencias hidromecánica, este cruce determina la presión ideal de trabajo por lo tanto los parámetros que se obtengan a esa presión se pueden señalar como los más altos influenciados por la presión de trabajo.



Los valores máximos que puede brindar la bomba condicionados por la presión operativa son las siguientes:

| | B.E. Externos | B.E. Internos |
|-------------------------|---------------|---------------|
| PARAMETROS | 187.92 Bar | 280.64 bar |
| n _{vol} | 93.73% | 93.45% |
| n _t | 87.72% | 87.32% |
| n _{hm} | 93.59% | 93.44% |
| Q | 22.21 L/min | 22.15 L/min |
| potencia _{ced} | 6.96 kW | 10.36 kW |
| potencia _{abs} | 7.93 kW | 11.86 kW |
| Torque | 50.49 Nm | 75.53 m |

4.12 EVALUACIÓN ECONÓMICA

➤ Costo inicial del equipo

Para el costo inicial de las bombas se tiene lo siguiente:

Tabla 4.7

Costo inicial de las bombas

| COSTO INICIAL | B.E. Externo | B.E. Internos |
|----------------------|--------------|---------------|
| costo de bomba | \$423,64 | \$1724,82 |
| costo de instalación | \$211,82 | \$431,21 |

Elaboración propia

➤ Costo de operación

Para calcular los costos de operación se hace uso de la siguiente ecuación:

$$Co = Pa * h_{fd} * D_{fa} * C_{hp-p} * n_b$$

Donde:

Co : Costo de operación

Pa : Potencia absorbida o requerida.

h_{fd} : Horas de funcionamiento al día

D_{fa} : Días del funcionamiento durante su vida útil

C_{hp-p} : Costo de potencia/hora = \$0.0708/ kW h

- Para las horas de funcionamiento se tendrá en cuenta el uso las 24 horas al día.
- Para las bombas de engranajes externos se toma una vida útil de 2 años y para las bombas de engranajes internos de 6 años, según la MTBF.
- Para la evaluación se asumirá la vida útil de tres bombas de engranajes externos los cuales suman la vida útil de la bomba de engranajes internos.

Tabla 4.8
Costo operacional de las bombas de engranes respecto a la presión.

| PRESION | Pot. B.E. Externos (kW) | Pot. B.E. Internos (kW) | C.O. B.E. Externos (\$) | C.O. B.E. Internos (\$) |
|---------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| 25 | 1.05 | 1.498 | 3907,31 | 5575,31 |
| 50 | 2.16 | 2.426 | 8037,90 | 9027,38 |
| 75 | 3.30 | 3.444 | 12280,12 | 12816,87 |
| 100 | 4.43 | 4.460 | 16485,13 | 16597,69 |
| 125 | 5.51 | 5.475 | 20504,08 | 20372,71 |
| 150 | 6.52 | 6.505 | 24262,54 | 24206,47 |
| 175 | 7.43 | 7.532 | 27648,87 | 28026,97 |
| 200 | 8.40 | 8.569 | 31258,48 | 31886,63 |
| 225 | 9.50 | 9.609 | 35351,86 | 35757,07 |
| 250 | 10.62 | 10.623 | 39519,65 | 39529,94 |
| 275 | 11.66 | 11.631 | 43389,75 | 43280,83 |
| 288 | 12.18 | 12.168 | 45324,80 | 45280,15 |

Elaboración propia

➤ Costos de mantenimiento

Para las bombas, el mantenimiento presenta un costo de mantenimiento (K) entre 20% (B.E. Externos) y 15% (B.E. Internos); para calcular el costo de mantenimiento se utiliza la siguiente formula:

$$Cm = Cb * K * n$$

Para las bombas de engranajes externos se tiene en cuenta un mantenimiento semestral y para la bomba de engranajes internos un mantenimiento anual en el cual se cambia cojinetes, rodamientos y sellos hidráulicos.

De lo mencionado se obtiene lo siguiente:

Tabla 4.9
Costo de mantenimiento

| | B.E. Externo | B.E. Internos |
|------------------------|--------------|---------------|
| Costo de mantenimiento | \$254,18 | \$777,16 |

Elaboracion propia

Para la bomba de engranajes externo se tiene una vida útil de 2 años en buenas condiciones con 3 mantenimientos en cambio la bomba de engranajes internos mantiene una vida útil de 6 años con 3 mantenimientos. Para evaluarlas económicamente consideraremos 3 bombas de engranajes externos los cuales cumplen la vida útil de la

bomba de engranajes internos, pero se asume dos veces el costo de instalación. Los costos iniciales y de mantenimiento se mantienen variando únicamente el costo de operación, esta es afectada directamente con la presión operativa.

Tabla 4.10

Evaluación total de bombas de engranes

| Evaluación de costo de bombas de engranajes | | | |
|---|------------------|------------------|-----------------|
| TIPO DE COSTO | E. EXTERNOS | E. INTERNOS | Δ COSTO |
| Costo inicial | \$1906,38 | \$2156,03 | \$249,65 |
| Costo de mantenimiento | \$762,55 | \$776,17 | \$13,62 |
| COSTO VIDA ÚTIL | \$2668,93 | \$2932,19 | \$263,26 |

Elaboración propia

La diferencia de costo entre las bombas en su ciclo útil (Costo inicial + Costo de mantenimiento) es de \$263,26 siendo el de la bomba de engranajes internos más costoso. El costo de operación varia directamente con la presión de operación.

Tabla 4.11

Comparación de costos

| PRESION | Pot. B.E. Externos (kW) | Pot. B.E. Internos (kW) | C.O. B.E. Externos \$ | C.O. B.E. Internos \$ | Δ COSTO OPERATIVO |
|---------|-------------------------|-------------------------|-----------------------|-----------------------|-------------------|
| 25 | 1,05 | 1,498 | 3907,31 | 5575,31 | 1668,00 |
| 50 | 2,16 | 2,426 | 8037,90 | 9027,38 | 989,48 |
| 75 | 3,30 | 3,444 | 12280,12 | 12816,87 | 536,75 |
| 100 | 4,43 | 4,460 | 16485,13 | 16597,69 | 112,56 |
| 125 | 5,51 | 5,475 | 20504,08 | 20372,71 | -131,37 |
| 150 | 6,52 | 6,505 | 24262,54 | 24206,47 | -56,07 |
| 175 | 7,43 | 7,532 | 27648,87 | 28026,97 | 378,09 |
| 200 | 8,40 | 8,569 | 31258,48 | 31886,63 | 628,15 |
| 225 | 9,50 | 9,609 | 35351,86 | 35757,07 | 405,21 |
| 250 | 10,62 | 10,623 | 39519,65 | 39529,94 | 10,28 |
| 275 | 11,66 | 11,631 | 43389,75 | 43280,83 | -108,92 |
| 288 | 12,18 | 12,168 | 45324,80 | 45280,15 | -44,65 |

Elaboración propia

Evaluando a 200 bar, presión donde ambas bombas presentan una eficiencia muy parecida además presión la cual normalmente utilizan los sistemas hidráulicos industriales se tiene un ahorro total de \$891,41 usando bombas de engranajes externos.

- Indicador energético (IE) (kWh/ m³).

El consumo de energía, así como la energía proporcionada de la bomba está relacionada con el caudal desplazado que a la vez está influenciada por la presión de operación, por

lo tanto, el indicador energético es la relación que existe entre la energía que utiliza la bomba para producir el volumen suministrado a cierta presión.

$$IE = \frac{\text{Energía total consumida por el equipo (kWh/año)}}{\text{Volumen total de aceite desplazado (m}^3\text{/año)}}$$

| Presión (Bar) | Volumen total de aceite desplazado (m ³ /h) | | Energía total consumida por el equipo (kW/h) | | IE | |
|---------------|--|---------------|--|---------------|---------------|---------------|
| | B.E. Externos | B.E. Internos | B.E. Externos | B.E. Internos | B.E. Externos | B.E. Internos |
| 25 | 1,410 | 1,413 | 1,050 | 1,498 | 0,745 | 1,060 |
| 50 | 1,399 | 1,405 | 2,160 | 2,426 | 1,544 | 1,726 |
| 75 | 1,386 | 1,397 | 3,300 | 3,444 | 2,380 | 2,465 |
| 100 | 1,375 | 1,388 | 4,430 | 4,460 | 3,223 | 3,213 |
| 125 | 1,363 | 1,381 | 5,510 | 5,475 | 4,044 | 3,966 |
| 150 | 1,351 | 1,372 | 6,520 | 6,505 | 4,827 | 4,743 |
| 175 | 1,339 | 1,364 | 7,430 | 7,532 | 5,549 | 5,522 |
| 200 | 1,327 | 1,355 | 8,400 | 8,569 | 6,330 | 6,325 |
| 225 | 1,315 | 1,347 | 9,500 | 9,609 | 7,223 | 7,132 |
| 250 | 1,303 | 1,338 | 10,620 | 10,623 | 8,149 | 7,939 |
| 275 | 1,291 | 1,331 | 11,660 | 11,631 | 9,029 | 8,740 |
| 300 | 1,285 | 1,326 | 12,180 | 12,168 | 9,477 | 9,174 |

Del cuadro se deduce que la bomba de engranes externos presenta un mejor IE conforme la presión aumenta, quiere decir que requiere menos potencia para generar el mismo volumen (m³) que la bomba de engranes eternos.

CAPITULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



5.1 CONCLUSIONES

- Los parámetros operativos de ambas bombas volumétricas varían considerablemente con la presión operativa a pesar que la teoría señala lo contrario, esto es causado por las holguras, tipo de aceite, estructura de la bomba y su funcionamiento el cual varía según la clase de bomba; de esta manera se demuestra que las eficiencias también varían considerablemente con respecto a la presión operativa, estas eficiencias no deben ser obviados en el dimensionamiento de los sistemas oleohidráulicos los cuales requieren de exactitud temporal.
- Las bombas volumétricas presentan presión ideal de trabajo siendo para las de engranajes externos de 187.92BAR una presión de y para la de engranajes internos una presión de 280.64BAR
- Se calculo la potencia necesaria de la unidad hidráulica siendo de 30Hp operado al 75% .
- En la evaluación económica obtuvimos un ahorro de \$263,26 por vida útil y de \$891,41 por tiempo de operación cuando se hace uso de las bombas de engranes externos en vez en la de engranes internos. Los datos obtenidos se ha realiza a una presión de 200 Bar, presión en la cual opera normalmente el sector industria



5.2 RECOMENDACIONES

- Para realizar este tipo de ensayo se recomienda hacer uso de dos bombas que presenten el mismo cilindraje y de preferencia de la misma marca para obtener valores más cercanos y confiables; en el presente ensayo se demuestra que la diferencia de eficiencias que existen entre los diversos tipos de bombas se debe principalmente a las holguras que cada una de ellas presenta, y las holguras al funcionamiento operativo de cada una de ellas.
- Se recomienda hacer uso de unidades de pruebas hidráulicas especiales las cuales estén conformadas con accesorios que presenten una desviación de error muy pequeño para evitar datos erróneos.
- Se recomienda que las pruebas a realizar a las bombas se realicen según las condiciones operativas que indica el fabricante para tener tales datos como puntos referenciales y saber que tan confiable es la unidad hidráulica con la que se está realizando el ensayo.

CAPITULO VI

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Y VIRTUALES



- Hernández, R., Fernández, C. & Baptista, P., (1998). *Metodología de la investigación*. Naucalpan de Juárez, Edo. de México, McGRAW-HILL / Interamericana de México Editores, S.A. de C.V.
- Viejo, M., Álvarez, J., *Bombas: Teorías, Diseños y Aplicaciones*. México D.F., Editorial Llmusa, SA DE C.v. Grupo Noriega Editores.
- Vickers, *Manual de oleohidráulica móvil*, Recuperado de: <https://www.maquinariaspesadas.org/>. Edit. Blume.
- Sperry Vickers, (1980). *A guide to the proper application of <E> series 19 size transmission*. Sperry Corporation, troy.
- Sperry Vickers, (1979). *Manuel d'hydraulique*, Courbevoie.
- Guanillo, C., (2015), *Maquinas Hidraulicas de Desplazamiento Positivo*, Recuperado de: <https://es.scribd.com/document/253568538/Maquinas-Hidraulicas-de-Desplazamiento-Positivo>
- Reyes, P., (2014), *Análisis Del Diseño De Una Bomba De Aceite De Engranés Internos Para Un Motor De Combustión Interna* (tesis de pregrado). Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala.
- Mataix, C., (1982), *Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas*, Madrid, España. Ediciones del castillo, S.A.
- Jara, W., (1998), *Maquinas hidráulicas*, Lima, Perú. Instituto De Investigación De La Facultad De Ingeniería Mecánica (UNIFIM) Universidad Nacional de Ingeniería.
- Zamorra, B., Viedma, A., (2016), *Maquinas hidráulicas; teorías y problemas*. Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena.
- Huete, C., Martínez, D., Sánchez, M., (2017), *Apuntes de Máquinas Hidráulicas*, Universidad Carlos III De Madrid, Madrid. Recuperado de: <http://fluidosuc3m.es/wp-content/uploads/2018/01/ApuntesMMHH.pdf>
- Caballero, U., *Bomba Desplazamiento Positivo Bomba Reciprocas Bomba Rotatorias*. Recuperado de: https://www.academia.edu/9393865/BOMBA_DESPLAZAMIENTO_POSITIVO_BOMBA_RECIPROCAS_BOMBA_ROTATORIAS
- Reyes, R., (1999), *Manual de selección de bombas para la industria química* (Tesis para postgrado), Universidad Veracruzana, Mexico.
- Paneque, P., Romantchik, E., Pérez, L., Durán, R., Castillo, R., (2013), *Evaluación de dos bombas hidráulicas de engranajes de desplazamientos 32 y 50 cm³ /rev,*



Universidad Autónoma Chapingo, Texcoco, México. Recuperado de:
<http://scielo.sld.cu/pdf/rcta/v22s1/rcta10513.pdf>

- Sanabria, C., *Bombas hidráulicas*, Universidad Nacional de Asunción, Paraguay. Recuperado de: <https://es.scribd.com/doc/57393822/Bombas-Hidraulicas>
- Paz, C., Suarez, E., Eiris, A., (2012), *Maquinas Hidráulicas De Desplazamiento Positivo*, Universidad de Vigo, España.
- Fernández, P., *Bombas Volumétricas*. Biblioteca sobre ingeniería energética. Recuperado de: <http://es.pfernandezdiez.es/>
- Gonzales, P., (2009), *Máquinas Hidráulicas de Desplazamiento Positivo*, Recuperado de:
https://ocw.ehu.eus/pluginfile.php/6771/mod_resource/content/1/maquinas_fluidos/tema-12-maquinas-hidraulicas-de-desplazamiento-positivo.pdf
- Kenneth, J., *Bombas; selección, uso y mantenimiento*. Escuela Militar de Ingenieros. Recuperado de: <http://web.ist.utl.pt/ist11061/leq-II/Documentos/OpUnitarias/Bombas.pdf>
- Sohipren, (2005), *Manual Básico De Oleohidráulica*, Argentina. Recuperado de: <http://sohipren.com/img/cms/docs/OB/LIVENZA-ManualBasicoOleohidraulica.pdf>
- Maldonado, F., (2006), *Análisis Energético De Un Sistema Telescopio De Doble Efecto Múltiple* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional De Ingeniería. Lima, Peru.
- Vargas, J., (1998), *Sistemas De Potencia Oleohidráulica* (Tesis de postgrado). Universidad Autónoma De Nuevo León. Mexico
- Carrillo, E., Reyes, R., (2015), *Diseño, cálculo y construcción de un banco de pruebas de cilindros hidráulicos hasta 5 toneladas de capacidad con válvulas direccionales de flujo* (Tesis de pregrado), Universidad Laica Eloy Alfaro De Manabí. Manta, Ecuador.
- Aguilar, R., (2015), *Diseño De Un Banco De Pruebas Para Bombas Hidráulicas De Alto Caudal Y Presión* (Tesis de pregrado). Universidad De San Carlos De Guatemala, Guatemala.
- Sánchez, J., Velásquez, I., (2007), *Diseño De Un Banco De Pruebas Para Bombas Y Motores Oleohidráulicos Rotatorios Con Un Sistema De Captura De Datos* (Tesis de pregrado), Universidad De Carabobo. Valencia, España.
- Jara, E., (2016), *Diseño De Un Banco De Pruebas Para Bombas De Pistones Axiales Con Sensor De Carga De Hasta 140 Cc/Rev* (Tesis de pregrado), Pontificia Universidad Católica Del Perú. Lima, Perú.

CAPITULO VII

ANEXOS

ANEXO 01

| | | | |
|--|--|-------------------------|---------------------|
| | HIDRAULICA Y TECNOLOGIA INTEGRAL | | 27/04/2017 |
| | LABORATORIO DE BOMBAS VOLUMETRICAS | | N° 3 |
| | AREA DE PROYECTOS HIDRAULICOS | | CIH30-17/3 61W |
| BANCO DE PRUEBA HIDRAULICA 30HP | | | |
| No. de modelo | H30-17/3 | rango de temperatura | 0-80°C |
| Fuente de alimentacion | AC380V | Sensor de control | CC24V |
| diámetro maximo de la pieza de trabajo | 50mm | Electrovalvulas | AC220V |
| visualizacion | digital/analogo | giro | horario/antihorario |
| velocidad | 3000r/min | vol. deposito de aceite | 50Gal |
| potencia | 33HP | Tipo de prueba | Multiple 6/1 |
| EQUIPOS Y ACCESORIOS | | | |
| | MARCA | CANTIDAD | |
| Motor electrico | SIEMENS 30HP | | 1 |
| Motor hidraulico | Dinamic 30HP | | 1 |
| PLC. | siemens S71200 | | 1 |
| Armario de distribucion de energia | | | 1 |
| armario de control | LUC/40 | | 1 |
| filtros de aceite | Parker 4ZC88 | | 1 |
| valvula unidireccional | Festo 152843 | | 6 |
| valvula inversora | POCLAIN NG10 | | 1 |
| filtro de aceite de retorno | Parker926169 | | 2 |
| filtro de aire | Donaldson p564424 | | 1 |
| indicador de nivel | Huayu YWZ/400T | | 1 |
| deposito de aceite | | | 1 |
| rotametro | ABB 10Gal | | |
| caudalimetro digital | Fendi FMF-20 | | 2 |
| medidores digitales | Siemens PAC3200 | | 2 |
| valvula reguladora de caudal | Festo 572150 | | |
| convertidor de frecuencia | FSCG05.1/ 22KW | | 1 |
| controlador proporcional | DZC/0300 | | 1 |
| valvula de bola | YJZQ/32B | | 2 |
| mangueras hidraulicas | Hypress 2 " | | 4 |
| amplificador proporcional | Rexroth VT5012 | | 4 |
| sensor de temperatura | Festo 525963 | | 1 |
| sensor de velocidad | NJK/5002C | | 1 |
| transductor de presion | Semsing AEP TP12 | | |
| sensor de presion | HK20X/6 | | 9 |
| valvula limitadora de presion | Festo 8025067 | | 2 |
| manometro analogico | Power team 9040 | | 8 |
| Manometro digital | Wika CPG1500 | | 3 |
| sensor de par | LORENZ DR-20 | | 1 |
| sensor de fuerza | EF-AE-100 | | 1 |
| disyuntor de caja | CHNT NM1/400S/3340 | | 1 |
| contactor | SCHNEIDER LC1-E65/220V SCHNEIDER LC1-E32/220V SCHNEIDER LC1-E40/220V | | 6 |
| rele de tiempo | SCHNEIDER LUCB05BL | | 2 |
| disyuntor miniatura | SCHNEIDER MCB/C63/3 SCHNEIDER MCB/C16/3 SCHNEIDER MCB/C6/3 | | 4 |
| medidor de flujo electronico | PARKER 4912 | | 1 |
| Medidor de prueba de diagnóstico Premier | CAN, kits Parker | | 2 |
| convertidor de corriente / voltaje / frecuencia | PARKER SCMA-VADC-710 | | 1 |
| Regulador electronico de presion | PARKER MODELO 415 | | 1 |
| Servoválvula de control direccional proporcional | PARKER D31FP | | 1 |
| Software de lógica de escalera VMMS para módulos | HY33-5000 | | 1 |
| Módulo de visualización HMI | PARKER MSG17-4015/UK | | 1 |
| Terminal de visualizacion HMI | PARKER PT-PAC | | 1 |
| Sensores de temperatura | PARKER IQAN-ST | | 1 |
| Sensores de presion | PARKER IQAN-SP | | 1 |
| Control rotativo | PARKER RF50 | | 1 |
| Sensor de posición giratorio | RS53-38NS | | 1 |
| Software de desarrollo de HMI | INTERACT 7.0 | | 1 |
| Software de supervisión de Windows HMI | INTERACTX 4.0 | | 1 |

ANEXO 02: Procedimientos para realizar las pruebas en unidad hidraulica.

| BANCO DE PRUEBAS DE 30 HP PARA BOMBAS VOLUMETRICAS | | | |
|--|-----------------------|--|---|
| FUNCION PRINCIPAL | FUNCION PARCIAL | PORTADOR DE FUNCION | |
| | | A | B |
| ALIMENTAR Y ACOPLAR | ALIMENTAR |  Manualmente | |
| | ACOPLAR |  Manualmente | |
| AJUSTAR | AJUSTAR |  Manualmente | |
| ACCIONAR | ACCIONAR |  Manualmente |  ME |
| GENERAR FLUJO | GENERAR FLUJO |  Manualmente | |
| REVISAR FUGAS | REVISAR FUGAS |  Manualmente | |
| REGULAR RPM Y PRESION | RPM |  Variador de velocidad |  Tacuometro |
| | PRESION |  Valvula limitadora |  Manometro |
| RECOPIRAR DATOS | CAUDAL |  Rotametro |  Caudalimetro digital |
| | POTENCIA SUMINISTRADA |  Monitor de unidad | |
| | POTENCIA ABSORVIDA | | |
| APAGAR | APAGAR |  Manualmente |  ME |
| DESACOPLAR | DESACOPLAR |  Manualmente | |

ANEXO 03: Ficha tecnica de bombas de engranajes que se utilizo en la prueba.

FICHA TECNICA DE BOMBAS DE ENGRANAJES EXTERNOS

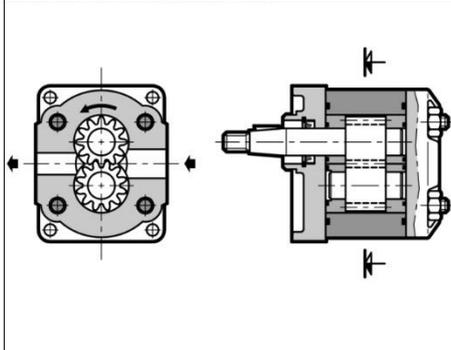


11 100/111 SD



GP
BOMBAS
DE ENGRANAJES EXTERNOS
SERIE 20

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



- Las bombas GP son bombas de engranajes externos de cilindrada fija con compensación de los huelgos.
- Permiten obtener altos rendimientos volumétricos aún con presiones de trabajo elevadas, producen bajo nivel sonoro y se caracterizan por su elevada duración gracias al sistema de balanceo de las cargas sobre los forros de guía.
- Se subdividen en tres grupos con cilindradas hasta 9,1, 27,9 y 87,6 cm³/vuelta respectivamente y con presiones de trabajo hasta 250 bar (estándar) y hasta 310 bar (versión para altas presiones H).
- Normalmente se entregan con sentido de rotación horario o antihorario y con el eje de salida cónico (modelo estándar). Otros tipos de eje son disponibles bajo pedido.
- Las bombas GP están además disponibles en una versión múltiple, que puede combinarse para formar grupos multiflujo, con sistema de transmisión de moto entre los varios elementos de conexión estriados, garantizando la posibilidad de transmitir potencias elevadas.

CARACTERISTICAS TECNICAS

| TAMAÑO BOMBA GP | | 1 | 2 | 3 |
|--------------------------------|-------------------------|---|------------------------|------------------------|
| Campo cilindrada | cm ³ /vuelta | 1,3 ÷ 9,1 | 7 ÷ 27,9 | 20,7 ÷ 87,6 |
| Caudal y presión de trabajo | | ver tabla 3 - Prestaciones | | |
| Velocidad de rotación | | ver tabla 3 - Prestaciones | | |
| Sentido de rotación | | horario, antihorario o reversible (visto desde la salida del eje) | | |
| Cargas sobre el eje | | no se admiten cargas radiales ni axiales | | |
| Par máximo aplicable en el eje | | ver punto 14.1 | | |
| Conexión hidráulica | | uniones mediante bridas (ver punto 16) | | |
| Tipo de fijación | | mediante bridas 4 agujeros - tipo rectangular | | |
| Peso versión H | versión estándar | kg | 1,2 ÷ 1,6 1,9 ÷ 2,3 | 2,6 ÷ 3,5 3,8 ÷ 4,7 |
| | | | | 6 ÷ 8,5 8,7 ÷ 11,2 |

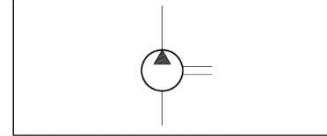
D

GP

SERIE 20

| | | |
|-----------------------------------|---------------|-----------|
| Campo temperatura ambiente | °C | -20 / +50 |
| Campo temperatura fluido | °C | -15 / +80 |
| Campo viscosidad fluido | ver punto 2.2 | |
| Viscosidad recomendada | cSt | ÷ 100 |
| Grado de contaminación del fluido | ver punto 2.3 | |

SIMBOLO HIDRAULICO



1 - CODIGO DE IDENTIFICACION

1.1 - Código de identificación bombas simples y bombas anteriores

2 - FLUIDOS HIDRAULICOS

2.1 - Tipo de fluido

Usar fluidos hidráulicos a base de aceite mineral con agentes antiespuma y antioxidación como aditivos según las condiciones indicadas en las siguientes normas:

- FZG prueba - 11° estadio
- DIN 51525
- VDMA 24317

Para el uso de otros tipos de fluidos (agua glicol, ésteres fosfóricos y otros) consultar con nuestra Oficina Técnica. El uso con fluido a temperatura superior a 80° determina una precoz disminución de las propiedades del fluido y de los tipos de juntas. El fluido debe mantener intactas sus propiedades físicas y químicas.

2.2 - Viscosidad del fluido

La viscosidad del fluido de funcionamiento debe estar incluida en la siguiente gama:

| | | |
|-------------------|--------------|--|
| viscosidad mínima | 12 cSt | en referencia a la temperatura máxima de 80 °C del fluido |
| viscosidad óptima | 25 ÷ 100 cSt | en referencia a la temperatura de funcionamiento del fluido en el depósito |
| viscosidad máxima | 1600 cSt | sólo para la fase de puesta en marcha de la bomba |

2.3 - Grado de contaminación del fluido

El máximo grado de contaminación del fluido debe ser conforme a ISO 4406:1999 clase 20/18/15, por lo tanto se aconseja el empleo de un filtro con $\beta_{20} \geq 75$. Para una mejor duración de la bomba se aconseja un grado de máxima contaminación del fluido según ISO 4406:1999 clase 18/16/13, por lo tanto se recomienda el empleo de un filtro con $\beta_{10} \geq 100$. En el caso de que el filtro fuese colocado en la línea de aspiración, asegurar que la presión en la entrada de la bomba no sea inferior a los valores indicados en el punto 13. El filtro de aspiración tiene que ser equipado con válvula de by-pass y, si es posible, con indicador de colmataje.

3 - PRESTACIONES (valores obtenidos con aceite mineral con viscosidad de 36 cSt a 50 °C) Los tamaños nominales en la tabla son disponibles para las bombas en versión estándar.

| TAMAÑO BOMBA | TAMAÑO NOMINAL | CILINDRADA [cm ³ /vuelta] | CAUDAL MAX. (a 1500 vueltas/min) [l/min] | PRESION MAX. DE TRABAJO (a 1500 vueltas/min) [bar] | PRESION MAX. DE PUNTA (a 1500 vueltas/min) [bar] | VELOCIDAD MAX. DE ROTACION [vueltas/min] | VELOCIDAD MIN. DE ROTACION [vueltas/min] |
|--------------|----------------|--------------------------------------|--|--|--|--|--|
| GP2 | 0070 | 7,0 | 10,5 | 250 (280) | 290 (310) | 4000 | 600 |
| | 0095 | 9,5 | 14,2 | | | | |
| | 0113 | 11,3 | 16,9 | 230 (260) | 270 (300) | 4000 | |
| | 0140 | 14,0 | 21,0 | | | | |
| | 0158 | 15,8 | 23,7 | 210 (260) | 240 (290) | 3600 | 500 |
| | 0178 | 17,8 | 26,7 | | | | |
| | 0208 | 20,8 | 31,2 | 180 (230) | 210 (260) | 3200 | |
| | 0234 | 23,4 | 35,1 | | | | |
| 0279 | 27,9 | 41,8 | 170 (200) | 200 (230) | 2500 | | |

NOTA: Los valores entre paréntesis se refieren a la versión para altas presiones H.

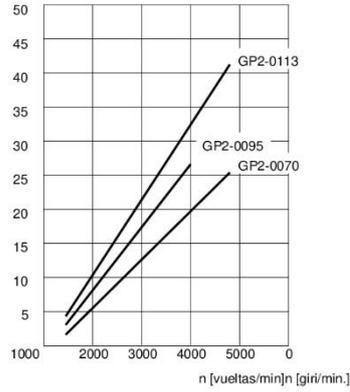
5 - CURVAS Y DATOS CARACTERISTICOS BOMBAS GP2 (valores obtenidos con aceite mineral con viscosidad de 36 cSt a 50 °C)

5.1 - Curvas de caudal Q=f (n) obtenidas con presión de trabajo 0 bar

Q [l/min]

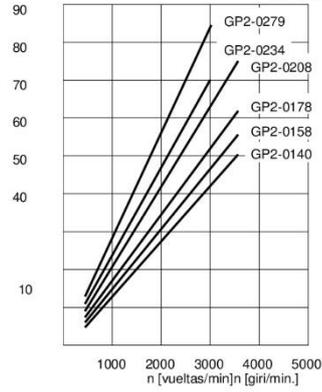
Q [l/min]

D



GP

SERIE 20



5.2 - Rendimientos

| TAMAÑO NOMINAL BOMBA | RENDIMIENTO VOLUMETRICO [%] | RENDIMIENTO TOTAL [%] |
|----------------------|-----------------------------|-----------------------|
| 0070 | 0,92 | 0,87 |
| 0095 | 0,95 | 0,88 |
| 0113 | 0,95 | 0,87 |
| 0140 | 0,93 | 0,87 |
| 0158 | 0,95 | 0,86 |
| 0178 | 0,93 | 0,85 |
| 0208 | 0,93 | 0,88 |
| 0234 | 0,97 | 0,89 |
| 0279 | 0,94 | 0,85 |

En la tabla figuran los rendimientos volumétricos y totales de los diferentes tamaños nominales de las bombas del grupo GP2 medidos a 1500 vueltas/min, y a una presión de trabajo de 150 bar.

El rendimiento total incluye los rendimientos volumétricos y mecánicos de cada bomba en las condiciones de funcionamiento especificadas.

5.3 - Nivel de ruido

| TAMAÑO NOMINAL BOMBA | NIVEL DE RUIDO [dB (A)] |
|----------------------|-------------------------|
| 0070 | 75 |
| 0095 | 77 |
| 0113 | 77 |
| 0140 | 72 |
| 0158 | 72 |
| 0178 | 73 |
| 0208 | 74 |
| 0234 | 76 |
| 0279 | 76 |

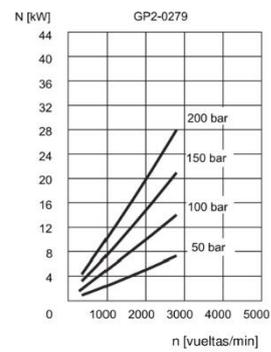
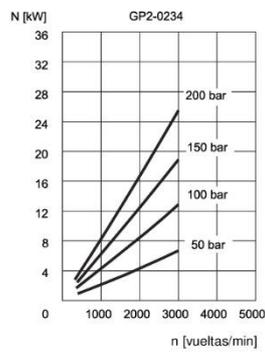
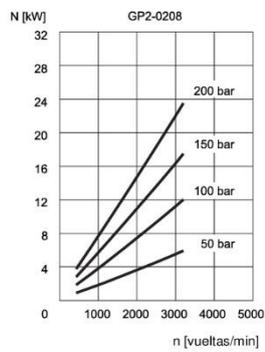
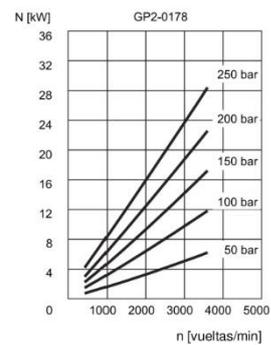
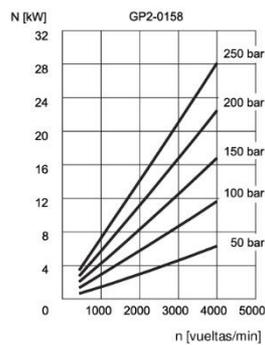
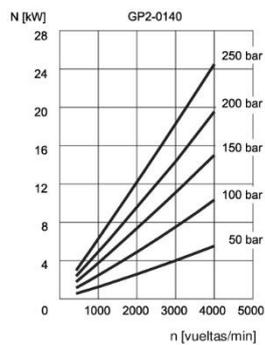
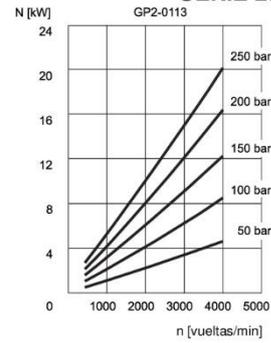
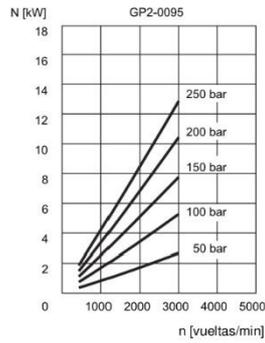
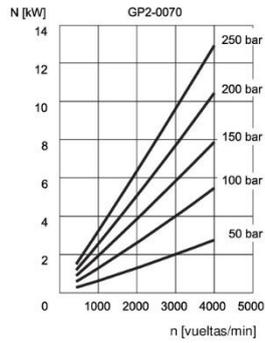
En la tabla figuran los niveles de ruido de los diferentes tamaños nominales de las bombas del grupo GP2 a 1500 vueltas/min, para una presión de trabajo de 150 bar y a 1 metro de distancia de la bomba.

5.4 - Curvas de absorción de potencia $N=f(n)$, obtenidas con presiones de trabajo de 50 a 250 bar

D

GP

SERIE 20



D

GP

SERIE 20

9 - DIMENSIONES PARA LA INSTALACION DE LAS BOMBAS GP2 con brida estándar

dimensiones en mm

NOTAS:
 1. Para bombas de rotación antihoraria la salidas (1) y (2) son invertidos
 2. En las bombas reversibles, la conexión en presión tiene el mismo tamaño que la de succión.

| Tamaño nominal bomba | L | M | 1 vía aspiración rot. horaria | | 2 vía presión rot. horaria | |
|----------------------|------|-------|-------------------------------|------|----------------------------|------|
| | | | brida | BSP | brida | BSP |
| 0070 | 47,5 | 97,5 | Ø 13 | 1/2" | Ø 13 | 1/2" |
| 0095 | 49,5 | 101,5 | | | | |
| 0113 | 51 | 104,5 | | | | |
| 0140 | 53 | 108,5 | | | | |
| 0158 | 54,5 | 111,5 | | 3/4" | Ø 19 | |
| 0178 | 56 | 114,5 | | | | |
| 0208 | 58,5 | 119,5 | | Ø 19 | | |
| 0234 | 60,5 | 123,5 | | | | |
| 0279 | 64 | 130,5 | | | | |

10 - DIMENSIONES PARA LA INSTALACION DE LAS BOMBAS GP2 con brida SAE

dimensiones en mm

NOTAS:
 1. Para bombas de rotación antihoraria la salidas (1) y (2) son invertidos
 2. En las bombas reversibles, la conexión en presión tiene el mismo tamaño que la de succión.

| Tamaño nominal bomba | L | M | 1 vía aspiración rot. horaria | | 2 vía presión rot. horaria | |
|----------------------|------|-------|-------------------------------|--------|----------------------------|------|
| | | | brida | UNF | brida | UNF |
| 0070 | 47,5 | 97,5 | Ø 13 | 11/16" | Ø 13 | 7/8" |
| 0095 | 49,5 | 101,5 | | | | |
| 0113 | 51 | 104,5 | | | | |
| 0140 | 53 | 108,5 | | | | |
| 0158 | 54,5 | 111,5 | | 12 UNF | Ø 19 | |
| 0178 | 56 | 114,5 | | | | |
| 0208 | 58,5 | 119,5 | | Ø 19 | | |
| 0234 | 60,5 | 123,5 | | | | |
| 0279 | 64 | 130,5 | | | | |

AR SU MODIFICACION

FICHA DE BOMBA DE ENGRANAJES INTERNOS

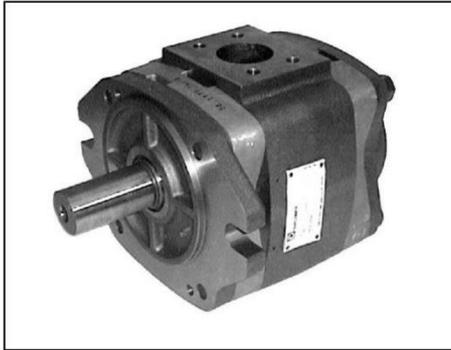
D

DUPLOMATIC
OLEODINAMICA

IGP

SERIE 10

12 100/110 SD



IGP
BOMBAS
DE ENGRANAJES INTERNOS
SERIE 10

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

- Las bombas IGP son bombas volumétricas de cilindrada fija con engranajes internos. Se fabrican en cinco tamaños, cada uno de los cuáles ofrece cinco cilindradas nominales distintas.
- Se caracterizan por la baja rumorosidad y el elevado rendimiento volumétrico, gracias a la compensación radial y axial proporcional a la presión de trabajo.
- La distribución equilibrada de las cargas y los cojinetes de bronce especiales les permiten trabajar en forma continuada con altas presiones, asegurando además larga duración.
- Las bombas IGP se fabrican en una versión múltiple, que puede combinarse para formar grupos de bombas.

CARACTERISTICAS TECNICAS

| TAMAÑO BOMBA IGP | | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---------------------------------------|-------------------------|--|-------------|-------------|--------------|---------------|
| Campo cilindrada | cm ³ /vuelta | 3,6 ÷ 10,2 | 13,3 ÷ 32,6 | 33,1 ÷ 64,9 | 64,1 ÷ 126,2 | 125,8 ÷ 251,7 |
| Campo caudal (a 1.500 vueltas/minuto) | | 5,4 ÷ 15,3 | 19,9 ÷ 48,9 | 49,6 ÷ 97,3 | 96,1 ÷ 189,3 | 188,7 ÷ 377,5 |
| Presión de trabajo | | ver tabla 3 - Prestaciones | | | | |
| Velocidad de rotación | | ver tabla 3 - Prestaciones | | | | |
| Sentido de rotación | | horario o antihorario (visto desde la salida del eje) | | | | |
| Cargas sobre el eje | | para las cargas axiales y radiales consultar a nuestra Oficina Técnica | | | | |
| Conexión hidráulica | | uniones mediante bridas SAE J518 c.cód. 61 (ver punto 28) | | | | |
| Tipo de fijación | | mediante bridas SAE J744 c | | | | |

D

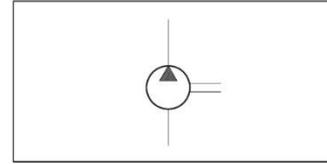
IGP

SERIE 10

| | | | | | | |
|---------------------|----|---------|----------|-------------|-----------|-----------|
| Peso (bomba simple) | kg | 4 ÷ 4,8 | 8,6 ÷ 11 | 15,5 ÷ 18,7 | 29,2 ÷ 35 | 46,5 ÷ 59 |
|---------------------|----|---------|----------|-------------|-----------|-----------|

| | | |
|-----------------------------------|---------------|-----------|
| Campo temperatura ambiente | °C | -10 / +60 |
| Campo temperatura fluido | °C | -10 / +80 |
| Campo viscosidad fluido | ver punto 2.2 | |
| Viscosidad recomendada | cSt | 25 ÷ 100 |
| Grado de contaminación del fluido | ver punto 2.3 | |

SIMBOLO HIDRAULICO



2.1 - Tipo de fluido

Usar fluidos hidráulicos a base de aceite mineral con agentes antiespuma y antioxidación como aditivos.

Para el empleo de otros tipos de fluido hay que tener en cuenta las limitaciones indicadas en la siguiente tabla o bien consultar con nuestra Oficina Técnica para la autorización de uso.

| TIPO DE FLUIDO | NOTAS |
|---|--|
| HFC (soluciones de agua glicol con proporción de agua ≤ 40 %) | <ul style="list-style-type: none"> - Los valores de referencia que figuran en la tabla del punto 3 deben ser reducidos por lo menos el 80%. - La máxima velocidad del fluido en el conducto de aspiración no debe superar 1 m/s. - La presión de aspiración no debe ser inferior a 0,8 bar absolutos. - La máxima temperatura del fluido debe ser inferior a 50°C. |
| HFD (ésteres fosfóricos) | El funcionamiento con este tipo de fluidos no está permitido. |

2.2 - Viscosidad del fluido

La viscosidad del fluido de funcionamiento debe ser incluida en la siguiente gama:

| | | |
|-------------------|--------------|--|
| viscosidad mínima | 10 cSt | en referencia a la temperatura máxima de 80 °C del fluido |
| viscosidad óptima | 25 ÷ 100 cSt | en referencia a la temperatura de funcionamiento del fluido en el depósito |
| viscosidad máxima | 2000 cSt | sólo para la fase de puesta en marcha de la bomba |

Al seleccionar el tipo de fluido, verificar que la viscosidad efectiva esté incluida en el campo de valores arriba indicado.

2.3 - Grado de contaminación del fluido

El máximo grado de contaminación del fluido debe ser conforme a ISO 4406:1999 clase 20/18/15, por lo tanto se aconseja el empleo de un filtro con $\beta_{20} \geq 75$.

Para una mejor duración de la bomba se aconseja un grado de máxima contaminación del fluido según ISO 4406:1999 clase 18/16/13, por lo tanto se recomienda el empleo de un filtro con $\beta_{10} \geq 100$.

En el caso de que el filtro fuese colocado en la línea de aspiración, averiguar que la presión en la entrada de la bomba no sea inferior a los valores indicados en la nota 1 del siguiente punto 3.

El filtro de aspiración tiene que ser equipado con válvula de by-pass y, si es posible, con indicador de colmataje.

3 - PRESTACIONES (valores obtenidos con aceite mineral con viscosidad de 36 cSt a 50 °C)

| TAMAÑO BOMBAS | MEDIDA NOMINAL | CILINDRADA [cm³/vuelta] (nota 2) | CAUDAL MAXIMO (a 1500 vuelta/min) [l/min] | PRESION [bar] (nota 3) continua/punta | | VELOCIDAD MAXIMA DE ROTACION [vueltas/min] | VELOCIDAD MINIMA DE ROTACION [vuelta/min] (nota 4) |
|---------------|----------------|----------------------------------|---|---------------------------------------|-----|--|--|
| IGP4 | 013 | 13,3 | 19,9 | 330 | 345 | 3600 | 400 |
| | 016 | 15,8 | 23,7 | | | 3400 | |
| | 020 | 20,7 | 31,0 | | | 3200 | |
| | 025 | 25,4 | 38,1 | 300 | 330 | 3000 | |
| | 032 | 32,6 | 48,9 | 250 | 280 | 2800 | |

Nota 1) En condiciones de funcionamiento continuo la presión máxima de aspiración es de 2 bar, mientras la presión mínima no debe ser inferior a -0,2 bar. Para períodos breves es posible una presión mínima de aspiración de -0,4 bar (Los valores de presión se consideran relativos).

D

IGP

SERIE 10

Nota 2) Las tolerancias de mecanizado pueden reducir la cilindrada hasta un 1,5% máx. El caudal indicado en la tabla para 1500 vueltas/minuto corresponde al funcionamiento en seco a 10 bar de presión.

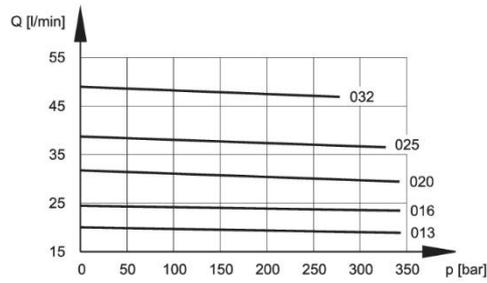
Nota 3) Las presiones continuas y los picos de presión arriba indicados se aplican a un rango de velocidades de 400-1500 vueltas/minuto. Para velocidades mayores que 1500 vueltas/minuto es preciso reducir el valor del pico de presión.

Nota 4) Existen límites de presión para el empleo a velocidades variables menores que 400 vueltas/minuto o mayores que 1500 vueltas/minuto. Si es necesario, contactar con nuestra Oficina Técnica.

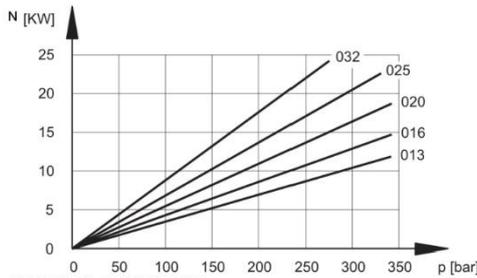
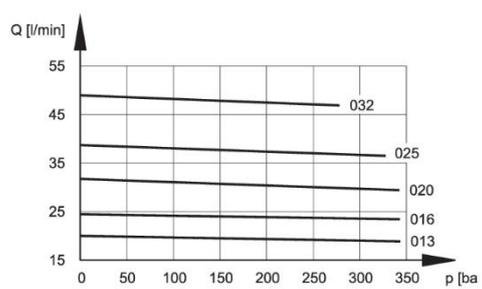
5 - CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS IGP4 (valores obtenidos con aceite mineral con viscosidad de 46 cSt a 40°C)

Los datos que figuran en el diagrama han sido obtenidos con velocidad de rotación de bomba = 1500 vueltas/min.

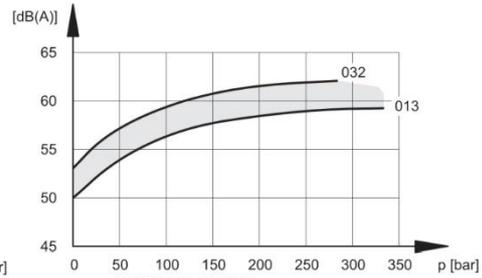
CURVAS CAUDAL/PRESION



RENDIMIENTO VOLUMETRICO Y TOTAL



POTENCIA ABSORBIDA



NIVEL DE RUIDO

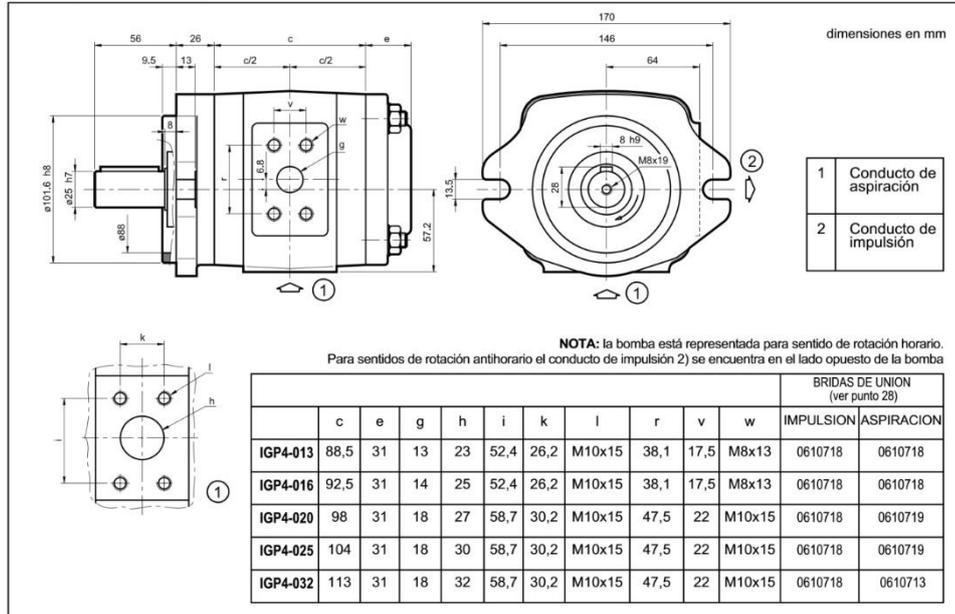
Los niveles de presión acústica se midieron en una cámara semianecoica a una distancia axial de 1 m de la bomba. Estos valores deben reducirse en 5 dB(A) si se utiliza una cámara completamente anecoica.

D

IGP

SERIE 10

10 - DIMENSIONES PARA LA INSTALACION DE LA BOMBAS IGP4



ANEXO 04: Imágenes de la recopilacion de informacion



Fig. 01. Bridas para montaje de bombas



Fig. 02. Montaje de bomba de engranes en banco de prueba



Fig. 03. Configuración del circuito para la prueba e ingreso de datos

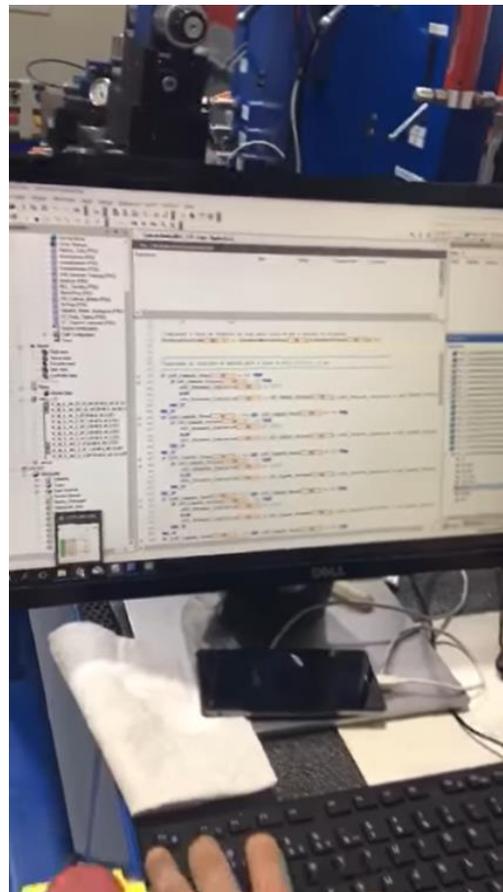


Fig. 04. Configuración de software matriz de sensores para lectura de parámetros (potencia, caudal, torque y eficiencias)

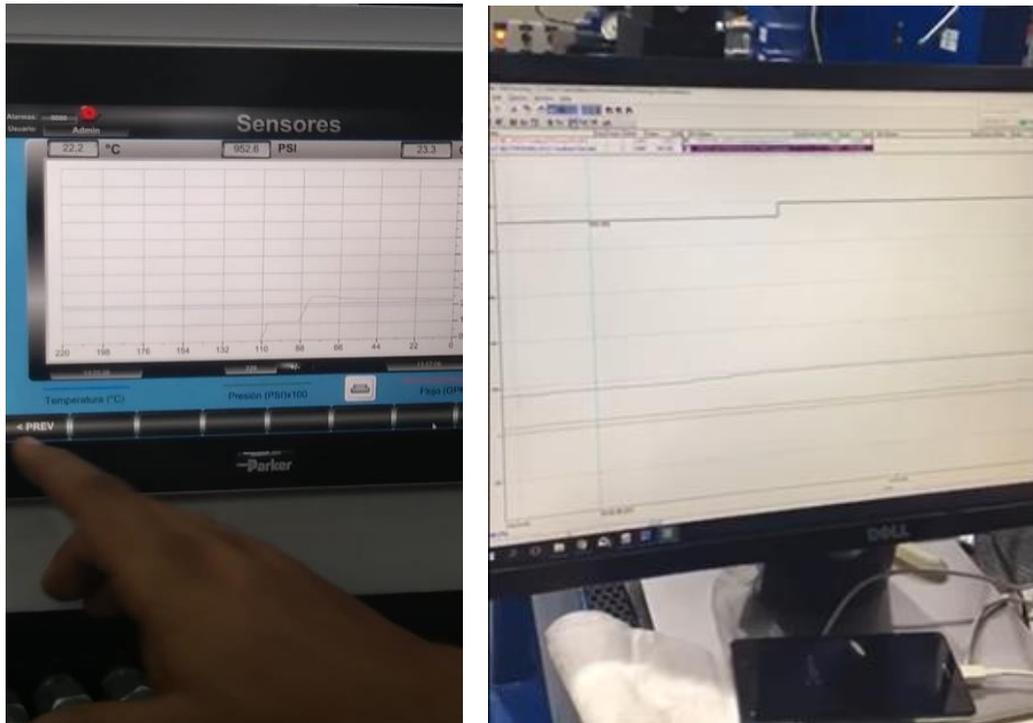


Fig. 05. Lecturas basicas obtenidos con respecto a la presion de operacion

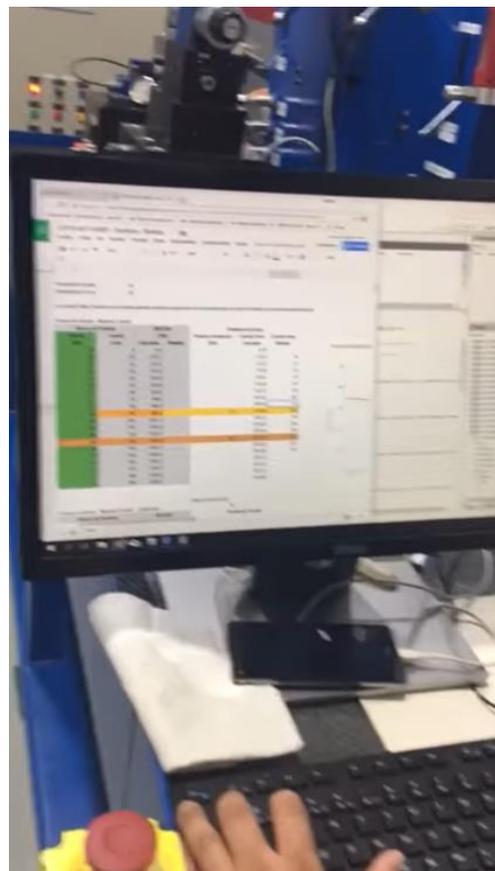


Fig. 06. Recopilacion de informacion del sistema en tabla de datos



Fig. 07. Lectura de presión en tiempo real

ANEXO 06: presupuesto para las pruebas eleohidraulicas



HIDRAULICA Y TECNOLOGÍA INTEGRAL S.A.



Lima, 18 de octubre del 2019

Presupuesto de servicio de prueba de bombas en banco hidráulico

Señor:

JHONATAN MENDEZ BENITES

De nuestra consideración:

En atención a su solicitud, le estamos enviando nuestro presupuesto que a continuación detallamos:

UNIDAD : BANCO DE PRUEBA HIDRAULICA DE 30HP
MODELO : H30-17/3
UBICACIÓN : LABORATORIO N°3 DE BOMBAS VOLUMETRICAS – SAN LUIS
REFERENCIA : SERVICIO MECANICO

Por servicio mecánico consistente en:

1. Evaluación de bombas hidráulicas.
2. Instalación de bomba hidráulica nueva en campo.
3. Prueba de presiones y prueba de trabajo en vacío y con carga.

| | SOLES |
|--|------------|
| ALQUILER BOMBAS HIDRAULICAS | S/. 130.00 |
| SERVICIO DE BANCO DE PRUEBAS HIDRAULICAS | S/. 200.00 |
| SERVICIO TECNICO EN EL LABORATORIO | S/. 50.00 |
| MISCELANEOS | S/. 50.00 |
| TOTAL, GENERAL | S/. 430.00 |

NOTA:

- El tiempo de duración del trabajo será de: 01 día efectivo.
- Forma de pago: Adelantado al 50%
- Los montos en dólares se cobrarán al tipo de cambio promedio compraventa de oferta y demanda de la superintendencia de banca de seguros vigente a la fecha de cancelación de la factura.

Esperamos vernos favorecidos con la aceptación de nuestro presupuesto.

Jr. Rio Chincha #189 A
San Luis

Teléfono: (01) 324-5867
Celular: 939155794
E-mail: ventas@hiteci.com.pe

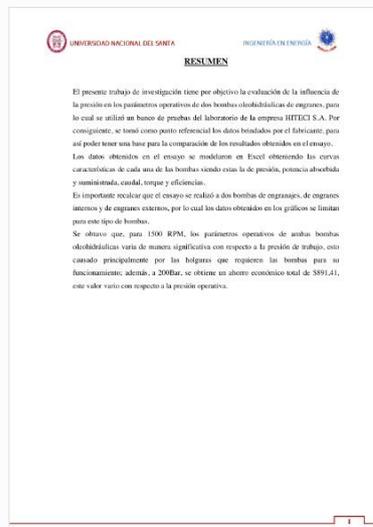


Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por Turnitin. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: Jhonatan Daniel Mendez Benites
Título del ejercicio: INFLUENCIA DE LA PRESIÓN EN L..
Título de la entrega: INFLUENCIA DE LA PRESIÓN EN L..
Nombre del archivo: INFORME_DE_TESIS_MENDEZ_B..
Tamaño del archivo: 5.06M
Total páginas: 115
Total de palabras: 21,003
Total de caracteres: 104,197
Fecha de entrega: 27-jul-2020 04:32p.m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega: 1362971441



INFLUENCIA DE LA PRESIÓN EN LOS PARÁMETROS OPERATIVOS DE DOS BOMBAS DE ENGRANAJES, INTERNOS Y EXTERNOS, MEDIANTE BANCO HIDRÁULICOS DE 30 HP

INFORME DE ORIGINALIDAD



FUENTES PRIMARIAS

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | creativecommons.org Fuente de Internet | 3% |
| 2 | es.scribd.com Fuente de Internet | 3% |
| 3 | cd.dgb.uanl.mx Fuente de Internet | 2% |
| 4 | idoc.pub Fuente de Internet | 2% |
| 5 | es.slideshare.net Fuente de Internet | 2% |
| 6 | alojamientos.us.es Fuente de Internet | 1% |
| 7 | docplayer.es Fuente de Internet | 1% |
| 8 | www.scribd.com | |

| | | |
|----|--|------|
| | Fuente de Internet | 1 % |
| 9 | www.monografias.com Fuente de Internet | 1 % |
| 10 | Submitted to INACAP Trabajo del estudiante | 1 % |
| 11 | catarina.udlap.mx Fuente de Internet | 1 % |
| 12 | gommar.blogspot.com Fuente de Internet | 1 % |
| 13 | Submitted to Universidad Cesar Vallejo Trabajo del estudiante | 1 % |
| 14 | sisbib.unmsm.edu.pe Fuente de Internet | <1 % |
| 15 | Submitted to Escuela Politecnica Nacional Trabajo del estudiante | <1 % |
| 16 | Submitted to Universidad de San Buenaventura Trabajo del estudiante | <1 % |
| 17 | myslide.es Fuente de Internet | <1 % |
| 18 | www.buenastareas.com Fuente de Internet | <1 % |
| 19 | www.sohipren.com Fuente de Internet | <1 % |

| | | |
|----|--|------|
| 20 | sistemasymaquinasdefluidos.blogspot.com Fuente de Internet | <1 % |
| 21 | documents.mx Fuente de Internet | <1 % |
| 22 | edoc.pub Fuente de Internet | <1 % |
| 23 | Submitted to Universidad Autónoma de Nuevo León Trabajo del estudiante | <1 % |
| 24 | www.gunt.de Fuente de Internet | <1 % |
| 25 | www.salesianostalca.cl Fuente de Internet | <1 % |
| 26 | Submitted to Universidad del Norte, Colombia Trabajo del estudiante | <1 % |
| 27 | Submitted to Systems Link Trabajo del estudiante | <1 % |
| 28 | www.itc.mx Fuente de Internet | <1 % |
| 29 | Submitted to Universidad Nacional de Colombia Trabajo del estudiante | <1 % |
| 30 | webdelprofesor.ula.ve Fuente de Internet | <1 % |

| | | |
|----|--|------|
| 31 | www.elriego.com Fuente de Internet | <1 % |
| 32 | google.redalyc.org Fuente de Internet | <1 % |
| 33 | Submitted to Universidad Católica de Santa María Trabajo del estudiante | <1 % |
| 34 | alicia.concytec.gob.pe Fuente de Internet | <1 % |
| 35 | www.academia.edu Fuente de Internet | <1 % |
| 36 | Submitted to Tecsup Trabajo del estudiante | <1 % |
| 37 | Submitted to Universitat Politècnica de València Trabajo del estudiante | <1 % |
| 38 | repositorio.utn.edu.ec Fuente de Internet | <1 % |
| 39 | repositorio.unap.edu.pe Fuente de Internet | <1 % |
| 40 | Karen E. Aguirre, Luis M. Altamirano, Jefferson W. Cardenas. "A preliminary 3D model of a reservoir in ecuador using an unconventional low-budget hydroacoustical system", 2017 IEEE/OES Acoustics in Underwater | <1 % |

Geosciences Symposium (RIO Acoustics), 2017

Publicación

| | | |
|----|--|------|
| 41 | repositorio.une.edu.pe Fuente de Internet | <1 % |
| 42 | www.sarisley.weebly.com Fuente de Internet | <1 % |
| 43 | Submitted to Atlantic International University Trabajo del estudiante | <1 % |
| 44 | www.revtecnologia.sld.cu Fuente de Internet | <1 % |
| 45 | somi.cinstrum.unam.mx Fuente de Internet | <1 % |
| 46 | ar.scribd.com Fuente de Internet | <1 % |
| 47 | revistas.utm.edu.ec Fuente de Internet | <1 % |
| 48 | textarchive.ru Fuente de Internet | <1 % |
| 49 | bohionews.com Fuente de Internet | <1 % |
| 50 | marlonarconquimica.blogspot.com Fuente de Internet | <1 % |
| 51 | elmaquinante.blogspot.com Fuente de Internet | <1 % |

| | | |
|----|--|------|
| 52 | search.ndltd.org Fuente de Internet | <1 % |
| 53 | Submitted to Universidad de Costa Rica Trabajo del estudiante | <1 % |
| 54 | repositorio.unsa.edu.pe Fuente de Internet | <1 % |
| 55 | www.tramitefacil.gov.cl Fuente de Internet | <1 % |
| 56 | mkfernandoreyes829355.blogspot.com Fuente de Internet | <1 % |
| 57 | Submitted to Universidad San Francisco de Quito Trabajo del estudiante | <1 % |
| 58 | www.javierortiz.net Fuente de Internet | <1 % |
| 59 | Submitted to Universidad Francisco de Paula Santander Trabajo del estudiante | <1 % |
| 60 | Submitted to UTEC Universidad de Ingeniería & Tecnología Trabajo del estudiante | <1 % |
| 61 | pt.scribd.com Fuente de Internet | <1 % |
| 62 | Submitted to 9158 Trabajo del estudiante | <1 % |

| | | |
|----|---|------|
| 63 | repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet | <1 % |
| 64 | repositorio.unfv.edu.pe Fuente de Internet | <1 % |
| 65 | goulds.com Fuente de Internet | <1 % |
| 66 | docslide.us Fuente de Internet | <1 % |
| 67 | Submitted to Universidad Politecnica Salesiana del Ecuador Trabajo del estudiante | <1 % |
| 68 | repositorio.upeu.edu.pe Fuente de Internet | <1 % |
| 69 | Submitted to Kings Christian College Trabajo del estudiante | <1 % |
| 70 | www.coursehero.com Fuente de Internet | <1 % |
| 71 | www.aulaclac.org Fuente de Internet | <1 % |
| 72 | www.shell.cl Fuente de Internet | <1 % |
| 73 | Submitted to Colegio Vista Hermosa Trabajo del estudiante | <1 % |

| | | |
|----|--|------|
| 74 | id.scribd.com Fuente de Internet | <1 % |
| 75 | public.graco.be Fuente de Internet | <1 % |
| 76 | www.fillritepumpsales.com Fuente de Internet | <1 % |
| 77 | "Geostatistics Valencia 2016", Springer Science and Business Media LLC, 2017 Publicación | <1 % |
| 78 | Luiz Cláudio de Moura França, Mauricio Pagy de Calais Oliveira, Marcelo Rugani, Luiz Olimpio Garcia Pedrosa, Rodrigo D'Alessandro Macedo, Bruno Fontes, Marcelo Gonçalves Pereira Duarte, Rafael Gonçalves Duarte. "Estudo biomecânico comparativo da resistência à força de compressão entre os parafusos pediculares monoaxiais com travamento interno único e parafusos pediculares monoaxiais com travamento duplo interno e externo", Coluna/Columna, 2010 Publicación | <1 % |
| 79 | Submitted to Nanyang Technological University, Singapore Trabajo del estudiante | <1 % |
| 80 | Submitted to Universidad de Deusto Trabajo del estudiante | <1 % |