

**BOMBEO DE CAVIDAD PROGRESIVA IMPULSADO POR SARTA DE
BOMBEO**

JORGE LUIS DAVID GARCIA

**Monografía para optar el título de Especialista en Producción de
Hidrocarburos.**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISCOQUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS
ESPECIALIZACIÓN EN PRODUCCIÓN DE HIDROCARBUROS - PRIMERA
PROMOCIÓN
BUCARAMANGA
2010**

**BOMBEO DE CAVIDAD PROGRESIVA IMPULSADO POR SARTA DE
BOMBEO**

JORGE LUIS DAVID GARCIA

**Monografía para optar el título de Especialista en Producción de
Hidrocarburos.**

Director

NICOLÁS SANTOS SANTOS, M.Sc.

Ingeniero de Petróleos

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOQUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS
ESPECIALIZACIÓN EN PRODUCCIÓN DE HIDROCARBUROS - PRIMERA
PROMOCIÓN
BUCARAMANGA
2010**

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCION	13
1. OBJETIVOS.....	14
1.1OBJETIVO GENERAL	14
1.2OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	14
2.PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	15
2.1IDENTIFICACION Y DESCRIPCION DEL PROBLEMA	15
2.2FORMULACION DEL PROBLEMA.....	15
3.JUSTIFICACION Y ALCANCE.....	16
3.1JUSTIFICACION.....	16
3.1ALCANCE	16
4.MARCO REFERENCIAL.....	17
4.1ESTADO DEL ARTE.....	17
4.2MARCO CONCEPTUAL	18
5.DISEÑO METODOLOGICO.....	19
6.RESULTADOS.....	20
6.1SISTEMA DE PRODUCCIÓN.....	20
6.2 GEOMETRIA DE LA BOMBA	23
6.2.1TEORIA DE DISEÑO	23
6.2.2VARIABLES GEOMETRICAS.....	27
6.3 FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA Y CAUDAL TEORICO.....	29
6.4TEORIA DE ELASTOMEROS	32
6.4.1VULCANIZACION	33
6.4.2PROPIEDADES DE ELASTOMEROS.....	34
6.4.3ELASTOMEROS USADOS EN BCP	36
6.4.4 HISTERESIS.....	40
6.4.5AGENTES AGRESIVOS.....	42
6.5DESEMPEÑO DE LA BOMBA.....	45
6.5.1VARIABLES DE DESEMPEÑO	45

6.5.2PRUEBA HIDRAULICA FUNCIONAL.....	50
6.5.3.FACTORES QUE AFECTAN LA EFICIENCIA VOLUMÉTRICA.....	52
6.5.4 RECOMENDACIONES SOBRE CRITERIOS DE ACEPTACIÓN.....	54
6.6SARTA DE BOMBEO	55
6.6.1.SOLICITACION DE CARGAS AXIALES.....	58
6.6.2.CARGAS DE CONTACTO.....	62
6.6.3SOLICITACION DE TORQUE	62
6.6.4. ESFUERZO COMBINADO	64
6.6.5FACTORES DE SERVICIO	65
6.7EQUIPO DE SUPERFICIE.....	66
6.7.1CABEZAL DE ROTACIÓN.....	67
6.7.2TREN DE POTENCIA.....	70
6.7.3MOTOR.....	71
6.8APLICACIONES Y CONSIDERACIONES ESPECIALES.....	72
6.8.1PERDIDAS DE FLUJO Y REGIMEN DE FLUJO.....	72
6.8.2APLICACIONES DE FLUIDOS ALTAMENTE VISCOSOS.....	73
6.8.3APLICACIONES EN POZOS DIRECCIONALES.....	74
6.8.4APLICACIONES CON FLUIDOS ABRASIVOS	77
6.8.5APLICACIONES CON ALTO GAS LIBRE	81
6.8.6DESCOMPRESION EXPLOSIVA.....	82
6.8.7BOMBAS DE PARED CONSTANTE	83
6.9DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE PRODUCCION	83
6.10CATALOGO DE FALLAS COMUNES	92
7.ANALISIS DE RESULTADOS.....	99
CONCLUSIONES	101
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	102
ANEXOS.....	104
GLOSARIO	105

LISTADO DE TABLAS

Tabla 4.2. Valores mínimos de propiedades físico-químicas para.....	38
Tabla 4.3. Características y utilización de cauchos para BCP	39
Tabla 4.4. Criterios de aceptación de elastómeros después de prueba ASTM D471	40
Tabla 4.5. Permeabilidad de gases en elastómeros NBR.....	44
Tabla 6.1. Factores de reducción por flujo anular no concéntrico.....	61

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1.1. Sistema de Bombeo de Cuidad Progresiva típico impulsado por sarta de bombeo.....	22
Figura 2.1. Geometría 3:4.....	23
Figura 2.2. Hipocicloide de tres puntas.....	24
Figura 2.3. Hipocicloides de varias puntas.	24
Figura 2.4. Engranaje de hipocicloides.....	25
Figura 2.5. Envloventes de Hipocicloides.....	26
Figura 2.6. Desarrollo tridimensional de las envloventes.....	26
Figura 2.7. Cuidades y línea de sello.....	27
Figura 2.8. Variables geométricas bombas monolobulares.....	28
Figura 3.1. Movimiento excéntrico en bomba monolobular.....	30
Figura 3.2 Compresión rotor estator en una bomba de lóbulo simple.....	31
Figura 4.2. Polímero entrecruzado.....	33
Tabla 4.1. Propiedades de los elastómeros.....	35
Figura 4.3. Ejemplo de respuesta a la temperatura.....	36
Figura 4.4. Permeabilidad del aire en elastómeros a diferentes temperaturas.....	36
Figura 4.5. Estructura química de un elastómero NBR.....	37
Figura 4.7 Estructura química del Vitón.....	38
Figura 4.8. Ejemplo de roturas de elastómeros.....	41
Figura 4.9. Termografía de un estator.....	41
Figura.4.10. Deterioro cíclico de propiedades del elastómero por histéresis.....	42
Figura 4.11 se muestra un ejemplo de hinchamiento en fluidos con componentes aromaticos en elastomeros con diferente contenido de ACN.....	42
Figura 4.11. Prueba de hinchamiento en fluidos con componentes aromáticos.....	43
Figura 4.12. Hinchamiento y contenido de.....	44
Figura 4.13. Comportamiento lineal del hinchamiento con la temperatura.....	45
Figura 5.1) en la cuidad subyacente es menor.....	46

Figura 5.1 Área de flujo generada por diferencial de presión entre cavidades selladas.....	46
Figura 5.2. Torque de la bomba a diferentes velocidades y cargas de presión	48
Figura 5.3 Esquema del banco de pruebas.	51
Figura 5.4 Curva de desempeño.....	52
Figura.5.5. Efecto del escurrimiento sobre la eficiencia volumétrica.....	53
Figura.5.6. Eficiencia volumétrica de un modelo de bomba con diferente capacidad de levantamiento.....	53
Figura.5.7. Eficiencia volumétrica a diferentes viscosidades	54
Figura 6.1 Imágenes de instalación varilla hueca	55
Figura 6.2 Cuerpo y unión de varillas convencionales.....	56
Figura 6.3. Varillas convencionales con pin modificado.....	56
Figura 6.4. Varillas de bombeo con unión modificada	57
Figura 6.5 Varilla hueca	57
Figura.6.6 Instalación varilla continua.....	58
Figura 6.7. Componentes de la carga axial sobre la sarta de bombeo	59
Figura 6.8. Fuerzas ascendentes.....	60
Figura 6.9. Componentes del torque en la sarta de bombeo	63
Figura 6.10. Torque en superficie respecto a la presión diferencial.....	65
Figura 7.1 Equipo de superficie	66
Figura 7.2 Cabezales de eje solido aplicado a motoreductor	68
Figura 7.3. Cabezal directo de eje hueco	68
Figura 7.4. Cabezales con caja reductora	68
Figura 7.5 Cabezal con caja reductora para motores de combustión interna	69
Figura 7.6. Cabezal hidráulico	69
Figura 7.7. Prensaestopas típico	70
Figura 8.1 Grieta en la tubería por rozamiento	74
Figura 8.2. Centralizadores rotativos plainsman.....	76
Figura 8.3 Acople revestido Tenaris	77
Figura 8.4. Guías inyectadas para varilla Tenaris.....	77

Figura 8.5. Espaciamiento de guías de varilla	77
Figura 8.6. Abrasión en el lóbulo del rotor	78
Figura 8.7. Angulo de una helice cilindrica	80
Figura 8.8. Efectos de la descompresión explosiva	82
Figura 8.9. Corte longitudinal de un estator de pared constante	83
Figura 9.1. Hoja de datos para dimensionamiento de sistemas BCP	84
Figura 9.2. Flujograma de diseño.	85
Figura 9.3. Tutorial de dimensionamiento BCP.....	88

RESUMEN

TITULO: BOMBEO DE CAVIDADES PROGRESIVAS IMPULSADO POR SARTA DE BOMBEO*.

DAVID, Jorge luis**.

PALABRAS CLAVES: BCP, Bomba de Cavidad Progresiva, Bomba Helicoidal.

El Bombeo de Cavidades Progresivas Impulsado por Sarta de Bombeo está compuesto principalmente por la bomba de fondo, la sarta de bombeo, Cabezal de rotación y motor; una serie de accesorios han sido desarrollados por diversos fabricantes que son importantes para su instalación y operación.

La bomba está compuesta por dos engranajes helicoidales, el rotor y el estator, generando una serie de cavidades selladas por la cual asciende al fluido hacia superficie de una manera constante y no pulsante. La sarta de bombeo transfiere desde superficie a fondo la potencia requerida para producir la acción de bombeo; y los equipos de superficie transmiten la potencia desde el motor a la sarta de bombeo a la velocidad requerida, soportando la carga axial, evitando fugas del fluido producido y garantizando un sistema de freno efectivo ante al *backspin*. Todos estos equipos son dimensionados para los requerimientos de torque y carga axial determinados por la presión y caudal de operación de cada pozo, teniendo en cuenta las pérdidas en tuberías para un flujo vertical anular.

Para su correcta aplicación debe asegurarse una correcta selección de elastómero (componente del estator) y dimensión de rotor; para manejar componentes químicos agresivos en el fluido producido como aromáticos, CO₂, y H₂S; y físicos como presión y temperatura. Buenas prácticas operacionales deben implementarse para manejar fluidos viscosos y abrasivos; para reducir los riesgos de trabajo en seco y descompresión explosiva; para reducir el desgaste en la tubería de producción cuando se aplica en pozos desviados; para prevenir histéresis; y en general para garantizar una longevidad del sistema.

*Monografía

**Facultad de Ciencias Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos. Nicolás Santos.

SUMMARY

TITLE: PROGRESSIVE CAVITY PUMP WITH DRIVE STRING*.

DAVID, Jorge Luis **.

KEY WORDS: PCP, Progressive Cavity Pump, Helical Pump.

The Progressive Cavity Pump with drive string is compound mainly for the bottomhole pump, the drive string, drivehead and motor; a series of accessories has been developed by diverse makers that are important for its installation and operation.

The Pump is composed by two helical engagements, the rotor and the stator, generating a serious of cavities sealed by which the fluid ascends toward surface constantly and non intermittent. The drive string transfers the power requirements from surface to bottom to produce the pumping action; and the surface equipment transmit the power from the motor to the drive string with required speed, supporting the axial load, avoiding leakage of the produced fluid and assuring a effective brake system to control the backspin. All these teams are sized for the torque requirements and axial load determined by the pressure and flow rate of operation of each well, keeping in mind the friction lost in tubing for an annulus vertical.

For the correct application should select a correct rubber (component of the stator) and rotor size; to manage aggressive chemical components in the produced fluid as aromatic, CO₂, and H₂S; and physical as pressure and temperature. Good practical operational should be implemented to manage viscous and abrasive fluids; to reduce risks in dry operation and explosive decompression; to reduce the wear in the tubing when it is applied in deviated wells; to prevent hysteresis; and in general to guarantee a longevity of the system.

* Monograph

** Physiochemical Sciences Faculty. Petroleum Engineering School. Nicolás Santos.

INTRODUCCION

En Colombia existe una amplia aplicación de bombeo de cavidades progresivas en campos con recuperación secundaria, esto implica simultáneamente, pozos direccionales, ataque químico y fluidos abrasivos. El manejo inadecuado de este sistema de levantamiento referente a las buenas prácticas operacionales requeridas; lo ha convertido en un sistema de regular confiabilidad y con altos índices de frecuencia de falla.

Los ingenieros de producción y/o de levantamiento artificial en Colombia conocen muy poco sobre el Sistema de Bombas de Cavidades Progresivas; retardando la comprensión, justificación y luego implementación de las prácticas operacionales y de diseño necesarias para lograr una aplicación del sistema con muy buenos indicadores operacionales y de costos. En el desconocimiento tiene alto impacto la reserva de la información para unos pocos, especialmente los fabricantes y los Institutos de Investigación.

Este trabajo para optar por un título de especialista estructura un contenido de consulta a nivel académico que desarrolle los conceptos de BCP desde la base, y con un tratamiento cargado de imágenes, gráficos, ejemplos y ejercicios que aseguren el correcto entendimiento del contenido.

A través de las normas ISO 15136-1 y 15136-2 se logran definiciones universales y validadas; permitiendo hacia el futuro ingenieros que comprendan al unísono las causas raíces de las fallas, así como las soluciones que su aplicación requiera. Paralelamente, el contenido mejora el estado del arte actual involucrando el desarrollo tecnológico en los últimos 10 años.

Finalmente, se espera que este trabajo apalanque a los futuros Ingenieros de producción o de levantamiento artificial a aplicar exitosamente el sistema BCP impulsado por sarta de bombeo.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Desarrollar un contenido sobre Bombeo de Cavidades Progresivas (BCP) impulsado por sarta de bombeo de fácil entendimiento de los conceptos; de alta aplicabilidad dentro de la comunidad académica; que unifique la nomenclatura y definiciones en la futura comunidad profesional, y que logre alto volumen de consulta.

1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Actualizar y universalizar los conceptos de Bombas de Cavidad Progresivas partiendo de las definiciones de las Normas ISO 15136-1 e ISO 15136-2; detallándolo con el fundamento geométrico, mecánico, físico o químico implícito.
- Estructurar un contenido desde lo básico y general, hasta lo específico y detallado; de tal manera que a medida que el estudiante avanza no encuentre ambigüedades o contradicciones en su proceso de aprendizaje y no termine rechazando el documento.
- Reducir la dependencia de los profesionales del software comercial a través de métodos manuales de cálculo de alta practicidad.
- Enfatizar las consideraciones de diseño que más influencia tienen en las aplicaciones en Colombia.

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1 IDENTIFICACION Y DESCRIPCION DEL PROBLEMA

En el ejercicio como profesional en aplicaciones del sistema de levantamiento artificial ha sido notoria la gran dificultad de asimilar los conceptos geométricos, de diseño y desempeño del Bombeo de Cavidades Progresivas, tanto de componentes de fondo como de superficie. Lo anterior se debe a los diferentes especialistas (experiencia < 5 años) en la materia en Colombia que definen y explican las consideraciones del diseño como la entienden, como literalmente las puedan traducir, como otros se las han transmitido, y como le conviene para obtener amplia venta. Por otra parte, la información es celosamente guardada por los fabricantes; y los textos y/o investigaciones que llegan a nuestro medio son muy resumidos, carentes de profundización y discusión; y con material gráfico degradado porque se difunde fotocopias de fotocopias. Las aplicaciones de PCP en Colombia son mayormente en campos maduros donde las soluciones a ciertos agentes agresivos químicos están restringidas por agentes agresivos mecánicos; y la experiencia en países extranjeros no es para nada similar a la nuestra; de tal manera, que a las soluciones se llega por ensayo y error, ya que estas son gestadas desde nuestros propios requerimientos y experiencia, con un conocimiento que es diverso, ambiguo y hasta en ocasiones contradictorio. Los conceptos de bomba de cavidades progresivas no están bien estructurados en los programas académicos, ni a nivel de pregrado, ni a nivel de postgrado; razón por la cual es necesaria un documento validado por el sector académico y técnico que apalanque el proceso de enseñanza.

2.2 FORMULACION DEL PROBLEMA

Tanto los profesionales, como los estudiantes, como los educadores de Ingeniería de petróleos; tanto en las generaciones presentes como futuras, necesitan un contenido de enfoque académico que permita tanto transmitir como entender los conceptos del sistema de Bombeo de Cavidades Progresivas impulsado por sarta de bombeo para la correcta aplicación en pozos de petróleo.

3. JUSTIFICACION Y ALCANCE

3.1 JUSTIFICACION

Actualmente en Colombia se está aplicando ampliamente el bombeo de cavidades progresivas especialmente en campos con recuperación secundaria, fluidos corrosivos y arena; donde el sistema se ve atacado químicamente por aromáticos y gases. Los anteriores agentes convergen generando altos índices de fallas; la experiencia específica en otros países sobre nuestro problema es escasa; y en definitiva las soluciones deben formularse desde nuestro propio ingenio en un país donde actualmente no se ejecuta investigación alguna sobre BCP. Por tal razón, se requiere la formación para que nuestro ingenio colombiano produzca las soluciones requeridas.

3.1 ALCANCE

Elaboración de un contenido, con tópicos nombrados y ordenados en el documento de principio a fin así: Sistema de producción, Geometría de la Bomba, Funcionamiento de la Bomba, Teoría y selección de elastómeros, Desempeño de la Bomba, Equipo de superficie y accesorios, Dimensionamiento del sistema de producción, Aplicaciones y consideraciones especiales, y Catalogo de fallas. Todos los tópicos anteriormente nombrados enmarcaran el Bombeo de Cavidades progresivas impulsado por sarta de bombeo y por motores eléctricos, las opciones con motores a gas quedan por fuera del alcance de esta monografía. Los contenidos serán apoyados por ejercicios y/o ejemplos de aplicación, para reforzar los conceptos tanto al estudiante como al docente; así como gráficos e ilustraciones de buena calidad.

4. MARCO REFERENCIAL

4.1 ESTADO DEL ARTE

Investigando las referencias bibliográficas de los trabajos escritos en la actualidad por medios electrónicos; desde el presente al pasado; se pudo establecer la situación actual sobre documentos similares al que se pretende construir con esta monografía.

La fuente más amplia y clara sobre BCP son las notas de curso (1994) del CFER Technologies, el cual, es un instituto de investigaciones en Canadá que constantemente produce conocimiento y desarrollo sobre el tema de estudio. Estas notas de curso están desarrolladas sobre la base de las patentes de este tipo de bombas, una serie de trabajos de investigación publicados en los años 80's; y ciencias como la Ingeniería de materiales, Ingeniería Mecánica y Mecánica de fluidos. A fotocopias de este material han tenido acceso personas que han tenido la oportunidad de participar en cursos dirigidos por el instituto mencionado. Posteriormente en 1997 Henry Cholet publica un libro sobre el tema en estudio, el cual, es ofrecido comercialmente en librerías especializadas en francés, inglés y español.

A finales de los 90's Un ingeniero de aplicaciones de Weatherford ALS (Francisco Cuilla) traduce literalmente las notas de cursos, adicionando metodologías de selección de elastómeros desarrolladas en el INTEVEP (Instituto de investigaciones de PDVSA), incorporando a Cholet y tecnologías desarrollado por esta compañía. Este documento es prácticamente de uso de la ingeniería de Weatherford, quienes permiten que se escapen algunas copias que son distribuidas entre sus clientes.

Un poco aparte de los conocimientos que venían desarrollándose en Canadá, La compañía alemana Netzsch de Brasil crea su propio manual de Ingeniería de BCP y notas de curso, las cuales, son de amplia divulgación y aplicación en Latinoamérica. Paralelo a esto la experiencia sobre BCP se incrementa en esta parte del mundo y aparecen publicaciones de trabajos sobre desarrollo y optimización del sistema BCP en algunos campos especialmente en Venezuela y Argentina; así como el desarrollo de conferencias por los más expertos y entendidos.

En la primera década del siglo 21 se elabora las primeras normas sobre Bombeo de Cavidades Progresivas, lo que implica, normalización de conceptos y nomenclaturas, fabricación, validación de pruebas, recomendaciones de inspección, etc.; así como el desarrollo de nuevas tecnologías a nivel de sarta de bombeo que no habían sido incorporadas a la literatura de ingeniería. Los proveedores mantuvieron silencio sobre estas normas; no era conveniente que estuvieran al alcance del cliente.

4.2 MARCO CONCEPTUAL

El marco conceptual lo compone un conjunto de ciencias básicas y aplicadas que se deben consultar, y quizás traer a colación para explicar y validar al lector los conceptos a exponer. Estas ciencias son fundamentalmente Geometría, Química, Física mecánica, Física Eléctrica, Mecánica de materiales y Mecánica de fluidos.

5. DISEÑO METODOLOGICO

ASPECTO METODOLOGICO	DETALLE METODOLOGICO
Tipo de investigación	La presente es una investigación aplicada, ya que solo se pretende la implementación de unos conceptos y experiencias adquiridas para solucionar el problema expuesto y buscar una transformación en el ejercicio profesional del Ingeniero de petróleos.
Método de investigación	La investigación en sí misma utiliza un método bibliográfico que parte de recopilación de documentos recientes, busca las referencias encontradas hasta encontrar documentos más antiguos.
Técnicas y fuentes para la recolección de información	Se parte de unos documentos actuales que presentan múltiples referencias bibliográficas; las cuales, se tratara de localizar en bibliotecas ya sea de universidades, o de empresas, o de institutos de investigación; y en portales de internet. La primera fuente de información son documentos actuales recopilados en el ejercicio profesional del autor obtenidos desde los fabricantes; una segunda fuente serán los documentos de la sociedad de ingenieros de petróleos, los institutos de investigación y universidades; una tercera fuente serán las patentes, y como último, las presentaciones de investigaciones en diferentes congresos a nivel mundial se vuelven importantes porque algunos profesionales se han esforzado por explicar conceptos particulares.
Tratamiento de la información	La información será organizada y apilada según su la posición y clasificación que ocupa su contenido dentro de los tópicos definidos en el alcance de esta monografía.
Desarrollo del documento	El documento será desarrollado y escrito según el orden planteado en el alcance propuesto. Las definiciones estarán establecidas por la normatividad ISO 15136-1/15136-2 para la unificación de conceptos, y se les dará un tratamiento con ciencias básicas y aplicadas, ejemplos, ejercicios e ilustraciones para forzar al entendimiento.
Validación Técnica del documento	Este aspecto metodológico es importante para la validez del documento, para lo cual, el Gerente de diseño de NETZSCH (Empresa Fabricante) realizará una revisión capitulo a capitulo.

6. RESULTADOS

6.1 SISTEMA DE PRODUCCIÓN

Sistema de producción se define como el ensamblaje de equipos que incluye la bomba de fondo, la tubería de producción, la sarta de bombeo, el revestimiento del pozo, el equipo de superficie y los accesorios requeridos. En específico en el Sistema de Bombeo de Cavidades Progresivas, de ahora en adelante denominado Sistema BCP, encontramos dos sistemas de producción: Sistema de Bombeo de Cavity Progresiva impulsado por sarta de bombeo y Sistema de Bombeo de Cavity Progresiva impulsado por motor de fondo. El primero es el asunto de este documento.

En la Figura 1.1. Se muestra un Sistema de Producción impulsado por sarta de bombeo, donde se encuentra los componentes típicos enumerados así:

1. Ancla antitorque
2. Pin de paro
3. Bomba de Cavity Progresiva (BCP)
4. Tubería de producción
5. Sarta de bombeo
6. Cabezal de pozo
7. Te de flujo
8. Cabezal de rotación
9. Motor

La definición y función de cada uno de estos elementos puede consultarse en el glosario. Las principales ventajas del Sistema BCP impulsado por sarta de bombeo con respecto a otros sistemas de levantamiento artificial son:

- Habilidad para producir con fluidos altamente viscosos
- Habilidad para producir con altas concentraciones de arena
- No se taponan por presencia de parafinas y escamas
- No emulsifica fluidos de formación porque no existe recirculación dentro de la bomba.
- Habilidad para no bloquearse ante la presencia de altos porcentaje de gas libre
- Muy buena resistencia a la abrasión
- Menores costos de inversión inicial

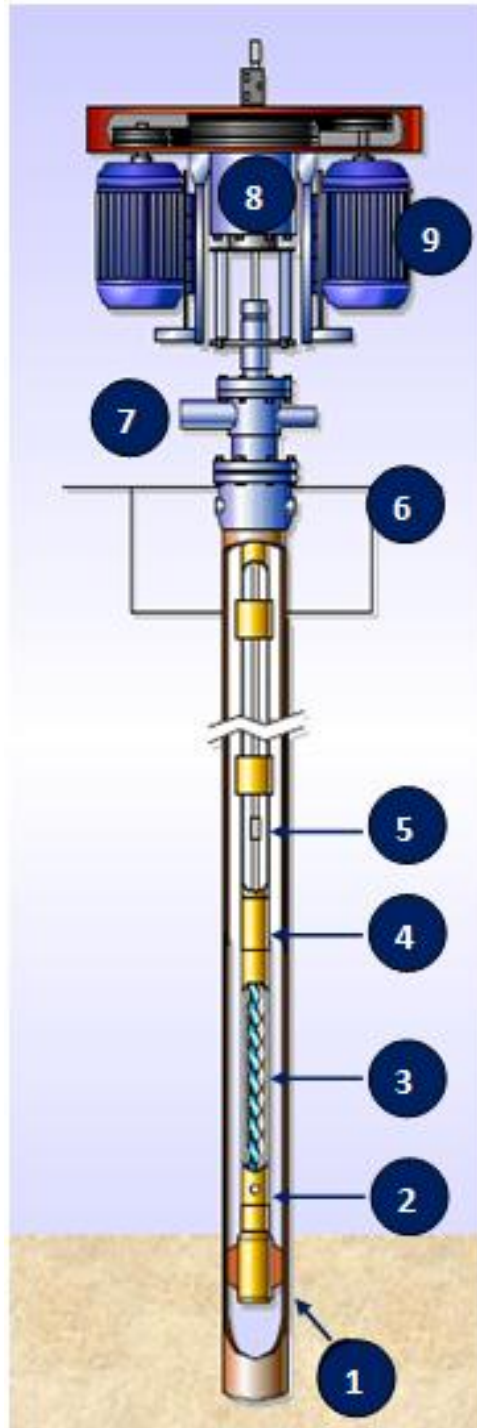
- Menor consumo de energía
- Bajo nivel de ruido
- Equipo de superficie con dimensiones relativamente pequeñas
- Fácil instalación
- Bajo mantenimiento
- La rata de flujo puede ser ajustada fácilmente por un simple cambio de rpm de la bomba.
- Actualmente presenta alto nivel de automatización para su aplicación.

Las principales desventajas del Sistema BCP impulsado por sarta de bombeo respecto a otros sistemas de levantamiento artificial son:

- Desgaste de tubería por rozamiento en pozos desviados
- Producción real hasta 2000 BFPD.
- Levantamiento nominal hasta 300 bares o 4350 psi
- Máxima resistencia a la temperatura de 350°F
- Sensibilidad al ataque químico por los fluidos producidos
- Reducción de la eficiencia volumétrica en presencia de gas libre
- Daño de estator por trabajo en seco en periodos de tiempo relativamente cortos
- Requiere retiro de tubería para sustitución de la bomba de fondo
- Los equipos son propensos a sufrir daños por altas vibraciones cuando operan a altas velocidades requiriendo centralizadores y/o estabilizadores de tubería.

Actualmente varias de las limitaciones expuestas están siendo superadas por nuevos desarrollos tecnológicos.

Figura 1.1. Sistema de Bombeo de Cavity Progresiva típico impulsado por sarta de bombeo

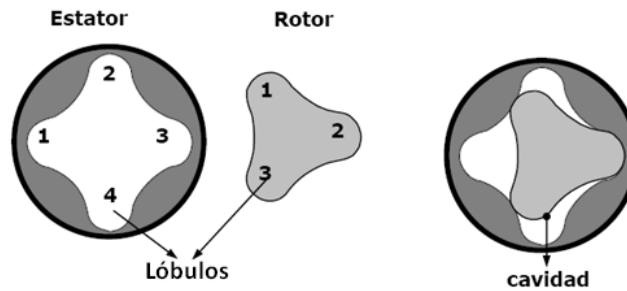


EProduction solution, Inc. PCP automation for heavy oil application.SPE ATW PCP 2004.

6.2 GEOMETRIA DE LA BOMBA

La geometría de una BCP es definida por dos números, el primero es el número de hélices (lóbulos) del rotor, y el segundo es el número hélices (lóbulos) del estator. Ejemplificando lo anterior, un estator de 4 lóbulos y un rotor de 3 lóbulos generan una **Geometría 3:4** (ver figura 2.1).

Figura 2.1. Geometría 3:4



HIRSCHFELDT, Marcelo. Manual de bombeo de cavidades progresivas. Versión 2008.

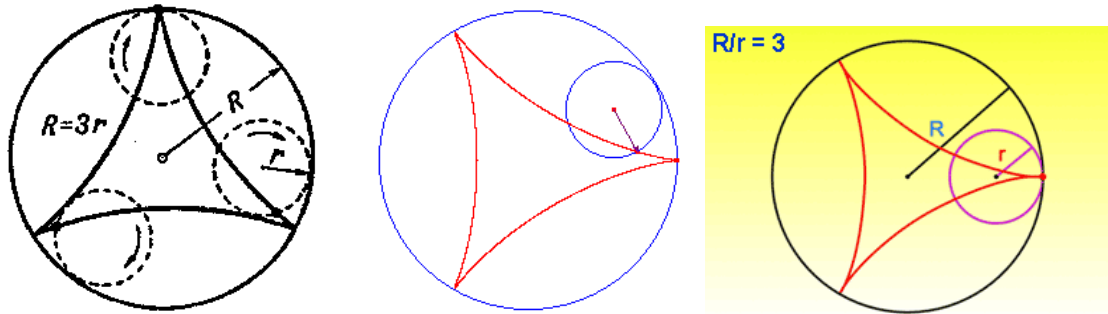
6.2.1 TEORIA DE DISEÑO

Dos condiciones son necesarias para obtener cavidades cerradas (ver Figura 2.1):

- La hélice del estator siempre tiene un lóbulo más que el rotor, y cada lóbulo del rotor debe estar siempre en contacto con la superficie interna del estator.
- El rotor y el estator constituyen longitudinalmente dos engranajes helicoidales.

Para explicar el diseño geométrico de una BCP y garantizar las condiciones explicadas arriba es fundamental definir una hipocicloide. Una hipocicloide es una curva trazada por un punto en la circunferencia de un círculo (circunferencia generatriz) dado de radio r , que rueda al interior de otro círculo fijo más grande de radio R (circunferencia directriz). La relación R/r establece el número de puntas de la hipocicloide. Ver Figura 2.2.

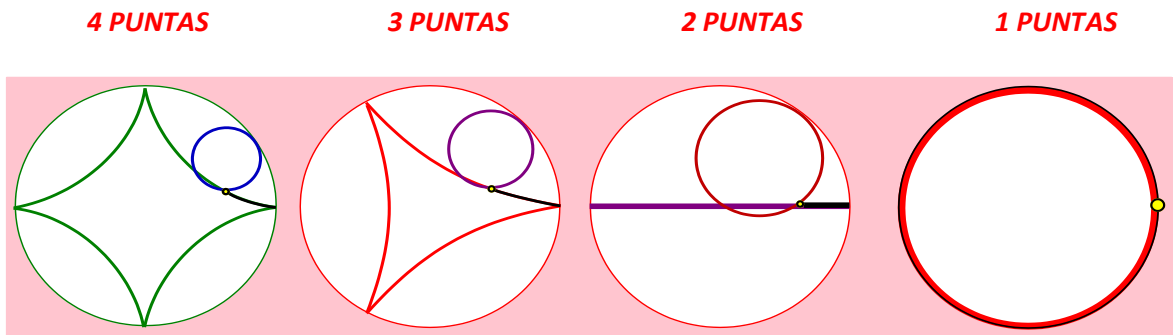
Figura 2.2. Hipocicloide de tres puntas



Wikipedia.

A continuación en la Figura 2.3 mostramos hipocicloides de varias puntas.

Figura 2.3. Hipocicloides de varias puntas.



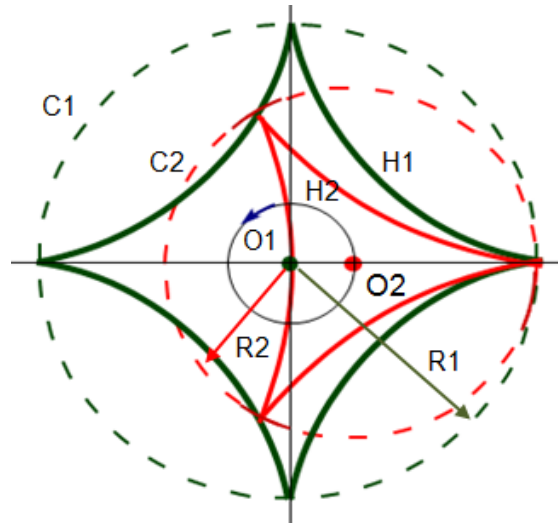
ROBLES, Jorge. Another look to multilobe progressive cavity pumps. SPE PCP WORKSHOP. Pto La Cruz. Enero 2003.

La sección transversal de una BCP se construye conectando dos hipocicloides así: En la Hipocicloide H1 (Ver Figura 2.4) con n puntas (numero de lóbulos del estator), cuya circunferencia directriz es C1 con centro O1 y Radio R1, se inscribe una hipocicloide H2 (Ver Figura 2.4), cuya circunferencia directriz es C2 con centro O2 y radio R2, habiendo establecido que $R2/R1=(n-1)/n$. La distancia entre O1 y O2 será el valor de la excentricidad(ver anexo 1).

Posteriormente, el centro de un círculo de diámetro d , se mueve sobre las curvas hipocicloides generando las envolventes E1 y E2 (ver Figura 2.5), cuales encierran las superficies cerradas S1, S2 y S3 de área variable, pero cuya sumatoria $S1 +$

S2 + S3 permanece siempre constante. El diámetro de las hélices del rotor y el estator será igual a d ; y el radio de d equivale a la excentricidad.

Figura 2.4. Engranaje de hipocicloides

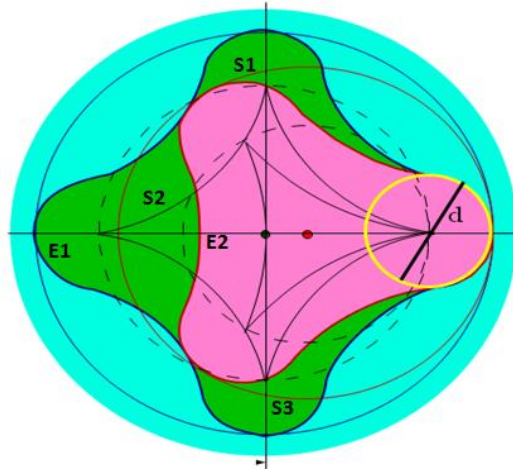


Autor

Para formar las cavidades cerradas (ver Figura 2.7), las envolventes E1 y E2 rotan longitudinalmente sobre los ejes establecidos por O1 y O2 respectivamente formando dos hélices tridimensionales (hélice externa del rotor y hélice interna del estator) (ver Figura 2.6), cual relación de pasos corresponde a la relación del número de lóbulos entre ambas. Así las superficies S1, S2, y S3 se convierten en volúmenes lenticulares definidos por espacios vacíos entre ambos elementos helicoidales.

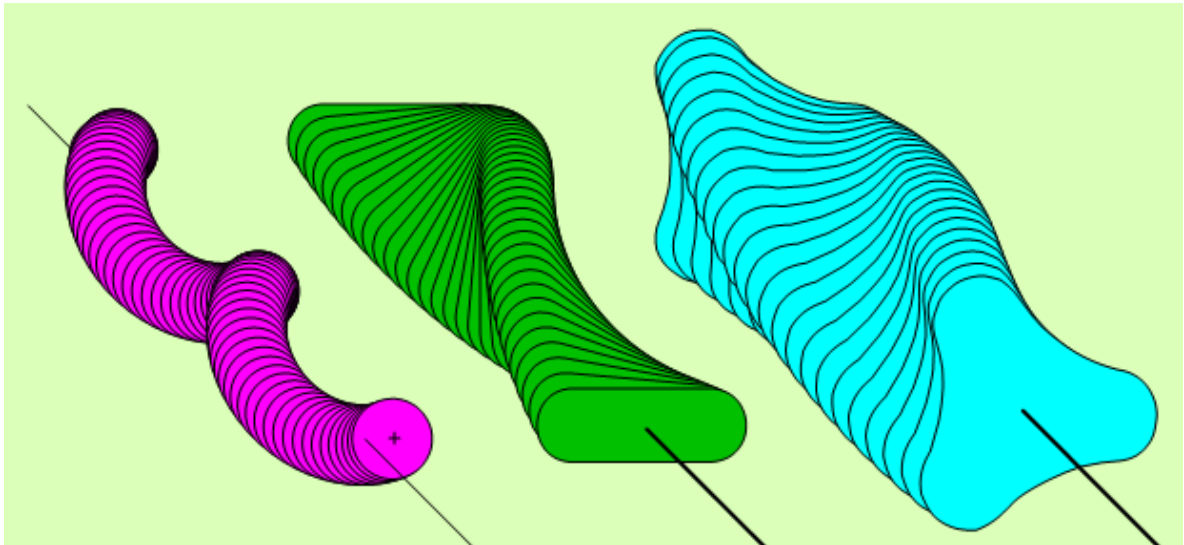
La línea continua de contacto entre la hélice externa del rotor y la hélice interna del estator es lo que se conoce como línea de sello (ver Figura 2.7).

Figura 2.5. Envoltentes de Hipocicloides



ROBLES, Jorge. Another look to multilobe progressive cavity pumps. SPE PCP WORKSHOP. Pto La Cruz. Enero 2003.

Figura 2.6. Desarrollo tridimensional de las envoltentes



ROBLES, Jorge. Another look to multilobe progressive cavity pumps. SPE PCP WORKSHOP. Pto La Cruz. Enero 2003.

Figura 2.7. Cavidades y línea de sello



TIERRA ALTA. Improving pump performance. ATW SPE PCP-ESP 2008.

6.2.2 VARIABLES GEOMETRICAS

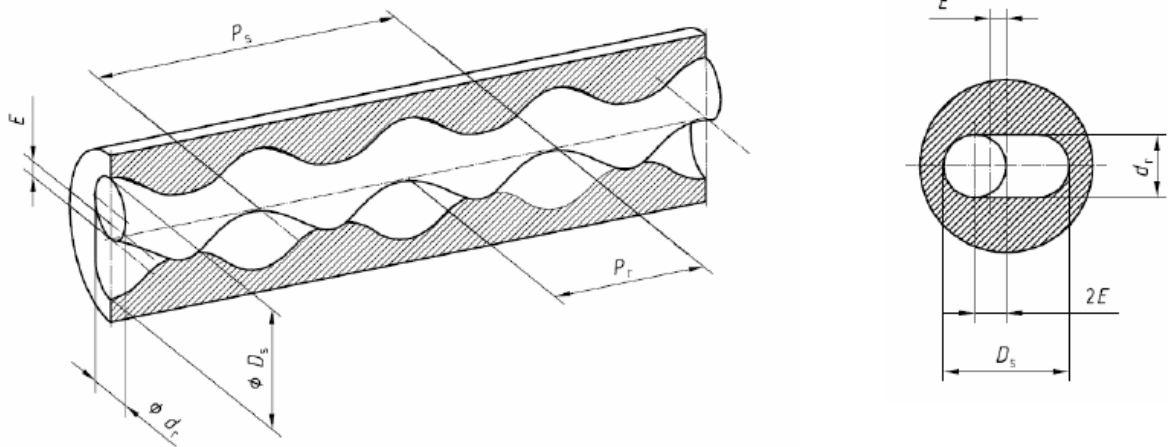
La longitud del paso se refiere tanto a la longitud del paso del rotor como el estator. Se conoce como longitud de paso la distancia entre dos crestas consecutivas pertenecientes a la misma línea de sello. Debido al engranaje helicoidal, y siendo n_r el número de lóbulos de la hélice del rotor, la relación entre el paso del estator (P_s) y el paso del rotor (P_r) es:

$$P_s = \frac{n_r + 1}{n_r} P_r \quad (\text{ecuación 2.1})$$

Los siguientes conceptos pertenecen a dimensiones nominales, es decir, no contemplan ajustes por interferencia. Para geometrías 2:1 (ver Figura 2.8):

- El espesor de la hélice del rotor se denomina diámetro menor del rotor (d_r), correspondiente al diámetro del círculo generatriz de las envolventes.
- La excentricidad (e) es la distancia entre el eje del estator y el eje del rotor, lo que corresponde a la distancia entre los centros de las circunferencias directrices de las hipocicloides, y al radio del diámetro de las hélices (d).
- El diámetro de la hélice del rotor es el diámetro mayor (D_r).
- El espesor de la hélice doble en el estator es el diámetro menor del estator (d_s), y el ancho de la misma es el diámetro mayor del estator (D_s).

Figura 2.8. Variables geométricas bombas monolobulares



ISO 15136-1:2001(E)

Los diámetros y excentricidad definidos arriba se relacionan por las siguientes expresiones matemáticas:

$$D_r = d_r + 2e \quad \text{ecuación 2.2}$$

$$d_s = d_r \quad \text{ecuación 2.3}$$

$$D_s = d_r + 4e \quad \text{ecuación 2.4}$$

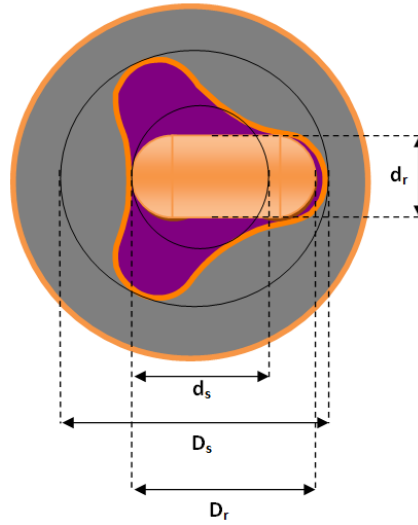
Para geometrías de hélices múltiples (ver Figura 2.9):

- El numero de lóbulos del rotor es simbolizado como n_r ,
- El diámetro menor del rotor (d_r) es el diámetro del circulo tangente al interior de los lóbulos del rotor
- El diámetro mayor del rotor (D_r) es el diámetro del circulo tangente al exterior de los lóbulos del rotor
- El diámetro menor del estator (d_s) es el diámetro del circulo tangente al interior de los lóbulos de los lóbulos del estator
- El diámetro mayor del estator (D_s) es el diámetro del circulo tangente al exterior de los lóbulos de los lóbulos del estator

$$D_s = d + 2 * e * n_r + 2 * e \quad \text{Ecuación 2.5}$$

Para bombas multilobulares d_s es diferente en magnitud de d_r .

Figura 2.9. Variables geométricas bombas multilobulares



Autor

Para una bomba con rotor monolobular, el área transversal de la cavidad (A_c) se calcula como sigue:

$$A_c = 4 * e * d_r \quad \text{ecuación 2.6}$$

Para bombas con rotores multilobulares, el área transversal de la cavidad (A_c) puede aproximarse como sigue:

$$A_c = \frac{\pi(d + 2n_r e + 2e)^2(2n_r + 1)}{4(n_r + 2)^2} \quad \text{ecuación 2.7}$$

En el anexo 2 se encuentra ejercicios de aplicación sobre los conceptos de esta sección.

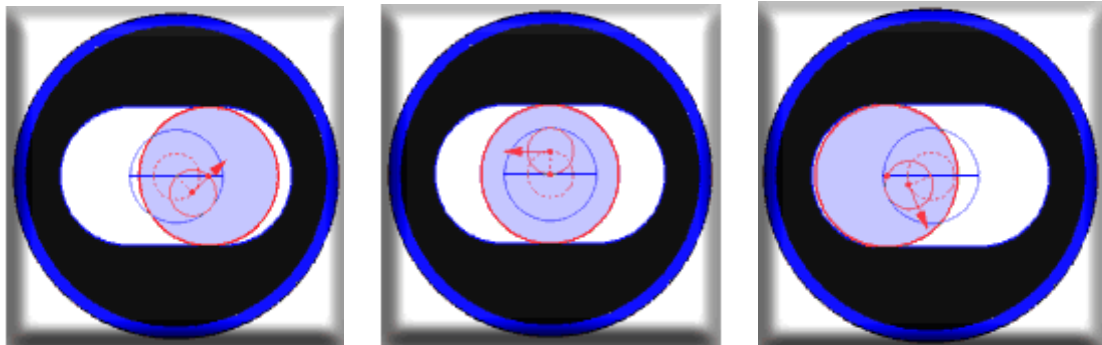
6.3 FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA Y CAUDAL TEORICO

Un engranaje helicoidal fijo (estator) es instalado en el fondo del pozo, conectado a la tubería de producción; y otro engranaje helicoidal (rotor) conectado a la sarta de bombeo rota dentro del primero por accionamiento de una energía externa localizada en superficie, formando el sistema de producción explicado en la Figura

1.1, el cual se selecciona y dimensiona según las solicitaciones de cada pozo en particular. A medida que el rotor gira el fluido asciende de manera continua por las cavidades selladas formadas entre los dos engranajes helicoidales, tal como se especifico en el capítulo anterior. Esto se logra porque las cavidades son de igual longitud al paso del estator; y desarrollan un espiral a lo largo de la cara externa del rotor desde la succión hasta la descarga, con una cavidad comenzando y abriendo donde termina y cierra la otra. De aquí el nombre de bomba de cavidades progresivas.

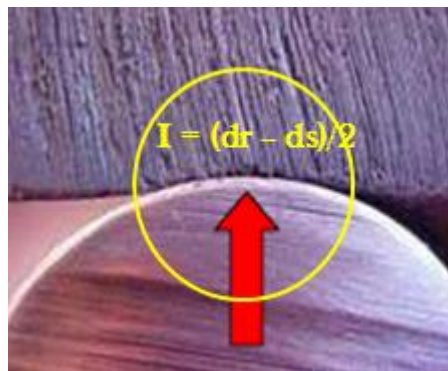
El movimiento del rotor dentro del estator es una combinación de dos movimientos: el primero es una rotación en el sentido de las manecillas del reloj sobre su propio eje, y el segundo es una rotación excéntrica en el sentido contrario a las manecillas del reloj alrededor del eje del estator. Observar este efecto en la figura 3.1.

Figura 3.1. Movimiento excéntrico en bomba monolobular.



La acción de bombeo es posible por la compresión que el rotor ejerce sobre el rotor. A lo anterior se le denomina interferencia (I) (ver Figura 3.2); para bombas se obtiene diseñando un diámetro de rotor (d_r) ligeramente mayor que el diámetro interno del estator (d_s). La interferencia determina la máxima capacidad de presión por cada cavidad; y levantamiento nominal de la bomba estaría determinado por la sumatoria de las capacidades de presión de todas las cavidades. Otra definición y establecida por la norma ISO 15136-1:2001 sería el ajuste radial entre el rotor y el estator. En función de mantener las propiedades elásticas y vida útil del elastómero, la máxima capacidad de presión entre cavidades se mantiene normalmente entre 29 y 35 psi (ver Figura 3.3).

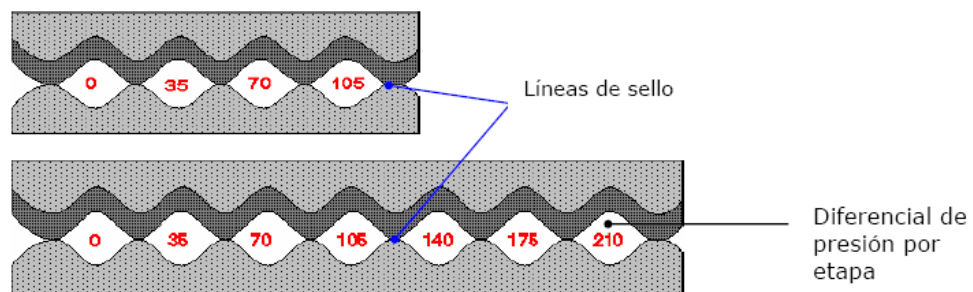
Figura 3.2 Compresión rotor estator en una bomba de l6bulo simple



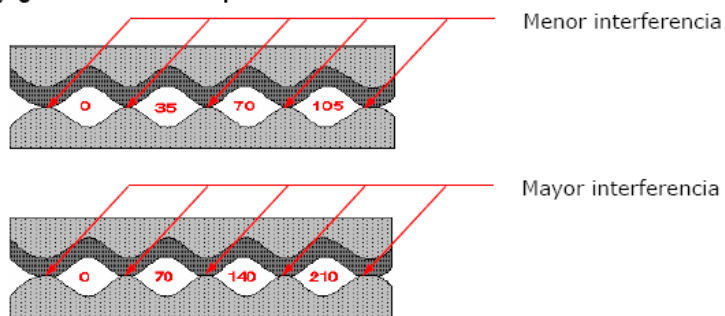
Hirschfeldt, Marcelo.

Figura 3.3 Distribuci3n de presiones dentro de la bomba.

a) Igual Interferencia- Distinto n6mero de etapas



b) Igual n6mero de etapas - Distinta Interferencia



Hirschfeldt, marcelo.

El desplazamiento de la bomba se define como el volumen producido por la bomba por cada rotaci3n del rotor. Teniendo presente que el 6rea de flujo permanece constante en toda la longitud de la bomba y sabiendo que la distancia

que el fluido viaja por cada revolución es igual al producto entre el paso del estator y el número de hélices del rotor, el desplazamiento (q_{th}) se calcula como sigue:

$$q_{th} = 0,1485 * A_c * P_s * n_r \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Donde,

q_{th} : Desplazamiento en bfpd/rpm

A_c : Área transversal de la cavidad de la bomba en pulg²

P_s : Paso del estator en pulg

n_r : Numero de hélices del rotor

A cero presión diferencial y sin presencia de gas libre dentro de las cavidades del estator, el caudal teórico de una bomba es directamente proporcional a la velocidad de rotación y al desplazamiento.

$$q_c = N * q_{th} \quad \text{ecuación 3.2}$$

Donde,

q_{th} : rata de flujo en bfpd

N : velocidad de bombeo en rpm

q_{th} : desplazamiento de la bomba en bfpd/rpm

En el anexo 2 se encuentra ejercicios de aplicación sobre los conceptos de esta sección.

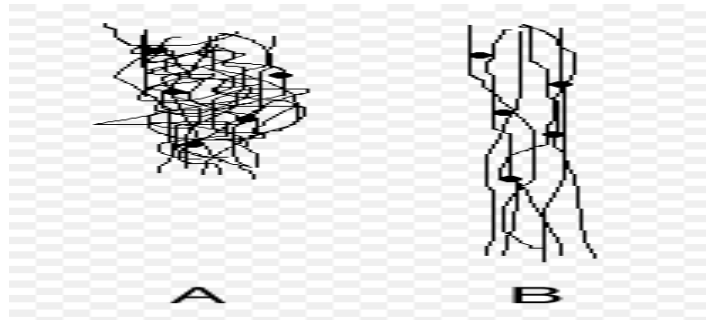
6.4 TEORIA DE ELASTOMEROS

Los elastómeros son aquellos polímeros (ver anexo 1) que muestran un comportamiento elástico. El término es a veces intercambiable con el término goma. Los elastómeros son polímeros amorfos que se encuentran sobre su T_g (temperatura de transición vítrea)(ver anexo 1), de ahí esa considerable capacidad de deformación.

Las largas cadenas poliméricas se enlazan durante el curado (Vulcanización, Sección 6.4.1). La estructura molecular de los elastómeros puede ser imaginada como una estructura de "espaguetis con albóndigas", en dónde las albóndigas serían los enlaces (ver Figura 4.1). La elasticidad proviene de la habilidad de las cadenas para cambiar su posición por sí mismas y así distribuir una cierta tensión aplicada. El enlace covalente asegura que el elastómero retornará a su posición

original una vez deje de aplicarse la tensión. La figura 4.1 esquematiza y compara un elastómero no sometido a tensión(A) con uno sometido a tensión (B).

Figura 4.1 Estiramiento de cadenas poliméricas sometidas a tensión

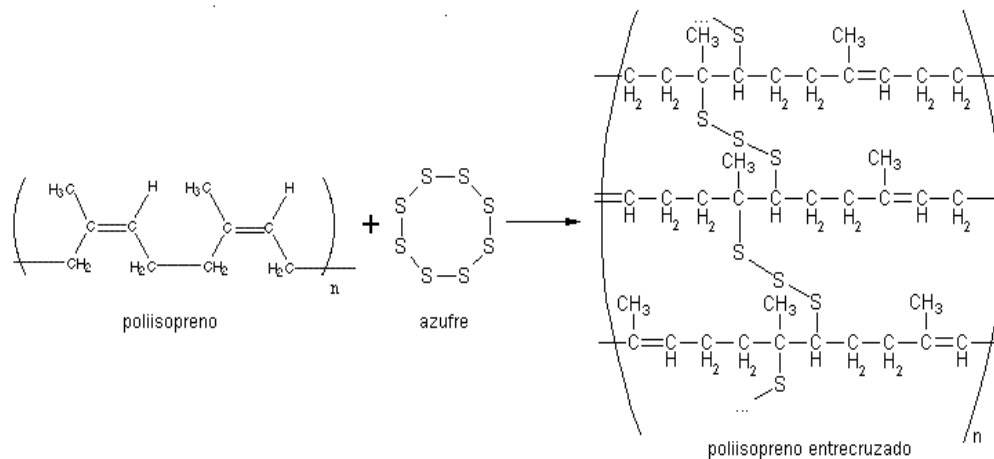


WIKIPEDIA

6.4.1 VULCANIZACION

La vulcanización es un proceso mediante el cual se calienta el caucho crudo en presencia de azufre, pero existen otras tecnologías como los sistemas basados en peróxidos. A lo largo de la molécula del caucho, hay un número de sitios que son atractivos para los átomos de azufre. Son los llamados sitios de cura. En cada sitio de cura, un átomo de azufre se puede unir a sí mismo, y a partir de allí la cadena de átomos de azufre puede crecer hasta que alcance el sitio de cura de otra molécula (Ver Figura 4.2).

Figura 4.2. Polímero entrecruzado



WIKIPEDIA

6.4.2 PROPIEDADES DE ELASTOMEROS

La tabla 4.1 resume y describe las propiedades físicas, químicas, mecánicas y dinámicas más relevantes que caracterizan la aplicación de un elastómero para la bomba de cavidad progresiva. Entre las propiedades mecánicas tenemos dureza, modulo compresivo, tensión y elongación a la ruptura, resistencia al desgarre y a la abrasión; entre las dinámicas tenemos histéresis, fatiga, ajuste por compresión, creep y esfuerzo de relajación; y entre las físico-químicas tenemos resistencia a los fluidos y a la temperatura.

El hinchamiento del elastómero por la presencia de ciertos y determinados fluidos, es un proceso de difusión (ver anexo 1). Al inicio de este proceso la superficie del material elastomérico contiene una alta concentración de líquido mientras que el resto del compuesto tiene una cantidad despreciable de líquido. Posteriormente, las moléculas de líquido se fusionan con el material detrás de su superficie externa y, eventualmente, con el resto del elastómero. A medida que este proceso de difusión procede, las dimensiones del componente de caucho incrementan hasta que la concentración de líquido sea uniforme en todo el volumen y el ensanchamiento alcance un estado de equilibrio termodinámico (proceso irreversible, alta entropía).

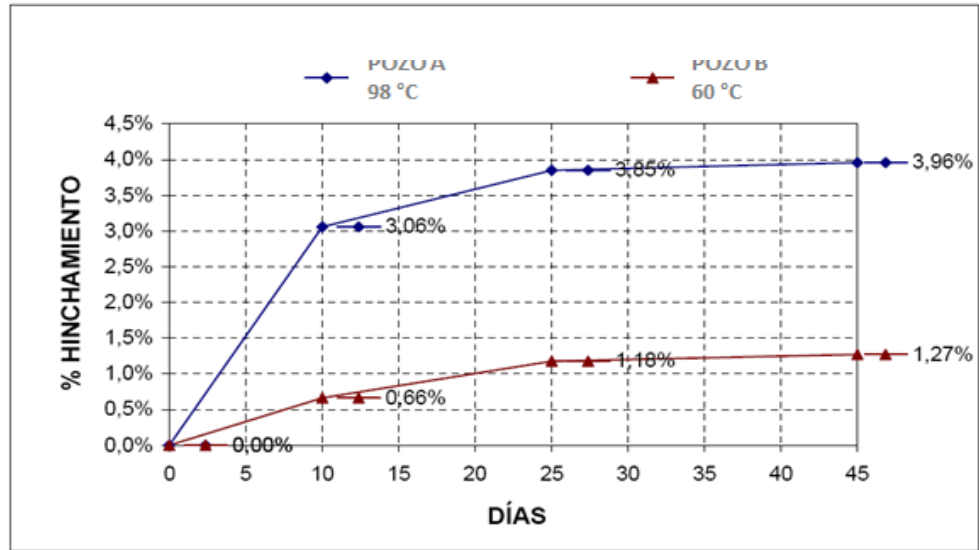
En BCP el hinchamiento final de un elastómero se produce al cabo de 30 a 45 días si se estabiliza. Normalmente el 80% del hinchamiento se da dentro de los primeros 15 días, y se vuelve asintótico en el tiempo cuando el comportamiento es estable (el elastómero mantiene sus propiedades físico-químicas). La Figura 4.3 muestra un ejemplo de este comportamiento con fluidos de dos pozos diferentes a diferente temperatura.

Igualmente los gases se difunden en el elastómero. Las tasas de invasión son gobernadas por los niveles de solubilidad y permeabilidad del gas en la muestra de elastómero, las cuales varían con la temperatura, la presión diferencial y el espesor del elastómero. La solubilidad determina la cantidad de gas que puede ser absorbida por el material, y la permeabilidad es la tasa a la cual el gas penetra en el elastómero. La permeabilidad de un gas en la goma aumenta con la temperatura (ver Figura 4.4).

Tabla 4.1. Propiedades de los elastómeros

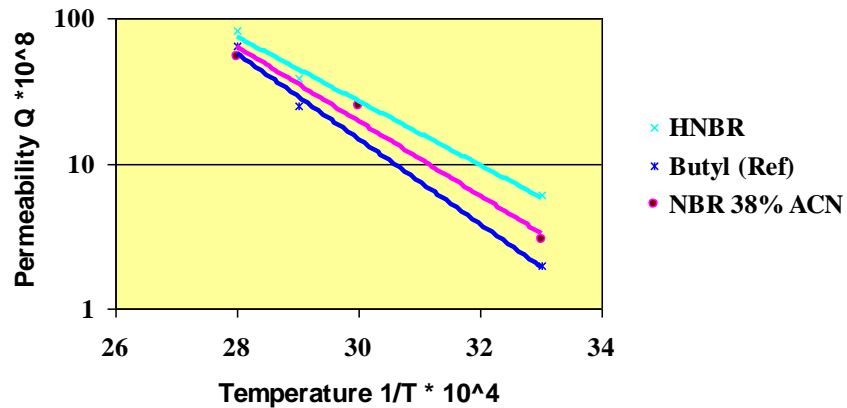
PROPIEDAD	DEFINICION	UNIDAD/PRUEBA ESTANDAR
Dureza	Es una medida del modulo de elasticidad y comportamiento viscoelastico del material	Shore A ASTM D2240 ISO 7619-1
Resistencia a la tensión	La tensión al punto de ruptura de una muestra de elastómero.	Mpa o psi ASTM D412 ISO 37
Elongación a la ruptura	Elongación a la ruptura como porcentaje de la longitud inicial de la muestra.	% ASTM D412 ISO 37
Resiliencia	Relación de la energía recuperada al relajar la deformación con respecto a la que causa la deformación	% ASTM D2632 ISO 4662
Modulo compresivo	Relación entre el esfuerzo de compresión y la deformación obtenida en la región lineal de la curva esfuerzo-deformación.	ISO 7743 ASTM D575
Histéresis	Es la pérdida de energía cuando una goma es deformada y relajada. Se mide por el incremento de temperatura en una muestra flexionada.	ASTM D623 ISO 4666
Esfuerzo de relajación	La reducción de la fuerza requerida para mantener una deformación constante sobre una muestra de elastómero	% ASTM 1390
<i>Creep</i>	Incremento de deformación en el tiempo manteniendo una fuerza constante sobre la muestra de elastómero.	% ASTM D945
Ajuste por compresión	Mide la habilidad de un elastómero de mantener sus propiedades elásticas después de acción prolongada de esfuerzos de compresión, midiendo la elongación residual después de uno o varios periodos de recobro.	% ASTM D395 ISO 815-1
Resistencia a la abrasión	Mide la pérdida de masa de una muestra sometida a abrasión. Otra forma de evaluarlo es comparando la medida de resistencia a la abrasión de la muestra referente una muestra patrón con el mismo procedimiento de prueba.	mg ASTM D3389 % ASTM D5963 ISO 4649
Resistencia al desgarre	Mide la fuerza para desgarrar el caucho	kN/m o lbf/pulg. ASTM D624 ISO 34-1
Resistencia a la fatiga	Ciclos que se requieren para generar una fractura por flexión.	Ciclos ASTM D430
Resistencia a los fluidos. Hinchariento	Es la capacidad que tiene un elastómero de aceptar la migración de cierto fluido. Se determina por el cambio de peso y/o volumen de una muestra sumergida en un fluido determinado.	% ASTM D471 ISO 1817
Solubilidad del gas	Mide el volumen de gas que puede permear una muestra de elastómero de dimensiones normalizadas a cierta temperatura y presión	$\text{Cm}^2/(\text{Mpa}\cdot\text{s}\cdot 10^8)$ DIN 53536 ISO 1399/2782
Resistencia térmica	Temperatura máxima, a la cual, un elastómero mantiene la estabilidad de sus propiedades físicas, mecánicas y químicas.	°C o °F
Retención de adhesivo	Prueba que mide la calidad del adhesivo del estator por exposición de una muestra representativa a condiciones de fondo.	ASTM D429

Figura 4.3. Ejemplo de respuesta a la temperatura.



YOUNG, Eduardo. Elastómeros: Comportamiento con la temperatura y agentes agresivos. 2002.

Figura 4.4. Permeabilidad del aire en elastómeros a diferentes temperaturas.



Gas influence on elastómeros. (Autor desconocido)

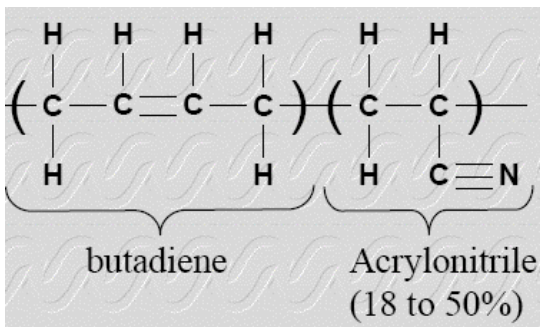
6.4.3 ELASTOMEROS USADOS EN BCP

Los materiales elastoméricos utilizados en la fabricación de estatores BCP son: Nitrilo convencional, Nitrilo hidrogenado y fluorelastómeros. De los tres, el nitrilo convencional es el de mayor aplicación. El uso de fluorelastómeros es bastante

limitado debido a que el material es bastante rígido y manifiesta pobre desempeño mecánico.

Nitrilo convencional (NBR): Polímero formado por butadieno y acrilonitrilo. La estructura química del polímero que se repite se muestra en la Figura 4.5. En términos generales son oleofilos (tienden a absorber petróleo) y presenta baja resistencia al H₂S por que ataca el triple enlace. Los elastómeros comerciales presentan un contenido de acrilonitrilo comprendido entre 18% y 50% aproximadamente. Mayores contenidos de acrilonitrilo presentan mayor resistencia al hinchamiento por hidrocarburos pero pierden propiedades elásticas

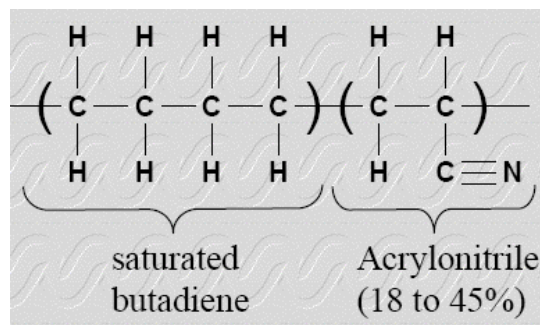
Figura 4.5. Estructura química de un elastómero NBR



PCM. New advances in PCP elastomers technologies. PCP workshop. Houston. 2004.

Nitrilo hidrogenado (HNBR): El nitrilo hidrogenado es una variante del nitrilo convencional, en el cual, se satura los dobles enlaces de la estructura química, con lo cual se eleva la resistencia química y térmica. A continuación la Figura 4.6 se muestra la estructura del polímero.

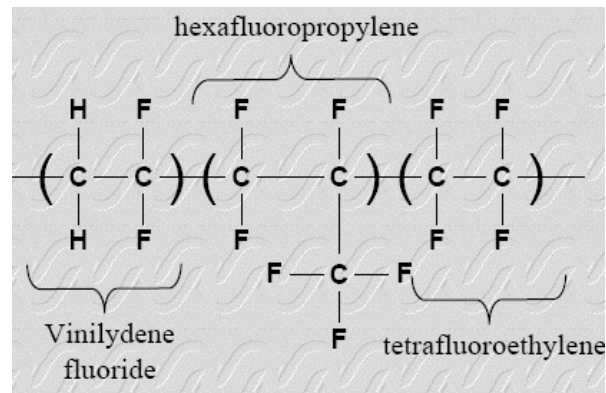
Figura.4.6. Estructura química del HNBR



PCM. New advances in PCP elastomers technologies. PCP workshop. Houston. 2004.

Fluorelastómero (FKM): Son materiales especiales con elevada resistencia térmica y excelente resistencia al hinchamiento por aceites e hidrocarburos. Estos materiales se utilizan comúnmente en operaciones petroleras especiales en las que el caucho nitrilo se desempeña de forma limitada. Las desventajas de los fluorelastómeros son su elevado costo y que presenta propiedades mecánicas inferiores. La Figura 4.7 se presenta la estructura química de fluoruro de vinilideno-hexafluoropropileno denominado comercialmente como vitón.

Figura 4.7 Estructura química del Vitón.



PCM. New advances in PCP elastomers technologies. PCP workshop. Houston. 2004.

A continuación la tabla 4.2 presenta los valores mínimos de las propiedades físico-químicas de los elastómeros que pueden aplicarse a BCP. En la tabla 4.2. Describimos los rangos de aplicación de los mismos.

Tabla 4.2. Valores mínimos de propiedades físico-químicas para

PROPIEDAD	NBR/HNBR	FKM
Dureza (shore A)	De 55 a 80	De 55-80
Resistencia a la tensión (Mpa)	>15	>10
Elongación máxima a la ruptura (%)	>500	>350
Resistencia al desgarre (Kg/mm)	>4	>2.5
Resistencia a la fatiga(#ciclos)	>55000	>55000
Ajuste por compresión (%)	<35	<35
Resistencia a la abrasión (%)	<0.2	<0.2
Hinchamiento en aceite ASTM #3 (%)	<5	<2

CIULLA, Francesco. Principios Fundamentales para Diseño de Sistemas con Bombas de Cavidad progresiva. Weatherford ALS.

Tabla 4.3. Características y utilización de cauchos para BCP

DUREZA	ELASTOMERO	APLICACION	DESEMPEÑO
71 Shore A	NBR (ALTO ACN) Buenas prop. Mecánicas Temp. Max. 100°C Abrasión: Promedio Resistencia a ampollamiento: Agudo Aromáticos: Promedio H ₂ S: Muy pobre; CO ₂ : Promedio Agua caliente: Pobre	°API 18-29 °API 29-35 con contenido promedio de aromáticos y CO ₂ (8%)	B B
72 Shore A	NBR (MEDIO ACN) Altas prop. Mecánicas Temp. Max. 120°C Abrasión: Alta resistencia Resistencia a ampollamiento: Buena Aromáticos: Promedio H ₂ S y CO ₂ : Promedio Agua caliente: Pobre/Promedio	°API <18 Crudos abrasivos Alta presión °API 18-19 °API 29-40 con bajo contenido de aromáticos y CO ₂ (3%)	A A/B A B C
56 Shore A	NBR (BAJO ACN) Buenas prop. Mecánicas Temp. Max. 80°C Abrasión: Muy Buena Resistencia a ampollamiento: Alta Aromáticos: Promedio H ₂ S: Muy pobre; CO ₂ : Promedio Agua caliente: Pobre/Promedio	°API <18 Crudos abrasivos °API 18-19 con bajo contenido de aromáticos y CO ₂	A A B
76 Shore A	HNBR Prop. Mecánicas: Medias Temp. Max. 140°C Abrasión: Buena Resistencia a ampollamiento: Pobre Aromáticos: Promedio/Pobre H ₂ S: Buena Agua caliente: Muy pobre	Crudos pesados con alta temperatura Crudos con H ₂ S Crudos medios con bajo contenido de aromáticos y CO ₂	A A/B B/C
75 Shore A	FKM Buenas prop. Medias Temp. Max. 130°C Abrasión: Promedio Resistencia a ampollamiento: Buena Aromáticos: Promedio H ₂ S: Muy pobre Agua caliente: Pobre	Crudos livianos con al temperatura y CO ₂ Crudos livianos con H ₂ S Crudos medios con alto contenido de aromáticos y CO ₂	A A/B B/C

DESEMPEÑO: A: EXCELENTE B: BUENO C: PROMEDIO

YOUNG, Eduardo. Elastómeros: Comportamiento con la temperatura y agentes agresivos. 2002.

Los criterios de aceptación para un elastómero después de someterse a una prueba de hinchamiento (ASTM D471) se muestran en la tabla 4.4.

Tabla 4.4. Criterios de aceptación de elastómeros después de prueba ASTM D471

PROPIEDAD	CRITERIO DE ACEPTACION
Variación de dureza shore A	±10%
Variación en resistencia ténsil	±20%
Variación de elongación a la ruptura	±20%
Resistencia a fatiga (# ciclos)(ASTM D430)	>55000
Hinchamiento	<3% rotor estándar 3%-8% rotor subdimensionado >8% rechazo

CIULLA, Francesco. Principios Fundamentales para Diseño de Sistemas con Bombas de Cavidad progresiva. Weatherford ALS.

6.4.4 HISTERESIS

Cuando un elastómero es deformado, los elementos viscosos consumen energía y retardan la deformación elástica. Esta pérdida de energía es definida como histéresis. La histéresis y la resiliencia se relacionen por la siguiente expresión matemática:

$$\text{Histéresis (H)} = 1 - \text{resiliencia (R)} \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

Cuando una bomba PCP es instalada en un pozo, el elastómero está sometido a la temperatura del pozo propiamente dicha, la cual provoca expansión térmica de la goma y el consecuente aumento de la interferencia entre rotor y estator. Una vez comenzada la rotación del rotor dentro del estator, este último se ve sometido a una deformación cíclica (Esfuerzo-Deformación), donde parte de la energía se recupera elásticamente y la pérdida de la misma es almacenada en forma de calor. La interacción molecular dentro del lóbulo y la baja conductividad térmica del elastómero dan como resultado un incremento de temperatura en el interior del mismo. Cuando la temperatura excede la admisible por elastómero, el mismo comienza a perder propiedades mecánicas hasta producir fracturamiento (Figura 4.8) con la consecuente disminución de la vida útil. Esta temperatura es consecuencia de los efectos mecánicos (calor almacenado) y térmicos (temperatura del fondo de pozo) (Figura 4.9). Este fenómeno se puede representar como un proceso espiralado que converge a la degradación de las propiedades mecánicas del elastómero (Figura 4.10).

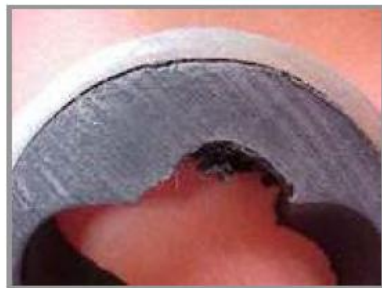
Figura 4.8. Ejemplo de roturas de elastómeros.



1- Endurecimiento del centro del lóbulo



2- Comienzo del desprendimiento del elastómero, debido a la rigidez del mismo



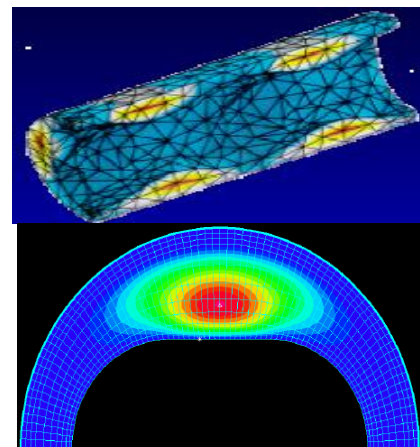
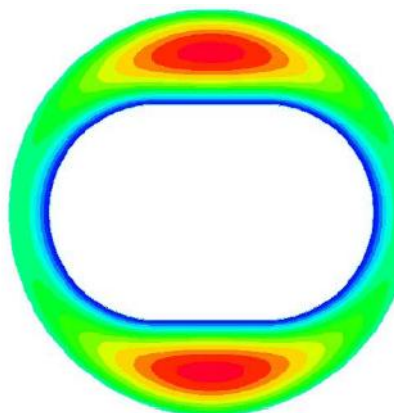
3- Desprendimiento profundo y falta de adherencia a la camisa del estator.



4- Proyección del desprendimiento a lo largo del lóbulo.

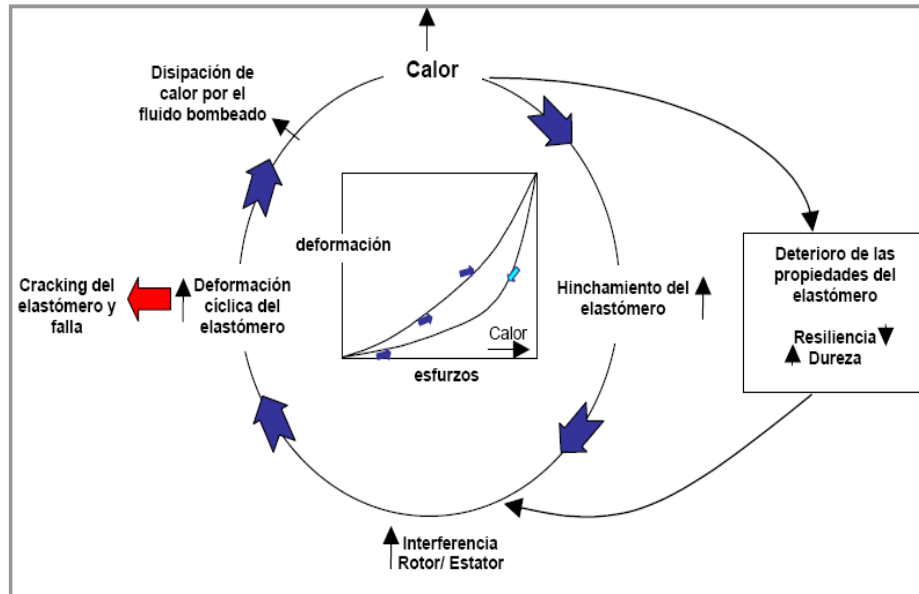
HIRSCHFELTD, Marcelo. Manifestación del fenómeno de histéresis en Bombas de Cavidades Progresivas (PCP) en el yacimiento Diadema. II Congreso de Hidrocarburos. Argentina.2003.

Figura 4.9. Termografía de un estator



WEATHERFORD. Uniform thickness stators and rotors.ATW2002.

Figura.4.10. Deterioro cíclico de propiedades del elastómero por histéresis.



HIRSCHFELTD, Marcelo. Manifestación del fenómeno de histéresis en Bombas de Cavidades Progresivas (PCP) en el yacimiento Diadema. II Congreso de Hidrocarburos. Argentina.2003.

6.4.5 AGENTES AGRESIVOS

Aromáticos (ver glosario): Los aromáticos producen reacciones químicas con el NBR ablandando e hinchamiento de la goma. Petróleos con más de 30 °API casi siempre contienen aromáticos. El proceso de hinchamiento ante este agente tiende a ser inmediato, algunas veces se toma hasta seis meses para lograr ensanchamiento máximo que puede ser hasta el 15% del volumen inicial. En la Figura 4.11 se muestra un ejemplo de hinchamiento en fluidos con componentes aromáticos en elastómeros con diferente contenido de ACN.

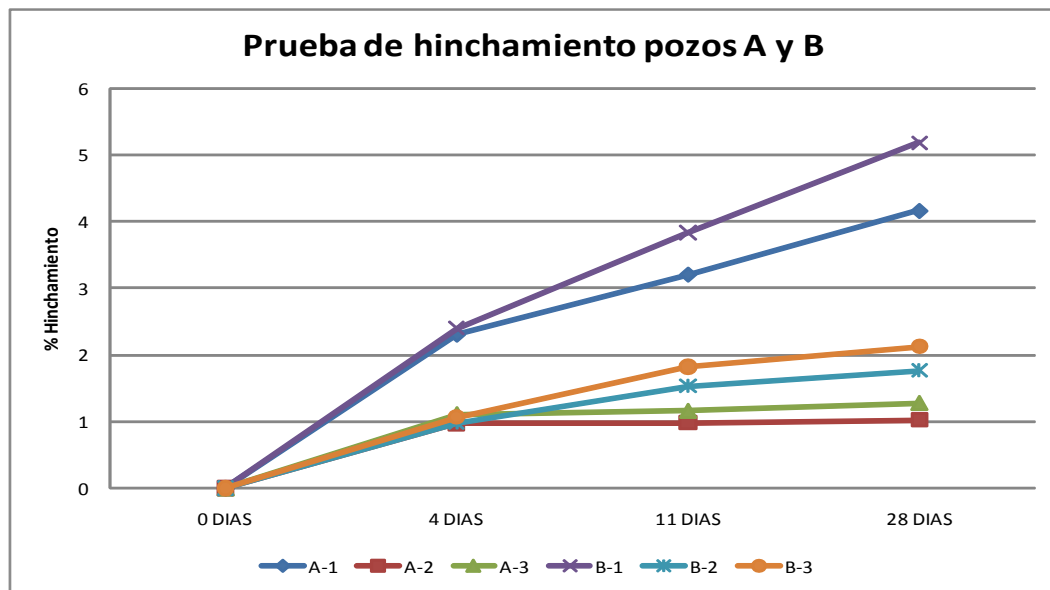
Acido sulfhídrico (H₂S): El H₂S reacciona químicamente con el elastómero hasta causar vulcanización avanzada. Esto es un proceso donde el componente sulfuro del gas reacciona con el elastómero atacando el enlace triple del ACN y el enlace doble del butadieno generando mayor entrecruzamiento de las cadenas que resulta en endurecimiento; de tal manera que pierde propiedades elásticas resultando en grietas y desgarramiento. Para crudos con altos contenidos de H₂S, deben utilizarse cauchos nitrilo hidrogenado, los cuales por no contener insaturaciones en su estructura, son más resistentes al ataque químico causado por este compuesto.

Bióxido de carbono (CO₂): Se encuentra en muchos pozos en la fase gaseosa, representando el gas con mayor difusividad dentro de la goma (ver tabla 4.5). Produce ablandamiento e hinchamiento de la goma. Para el manejo de crudos con elevados contenidos de CO₂ se recomienda el uso de cauchos nitrilos de alto contenido de ACN. El hinchamiento producido por este gas aumenta con la concentración respecto al fluido total (ver figura 4.12).

Altas temperaturas: La operación con fluidos a alta temperatura aumenta la susceptibilidad a los ataques químicos. Aumenta en forma lineal el hinchamiento por absorción de líquidos para cauchos NBR, en ausencia de agentes químicos agresivos (Figura 4.13).

Figura 4.11. Prueba de hinchamiento en fluidos con componentes aromáticos

°API	PETROLEO	POZO	ELASTOMERO	TIEMPO DE PRUEBA DE HINCHAMIENTO			
				% DE HINCHAMIENTO			
				0 DIAS	4 DIAS	11 DIAS	28 DIAS
35	1	A	NBR (MEDIO ACN)	0	2,307	3,207	4,161
35	1	A	NBR (MUY ALTO ACN)	0	0,969	0,981	1,026
35	1	A	NBR (ALTO ACN)	0	1,112	1,161	1,279
60	2	B	NBR (MEDIO ACN)	0	2,404	3,834	5,183
60	2	B	NBR (MUY ALTO ACN)	0	0,979	1,532	1,766
60	2	B	NBR (ALTO ACN)	0	1,069	1,821	2,123



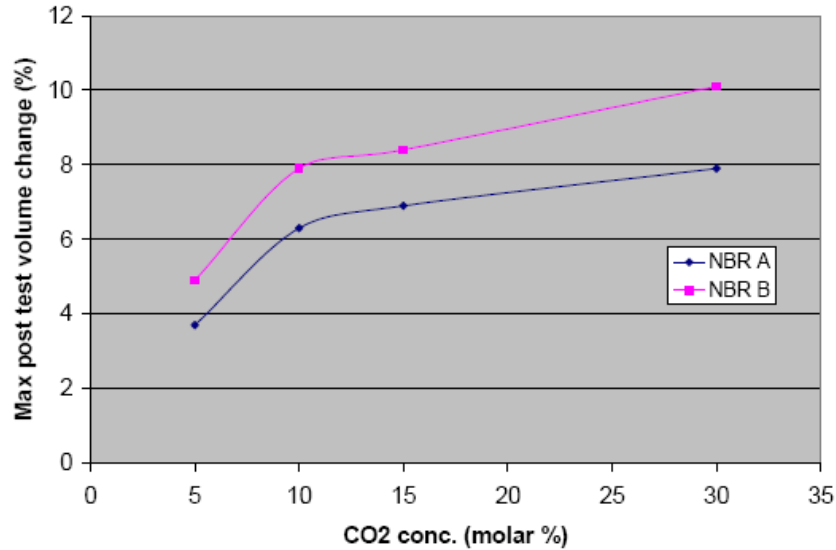
YOUNG, Eduardo. Elastómeros: Comportamiento con la temperatura y agentes agresivos. 2002.

Tabla 4.5. Permeabilidad de gases en elastómeros NBR.

Base Polymer	Gas Permeation $\text{cm}^2/(\text{MPa}\cdot\text{s}\cdot 10^8)$						
	Air		Nitrogen		Carbon Dioxide		
	60°C	80°C	60°C	80°C	30°C	60°C	80°C
NBR 18%ACN	140	-	90	-	750	750	-
NBR 28%ACN	75	210	40	70	580	580	970
NBR 33% ACN	35	70	20	55	560	560	630
NBR 38% ACN	25	55	10	25	300	300	480

Gas influence on elastomers (autor desconocido)

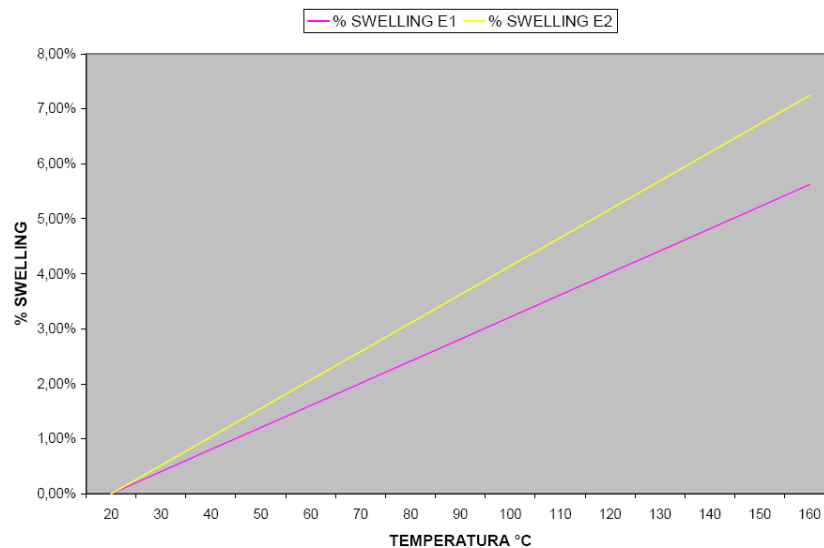
Figura 4.12. Hinchamiento y contenido de CO₂



LIFTEQ. Key factors affecting performance.ATW 2006.

Parafinas: Parafinas de bajo peso molecular extraen plastificantes de los elastómeros NBR causando encogimiento. Además incrementa la dureza y el modulo compresivo. La cantidad de extracción depende de la concentración de plastificantes en el elastómero. Extracción de plastificantes puede causar efectos negativos de reducción de interferencia e incremento de la rigidez del elastómero, cual puede afectar el desempeño de la bomba.

Figura 4.13. Comportamiento lineal del hinchamiento con la temperatura.



YOUNG, Eduardo. Elastómeros: Comportamiento con la temperatura y agentes agresivos. 2002.

En el anexo 2 se encuentra ejercicios de aplicación sobre los conceptos de esta sección.

6.5 DESEMPEÑO DE LA BOMBA

6.5.1 VARIABLES DE DESEMPEÑO

Presión diferencial de la bomba (ΔP): Es la diferencia entre la presión en la descarga de la bomba y la presión en la succión de la bomba.

$$\Delta P = P_{descarga} - P_{succión} \quad \text{Ecuación 5.1}$$

Carga de presión de la bomba (PL): Es la relación en porcentaje entre la presión diferencial a la que está sometida la bomba con respecto a la capacidad de levantamiento nominal de la bomba.

$$PL = 100 * \frac{\Delta P}{P_{lift}} \quad \text{ecuación 5.2}$$

Donde:

PL : Carga de presión, %
ΔP : Presión diferencial, psi
P_{lift} : Levantamiento nominal de la bomba

Caudal de deslizamiento (Q_s): Es la disminución en la rata de flujo por efectos de la presión diferencial. Esto ocurre porque la presión aguas abajo de la cavidad (P1, Figura 5.1), ejerce una deformación sobre el elastómero venciendo la integridad del sello generando un área de flujo (figura 5.1), por la cual, cierta cantidad de fluido es obligada a retroceder a aguas arriba donde la presión (P2, Figura 5.1) en la cavidad subyacente es menor.

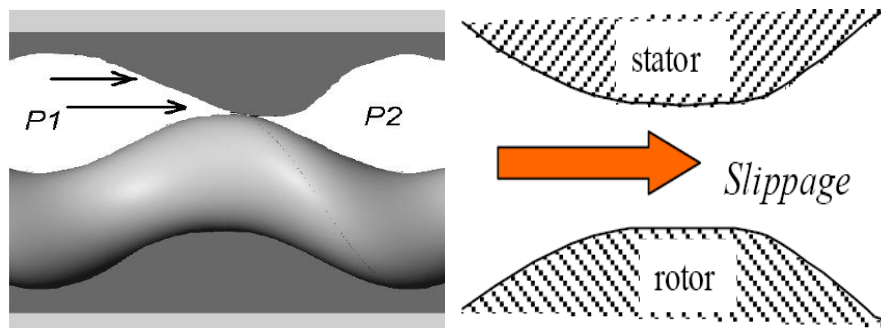
Caudal real (Q_r): El caudal real o rata de flujo real cuando la bomba está sometida a una presión diferencial diferente de cero es la diferencia entre el caudal teórico y el caudal de deslizamiento.

$$Q_r = Q_c - Q_s = q_{TH} * N - Q_s \quad \text{Ecuación 5.3}$$

Donde,

Q_r : Caudal real (BFPD)
q_{TH} : desplazamiento de la bomba (BFPD/rpm)
N : Velocidad de rotación de la bomba (rpm)
Q_s : Caudal de deslizamiento (BFPD)

Figura 5.1 Área de flujo generada por diferencial de presión entre cavidades selladas.



Noble, Evan. Full Scale Testing Investigation in to Cavity Pressure Ratings in PC Pumps. ATW SPE PCP.2008.
INTEVEP. New Approach for Understanding the Behavior of Progressive Cavity Pumps. ATW SPE PCP.2002.

Potencia hidráulica (W_{fluid}): La potencia hidráulica representa la potencia teórica requerida que debe realizar un motor para mover la rata de flujo a una presión diferencial determinada. Se calcula por la siguiente relación:

$$W_{fluid} = 1,7 * 10^{-5} * \Delta P * Q_r \quad \text{Ecuacion 5.4}$$

Donde,

W_{fluid} : Potencia hidráulica (HP)

ΔP : Presión diferencial (psi)

Q_r : Caudal real (BFPD)

Torque de la bomba (T_{pump}): El torque requerido por la bomba tiene dos componentes un torque de fricción y un torque hidráulico; el primero representa el torque requerido para vencer la fricción mecánica entre el rotor y el estator, y el segundo el torque requerido para mover el fluido venciendo la presión diferencial a través de la bomba.

$$T_{pump} = T_{fluid} + T_{friction} \quad \text{Ecuación 5.5}$$

$$T_{fluid} = 0,0897 * q_{TH} * \Delta P \quad \text{Ecuación 5.6}$$

Donde,

T_{pump} = Torque de la bomba (lb-ft)

T_{fluid} = Torque hidráulico (lb-ft)

q_{TH} = desplazamiento teórico (BFPD/rpm)

ΔP : Presión diferencial (psi)

$T_{friction}$ = Torque de fricción (lb-ft)

En aplicaciones monofásicas el torque hidráulico será directamente proporcional a la presión diferencial y a la capacidad volumétrica teórica de la bomba (ver Figura 5.2). En general y para una bomba en particular el torque de fricción cambia muy ligeramente con cambios tanto en presión diferencial como con la velocidad (ver figura 5.2), sin embargo, el torque de fricción puede variar sustancialmente entre diferentes modelos de bomba. Muchos factores si pueden afectar significativamente el torque de fricción de la bomba en operación, tales como, la lubricidad del fluido, el ajuste de interferencia final debido a hinchamiento y expansión térmica, las propiedades del elastómero, grado de desalineamiento entre los pasos de rotor y el estator resultante del proceso de manufactura,

longitud de la bomba etc. Lo anterior hace difícil su cálculo por ecuaciones matemáticas; debe obtenerse de la curva performance para la bomba específica.

Potencia requerida por la bomba: Es la potencia total requerida para rotar la bomba.

$$W_{shaft} = N * \frac{T_{pump}}{5252} \quad \text{Ecuación 5.7}$$

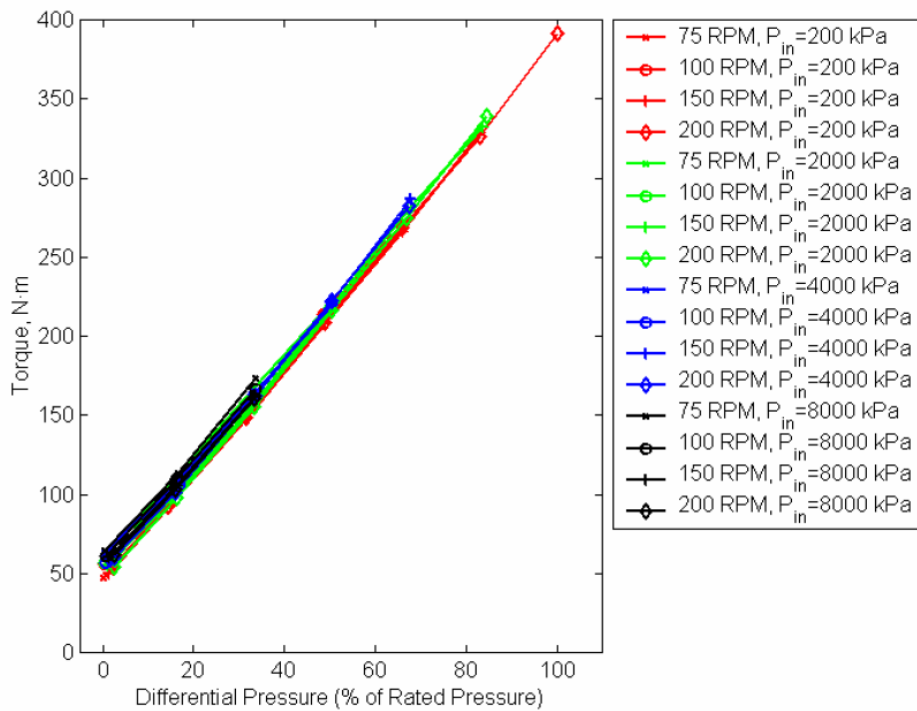
Donde:

W_{shaft} : Potencia total requerida (HP)

T_{pump} : Torque de la bomba (lb-ft)

N : Velocidad de rotación de la bomba (rpm)

Figura 5.2. Torque de la bomba a diferentes velocidades y cargas de presión



SKOCZYLAS, Paul.PCP Hydraulic Torque in Multiphase Conditions. CFER TECHNOLOGIES.

Eficiencia volumétrica: La eficiencia volumétrica es la relación entre el caudal real medido y el caudal teórico de la bomba.

$$\eta_V = 100 * \frac{Q_r}{q_{TH} * N} = 100 * \frac{q_{TH} * N - Q_S}{q_{TH} * N} \quad \text{Ecuación 5.8}$$

Donde,

- η_V : Eficiencia volumétrica(%)
- Q_r : Caudal real (BFPD)
- q_{TH} : desplazamiento de la bomba (BFPD/rpm)
- N : Velocidad de rotación de la bomba (rpm)
- Q_S : Caudal de deslizamiento (BFPD)

En condiciones de fondo de pozo la bomba puede manejar fluidos compuestos por gas libre, agua, arena y petróleo. Para efectos de diseño y condiciones de fondo de pozo se hace necesario ajustar el cálculo de la eficiencia volumétrica como sigue:

$$\eta_{pump} = 100 * \frac{Q_w + Q_o}{(\beta_o Q_o + \beta_w Q_w + Q_g) + Q_S + Q_{sand}} \quad \text{ecuación 5.9}$$

$$Q_g = 0,17811 * (Q_{gs} - Q_o * R_s) * \beta_g * \left(1 - \frac{\%sep}{100}\right) \quad \text{ecuación 5.10}$$

$$Q_{sand} = \frac{(Q_w + Q_o) * sand\%}{100} \quad \text{ecuación 5.11}$$

Donde,

- η_V : Eficiencia volumétrica (%)
- Q_o : Caudal de petróleo a condiciones de tanque (BOPD)
- Q_w : Caudal de agua a condiciones de tanque (BWPD)
- Q_g : Rata de gas a condiciones de profundidad de la bomba (BGPD)
- Q_{gs} : Rata de gas a condiciones estándar medida en el separador (ft³/día)
- R_s : Solubilidad del gas a condiciones de profundidad de la bomba(ft³ / bl)
- Q_{sand} : Caudal de arena (BPD)
- $sand\%$: % de arena en volumen medido en laboratorio
- $\%sep$: % de gas que se separa por el espacio anular
- β_o : factor volumétrico del petróleo a condiciones de profundidad de la bomba
- β_w : factor volumétrico del agua a condiciones de profundidad de la bomba
- β_g : factor volumétrico del gas a condiciones de profundidad de la bomba

Eficiencia mecánica de la bomba: Es la relación de potencia hidráulica sobre potencia requerida. Prácticamente representa la cantidad de energía efectiva de la total suministrada al sistema.

$$\eta_{overall} = 100 * \frac{W_{fluid}}{W_{shaft}} \quad \text{Ecuación 5.12}$$

Donde,

$\eta_{overall}$: Eficiencia mecánica total(%)

W_{shaft} : Potencia total requerida por la bomba(HP)

W_{fluid} : Potencia hidráulica de la bomba(HP)

6.5.2 PRUEBA HIDRAULICA FUNCIONAL

Banco de pruebas es el equipo requerido para realizar las pruebas hidráulicas funcionales y de validación del desempeño de una bomba BCP establecidas en la norma ISO 15136-2. En la Figura 5.3 se muestra el esquema propuesto por la mencionada norma

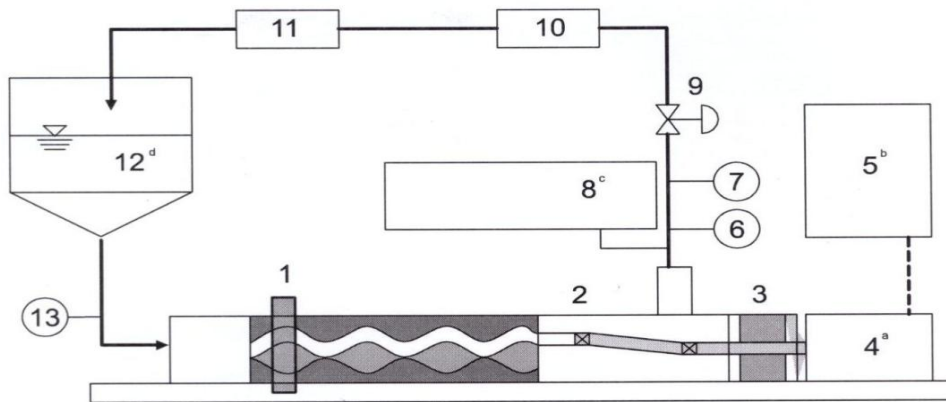
Durante una prueba hidráulica funcional se registra los siguientes datos:

- Presión de succión de la bomba
- Nuevo caudal nominal x rpm de la bomba.
- Fluido de prueba
- Temperatura inicial y final del fluido de prueba
- Temperatura inicial y final externa del estator
- Temperatura ambiente
- Viscosidad del fluido de prueba a condiciones estándar
- En los diferentes puntos de prueba (rpm y presión de descarga) registrar rata de flujo y torque requerido por la bomba. Se requiere mínimo cinco puntos de presión y a tres velocidades de operación diferentes. Dentro de los puntos de presión son obligados el de cero presión diferencial y el de levantamiento nominal de la bomba

Para construir la curva de desempeño debe calcularse

- La nueva capacidad nominal volumétrica de la bomba q_{TH} . Esta es la rata de flujo por rpm obtenida a 300 rpm a cero presión diferencial con el fluido de prueba y la temperatura de prueba.
- Eficiencia volumétrica para todos los puntos de prueba calculado con la ecuación 5.8 y utilizando la nueva capacidad volumétrica x rpm.
- Potencia hidráulica para todos los puntos calculados con la ecuación 5.4.
- Potencia requerida por la bomba para todos los puntos calculado con la ecuación 5.7; o simplemente utilizando la registrada por el variador de frecuencia del banco de prueba.
- Eficiencia mecánica total calculando la ecuación 5.12

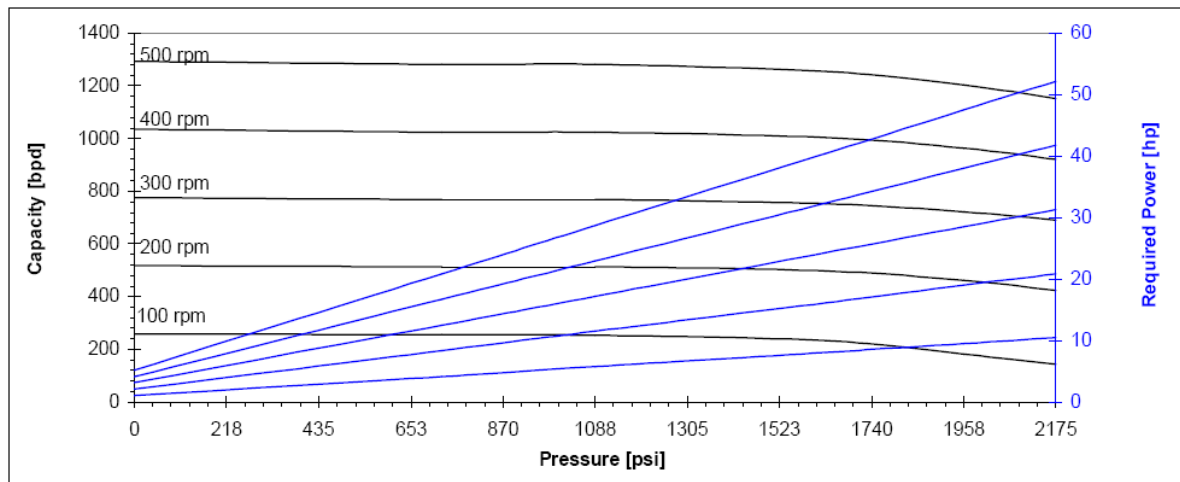
Figura 5.3 Esquema del banco de pruebas.



ITEM	DESCRIPCION
1	Fijaciones del estator al banco de pruebas para prevenir vibraciones y desconexión.
2	Junta universal o eje flexible para absorber la excentricidad del rotor
3	Sección de sello para evitar fugas de fluidos
4	Sistema impulsor para suministrar potencia al eje
5	Torquímetro
6	Medidor de presión de descarga
7	Medidor de temperatura en la descarga
8	Válvula de seguridad con apertura a la presión de diseño del banco de prueba
9	Válvula de control y/o choque para regular la presión de descarga
10	Medidor de flujo. La medida puede ser directa con un medidor de línea o indirecta en tanque
11	Termocupla para controlar la temperatura del fluido de prueba
12	Tanque del fluido de prueba
13	Medidor de presión de succión de la bomba
A	Usualmente con motor eléctrico y variador de frecuencia
B	Encontrar experimentalmente (en vacío) el torque de fricción del sistema impulsor y restarlo a los valores de torque y potencia que serán reportados.
C	Estos instrumentos deben ser activados por la presión de la línea
D	El tanque debe proveer cabeza de succión positiva para prevenir cavitación

La curva de desempeño de la bomba (no del sistema de producción) se obtiene graficando en el eje de las abscisas (horizontal) la presión diferencial, y en los ejes verticales tasa de flujo y potencia requerida por la bomba. De tal manera que para cada punto de prueba de velocidad se generan curvas de tasa de flujo contra presión y potencia requerida contra presión diferencial. En la figura 5.4 se muestra un reporte de curva performance de un fabricante.

Figura 5.4 Curva de desempeño

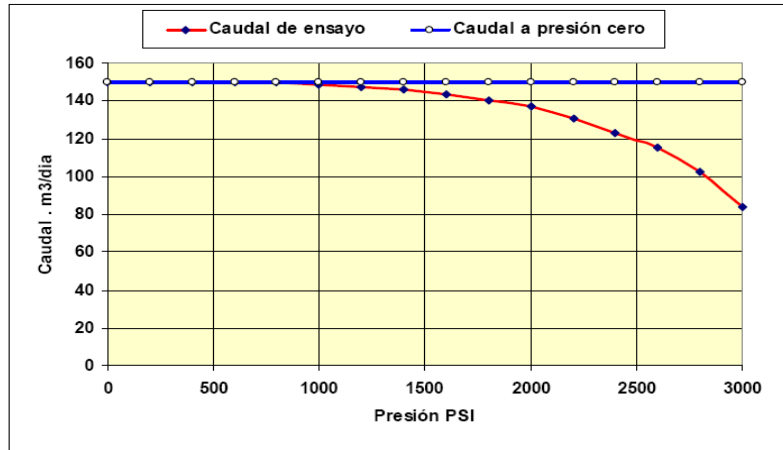


Netzch

6.5.3. FACTORES QUE AFECTAN LA EFICIENCIA VOLUMÉTRICA

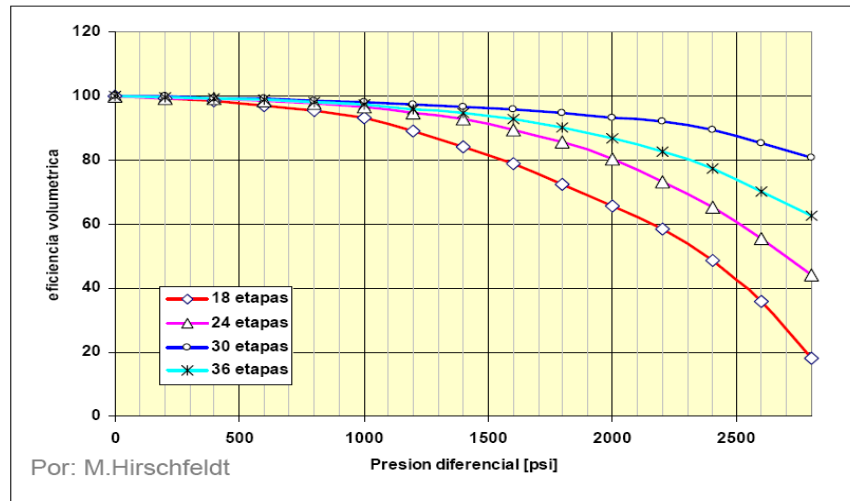
PARAMETRO	EFEECTO
Presión diferencial	A medida que la presión diferencial aumenta la eficiencia volumétrica disminuye por mayor deslizamiento. comportamiento mostrado en la Figura 5.5.
Levantamiento de la bomba	A medida que la capacidad de levantamiento de la bomba aumenta por incremento de cavidades o por incremento de interferencia, la cantidad de deslizamiento disminuye manteniendo la misma presión diferencial e incrementa la eficiencia volumétrica; La Figura 5.6 describe este comportamiento.
Viscosidad	A mayor viscosidad del fluido de prueba, mayor será la resistencia de este a deslizarse disminuyendo la cantidad de deslizamiento y por ende incrementando la eficiencia volumétrica. La Figura 5.7 describe este comportamiento

Figura.5.5. Efecto del escurrimiento sobre la eficiencia volumétrica



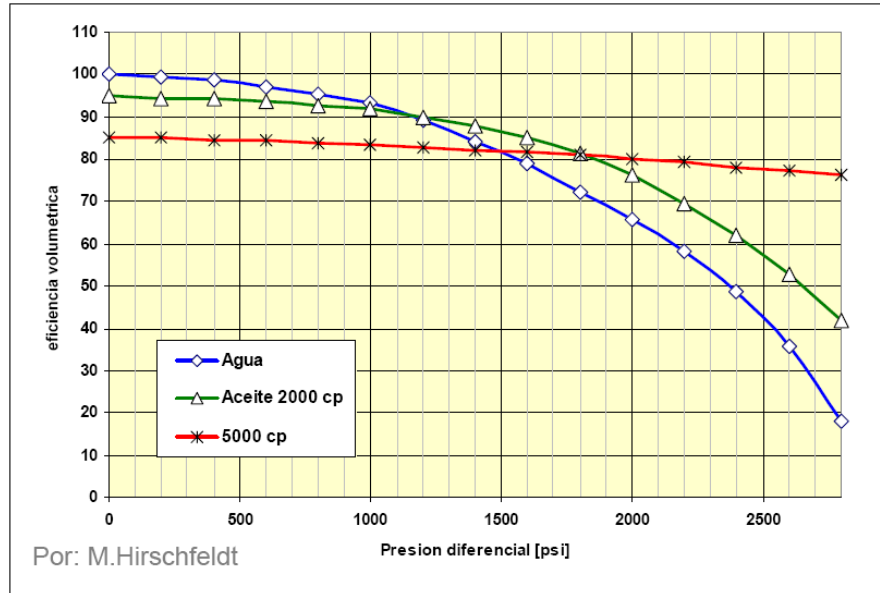
HIRSCHFELDT, Marcelo. Manual de Bombeo de Cavidades Progresivas. Versión 2008

Figura.5.6. Eficiencia volumétrica de un modelo de bomba con diferente capacidad de levantamiento.



HIRSCHFELDT, Marcelo. Manual de Bombeo de Cavidades Progresivas. Versión 2008

Figura.5.7. Eficiencia volumétrica a diferentes viscosidades



HIRSCHFELDT, Marcelo. Manual de Bombeo de Cavidades Progresivas. Versión 2008

6.5.4 RECOMENDACIONES SOBRE CRITERIOS DE ACEPTACIÓN.

Para el uso o reuso de una bomba BCP se debe revisar los siguientes aspectos para aceptación:

- Buenos resultados de inspección visual
- Prueba funcional hidráulica con agua a temperatura ambiente
- El nuevo caudal nominal teórico obtenido en la prueba no debe variar $\pm 5\%$ con respecto al teórico con el que se especifica la bomba para bombas nuevas y $\pm 10\%$ para usadas.
- El torque de fricción no debe variar $\pm 10\%$ del establecido por la curva teórica de la bomba a 300 rpm.
- A 100% de la carga de presión de la bomba la eficiencia volumétrica obtenida debe cumplir con el criterio de aprobación establecido por el fabricante para el tipo de rotor probado (Estándar-Subdimensionado-Sobredimensionado).

En el anexo 2 se encuentra ejercicios de aplicación sobre los conceptos de esta sección.

6.6 SARTA DE BOMBEO

En el mercado actual podemos completar el sistema de producción con las siguientes opciones:

- Varilla convencional API
- Varilla convencional no API
- Varilla hueca o *PCProd*
- Varilla continua

Las varillas convencionales y las varillas huecas están básicamente compuestas por cuerpo y acoples; así mediante procedimientos definidos por los fabricantes, cuerpos y acoples se ajustan una seguida de otra, comenzando por el rotor hasta llegar a la profundidad de la bomba. (Ver Figura 6.1).

Figura 6.1 Imágenes de instalación varilla hueca



Tenaris.

Las varillas convencionales son las de mayor uso para aplicaciones BCP (ver Figura 6.2). Estas se denominan varillas convencionales API porque son fabricadas bajo la norma API 11B, donde se especifica dimensiones, identificación, materiales, propiedades químicas y mecánicas, rosca, entre otros. Las varillas convencionales no API o también llamadas varillas de alta resistencia, normalmente cumplen las especificaciones dimensionales de la norma API 11B, pero cambian en materiales y procesos de fabricación que permite propiedades mecánicas mayores. Para aplicar las varillas convencionales la información más relevante a tener en cuenta es el diámetro nominal, Torque permisible y resistencia a la fluencia.

Figura 6.2 Cuerpo y unión de varillas convencionales



Catalogo Tenaris.

En las varillas convencionales los torques permisibles están regidos por el cuerpo, lo que permite disminuir la dimensión de la unión sin perjudicar la resistencia al torque del sistema de producción, reducir la restricción geométrica impuesta por la tubería y aumentar el área de flujo en el espacio anular varilla-tubería. Estas son las varillas convencionales con pin modificado, las cuales, adicionalmente presentan mayor longitud de rosca ofreciendo mayor resistencia al torque de la unión (ver Figura 6.3).

Figura 6.3. Varillas convencionales con pin modificado.



Tenaris

Algunos fabricantes han desarrollado varillas de bombeo convencionales con otro tipo de rosca que han mejorado el desempeño de la unión ante las cargas de torsión. La Figura. 6.4 muestra algunos de estos desarrollos.

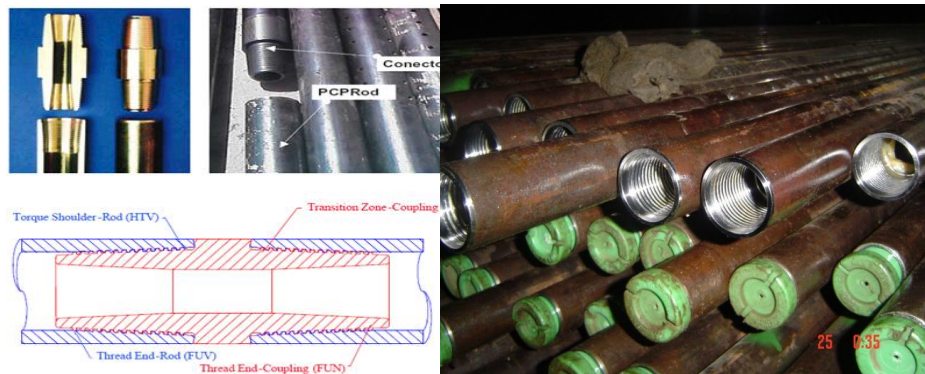
Figura 6.4. Varillas de bombeo con unión modificada



Presentaciones ATW SPE.

Las varillas huecas a diferencia de las anteriores fue conceptualizada y diseñada para cargas de torsión y la aplicación en BCP; al ser huecas permiten la inyección de fluidos para tratamientos químicos o dilución. La Figura 6.5 muestra imágenes de la varilla hueca.

Figura 6.5 Varilla hueca



Tenaris.

La varilla continua prácticamente no presenta uniones en su longitud, solamente aquellas que unen la sarta de bombeo al rotor de la bomba y al equipo de superficie para la transmisión de torque a través de pines electrosoldados. Lo anterior permite una notable reducción del desgaste en la tubería por fricción en pozos desviados por distribución lineal de la carga de contacto (ver sección 6.6.2), una mayor área de flujo minimizando las pérdidas de flujo, y una mayor confiabilidad del sistema por eliminación de las fallas asociadas a las uniones de la varilla convencional. Para ser instalada se requiere equipos especiales, la Figura 6.6 muestra imágenes de este proceso.

Figura.6.6 Instalación varilla continua



Weatherford corod catalog

6.6.1 SOLICITACION DE CARGAS AXIALES

La carga axial sobre la sarta de bombeo tiene varios componentes mostrados en la Figura 6.7.

La carga axial debido a la presión hidrostática, presión en cabeza de pozo y perdida de flujo se estima por la siguiente expresión matemática:

$$F_{hyd} = 0,7854 * (\Delta P * D_r^2 - P_{intake} D_{rod}^2) \quad \text{Ecuación 6.1}$$

Donde,

F_{hyd} : Carga axial debido a la presión diferencial sobre el rotor, lbs.

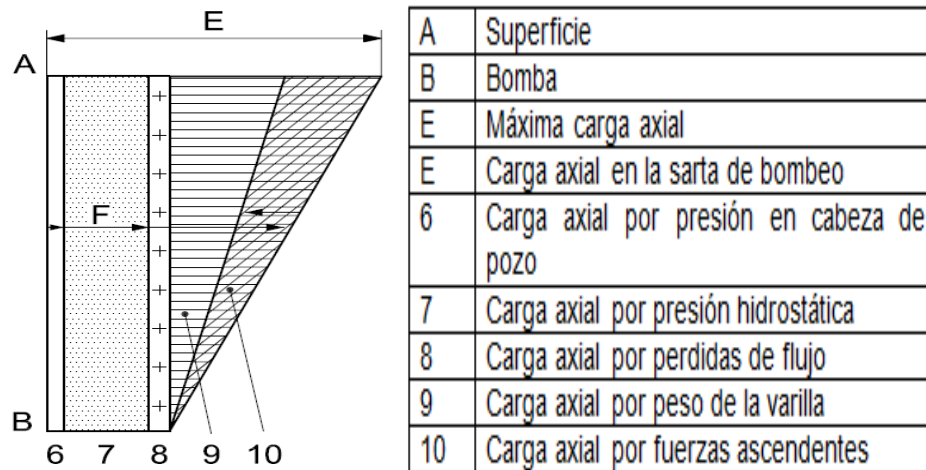
ΔP : Presión diferencial, psi

P_{intake} : Presión en la succión de la bomba, psi

D_r : Diámetro mayor del rotor, pulg

D_{rod} : Diámetro externo de la varilla, pulg

Figura 6.7. Componentes de la carga axial sobre la sarta de bombeo



ISO 15136-1

La carga axial por peso de la sarta de bombeo se calcula por la siguiente expresión matemática:

$$F_w = W_r * L_v \quad \text{Ecuación 6.2}$$

Donde,

F_w : Carga axial por peso de la sarta de bombeo, lb

W_r : Peso de la sarta de bombeo por unidad de longitud, lb/ft

L_v : Longitud vertical de la sarta bombeo, ft

Las cargas ascendentes se dividen en areal y superficial. Las fuerzas areales es la acción del diferencial de presión sobre los acoples o sobre los recalques causado por la presión hidrostática y las pérdidas de flujo (ver Figura 6.8). Se calcula como sigue para cada acople:

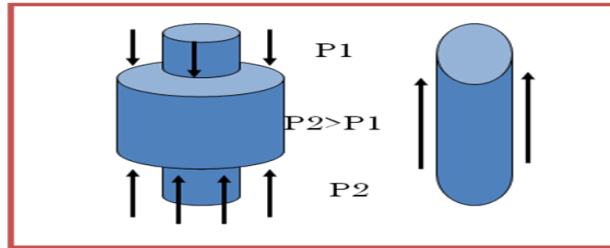
$$F_{areal} = 0,7854 * \Delta P_c * (D_c^2 - D_{rod}^2) \quad \text{Ecuación 6.3}$$

$$\Delta P_c = L_c * G_f + P_{loss} \quad \text{Ecuación 6.4}$$

Donde,

- F_{areal} : Fuerza ascendente areal, lb.
- D_c : Diámetro del acople de la sarta de bombeo, pulg
- D_{rod} : Diámetro del cuerpo de la sarta de bombeo, pulg
- ΔP_c : Presión diferencial a través del total de los acoples, psi (ver sección 6.8)
- L_c : Sumatoria de longitudes de los acoples en la sarta, ft
- G_f : Gradiente de presión del fluido, psi/ft
- P_{loss} : Perdidas de flujo en una longitud L_c (ver capítulo 8), psi

Figura 6.8. Fuerzas ascendentes



Las fuerzas ascendentes superficiales corresponden a la fricción entre el fluido que asciende y la sarta de bombeo. Debe calcularse separadamente tanto para el cuerpo como los acoples de la sarta de bombeo con la siguiente correlación:

$$F_{surface} = \sum K * L * Q * \mu_f * D_{string} \left[\frac{a}{c * a + b^2} \right] \left[D_{string} + \frac{b}{2 * a * D_{string}} \right] \quad \text{Ecuación 6.5}$$

Donde,

$$a = \ln \left(\frac{D_{string}}{D_t} \right)$$

$$b = D_t^2 - D_{string}^2$$

$$c = D_t^4 - D_{string}^4$$

- $F_{surface}$: Fuerza ascendente superficial, lb
- Q : Rata de flujo, bfpd
- L : Longitud total de cuerpo o acoples de la sarta, ft

- D_{string} : Diámetro externo del cuerpo o acople de la sarta, pulg
 D_t : Diámetro interno de la tubería de producción, pulg.
 μ_{fluid} : Viscosidad del fluido, cp.
 K : Constante dimensional $6,242 \cdot 10^{-6}$

La carga ascendente superficial se considera despreciable para viscosidades menores a 500 cp y puede omitirse su cálculo, sin embargo para fluidos altamente viscoso debe considerarse siempre. La fuerza ascendente superficial debe reducirse por efectos de flujo anular no concéntrico acorde a los factores mostrados en la tabla 6.1

La carga axial en la sarta de bombeo (F_{rod}) es la sumatoria de todas las anteriores como sigue:

$$F_{rod} = F_{hyd} + F_w - F_{areal} - ABS[F_{surface}] \quad \text{Ecuación 6.6}$$

Donde:

ABS : Valor absoluto

Las cargas axiales debidas al peso propio de la sarta y las cargas axiales ascendentes llevan a que la carga axial sobre la sarta de bombeo sea lineal respecto a la profundidad en el pozo, siendo menor en el fondo y máxima en superficie.

Tabla 6.1. Factores de reducción por flujo anular no concéntrico

EFECTOS DE FLUJO ANULAR NO CONCENTRICO			
FLUJO LAMINAR RE<2100		FLUJO TURBULENTO RE>2100	
COMPONENTE	FACTOR	COMPONENTE	FACTOR
Acople	0,6	Acople	0,9
Cuerpo	0,75	Cuerpo	0,95
$RE = \frac{92,23 * Q * \gamma_{fluid}}{\mu_{fluid} * (D_t - D_{string})}$		RE: Numero de Reynolds para flujo anular Q : Rata de flujo, bfpd D_{string} : Diámetro externo del cuerpo o acople de la sarta, pulg D_t : Diámetro interno de la tubería de producción, pulg. μ_{fluid} : Viscosidad del fluido, cp.	

6.6.2. CARGAS DE CONTACTO

La carga de contacto es la fuerza con la que la sarta de bombeo se acuesta sobre la tubería de producción en pozos desviados. La carga de contacto es perpendicular al plano de la tubería de producción.

Para sartas de bombeo con varilla convencional y/o varilla hueca con recalque la carga de contacto se concentra en la unión. Esta tiene una componente debida al peso de la varilla; y otra componente generada por la carga axial y la curvatura del pozo. Esta se calcula como sigue:

$$F_{contact} = W_r * L_{cs} * Sen \theta + 1,736 * 10^{-4} * F_{rod} * L_{cs} * C_{well} \quad \text{ecuacion 6.7}$$

- F_{contac} : carga de contacto, lb
- F_{rod} : Carga axial en la sarta de bombeo, lb
- θ : Angulo de inclinación, grados
- L_{cs} : Distancia entre acoples, ft
- W_r : peso lineal de la sarta de bombeo, lb/ft
- C_{well} : curvatura del pozo, °/100 ft.

Para sarta de bombeo tipo varilla continua o varilla hueca sin recalque la carga de contacto de calcula como sigue:

$$F_{contact} = W_r * Sen \theta + 1,736 * 10^{-4} * F_{rod} * C_{well} \quad \text{ecuacion 6.8}$$

Donde:

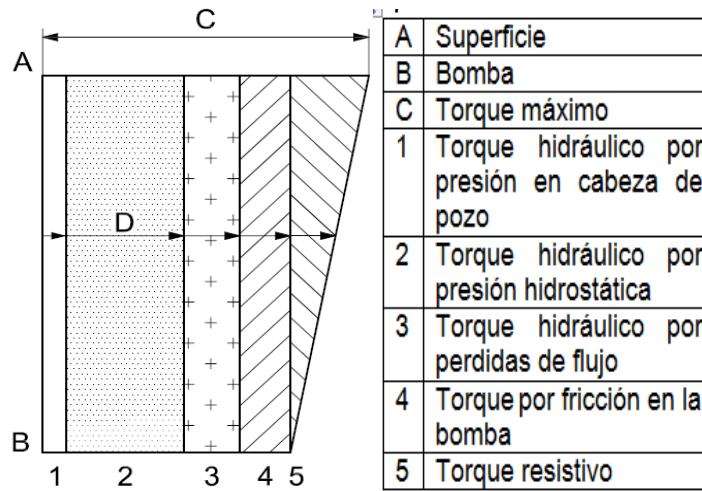
F_{contac} : carga de contacto, lb/ft

En el tema de cargas de contacto la componente dominante siempre será la debida a la carga axial y a la curvatura.

6.6.3 SOLICITACION DE TORQUE

Los componentes del torque que actúan sobre la sarta de bombeo se muestran en la figura 6.9:

Figura 6.9. Componentes del torque en la sarta de bombeo



ISO 15136-1

El torque hidráulico debido a las presiones y a la perdida (T_{fluid}) fue descrito en la sección 6.5.1 y calculado con la ecuación 5.6. El torque de fricción en la bomba esta descrito igualmente en la sección antes mencionada y se determina prácticamente de la curva de desempeño. El torque resistivo depende de dos factores principalmente: el primero es la fricción entre el fluido y la sarta de bombeo cuando rota; y el segundo es la fricción entre la tubería y la sarta de bombeo en caso de pozos desviados.

El torque resistivo por el fluido debe calcularse separadamente tanto para la longitud total de cuerpo de la sarta, como para la longitud total de acoples en caso de varilla convencional y varilla hueca con recalque; para el caso de varilla continua y varilla hueca sin recalque el cálculo se realiza para la longitud total de la sarta. El torque resistivo por fricción con el fluido se considera despreciable para viscosidades inferiores a 1000 cp. La siguiente correlación permite estimar esta componente:

$$T_{resistive(fluid)} = \frac{2,39 \times 10^{-8} \cdot \mu_B \cdot L \cdot N \cdot D_{string}^3 \cdot \left(\frac{\mu_S}{\mu_B} - 1\right)}{(D_t - D_{string}) \cdot \ln\left(\frac{\mu_S}{\mu_B}\right)} \quad \text{Ecuacion 6.9}$$

Donde,

$T_{resistive(fluid)}$: Torque resistivo por fricción con el fluido, lb-ft
 L : Longitud total de cuerpo o acoples de la sarta, ft
 D_{string} : Diámetro externo del cuerpo o acople de la sarta, pulg

- D_t : Diámetro interno de la tubería de producción, pulg.
 μ_B : Viscosidad del fluido a la profundidad de la bomba, cp.
 μ_S : Viscosidad del fluido en superficie, cp.
 N : Velocidad de bombeo, rpm

El torque resistivo debido a fricción varilla-tubería depende de la carga de contacto y el coeficiente de fricción que se desarrolle entre ellos. El coeficiente de fricción es típicamente 0,1. Al depender de la carga de contacto esta componente debe calcularse como la sumatoria de los torques resistivo por fricción sarta de bombeo-tubería para cada posición de acople dentro de la geometría del pozo como sigue:

$$T_{resistive(tubing)} = \sum (4,17 * 10^{-3} * F_{contact} * D_{string}) \quad \text{Ecuación 6.10}$$

Donde,

- $T_{resistive(tubing)}$: Torque fricción sarta varilla tubería, lb-ft
 D_{string} : Diámetro externo del cuerpo o acople de la sarta, pulg
 F_{contac} : carga de contacto, lb

Habiendo especificado todas las componentes el torque total requerido sobre la sarta de bombeo (T_{string}) es el siguiente:

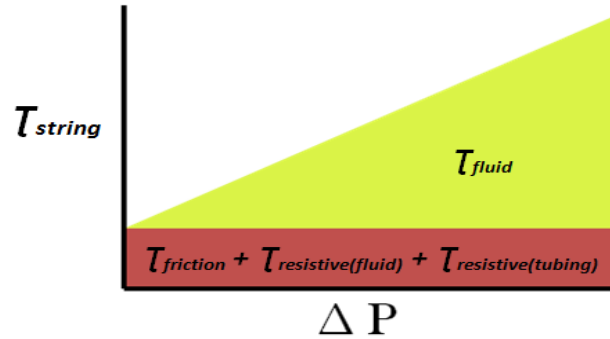
$$T_{string} = T_{pump} + T_{resistive(tubing)} + T_{resistive(fluid)} \quad \text{Ecuacion 6.11}$$

El torque en la sarta de bombeo variara linealmente desde fondo hasta superficie por efecto de los torques resistivos como es mostrado en la Figura 6.9, este efecto será notorio principalmente para crudos altamente viscosos; para fluidos ligeros este efecto será prácticamente despreciable. Ahora bien en superficie, el torque de la sarta de bombeo variará linealmente con la presión diferencial (Figura 6.10); de esta manera notaremos que a medida que le columna de fluido en el anular es menor el torque total en la sarta de bombeo aumentara.

6.6.4 ESFUERZO COMBINADO

El efecto de cargas combinada en la sarta de bombeo por cargas axiales y de torsión es representado por esfuerzo efectivo de Von Mises (σ_e) (ver anexo 1).

Figura 6.10. Torque en superficie respecto a la presión diferencial



$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1,621 * 10^{-6} * F_{rod}^2}{D_{string}^4} + \frac{1,12 * 10^{-2} * T_{string}^2}{D_{string}^6}} \quad \text{Ecuacion 6.12}$$

Donde,

- σ_e : Esfuerzo efectivo de von mises, ksi
- D_{string} : Diámetro externo del cuerpo de la sarta, pulg
- F_{rod} : Carga axial en la sarta de bombeo, lb
- T_{string} : Torque en la sarta de bombeo, lb-ft

En aplicaciones PCP este esfuerzo es principalmente una función del torque, la carga axial tiene un efecto menor. Se asume que este esfuerzo ocurre mayormente en la superficie externa de la varilla, debido a la dominante componente torsional, el esfuerzo que ocurre en la porción interna de la misma es una pequeña parte.

6.6.5 FACTORES DE SERVICIO

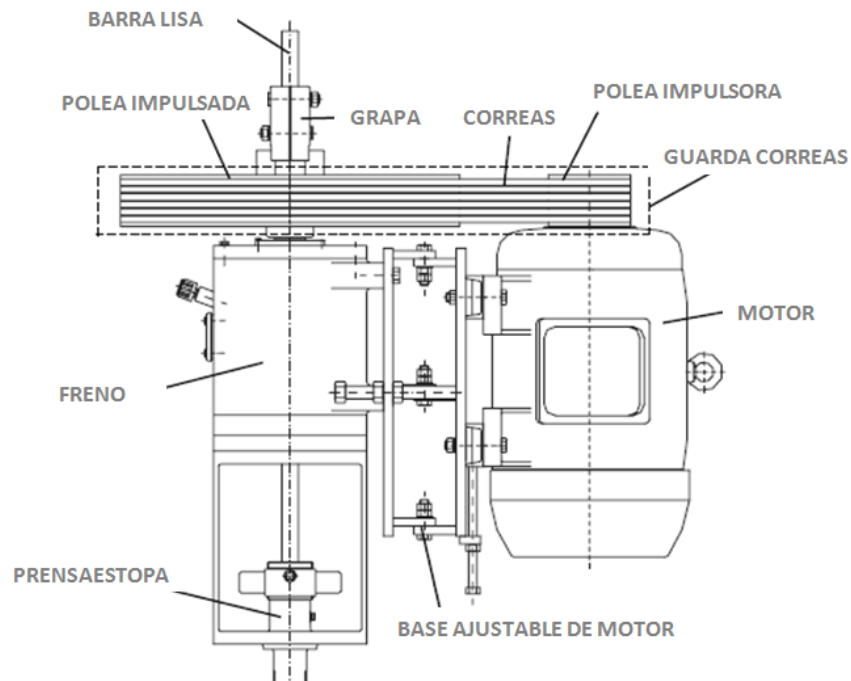
Inicialmente se recomienda un factor de diseño de 0.9 sobre la tensión a la fluencia, con el fin de manejar la variabilidad en las propiedades de los materiales y las tolerancias del fabricante. Factores de servicio deben aplicarse por el usuario para condiciones de operación como corrosión, abrasión, alta salinidad, alta curvatura en pozos desviados y fluctuaciones en la carga aplicada. Se recomienda disminuir el esfuerzo máximo de operación de la aplicación sobre la fluencia en un 10% por cada condición de las mencionadas hasta un factor de servicio máximo de 0.7.

6.7 EQUIPO DE SUPERFICIE

El equipo de superficie del sistema BCP que podemos visualizar en la Figura 7.1, cumple las siguientes funciones:

- Soportar la carga axial de la sarta de bombeo
- Transmisión del torque requerido
- Rotar la sarta de bombeo a la velocidad requerida
- Control ante *backspin*
- Prevenir fugas del fluido producido

Figura 7.1 Equipo de superficie



Para desarrollar las funciones descritas el equipo de superficie presenta los siguientes componentes:

- Cabezal de rotación(ver sección 6.7.1)
- Tren de potencia(ver sección 6.7.2)
- Motor(ver sección 6.7.3)

6.7.1 CABEZAL DE ROTACIÓN

El cabezal de rotación(ver Figura 7.1) es el equipo que conecta el motor a la sarta de bombeo; se compone principalmente de una carcasa fijada a la cabeza de pozo por una conexión tipo brida o roscada, una caja de rodamientos que soportan la carga axial, un sistema de frenado y un prensaestopas . Según sea el caso puede contener una caja reductora y bases para soportar el motor.

Los cabezales de rotación se clasifican generalmente como sigue:

- Cabezales de eje solido: Aquellos que transmiten potencia a la sarta de bombeo directamente por una conexión. Típicamente se aplican para el uso de motoredutores (ver Figura 7.2).
- Cabezales de eje hueco: Aquellos que transmiten potencia a la barra lisa a través de una grapa. En el eje hueco se instala una barra lisa permitiéndose el movimiento vertical de la sarta de bombeo sin desmantelamiento del cabezal de rotación (ver Figura 7.3).
- Cabezales con caja reductora: Aquellos que tienen engranajes en la transmisión generándose una relación de reducción de velocidad. Pueden venir con base de motor vertical u horizontal (ver Figura 7.4). Este tipo de cabezal se aplica para la utilización de motores de combustión interna (ver Figura 7.5).
- Cabezales directos: Aquellos que no tienen caja reductora. La base del motor es vertical (ver Figura 7.3).
- Cabezales hidráulicos: La potencia es suministrada por un motor hidráulico. No poseen base para motor (ver Figura 7.6).

La sarta de bombeo almacena una significativa cantidad de energía en operación normal en forma de energía torsional (la sarta de bombeo se comporta como un resorte) y energía potencial (presión hidrostática). Cuando el sistema BCP se detiene por alguna razón, esta energía se libera, y la sarta de bombeo y las partes móviles del equipo de superficie giran en sentido contrario a las manecillas del reloj (*backspin*). Para lograr una disipación segura de esta energía, el equipo de superficie debe ser provisto de un sistema de frenado que debe satisfacer los siguientes puntos:

Figura 7.2 Cabezales de eje solido aplicado a motoreductor



Netzsch. Manual de sistemas PCP

Figura 7.3. Cabezal directo de eje hueco



Netzsch. Manual de sistemas PCP

Figura 7.4. Cabezales con caja reductora



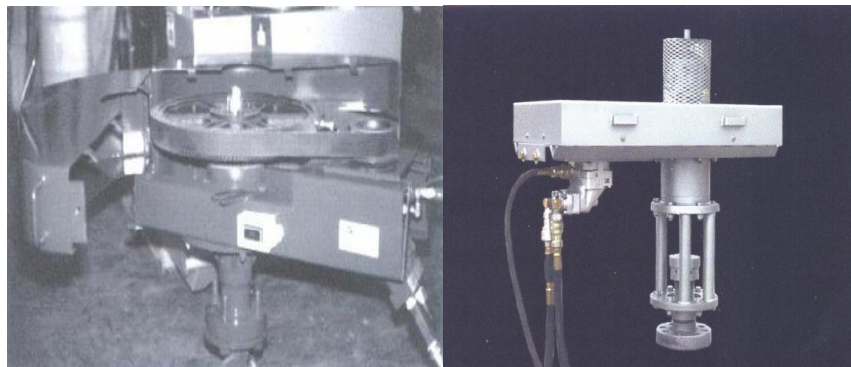
Netzsch. Manual de sistemas PCP

Figura 7.5 Cabezal con caja reductora para motores de combustión interna



PCM. Catalogo.

Figura 7.6. Cabezal hidráulico

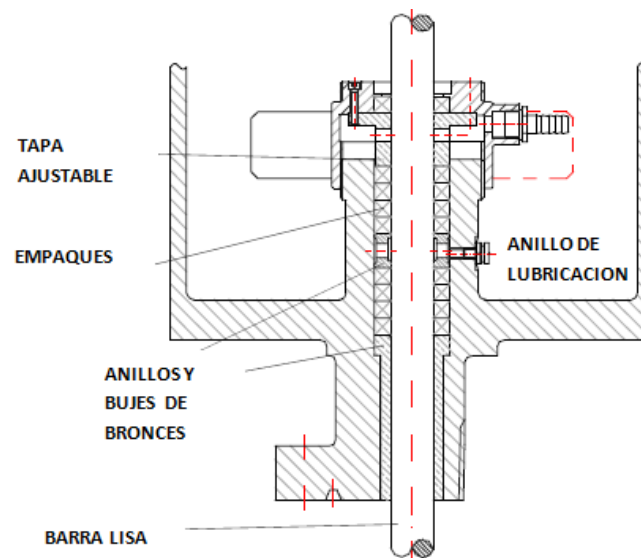


Catálogos de fabricantes.

- Limitar la velocidad de *backspin*, de tal manera que no se exceda la velocidad nominal del cabezal de rotación especificada por el fabricante
- Limitar el tiempo de duración de *backspin* para disminuir los impactos sobre la producción diferida
- Minimizar la energía almacenada en el sistema de producción
- La energía almacenada normalmente se transforma en forma de calor, entonces, las temperaturas que se generan no puede exceder las permisibles para atmosferas explosivas.

Los prensaestopas son herramientas que típicamente se componen de anillos y bujes de bronce, empaquetadura y tapa ajustable que tienen como función evitar las fugas del fluido producido (ver figura 7.7). Los bujes de bronce tienen la función de alinear la barra lisa o el eje sólido del cabezal, mientras que los anillos cumplen funciones de lubricación y contener con el ajuste correcto los empaques. La tapa tiene la función de graduar el ajuste de los empaques según el desgaste de los mismos para ajustar las fugas. Los prensaestopas dependiendo del fabricante y/o modelo específico de cabezal pueden construirse fijos al cabezal o desmontables del mismo.

Figura 7.7. Prensaestopas típico



Netzsch. Drivehead manual

6.7.2 TREN DE POTENCIA

El tren de potencia son los elementos que permiten transmitir el torque y la rotación desde el motor hasta la barra lisa o eje del cabezal. Esta transmisión se ejecuta a través de un conjunto de poleas y correas, y en casos específicos, adicionalmente se tiene una caja reductora.

Al tener las poleas y los engranes diferentes diámetros; el tren potencia establece una relación entre la velocidad del motor y la velocidad de bombeo, así como del torque. Esta relación se determina por la siguiente expresión:

$$R = R_{gear} * \frac{\text{Diametro polea impusada}}{\text{Diametro polea impulsora}} \quad \text{Ecuacion 7.1}$$

Donde,

R : relación de transmisión total
 R_{gear} : reducción de la caja reductora especificada por el fabricante

La polea impulsada corresponde a la fijada en el cabezal y la polea impulsora corresponde a la fijada en el motor. Cuando el cabezal no presenta caja reductora R_{gear} se hace igual a 1. El torque y velocidad entre el motor y el sistema se relacionan como sigue:

$$N_{motor} = R * N_{pump} \quad \text{Ecuacion 7.2}$$

$$\tau_{string} = R * \tau_{motor} \quad \text{Ecuacion 7.3}$$

Donde:

N_{motor} : Velocidad de operación en el eje del motor, rpm
 N_{pump} : Velocidad de operación de la bomba, rpm
 τ_{motor} : Torque en el eje del motor, lb-ft
 τ_{string} : Torque en la barra lisa o eje del cabezal, lb-ft

6.7.3 MOTOR

Independientemente de cuál sea el tipo del motor, la potencia que este debe entregar al sistema se determina como sigue:

$$W_{output} = \frac{\tau_{string} * N_{pump}}{5252 * \eta_{pt}} \quad \text{Ecuacion 7.4}$$

Donde,

W_{output} : Torque requerida en el eje del motor, HP
 τ_{string} : Torque requerido en el eje del cabezal, lb-ft
 N_{pump} : Velocidad de operación de la bomba, rpm
 η_{pt} : Eficiencia del tren de potencia, factor (0.97).

Es de anotar que la potencia calculada por estas formulaciones es la que entrega el motor en condiciones nominales, es decir que a la velocidad de bombeo el motor gira a la velocidad nominal. En la práctica la relación de transmisión establecida en los cabezales no permite que la condición descrita se cumpla, por tal razón siempre es necesario verificar que el motor seleccionado entregue el torque requerido en la barra lisa con la relación de transmisión a aplicar así:

$$T_{max} = \frac{5252 * HP_{plate} * R}{N_{plate}} > T_{string} \quad \text{Ecuacion 7.5}$$

Donde,

- T_{max} : Torque máximo que genera el motor en el eje del cabezal, lb-ft
- HP_{plate} : Potencia de placa del motor, HP
- N_{plate} : Velocidad de placa del motor, rpm
- R : Relación total de transmisión
- T_{string} : Torque requerido en el eje del cabezal, lb-ft

Se recomienda usar un factor de servicio del 80% ($T_{string}/T_{max} = 0,8$).

En el anexo 2 se encuentra ejercicios de aplicación sobre los conceptos de esta sección.

6. 8 APLICACIONES Y CONSIDERACIONES ESPECIALES

6.8.1 PERDIDAS DE FLUJO Y REGIMEN DE FLUJO

En el sistema BCP el fluido asciende a superficie a través del espacio anular entre tubería y sarta de bombeo generándose pérdidas por efecto de fricción que incrementan la presión de descarga de la bomba:

En el sistema PCP cuantificar las pérdidas de flujo se vuelve complejo por el comportamiento no newtoniano y pseudoplástico del fluido (viscosidad disminuye con el aumento de la velocidad de deformación, ver anexo 1), así como la presencia de flujo multifásico o complicados patrones de flujo alrededor de acoples y centralizadores. Sin embargo para aproximar los efectos de las fuerzas de corte se han utilizado correlaciones basadas en flujo anular concéntrico que pueden ser aplicadas con mucha practicidad y confiabilidad. Un modo de calcular estas

pérdidas en función de las viscosidades de fondo y superficie se realiza con la siguiente correlación que aplica tanto para régimen laminar como turbulento:

$$P_{loss} = \frac{1,2 * 10^{-5} * Q * \mu_b * L}{(D_t + D_{string}) * (D_t - D_{string})^3} * \frac{(\frac{\mu_s}{\mu_b} - 1)}{\ln(\frac{\mu_s}{\mu_b})} \quad \text{Ecuación 8.1}$$

Donde,

- P_{loss} : Perdidas de flujo, psi
- L : Longitud de la sarta de bombeo, acoples o centralizadores, ft
- μ_b : Viscosidad del fluido a temperatura de fondo, psi.
- μ_s : Viscosidad del fluido a temperatura de superficie, psi.
- Q : Rata de flujo, bfpd
- D_t : Diámetro interno de la tubería de producción, in
- D_{string} : Diámetro externo de la sarta de bombeo, acople o centralizador, in

Para el caso de pérdidas de flujo a través de centralizadores, así como para fuerzas ascendentes superficiales, la variable D_{string} corresponde a un diámetro equivalente, ya que estos se fabrican de diferentes áreas transversales no circulares y se calcula como sigue:

$$D_{string} = \sqrt{\frac{4 * A_{cent}}{\pi}} \quad \text{Ecuación 8.2}$$

Donde,

- D_{string} : Diámetro equivalente del centralizador, in
- A_{cent} : Area de la sección transversal equivalente

6.8.2 APLICACIONES DE FLUIDOS ALTAMENTE VISCOSOS

En una PCP, cuando el rotor comienza una revolución, la cavidad se abre permitiendo la entrada del fluido; al terminar la revolución la cavidad se cierra. En este tiempo el llenado de la cavidad por el fluido depende de la viscosidad del fluido, la forma de la cavidad y la presión diferencial a través de la cavidad. A mayor viscosidad se requiere más tiempo para llenar la primera cavidad; y si la velocidad de bombeo es muy rápida el llenado de la misma será parcial. Al presentarse disminución de la eficiencia volumétrica por este efecto se debe resolver utilizando geometrías que ofrezcan mayor capacidad de desplazamiento

pero donde la longitud de arco de la hélice del estator se acorte (ver anexo 2, hélice circular).

Altas viscosidades ocasionan mayores pérdidas de flujo por fricción y torques resistivos requiriéndose mayores consumos de potencia; por tal razón y en lo posible este efecto debe reducirse incrementando el tamaño de la tubería de producción.

6.8.3 APLICACIONES EN POZOS DIRECCIONALES

El problema que se deriva de la aplicación del sistema BCP en pozos direccionales es el desgaste de la tubería de producción por rozamiento con la sarta de bombeo hasta producir la rotura. En la Figura 8.1 se observa esta falla típica. Un modelo para determinar la tasa de desgaste en la tubería de producción, el CFER Technologies presenta la siguiente correlación:

$$W = 1,1231 * 10^{-5} * X * 10^{0,075 * Y * S} * F \quad \text{Ecuación 8.3}$$

Donde,

- W : Tasa de desgaste, in/Mrev
- F : Carga de contacto distribuida, lb/ft
- X,Y : Factores de desgaste
- S : Contenido de arena, %.

Figura 8.1 Grieta en la tubería por rozamiento



CFER TECHNOLOGIES. PCP System Failure Tracking and Benchmarking Analysis for Run-Life Improvement. SPE PCP Conference. Houston. April 28-29. 2008

Los factores X;Y dependen del tipo de material a utilizar; cuando el contacto es directo entre acople y tubería de producción X,Y se igualan a 1; cuando el acople está revestido por un material de uretano X se iguala a 0,75, Y se iguala a 0,9. Para varilla convencional F se determina dividiendo la carga de contacto concentrada sobre la longitud del acople (Fcontact/Lc).

Ahora el tiempo en el que se espera el desgaste total de la pared del tubo es el siguiente:

$$T_{tubing} = 7,8 * 10^{-12} * N * e * X * 10^{0,075 * Y * S} * F \quad \text{Ecuación 8.4}$$

Donde,

T_{tubing} : Tiempo de desgaste de todo el espesor del tubo, días
 F : Carga de contacto distribuida, lb/ft.
 X,Y : Factores de desgaste
 S : Contenido de arena, %.
 N : Velocidad de bombeo.
 e : Espesor de pared del tubo, in.

Para mitigar los efectos de desgaste en la tubería se ha formulado las siguientes recomendaciones en referencia a las prácticas operacionales:

- Para prevenir fallas repetitivas debe llevarse un registro para cada pozo y para cada intervención sobre la profundidad en la que ocurre la ruptura y el desempeño de los centralizadores, para determinar las condiciones de operación en la que ocurrió la falla (Velocidad, Cargas de contacto, Curvatura, etc)
- Reposicionamiento de la sarta de bombeo, lo que permite, cambiar los puntos de contacto y maximizar la vida de servicio. Esto último también puede lograrse con el uso de rotadores de tubería.
- Menores velocidades de operación pueden maximizar la vida de servicio.
- En pozos direccionales debe hacerse uso de centralización. Si centralizar no ofrece resultados satisfactorios o los costos superan la implementación de varilla continua o hueca, se recomienda migrar hacia estas tecnologías.

En la actualidad la centralización de sarta de bombeo convencional se realiza de tres maneras: La primera es eliminando el contacto acople- tubería con centralizadores rotativos o acoples revestidos, La segunda sucede al disminuir cargas de contacto usando guías para varilla o varillas cortas, y la tercera es una combinación de la primera y segunda cuando las cargas de contacto son altas. Para analizar al detalle estas opciones de centralización clasificaremos los centralizadores según su uso y aplicación:

Centralizadores rotativos (Figura 8.2): Se instalan en la unión de varillas convencionales eliminando el contacto directo varilla-tubería. Están conformados por un cuerpo que se ajusta a la sarta convencional por pines y roscas según API 11B que rota dentro un rotor fabricado en material polimérico que se mantiene fijo a la tubería.

Figura 8.2. Centralizadores rotativos plainsman



Catalogo.

Acoples revestidos (figura 8.3): Son acoples construidos con roscas API11B con un polímero inyectado y adherido a su cuerpo eliminando el contacto directo varilla- tubería, y estableciendo un bajo coeficiente de fricción entre el polímero y la tubería.

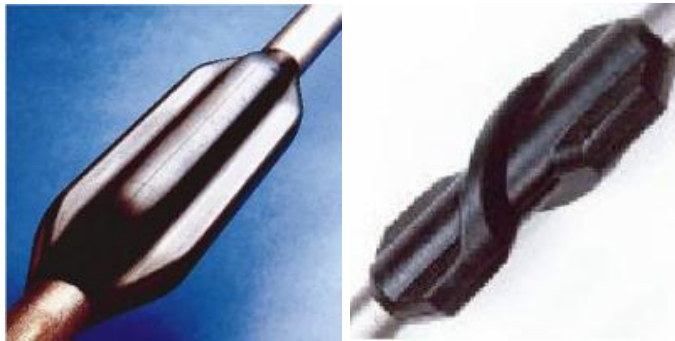
Guías de varilla (Figura 8.4): Centralizadores instalados en el cuerpo de la varilla cuya función es reducir los valores de carga de contacto entre la varilla y la tubería. Actualmente se instalan inyectados directamente en la varilla o a presión sobre el cuerpo de la misma. La reducción de carga se realiza por la adición de puntos de contacto entre los acoples de la sarta; por lo tanto, deben instalarse con un espaciamiento que permita que los tramos de varilla resultante presenten longitudes iguales (Figura 8.5). La carga de contacto concentrada de vera reducida en $(n+1)$ veces, donde n es la cantidad de guías a instalar.

Figura 8.3 Acople revestido Tenaris



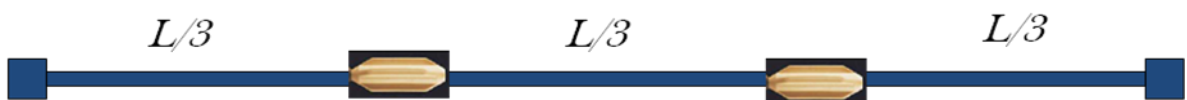
Catalogo

Figura 8.4. Guías inyectadas para varilla Tenaris.



Catalogo

Figura 8.5. Espaciamiento de guías de varilla.



6.8.4 APLICACIONES CON FLUIDOS ABRASIVOS

Las aplicaciones con fluidos abrasivos desembocan en dos corrientes de problemas que detallaremos independientemente: La primera corresponde el fenómeno de desgaste en los componentes del sistema BCP, y la segunda a problemas operacionales derivados de la arena.

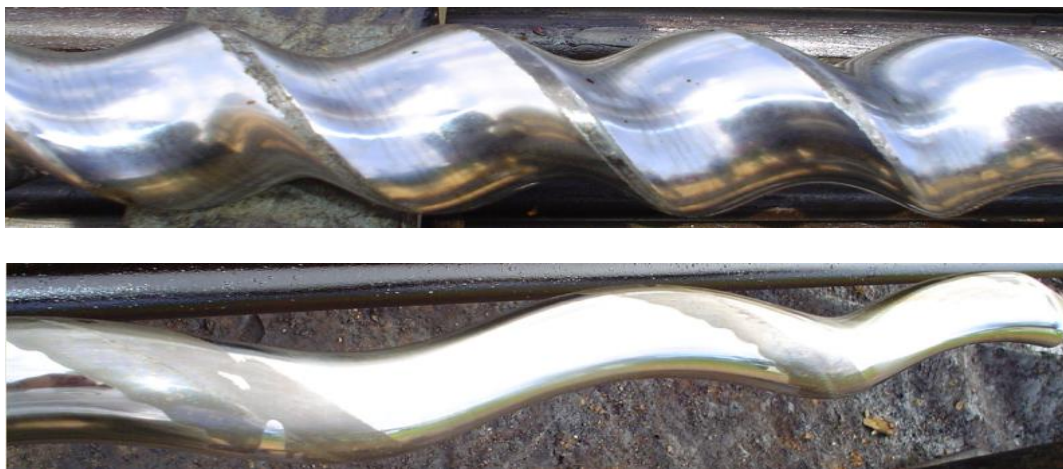
Desgaste por abrasión(ver Figura 8.6) es uno de los modos de falla más comunes en aplicaciones BCP, partículas de arena viajando a alta velocidad a través de las

cavidades de la bomba erosionan las líneas de sello entre el rotor y el estator resultando en alto escurrimiento hasta reducir considerablemente la eficiencia volumétrica de la bomba. La operación continua bajo esta condición destruye la bomba gradualmente.

El tamaño, dureza y la concentración de los sólidos en el fluido tienen gran significancia dentro del proceso de desgaste. En estas aplicaciones puede caracterizarse que los tamaños que pasan el tamiz 100 son poco abrasivos; los tamaños que son retenidos en el tamiz 100 y pasan el tamiz 20 son medianamente abrasivos; y los tamaños que son retenidos en el tamiz 20 son altamente abrasivos. En muchos pozos se presentan altas concentraciones en forma de baches ($\geq 10\%$) ocasionando proporcionalmente alta abrasión aunque los tamaños sean finos. En general el desgaste por abrasión es directamente proporcional a la cantidad de partículas que estén en contacto; concentraciones $\leq 3\%$ son ideales para lograr condiciones de abrasión favorables. Tamaños grandes pueden no pasar fácilmente a través de las líneas de sello y frecuentemente quedan parcialmente embebidos en la goma rozando permanentemente contra el rotor. Mientras más dureza presente la partícula de arena referente a la superficie del rotor más acelerado será la abrasión sobre la bomba.

Se ha establecido que la cantidad de desgaste en una aplicación abrasiva es aproximadamente directamente proporcional al cuadrado de la velocidad de bombeo. Por tal razón, la velocidad de operación debe ser conveniente a las características abrasivas de la partícula explicadas arriba. Es importante anotar que el deslizamiento también genera partículas pasando a alta velocidad a través de las líneas de sello.

Figura 8.6. Abrasión en el lóbulo del rotor



A pesar de que el sistema BCP es ofrecido con amplias virtudes para bombear fluidos abrasivos, tiene algunas limitaciones traen consigo problemas operacionales que pueden incrementar la frecuencia de intervenciones. Los típicos son bombas bloqueadas por sólidos, arenamiento del fondo del pozo y taponamiento en las líneas de superficie, fallas en la sarta de bombeo en conexiones por ajuste dinámico al bloquearse, etc. De tal manera que la operación debe realizarse con las mejores prácticas para mantener buenos indicadores de desempeño.

Una de las limitaciones radica en que las bombas BCP producen eficientemente los fluidos abrasivos en condiciones dinámicas con ratas de flujo y concentraciones de arena más o menos constantes. Oponiéndose a lo anterior muchos pozos producen sólidos en forma de bache, sea por naturaleza de la formación, sea por efectos de recuperación secundaria, o sea por cambios drásticos en la presión de fondo fluyente causados por amplios incrementos de velocidad de operación o por continuas paradas de pozo.

Otra de las limitaciones es que se bloquean por asentamiento de sólidos en la descarga de la misma durante paradas de pozo o por insuficiente velocidad de transporte. El sistema de producción debe asegurar que la velocidad del flujo en las tuberías sea al menos 1,6 veces mayor que la velocidad de asentamiento de la partícula. La velocidad de asentamiento puede aproximarse por la ley de Stokes

Por ultimo, Cuando se presentan los baches de arena y en particular si hay presencia de granos de tamaño grande, existira mayores requerimientos de fuerzas para barrer el grano de arena de una cavidad a otra. La geometria de la bomba puede mejorarse para maximizar esta fuerza de barrido analizando el angulo de la helice del rotor(ver figura 8.7).

Interpretando lo anterior, al incrementar el paso del rotor aumentaríamos la fuerza que asciende la partícula de arena hacia la descarga. Al realizar este mejoramiento geométrico se incrementa la capacidad volumétrica, lo que permite reducir el diámetro de la bomba, y así reducir los torques por fricción. Hoy día hay fabricantes que trabajan este tipo de geometría

En cuanto a materiales de fabricación es recomendable las siguientes alternativas:

- Aplicación de elastómeros blandos (50-65 Shore A) con el fin de obtener mejores resistencias mecánicas y mayor flexibilidad cuando la partícula pasa a través de las líneas de sello disminuyendo la erosión.
- La vida del rotor puede duplicarse utilizando otros métodos para el tratamiento superficial. Actualmente se han aplicado con éxito procesos de capa cerámica, que resulta en mayor dureza superficial que el cromo; y procesos thermal spray.

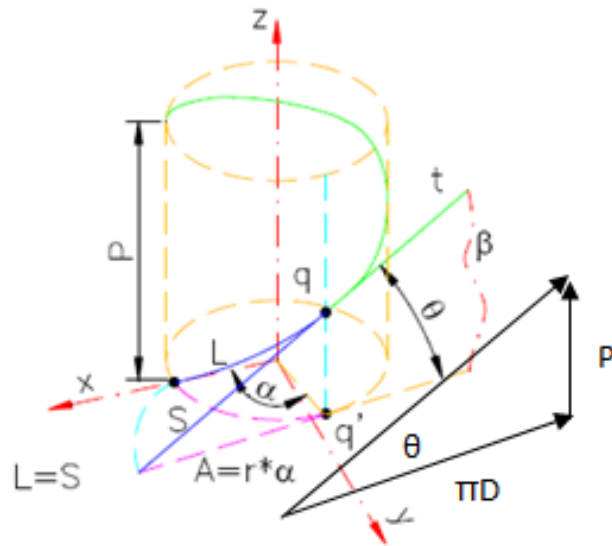
Figura 8.7. Angulo de una hélice cilíndrica

$$\tan \theta = \frac{P}{2 * \pi * r} = \frac{P}{\pi * D}$$

Donde,

P : Longitud del paso

D : Diámetro del cilindro



En cuanto a prácticas operacionales las siguientes recomendaciones son las de mayor significancia:

- Garantizar excelente confiabilidad en fluido eléctrico, en caso de uso de motores eléctricos. Es indispensable el uso de variadores de velocidad y/o controladores con algoritmos orientados a mantener estable la presión de fondo fluyente, donde los cambios de velocidad sean en rangos pequeños y paulatinos.
- Usar rotores subdimensionados permiten paso de partículas más grandes de arena; sin embargo, esta acción debe ser complementada con sobredimensionamiento de la capacidad de levantamiento para mantener eficiencia volumétrica; no tener que bombear a mayores velocidades, y disminuir los efectos de erosión del deslizamiento en las líneas de sello.
- Usar geometrías de paso largo con reducción del diámetro de la bomba.

- Dilución de la concentración de sólidos a través de inyección de agua en caída libre por el anular.
- Usar bombas BCP recirculante de sólidos. Esto se logra configurando dos bombas en tandem. La bomba inferior es de alto caudal pero de bajo levantamiento nominal, un niple perforado ajustado entre los dos estatores permite la recirculación del sólido.

6.8.5 APLICACIONES CON ALTO GAS LIBRE

En aplicaciones de flujo multifásico, alto contenido de gas libre puede presentarse dentro de las cavidades de la bomba. Este puede producirse por operación a presiones de fondo fluyente debajo del punto de burbuja, liberándose del gas asociado al petróleo, y/o por gas libre que entre al pozo desde el yacimiento. Un alto contenido de gas libre puede generar dos problemas: El primero constituye una importante reducción de la eficiencia volumétrica por gas libre; y el segundo operación en seco por interferencia por gas, al punto de quemar el elastómero y reducir su vida útil.

El primer paso para atacar los problemas consecuentes es el uso de las siguientes técnicas de separación:

- Localizar la succión debajo de perforaciones por asentamiento de la bomba directamente a esa profundidad o por la utilización de colas de tubería; lográndose así una configuración de ancla gas. Bajo esta configuración el paper SPE 15426 describe las ecuaciones para estimar la eficiencia de separación.
- Utilización de separadores de gas. Las anclas de gas se recomiendan para bajos caudales (<200 bpd) su principio es el de proporcionar en su interior una velocidad de flujo menor a la velocidad de separación del gas; y separadores de gas centrífugos para mayores caudales donde la separación se realiza por fuerzas centrífugas valiéndose de la diferencia de densidades.

Cuando la separación no resulte del todo eficiente se recomienda trabajar a velocidades de operación ≤ 200 rpm y con interferencias rotor-estator subdimensionadas para lograr mayor lubricación a través de un mayor escurrimiento.

6.8.6 DESCOMPRESION EXPLOSIVA

En el capítulo 4 se especifico que los gases pueden difundirse en la masa elastómerica. Una despresurización rápida en las cavidades de la bomba puede ocurrir parcialmente al parar el bombeo y la columna de fluido en la tubería de producción cae; y totalmente cuando se retira el rotor del estator dentro del pozo. Ante una despresurización el gas se expande y trata de escapar inmediatamente de la masa elastómerica. Este proceso de escape es muy lento, de tal manera que en el estator se produce hinchamiento, ampollas, burbujas de gas, agrietamiento y desprendimiento de elastómero desde la pared del tubo. La Figura 8.8 muestra un mosaico de estos efectos.

Figura 8.8. Efectos de la descompresión explosiva



Entre las prácticas que pueden mitigar los efectos de la descompresión explosiva tenemos:

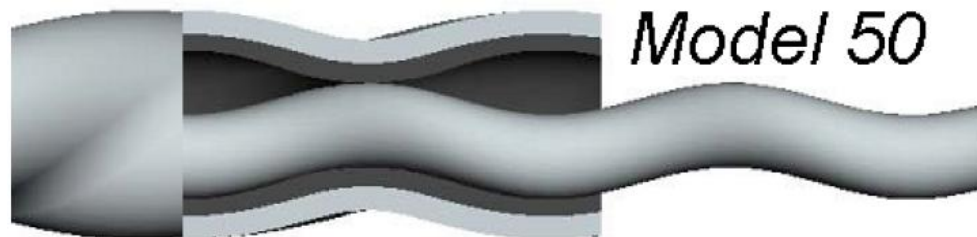
- Seleccionar el mejor elastómero posible entre aquellos que soporten los agentes agresivos del pozo, pero que ante los ensayos de descompresión explosiva tengan un mejor comportamiento. Utilización de elastómeros con menos ACN y mas carbono negro podrían dar mejores resultados.
- Favorecer la separación de gas como fue explicado en la sección 6.8.5
- Sobredimensionamiento de la capacidad de levantamiento mantendrá mayor columna en la tubería de producción reduciendo la caída de presión en las cavidades.

- Cuando un pozo sea intervenido y la bomba este destinada a reusarse, se recomienda realizar compresión hidráulica del estator. La compresión hidráulica es mantener bajo presión el elastómero en superficie con agua, posterior a una inspección de calidad in situ que determine que la bomba puede reusarse.

6.8.7 BOMBAS DE PARED CONSTANTE

Las bombas de pared constante (Figura 8.9) son aquellas cuyo estator es construido y moldeado externamente de forma helicoidal, así el espesor de pared del tubo y el espesor de elastómero permanecen constantes en toda su longitud garantizando el ajuste entre rotor y estator requerido. Esta tecnología permite duplicar la capacidad de levantamiento de la bomba por cavidad por mejor desempeño del elastómero ante las deformaciones cíclicas, disminuir el hinchamiento del elastómero por reducción del volumen del mismo, mejorar la interferencia por una distribución constante del hinchamiento en la sección transversal e incrementar la vida útil de la bomba ante el fenómeno de histéresis.

Figura 8.9. Corte longitudinal de un estator de pared constante



Noble, Evan. Full Scale Testing Investigation in to Cavity Pressure Ratings in PC Pumps. ATW SPE PCP.2008.

En el anexo 2 se encuentra ejercicios de aplicación sobre los conceptos de esta sección.

6.9 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE PRODUCCION

Para dimensionar un sistema se necesita inicialmente una serie de datos contenidos en los estados mecánicos de los pozos, en las pruebas de producción, ensayos de laboratorio, y curvas IPR. En la figura 9.1 recomendamos una hoja de

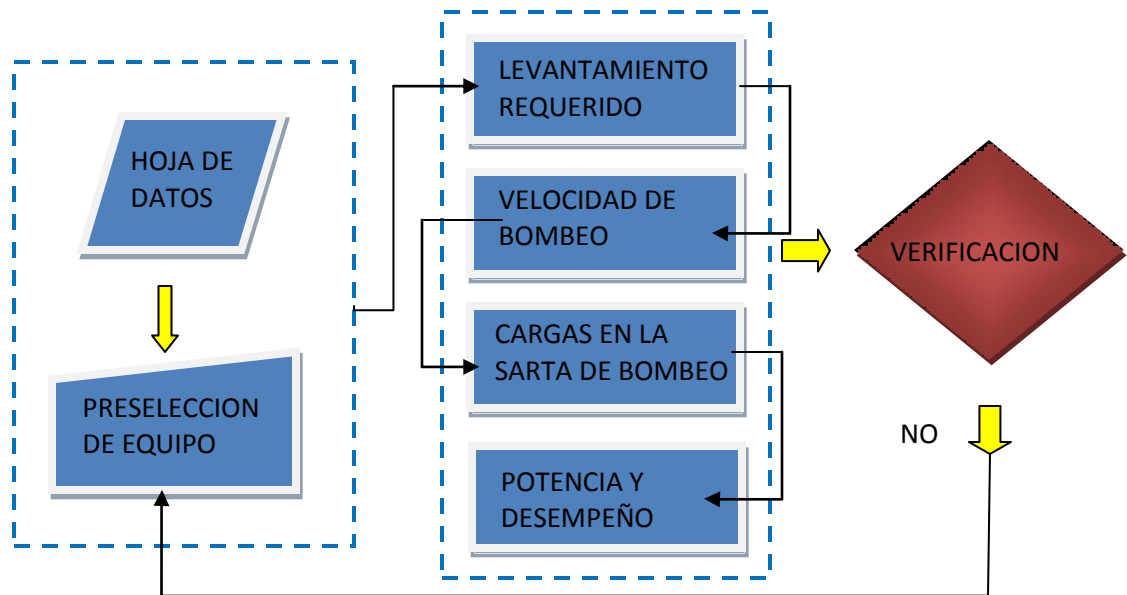
datos que recoge de manera eficiente los datos requeridos para dimensionar un sistema BCP impulsado por sarta de bombeo.

Figura 9.1. Hoja de datos para dimensionamiento de sistemas BCP

Compañía:				Contacto:			
Pozo:				Teléfono:		Fax:	
Área/Región:				e-mail:			
País:				Fecha:			
INFORMACIÓN DE POZO				DATOS DE PRODUCCIÓN Y FLUIDO			
Vertical: <input type="checkbox"/>	Horizontal: <input type="checkbox"/>	Dindigo: <input type="checkbox"/>		Producción Actual:		m3pd-b/ptd	
Profundidad Total:		mkb-ft/b		Producción Proyectada:		m3pd-b/ptd	
Punzados:				Corle de Agua:		%	
	Superior:	mkb-ft/b		Sólidos Abrasivos (Arena):		%	
	Inferior:	mkb-ft/b		Relac. Gas/Petróleo (GOR)		m3/m3-bbls/scf	
Profundidad de Bomba:		mkb-ft/b		Viscos. Total Fluido:		cp	C-F
Nivel Dinámico (desde la superficie)						cp	C-F
	Actual:	mkb-ft/b		Correlación de Viscosidad		cp	C-F
	Proyectado:	mkb-ft/b				cp	C-F
Presión de Línea:		kpa-psi		Gravedad API:		Grados	
Presión de Casing:		kpa-psi		SH ₂ :		ppm	Agua S.G.: <input type="checkbox"/>
Diámetro del Tubing:		mm-in		CO ₂ :		ppm	Salinidad: <input type="checkbox"/>
Diámetro del Casing:		mm-in		Aromáticos(Benceno, Tolueno, Xileno):		vol%	
Diámetro de Vanilla:		mm-in		Temperatura de Fondo de Pozo:		C-F	
Grado de la Vanilla:				Gradiente de Temperatura		C/m-F/ft	
Tipo de Vanilla: Convencional <input type="checkbox"/>	Continúa <input type="checkbox"/>			Tratamientos Químicos:			
Acoples: Full Size <input type="checkbox"/>	Slimhole <input type="checkbox"/>			EQUIPO DE SUPERFICIE:			
IPR DATA				Motor Eléctrico:	<input type="checkbox"/>	rpm	hp
Presión Estática Reservorio:		kpa-psi		Motor a Gas:	<input type="checkbox"/>	Brand	Size
Presión de Burbuja:		kpa-psi		Cabezal:		Direto <input type="checkbox"/>	Hidráulico <input type="checkbox"/>
		Ensayo #1	Ensayo #2	Radio de Poleas y Correas:		Radio de la Caja Reducida	
Presión:	(kpa-psi):			Frecuencia:		Tensión:	
Producción:	(b/ptd-m ³ /d):			Motor y Bomba Hidráulica:			
Índice de Productividad: (m3/kpa-bbls/psi):				Conexión de Tee de Producción:			
Favor anexar la siguiente información, si está disponible:				Tipo y Tamaño de "T" de Producción:			
Registro de Desviación: <input type="checkbox"/>	Análisis del Fluido: <input type="checkbox"/>						
Información Adicional - Observaciones:							

En esta sección se presenta un tutorial para dimensionar un sistema BCP que dirige paso a paso a un ingeniero de aplicaciones, para lograr un diseño exitoso, encadenando consecutivamente los conceptos detallados en el texto, y utilizando las expresiones matemáticas desarrolladas y ejemplificadas en el mismo. El tutorial está encaminado para que el usuario lo pueda desarrollar fácilmente en una hoja de cálculo y usarlo frecuentemente. En el flujograma de la figura 9.2 describimos el proceso de diseño.

Figura 9.2 Flujoograma de diseño.



Para la preselección del equipo se recomienda tener presente los siguientes aspectos:

- Revisar las dimensiones de los equipos de fondo de tal manera que puedan correrse en el pozo sin restricciones, tanto dentro del revestimiento, como dentro de la tubería. Verificar también que los espacios anulares permitan el trabajo de herramientas de pesca de ser requerido.
- Para ambientes corrosivos tener en cuenta materiales de fabricación que presenten mejor resistencia ante este tipo de ataque.
- Asegurar congruencia en las especificaciones de rosca y conexiones requerías.
- Asegurar una adecuada selección de elastómero ante los agentes en el fluido que puedan atacarlo; así como seleccionar el rotor que garantice la interferencia necesaria para un óptimo desempeño.
- Preseleccionar el modelo de bomba en función de su curva de desempeño teórica.

El levantamiento requerido se determina de la siguiente manera:

$$\Delta P = P_{descarga} - P_{succión} \quad \text{Ecuación 5.1}$$

$$P_{succión} = CHP + (H_{pump} - H_{fluid}) * G_f \quad \text{Ecuación 9.1}$$

$$P_{descarga} = THP + H_{pump} * G_f + P_{loss} \quad \text{Ecuación 9.2}$$

$$G_f = 0,433 * \gamma_f \quad \text{Ecuación 9.3}$$

$$\gamma_f = f_o * \gamma_o + f_w * \gamma_w \quad \text{Ecuación 9.4}$$

$$\gamma_o = \frac{\left(\frac{141,5}{131,5 + API} \right)}{1 + \frac{T - 68}{1885}} \quad \text{Ecuación 9.5}$$

Donde,

- ΔP : Presión diferencial a través de la bomba, psi
- $S_{ucción}$: Presión en la succión de la bomba, psi
- $P_{descarga}$: Presión en la descarga de la bomba, psi
- THP : Presión de la tubería de producción en superficie, psi
- CHP : Presión en el revestimiento en superficie, psi
- H_{pump} : Profundidad vertical de la bomba, ft
- H_{fluid} : Nivel de fluido en el anular, ft
- G_f : Gradiente hidráulico del fluido, psi/ft
- P_{loss} : Perdidas en la tubería de producción, psi
- γ_f : Gravedad específica de la mezcla
- γ_w : Gravedad específica del agua, Asumir 1,05.
- γ_o : Gravedad específica del petróleo.
- f_w : Fracción de agua de la mezcla
- f_o : Fracción de aceite de la mezcla

La verificación consiste en asegurar que las condiciones de operación resultantes se encuentren dentro de los límites permisibles y/o rangos de operación especificados para los equipos preseleccionados.

El tutorial de dimensionamiento se encuentra en la figura 9.3. Consiste en llenar las casillas de la columna **valor** de forma consecutiva. Los parámetros y abreviaturas usadas están detallados en la figura 9.4. En la casilla **ecuación** se indica la fuente de información o forma de cálculo.

El alcance del tutorial de dimensionamiento es el siguiente:

- Flujo monofásico vertical anular, aunque considera las tres fases para determinar la eficiencia volumétrica de la bomba y la velocidad de bombeo.
- Aplica únicamente para bombeo BCP impulsado con sarta de bombeo. La formulación está orientada al uso de motores eléctricos.
- Aplica para pozos desviados, sin embargo, no involucra el cálculo de las cargas de contacto en toda profundidad. Por tanto para determinar el torque resistivo por el rozamiento de la sarta con la tubería, usa un valor de carga de contacto distribuida definida por el usuario. En vista de que la carga de contacto ideal para el diseño de una centralización es de 50 lb, es coherente asumir 2 lb/ft.
- En el tutorial se ofrece algunas correlaciones para determinar las propiedades del fluido con mucha practicidad, sin embargo, el usuario deberá utilizar correlaciones ajustadas a la aplicación.

En el anexo 2 se encuentra ejercicios de aplicación sobre los conceptos de esta sección.

Figura 9.3. Tutorial de dimensionamiento BCP

TUTORIAL DE CALCULO PARA DIMENSIONAMIENTO SISTEMA BCP									
DATOS DEL POZO					PRESELECCION DE EQUIPO				
PASO	PARAMETRO	VALOR	UND	ECUACION	PASO	PARAMETRO	VALOR	UND	ECUACION
1	Qr		bfpd	HD	34	Lcoupling		ft	EP
2	%Agua		%Vol	HD	35	Lcent		ft	EP
3	%Solidos		%Vol	HD	36	#Coupling		ea	SD
4	Qw		bwpd	VA	37	#Cent		ea	SD
5	Qo		bopd	VA	38	LTcoupling		ft	(34)*(36)
6	GOR		sfc/bl.	HD	39	LTcent		ft	(35)*(37)
7	Hpump		ft(MD)	HD	40	Ltrod		ft	(7)-(33)-(34)
8	Hpump		ft(VD)	SURVEY	41	Wr		lb/ft	EP
9	Hfluid		ft(VD)	HD	42	σ yield		ksi	EP
10	THP		PSI	HD	43	τ yield		lb-ft	EP
11	CHP		PSI	HD	44	FS			
12	Pb		psi	HD	PROPIEDADES DEL FLUIDO				
13	Gravedad		°API	HD	45	Tm		°F	VA
14	WHT		°F	HD	46	γ_w			HD
15	BHT		°F	HD	47	γ_{os}			9.5
16	%separacion		%Vol	HD	48	γ_{om}			9.5
17	CL-		ppm	HD	49	γ_{ob}			9.5
PRESELECCION DE EQUIPO					50	γ_{fs}			9.4
18	qth		bfpd/r	CD	51	γ_{fm}			9.4
19	Plift		psi	CD	52	γ_{fb}			9.4
20	Dr		in	EP	53	Gf		psi/ft	0,433*(51)
21	τ friction		lb-ft	CD	54	μ_{ws}		cp	CORR
22	HPmotor		HP	EP	55	μ_{wm}		cp	CORR
23	Nmotor		rpm	EP	56	μ_{wb}		cp	CORR
24	Fmax		lbs	EP	57	μ_{os}		cp	CORR
25	Nmax		rpm	EP	58	μ_{om}		cp	CORR
26	Tmax		lb-ft	EP	59	μ_{ob}		cp	CORR
27	R			EP	60	μ_{fs}		cp	CORR
28	Dt		in	EP	61	μ_{fm}		cp	CORR
29	ODstring		in	EP	62	μ_{fb}		cp	CORR
30	IDstring		in	EP	63	γ_g			HD
31	ODcouplig		in	EP					
32	ODcent		in	8.2					
33	Lrod		ft	EP					

Figura 9.3. Continuación

TUTORIAL HOJA DE CALCULO PARA DIMENSIONAMIENTO SISTEMA BCP									
PRESION DIFERENCIAL									
PASO	PARAMETRO	VALOR	UND	ECUACION	PASO	PARAMETRO	VALOR	UND	ECUACION
64	Pintake		psi	9.1	86	$\tau_{resist.fluid}$		lb-ft	6.9
65	RE			tabla 6.1	87	Fcontactdes.		lb/ft	VA
66	Plosscoupling		psi	8.1	88	DSP		ft(VD)	EM
67	Plosscent		psi	8.1	89	$\tau_{resist.tub.}$		lb-ft	6.10
68	Plossrod		psi	8.1	90	τ_{string}		lb-ft	6.11
69	Pdischarge		psi	9.2	91	σ		KSI	6.12
70	ΔP		psi	5.1	POTENCIA Y DESEMPEÑO				
PROPIEDADES DEL FLUIDO					100	Npump		rpm	(23)/(27)
71	Rs		cft/bbl	CORR	101	N		rpm	(77)
72	β_o		bbl/bl	CORR	102	τ_{max}		lb-ft	7.5
73	β_g		cft/cft	CORR	103	η_v		%	(76)
74	β_w		bbl/bl	CORR	104	Wfluid			5.4
VELOCIDAD DE OPERACIÓN					105	Woutput			7.4
75	Qs		bfpd	CD	106	$\eta_{overall}$		%	5.12
76	η_v		%	5.9	107	Sfactor			(91)/(42)
77	N		rpm	5.8	108	Tfactor			(90)/(43)
SOLICITACION DE CARGAS					109	PL		%	5.2
SOLICITACION DE CARGAS					CRITERIOS DE VERIFICACION				
78	Fhyd		lbs	6.1	PASO	CONDICION	RECOMENDACIÓN		
79	Fweight		lbs	6.2	110	$N < N_{max}$			
80	Fareal		lbs	6.3	111	$N < N_{pump}$			
81	Fscoupling		lbs	6.5	112	$S_{factor} \leq FS$			
82	Fstring		lbs	6.5	113	$T_{factor} \leq 0,8$			
83	Fscnt		lbs	6.5	114	$\tau_{string} / \tau_{max} \leq 0,8$			
84	Frod		lbs	6.6					
85	τ_{pump}		lb-ft	5.5					

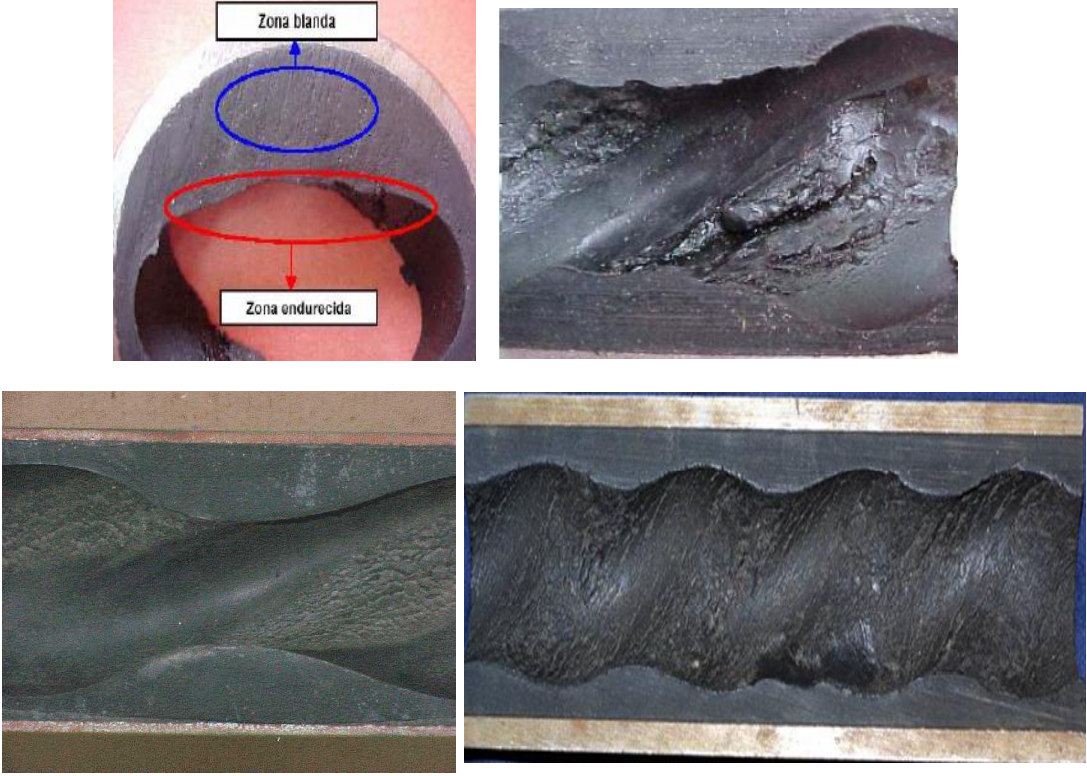
Figura 9.4 Abreviaturas del tutorial

ABREVIATURAS DEL TUTORIAL			
ABREVIATURA	DESCRIPCION	ABREVIATURA	DESCRIPCION
Qr	Rata total de flujo de diseño	ODcouplig	Diámetro externo acople
HD	Hoja de datos	ODcent	Diámetro equivalente centralizador
(x)	Valor del paso x	Lrod	Longitud de cada tramo de varilla
VA	Ver abreviaturas	Lcoupling	Longitud de cada acople
Qo	Rata de aceite: $(1) * [1 - (3)/100] - (4)$	Lcent	Longitud de cada centralizador
%Vol	% en volumen	#Coupling	Cantidad de acoples en la sarta
Qw	Rata de agua : $(1) \times (2)/100$	#Cent	Cantidad de centralizadores en sarta
GOR	Relación Gas petróleo	LTrod	Longitud total de cuerpo de la sarta
Hpump	Profundidad de la bomba	SD	Calculado por diseñador
ft(MD)	Profundidad medida en ft	LTcoupling	Longitud total de los acoples
ft(VD)	Profundidad vertical en ft	LTcent	Longitud total de los centralizadores
Hfluid	Nivel del fluido en el anular	Tm	Temperatura media $[(14)+(15)]/2$
WHT	Temperatura del fluido en superficie	γ_w	Gravedad específica del agua. Se puede asumir 1,05
BHT	Temperatura del fluido@Hpump	γ_{os}	Gravedad específica del aceite en superficie@WTH
%Agua	Corte de agua del fluido	γ_{om}	Gravedad específica del aceite en profundidad media de tubería@Tm
%Solidos	Contenido de arena del fluido	γ_{ob}	Gravedad específica del aceite a profundidad de bomba@BHT
%Separacion	Cantidad de gas separado al anular	γ_{fs}	Gravedad específica del fluido en superficie@WTH
qth	Caudal teórico de la bomba @300 rpm	γ_{fm}	Gravedad específica del fluido en profundidad media de tubería@Tm
Plift	Levantamiento de la bomba	γ_{fb}	Gravedad específica del fluido a profundidad de bomba@BHT
Dr	Diámetro mayor del rotor	Gf	Gradiente de presión del fluido
$T_{friction}$	Torque de fricción de bomba@300 rpm	μ_{WS}	Viscosidad del agua@WHT
CD	Valor en la curva de desempeño	μ_{WM}	Viscosidad del agua@Tm
EP	Especificaciones del proveedor	μ_{wb}	Viscosidad del agua@BHT
HPmotor	Potencia de placa del motor	μ_{oS}	Viscosidad del aceite@WHT
Nmotor	Velocidad motor a 60 Hz	μ_{oM}	Viscosidad del aceite@Tm
Fmax	Capacidad de carga axial cabezal		
Nmax	Velocidad máxima cabezal		
Tmax	Torque máximo Cabezal		
R	Relación de transmision total		
Dt	Diámetro interno tubería de produccion		
ODrod	Diámetro externo sarta de bombeo		
IDrod	Diámetro interno sarta de bombeo		


Figura 9.4 Continuación


ABREVIATURAS DEL TUTORIAL			
ABREVIATURA	DESCRIPCION	ABREVIATURA	DESCRIPCION
μ_{ob}	Viscosidad del aceite@BHT	Fsstring	Fuerza ascendente sup. por cuerpo
μ_{fS}	Viscosidad del fluido@WHT	Fscent	Fuerza ascendente sup. por centralizado
μ_{fm}	Viscosidad del fluido@Tm	Frod	Carga axial en el eje del cabezal
μ_{fb}	Viscosidad del fluido@BHT	T_{pump}	Torque requerido por la bomba
γ_g	Gravedad específica del gas	$T_{\text{resist.fluid}}$	Torque de resistivo por el fluido
THP	Presión requerida por la línea de flujo	Fcontactdes.	Carga de contacto distribuida de diseño
CHP	Presión del anular en cabeza de pozo	DSP	Profundidad donde inicia la desviacion
Pintake	Presión en la succion de la bomba	$T_{\text{resist.tub.}}$	Torque resistivo por rozamiento de la sarta con la tubería de producción
RE	Numero de reynolds para flujo vertical Anular	T_{string}	Torque total en el eje del cabezal
Plosscoupling	Pérdidas en tubería por acoples	σ	Esfuerzo de von misses
Plosscent	Pérdidas en tubería por centralizadores	Npump	Máxima velocidad en el eje del cabezal
Plossrod	Pérdidas en tubería por cuerpo de varilla	T_{max}	Max. torque suministrado por el motor
Pdischarge	Presión en la descarga de la bomba	Wfluid	Potencia hidráulica
ΔP	Presión diferencial en la bomba	Woutput	Potencia en el eje del motor
Pb	Presión de burbuja del petroleo	η_{overall}	Eficiencia mecánica total
Cl-	Contenido de iones CL-	Sfactor	Factor de servicio de esfuerzo
Wr	Peso lineal de la sarta de bombeo	Tfactor	Factor de servicio de torque
σ_{yield}	Esfuerzo a la fluencia de la sarta	PL	Carga de presión sobre la bomba
T_{yield}	Torque a la fluencia de la sarta	CORR	Correlación
FS	Factor de servicio sarta de bombeo		
Rs	Solubilidad del gas		
β_o	Factor volumétrico del aceite		
β_g	Factor volumétrico del gas		
β_w	Factor volumétrico del agua		
Qs	Escurrimiento de la bomba@ ΔP		
η_v	Eficiencia volumétrica		
N	Velocidad de bombeo		
Fhyd	Carga axial por columna de fluido		
Fweight	Carga axial por peso de la sarta		
Fareal	Fuerza ascendente areal		
Fscoupling	Fuerza ascendente sup. por acople		

6.10 CATALOGO DE FALLAS COMUNES

ELASTOMERO QUEMADO POR ALTA TEMPERATURA TRABAJO EN SECO	
CARACTERIZACION	
Endurecimiento superficial del elastómero, mientras que la parte interna conserva sus propiedades elásticas. Desprendimiento de elastómero inicia en la succión.	
CAUSAS	
La bomba trabaja por largos periodos de tiempo sin fluido. Esto puede ocurrir por baja productividad del pozo y/o por interferencia por gas.	
SOLUCIONES	
Monitorio de niveles de fluido. Especial a atención en campos de recuperación secundaria por posible deficiencia de la inyección. Asegurar buen desempeño de eficiencia volumétrica.	
IMAGENES	
	
FUENTES	
HIRSCHFELDT, Marcelo. Manual de Bombeo de Cavidades Progresivas. NETZSCH. Curso de entrenamiento PCP ISO 15136-1:2009.	



FALLA DE ADHERENCIA	
CARACTERIZACION	
<p>Caso 1. Desprendimiento del elastómero desde la pared del tubo. Este ultimo queda con apariencia pulida.</p> <p>Caso 2. Desprendimiento de elastómero de la pared del tubo dejando restos de elastómeros.</p>	
CAUSAS	
<p>Caso 1. Error en proceso de fabricación</p> <p>Caso 2. Este ocurre por ataque de fluidos, principalmente gas que penetran el elastómero hasta la pared del tubo.</p>	
SOLUCIONES	
<p>Caso 1. Reportar la falla y evidencias con el fabricante.</p> <p>Caso 2. Evaluar otro tipo de adhesivo. Utilizar Estatores con adherencia mecánica entre rotor y estator. Evaluar elastómeros menos permeables al gas.</p>	
IMAGENES	
 <p style="text-align: center;">Caso 1</p>	 <p style="text-align: center;">Caso 2</p>
	
FUENTES	
<p>HIRSCHFELDT, Marcelo. Manual de Bombeo de Cavidades Progresivas.</p> <p>AL-MAHOQUI, Salim. Rod Driven PCP applications in south oman.</p>	

ABRASION
CARACTERIZACION
Superficie del elastómero rugosa y rayada. La erosión puede ser profunda. Puede encontrarse granos de arena incrustados en la goma. Baja eficiencia volumétrica por reducción de la interferencia.
CAUSAS
Arena. La agresividad de la arena depende de la velocidad interna de la partícula, Velocidad de bombeo, tamaño y dureza de la partícula.
SOLUCIONES
Usar elastómeros más blandos Disminuir la velocidad de bombeo utilizando bomba de mayor desplazamiento o aumentar la capacidad de levantamiento para mejorar eficiencia volumétrica Disminuir la velocidad interna de la partícula mejorando la geometría de la misma
IMAGENES

FUENTES
HIRSCHFELDT, Marcelo. Manual de Bombeo de Cavidades Progresivas. Version 2008. ISO 15136-1. 2009

CORROSION	
CARACTERIZACION	
Pequeños huecos localizados en la superficie de la capa de cromo.	
CAUSAS	
La capa de cromo duro es porosa. Componentes corrosivos del fluido producido entran por esos poros e inician un proceso de corrosión en el metal localizado bajo la capa de cromo duro. Cuando este proceso de corrosión se encuentra avanzado se compromete la resistencia a la torsión del rotor, lo que puede manifestarse en una ruptura del rotor por fatiga.	
SOLUCIONES	
Utilización de rotores de acero inoxidable Inhibición del fluido producido.	
IMAGENES	
	
FUENTES	
SAVETH. Ken. General guide lines for failure analysis of down hole progressing cavity pumps.	

ROSCA DESGASTADA POR ROZAMIENTO	
CARACTERIZACION	
Rosca de pin y acople rasgada mecánicamente. Generalmente ocurre en presencia de backspin y/o arranque de pozos. También ocurre cuando una bomba se bloquea	
CAUSAS	
Sobreajuste repentino por energía torsional en la sarta de bombeo sobre una unión contaminada.	
SOLUCIONES	
Revisión a los procesos de instalación de sarta de bombeo Impecable limpieza de la unión antes del ajuste Disminuir el factor de servicio Aplicación de varillas con conexión NO API	
IMAGENES	
	
FUENTES	
CFER TECHNOLOGIES. PCP System Failure Tracking and Benchmarking Analysis for Run-Life Improvement. SPE PCP Conference. Houston. April 28-29. 2008 NORRIS. Análisis de las fallas de las varillas de bombeo	

RUPTURA DEL PIN
CARACTERIZACION
<p>Caso 1. Ruptura del pin en la zona de aliviador de tensiones</p> <p>Caso 2. Ruptura del pin por el primer filete de rosca</p>
CAUSAS
<p>Caso 1. La ruptura por fatiga ocurre por pérdida de desplazamiento y baja precarga del pin, el cual es sometido a flexión cíclica hasta la falla. Cuando la ruptura no tiene forma típica de fatiga y se detecta una deformación plástica en la zona de liberación de tensiones la causa es un sobre-ajuste de la unión, el cual, puede ser sobre ajuste en instalación y/o ajuste dinámico en operación por resistencia torsional de la unión menor al torque de operación.</p> <p>Caso 2. Ruptura por bajo ajuste de instalación permitiendo baja precarga en la unión, tal que al separarse la cara del hombro y del acople ocurre flexión en el pin, pero manteniendo se rígida la parte superior al primer filete de rosca.</p> <p>Nota: Una unión puede aflojarse en fuertes backspin.</p>
SOLUCIONES
<p>Revisión a los procesos de instalación de sarta de bombeo.</p> <p>Impecable limpieza del pin</p> <p>Disminuir factor de servicio de diseño. Usar varilla con conexión NO API.</p>
IMAGENES
 
FUENTES
NORRIS

RUPTURA POR FATIGA EN CUERPO	
CARACTERIZACION	
Ruptura en el cuerpo de la varilla	
CAUSAS	
Ocurren por fatiga por esfuerzos inducidos por la curvatura del pozo. Generalmente acompañado de concentradores de esfuerzos como corrosión.	
SOLUCIONES	
Usar varilla de mayor diámetro en el tramo de alta curvatura Disminuir el factor de servicio de diseño Bajar esfuerzos instalando guías o Instalando varillas cortas	
IMAGENES	
	
FUENTES	
NORRIS	

7. ANALISIS DE RESULTADOS

El orden y estructura del contenido final referente al inicial propuesto presenta las siguientes diferencias:

- a. Se inserta un capítulo nuevo nombrado “Sarta de Bombeo”. Esto ocurre al obtener la versión 2009 de la Norma ISO 15136-1, donde la sarta de bombeo es considerada equipo principal. La versión 2001 la sarta de bombeo estaba catalogada como un accesorio.
- b. Se antepone el capítulo de aplicaciones y consideraciones especiales al capítulo de dimensionamiento del sistema porque el proceso de dimensionamiento direccionado para este documento involucra algunos conceptos que eran desarrollados en ese capítulo.

En todos los capítulos la calidad de las imágenes y figuras es muy superior a los documentos antecesores descritos en el estado del arte. Esto se logra al apilar y clasificar coherentemente las presentaciones realizadas en los SPE ATW de los últimos años; al uso de los catálogos de fabricantes en medio magnético y a los archivos multimedia de internet. En los SPE ATW Ingenieros de aplicaciones tratan de explicar muy didácticamente algunos conceptos de BCP, convirtiéndose sus trabajos en un material gráfico de alto peso para transmitir los conceptos y características del mismo de una forma clara, sin dejar espacio a la ambigüedad y diversidad de interpretaciones.

Los conceptos de geometría fueron desarrollados partiendo del estudio de la hipocicloide y de la hélice circular; logrando que el usuario comprenda el origen de las diferentes formulaciones con componente geométrico. En el estado del arte descrito arriba, estas ecuaciones estaban desarrolladas prácticamente para bombas monolobulares (Rotor de una sola hélice), con el tratamiento del tema geométrico, las variables podrán resolverse para múltiples geometrías.

En los tópicos de elastómeros se parte desde el concepto de polímero, resumiendo ligeramente sus propiedades termodinámicas y su estructura química. De esta manera que el usuario asimilara más rápidamente las propiedades físicas, químicas, mecánicas, dinámicas y viscoelásticas que enmarcan la aplicación de elastómeros en BCP; así como los procesos de hinchamiento por difusión de fluidos.

Para trabajar el desempeño de una bomba BCP se desarrolla de manera independiente las variables que califican el comportamiento del sistema, para enseñar paso a paso el cálculo de una curva de desempeño, cosa que es nueva dentro de un documento de aplicaciones BCP. Con las herramientas anteriormente mencionadas, y los criterios de aceptación y rechazo establecidos en la norma ISO 15136:1:9000, el usuario queda en conocimiento para usar y reusar una bomba BCP bajo un sistema de validación mundial.

En el pasado; al mencionar sarta de bombeo como un componente del sistema de producción; es equivalente a varillas convencionales API. En este documento se trabaja otras alternativas que han sido implementadas con éxito en la última década como desarrollo tecnológico de diferentes fabricantes como productos para BCP, ya que, las varillas convencionales fueron originalmente diseñadas para bombeo mecánico.

Las pérdidas de flujo generada en la tubería; así como las esfuerzos de corte generados en la sarta de bombeo por efectos de la viscosidad del fluido son incluidos ídem a la literatura actual con las correlaciones allí especificadas. Estas correlaciones han sido utilizadas por el autor con excelente aproximación, y por tanto, pueden recomendarse. De esta manera se logra un tutorial para dimensionar BCP con la aplicación conjunta de todos los conceptos desarrollados con alcance para flujo monofásico.

Los capítulos del documento en referencia a definiciones, nomenclatura y abreviaturas se desarrollas lo más estrecho posible a la Norma ISO: 15136-1:2009; con el fin de normalizar y universalizar la aplicación del documento. La mayoría del contenido fue reforzado con ejemplos y ejercicios puntualizando lo de mayor significancia.

Por último, los capítulos de aplicaciones y consideraciones especiales; y catalogo de fallas fue seleccionado y estructurado pensando en los problemas que surgen en el uso de BCP en Colombia. Esto se logro por la experiencia específica del autor.

CONCLUSIONES

Se logro un documento estructurado para la comprensión del sistema de levantamiento artificial BCP impulsado con sarta de bombeo; iniciando por una descripción general del sistema; y luego detallando cada componente desde fondo a superficie. Así un ingeniero de aplicaciones de levantamiento artificial encadenara como el comportamiento de la bomba impacta lo que ocurre en la sarta de bombeo, y como lo que ocurre en la sarta de bombeo impacta en superficie; pudiendo interpretar desde las variables de superficie el comportamiento de todo el sistema, e inferir soluciones. Todos los capítulos están reforzados con buena calidad en diagramas e imágenes; así como diferentes modalidades de ejemplos y ejercicios que lo encaminaran al correcto entendimiento de los conceptos, y al correcto uso de ecuaciones y correlaciones.

Con el tratamiento dado en los dos últimos capítulos del documento, se direcciona al ingeniero de aplicaciones a que busque soluciones en sus prácticas operacionales y de diseño; mas no en desarrollo tecnológico de los fabricantes. Aunque van de la mano; las aplicaciones en Colombia ocurren mayormente en campos con recuperación secundaria; donde se conjugan pozos direccionales, ataque químico, y fluidos abrasivos; y una aplicación exitosa del sistema vendrá de mejores prácticas operacionales.

Es definitivo que el documento mejora el estado del arte actual al involucrar lo siguiente:

- Normas ISO 15136-1:2009 e ISO 15136-2:2003
- Otras tecnologías de sarta de bombeo desarrolladas por los fabricantes
- Calculo de la curva de desempeño; y criterios de validación y rechazo de las bombas nuevas y a reusar; incrementando la calidad y confiabilidad de las bombas de cavidad progresiva en Colombia.

El tutorial de dimensionamiento puede llevarse fácilmente a una hoja de cálculo, estableciendo una buena herramienta para el Ingeniero de producción quien lograra diseños bastante aproximados y prácticos, solamente al requerir la información producida en campo.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

MATTHEWS, Cam; ZAHACY, Todd; SKOCZYLAS, Paul. Progressing Cavity Pumping System: Design, Operation and Performance Optimization. C-FER. 1999.

CIULLA, Francesco. Principios Fundamentales para Diseño de Sistemas con Bombas de Cavidad progresiva. Weatherford ALS.

NETZSCH. Entrenamiento de bombas de cavidades progresivas. Rev01.

K.J, Saveth; S.T, Klein. The progressing Cavity Pump: Principle and Capabilities. Robbins and Myers Inc.1989. SPE 18873.

DELPASSAND, Majid. Progressive Cavity Pump Design Optimization for Abrasive Applications. Moyno Oilfield Products, A unit of Robbins and Myers. 1997. SPE 37455.

D.J, Wiltse; B.A, Weir. Eliminating Sucker Rod couplings Can Reduce Progressing Cavity Pump Operating Cost. Highland/Corod Inc. 1995. SPE 30275.

D.E, Olmos; H.A, Ernst; J.A, Villasante; D.H, Johnson; A.F, Ameglio. Hollow Rods: Development of a new technology for pcp. 2001. SPE 69558.

HIRSCHFELDT, Marcelo. Manifestación del fenómeno de histéresis en bombas de cavidades progresivas en el yacimiento diadema, cuenca del golfo de San Jorge. Compañías Asociadas petroleras S.A. II Congreso de Hidrocarburos 2003. Buenos Aires Argentina.

HIRSCHFELDT, Marcelo. Manual de Bombeo de Cavidades Progresivas. Version 2008.

ISO 15136-1:2001(E), Downhole equipment for petroleum and natural gas industries-Progressing cavity pumps systems for artificial lift. Part 1.

ISO 15136-2:2006(E), Petroleum and natural gas industries-Progressing cavity pumps systems for artificial lift. Part. 2.

YOUNG, Eduardo. Elastómeros: Comportamiento con la temperatura y agentes agresivos. 2002.

PCM. New advances in PCP elastomers technologies. PCP workshop. Houston. 2004.

DUNN, Lonnie. Fluid/elastomer compatibility evaluation for progressing cavity pumping applications. Weatherford. SPE PCP technical conference. 2008.

ISO 15136-1:2009. Petroleum and gas natural industries- progressing cavity pump system for artificial lift.

Noble, Evan. Full Scale Testing Investigation in to Cavity Pressure Ratings in PC Pumps. ATW SPE PCP. 2008.

NETZSCH. Manual de sistemas BCP.

AL-MAHOUI, Salim. Rod Driven PCP applications in south Oman. TIERRA ALTA. Improving pump performance

RODRIGUEZ, Javier. Six Years of Continuous Success With Progressing Cavity Pumps in Boscán Oil Field – Keys For Success And Lessons Learned

GANG, Cao; HE, Liu; GUOCHEN, Shi. Technical Breakthrough in PCPs' Scaling Issue of ASP Flooding in Daqing Oilfield. ATW SPE 2008.

C-FER. Progressing Cavity Pumping System Applications in Heavy oil production. SPE 30271

ANEXOS

ANEXO 1 GLOSARIO

AROMATICO: Se define como hidrocarburo aromático al polímero que tienen un total de $4n+2$ electrones pi (enlace químico covalente) en el anillo. El análisis de aromáticos del crudo se realiza generalmente por métodos cromatográficos. El crudo se separa por destilación en dos cortes: la fracción pesada o residuo que está constituido por especies con puntos de ebullición superiores a 220 °C, denominada corte 220+ y la fracción liviana con puntos de ebullición menores 220 °C, identificada como corte 220- o IBP–220 (desde el inicio del punto de ebullición hasta 220 °C). El corte pesado se analiza por cromatografía líquida de alta resolución (HPLC) ó cromatografía de capa fina (TLC), obteniéndose el porcentaje de saturados aromáticos, resinas y asfáltenos presentes en esa fracción del crudo. El corte liviano es caracterizado mediante cromatografía de gases. El contenido total de aromáticos y saturados se determina conociendo la proporción de estas especies en cada fracción y la relación de cada una de ellas en el crudo (determinada por destilación).

ANCLA ANTITORQUE: herramienta que previene que la BCP y/o la tubería de producción se desajuste debido al torque causado por el ajuste de interferencia entre rotor y estator.

BACKSPIN: Giro contrario a las manecillas del reloj que se produce en una parada de pozo por efecto de la energía torsional acumulada en la sarta de bombeo y la energía hidráulica almacenada en la tubería de producción. Esta energía ocasiona que el fluido en la tubería drene a través de la bomba hacia el anular, y que se elimine la deflexión en la varilla generada por el torque requerido.

BARRA LISA: Varilla cuyo terminado superficial exige una muy baja rugosidad e imperfección dando una apariencia pulida, con pines ambos extremos, y es fabricada acorde a la norma API 11B.

BOMBA DE CAVIDAD PROGRESIVA (BCP): bomba que consiste en un estator y un rotor, cuya geometría de ensamblaje, crea dos o más series de cavidades separadas, espirales y lenticulares.

CABEZAL DE ROTACION: es el equipo de superficie que conecta el motor a la sarta de bombeo a través de un eje sólido o hueco.

DESPLAZAMIENTO: volumen de fluido bombeado en una revolución del rotor dentro del estator.

DIFUSION: La difusión es un proceso físico irreversible, en el que partículas materiales se introducen en un medio que inicialmente estaba ausente, aumentando la entropía del sistema conjunto formado por las partículas difundidas o soluto y el medio donde se difunden o disolvente.

ENTROPIA: La entropía describe lo irreversible de los sistemas termodinámicos. En termodinámica, la entropía (simbolizada como S) es la magnitud física que mide la parte de la energía que no puede utilizarse para producir trabajo. La función termodinámica entropía es central para la segunda Ley de la Termodinámica. La entropía puede interpretarse como una medida de la distribución aleatoria de un sistema. Se dice que un sistema altamente distribuido al azar tiene alta entropía. Puesto que un sistema en una condición improbable tendrá una tendencia natural a reorganizarse a una condición más probable (similar a una distribución al azar), esta reorganización resultará en un aumento de la entropía. La entropía alcanzará un máximo cuando el sistema se acerque al equilibrio, alcanzándose la configuración de mayor probabilidad.

ESFUERZO EFECTIVO DE VON MISES: es el esfuerzo a tensión uniaxial que generaría la misma energía de distorsión que la que se produciría por la combinación de los esfuerzos aplicados. Es aplicable para situaciones con esfuerzos combinados de tensión y cortante sobre un mismo punto.

ESTATOR: tubo con una hélice simple o múltiple adherida, típicamente de material elastomérico, cual siempre tiene una hélice más que el rotor, y con una conexión a la tubería de producción.

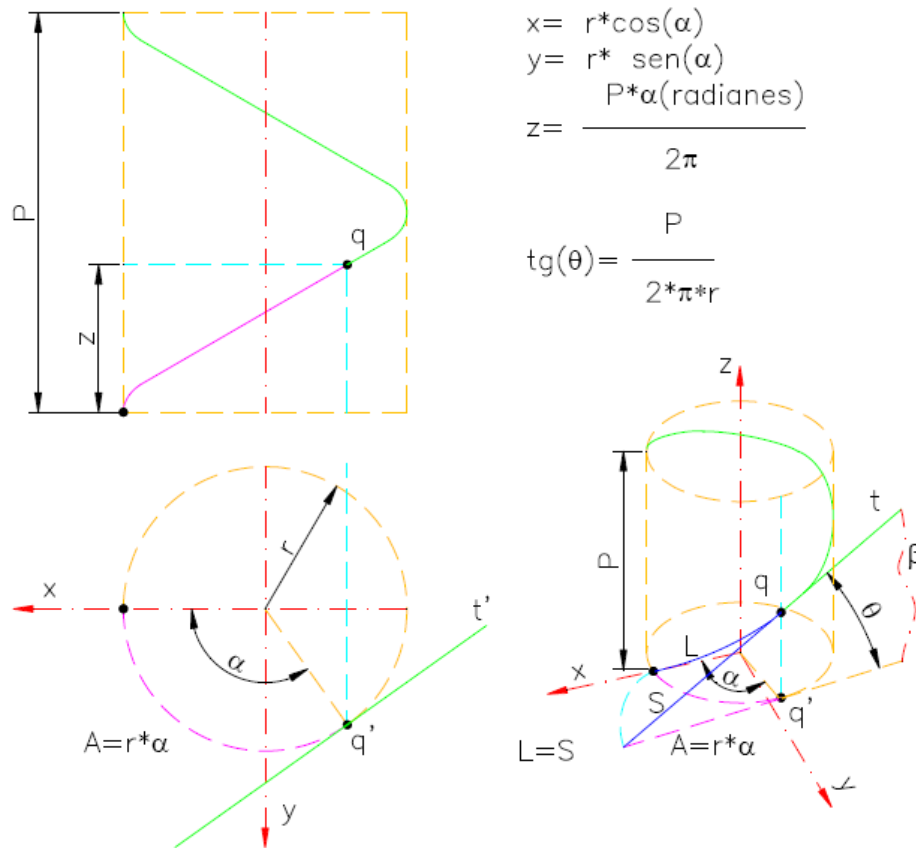
EXCENTRICIDAD: Distancia entre el eje del estator y el eje del rotor

FLUIDOS NO-NEWTONIANOS: Un fluido no newtoniano es aquél donde no hay proporcionalidad entre el esfuerzo cortante y la velocidad de deformación.

$$\tau_{xy} = \mu \cdot \frac{du}{dt} \longrightarrow \text{Ley de viscosidad de Newton}$$

GRAPA DE BARRA LISA: Herramienta localizada en el tope del cabezal de rotación que suspendiendo la sarta de bombeo transmite torque y rotación a la misma.

HELICE CILINDRICA: Es una curva que corta a las generatrices de un cilindro recto con ángulo constante. Es decir que la distancia entre dos puntos de corte consecutivo de la hélice con cualquiera de las mencionadas generatrices (rectas paralelas al eje del cilindro y contenidas en su superficie externa) es una constante de la curva, independientemente de la generatriz o los puntos escogidos, llamada paso de la hélice. A continuación establecemos las relaciones geométricas de una hélice circular.



INTERFERENCIA: Ajuste radial entre el estator y el rotor de la bomba.

LEVANTAMIENTO NOMINAL: presión diferencial máxima permisible de una BCP.

LONGITUD DEL PASO: Distancia entre dos crestas pertenecientes a la misma línea de sello.

MOTOR: motor (típicamente eléctrico, hidráulico o de combustión interna) que provee torque al tren de potencia.

PIN DE PARO: herramienta que determina la posición del rotor durante la instalación de BCP.

POLIMERO: Combinación química de moléculas llamadas monómeros. Tienen comportamiento viscoelástico.

PRESIÓN DIFERENCIAL: diferencia de presión entre la descarga y la succión de la bomba.

MONOMEROS: El monómero (del griego *mono*, uno y *meros*, parte) es una molécula de pequeña masa molecular que unida a otros monómeros, a veces cientos o miles, por medio de enlaces químicos, generalmente covalentes, forman macromoléculas llamadas polímeros. Cada uno de los monómeros que se unen entre sí para formar el polímero está normalmente compuesto de carbono, hidrógeno, oxígeno y/o silicio.

ROTOR: eje de la bomba, cuya superficie externa tiene forma de hélice múltiple o simple, y provee una conexión a la sarta de bombeo.

ROTOR ESTANDAR: rotor de que genera una curva de desempeño con los criterios de validación de la norma ISO 15136-1. Es decir, 70-90% de eficiencia volumétrica, a levantamiento nominal, a temperatura ambiente, con agua, a 300 rpm.

ROTOR SOBREDIMENSIONADO: Rotor de tamaños superiores al del rotor estándar. Existen varios tamaños de rotores sobredimensionados para un mismo modelo de bomba para ajustar la interferencia según el hinchamiento (negativo) estimado del elastómero.

ROTOR SUBDIMENSIONADO: Rotor de tamaños inferiores al del rotor estándar. Existen varios tamaños de rotores subdimensionados para un mismo modelo de bomba para ajustar la interferencia según el hinchamiento estimado del elastómero.

SARTA DE BOMBEO: La sarta de bombeo es típicamente una sarta de varilla convencional usada para transmitir potencia desde superficie hasta la bomba de fondo.

TE DE FLUJO: herramienta instalada en el cabezal de pozo que sirve para derivar el fluido producido hacia las líneas de flujo; y ajustar y sostener en operación al cabezal de rotación.

TEMPERATURA DE TRANSICION VITREA: La Temperatura de transición vítrea (T_g) es la temperatura a la que se da una pseudotransición termodinámica en materiales vítreos, por lo que se encuentra en vidrios, polímeros y otros materiales inorgánicos amorfos. Esto quiere decir que, termodinámicamente hablando, no es propiamente una transición. La T_g se puede entender de forma bastante simple cuando se entiende que en esa temperatura el polímero deja de ser rígido y comienza a ser ahulado o blando.

TREN DE POTENCIA: componentes del equipo de superficie y equipo auxiliar que transmite potencia desde el motor a la sarta de bombeo.

VISCOELASTICIDAD DE POLIMEROS: Los polímeros son materiales que presentan viscoelasticidad. Un material viscoelástico es un material que presenta tanto propiedades viscosas como elásticas. La elongación en estos materiales depende no sólo de la tensión sino que depende del tiempo que ésta es aplicada. Mientras se aplica una tensión constante, la elongación incrementa lentamente, alcanzando un valor máximo de forma exponencial. La base de la explicación de este fenómeno obedece a fricciones internas en el material. Físicamente las propiedades elásticas son el resultado de desplazar ligeramente los átomos de su posición de equilibrio, mientras las propiedades viscosas proceden de la difusión de átomos o moléculas en el interior del material.

ANEXO 2 EJERCICIOS DE APLICACIÓN

EJERCICIO 1. Determine la relación de pasos entre el rotor y el estator para una bomba de designación geométrica 2:3.

Por la designación geométrica el número de lóbulos del rotor es 2. Reemplazando en la ecuación 2.1 tenemos:

$$P_s = \frac{2 + 1}{2} P_r = 1.5P_r$$

EJERCICIO 2. Calcular el área de flujo para bomba 2:3 sabiendo que presenta una excentricidad de 0.5 in, y un diámetro de hélice de rotor de 3 pulg.

Del enunciado tenemos que $e=0.5$ in, $d=3$ pulg. y $n_r=2$. Aplicando la ecuación 2.8 tenemos:

$$A = \frac{3.1416 * (3 + 2 * 2 * 0.5 + 2 * 0.5)^2 * (2 * 2 + 1)}{64} = 8.8 \text{ in}^2$$

EJERCICIO 3. Calcular la excentricidad de una bomba 1:2, sabiendo que el área de flujo son 5 in^2 , y que la hélice del rotor tiene un diámetro mayor de 3.5 in.

De la ecuación 2.2 tenemos: $d_r = D_r - 2e$

Ahora reemplazando en la ecuación 2.6 tenemos: $A = 4e(D_r - 2e) \rightarrow 5 = 4e(3.5 - 2e)$

Por iteración resolvemos $e = 0.5$ in.

EJERCICIO 4. Determinar las expresiones matemáticas para calcular el desplazamiento en una bomba 1:2 y una bomba 2:3.

Para bomba 1:2 reemplazamos la ecuación 2.6 en la ecuación 3.1 obteniendo:

$$q_{th} = 0,594 * e * d_r * P_s$$

Donde:

q_{th} : Desplazamiento en bfpd/rpm

e : Excentricidad en in

d_r : diámetro menor del rotor en in

P_s : Paso del estator en in

Para bombas 2:3 reemplazamos la ecuación 2.7 en la ecuación 3.1 obteniendo:

$$q_{th} = 0,297 * P_s * \frac{\pi(d_r + 2n_r e + 2e)^2(2n_r + 1)}{4(n_r + 2)^2} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Donde,

q_{th} : Desplazamiento en bfpd/rpm

e : Excentricidad en pulg

d_r : diámetro menor del rotor en pulg

P_s : Paso del estator en pulg

EJERCICIO 5. Cual paso de rotor deberá tener la bomba de geometría 2:3 con un area transversal de flujo de 0.46 in², si se requiere que la bomba produzca 300 bfpd a 200 rpm.

$$A_c = 0.46 \text{ in}^2$$

$$V_c = 300/200 = 1.5 \text{ bfpd/rpm}$$

Aplicando la ecuación 3.1 obtenemos:

$$q_{TC} = 0.1485 * A_c * P_s * n_r = 0.1485 * 0.46 * 1.5 * P_r * 2 = 0.205 * P_r$$

$$P_r = \frac{q_{TC}}{0.205} = \frac{1.5}{0.205} = 7.3 \text{ in}$$

EJERCICIO 6. En una prueba ASTM D2632 se estimo que la energía recuperada al deformar una muestra de elastómero fue del 85%. ¿Cuál es la histéresis de la muestra ante la deformación ocasionada?

En la ecuación 4.1. Reemplazamos el valor de resiliencia obtenido en la prueba de laboratorio,

$$H = 1 - R = 1 - 0.85 = 0.15$$

$$H(\%) = 0.15 * 100 = 15\%$$

EJERCICIO 7. En la Fig. 4.11 se realizo una prueba para determinar el hinchamiento de elastómeros para los fluidos de los pozos A y B; los cuales en su caracterización registra presencia de aromáticos livianos. Seleccione el elastómero apropiado y justifique.

En la grafica podemos observar que el elastómero NBR con medio contenido de nitrilo no tiene tendencia a estabilizar en el tiempo, por lo cual se descarta inmediatamente para una posible aplicación. Los elastómeros NBR con alto y muy alto contenido de ACN registran muy buenos valores de hinchamiento final, y tienen tendencia a estabilizarse; sin embargo del primero se espera mejores propiedades elásticas por tal razón es el seleccionado.

EJERCICIO 8. Responder si las siguientes afirmaciones son falsas o verdaderas

- A. La vulcanización es el proceso donde el elastómero se convierte en un material termoplástico. ()
- B. Los átomos de azufre se unen entre sí, para entrelazar las cadenas de polímeros durante el curado de un elastómero. ()
- C. Histéresis es la pérdida de energía que sufre un elastómero cuando se deforma. ().
- D. Los elastómeros son impermeables a cualquier fluido, pero se expanden al incrementar la temperatura. ().
- E. Los elastómeros tienen propiedades viscoelásticas, ya que, se continúan deformando en el tiempo, cuando son sometidos a un esfuerzo. ()
- F. La elasticidad de los elastómeros proviene de la habilidad de las cadenas poliméricas de cambiar de posición. ()
- G. El hinchamiento de elastómeros se vuelve asintótico con el tiempo cuando estabiliza. ()

A(F)-B(V)-C(V)-D(F)-E(V)-F(V)-G(V)

EJERCICIO 9. Para las siguientes condiciones de operación seleccione elastómero genérico que aplique:

- A. T=260°F, Contenido de aromáticos livianos>6%, contenido de CO₂=1%, contenido de H₂S = 100 ppm, Contenido de arena = 0.2%.
- B. T=120°F, Contenido de aromáticos livianos=3%, contenido de CO₂=8%, contenido de H₂S = 100 ppm, Contenido de arena = 3%.
- C. T=130°F, Contenido de aromáticos livianos=0.5%, contenido de CO₂=1%, contenido de H₂S = 200 ppm, Contenido de arena = 10%.
- D. T=130°F, Contenido de aromáticos livianos=0.5%, contenido de CO₂=1%, contenido de H₂S = 800 ppm, Contenido de arena = 2%, API<15
- E. T=200°F, Contenido de aromáticos livianos=5%, contenido de CO₂=1%, contenido de H₂S = 500 ppm, API<40

(A)FKM-(B)NBR ALTO ACN-(C)NBR BAJO ACN-(D)HNBR-(E)FKM

EJERCICIO 10. Se realizó una prueba hidráulica funcional a una bomba nueva en agua y a temperatura ambiente. El personal registró la designación de la bomba encontrando una capacidad de levantamiento de 2000 psi y un desplazamiento teórico de 4 BFPD x rpm. Los datos registrados se encuentran en la tabla 5.3. Se requiere establecer el desplazamiento teórico actual x rpm, y calcular los datos de las columnas vacías con el fin

de obtener la curva de desempeño de la bomba. El rotor es subdimensionado y el fabricante determina que para estos rotores y a 2000 psi la bomba debe entregar una eficiencia volumétrica entre el 50% y 70%. Elaborar la curva de desempeño.

Datos obtenidos del banco de prueba.

N	ΔP	Q _r	1 Q _s	2 T _{pump}	3 W _{shaft}	4 W _{fluid}	5 η _v	6 η _{overall}
SPEED RPM	PRESSURE PSI	CAUDAL BFPD	CAUDAL BFPD	TORQUE LB-FT	POTENCIA HP	POTENCIA HP	EFF. VOL. %	EFF. TOTAL %
100.00	0.00	397.00		43.82				
100.00	500.00	377.15		223.22				
100.00	1000.00	357.30		402.62				
100.00	1500.00	309.26		582.02				
100.00	2000.00	250.11		761.42				
200.00	0.00	795.00		44.70				
200.00	500.00	755.25		227.68				
200.00	1000.00	687.28		410.67				
200.00	1500.00	604.80		593.66				
200.00	2000.00	471.75		776.65				
300.00	0.00	1194.00		45.57				
300.00	500.00	1134.30		232.15				
300.00	1000.00	1043.56		418.72				
300.00	1500.00	939.20		605.30				
300.00	2000.00	751.36		791.88				

De la ecuación 3.4 obtenemos el desplazamiento actual x rpm así:

$$q_{TH} = \frac{Q_c}{N} = \frac{1194}{300} = 3,98 \text{ bfpd/rpm}$$

De la ecuación 5.3 y con el desplazamiento actual determinado calculamos la columna 1 así:

$$Q_s = 3,98 * N - Q_r = 3,98 * 100 - 377,15 = 20,85 \text{ bfpd}$$

Calcularemos los datos de los puntos de prueba de 100 rpm y 500 psi, los demás se calculan repitiendo los pasos.

De la ecuación 5.7 calculamos el valor de la columna 3 así:

$$W_{shaft} = N * \frac{T_{pump}}{5252} = 100 * \frac{223,22}{5252} = 4,25 \text{ HP}$$

De la ecuación 5.4 obtenemos los datos de la columna 4 así:

$$W_{fluid} = 1,7 * 10^{-5} * \Delta P * Q_r = 0,000017 * 500 * 377,15 = 3,21 \text{ HP}$$

De la ecuación 5.8 se calcula los datos de la columna 5 así:

$$\eta_V = 100 * \frac{Q_r}{q_{TH} * N} = 100 * \frac{377,15}{3,98 * 100} = 94,76\%$$

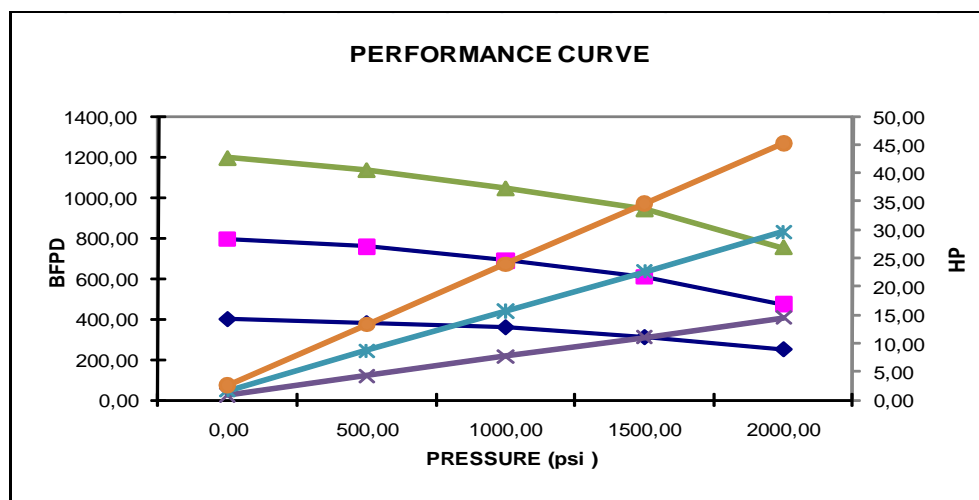
De la ecuación 5.12 se calcula los datos de la columna 6 así:

$$\eta_{overall} = 100 * \frac{W_{fluid}}{W_{shaft}} = 100 * \frac{3,21}{4,25} = 75,4\%$$

A continuación observamos la tabla resuelta en su totalidad.

			1	2	3	4	5	6
N	ΔP	Qr	Qs	τ _{pump}	W _{shaft}	W _{fluid}	η _v	η _{overall}
SPEED	PRESSURE	CAUDAL	CAUDAL	TORQUE	POTENCIA	POTENCIA	EFF. VOL.	EFF. TOTAL
RPM	PSI	BFPD	BFPD	LB-FT	HP	HP	%	%
100,00	0,00	397,00	1,00	43,82	0,83	0,00	99,75	0,00
100,00	500,00	377,15	20,85	223,22	4,25	3,21	94,76	75,43
100,00	1000,00	357,30	40,70	402,62	7,67	6,07	89,77	79,23
100,00	1500,00	309,26	88,74	582,02	11,08	7,89	77,70	71,16
100,00	2000,00	250,11	147,89	761,42	14,50	8,50	62,84	58,66
200,00	0,00	795,00	1,00	44,70	1,70	0,00	99,87	0,00
200,00	500,00	755,25	40,75	227,68	8,67	6,42	94,88	74,04
200,00	1000,00	687,28	108,72	410,67	15,64	11,68	86,34	74,71
200,00	1500,00	604,80	191,20	593,66	22,61	15,42	75,98	68,22
200,00	2000,00	471,75	324,25	776,65	29,58	16,04	59,26	54,23
300,00	0,00	1194,00	0,00	45,57	2,60	0,00	100,00	0,00
300,00	500,00	1134,30	59,70	232,15	13,26	9,64	95,00	72,71
300,00	1000,00	1043,56	150,44	418,72	23,92	17,74	87,40	74,17
300,00	1500,00	939,20	254,80	605,30	34,58	23,95	78,66	69,27
300,00	2000,00	751,36	442,64	791,88	45,23	25,55	62,93	56,48

Graficando potencia de la bomba y caudal real para los puntos de prueba se obtiene la siguiente curva.



EJERCICIO 11. Observando la curva teórica del fabricante para la bomba del ejercicio 10 se tiene que el torque de fricción de la bomba debe ser de 42 lb-ft. ¿Debe aceptarse y/o rechazarse la bomba?

Para la prueba realizada la variación del desplazamiento teórico y del torque de fricción es la siguiente:

$$\text{Variación } q_{TH} = 100 \cdot (4 - 3,98) / 4 = 0,5\% < \pm 5\%$$

$$\text{Variación } T_{friction} = 100 \cdot (42 - 45,57) / 42 = - 8,5\% < \pm 10\%$$

Los resultados están dentro de los criterios de aceptación.

EJERCICIO 12. Demostrar la ecuación 6.1

Fuerza = Presión * Área

$$F_{hyd} = \frac{\pi}{4} \Delta P_{discharge} (D_r^2 - D_{rod}^2) - \frac{\pi}{4} P_{intake} * D_r^2$$

$$F_{hyd} = \frac{\pi}{4} (P_{discharge} - P_{intake}) D_r^2 - \frac{\pi}{4} * P_{intake} * D_{rod}^2$$

$$F_{hyd} = \frac{\pi}{4} * (\Delta P) * D_r^2 - \frac{\pi}{4} * P_{intake} * D_{rod}^2$$

$$F_{hyd} = 0,7854 * [(\Delta P) * D_r^2 - P_{intake} * D_{rod}^2]$$

EJERCICIO 13. Calcular el esfuerzo efectivo en el tope de la sarta de bombeo a condiciones de operación descritas en la tabla abajo.

Utilizando la ecuación 6.1 calculamos la carga axial debido al diferencial de presión:

$$F_{hyd} = 0,7854 * (2014 * 2,28^2 - 176 * 1,125^2) = 8072,87 \text{ lb}$$

Utilizando la ecuación 6.2 calculamos la carga axial debido al peso:

$$F_w = 3,5 * 4500 = 15750 \text{ lb}$$

Utilizando la ecuación 6.3 calculamos la fuerza ascendente areal:

$$L_c = \frac{4500}{25} * 0,33 = 59,4 \text{ ft}$$

$$F_{areal} = 0,7854 * \left(0,42 * 59,4 + 0,011 * \frac{4500}{25} \right) * (2,375^2 - 1,125^2) = 92,53 \text{ lb}$$

DATOS DE ENTRADA		
PARAMETRO	VALOR	UND
Presion diferencial de operacion:	2014	psi
Perdidas de flujo:	100	psi
Perdidas de flujo atraves de un acople:	0,011	psi
Presión de succion:	176	psi
Gravedad especifica del fluido	0,97	
Regimen de Flujo	Laminar	NA
Profundidad de bomba:	4500	ft
Desplazamiento bomba	5	bfpd/rpm
Rata de flujo:	600	bfpd
Eficiencia volumetrica	70	%
Velocidad de bombeo	171,4	rpm
Diametro mayor del rotor	2,28	in
Longitud total de cada varilla:	25	FT
Longitud del acople:	0,33	ft
Diametro cuerpo de la varilla:	1,125	pulg
Diametro externo acople:	2,375	pulg
Diametro interno varilla (varilla hueca):	0	pulg
Peso de la varilla:	3,5	lb/ft
Grado de la varilla:	D	
Tensión a la fluencia:	85	ksi
Curvatura:	0	°/100 ft
Angulo de inclinación del pozo:	0	°
Diametro interno de la tubreria:	2,992	pulg
Gradiente de presión del fluido:	0,42	psi/ft
Viscocidad media del fluido:	500	cp
Viscocidad del fluido en superficie	600	cp
Viscocidad del fluido en fondo	400	cp
Torque fricción bomba:	50	lb-ft
Temperatura de fondo:	140	°F
Temperatura ambiente:	80	°F

Utilizando la ecuación 6.5 calculamos las fuerzas ascendentes superficiales debido a los acoples:

$$a = \ln\left(\frac{2,375}{2,992}\right) = -0,23$$

$$b = 2,992^2 - 2,375^2 = 3,31$$

$$c = 2,992^4 - 2,375^4 = 48,32$$

$$F_{surface} = 6,242 * 10^{-6} * 59,4 * 600 * 500 \\ * 2,375 \left[\frac{-0,23}{48,32 * -0,23 + 3,31^2} \right] \left[2,375 + \frac{3,31}{2 * -0,23 * 2,375} \right] * 0,6 \\ = -121,29 \text{ lb}$$

Utilizando la ecuación 6.5 calculamos las fuerzas ascendentes superficiales sobre el cuerpo de las varillas:

$$a = \ln\left(\frac{1,125}{2,992}\right) = -0,98$$

$$b = 2,992^2 - 1,125^2 = 7,69$$

$$c = 2,992^4 - 1,125^4 = 78,54$$

$$F_{surface} = 6,242 * 10^{-6} * 4440,6 * 600 * 500 \\ * 1,125 \left[\frac{-0,98}{78,54 * -0,98 + 7,69^2} \right] \left[1,125 + \frac{7,69}{2 * -0,98 * 1,125} \right] * 0,75 \\ = -915,84 \text{ lb}$$

Utilizando la ecuación 6,6 calculamos la carga axial total en la superficie:

$$F_{rod} = 8072,87 + 15570 - 92,53 - ABS[-915,84 - 121,29] = 22814,50 \text{ lb}$$

El torque de la bomba lo calculamos con la ecuación 5.5:

$$T_{pump} = 0,897 * 2014 * 5 + 50 = 953,279 \text{ lb} - ft$$

El torque resistivo por la fricción entre acople y fluido se determina con la ecuación 6.9:

$$T_{resistive(fluid)} = \frac{2,39 * 10^{-8} * 400 * 59,4 * 171,4 * 2,375^3 * \left(\frac{600}{400} - 1\right)}{(2,992 - 2,375) * \ln\left(\frac{600}{400}\right)} = 5,21 \text{ lb} - ft$$

El torque resistivo por la fricción entre varilla y fluido se determina con la ecuación 6.9:

$$T_{resistive(fluid)} = \frac{2,39 * 10^{-8} * 400 * 4440,6 * 171,4 * 1,125^3 * \left(\frac{600}{400} - 1\right)}{(2,992 - 1,125) * \ln\left(\frac{600}{400}\right)} \\ = 13,68 \text{ lb} - ft$$

El torque total en la superficie se determina por la ecuación 6.11:

$$T_{string} = 953,279 + 5,21 + 13,68 = 972,18 \text{ lb} - \text{ft}$$

El esfuerzo efectivo se calcula con la ecuación 6.12:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1,621 * 10^{-6} * 22814,5^2}{1,125^4} + \frac{1,12 * 10^{-2} * 972,18^2}{1,125^6}} = 75,8 \text{ ksi}$$

EJERCICIO 14. Determinar si la varilla seleccionada para la aplicación del ejercicio 13 cumple con los criterios de aplicación. Asumir que no existen agentes corrosivos en el fluido.

Esfuerzo efectivo de diseño = $0,9 * 85 = 76,5 \text{ ksi}$

$$\sigma_e = 75,8 \text{ ksi} < 76,5 \text{ ksi}$$

La varilla seleccionada aplica.

EJERCICIO 15. Un pozo presenta el punto de mayor curvatura a 1000 ft de profundidad, esta completado con una varilla de 1" x 25 ft de longitud que pesa 3 lb/ft. En ese punto la inclinación del pozo es de 30° y tiene una curvatura de 3.5°/100 ft. Sabiendo que a 1000 ft la carga axial es de 12000 lbs., y que la bomba está ubicada a 3500 ft determinar la carga de contacto en dicho punto.

$$F_{contact} = 3 * 25 * \text{Sen } 30 + 1,736 * 10^{-4} * 12000 * 25 * 3,5 = 219,78 \text{ lb}$$

EJERCICIO 16. Demostrar la ecuación 6.10

Teniendo en cuenta que:

Torque = Fuerza fricción x distancia = Fuerza de fricción x radio de la varilla

Fuerza fricción = Fuerza de contacto x coeficiente fricción

Coeficiente de fricción= 0,1

Tenemos lo siguiente:

$$T_{resistive(tubing)} = \sum \left(0,1 * F_{contact} * \frac{D_{string}}{2} \right)$$

Ahora para ingresar el diámetro en unidades en pulg y obtener el torque en unidades lb-ft:

$$T_{resistive(tubing)} = \sum \left(0,1 * F_{contact} * \frac{D_{string}}{2 * 12} \right) = \sum (4,17^{-3} * F_{contact} * D_{string})$$

EJERCICIO 17. Calcular el esfuerzo efectivo de von mises de un pozo desviado completado con varilla hueca PCProd 1000, el cual presenta las siguientes condiciones de operación.

DATOS DE ENTRADA		
PARAMETRO	VALOR	UND
Presion diferencial de operacion:	1366,192	psi
Perdidas de flujo:	150	psi
Perdidas de flujo atraves de un acople:	0	psi
Presión de succion:	143	psi
Gravedad especifica del fluido	0,95	
Regimen de Flujo	Laminar	NA
Profundidad de bomba:	3500	ft
Desplazamiento bomba	7	bfpd/rpm
Rata de flujo:	800	bfpd
Eficiencia volumetrica	70	%
Velocidad de bombeo	163,3	rpm
Diametro mayor del rotor	2,28	in
Longitud total de cada varilla:	31	FT
Longitud del acople:	0,2	ft
Diametro cuerpo de la varilla:	1,9	pulg
Diametro externo acople:	1,9	pulg
Diametro interno varilla (varilla hueca):	1,37	pulg
Peso de la varilla:	4	lb/ft
Grado de la varilla:	PCP ROD	
Tensión a la fluencia:	139	ksi
Curvatura:	0	°/100 ft
Angulo de inclinación del pozo:	30	°
Diametro interno de la tubería:	2,992	pulg
Gradiente de presión del fluido:	0,41	psi/ft
Viscosidad media del fluido:	700	cp
Viscosidad del fluido en superficie	800	cp
Viscosidad del fluido en fondo	600	cp
Torque fricción bomba:	80	lb-ft
Temperatura de fondo:	125	°F
Temperatura ambiente:	80	°F

Utilizando la ecuación 6.1 calculamos la carga axial debido al diferencial de presión:

$$F_{hyd} = 0,7854 * (1366.192 * 2,28^2 - 143 * 1,9^2) = 5189.44 \text{ lb}$$

Utilizando la ecuación 6.2 calculamos la carga axial debido al peso:

$$F_w = 4 * 3500 * \cos 30 = 12124 \text{ lb}$$

$$F_{areal} = 0 \text{ lb}$$

Utilizando la ecuación 6.5 calculamos las fuerzas ascendentes superficiales sobre el cuerpo de las varillas:

$$a = \ln\left(\frac{1.9}{2.992}\right) = -0.45$$

$$b = 2.992^2 - 1.9^2 = 5.34$$

$$c = 2.992^4 - 1.9^4 = 67.11$$

$$F_{surface} = 6,242 * 10^{-6} * 3500 * 800 * 700 * 1.9 \left[\frac{-0.45}{67.11 * -0.45 + 5.34^2} \right] \left[1.9 + \frac{5.34}{2 * -0.45 * 1.9} \right] * 0,75 = -4892,64 \text{ lb}$$

Utilizando la ecuación 6,6 calculamos la carga axial total en la superficie:

$$F_{rod} = 5189.44 + 12124 - ABS[-4892,64] = 12420,80 \text{ lb}$$

El torque de la bomba lo calculamos con la ecuación 5.5:

$$T_{pump} = 0,897 * 1366.192 * 7 + 80 = 937.83 \text{ lb} - ft$$

El torque resistivo por la fricción entre varilla y fluido se determina con la ecuación 6.9:

$$T_{resistive(fluid)} = \frac{2,39 * 10^{-8} * 600 * 3500 * 163,3 * 1,9^3 * \left(\frac{800}{600} - 1\right)}{(2,992 - 1,9) * \ln\left(\frac{800}{600}\right)} = 178,91 \text{ lb} - ft$$

El torque resistivo por fricción varilla tubería se determina con la ecuación 6.10

$$T_{resistive(tubing)} = (4,17 * 10^{-3} * 4 * \text{sen}(30) * 3500 * 1,9) = 55.46 \text{ lb} - ft$$

El torque total en la superficie se determina por la ecuación 6.11:

$$T_{string} = 937.83 + 178,91 + 55.46 = 1172,20 \text{ lb} - \text{ft}$$

El esfuerzo efectivo se calcula con la ecuación 6.13:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1,621 * 10^{-6} * 12420,8^2}{1,9^4} + \frac{1,12 * 10^{-2} * 1172,20^2}{1,9^6}} = 18,6 \text{ ksi}$$

EJERCICIO 18. Definir si la varilla PCProd 1000 aplica para la sollicitación de cargas del pozo del ejercicio 17.

18.6 ksi << 139 ksi

1172,20 lb-ft > 1000 lb-ft

A pesar que el esfuerzo efectivo es mucho menor que el permisible, el torque requerido es mayor que el permisible por la unión, por tal razón, la varilla no aplica.

EJERCICIO 19. Un cabezal de rotación tiene una polea de 30 pulg y el motor una de 7 pulg.

a. Cuál es la máxima velocidad disponible en el cabezal de rotación?

Aplicando la ecuación 7.1 y 7.2 tenemos:

$$R = R_{gear} * \frac{\text{Diametro polea impusada}}{\text{Diametro polea impulsora}} = \frac{30}{7} = 4,285$$

$$N_{motor} = R * N_{pump}$$

$$\frac{N_{motor}}{R} = N_{pump} = \frac{1185}{4,285} = 276 \text{ rpm}$$

EJERCICIO 20. Una aplicación BCP requiere un torque en el eje del cabezal de 650 lb-ft. Se tiene disponible un cabezal con una relación de transmisión total de 4; y un motor de 30 HP y otro de 40 HP. Verificar si los motores cumplen con los requisitos de la aplicación si la velocidad de bombeo es de 180 rpm, y la velocidad de placa de los motores es de 1185 rpm.

Verificación de velocidad con la ecuación 7.2:

$$N_{motor} = R * N_{pump}$$

$$\frac{N_{motor}}{R} = N_{pump} = \frac{1185}{4} = 296 \text{ rpm} > 180 \text{ rpm}$$

Potencia requerida en el eje del motor con ecuación 7.5:

$$T_{max} = \frac{650}{0,8} = 812,5 \text{ lb} - \text{ft}$$

$$W_{output} = \frac{T_{string} * N_{pump}}{5252 * \eta_{pt}} = \frac{812,5 * 180}{5252 * 0,97} = 28,7 \text{ HP}$$

Verificación motor 30 HP con ecuación 7.6:

$$T_{max} = \frac{5252 * 30 * 4}{1185} = 531,84 \text{ lb} - \text{ft} < 812,15 \text{ lb} - \text{ft}$$

Verificación motor 40 HP con ecuación 7.6:

$$T_{max} = \frac{5252 * 40 * 4}{1185} = 709,13 \text{ lb} - \text{ft} < 812,15 \text{ lb} - \text{ft}$$

Ninguno de los motores aplica

EJERCICIO 21 Se requiere calcular las pérdidas de flujo de un pozo que presenta la siguiente configuración y características del fluido producido.

PARAMETRO	VALOR	UND
Rata de flujo	300	BFPD
Corte de agua	40	%
Gravedad API	18	°
Longitud de la sarta	5000	ft
Diametro de la varilla	1	pulg
Diametro del coupling	2,19	pulg
No Acoples	100	
No Centralizadores rotativos	100	
Area transversal centralizador	5,94	pulg^2
Longitud de Acople/cent	0,4	ft
ID tubing	2,992	pulg
WHT	85	°F
BHT	150	°F

Inicialmente debemos estimar la viscosidad del petróleo a condiciones de superficie y fondo.

$$\mu_{ods} = \left(0,32 + \frac{1,8E^7}{18^{4,53}}\right) * \left(\frac{360}{85 + 200}\right)^{10^{(0,48 + \frac{8,88}{18})}} = 289,70 \text{ cp}$$

$$\mu_{ods} = \left(0,32 + \frac{1,8E^7}{18^{4,53}}\right) * \left(\frac{360}{150 + 200}\right)^{10^{(0,48 + \frac{8,88}{18})}} = 47,85 \text{ cp}$$

Seguido debemos estimar la viscosidad del agua a condiciones de superficie y fondo

$$\mu_{ws} = e^{1,003 - 0,01479 * 85 + 1,982E^{-5} * 85^2} = 0,895 \text{ cp}$$

$$\mu_{ws} = e^{1,003 - 0,01479 * 150 + 1,982E^{-5} * 150^2} = 0,463 \text{ cp}$$

En este punto podemos determinar la viscosidad de la mezcla en fondo y superficie con la ecuación 8.5

$$\mu_{fs} = 0,4 * 0,895 + 0,6 * 289,70 = 174,18 \text{ cp}$$

$$\mu_{fb} = 0,4 * 0,463 + 0,6 * 47,85 = 28,89 \text{ cp}$$

Con la ecuación 8.1y 8.2 calculamos las pérdidas generadas por los centralizadores:

$$D_{string} = \sqrt{\frac{4 * 5,94}{\pi}} = 2,75 \text{ pulg}$$

$$P_{loss(cent)} = \frac{1,2 * 10^{-5} * 300 * 28,89 * 40}{(2,992 + 2,75) * (2,992 - 2,75)^3} * \frac{\left(\frac{174,18}{28,89} - 1\right)}{\ln\left(\frac{174,18}{28,89}\right)} = 143,11 \text{ psi}$$

Con la ecuación 8.1 calculamos las pérdidas generadas por los Acoples:

$$P_{loss(coupling)} = \frac{1,2 * 10^{-5} * 300 * 28,89 * 40}{(2,992 + 2,19) * (2,992 - 2,19)^3} * \frac{\left(\frac{174,18}{28,89} - 1\right)}{\ln\left(\frac{174,18}{28,89}\right)} = 4,36 \text{ psi}$$

Con la ecuación 8.1 calculamos las pérdidas generadas por el cuerpo de la sarta de bombeo:

$$P_{loss(rod)} = \frac{1,2 * 10^{-5} * 300 * 28,89 * 4420}{(2,992 + 1) * (2,992 - 1)^3} * \frac{\left(\frac{174,18}{28,89} - 1\right)}{\ln\left(\frac{174,18}{28,89}\right)} = 16,31 \text{ psi}$$

La pérdida total por fricción es:

$$P_{loss} = 16,31 + 4,36 + 143,11 = 163,78 \text{ psi}$$

EJERCICIO 22. Un pozo debe ser completado con una BCP con un desplazamiento teórico de 3 bfpd/rpm y con un deslizamiento de 50 bfpd a la presión de operación. A continuación se muestra los resultados de la prueba de producción y los resultados de las pruebas PVT en laboratorio del fluido. Se requiere calcular la eficiencia volumétrica esperada.

PARAMETRO	VALOR	UND
Rata de flujo	450	BFPD
Corte de agua	40	%
Contenido de solidos	0	%
Gravedad API	20	°
GOR	400	ft
Rata de gas x tubing	70000	cfpd
Rata de gas x casing	38000	cfpd
Solubilidad del gas	43	scft/bl
factor volumetrico de petroleo a condiciones de fondo	1,04	bl/sbl
factor volumetrico del agua a condiciones de fondo	1,001	bl/sbl
factor volumetrico del gas a condiciones de fondo	0,033	cft/scft

Con la ecuación 5.10 estimamos el caudal de gas en la bomba a condiciones de fondo:

$$Q_g = 0,17811 * (108000 - 450 * 0,6 * 43) * 0,033 * \left(\frac{38000}{108000}\right) = 199,34 \text{ bgpd}$$

Con la ecuación 5.9 estimamos la eficiencia volumétrica de la bomba:

$$\eta_{pump} = 100 * \frac{450}{(1,04 * 0,6 * 450 + 1,001 * 450 * 0,4 + 199,34) + 50 + 0} = 63,35\%$$

EJERCICIO 23. Un Ingeniero de Producción de un campo petrolero desea evaluar el sistema PCP para un pozo que actualmente opera con bombeo mecánico. Para el respectivo dimensionamiento diligencio la hoja de datos mostrada abajo. Se preselecciono una bomba con una capacidad de desplazamiento de 3.5 bpd/rpm, una capacidad de

levantamiento de 2300 psi, un escurrimiento de 100 bpd a la profundidad deseada y un torque de fricción de 60 lb-ft. Pruebas de gas reportan que este se separa al anular en un 50%. Finalmente se requiere realizar las siguientes evaluaciones:

- Dimensionar con sarta de bombeo con varilla convencional utilizando 100 centralizadores rotativos con diámetro equivalente de 2,6 in.
- Dimensionar con sarta de bombeo con varilla continua.
- Cuál de las dos sarta de bombeo recomendaría teniendo en cuenta que la varilla convencional tiene un costo 4 dólares/ft, la continua a 6 dólares/ft, y cada centralizador tiene un costo aproximado de 150 dólares.

Compañía:	Petrocompany			Contacto:											
Pozo:	PC-12			Teléfono:		Fax:									
Área/Región:				e-mail:											
País:				Fecha:											
INFORMACIÓN DE POZO				Unidad				DATOS DE PRODUCCIÓN Y FLUIDO							
Vertical:	<input type="checkbox"/>	Horizontal:	<input type="checkbox"/>	Dindigo:	<input checked="" type="checkbox"/>	Producción Actual:	400 b/d	m ³ pd	b/d	Producción Proyectada:	400 b/d	m ³ pd	b/d		
Profundidad Total:	3500			mkb-ft	Profundidad de Bomba:	3100			mkb-ft	Corte de Agua:	30 %				
Punzados:				mkb-ft	Superior:	3200			mkb-ft	Sólidos Abrasivos (Arena):	5 %				
				mkb-ft	Inferior:	3300			mkb-ft	Relac. Gas/Petróleo (GOR):	200 m ³ /m ³ -bbls/scf				
Profundidad de Bomba:	3100			mkb-ft	Nivel Dinámico (desde la superficie)				mkb-ft	Viscos. Total Fluido:					
Nivel Dinámico (desde la superficie)				mkb-ft	Actual:	2900			mkb-ft	Correlación de Viscosidad:					
				mkb-ft	Proyectado:	2900			mkb-ft						
Presión de Línea:	120			kpa-psi	Gravedad API:	16,0			Grados						
Presión de Casings:	40			kpa-psi	SH ₂ :	100,00	ppm	Agua S.G.:	1,10						
Diámetro del Tubing:	2.99			pulg	CO ₂ :	100,00	ppm	Salinidad:	10000,0	ppm					
Diámetro del Casings:	6.625			pulg	Aromáticos(Benceno, Tolueno, Xileno):					vo%					
Diámetro de Varilla:	0.875			pulg	Temperatura de Fondo de Pozo:	125			°F	C-F					
Grado de la Varilla:	Alta resistencia(115 KSI)				Gradiente de Temperatura:	0,012			#/ft	C/m-F/ft					
Tipo de Varilla:	Convencional	<input checked="" type="checkbox"/>	Continua	<input checked="" type="checkbox"/>	Tratamientos Químicos:										
Acoples:	Full Size	<input checked="" type="checkbox"/>	Slimhole	<input type="checkbox"/>	EQUIPO DE SUPERFICIE:										
IPR DATA					Motor Eléctrico:	<input checked="" type="checkbox"/>	1185	rpm	40	hp					
Presión Estática Reservorio:	800			kpa-psi	Motor a Gas:	<input type="checkbox"/>		Brand		Size					
Presión de Burbuja:	600			kpa-psi	Cabezal:	Direto			<input checked="" type="checkbox"/>	Hidráulico	<input type="checkbox"/>				
				Ensayo #1	Ensayo #2										
Presión:	(kpa-psi):				Radio de Poleas y Correas:	5			Radio de la Caja Reducto:	1					
Producción:	(b/d-m ³ /d):				Frecuencia:	60			hz	Tensión:	440				
Índice de Productividad:	(m ³ /kpa-bbls/psi):				Motor y Bomba Hidráulica:										
Favor anexar la siguiente información, si está disponible:				Conexión de Tee de Producción:											
Registro de Desviación: <input type="checkbox"/>				Análisis del Fluido: <input type="checkbox"/>				Tipo y Tamaño de "T" de Producción:							
Información Adicional - Observaciones: Profundidad bomba 3000 ft-TVD ; Nivel de fluido 2820 ft-TVD															

Para realizar los dimensionamientos se preselecciona varilla de 7/8 pulg. de diámetro de alta resistencia con un factor de servicio de 0,85. Abajo encontraremos el tutorial de dimensionamiento resuelto para los casos A y B.

Resultados tutorial caso A

TUTORIAL DE CALCULO PARA DIMENSIONAMIENTO SISTEMA BCP									
DATOS DEL POZO					PRESELECCION DE EQUIPO				
PASO	PARAMETRO	VALOR	UND	ECUACION	PASO	PARAMETRO	VALOR	UND	ECUACION
1	Qr	400,00	bfpd	HD	34	Lcoupling	0,33	ft	EP
2	%Agua	30,00	%Vol	HD	35	Lcent	0,5	ft	EP
3	%Solidos	5	%Vol	HD	36	#Coupling	25	ea	SD
4	Qw	120,00	bwpd	VA	37	#Cent	100	ea	SD
5	Qo	260,00	bopd	VA	38	LTcoupling	8,25	ft	(34)*(36)
6	GOR	200	sfc/bl.	HD	39	LTcent	50	ft	(35)*(37)
7	Hpump	3100	ft(MD)	HD	40	Ltrod	3041,75	ft	(7)-(33)-(34)
8	Hpump	3000	ft(VD)	SURVEY	41	Wr	2,2	lb/ft	EP
9	Hfluid	2820	ft(VD)	HD	42	σyield	115	ksi	EP
10	THP	120	PSI	HD	43	τyield	750	lb-ft	EP
11	CHP	40	PSI	HD	44	FS	0,85		
12	Pb	600	psi	HD	PROPIEDADES DEL FLUIDO				
13	Gravedad	16	°API	HD	45	Tm	105,00	°F	VA
14	WHT	85	°F	HD	46	γw	1,10		HD
15	BHT	125	°F	HD	47	γos	0,951		9.5
16	%separacion	50	%Vol	HD	48	γom	0,941		9.5
17	CL-	10000	ppm	HD	49	γob	0,931		9.5
PRESELECCION DE EQUIPO					50	γfs	1,083		9.4
18	qth	3,50	bfpd/r	CD	51	γfm	1,077		9.4
19	Plift	2.300,00	psi	CD	52	γfb	1,070		9.4
20	Dr	2,40	in	EP	53	Gf	0,466	psi/ft	0,433*(51)
21	τfriction	100,00	lb-ft	CD	54	μws	0,895	cp	CORR
22	HPmotor	40,00	HP	EP	55	μwm	0,718	cp	CORR
23	Nmotor	1.185,00	rpm	EP	56	μwb	0,585	cp	CORR
24	Fmax	20.000,00	lbs	EP	57	μos	506,34	cp	CORR
25	Nmax	400,00	rpm	EP	58	μom	277,13	cp	CORR
26	Tmax	1.500,00	lb-ft	EP	59	μob	157,60	cp	CORR
27	R	5,00		EP	60	μfs	329,39	cp	CORR
28	Dt	2,990	in	EP	61	μfm	180,35	cp	CORR
29	ODstring	0,875	in	EP	62	μfb	102,61	cp	CORR
30	IDstring	-	in	EP	63	γg	0,7		HD
31	ODcouplig	1,800	in	EP					
32	ODcent	2,600	in	8.2					
33	Lrod	25,00	ft	EP					

TUTORIAL HOJA DE CALCULO PARA DIMENSIONAMIENTO SISTEMA BCP

PRESION DIFERENCIAL									
PASO	PARAMETRO	VALOR	UND	ECUACION	PASO	PARAMETRO	VALOR	UND	ECUACION
64	Pintake	125,01	psi	9.1	86	$\tau_{resist.fluid}$	0,795	lb-ft	6.9
65	RE	56,98		tabla 6.1	87	Fcontactdes.	2	lb/ft	VA
66	Plosscoupling	0,95	psi	8.1	88	DSP	500	ft(VD)	EM
67	Plosscent	140,74	psi	8.1	89	$\tau_{resist.tub.}$	18,97	lb-ft	6.10
68	Plossrod	77,64	psi	8.1	90	τ_{string}	626,096	lb-ft	6.11
69	Pdischarge	1.737,78	psi	9.2	91	σ	99,52	KSI	6.12
70	ΔP	1.612,76	psi	5.1					
POTENCIA Y DESEMPEÑO									
PROPIEDADES DEL FLUIDO					100	Npump	237,00	rpm	(23)/(27)
71	Rs	62,50	cft/bbl	CORR	101	N	177,7	rpm	(77)
72	β_o	1,051	bls/bl	CORR	102	τ_{max}	886,4	lb-ft	7.5
73	β_g	0,02	cft/cft	CORR	103	η_v	64,33	%	(76)
74	β_w	1,00	bbl/bl	CORR	104	Wfluid	10,97		5.4
					105	Woutput	21,18		7.4
VELOCIDAD DE OPERACIÓN					106	$\eta_{overall}$	51,78	%	5.12
75	Qs	100	bfpd	CD	107	Sfactor	0,87		(91)/(42)
76	η_v	64,33	%	5.9	108	Tfactor	0,81		(90)/(43)
77	N	177,655856	rpm	5.8	109	PL	0,70	%	5.2
SOLICITACION DE CARGAS					CRITERIOS DE VERIFICACION				
78	Fhyd	7220,81	lbs	6.1	PASO	CONDICION	RECOMENDACIÓN		
79	Fweight	6600	lbs	6.2	110	N<Nmax	OK		
80	Fareal	9,33	lbs	6.3	111	N<Npump	OK		
81	Fscoupling	0,98	lbs	6.5	112	Sfactor<=FS	ERROR		
82	Fsstring	105,39	lbs	6.5	113	Tfactor<=0,8	ERROR		
83	Fscent	63,49207922	lbs	6.5	114	$\tau_{string}/\tau_{max} <= 0,8$	OK		
84	Frod	13.641,63	lbs	6.6					
85	τ_{pump}	606,33	lb-ft	5.5					

Resultados tutorial Caso B

TUTORIAL DE CALCULO PARA DIMENSIONAMIENTO SISTEMA BCP									
DATOS DEL POZO					PRESELECCION DE EQUIPO				
PASO	PARAMETRO	VALOR	UND	ECUACION	PASO	PARAMETRO	VALOR	UND	ECUACION
1	Qr	400,00	bfpd	HD	34	Lcoupling	0,33	ft	EP
2	%Agua	30,00	%Vol	HD	35	Lcent	0,5	ft	EP
3	%Solidos	5	%Vol	HD	36	#Coupling	0	ea	SD
4	Qw	120,00	bwpd	VA	37	#Cent	0	ea	SD
5	Qo	260,00	bopd	VA	38	LTcoupling	0	ft	(34)*(36)
6	GOR	200	sfc/bl.	HD	39	LTcent	0	ft	(35)*(37)
7	Hpump	3100	ft(MD)	HD	40	Ltrod	3100	ft	(7)-(33)-(34)
8	Hpump	3000	ft(VD)	SURVEY	41	Wr	2,2	lb/ft	EP
9	Hfluid	2820	ft(VD)	HD	42	σyield	115	ksi	EP
10	THP	120	PSI	HD	43	τyield	750	lb-ft	EP
11	CHP	40	PSI	HD	44	FS	0,85		
12	Pb	600	psi	HD	PROPIEDADES DEL FLUIDO				
13	Gravedad	16	°API	HD	45	Tm	105,00	°F	VA
14	WHT	85	°F	HD	46	γw	1,10		HD
15	BHT	125	°F	HD	47	γos	0,951		9.5
16	%separacion	50	%Vol	HD	48	γom	0,941		9.5
17	CL-	10000	ppm	HD	49	γob	0,931		9.5
PRESELECCION DE EQUIPO					50	γfs	1,083		9.4
18	qth	3,50	bfpd/r	CD	51	γfm	1,077		9.4
19	Plift	2.300,00	psi	CD	52	γfb	1,070		9.4
20	Dr	2,40	in	EP	53	Gf	0,466	psi/ft	0,433*(51)
21	τfriction	100,00	lb-ft	CD	54	μws	0,895	cp	CORR
22	HPmotor	40,00	HP	EP	55	μwm	0,718	cp	CORR
23	Nmotor	1.185,00	rpm	EP	56	μwb	0,585	cp	CORR
24	Fmax	20.000,00	lbs	EP	57	μos	506,34	cp	CORR
25	Nmax	400,00	rpm	EP	58	μom	277,13	cp	CORR
26	Tmax	1.500,00	lb-ft	EP	59	μob	157,60	cp	CORR
27	R	5,00		EP	60	μfs	329,39	cp	CORR
28	Dt	2,990	in	EP	61	μfm	180,35	cp	CORR
29	ODstring	0,875	in	EP	62	μfb	102,61	cp	CORR
30	IDstring	-	in	EP	63	γg	0,7		HD
31	ODcouplig	1,800	in	EP					
32	ODcent	2,600	in	8.2					
33	Lrod	25,00	ft	EP					

TUTORIAL HOJA DE CALCULO PARA DIMENSIONAMIENTO SISTEMA BCP

PRESION DIFERENCIAL									
PASO	PARAMETRO	VALOR	UND	ECUACION	PASO	PARAMETRO	VALOR	UND	ECUACION
64	Pintake	125,01	psi	9.1	86	τ resist.fluid	0,811	lb-ft	6.9
65	RE	56,98		tabla 6.1	87	Fcontactdes.	2	lb/ft	VA
66	Plosscoupling	-	psi	8.1	88	DSP	500	ft(VD)	EM
67	Plosscent	-	psi	8.1	89	τ resist.tub.	18,97	lb-ft	6.10
68	Plossrod	79,13	psi	8.1	90	τ string	582,094	lb-ft	6.11
69	Pdischarge	1.597,57	psi	9.2	91	σ	92,56	KSI	6.12
70	ΔP	1.472,56	psi	5.1					
POTENCIA Y DESEMPEÑO									
					100	Npump	237,00	rpm	(23)/(27)
71	Rs	62,50	cft/bbl	CORR	101	N	177,7	rpm	(77)
72	β_o	1,051	bls/bl	CORR	102	τ max	886,4	lb-ft	7.5
73	β_g	0,02	cft/cft	CORR	103	η_v	64,33	%	(76)
74	β_w	1,00	bbl/bl	CORR	104	Wfluid	10,01		5.4
					105	Woutput	19,69		7.4
VELOCIDAD DE OPERACIÓN									
75	Qs	100	bfpd	CD	106	$\eta_{overall}$	50,85	%	5.12
76	η_v	64,33	%	5.9	107	Sfactor	0,80		(91)/(42)
77	N	177,655856	rpm	5.8	108	Tfactor	0,75		(90)/(43)
					109	PL	0,64	%	5.2
SOLICITACION DE CARGAS					CRITERIOS DE VERIFICACION				
78	Fhyd	6586,54	lbs	6.1	PASO	CONDICION	RECOMENDACIÓN		
79	Fweight	6600	lbs	6.2	110	N<Nmax	OK		
80	Fareal	-	lbs	6.3	111	N<Npump	OK		
81	Fscoupling	0,00	lbs	6.5	112	Sfactor<=FS	OK		
82	Fstring	107,40	lbs	6.5	113	Tfactor<=0,8	OK		
83	Fscnt	0	lbs	6.5	114	τ string/ τ max <=0,8	OK		
84	Frod	13.079,14	lbs	6.6	115				
85	τ pump	562,31	lb-ft	5.5					

$$\text{Costo Sarta A} = 4 * (L_{\text{Trod}} + L_{\text{coupling}}) + 100 * 150 = 27.267 \text{ dolares}$$

$$\text{Costo Sarta B} = 7 * 3100 = 21.700 \text{ dolares}$$

El dimensionamiento del sistema para el caso A puede aplicar, sin embargo, no cumple con los factores de servicio que garantizan una apropiada longevidad a la sarta de bombeo (Ver criterios de verificación figura 9.6). En cambio para el caso B la varilla continua cumple debidamente con los criterios de verificación al eliminarse las perdidas en la tubería ocasionada por las restricciones de los centralizadores y acoples.

El dimensionamiento B resulta económicamente más favorable, razón por la cual, La varilla continua debe ser la selección final.