

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LA APLICACIÓN DE UNA BOMBA DE DOBLE PISTON

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. García H., Augusto J.
para optar al título
de ingeniero mecánico

Caracas, 2001

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LA APLICACIÓN DE UNA BOMBA DE DOBLE PISTON

TUTOR ACADÉMICO: Prof. José Luis Perera
TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Oscar Becerra

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. García H., Augusto J.
para optar al título
de ingeniero mecánico

Caracas, 2001

Caracas, 18 de diciembre de 2001

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el Br. García H. Augusto J., titulado:

**“EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LA APLICACIÓN DE UNA
BOMBA DE DOBLE PISTÓN”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico, y sin que ello signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por el autor, lo declaran APROBADO.

Prof. Arturo Gil.

Jurado

Prof. José Di Marco.

Jurado

Prof. José Luis Perera.

Tutor Académico

Ing. Oscar Becerra.

Tutor Industrial

DEDICATORIA

Dedico este trabajo:

A la memoria de mi primo Luigi por todo ese apoyo moral que siempre infundió en mí y por haberme enseñado que la vida es única e invaluable.

A la memoria de mi abuela Hortensia por todas las cosas que compartió conmigo.

A mis padres y hermana, por siempre estar conmigo en los momentos difíciles y por enseñarme a perseverar para obtener lo que quiero.

RECONOCIMIENTOS

Quiero expresar mi agradecimiento:

A PDVSA – INTVEP, por su aporte en mi formación como profesional.

Al Ing. Msc. José Gamboa por haberme recomendado para la realización de este proyecto.

A mi tutor industrial Oscar Becerra, por confiar en mi, ayudarme y guiarme durante toda mi tesis.

Al Ing. Miguel Daza, por su ayuda y recomendaciones en la realización de este trabajo.

A Juan Carlos Iglesias y Enrique Carios, por su apoyo en el desarrollo experimental de este proyecto.

A Guillermo Lombano, por todo el apoyo técnico brindado durante la ejecución de este proyecto.

A mis compañeros tesisistas por haber compartido conmigo en todo momento de una manera muy jovial.

A mi amiga Flavia por haber escuchado y entendido, todos los problemas confrontados durante la realización de mi tesis.

A todas aquellas personas que de alguna u otra manera colaboraron en la realización de este trabajo.

García H., Augusto J.

EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LA APLICACIÓN DE UNA BOMBA DE DOBLE PISTÓN

Tutor Académico: Prof. Ing. José L. Perera. Tutor industrial: Ing. Oscar Becerra. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2001. 187 pág.

Palabras claves: Bombeo mecánico, bomba de subsuelo, válvulas, doble pistón, bombas en serie.

En este trabajo se estudio las bombas reciprocantes de subsuelo, componentes, funcionamiento, operabilidad y diseño. El enfoque de este estudio va dirigido hacia la producción de petróleo.

Durante el proceso de producción de petróleo generalmente se producen como fluidos asociados el agua y el gas. De estos fluidos el gas tiene mayor efecto sobre la eficiencia volumétrica de los equipos de subsuelo y por ende sobre la eficiencia global del sistema.

La aplicación de arreglos de bombas reciprocantes colocadas en serie es una alternativa para mejorar la eficiencia global de los sistemas. Pero una de las principales barreras es, el pobre desempeño de las mismas durante el arranque de la instalación.

El presente proyecto, determina experimentalmente el comportamiento de estos arreglos al trabajar con una válvula intermedia de alivio, que disminuye considerablemente las cargas generadas durante el arranque de la instalación. Este trabajo comprende la construcción de un banco de pruebas en el Laboratorio de Levantamiento Artificial de PDVSA-Intevep, el planteamiento de una metodología experimental y la obtención de valores experimentales de las variables relevantes, para caracterizar y evaluar la operabilidad de la válvula intermedia de alivio.

Se obtuvo un descenso del 40% en las cargas manejadas por el sistema al trabajar con la válvula intermedia de alivio, lo que representa un éxito en la aplicación de este arreglo. También se determino el límite de aplicación del arreglo para dos velocidades de bombeo 5 y 10 envoladas por minuto.

TABLA DE CONTENIDO

| | Pág. |
|---|------|
| LISTA DE FIGURAS | |
| LISTA DE TABLAS | |
| 1. INTRODUCCIÓN. | 1 |
| 1.1. Generalidades. | 1 |
| 1.2. Motivación. | 2 |
| 1.3. Planteamiento del problema. | 2 |
| 1.4. Objetivos. | 3 |
| 1.4.1. Objetivo General. | 3 |
| 1.4.2. Objetivos específicos. | 3 |
| 2. MARCO TEÓRICO. | 4 |
| 2.1. Fundamentos de ingeniería de yacimientos. | 4 |
| 2.1.1. Hidrocarburos. | 4 |
| 2.1.2. Yacimientos y explotación. | 5 |
| 2.1.3. Comportamiento de los yacimientos. | 6 |
| 2.2. Flujo bifásico. | 15 |
| 2.2.1. Flujos bifásicos en la producción de petróleo. | 15 |

| | |
|---|-----------|
| 2.2.2. Patrones de flujo bifásico. | 17 |
| 2.3. Extracción y producción de petróleo. | 21 |
| 2.3.1. Levantamiento por flujo natural. | 22 |
| 2.3.2. Método de levantamiento artificial por gas. | 23 |
| 2.3.3. Método de levantamiento artificial por medio de bombas de cavidades progresivas. | 24 |
| 2.3.4. Método de levantamiento artificial por medio de bombeo hidráulico. | 25 |
| 2.3.5. Método de levantamiento artificial por medio de bombas electrosumergibles | 25 |
| 2.3.6. Bombeo mecánico convencional. | 26 |
| 2.4. Bombas de doble pistón. | 39 |
| 2.4.1. Ciclo operativo de la bomba. | 39 |
| 2.4.3. Análisis dinagráfico de fondo. | 42 |
| 2.5. Eficiencia volumétrica. | 44 |
| 2.6. Antecedentes. | 45 |
| 2.6.1. Estudios experimentales y analíticos. | 45 |
| 2.6.2. Desarrollo del banco de pruebas de bombas de subsuelo. | 52 |
| 3. METODOLOGÍA. | 55 |
| 3.1. Banco de Pruebas. | 57 |
| 3.1.1. Revestidor. | 57 |

| | |
|--|-----------|
| 3.1.2. Bomba de subsuelo de doble pistón. | 58 |
| 3.1.3. Accionamiento. | 65 |
| 3.2. Sistema de manejo líquido-gas. | 70 |
| 3.2.1. Actuador hidráulico. | 72 |
| 3.2.2. Tanques separadores. | 72 |
| 3.3. Instrumentación. | 72 |
| 3.3.1. Medidores de flujo. | 74 |
| 3.3.2. Transmisor de presión. | 75 |
| 3.3.3. Transmisores de presión diferencial. | 75 |
| 3.3.4. Manómetros. | 76 |
| 3.3.5. Sensor de temperatura. | 76 |
| 3.3.6. Posicionador. | 76 |
| 3.3.7. Celda de carga. | 76 |
| 3.3.8. Válvulas de control. | 77 |
| 3.4. Sistema de adquisición de datos. | 77 |
| 3.5. Parámetros manejados. | 78 |
| 3.5.1. Caudal de líquido. | 78 |
| 3.5.2. Presión y temperatura de inyección de aire. | 78 |
| 3.5.3. Caudal de gas inyectado. | 78 |

| | |
|--|-----------|
| 3.5.4. Caudal de líquido bombeado. | 79 |
| 3.5.5. Caudal de gas separado. | 80 |
| 3.5.6. Caudal de gas bombeado. | 82 |
| 3.5.7. Caudal teórico bombeado. | 82 |
| 3.5.8. Fracción de gas. | 83 |
| 3.5.9. Relación gas-líquido. | 84 |
| 3.5.10. Eficiencia volumétrica | 84 |
| 3.5.11. Eficiencia de separación. | 85 |
| 3.5.12. Presión de succión. | 85 |
| 3.5.13. Presión recámara 1. | 85 |
| 3.5.14. Presión intermedia. | 85 |
| 3.5.15. Presión en la recámara 2. | 86 |
| 3.5.16. Presión de descarga. | 86 |
| 3.5.17. Calculo de cargas en el sistema a través de las presiones. | 86 |
| 3.5.18. Viscosidad. | 88 |
| 3.5.19. Frecuencia. | 88 |
| 3.5.20. Carrera del pistón. | 88 |
| 3.6. Descripción y secuencia de las puebas. | 89 |
| 3.6.1. Proceso general de arranque. | 90 |

| | |
|---|-----|
| 3.6.2. Procedimiento para la ejecución de los experimentos. | 91 |
| 3.7. Procesamiento de los datos obtenidos. | 93 |
| 4. PRESENTACIÓN Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS | 96 |
| 4.1. Caracterización de la bomba sin la válvula intermedia de alivio. | 96 |
| 4.1.1. Flujo monofásico. | 96 |
| 4.1.2. Flujo bifásico. | 99 |
| 4.2. Caracterización de la bomba con la válvula intermedia de alivio. | 109 |
| 4.2.1. Flujo monofásico. | 109 |
| 4.2.2. Flujo bifásico. | 112 |
| 5. ACTIVIDAD COMPLEMENTARIA. Caracterización de las válvulas de una bomba de doble pistón. | 120 |
| 5.1. Pruebas con la válvula de jaula insertable. | 120 |
| 5.1.1. Componentes del banco de pruebas. | 120 |
| 5.1.2. Ciclo del banco de pruebas. | 123 |
| 5.1.3. Resultados. | 124 |
| 5.1.4. Observaciones. | 124 |
| 5.2. Pruebas con la bomba de doble pistón. | 125 |
| 5.2.1. Procedimiento experimental. | 125 |
| 5.2.2. Resultados. | 127 |

| | |
|--|-----|
| 5.2.3. Observaciones. | 128 |
| 6. CONCLUSIONES. | 129 |
| 7. RECOMENDACIONES. | 130 |
| 8. BIBLIOGRAFÍA. | 131 |
| APÉNDICE A. Cálculos tipo. | 134 |
| APÉNDICE B. Análisis dimensional. | 146 |
| APÉNDICE C. Ley de Boyle y de Charles. | 150 |
| APÉNDICE D. Macro utilizado para el cálculo de los parámetros experimentales. | 152 |
| ANEXO I. Curvas de calibración. | 162 |
| ANEXO II. Curvas de las placas orificio. | 164 |
| ANEXO III. Manuales y especificaciones de los equipos usados. | 166 |

LISTA DE FIGURAS

| | Pág. |
|---|------|
| Figura 1. Perfil de un yacimiento. | 5 |
| Figura 2. Relación de comportamiento de fluencia (lineal). | 12 |
| Figura 3. Relación de comportamiento de fluencia (curva). | 13 |
| Figura 4. Relación de comportamiento de fluencia (compuesta). | 14 |
| Figura 5. Diagrama P-T para un crudo típico. | 16 |
| Figura 6. Patrones de flujo en tuberías verticales. | 18 |
| Figura 7. Patrones de flujo en tuberías horizontales. | 20 |
| Figura 8. Métodos de extracción. | 22 |
| Figura 9. Bombas de cavidades progresivas. | 24 |
| Figura 10. Esquema del bombeo mecánico convencional. | 27 |
| Figura 11. Esquema de bomba de subsuelo. | 28 |
| Figura 12. Funcionamiento de una bomba de subsuelo. | 30 |
| Figura 13. Instalación típica de bombeo mecánico. | 34 |
| Figura 14. Unidad de superficie Torqmaster. | 35 |
| Figura 15. Unidad de carrera extralarga Rotaflex. | 37 |
| Figura 16. Unidad hidráulica de bombeo Tieben. | 38 |

| | |
|--|----|
| Figura 17. Esquema de la bomba de doble pistón. | 39 |
| Figura 18. Funcionamiento de la bomba de doble pistón. | 40 |
| Figura 19. Instalación de bomba de doble pistón. | 41 |
| Figura 20. Análisis dinagráfico ideal | 42 |
| Figura 21. Análisis dinagráfico con interferencia de gas. | 43 |
| Figura 22. Análisis dinagráfico con Echometer. | 44 |
| Figura 23. Banco de pruebas bomba doble pistón. | 55 |
| Figura 24. Partes del banco de pruebas. | 56 |
| Figura 25. Arreglo de bombas recíprocas de subsuelo en serie. | 59 |
| Figura 26. Esquema de la bomba de doble pistón. | 60 |
| Figura 27. Válvula de jaula insertable. | 63 |
| Figura 28. Válvula intermedia de alivio. | 64 |
| Figura 29. Sistema oleohidráulico. | 65 |
| Figura 30. Esquema del sistema oleohidráulico. | 67 |
| Figura 31. Actuador hidráulico. | 69 |
| Figura 32. Diagrama del circuito de pruebas. | 71 |
| Figura 33. Diagrama de fuerzas, debidas a las presiones en la bomba. | 87 |
| Figura 34. Perfil de presiones, DP= 105psi, 5 GPM. | 97 |
| Figura 35. Cartas dinagráficas. | 98 |

| | |
|---|-----|
| Figura 36. Perfil de presiones, DP= 101psi, Fgb=0.51, 5 GPM. | 100 |
| Figura 37. Cartas dinagráficas, DP=101 psi, Fgb=0.51, 5 GPM. | 101 |
| Figura 38. Perfil de presiones, DP= 111psi, Fgb=0.735, 5 GPM. | 102 |
| Figura 39. Cartas dinagráficas, DP= 101psi, Fgb=0.735, 5 GPM. | 103 |
| Figura 40. Perfil de presiones, DP= 112psi, Fgb=0.85, 5 GPM. | 104 |
| Figura 41. Cartas dinagráficas, DP= 112psi, Fgb=0.85, 5 GPM. | 105 |
| Figura 42. Presiones intermedias en función de la fracción de gas succionada, 5 GPM. | 106 |
| Figura 43. Presiones intermedias en función de la relación gas-líquido succionada, 5 GPM. | 107 |
| Figura 44. Presiones intermedias en función de la fracción de gas succionada, 10 GPM. | 108 |
| Figura 45. Presiones intermedias en función de la relación gas-líquido succionada, 10 GPM. | 108 |
| Figura 46. Perfil de presiones, DP= 104 psi, 5 GPM. | 110 |
| Figura 47. Carta dinagráfica, DP= 104 psi, 5 GPM. | 111 |
| Figura 48. Comparación de cartas dinagráficas, al trabajar con y sin la válvula intermedia de alivio, flujo monofásico, DP= 104 psi, 5 GPM. | 112 |
| Figura 49. Perfil de presiones, DP0 116 psi, 5 GPM. | 113 |
| Figura 50. Carta dinagráfica, DP= 116 psi, 5 GPM. | 114 |
| Figura 51. Perfil de presiones, DP0 116 psi, 5 GPM. | 115 |

| | |
|--|-----|
| Figura 52. Carta dinagráfica, DP= 116 psi, 5 GPM. | 116 |
| Figura 53. Perfil de presiones, DP0 117 psi, 5 GPM. | 117 |
| Figura 54. Carta dinagráfica, DP= 117 psi, 5 GPM. | 119 |
| Figura 55. Banco de pruebas de válvula de jaula insertable. | 121 |
| Figura 56. Despiece válvula de jaula insertable. | 122 |
| Figura 57. Gradientes de presión en función del caudal. | 124 |
| Figura 58. Prueba de válvulas con la bomba de doble pistón. | 126 |
| Figura 59. Gradiente de presión en función del caudal para la válvula interconectora. | 127 |
| Figura 60. Gradientes de presión en función del caudal. | 127 |
| Figura 61. Curvas del caudal inyectado en función del caudal medido en la salida del revestidor. | 162 |
| Figura 62. Respuesta en milivoltios en función de la carga aplicada. | 163 |
| Figura 63. Caudal de aire en función del diferencial de presión. | 164 |
| Figura 64. Caudal de aire en función del diferencial de presión.. | 165 |

LISTA DE TABLAS

| | Pág. |
|---|------|
| Tabla 1. Instrumentación circuito experimental de bombas de doble pistón. | 73 |
| Tabla 2. Matriz experimental flujo monofásico. | 89 |
| Tabla 3. Matriz experimental flujo bifásico. | 89 |
| Tabla 4. Matriz de pruebas con la válvula intermedia de alivio, flujo monofásico. | 90 |
| Tabla 5. Matriz de pruebas con la válvula intermedia de alivio, flujo bifásico. | 90 |
| Tabla 6. Propiedades de los fluidos de trabajo. | 123 |
| Tabla B.I. Análisis dimensional, variables involucradas. | 146 |
| Tabla B.II. Números adimensionales y sus variables dependientes. | 149 |

1. INTRODUCCIÓN.

1.1. Generalidades.

En la producción de petróleo, se obtienen corrientes que contienen como fluidos asociados el agua y el gas. Cuando la presión en la succión de la bomba disminuye, mayor cantidad de gas saldrá de solución del crudo, por lo tanto existirá mayor volumen de gas que de líquido. Bajo estas condiciones, la eficiencia volumétrica de la bomba se ve severamente afectada y la mayoría de los equipos con los que se busca mejorar la eficiencia tratan de limitar la expansión del gas en el volumen muerto y propiciar la apertura temprana de las válvulas. No obstante si los equipos de separación de gas en fondo (anclas de gas) no logran reducir la fracción de gas, la eficiencia volumétrica será muy baja y el pozo no se podrá explotar eficientemente.

El bombeo mecánico es el método de levantamiento más antiguo y el más utilizado mundialmente. Dada la simplicidad y lo robusto del sistema, es posible su aplicación en casi todos los tipos de pozos que requieren de un método artificial de levantamiento. Sin embargo, existen límites físicos para la aplicación en cuanto profundidad y caudales a manejar, fuera de los cuales encuentran aplicación otros métodos de levantamiento.

En Venezuela el bombeo mecánico se ha enfocado a la producción de crudo pesado es por ello que el 85% de los pozos que producen crudo pesado están levantados con bombeo mecánico. Para 1999, la producción asociada a este método fue de 550 MBPD. Muchos de estos crudos presentan características espumantes y al existir bajas presiones de succión no es posible la separación efectiva de las fases líquida y gaseosa en el fondo del pozo. Esto trae como consecuencia una drástica disminución de la eficiencia volumétrica de la bomba. Una alternativa para estos casos consiste en aumentar la capacidad volumétrica de las bombas de subsuelo y manejar crudo y gas a través de la misma sin aumentar considerablemente la carga en superficie. Esto permitiría utilizar unidades poco costosas con bajo consumo de potencia. La puesta en práctica de este tipo de sistemas aumentaría la rentabilidad de los pozos con altas relaciones gas petróleo al aumentar la eficiencia de explotación del yacimiento.

1.2. Motivación.

Al manejar altas tasas de producción en yacimientos depletados (yacimientos con baja presión), se incrementa la proporción de gas presente en la succión de los sistemas de bombeo. Si no se logra la separación efectiva del gas libre como ocurre en la práctica, se requieren sistemas de bombeo que puedan manejar la tasa de líquido y gas conjuntamente, trayendo como consecuencia el requerimiento de bombas y equipos de potencia de superficie o de fondo, de mayor tamaño. El problema implica la procura de equipos sumamente costosos y en muchos casos de poca duración.

Cuando se intenta aplicar el método de bombeo mecánico en la condición de caudales relativamente altos y alto contenido de gas, se observa que para manejar volúmenes elevados es necesario aumentar el diámetro de los pistones de las bombas, pero este incremento de diámetro produce un gran incremento en la carga. Esto conlleva al uso de una sarta de cabillas lo suficientemente robusta para soportar dicha carga. El resultado es una unidad de superficie de gran capacidad y de alto consumo de energía.

1.2. Planteamiento del problema.

Las bombas de doble pistón representan una buena alternativa para mejorar la eficiencia mecánica de los sistemas de bombeo mecánico en los casos donde se producen fluidos altamente compresibles. Pero una de las principales barreras para su aplicación es el pobre desempeño de las mismas durante el arranque del sistema.

Este trabajo pretende estudiar el comportamiento de la bomba durante el arranque y operación del sistema, así como el efecto de la presión en la etapa intermedia sobre el comportamiento general de la bomba y la aplicación de una válvula intermedia de alivio.

1.3. Objetivos.

1.3.1. Objetivo General.

El objetivo del presente trabajo consiste en determinar los límites de presión en la etapa intermedia de la bomba, durante el momento de arranque y funcionamiento del sistema para demostrar la operabilidad de una válvula de alivio intermedia, obteniéndose así patrones experimentales que sirvan de referencia para una eficiente implantación del bombeo mecánico correspondiente.

1.3.2. Objetivos específicos.

- Selección de toda la instrumentación necesaria para la medición de las variables relevantes del sistema.
- Instalar un banco de pruebas para el estudio del comportamiento de las bombas de subsuelo, que permita variar los diferentes parámetros de operación.
- Realizar pruebas de calibración de equipos e instrumentos de medición, necesarios para estudiar las variables fundamentales.
- Realizar los cambios que requiera el circuito de prueba, así como rediseñar los elementos y piezas que así lo ameriten, para estudiar el proceso.
- Obtener y calcular las cartas dinográficas de la bomba de doble pistón trabajando dentro de las condiciones de operación establecidas.
- Obtener las curvas de presiones intermedias en función de la relación gas-líquido al trabajar sin la válvula de alivio.

2. MARCO TEÓRICO.

2.1. Fundamentos de ingeniería de yacimientos.

2.1.1 Hidrocarburos.

Los hidrocarburos son una serie de compuestos orgánicos que consisten exclusivamente de carbono e hidrógeno, en forma de largas y continuas cadenas que originan diferentes compuestos. Los hidrocarburos pueden ser clasificados de acuerdo a su estructura molecular en: parafínicos, nafténicos y aromáticos.

Según sean las condiciones de presión y temperatura del yacimiento, los hidrocarburos pueden encontrarse en estado líquido o gaseoso. Además, en dichos yacimientos, el petróleo crudo puede encontrarse acompañado por pequeñas cantidades de oxígeno, nitrógeno, azufre y ciertos metales como el vanadio, hierro, níquel, cobre, etc. [1].

Los hidrocarburos también pueden clasificarse de acuerdo a su grado API. El grado o la gravedad API indica el peso específico de los hidrocarburos con respecto al agua. Es una escala empírica para medir la densidad de los crudos y los derivados líquidos del petróleo, adoptado por el American Petroleum Institute. Para calcular la gravedad API se utiliza la siguiente fórmula:

$$Gravedad\ API = \frac{141,5}{Gravedad\ específica\ (60^{\circ}C)} - 131,5 \quad (1)$$

Los hidrocarburos de gravedad mayor se encuentran en estado gaseoso en los yacimientos. En cambio, los hidrocarburos líquidos, no refinados, de gravedad menor de 40,2° API se les conoce por petróleo crudo. Los crudos pueden clasificarse a su vez en: livianos (entre

30°API y 40°API), medianos (entre 22° API y 29,9° API), pesados (entre 10° API y 21,9° API) y extrapesados con una gravedad menor de 9,9° API.

Un crudo de 10° API tiene aproximadamente la misma densidad del agua. Hay que tener en cuenta que, aunque las densidades son iguales, la viscosidad del crudo pesado es mucho mayor que la del agua [2].

2.1.2. Yacimientos y explotación.

Un yacimiento es una porción de una trampa geológica que contiene petróleo (ver Fig. 1). El petróleo en estado natural se encuentra asociado con gas natural y agua. La recuperación del petróleo por empuje de la capa de gas ocurre en aquellos yacimientos saturados de gas. Este casquete de gas puede ser original o secundario, dependiendo de que se haya formado en el proceso de emigración que generó el yacimiento, o se haya originado como consecuencia del proceso de producción, por la declinación de la presión y la segregación del gas que es liberado por el petróleo. El empuje hidráulico ocurre en aquellos yacimientos que se comunican en forma total o parcial con depósitos de agua en zonas adyacentes; a estos depósitos se les denomina acuíferos.

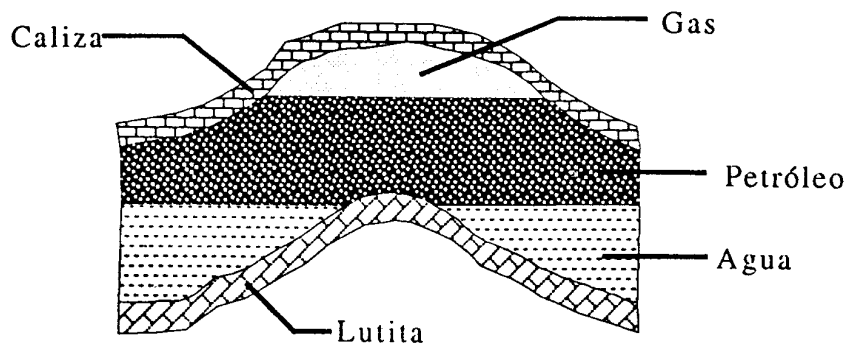


Figura 1. Perfil de un yacimiento

2.1.3. Comportamiento de los yacimientos.

En este punto se hará un resumen de los conceptos básicos de la ingeniería de yacimiento. Esto permitirá entender cómo influyen diversos factores de la formación, en la productividad del pozo.

2.1.3.1. Permeabilidad.

La permeabilidad es una medida de la facilidad con que el fluido pasa a través de una roca porosa, bajo condiciones de flujo no turbulento, y está asociado al grado de interconexión entre los poros.

La unidad de medida de la permeabilidad es el Darcy, pero utilizan los milidarcy (md). La permeabilidad puede variar ampliamente en diferentes lugares de la roca del mismo yacimiento y, probablemente, hay pocos lugares en donde se pueda medir con suficiente exactitud la permeabilidad de las muestras individuales. En términos generales, se puede decir que cuando los valores son menores de 50 md, los pozos que drenan el yacimiento son relativamente malos productores (a menos que se haga un tratamiento de estimulación a la formación). Cuando los valores están entre 50 y 250 md, los pozos serán buenos productores. Sin embargo, estas generalizaciones no permiten hacer concesión alguna a los problemas individuales de cada pozo, como lo son alta fracción de agua, elevadas relaciones gas-petróleo (RGP), problemas de arenamiento y viscosidad [3].

Por lo general, la gran mayoría de los yacimientos de petróleo contienen por lo menos dos fluidos, que son agua y petróleo. Si además se encuentra presente gas libre serán entonces tres fluidos en el yacimiento. Evidentemente habrá mayor resistencia al flujo de petróleo a través de una roca que este expuesta a otro fluido como es el agua o el gas, ya que estos ocuparán algunos de los canales de flujo. Por lo tanto, la presencia de agua o gas causa un decremento en la permeabilidad efectiva del petróleo.

La ecuación de Darcy expresa el paso de un fluido viscoso a través de una roca de permeabilidad constante y bajo diferenciales de presión determinados. Dicha ecuación puede escribirse como sigue:

$$\frac{Q}{A} = \frac{-k}{m} \cdot \frac{dP}{dl} \quad (2)$$

donde

Q/A : tasa de flujo por unidad de área a través de una roca de sección transversal A .

k : permeabilidad de la piedra (valor constante para una misma roca de características homogéneas).

m viscosidad del fluido que fluye a través de la roca.

$-dP/dl$: tasa de caída de presión en la dirección del flujo.

Al analizar dimensionalmente la ecuación de Darcy se puede observar que la permeabilidad viene expresada en unidades de área. Si Q es medida en centímetros cúbicos por segundo, m en centipoises, l en centímetros, A en centímetros cuadrados y P en atmósferas, el valor resultante de k es en Darcy.

Es conveniente señalar que la permeabilidad en un yacimiento de petróleo y/o gas no es constante a través de éste, llegando a variar considerablemente. Por esto no tiene mucho sentido esforzarse en medir permeabilidades con mucha exactitud, sino más bien tratar de obtener una

idea de los rangos aproximados en los que oscilan los valores de permeabilidad para un determinado yacimiento.

Además de esto es frecuente que la permeabilidad horizontal no sea igual a la vertical, siendo la causa de esto, la forma como se depositaron los sedimentos al formarse el yacimiento.

Al tratar de establecer alguna expresión que nos permita predecir la producción de un pozo a partir de la permeabilidad aproximada del yacimiento, de los valores de presión en este y en el pozo, y de la viscosidad del crudo existente. Deben entrar en consideración, también, otros factores adicionales referentes a las permeabilidades relativas, según las fases presentes.

Si se realizan las siguientes suposiciones:

- Producción de un yacimiento horizontal, homogéneo, de espesor h y de extensión radial infinita.
- Condiciones de flujo constante, sin variaciones en el tiempo.
- Flujo radial de los fluidos desde el yacimiento hacia el pozo.
- El líquido tiene una compresibilidad mínima y constante.
- Ausencia de daños a la formación, daños al pozo y trabajos de estimulación.

La ecuación de Darcy que relaciona la presión en la formación, la presión en el pozo, las características físicas del yacimiento y la tasa de producción esperada, podría entonces escribirse como sigue:

$$Q = \frac{0.007082 \cdot k \cdot h \cdot (P^* - P_{wf})}{B_o \cdot m \cdot \ln(r/r_w)} \quad (3)$$

donde

Q : tasa de producción del pozo.

k : constante de permeabilidad de la formación.

h : espesor del yacimiento.

P^* : presión del yacimiento a una distancia radial r , medida desde el pozo.

P_{wf} : presión en el fondo del pozo (presión en la cara de la arena).

B_o : factor volumétrico del crudo de la formación.

μ : viscosidad del crudo de la formación.

r : distancia radial desde el pozo hasta el lugar del yacimiento en donde la presión es P .

r_w : radio del pozo.

Entre estas variables B_o merece especial atención.

El factor volumétrico del crudo de la formación B_o se define como el volumen ocupado por un barril de petróleo, y el gas en solución asociado a este, bajo condiciones normales (60°F y 14,7 psia), cuando es llevado a una fase exclusivamente líquida en un estado específico (P , T). Las unidades de B_o son Barriles/barriles standard (Bbl/STB).

El factor volumétrico del petróleo viene a representar las variaciones en volumen del crudo, cuando éste pasa de un estado en condiciones normales a otro estado determinado, tomando en consideración los cambios por dilatación térmica y los cambios debidos a la

separación o disolución de gas en el crudo, según sea el caso. Este factor volumétrico se calcula a través de un conjunto de correlaciones que poseen rangos determinados de aplicación. Los parámetros de estas correlaciones son: peso específico del crudo y del gas a condiciones normales, y las variables son los valores de presión y temperatura para los que se desea conocer B_o y la presión de burbujeo del crudo.

Al analizar la ecuación número 3, se observa que para un pozo ya construido, en un yacimiento determinado que posee un crudo con ciertas características, los factores que afectan la producción del pozo son los valores de presión P^* . De esto se puede deducir que la producción del pozo disminuye con el tiempo al caer la presión en el fondo del pozo.

Se puede observar que los flujos de petróleo y gas provenientes del pozo, pueden ser controlados mediante aumentos de presión en el fondo del mismo. Sin embargo, los caudales de líquido y de gas se encuentran relacionados directamente en base a las presiones y temperaturas existentes en el yacimiento, y no es posible controlar uno de los fluidos sin controlar el otro.

En un pozo que produce mediante algún método de bombeo, debido a que el yacimiento no posee suficiente energía para impulsar la columna de fluido hasta la superficie, la diferencia de presión generada será el quien regule el flujo que ingresa desde el yacimiento hacia el pozo. Si en algún momento el caudal bombeado disminuye, entonces la columna de fluido dentro del pozo comenzará a aumentar, y se elevará hasta ejercer una presión en el fondo del pozo que limite los caudales provenientes del yacimiento, a un caudal igual al bombeado.

2.1.3.2. Presión de fondo fluyente y diferencia de presión.

Para que exista flujo de fluidos es necesario que exista una presión diferencial. Para que exista flujo de fluidos desde la formación hacia el pozo es necesario que exista mayor presión en la formación que en el fondo del pozo. Si los pozos que se encuentran produciendo en un determinado campo se cierran, la presión a través de todo el yacimiento tiende a ser igual. Esta presión de equilibrio es lo que se conoce como presión estática, denotada por P_e [4].

La presión en el fondo del pozo, cuando éste está produciendo, se conoce con el nombre de presión de fondo fluyente (P_{wf}). La diferencia de presión entre P_e (presión estática) y P_{wf} es lo que en términos prácticos se llama caída de presión, lo cual, expresado simbólicamente, es

$$DP = P_e - P_{wf} \quad (4)$$

Cuando se produce una caída de presión en el pozo, debido a la producción de fluidos, se genera un perfil de presiones en el yacimiento. A medida que aumenta la distancia desde el pozo, la presión tiende a igualarse con la presión estática del yacimiento. La distancia al pozo donde la presión es igual a la estática se denomina radio de drenaje del pozo y se simboliza por r_e .

2.1.3.3. Presión de burbujeo.

La presión de burbujeo para un yacimiento dado y a una determinada temperatura puede definirse como la presión a partir de la cual comienza a liberarse gas del crudo. Esto se debe a que se alcanzan las presiones de saturación para algunos hidrocarburos que conforman dicho líquido. A medida que la presión continúa disminuyendo por debajo del nivel de burbujeo, se incrementará el gas presente, disminuyendo simultáneamente el volumen de líquido y originando cambios en el comportamiento de la mezcla bifásica [14].

2.1.3.4. Índice de productividad.

La relación entre el caudal de producción de un pozo q y la diferencia entre la presión estática y la presión de fondo fluente se denomina índice de productividad, IP :

$$IP = \frac{q}{P_e - P_{wf}} \quad (5)$$

El índice de productividad puede ser visualizado físicamente como la capacidad que posee la formación de transferir fluido hasta el fondo del pozo.

Existen condiciones para las cuales el índice de productividad permanece constante para un amplio rango de variación en la diferencia de presión. En dicho caso, el gráfico de la presión de fondo contra el caudal es una línea recta (ver Fig. 2). El valor de la tangente del ángulo entre la recta y la vertical es el índice de productividad.

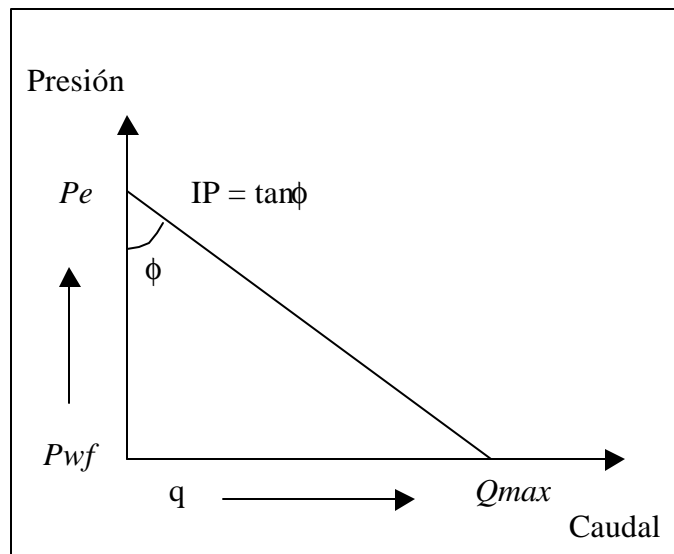


Figura 2. Relación de comportamiento de fluencia (lineal)

Esto sucede, por lo general, en yacimientos subsaturados, es decir, donde la presión estática del yacimiento se encuentra por encima del punto de burbujeo. Además, debe cumplirse que la presión de fondo fluvente debe estar por encima de punto de burbujeo.

Cuando Pe o P_{wf} son menores que la presión de burbujeo la gráfica deja de ser una recta (ver Fig. 3). El índice de productividad en este caso se define como la tasa de cambio de la producción con respecto al cambio de presión de fondo.

$$IP = -\frac{dq}{dP_{wf}} \quad (6)$$

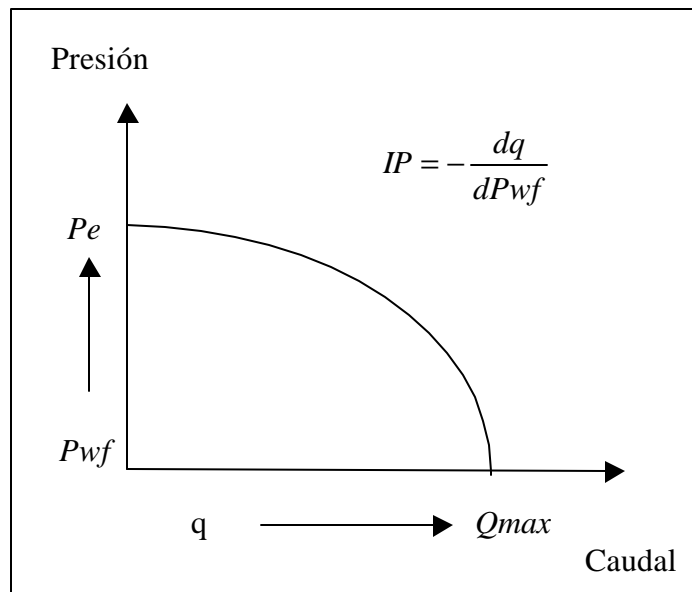


Figura 3. Relación de comportamiento de fluencia (curva).

La forma de la curva mostrada en la Fig. 3 nos indica que existe una disminución en el índice de productividad IP a medida que aumenta la tasa de producción q . Para diferenciar este caso con el del IP constante, se introdujo el término de relación de comportamiento de fluencia (IPR, en inglés) para describir la curva de la presión de fondo fluyente en función de la tasa de producción para un pozo.

Para los yacimientos con presión estática superior a la presión de burbujeo, el comportamiento general de fluencia del pozo podría ser definido como la combinación de dos segmentos (ver Fig. 4): una línea recta desde la presión estática hasta la presión de burbujeo y una curva a partir de la presión de burbujeo.

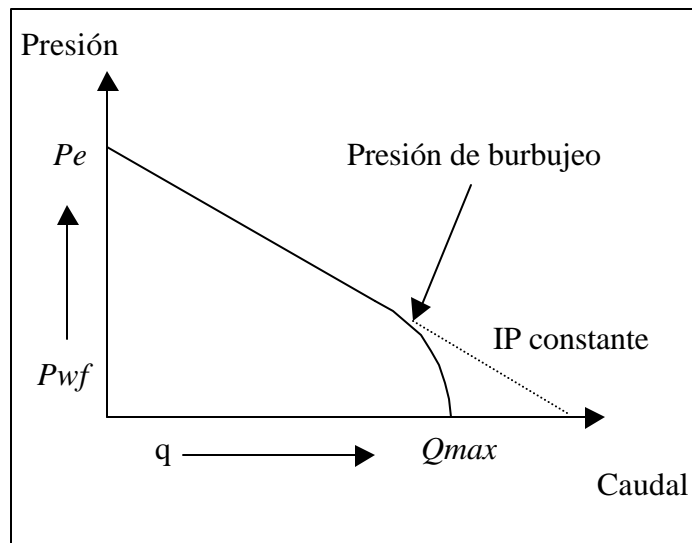


Figura 4. Relación de comportamiento de fluencia (compuesta).

2.2. Flujo bifásico.

El término flujo bifásico ha sido utilizado para designar la circulación o movimiento de mezclas de fluidos en combinación de dos fases (líquido-gas, líquido-sólido, sólido-gas) y sus propiedades físico-químicas. En la industria petrolera, el flujo de dos fases (líquido/gas) se encuentra frecuentemente en las tuberías de producción y en las líneas de flujo en superficie antes de la estación de separación.

2.2.1. Flujos bifásicos en la producción de petróleo.

El petróleo, en su camino desde el yacimiento hasta el separador, alcanza en algún momento un estado de saturación. A partir de aquí comienza a liberarse gas del crudo conforme cae la presión a lo largo del recorrido, formando entonces un sistema bifásico gas-petróleo. La presión en el punto en el que se libera la primera burbuja de gas, se denomina presión de burbujeo.

Formalmente, la presión de burbujeo para un yacimiento se puede definir como la presión a partir de la cual comienza a separarse gas del crudo. A medida que la presión continúa disminuyendo por debajo del nivel de burbujeo, se incrementará el gas presente, disminuyendo simultáneamente el volumen de líquido y originando cambios en el comportamiento de la mezcla bifásica [6].

Esta cantidad de gas que se desprende del petróleo a medida que éste fluye, dependerá exclusivamente de la composición global del fluido del yacimiento y del perfil de presiones y temperaturas existentes a lo largo del recorrido, pues estos factores determinarán el punto en el que se alcanza ésta condición. A medida que los volúmenes de gas se incrementan, las cantidades de líquido disminuyen hasta que el sistema se estabiliza en los tanques de almacenamiento, a presiones y temperaturas normales.

Al observar la Fig. 5 se muestra un diagrama P-T para un crudo típico.

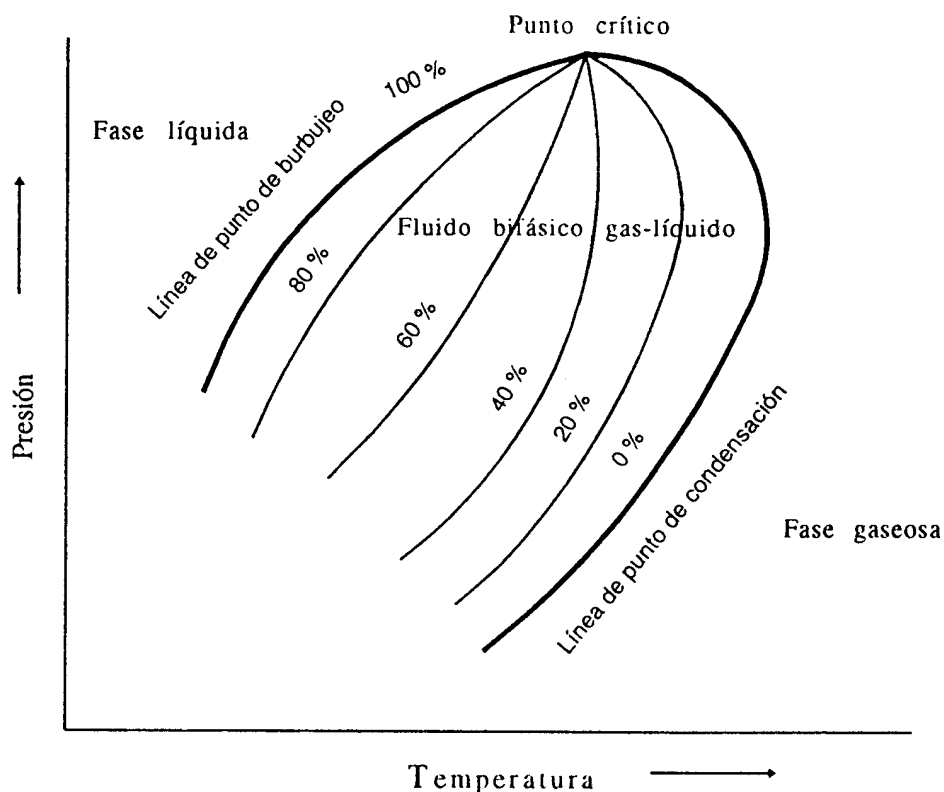


Figura 5. Diagrama P-T para un crudo típico.

La curva de punto de burbujeo representa la línea en la cual, si disminuye la presión o aumenta la temperatura del líquido, se comienza a evaporar algunos componentes pasando a formar un sistema bifásico.

La curva de punto de condensación se divide en dos tramos: retrógrada y normal, para las cuales determinados cambios en presión y temperatura, ocasionan el paso de una sola fase gaseosa a un sistema bifásico gas-líquido. Por ejemplo, una caída en la presión en la curva retrógrada origina una condensación de gas, mientras que, esto mismo sucede en la curva normal si aumentamos la presión.

Los crudos que en algún punto del trayecto comienzan a fluir con características bifásicas, han ingresado a la zona que se encuentra entre la curva de punto de burbujeo y la de condensación y se desplazan de izquierda a derecha conforme disminuye la presión.

Según lo anterior, el cambio total en los volúmenes locales de gas y petróleo a lo largo del recorrido, resulta entonces de una combinación entre:

- Expansión del gas libre
- Disminución del petróleo saturado
- Transferencia de masa entre la fase gaseosa y líquida (liberación de gas).

2.2.2. Patrones de flujo bifásico.

Un patrón de flujo, para casos bifásicos, se puede definir como la distribución que tiene cada fase dentro de la tubería con la relación a la otra fase.

Cuando dos fluidos inmiscibles fluyen simultáneamente a través de una tubería, existe un amplio rango de posibles regímenes de flujo y la importancia de conocer cual está presente para un determinado caso, radica en el hecho de que las correlaciones y modelos usados para determinar gradientes de presión en este tipo de flujo, descansan en el conocimiento previo del régimen existente para el mismo [6].

2.2.2.1. Patrones de flujo bifásico en tuberías verticales.

Los regímenes de flujo bifásico comúnmente clasificados para tuberías verticales aparecen en la Fig. 6. La mayoría de los investigadores en el área de patrones de flujo, definen la existencia de estos cuatro regímenes básicos para el caso de tuberías verticales. A continuación se da una breve explicación de dichos patrones:

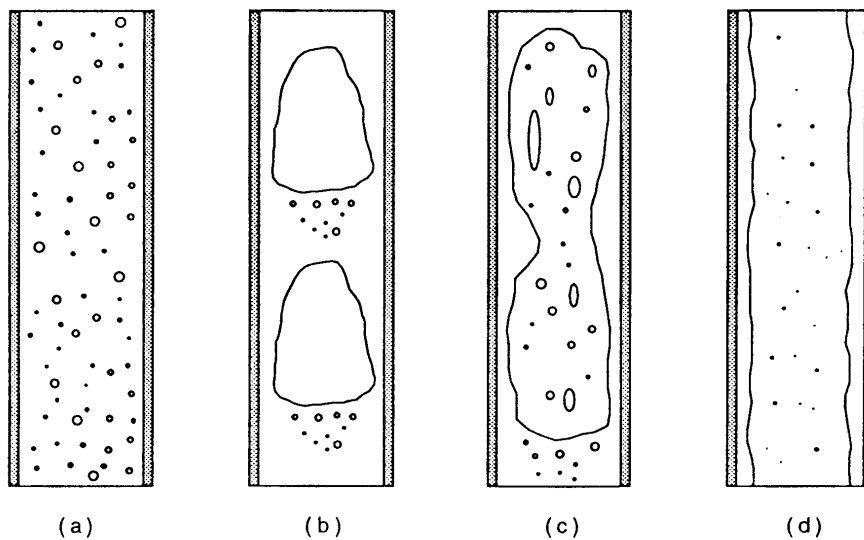


Figura 6. Patrones de flujo en tuberías verticales

- Flujo Burbuja: La tubería está casi completamente llena con líquido y la fase de gas libre se encuentra presente en pequeñas burbujas (ver Fig. 6a). Las burbujas se mueven con velocidades diferentes según su tamaño, y causan una pequeña reducción de gradiente de presión debido a su densidad variable. Las paredes de la tubería se encuentran siempre en contacto con la fase líquida.
- Flujo Tapón: La fase gaseosa es más abundante, pero la fase líquida se encuentra todavía en forma continua (ver Fig. 6b). Las burbujas de gas colapsan entre sí y forman especie de bolsillos gaseosos que casi llenan toda la sección transversal de la

tubería, y su velocidad es mayor que la del líquido. Ambos, tanto el gas como el líquido, tienen efectos significativos sobre los gradientes de presión.

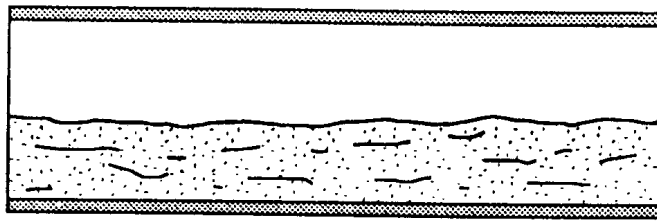
- Flujo desordenado: En este patrón de flujo la fase continua deja de ser la líquida y pasa a ser la gaseosa (ver Fig. 6c). Las burbujas de gas pueden unirse y el líquido puede pasar a formar burbujas. A pesar de que los efectos del líquido son significativos, los efectos del gas son predominantes sobre los gradientes de presión.
- Flujo Anular: La fase gaseosa es continua y la masa de líquido está dispersa en forma de gotas dentro del gas (Fig. 6d). Las paredes de la tubería están cubiertas con una fina capa de líquido, sin embargo la fase gaseosa actúa de manera casi absoluta sobre los gradientes de presión [6].

Es conveniente señalar que esta clasificación es la más común pero de todas maneras los límites entre los distintos tipos de patrón de flujo pueden ser definidos de diversas formas por distintos autores.

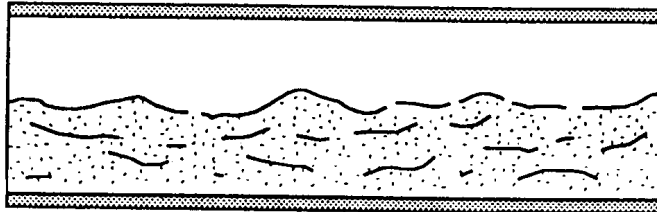
2.2.2.2. Patrones de flujo bifásico en tuberías horizontales.

La predicción de los patrones de flujo en tuberías horizontales es más compleja que para el caso de tuberías verticales. Para tuberías horizontales, las fases tienden a separarse debido a las diferencias entre las respectivas densidades, causando una especie de flujo estratificado.

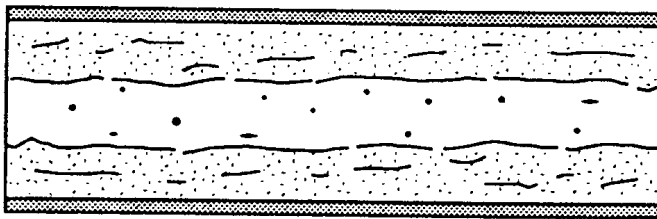
Algunas representaciones de los regímenes de flujo en condiciones horizontales pueden observarse en la Fig. 7.



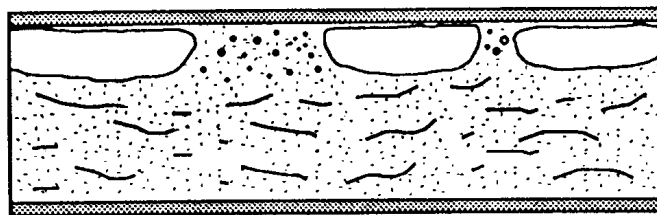
(a)



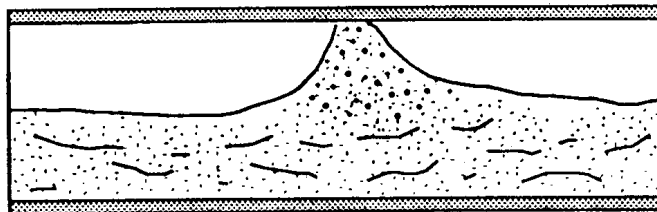
(b)



(c)



(d)



(e)

Figura 7. Patrones de flujo en tuberías horizontales.

En la Fig. 7 aparecen los patrones de flujo estratificado, estratificado ondulado, anular, burbuja y tapón respectivamente, cuyas descripciones coinciden con las expuestas para flujos verticales. Pero presentando tendencias hacia la estratificación. Además, pueden observarse también flujos segregados en los que la estratificación es casi absoluta, de los cuales, los flujos llamados estratificados y estratificado ondulado (Fig. 7a y b respectivamente) aparecen a bajas velocidades y el flujo llamado anular (Fig. 7c) tiene su origen a altas velocidades y bajo proporciones muy especiales de las fases [6].

Por otro lado, existen flujos bifásicos en tuberías inclinadas con ángulos variables entre la vertical y la horizontal, para los cuales los patrones de flujo toman otras formas. En los casos de flujos bifásicos circulando inclinadamente y en dirección ascendente los patrones son casi siempre slug o mist. Para flujos inclinados, circulando en dirección descendente, los patrones son usualmente estratificado o anular.

2.2.2.3. Flujo inclinado.

Para los patrones en flujo inclinado adiabático existe poca información, aunque los patrones de flujo son básicamente los mismos que en flujo horizontal. Con una inclinación hacia abajo, existe una tendencia hacia los patrones estratificados y ondulados, mientras que con una inclinación hacia arriba, los patrones dominantes son tapón y desordenado (Churn).

2.3. Extracción y producción de petróleo.

La extracción de petróleo desde el yacimiento hasta la superficie puede llevarse a cabo por distintos métodos, dependiendo de las características de la formación donde se ubique dicho yacimiento y del tipo de crudo que se encuentre en él.

El diseño y el análisis de un sistema de levantamiento puede dividirse en dos partes principales. La primera parte, el pozo, que representa la capacidad de éste para producir fluidos. La segunda parte es conocida como la relación de demanda del sistema, y tiene que ver con los accesorios utilizados (tuberías, métodos de levantamiento, líneas de flujo, etc.).

Al colocar en el mismo esquema las relaciones de oferta y demanda, se puede determinar la tasa correspondiente de un método de levantamiento.

En la Fig. 8 se muestra un esquema de la clasificación de los métodos de levantamiento.

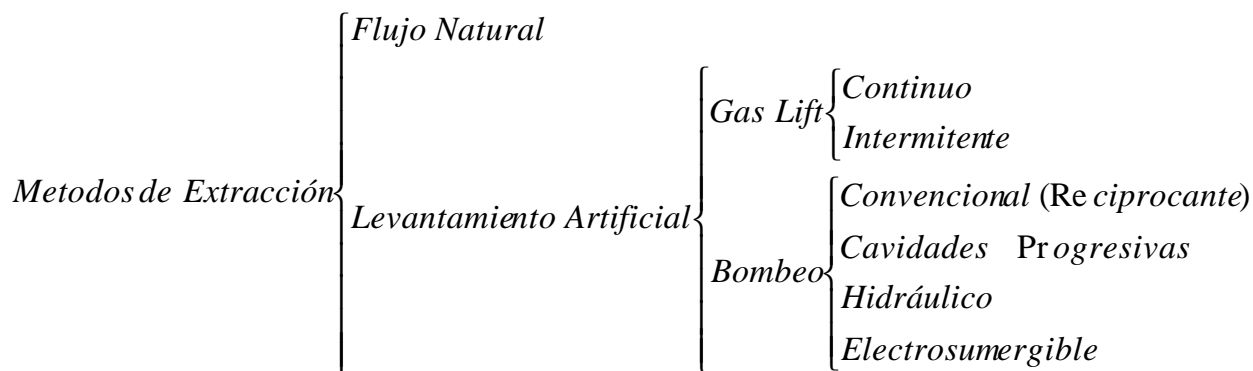


Figura 8. Métodos de extracción

2.3.1. Levantamiento por flujo natural.

Comúnmente, al inicio de la vida productiva de un pozo de petróleo, éste fluye de forma natural, gracias a las grandes presiones a las que está siendo sometido en el yacimiento. Los pozos que fluyen principalmente debido a la fuerza del gas (gas en solución o capa de gas) ofrecen mayores dificultades, pues por lo general el flujo depende de la expansión del gas, la cual disminuye con el tiempo. Los pozos cuyo flujo es debido principalmente al empuje del agua no ofrecen muchas dificultades, pues el petróleo es reemplazado por el agua.

La manera más conveniente y económica de producir un pozo es por flujo natural. Por lo tanto se debe tratar de mantener esta forma de producción el mayor tiempo posible.

Cuando las presiones del yacimiento descienden hasta los niveles en los cuales es imposible que el crudo pueda llegar a sus destinos o el caudal producido es inaceptable desde el

punto de vista económico, es imprescindible la utilización de otros métodos para seguir explotando dicho pozo. Esta es la razón fundamental para la creación y desarrollo de nuevas tecnologías, que permitan extraer ese crudo, que por sí mismo, no puede llegar hasta la superficie.

Básicamente se puede hablar de dos sistemas dentro de los métodos de levantamiento artificial para la extracción del crudo; aquellos que requieren que sea inyectado gas, y los que emplean bombas de subsuelo para aumentar la diferencia de presión entre el fondo del pozo y la superficie [5].

2.3.2. Método de levantamiento artificial por gas.

Este método de producción consiste en inyectar gas a alta presión en la columna de fluido de producción. Esto se hace con el fin de disminuir la densidad del fluido circulante y reducir el peso de la columna hidrostática sobre la formación. De esta forma, con la diferencia de presión existente entre el yacimiento y el pozo, se puede lograr que este último fluya adecuadamente, a una tasa económicamente aceptable.

Básicamente, existen dos tipos de levantamiento artificial por gas denominados flujo continuo y flujo intermitente. Vinculados a estos dos métodos se han desarrollado otros, tales como pistón viajero, cámara de acumulación y flujo pistón.

El proceso de levantamiento por flujo continuo consiste en inyectar permanentemente gas de levantamiento hacia la columna de fluido para lograr disminuir su peso, originando un incremento de la presión diferencial entre el yacimiento y el fondo del pozo. El flujo de gas intermitente se utiliza en pozos que poseen tasas de producción bajas o en pozos cuyas presiones de yacimiento son relativamente pequeñas. Este consiste en inyectar a la tubería, gas a alta presión y de una manera rápida, con el fin de crear un tapón de gas e impulsar hasta la superficie a un tapón de líquido que inicialmente se encuentra por encima del punto de inyección. El proceso requiere de tasas de inyección de gas altas, con el fin de incrementar la eficiencia de recuperación y disminuir las pérdidas por caída de líquido del tapón (resbalamiento).

2.3.3. Método de levantamiento artificial por medio de bombas de cavidades progresivas

Las bombas de cavidades progresivas son máquinas rotativas de desplazamiento positivo, que funcionan bajo el principio de Moineau. Gracias a sus características de funcionamiento, la bomba suministra el caudal de manera uniforme. Los principales elementos de una bomba de cavidades progresivas, son el rotor metálico y el estator, que generalmente es fabricado en elastómero. Tanto el rotor como el estator poseen geometrías helicoidales. Al colocar el rotor dentro del estator se forman espacios vacíos que constituyen las cavidades independientes. Al girar el rotor, las cavidades describen un movimiento helicoidal que permite el traslado del fluido de la succión a la descarga, tal como se muestra en la Fig. 9.

Mediante este método se pueden bombear fluidos de altas viscosidades, dado que el líquido entra a la bomba en forma continua. Las partículas de sólidos, como por ejemplo arena, se bombean sin inconvenientes, dependiendo solo del material del estator. También, pueden ser bombeados contenidos considerables de gas, ya que el principio de bombeo impide la posibilidad de que ocurra bloqueo por gas [5].

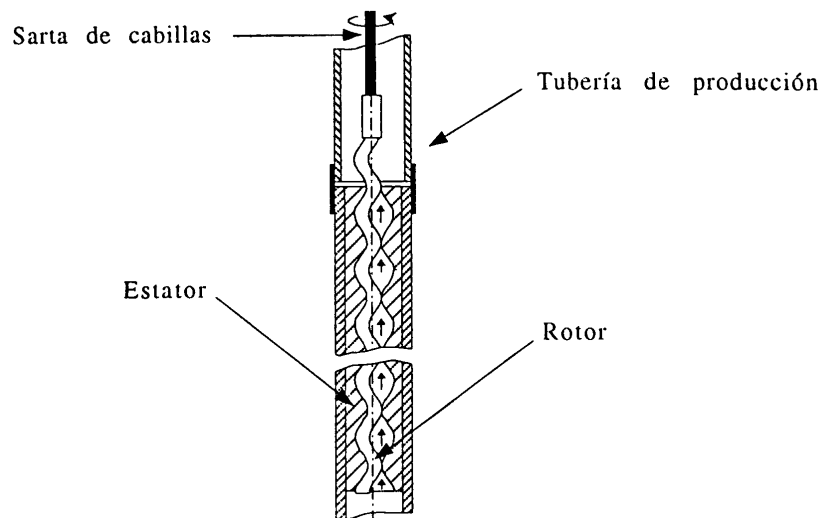


Figura 9. Bomba de cavidades progresivas

2.3.4. Método de levantamiento artificial por medio de bombeo hidráulico.

Los sistemas de bombeo hidráulico transmiten potencia al fondo del pozo, mediante el uso de un líquido presurizado que circula a través de una tubería.

La bomba de fondo tiene la función de convertir la energía del fluido de potencia, en presión en el fluido producido. Las presiones de operación en los sistemas de distribución de fluido de potencia son usualmente de 2000 a 4000 psi. Por lo general, para bombeo hidráulico, se utilizan bombas de desplazamiento positivo triples o quintuples, que pueden ser accionadas por motores eléctricos o de combustión interna.

Los sistemas hidráulicos son flexibles, ya que el rango de operaciones de la bomba de subsuelo, se puede regular mediante el control del fluido de potencia en la superficie.

2.3.5. Método de levantamiento artificial por medio de bombas electrosumergibles.

Este sistema consta básicamente de una bomba centrífuga de varias etapas, cuyo eje está conectado directamente, a través de una sección protectora a un motor eléctrico sumergible.

La unidad se encuentra suspendida de la tubería de producción, sumergida en el fluido del pozo y conectada hasta la superficie a través de un cable trifásico que le suministra la energía eléctrica al motor.

Generalmente, este sistema de levantamiento, a pesar de no tener limitaciones en la profundidad de asentamiento, la profundidad la determina la temperatura (gradiente geotérmico), se consideraba solo para volúmenes relativamente altos, aplicable a yacimientos cuyo mecanismo de producción es el empuje hidráulico con baja relación gas-líquido (RGL). Sin embargo, actualmente, la experiencia ha indicado lo contrario; se han obtenido buenos resultados en pozos con producción de fluido de alta viscosidad, al relaciones gas-líquido, de alta temperatura, etc.

2.3.6. Bombeo mecánico convencional.

El método de levantamiento artificial por bombeo mecánico consiste en una bomba de subsuelo de desplazamiento positivo y de acción recíproca, a la cual se le suministra energía desde una unidad de superficie, a través de una sarta de cabillas. La bomba posee dos válvulas de bola y asiento, una colocada en el extremo inferior del barril (llamada válvula fija) y otra llamada válvula viajera, colocada en el extremo inferior del pistón. Estas válvulas abren y cierran durante el movimiento ascendente y descendente del balancín, lo que permite llenar y vaciar alternadamente el barril de la bomba y llevar los fluidos desde el fondo del pozo hasta la superficie. La unidad de superficie es movilizada por un motor eléctrico o de combustión interna, mediante un sistema de engranajes y correas. El movimiento rotatorio se convierte en movimiento recíproco en la unidad de superficie [7].

Este sistema de levantamiento, mostrado en la Fig. 10, está constituido esencialmente por:

- Equipo de subsuelo: tubería de producción, cabillas, bomba de subsuelo, ancla de gas, ancla de tubería, empaadura, etc.

- Equipo de superficie: unidad de bombeo, motor de la unidad y cabezal del pozo.

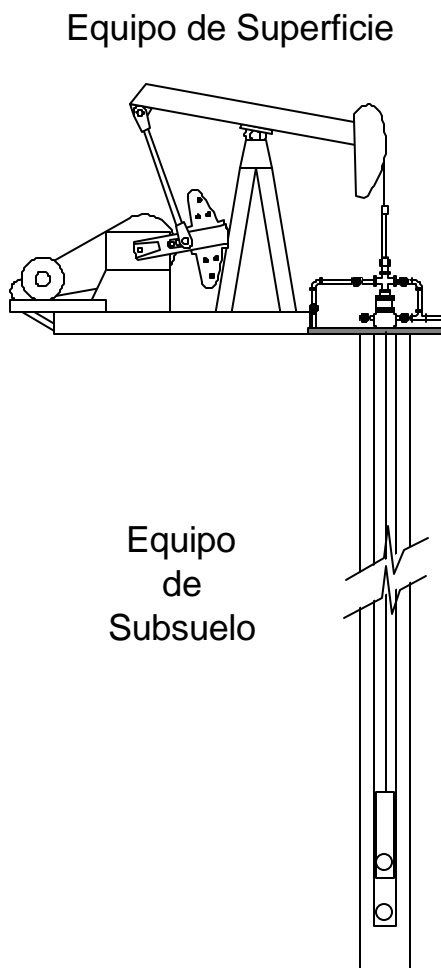


Figura 10. Esquema del Bombeo Mecánico Convencional.

2.3.6.1. Equipos de subsuelo.

a) Bombas de Subsuelo.

Las bombas de subsuelo pertenecen a la familia de bombas de desplazamiento positivo, del tipo recíprocante. Estas bombas son colocadas en el fondo del pozo, a profundidades que oscilan entre 500 y 7000 pies de profundidad. La bomba de subsuelo es el primer elemento que se

debe considerar al diseñar una instalación de bombeo mecánico para un pozo, ya que de acuerdo al tipo, tamaño y ubicación de la bomba, depende el resto de los componentes del sistema.

Los principales componentes de la bomba de subsuelo se muestran en la Fig. 11 y se desglosan a continuación.

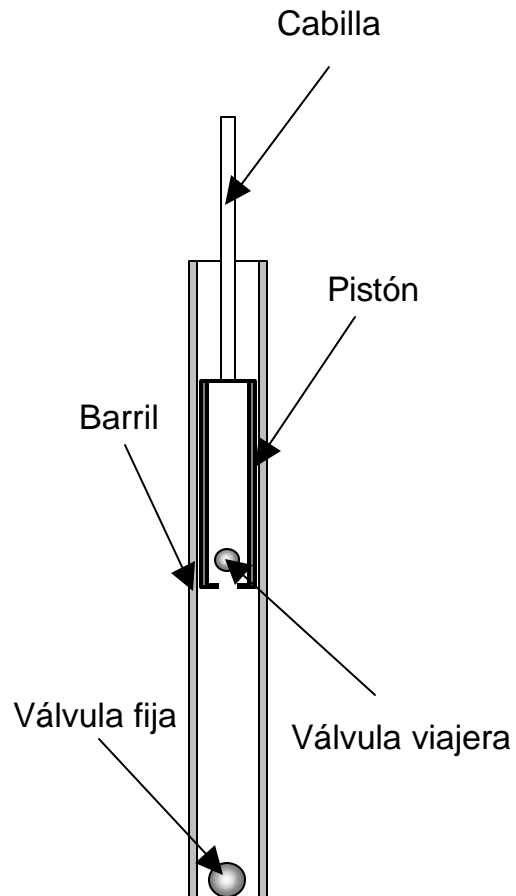


Figura 11. Esquema de bomba de subsuelo

a.1) Cilindro o barril. Es el elemento dentro del cual se mueve el pistón en su recorrido ascendente y descendente, y debe ser lo suficientemente largo para adaptarse a la carrera máxima del pistón.

a.2) Émbolo o pistón. Es la parte móvil de la bomba. El pistón posee una resistencia menor que la de la camisa o cilindro y habitualmente es cromado para disminuir los desgastes en su superficie, producto de la abrasión. En él se encuentra la válvula viajera, la cual controla la entrada de fluidos de la bomba al interior del pistón.

a.3) Válvula fija. Esta se encuentra formada por un sistema de bola y asiento, que permite la entrada de fluido del pozo al interior de la bomba.

a.4) Válvula viajera. Al igual que la válvula fija, está formada por un sistema de bola y asiento que viaja en el pistón durante los ciclos de bombeo. Esta válvula está regulada por las diferencias de fuerzas por encima y por debajo de ella.

a.5) Anclaje o zapata. Elemento tubular que permite obtener el anclaje de la bomba, efectuando un sello hermético.

En cuanto al funcionamiento de una bomba de subsuelo, se tiene que la unidad de bombeo en su movimiento tiene dos posiciones muy bien definidas: punto muerto superior (PMS) y punto muerto inferior (PMI), siendo la sarta rígida. En la Fig. 12 se puede observar el ciclo de funcionamiento de una bomba de subsuelo.

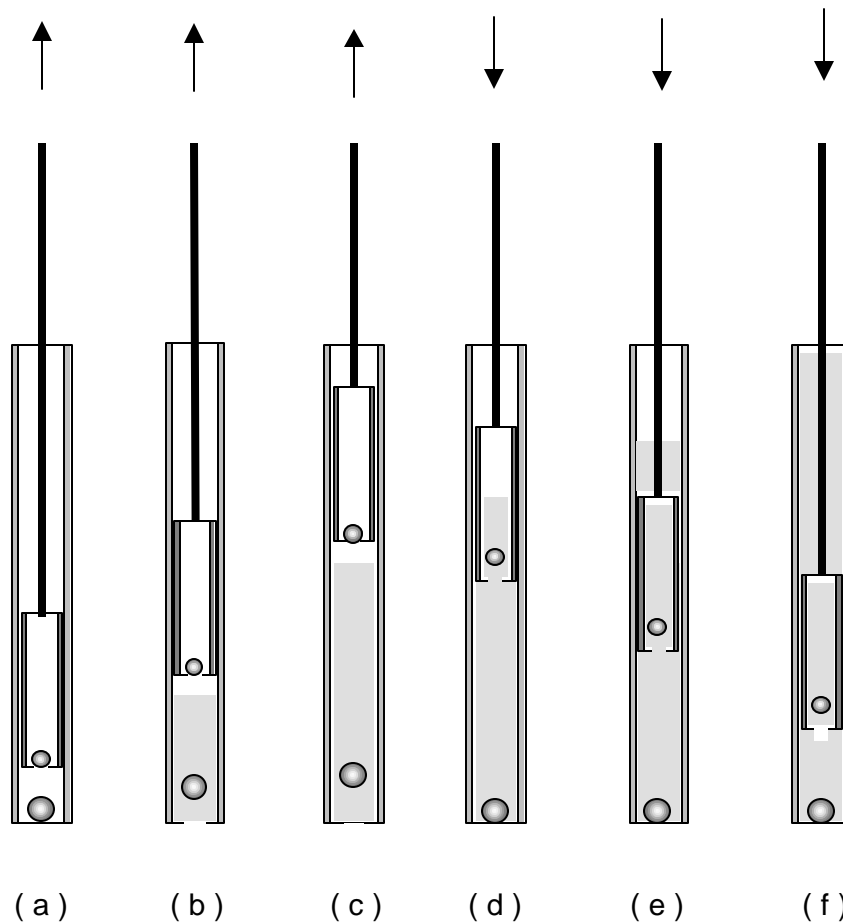


Figura 12. Funcionamiento de una bomba de subsuelo

Cuando el balancín está en el PMI, la válvula fija y la válvula viajera están cerradas (Fig. 12a). Al comenzar la carrera ascendente, la diferencia de presión que se origina entre la presión de fondo fluyente y el volumen por encima de la válvula fija, permite la apertura de esta válvula, haciendo que el volumen desplazado por el pistón sea ocupado con fluido succionado del pozo. Al mismo tiempo la columna de fluido de la tubería de producción ejerce una presión sobre la válvula viajera, lo que ocasiona que ésta permanezca cerrada durante la carrera ascendente (Fig. 12b).

El fluido continúa llenando la bomba hasta llegar al PMS (Fig. 12c). En este momento, la válvula fija se cierra, ya que la presión sobre ésta, debido a la columna de líquido, es mayor a la

presión en el pozo. Esto provoca que la esfera sea impulsada hacia el asiento y retenga el líquido que trata de regresarse. A partir de aquí comienza la carrera descendente del pistón, produciendo un efecto de compresión sobre el fluido que se encuentra alojado en el barril de la bomba (Fig. 12d). Si se está manejando un fluido incompresible, al ponerse éste en contacto la válvula viajera, se ve obligada a abrir. El pistón continúa su viaje descendente, mientras el fluido es transferido a la tubería de producción (Fig. 12e), hasta llegar al PMI (Fig. 12f).

Una vez que el émbolo llega al PMI, se cierra la válvula viajera y se repite el ciclo de bombeo.

Las bombas de subsuelo se clasifican en tres grupos: de tubería, de revestidor e insertables o de cabillas.

- ❖ Las bombas de tubería deben su nombre a que se instalan en la tubería y la camisa o barril forma parte integral de la misma. Su mayor aplicación está en los pozos de alta productividad, baja producción de gas y pocos fluidos abrasivos y corrosivos.
- ❖ Las bombas de cabillas o insertables se instalan en los pozos mediante el uso de la sarta de cabillas y sin la necesidad de extraer la tubería. Su instalación depende de la tasa de producción. Su remoción y reparación es más económica que las bombas de tubería. Para su anclaje en la tubería, se utiliza un sistema mecánico a presión y pueden ser ancladas en el extremo inferior, en el superior o en ambos extremos de la bomba.
- ❖ Las Bombas de revestidor presentan como característica primordial, el permitir utilizar el revestidor como tubería de producción. Por lo tanto, se pueden usar diámetros mayores para volúmenes de producción elevados.

La selección de cada una de estas bombas viene dada por el factor producción y la menor cantidad de problemas que se puedan presentar en el futuro.

Si se tiene un pozo con un alto porcentaje de arena, razón por la cual la bomba pudiera sufrir daños parciales o totales, lo que requeriría ser sacada con marcada frecuencia, es recomendable la utilización de una bomba insertable con anclaje superior, ya que facilitaría el mantenimiento de la misma. Si por lo contrario, el porcentaje de arena es bajo y además se debe producir una cantidad de flujo apreciable, lo más recomendable es que se use una bomba de tubería, ya que el sello entre el pistón y el barril se realiza usualmente en virtud de las estrechas tolerancias que existen entre ambas piezas.

b) Tubería de producción.

Conocida también como eductor, consiste en una serie de tubos para transportar el fluido desde el fondo del pozo hasta la superficie y al mismo tiempo sirve de guía a la sarta de cabillas que accionan la bomba de subsuelo.

c) Revestidor.

Es el tubo de acero que se usan para proteger la pared del hoyo desnudo. Se caracterizan por su longitud, diámetro, peso, roscas en cada extremo, resistencia a presiones externas e internas, y esfuerzos de cargas y compresión longitudinales. En la práctica, se utilizan tubos revestidores que se denominan: revestidor superficial (corta y de gran diámetro), revestidor intermedio (de menor diámetro pero mucho más largo que el anterior) y revestidor final (de menor diámetro y el de mayor longitud). Raras veces se utiliza un cuarta sarta revestidora en un pozo. La sarta final es la que conforma el pozo en si y se conoce como revestidor de producción.

d) Sarta de cabillas.

Elemento de conexión entre la unidad de bombeo (instalada en superficie) y la bomba de subsuelo. Mediante esta sarta se transmite el movimiento reciprocante vertical a la bomba para el desplazamiento del fluido. Generalmente son de acero y su movimiento ascendente se debe al empuje del elevador en superficie, el cual es accionado directamente por la unidad de bombeo. En cambio, el descenso se debe únicamente a su propio peso y el del fluido sobre el pistón.

e) Separador de gas.

Es un dispositivo colocado por debajo de la bomba de subsuelo para mejorar la separación de gas del petróleo a fin de maximizar la entrada de líquido a la bomba y por ende su eficiencia volumétrica.

f) Ancla de tubería.

Equipo que sirve para anclar la tubería de producción al revestidor, a fin de eliminar sus movimientos verticales (elongación - contracción) durante el ciclo de bombeo.

2.3.6.2. Equipos de superficie.

➤ Unidad de bombeo:

Es una máquina integrada cuyo objetivo es suministrar el movimiento recíprocante, a la velocidad apropiada, para accionar la sarta de cabillas y ésta a su vez la bomba de subsuelo. Las unidades de bombeo se pueden clasificar en tres grupos: Balancines API, Hidráulicas y Neumáticas.

❖ Balancines API:

Estas unidades de bombeo se basan en el principio de un mecanismo de cuatro barras (biela o manivela) construidas bajo las especificaciones API (American Petroleum Institute). Son las más utilizadas para el levantamiento mecánico porque sus costos de operación son relativamente bajos. Podemos encontrar tres tipos: Convencional, Unitorque y Balanceado por aire.

En cuanto al convencional, el movimiento rotativo del motor es transmitido, por medio de correas, a la caja de transmisión, la cual reduce la velocidad a través de un sistema de engranes. Este movimiento más lento es comunicado a la viga viajera, mediante la conexión biela-

manivela, y convertido en movimiento reciprocante. La mayoría de estas unidades son balanceadas en la manivela (ver Fig. 13). Otras, con cajas de engranajes pequeñas, son balanceadas en la viga viajera, y existen otros casos con balanceo en ambos lugares [8].

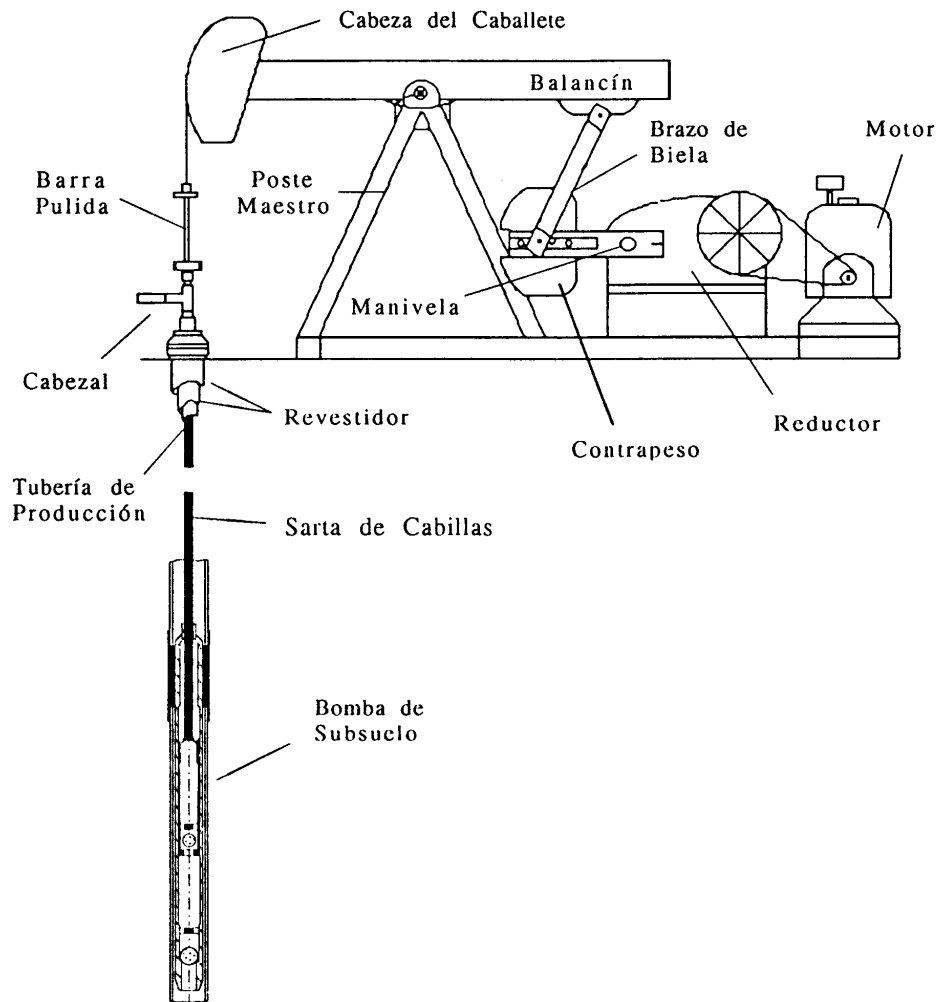


Figura 13. Instalación típica de bombeo mecánico.

La unidad Unitorque Mark II, es un rediseño del modelo convencional, que cambia la posición de los brazos y el poste maestro a fin de reducir el torque en la caja de engranajes. El balanceo de estas unidades es necesariamente en la manivela.

Las unidades balanceadas por aire utilizan un cilindro con aire comprimido, en lugar de pesas, para contrarrestar el desbalance, lo cual las hace favoritas en operaciones Costa Afuera y cuando es necesario su movilización con cierta prioridad.

La unidad Mark permite reducir las velocidades en la carrera de ascenso para evitar disminuir las cargas por aceleración. Del mismo modo en las unidades convencionales existen arreglos que permiten modificar las velocidades de ascenso y descenso para disminuir las cargas. Estos mejoran se logran cambiando la ubicación del eje de la caja reductora. En la Fig. 14, se puede observar una unidad convencional del tipo Torqmaster.

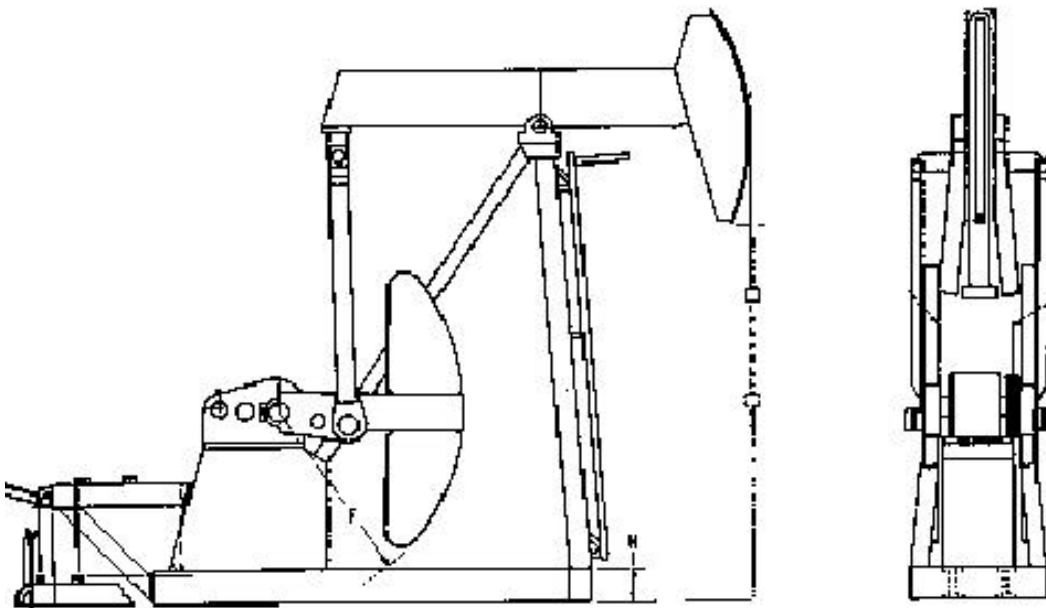


Figura 14. Unidad de superficie *Torqmaster*.

Los componentes esenciales de un equipo de bombeo son:

- Caja reductora: Permite reducir la velocidad angular que proporciona el motor hasta la frecuencia de bombeo necesaria. El torque de salida que es capaz de manejar la caja reductora es utilizado con frecuencia como una medida de la capacidad de la unidad.
- Motor: El cual puede ser eléctrico o de combustión interna, generalmente los motores eléctricos utilizados para balancines son de alto deslizamiento, lo cual permite disminuir las cargas debidas a aceleración.
- Brazos y Contrapesas: Los brazos actúan como las manivelas del sistema al mismo tiempo en ellos se ubican las contrapesas que balancean la unidad para compensar el peso del fluido durante la carrera de ascenso.
- Viga: Esta conecta los brazos a la cabeza del balancín y sería el componente que hace las veces de una biela.
- Cabeza: en esta pieza se acoplan las guayas que sostienen la barra pulida de la sarta de cabillas y sería el componente que hace las veces de articulación entre la biela y el vástago.

En algunos casos donde el crudo a levantar es pesado y/o pozos profundos se necesitan carreras de superficie que no se pueden alcanzar con balancines. Para estas situaciones se suelen utilizar unidades de carrera extralarga, conocidas con el nombre comercial de Rotaflex. Estas unidades no poseen un sistema biela manivela y por lo tanto el movimiento lineal recíprocante se obtiene moviendo alternativamente una correa que desliza por un cilindro, la cual esta acoplada a la barra pulida de la sarta de cabillas por un extremo y por el otro a un contrapeso que permite balancear la unidad tal como se aprecia en la Fig. 15.

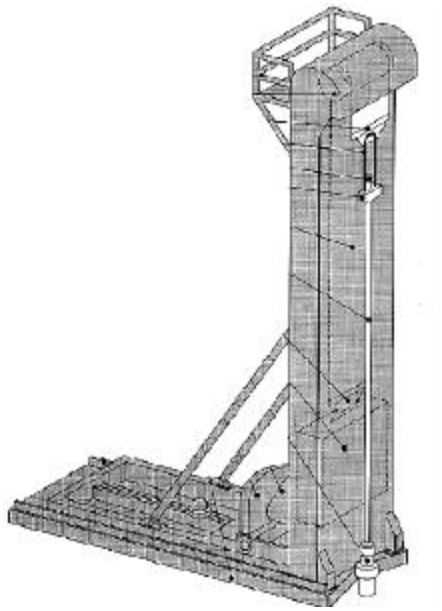


Figura 15.Unidad de carrera extralarga *Rotaflex*.

❖ Unidades Hidráulicas:

Consisten en sistemas que utilizan principalmente la fuerza axial generada por un cilindro hidráulico recíprocante, para transmitir energía a la bomba de subsuelo a través de las cabillas. El resto del equipo se compone de una bomba hidráulica para transmitir energía y un sistema para manejar el fluido de potencia.

Por lo compactas y poco costosas encuentran aplicación en aquellos lugares con limitaciones de espacio y donde se quiere minimizar la inversión inicial por alguna razón económica. Estas unidades además se pueden considerar de velocidad constante y en algunos se puede utilizar como fluido de potencia aceites de origen vegetal. Actualmente existen en el mercado unidades con excelentes sistemas de balanceo que permiten una operación silenciosa y con bajo consumo de energía. En la Fig. 16, se puede observar una unidad hidráulica de bombeo de la marca Tieben.

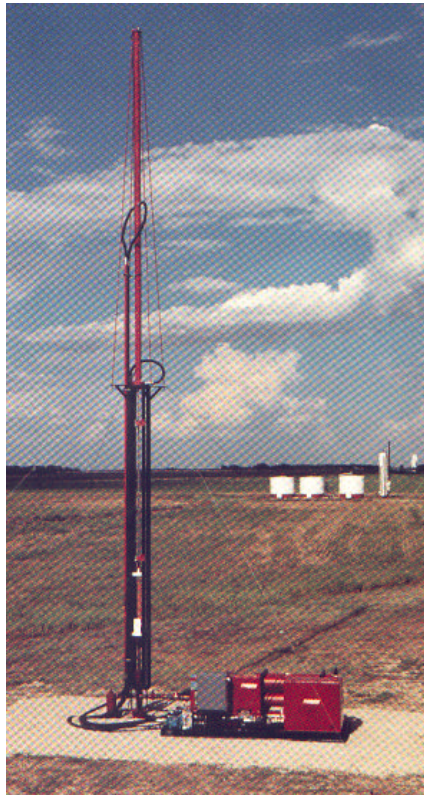


Figura 16.Unidad hidráulica de bombeo *Tieben*.

❖ Neumáticas:

Son parecidas a las hidráulicas, pero utilizan gas como fluido de trabajo. Una fuente de gas con una presión capaz de levantar fluido del pozo puede sustituir al motor y el compresor.

➤ Cabezal del pozo:

Constituye la estructura que conecta al revestidor y a la tubería de producción, con los sistemas de recuperación en la superficie. Está conformado por un grupo de válvulas y accesorios que tienen como función controlar y direccionar los fluidos que emergen o son introducidos al pozo.

2.4. Bombas de doble pistón.

El arreglo consiste en dos bombas reciprocantes de subsuelo colocadas en serie (ver Fig 17).

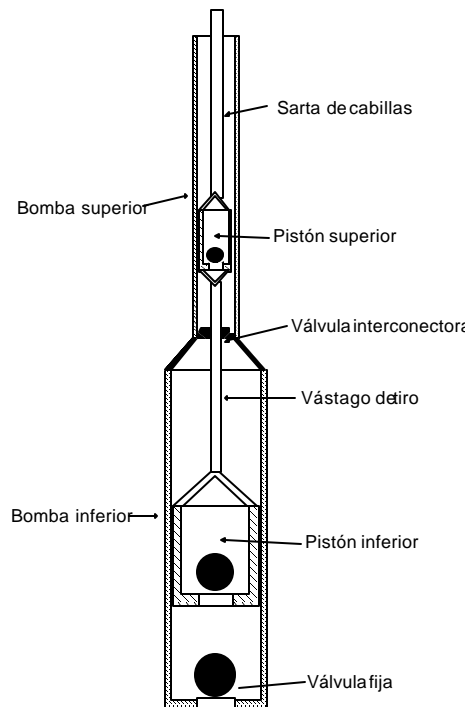


Figura 17. Esquema de la bomba de doble pistón.

Es de esperar que el funcionamiento adecuado de este equipo se logre cuando el volumen de líquido transferido a la bomba superior de menor diámetro, no supere la capacidad de la misma, de esta forma la bomba inferior no estará sometida a la diferencia de presión entre succión y descarga. Lográndose así un dinagràma que tiende a ser similar al de la bomba superior de menor diámetro trabajando sola [7].

2.4.1. Ciclo operativo de la bomba.

La Fig. 18 ilustra el funcionamiento de la bomba: en el punto A, al inicio de la carrera ascendente, la presión $P1$ decrece por la expansión de la cámara de succión de la bomba inferior mientras la cámara intermedia se comprime aumentando la presión $P2$, al mismo tiempo la cámara de succión de la bomba superior se expande produciendo un descenso de la presión $P3$. En el punto B, en plena carrera ascendente, la presión $P1$ se mantiene por debajo de la presión en la succión P_s permitiendo la admisión de fluidos, mientras que la presión $P2$ ya es superior a la presión $P3$ permitiendo la transferencia de fluidos desde la cámara

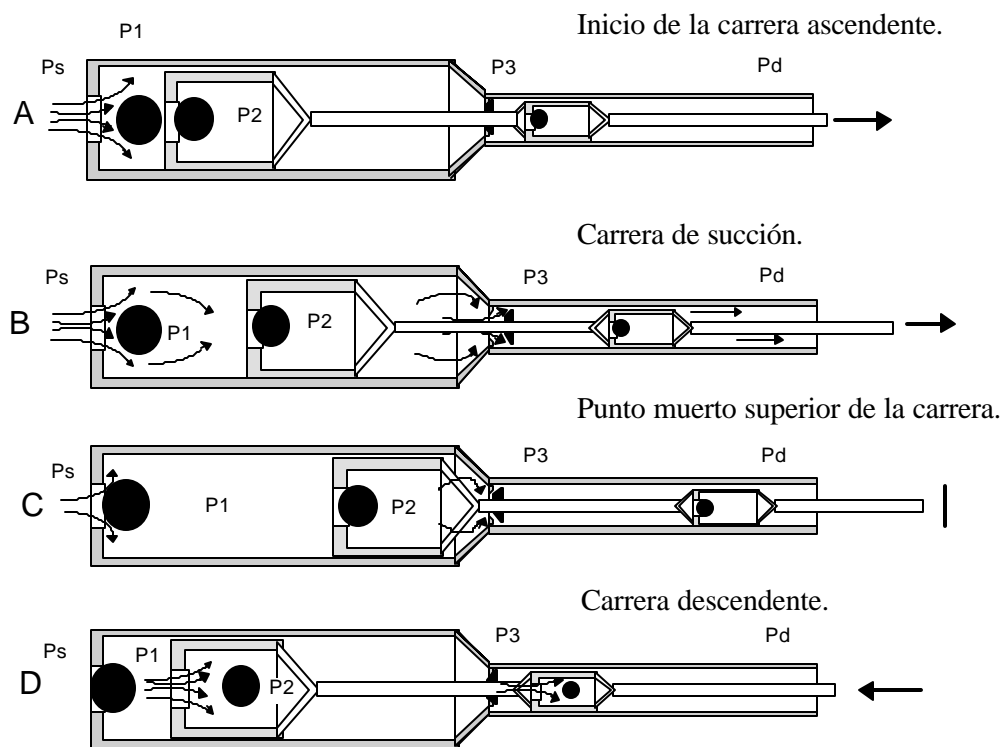


Figura 18. Funcionamiento de la bomba de doble pistón.

intermedia a la cámara de succión de la bomba superior. El punto C, representa el punto muerto superior, donde aún continúa la transferencia de fluidos por persistir la diferencia de presión entre las recámaras. Por último, el punto D representa el final de la carrera descendente, dónde

existe transferencia de fluido desde la cámara de succión inferior que se sometió a compresión a la cámara intermedia que se sometió a expansión, por otra parte la cámara de succión superior sometida a compresión, descarga fluido al ser la presión P_3 mayor que la presión en la descarga P_d . Este proceso se cumple si el fluido es altamente compresible, de lo contrario, durante la carrera ascendente y posiblemente durante la descendente la presión de la cámara intermedia será igual o superior a la presión de descarga P_d , perdiendo sentido la aplicación de este arreglo.

Al bombear caudales intermedios y altos de crudo pesado de alta viscosidad, se requiere la inyección de diluyente para minimizar las pérdidas de presión por fricción y evitar la flotación de cabilla, por tal motivo la completación típica requiere el asentamiento de una empaadura en fondo y de esta forma se inyecta diluyente en la descarga de la bomba. La desventaja de esta aplicación consiste en que todo el gas debe ser manejado por la bomba [7].

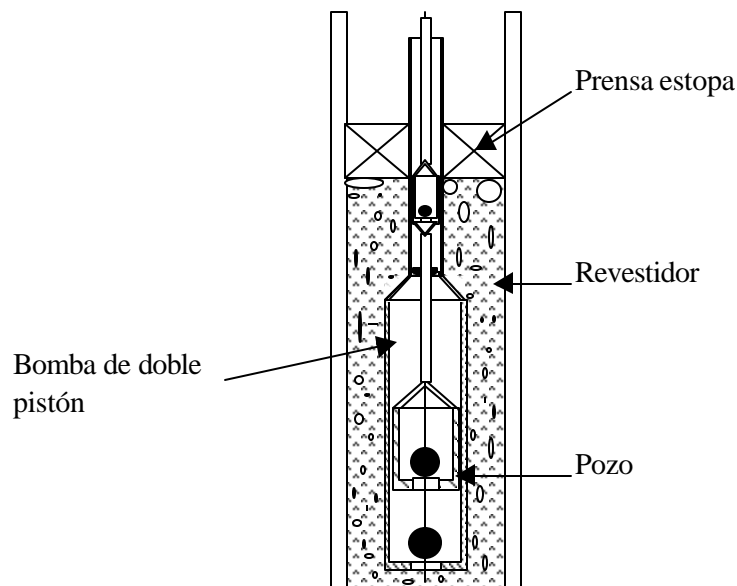


Figura 19. Instalación de bomba de doble pistón.

La situación planteada anteriormente facilita el diseño del sistema, ya que se conoce la cantidad de gas a ser manejada por la bomba y así fijando una carrera se puede determinar la relación de diámetros apropiada para las condiciones de subsuelo. Claro está, este cálculo involucra el uso de correlaciones para el cálculo de las propiedades de los fluidos, y el uso de un programa de computación para resolver las múltiples iteraciones que involucra cada situación [7].

2.4.3. Análisis dinagráfico de fondo.

El análisis dinagráfico es uno de los métodos más utilizados para el diseño y diagnóstico de sistemas en bombeo mecánico, y se basa en el registro de las cargas o fuerzas que se manejan en la bomba de subsuelo y la posición del pistón [8].

A continuación se describe el proceso:

En la carrera descendente, la bomba tiene la válvula fija cerrada y la válvula viajera abierta. En este momento la carga que se maneja es sólo el peso de la sarta de cabillas sumergida (Fig. 20), y éstas a su vez bajan por gravedad.

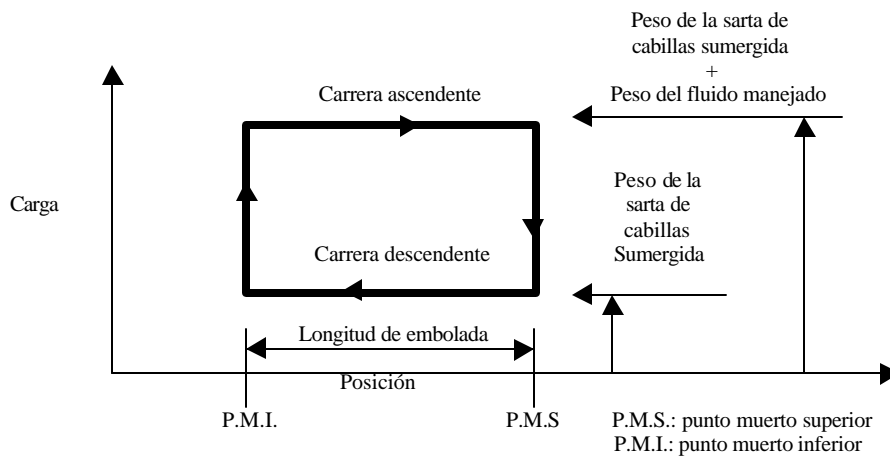


Figura 20. Análisis dinagráfico ideal (flujo incompresible).

En la carrera ascendente no solamente se tiene el peso de la sarta de cabillas, sino que tenemos el peso de la columna de líquido por encima de la válvula viajera (que en este momento se encuentra cerrada, y la válvula fija abierta).

Justo en los cambios de movimientos, existen variaciones bruscas de presión y eso se debe a que cuando se manejan líquidos incompresibles, la apertura y cierre de válvulas es instantáneo. Si graficamos la carga que tiene el sistema en función de la posición del pistón, se tendría una carta dinagráfica cuadrada tal como se muestra en la Fig. 20.

Ahora, en el caso de tener mezclas de líquido y gas, parte de la carrera el gas, parte de la carrera descendente del pistón es utilizada para comprimir el gas, por lo tanto, la presión no se incrementa lo suficiente para abrir la válvula viajera de manera inmediata. En este caso la carta dinagráfica se observa en la Fig. 21.

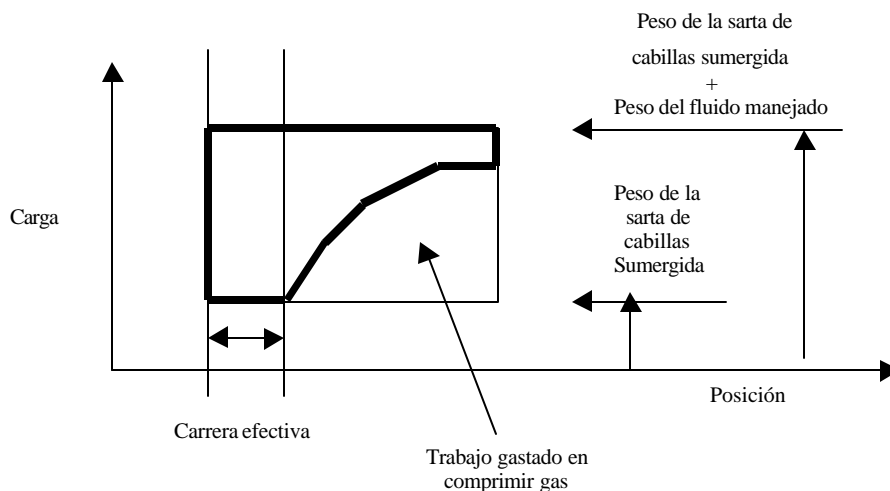


Figura. 21. Análisis dinagráfico con interferencia de gas.

El análisis dinagráfico es uno de los más utilizados en las áreas operativas para realizar diagnósticos en sistemas de BMC. Con él se puede estimar la eficiencia volumétrica de la bomba

de manera práctica. La herramienta más común para este tipo de análisis es el equipo comercial Echometer®. En la Fig. 22 se presenta un ejemplo de resultados obtenidos con este equipo.

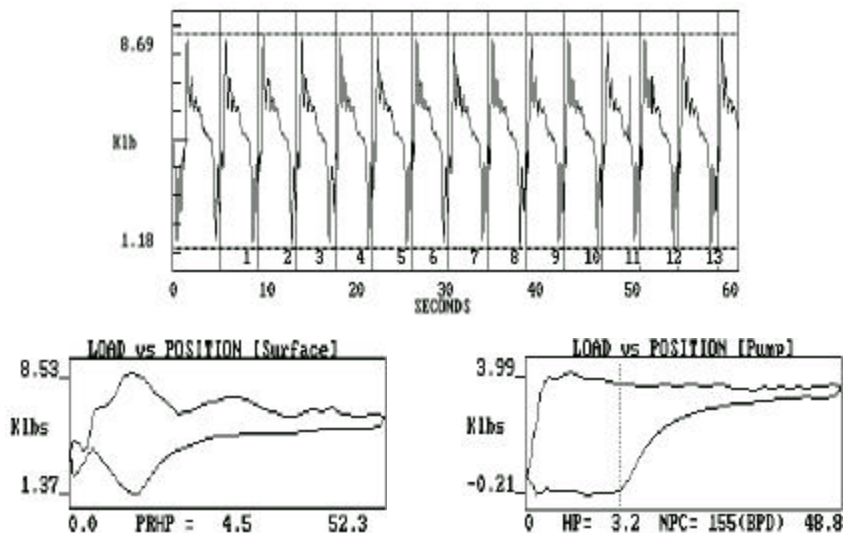


Figura 22. Análisis dinagráfico con Echometer®.

2.5. Eficiencia volumétrica.

La eficiencia volumétrica de las bombas, es la relación entre el volumen real manejado por la bomba y el volumen total desplazado por el pistón. Su valor depende de varios factores, tales como la relación de gas petróleo, el espaciamiento de la bomba, la presión de fondo, las condiciones operacionales en la superficie, la eficiencia del separador de gas, etc. El rendimiento de la bomba depende en gran parte de la presencia de gas, ya sea el gas libre que acompaña al petróleo en la entrada al barril de la bomba o el gas disuelto que es liberado por la caída de presión y la agitación dentro de la bomba. El gas ocupa un espacio en el barril de la bomba que reduce el volumen disponible para el petróleo, y causa un retardo en la apertura y cierre de las válvulas fija y viajera, que disminuye la posibilidad del llenado del barril de la bomba con líquido solamente, dada la alta compresibilidad del gas, se produce gas de interferencia en las operaciones regulares de las válvulas por la presencia del gas en el volumen muerto (Clearance). El uso de separadores de gas es indispensable para mejorar la eficiencia volumétrica de la

bomba, por lo contrario existen condiciones de campo en las que se obtendrían con el uso de estos separadores efectos perjudiciales para la bomba, en caso que la presión de entrada a la bomba sea alta.

La eficiencia volumétrica de las bombas convencionales se ve afectada por el escurrimiento del fluido a través del cilindro y el pistón, la fuga a través de las válvulas y por la presencia de gas libre en la bomba. Mientras que la eficiencia de las bombas de cavidades progresivas se ve afectada por el escurrimiento entre el rotor y estator, además del volumen ocupado por el gas libre en la bomba. Cabe destacar que el escurrimiento en bombas de cavidades progresivas es función del ajuste entre el rotor y el estator, la viscosidad del fluido y el gradiente de presión por etapas. La cantidad de gas libre considerable que la bomba maneja reduce la capacidad de lubricación que tiene el fluido y la remoción del calor por fricción del rotor-estator. En general la presencia de gas libre en la entrada de la bomba afecta a la eficiencia en cualquiera de los casos presentados [7].

2.6. Antecedentes.

En esta sección se presenta una recopilación de trabajos previos distribuidos en dos partes, la primera incluye los antecedentes teóricos y la segunda describe los antecedentes del banco de pruebas de bombas de subsuelo en PDVSA Intevep.

2.6.1. Estudios experimentales y analíticos.

- Connally, Sandberg y Stein (1953).

Este trabajo describió el resultado de un gran número de experimentos referentes a eficiencia volumétrica en bombeo mecánico con mezclas de petróleo y gas. En este trabajo se demuestra que la mayor causa de la baja eficiencia volumétrica en bombeo mecánico se debe a la presencia de gas libre en el líquido bombeado. Adicionalmente, demostró que el espacio muerto entre válvulas tiene un efecto considerable en la eficiencia volumétrica de la bomba. Todos los resultados en este trabajo fueron cualitativos, no se desarrollaron ecuaciones que predigan de manera cuantitativa el fenómeno de la interferencia de gas en la bomba [9].

➤ Haddenhorst y Horn (1962).

Los autores desarrollaron ecuaciones para calcular la tasa de bombeo de manera teórica cuando se utilizan mezclas de petróleo y gas, expresando la eficiencia volumétrica como:

$$VE = \frac{1}{1-s} \left(\frac{1}{mg+1} - \frac{s}{mg n \sqrt{Pi/Po+1}} \right) \quad (7)$$

donde:

VE : eficiencia volumétrica de la bomba

s : distancia entre la válvula fija y la viajera en el PMI de bombeo.

mg : cantidad de gas libre en el petróleo

n : calor específico del gas, Cp/Cv

Pi : presión de succión

Po : presión de descarga

Esta ecuación representó una aproximación básica en problemas de bombeo mecánico trabajando con flujos bifásicos. Este modelo sobrepredice la eficiencia volumétrica [10].

➤ Ionel (1983)

Ionel estudió la influencia del gas en pozos profundos con bombeo mecánico, tomando en cuenta la solubilidad del gas y la separación por gravedad del gas y el petróleo. Presentando la siguiente ecuación para la eficiencia volumétrica:

$$VE = \frac{1}{1-s} \left(\frac{1}{z} \frac{ni RGP + z}{ni RGP + 1} - s \right) \left(f + \frac{z}{ni RGP + z} \right) \quad (8)$$

donde:

k : coeficiente adiabático del gas comprimido

RGP : relación gas petróleo en el barril de la bomba.

s : espaciamento de la bomba.

$$z = k \sqrt{Po / Pi} \quad (9)$$

$$ni = \frac{0.85}{RGP^{0.052}} \quad (10)$$

$$f = \frac{m}{2} \left(\frac{s}{1-s} \right) \quad (11)$$

m : relación entre el volumen de gas libre y volumen de petróleo.

Este modelo presenta el inconveniente de que se presume que todo los errores de medida e incertidumbres que había en las pruebas pilotos, se reflejaron en la correlación de f y n [11].

➤ Schmidt y Doty (1986).

Estos autores desarrollaron un sistema de análisis para bombeo mecánico, que se convirtió en uno de los más conocidos y utilizados. Se describió el problema de la eficiencia volumétrica de la bomba acotando que la baja eficiencia volumétrica tiene diferentes causas tales como: fuga

en las válvulas, fluido escurriéndose por el pistón, etc. Sin embargo, la mayor influencia en la disminución de la eficiencia volumétrica es la presencia de gas en el fluido bombeado. Su forma extrema es el bloqueo por gas.

La opción que ellos sugirieron para controlar la cantidad de gas que entra a la bomba es utilizar separadores de gas de fondo o anclas de gas.

Ellos introdujeron una simple fórmula para la eficiencia volumétrica, tomando en cuenta la presencia de gas libre en la bomba, fuga de líquido a través del pistón y las válvulas y el espacio muerto entre las válvulas.

$$VE = VE_{(gas\ libre)} VE_{(fugas)} VE_{(espacio\ muerto)} \quad (12)$$

Sin embargo, los autores consideraron que las pérdidas por espacio muerto y fugas no son relevantes y redujeron la fórmula a sólo el término del gas libre[12].

➤ Chacín y Purcupile (1987).

En este trabajo se desarrolló un nuevo modelo para estudio de pozos, incluyendo bloqueo por gas, bombeo con tubería anclada e interferencia de gas. Adicionalmente, calcularon la carta dinográfica para tubería libre y anclada, interferencia de gas de 20% y 60%, y bloqueo de gas en 80% [13].

➤ Cox y Williams (1989)

Estos autores describieron los factores que afectan la eficiencia volumétrica de una bomba de subsuelo:

- Características del fluido: viscosidad, temperatura, cantidad de gas en solución, gravedad del fluido, etc.

- Características del pozo: profundidad, presión de fondo e índice de productividad.
- Características de diseño y estado de reparación de la bomba de subsuelo.
- Características de bombeo: sumergencia de la bomba, ciclo de bombeo, longitud de la embolada y velocidad de bombeo.

De todos estos factores, el gas manejado por la bomba tuvo el mayor efecto en la eficiencia volumétrica.

➤ McCafferty (1993).

Este estudio consideró la necesidad de tomar en cuenta el radio de compresión de la bomba, para el diseño apropiado de separación de gas de fondo [14].

➤ Tebourski (1993).

Tebourski intentó predecir, de manera precisa, la eficiencia volumétrica y el trabajo de una bomba de subsuelo para bombeo mecánico que maneja mezclas de gas y líquido. Su estudio se basó en el análisis del comportamiento de gas dentro del barril de la bomba, clasificándolo de acuerdo con las siguientes características:

- Compresibilidad del gas
- Separación debido a la gravedad del gas y del líquido
- Solubilidad del gas dentro del petróleo.

El autor afirma que la propiedad menos conocida del gas, es su solubilidad en petróleo bajo condiciones de bombeo. Debido a la acción reciprocante del pistón, el gas es forzado a entrar en solución durante la carrera de descenso y salir de solución durante la carrera ascendente. Este

trabajo simuló estos dos procesos, usando metano comercial para la fase gaseosa y una gran variedad de crudos en un rango de 10 a 60 grados API para la fase líquida.

La separación por gravedad del gas y el líquido es un parámetro físico importante que debe ser considerado en la predicción del comportamiento del bombeo mecánico.

Considerando los tres comportamientos de gas mencionados, el autor desarrolló una nueva ecuación para la eficiencia volumétrica de una bomba de subsuelo. Esta ecuación generalmente predice menor eficiencia volumétrica que aquella que desprecia el comportamiento del gas.

La nueva ecuación es:

$$VE = \frac{1}{1 - si} \left(\frac{1}{1 + GLRi} - si \right) \quad (13)$$

donde:

GLRi: relación gas-líquido a la entrada de la bomba

$$si = \frac{Vc}{Vtotal} \quad (14)$$

Vc : volumen del espacio muerto de la bomba, es decir, volumen que existe entre la válvula fija y la válvula viajera en el punto muerto inferior de bombeo.

V_{total} : volumen total de la bomba

Por lo tanto, esta ecuación representó una sencilla fórmula y muy precisa para calcular la eficiencia volumétrica en bombeo mecánico manejando mezclas de gas y líquido [15].

➤ Dottore y Bolland (1994).

Este trabajo se concentró en el estudio del bloqueo por gas. Las conclusiones apuntan a evitar el bloqueo por gas, con base en el estudio teórico del fenómeno [16]:

- Aumentar la presión de entrada a la bomba; para esto se necesita incrementar el nivel dinámico del fluido en el anular.
- Disminuir la presión de descarga; sólo se puede utilizando bombas especiales, ya que con las convencionales es imposible físicamente.
- Minimizar la distancia entre válvulas fijas y viajeras.
- Disminuir la cantidad de gas libre que entra a la bomba; uno de los métodos más comunes es el uso de separadores de gas o anclas de gas.

➤ Robles (1996).

Robles desarrolló un algoritmo que permite calcular la eficiencia volumétrica de la bomba de subsuelo, de manera práctica. En su análisis tomó en cuenta el movimiento armónico del pistón, llenado de la bomba, sensibilidades en función del espacio muerto entre válvulas y el radio de compresión, efecto de la presión de cabezal en la tubería de producción, sobre los esfuerzos en las cabillas y sobre la eficiencia volumétrica, y el efecto de la separación del gas dentro de la bomba sobre la eficiencia volumétrica [17].

➤ Becerra (1998).

Becerra utilizó el enfoque de Robles (1996) para el cálculo del comportamiento de la bomba de subsuelo, pero aplicado a la evaluación de la bomba de subsuelo de doble pistón, que es una variante de la bomba convencional. El estudio se basó en el programa inicial de Robles, pero realizó las respectivas consideraciones para el caso en particular, logrando evaluar de manera confiable la bomba de doble pistón [10].

2.6.2. Desarrollo del Banco de Pruebas de Bombas de Subsuelo.

➤ Busom (1987)

Este fue el primer trabajo experimental sobre el funcionamiento de bombas de subsuelo realizado en el Laboratorio de Levantamiento Artificial de PDVSA-INTEVEP. En el transcurso de la investigación, se construyó el primer banco de pruebas para realizar pruebas experimentales con la bomba en posición vertical y flujo monofásico. Para esta experiencia se empleó una bomba del tipo SRWB-TS. La construcción se realizó con todas las dimensiones idénticas a las de este modelo, con excepción de la longitud de la misma, la cual fue reducida por razones de espacio [18].

➤ Pascual y Rivas (1990).

Pascual y Rivas continuaron con el estudio del comportamiento de las bombas de subsuelo en pozos inclinados. Esta investigación se enfocó en mejorar y optimizar las pruebas que había realizado hasta el momento Busom (1987), adaptando el circuito de manera de permitir que la bomba trabajase en condiciones inclinadas.

Este estudio implementó, en el banco, un sistema de medición de posición de la bola con respecto al asiento, incluyendo la construcción de un banco de calibración y dispositivos sensores acordes con las limitaciones geométricas y las necesidades existentes.

El sistema de medición diseñado constó de un sensor inductivo para materiales ferromagnéticos. El funcionamiento de los sensores se basó en la autoinductancia entre dos bobinas, y la modificación de esta autoinducción debido a la posición de la bola.

Este trabajo se limitó sólo a flujo monofásico (agua) y no tomó en cuenta mediciones de presión ni caudal [19].

➤ Coello (1994).

Coello procedió a rediseñar el banco de pruebas. En primer lugar, distribuyó los elementos de tal manera que la bomba se alojara dentro de un revestidor, tal y como ocurre en la realidad, ya que en el banco previo, la bomba se encontraba sumergida en un tanque lleno de líquido. Con este cambio se pudo observar y analizar los distintos patrones de flujo que se pudieran presentar en la succión de la bomba, producto de esta configuración. Además, se podía simular condiciones de flujo bifásico (aire-líquido), que no se podían hacer en el banco anterior y que es una condición característica en los pozos. Todas estas facilidades, aunadas al hecho de poder inclinar la bomba desde la posición vertical hasta un ángulo de 90°, permitirían un estudio completo de algunos fenómenos que se pueden producir en las bombas de subsuelo [20].

➤ Bianchi y Mijares (1995).

Bianchi y Mijares (1995) utilizaron de manera práctica el banco de pruebas de bombas de subsuelo realizado por Coello (1994). El trabajo consistió en la determinación de la eficiencia volumétrica de bombas de subsuelo para la producción de petróleo operando en condiciones inclinadas y manejando flujo bifásico.

En este trabajo se demostró que la eficiencia volumétrica se incrementa cuando se inclina el sistema con respecto a la vertical. Además, la apertura y cierre de las válvulas se produce principalmente por diferencias de presión y por el arrastre que genera el flujo de fluidos de alta viscosidad a través de ellas. La influencia del propio peso de las partes móviles de las válvulas, se

reduce en comparación con los aspectos anteriores. Acotan que la eficiencia de separación es mayor para sistemas cuya fase líquida sea de mayor viscosidad [21].

➤ Caldentey (1997).

En este trabajo se utilizó el banco de pruebas para evaluar nuevas tecnologías. En este caso se introdujo la zapata de doble flujo. El estudio inició la utilización de sistemas de adquisición, para estudiar el comportamiento de la zapata de doble flujo [21].

➤ Salazar (2000).

En este estudio, se simuló la interferencia de gas en un sistema de bombeo mecánico convencional utilizando el Banco de Pruebas de Bombas de Subsuelo de PDVSA Intevep.

Este trabajo presentó un estudio experimental del comportamiento de una bomba de subsuelo que maneja mezclas de gas y líquido. Para analizar el comportamiento de la válvula viajera en función de la velocidad de bombeo, la viscosidad del fluido y la cantidad de gas que entra a la bomba [8].

3. METODOLOGÍA.

En esta sección se describen los equipos, piezas, instrumentos de medición y demás elementos que conforman el banco de pruebas para bombas de subsuelo de doble pistón (ver Fig. 23), localizado en el Laboratorio de Levantamiento Artificial de PDVSA-Intevep y se presentan los procedimientos experimentales llevados a cabo para la evaluación del desempeño del arreglo de bomba de doble pistón operando con y sin la válvula intermedia de alivio, así como la matriz experimental. También se describe de maneja general el sistema de adquisición de datos y los programas (Macros de Excel) elaborados para el procesamiento de los datos.



Figura 23. Banco de pruebas bomba doble pistón.

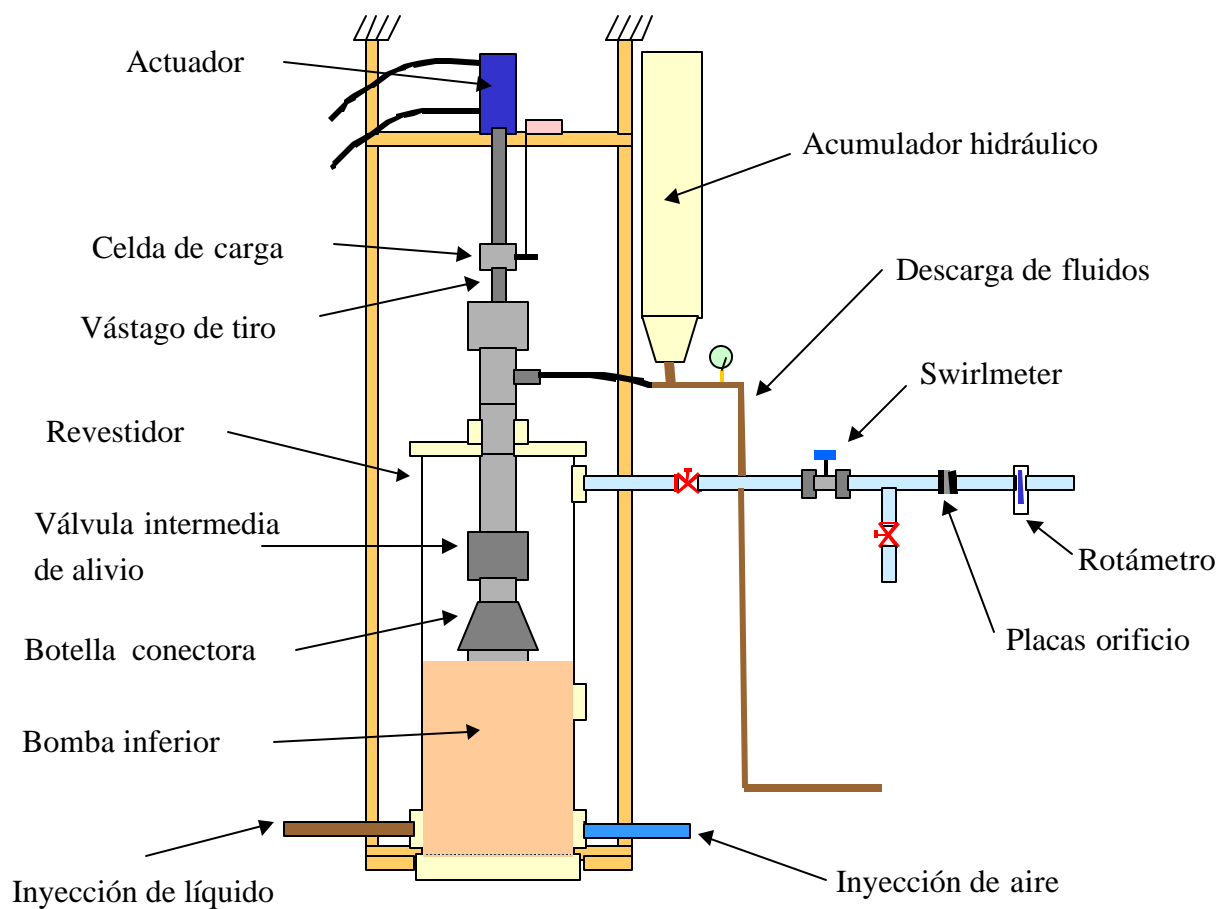


Figura 24. Partes del banco de pruebas.

3.1. Banco de Pruebas.

El banco de pruebas de bombas de doble pistón está construido sobre una estructura metálica, que se apoya en el piso mediante unas patas ajustables con roscas y se encuentra anclada al techo del edificio. Sobre esta estructura es armado todo el sistema de bombeo, formado básicamente por la Bomba de Doble Pistón, Revestidor, Actuador, instrumentación y demás accesorios.

3.1.1. Revestidor.

El revestidor está elaborado en un tubo de plexiglas (polímero transparente), de 180 mm (7") de diámetro exterior y de 10 mm. de espesor de pared, una longitud de 1900 mm, que está dotado en sus extremos de bridas pegadas, las cuales poseen unos canales para alojar unos anillos tóricos que permiten el sellado con otras bridas. Las dimensiones del revestidor vienen dadas por el tamaño de la bomba, y por el espacio ocupado por el resto de los componentes del sistema (actuador hidráulico, viga soporte, etc.).

La tapa superior del revestidor es de acero, con 8 agujeros equidistantes, y con un orificio circular en el centro, de diámetro igual al barril de la bomba superior, al orificio céntrico se encuentra solidario un anillo guía que tiene dos o-rines, de manera que hace el sello hermético del revestidor, impidiendo así la salida de los fluidos, adicionalmente funciona como guía centralizadora para la bomba.

La tapa inferior es de plexiglas en forma de plato, de 35 mm de espesor y 280 mm de diámetro, con 8 agujeros equidistantes, que permite el acople con la brida del revestidor.

Para mantener centrada la bomba dentro del revestidor se dispuso de tres centralizadores, con forma de aros, los cuales están colocados en la sección anular entre la bomba y el revestidor.

El revestidor también cuenta con 7 orificios, dispuestos de forma radial al mismo y con cotas diferentes, donde se conectan mangueras para las respectivas tomas de presión, que se

encuentran a lo largo de toda la bomba. Por dos de estos orificios, que se encuentran en la parte inferior se realiza la inyección de aire y líquido al sistema.

3.1.2. Bomba de subsuelo de doble pistón.

El arreglo consiste básicamente en dos bombas reciprocantes colocadas en serie, una bomba de mayor diámetro en la parte inferior y otra más pequeña en la parte superior, acopladas a través de un vástago. La bomba inferior es de 2 $\frac{3}{4}$ pulg x 5 $\frac{2}{5}$ pulg., y la superior es de 1 $\frac{3}{4}$ pulg. x 4 $\frac{1}{3}$ pulg.

El conjunto estará equipado con un transmisor de presión en la succión y transmisores de presión entre cada una de las recámaras o cavidades que se puedan aislar temporalmente durante el funcionamiento del equipo.

Cada uno de estos transmisores de presión diferencial, permitirá conocer el momento de apertura y cierre de las diferentes válvulas del conjunto. De la misma forma permitirán conocer las condiciones de presión en cada recámara, que es una variable esencial para la caracterización y estudio del fenómeno.

El área más importante del circuito está constituida por el banco de prueba, donde se concentra la mayoría de la instrumentación. En la Fig. 25, se observa un dibujo de arreglo incluyendo la válvula de recirculación o alivio. La válvula de alivio se instalará para realizar un grupo de pruebas con el fin de comprobar su utilidad para prevenir la presurización de la cámara intermedia del arreglo y evitar de esta forma las cargas excesivas en el sistema.

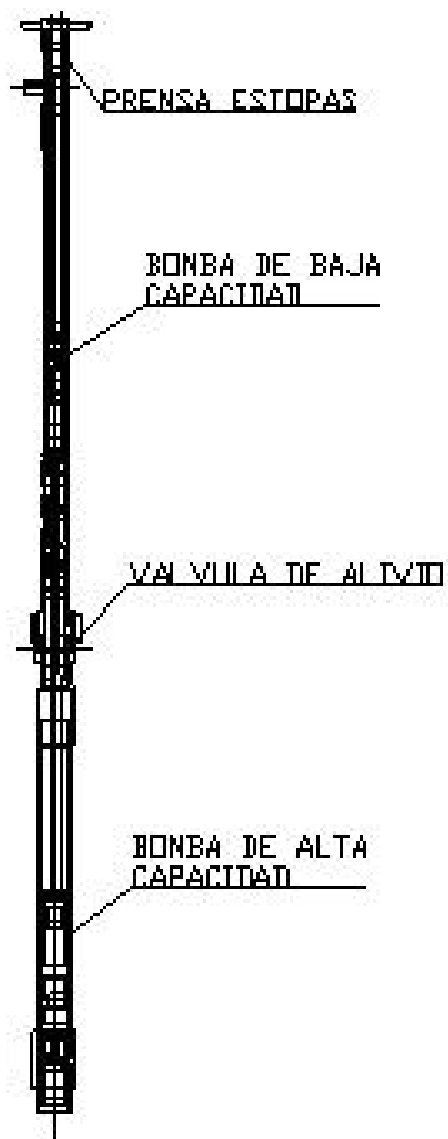


Figura 25. Arreglo de bombas recíprocantes de subsuelo en serie.

Otros componentes de la bomba de subsuelo son (ver Fig. 26): el barril, el cabezal, el portasello o prensa estopa, el vástago, el acople vástago-actuador, el buje del pistón, el cuerpo del pistón y las válvulas.

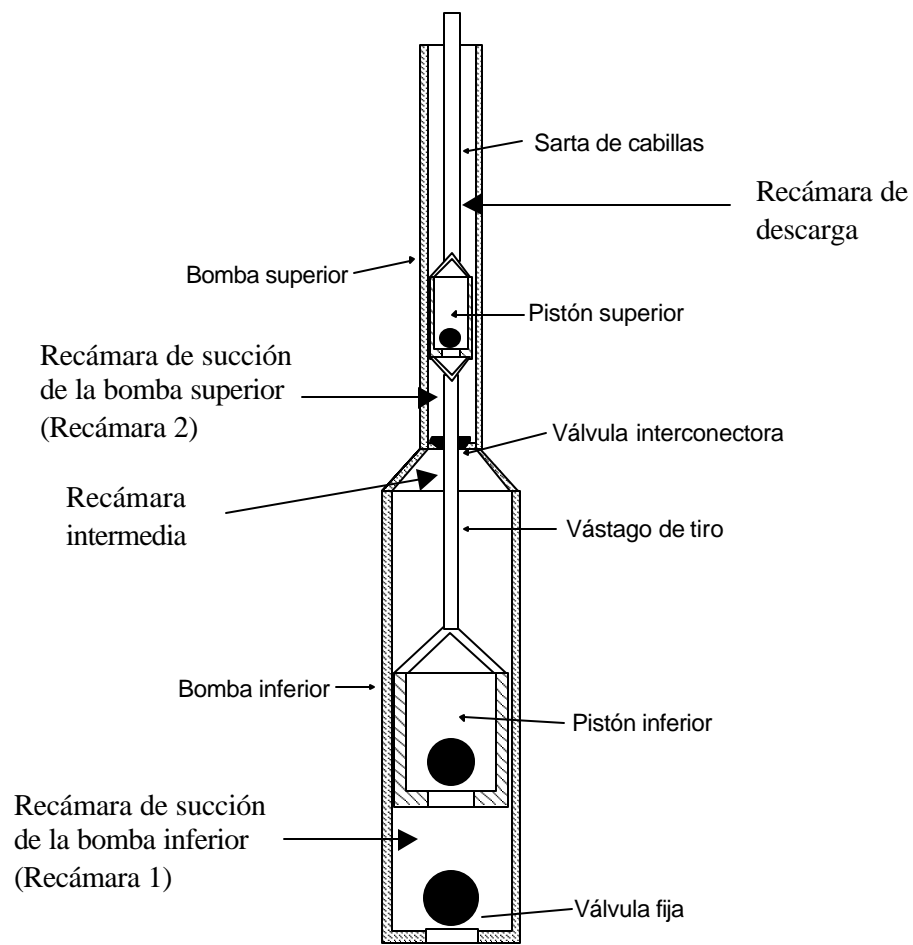


Figura 26. Esquema de la bomba de doble pistón.

➤ **Barril inferior**

Esta pieza esta construida con un tubo de acero de 80.4 mm de diámetro exterior y 5.2 mm de espesor de pared, con una longitud de 800 mm. Posee rosca en sus dos extremos para así formar un conjunto con la bomba superior a través de la botella conectora y con la válvula fija inferior.

➤ **Barril superior**

Tubo de acero con un diámetro externo de 55 mm y 5 mm de espesor de pared, con una longitud de 890 mm. Acoplado en su extremo superior se encuentra el cabezal y en su parte inferior la válvula interconectora.

➤ **Botella conectora**

Esta es una pieza metálica formada por dos cilindros, uno de diámetro igual al barril inferior y el otro de diámetro igual al barril superior, estos encuentran acoplados por medio de un cono, y su función de unir los dos barriles. En el extremo inferior se acopla el barril inferior, y en su parte superior se encuentra la válvula interconectora, que viene a formar parte de la bomba superior.

➤ **Cabezal**

Es una pieza cilíndrica de acero que permite direccionar el flujo que sale de la bomba, y además sirve fijar la bomba a la estructura metálica. En su extremo inferior el cabezal es roscado con el barril superior y, en el superior con el portasello o prensa estopa.

➤ **Portasello o prensa estopa**

El portasello superior tiene como función sellar las áreas de contacto entre el cabezal y el vástago, con el fin de impedir que el fluido bombeado fluya hacia el exterior.

A esta pieza se le diseñó un anillo interior, que va a estar en contacto con el vástago. Este anillo permanecerá lubricado, con el fin de permitir un mejor deslizamiento del vástago a través de esta pieza y minimizar el desgaste de los sellos.

➤ **Vástago**

El vástago es una barra sólida de acero de 25.4 mm de diámetro, la cual está roscada en sus dos extremos. Para este arreglo se utilizaron dos vástagos uno de ellos va enroscado entre el buje del pistón inferior y el buje inferior del pistón superior, y el otro va desde el buje superior del pistón superior hasta la celda de carga. Su función principal es transmitir el movimiento del actuador hidráulico al pistón y cumple las veces de la sarta de cabilla en los equipos de campo.

➤ **Buje del pistón**

Es una pieza de acero, de enlace entre el pistón y el vástago. Su función es permitir el paso del fluido de la parte interior del pistón a la parte superior del barril.

➤ **Cuerpo del pistón**

Es un cilindro de acero con un diámetro tal, que permite una pequeña holgura con el interior del barril. El pistón superior cuenta con bujes en ambos extremos, uno para conectar el vástago de tiro con el pistón inferior y otro para conectar con el actuador, el mismo, posee en su interior una válvula viajera. El pistón inferior cuenta con un buje roscado en su parte superior, mientras que en su extremo inferior se encuentra una válvula viajera.

➤ **Válvulas**

Las válvulas de la bomba son de tres tipos: viajera, fija e interconectora. La primera está unida al pistón, la segunda se encuentra fija al extremo inferior del barril de la bomba y la tercera se ubica entre la parte superior de la botella conectora y el barril superior.

Las primeras dos válvulas basan su funcionamiento en el sello entre una bola y su respectivo asiento y son llamadas válvulas de jaula insertable o de jaula-bola (ver Fig. 27). La bola tiene restringido su movimiento por una jaula insertada, dentro de la cual se encuentra. Las jaulas insertadas, bolas y asientos, corresponden a los modelos originales fabricados en acero.



Figura 27. Válvula de jaula insertable.

La válvula interconectora esta formada por dos anillos y un cuerpo cilíndrico. Los anillos se encuentran en los extremos del cuerpo cilíndrico, el cual desliza sobre el vástago de tiro y atraviesa al anillo superior. Los diámetros externos de los anillos son semejantes al diámetro del barril superior. El diámetro interno del anillo inferior es ligeramente menor al diámetro externo del cuerpo cilíndrico, ya que el mismo posee un asiento que mejora el sello de la válvula. El anillo superior tiene ocho agujeros equidistantes por donde pasa el fluido. El principio de operación de esta válvula es semejante al de una válvula de control de flujo en un solo sentido.

➤ **Válvula intermedia de alivio**

En la Fig. 28 se muestra la válvula intermedia de alivio, la cual fue diseñada para drenar fluido y liberar presión. Su principio de operación no es convencional ya que la misma es para una aplicación específica, que consiste en regular la presión en la recámara intermedia del arreglo en estudio. Mientras la presión en la recámara intermedia no este en las condiciones apropiadas la válvula permanece abierta, esta solo cierra cuando el sistema alcanza los valores de presión correspondientes al rango de operación correcto.

Su principio de operación está fundamentado en un equilibrio de las fuerzas que se producen por la presión en la recámara intermedia y la presión en la descarga, para una determinada relación de áreas. La aplicación de estas fuerzas deberán alcanzar un equilibrio, que esta determinado por las condiciones específicas de operación del sistema.

La válvula está ubicada entre la parte superior de la botella conectora y la parte inferior de la válvula intermedia, con una toma de presión en la descarga de la bomba, específicamente en la salida del acumulador hidráulico.



Figura 28. Válvula Intermedia de alivio.

3.1.3. Accionamiento.

El accionamiento de la bomba se realiza mediante un sistema oleohidráulico (ver Fig. 29), en el cual sus principales componentes son:

- Grupo bomba-motor.
- Válvula limitadora de presión.
- Válvula direccional
- Cilindro Hidráulico.
- Sistema de Control.



Figura 29. Sistema oleohidráulico.

➤ Grupo bomba-motor.

La unidad motriz del sistema oleohidráulico, está formada por un motor eléctrico de 4 KW y 1730 RPM, acoplado a una bomba de paletas de caudal variable tipo 1PV2 V3-42/25RA01MC 40A1.

➤ Válvula limitadora de presión (ver Fig. 30).

Como mecanismo de seguridad, el sistema tiene incorporado una válvula limitadora de presión tipo DBW10B2-41/100-6AG24NZ4. El circuito de conexión de la válvula tipo DBW es lo que comúnmente se conoce como “venteo”.

El “venteo” permite la descarga de la bomba a la presión baja en que se encuentra el tanque, cuando no se requiere presión de servicio en el actuador, y limita la presión máxima del sistema, que está ubicada en 70 bar.

➤ Válvula direccional (ver Fig. 30).

Para modificar la magnitud y dirección del flujo de aceite se emplea una válvula proporcional direccional de accionamiento directo, a través de electroimanes proporcionales y con controlador de posición inductivo tipo 4WRE 10W64-10/24Z4/M.

Al excitar los electroimanes de la corredera, ésta se desplaza proporcionalmente a la señal eléctrica recibida. Se obtiene así, una apertura con característica de flujo variable.

➤ Actuador (cilindro hidráulico).

Para la transmisión del movimiento del sistema oleohidráulico a la bomba se utiliza un cilindro diferencial tipo CD70E32/22-600 Z10/13HBSML-1T de 32 mm de diámetro y 600 mm de carrera, el cual se coloca en la parte superior de la estructura sobre una base soporte, alineado con la bomba y el revestidor.

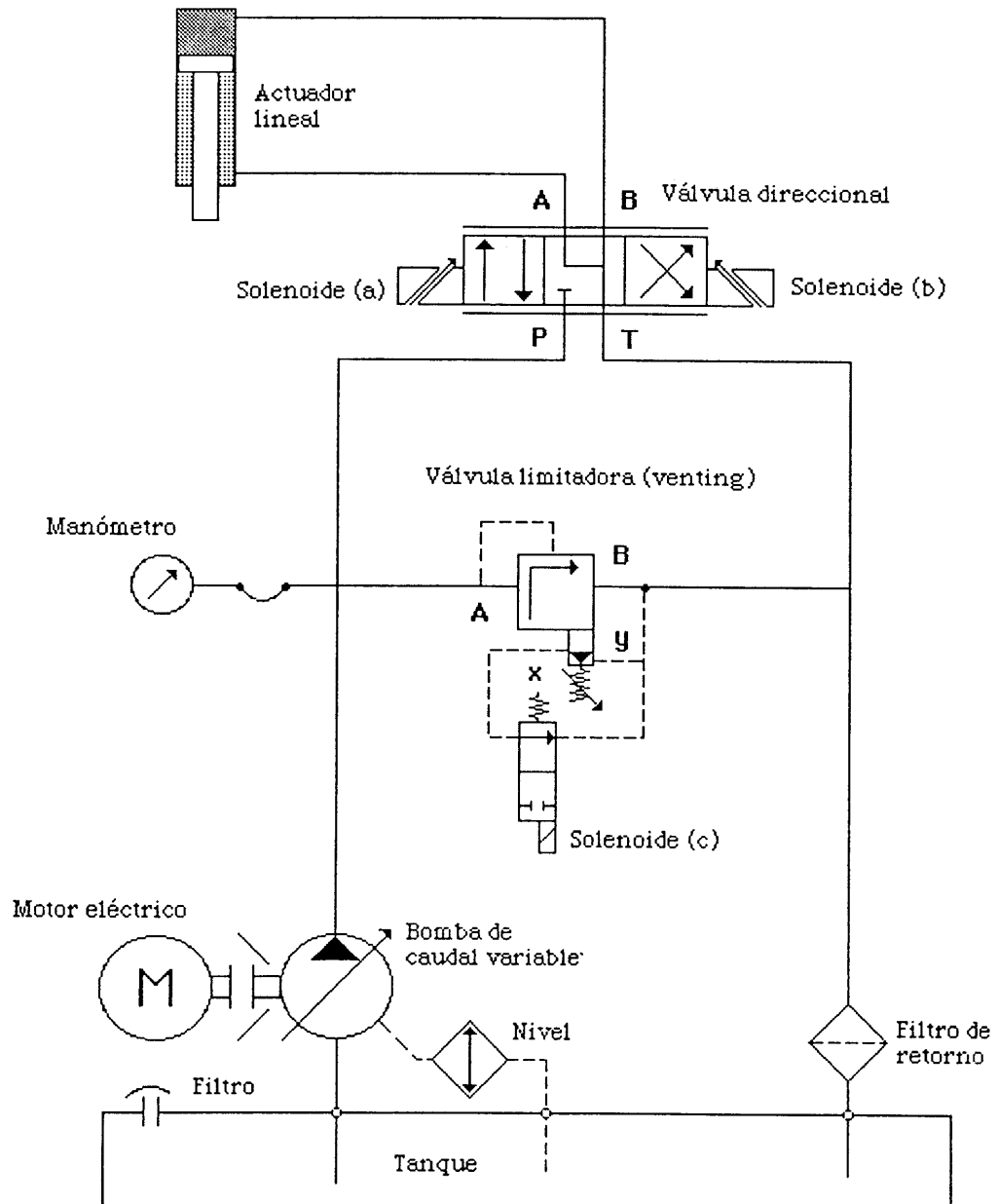


Figura 30. Esquema del sistema oleohidráulico.

➤ Sistema de control.

El objetivo principal del sistema de control, es regular la carrera del actuador (ver Fig. 31), así como la velocidad y aceleración del mismo.

La carrera del émbolo se mide mediante un transductor de posición (posicionador). Este se coloca en la base soporte del actuador, y funciona por medio del enrollado de una guaya que se desplaza en paralelo al actuador.

El voltaje de salida del transductor, se lleva a un controlador que corrige el movimiento de acuerdo a una señal de entrada. Este controlador lo constituye un amplificador, que está integrado básicamente por un regulador P.I.D. (Proporcional-Integral-Derivativo), para el control de la posición de la corredera, cuatro potenciómetros para la calibración de los valores de velocidad deseadas en el actuador y un generador de rampa para el control de la aceleración.

El controlador se encuentra en un panel de instrumentos que permite las modalidades de manual y automática. El accionamiento manual se realiza mediante tres interruptores para seleccionar tres velocidades diferentes y un cuarto interruptor donde se puede variar la velocidad mediante un potenciómetro. El panel contiene interruptores para controlar la extensión y contracción del actuador, conectar o desconectar el “venteo” y para activar y desactivar la señal de rampa.

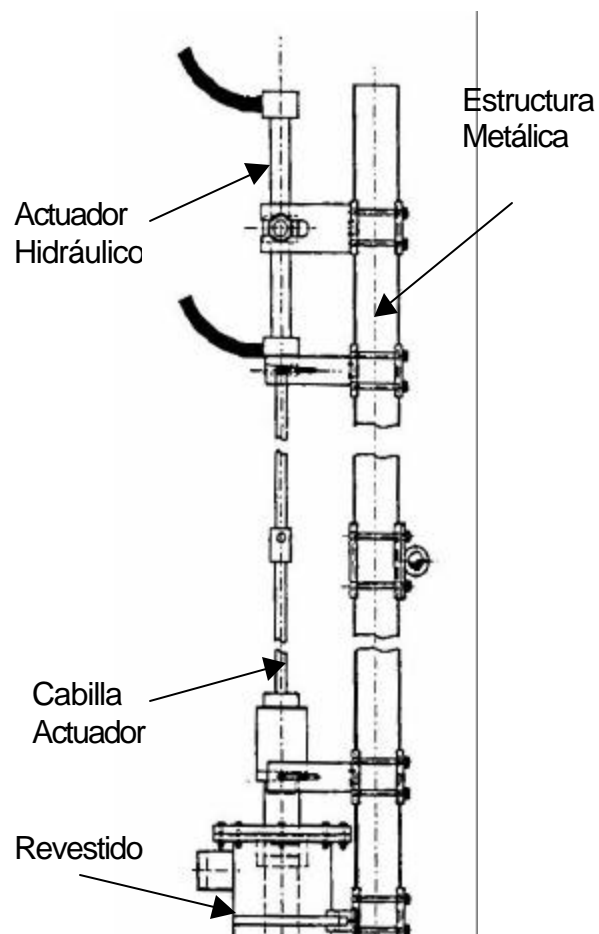


Figura 31. Actuador hidráulico.

Para trabajar el actuador en forma automática se lleva la señal de salida del generador de funciones al conector de señal de entrada en el panel. Desde un interruptor se puede seleccionar la operación del sistema en lazo abierto o lazo cerrado.

El generador de funciones permite variar a voluntad la frecuencia, amplitud y referencia de la posición del actuador.

Todo esto puede ser controlado, cuando está en la posición automática, a través de un computador, en el cual es posible modificar las variables medidas.

3.2. Sistema de manejo líquido-gas.

Una de las características fundamentales que presenta el banco de pruebas es su sencillez, y la capacidad que posee para simular los fenómenos que se desean estudiar. En la Fig. 32, se observa un esquema general del Banco de Pruebas para Bombas de Subsuelo.

La primera etapa del proceso se inicia con la succión de líquido de uno de los tanques separadores, esta succión se realiza con la asistencia de dos bombas, las cuales se utilizan por separado dependiendo de las condiciones de caudal y presión que el banco de prueba requiera. La bomba de engranajes internos Viking, se utiliza para caudales de líquido elevados y fluidos poco viscosos, la bomba de cavidades progresivas se utiliza para líquidos de alta viscosidad y caudales bajos, de esta manera se puede suministrar un amplio espectro de caudales de líquido. El líquido es luego bombeado por uno de los equipos y puede ser derivado a un intercambiador de calor conectado a una unidad de enfriamiento, con la finalidad de mantener la temperatura dentro de un rango de aceptación para cada prueba. Una vez controlada la temperatura del fluido, la línea cuenta con una válvula de control, que ejecuta la acción de control sobre la presión de succión de los equipos en prueba (Puede ser BCP o Bombas reciprocantes). Abajo de la válvula de control, la línea se divide en dos ramales que permite suministrar líquido al banco de prueba de BCP ó al Banco de prueba de bombeo mecánico.

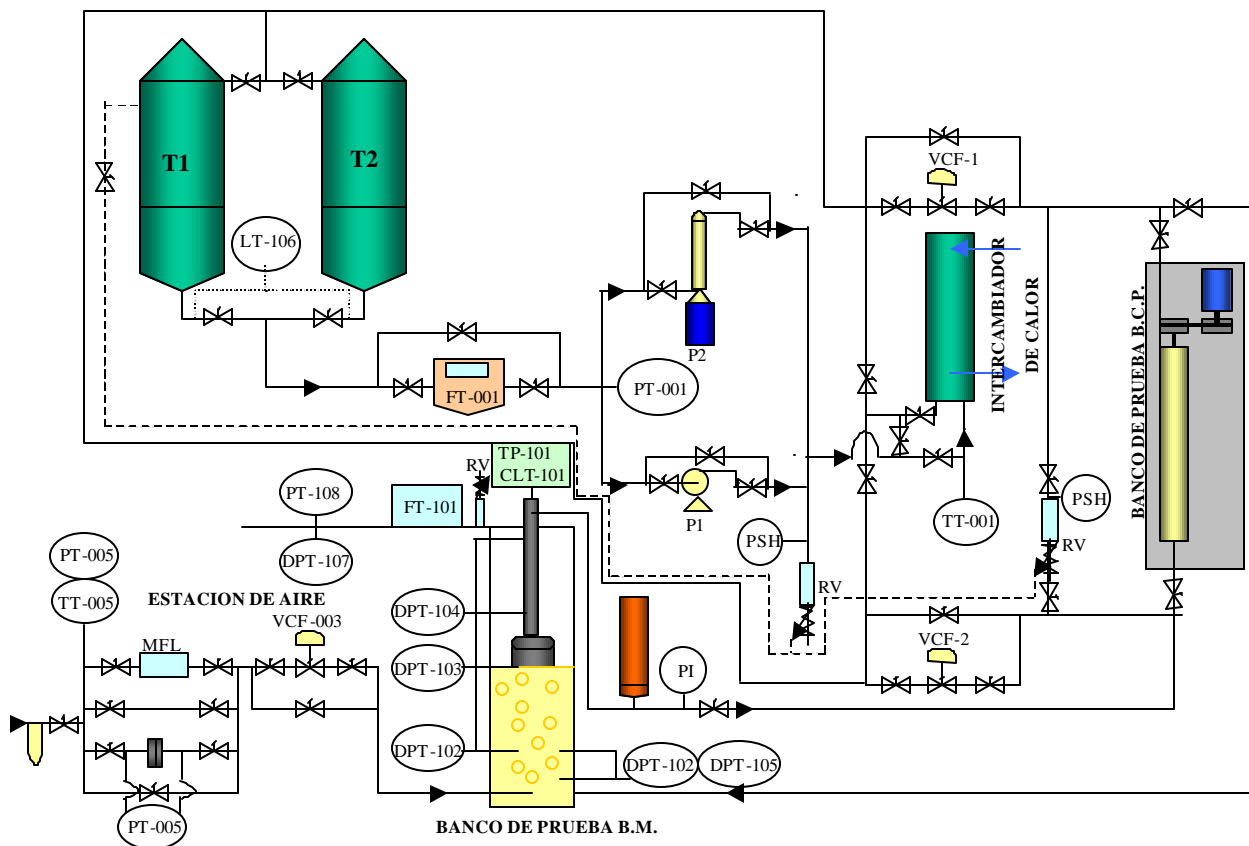


Figura 32. Diagrama del circuito de prueba.

El ramal que alimenta el banco de prueba de bombeo mecánico termina en la parte inferior del revestidor de Plexiglass del conjunto, donde se conecta a un retorno que permite el vaciado del revestidor para facilitar las operaciones de mantenimiento.

El suministro de aire, está alimentado por la línea general de aire del laboratorio, que trabaja con un compresor de doble tornillo, que suministra al sistema aire a una presión de 100 Lpc. El aire ingresa al circuito a través de una estación de regulación y medición, que cuenta con un filtro de aire para adecuar el aire a las condiciones requeridas en el tren de medición, aguas abajo la línea se divide en tres ramales más un *bye pass* (para mantenimiento), cada ramal cuenta con un sistema de medición de aire por lo que el tren de medición puede utilizar un medidor de flujo laminar Hasting, una placa orificio, o un rotámetro según el rango de caudales que se desee

medir. Posterior a la atapa de medición, de encuentra una válvula de control que permite mantener los flujos máxicos de aire constantes durante cada prueba.

3.2.1. Acumulador hidráulico.

El acumulador hidráulico o pulmón (bombona de CO_2 / N_2 vacía), está constituido por un cilindro de acero cuya función es amortiguar las fluctuaciones de presión causadas por el movimiento recíprocante que realiza la bomba.

El acumulador hidráulico se colocó en la descarga de la bomba, conectado al cabezal a través de una manguera, para estabilizar la presión de descarga y el flujo de fluidos.

3.2.2. Tanques Separadores.

Los tanques son recipientes que se utilizan para el almacenamiento de los fluidos en la realización de las pruebas. Los tanques utilizados en la inyección y descarga de líquido son aproximadamente de diámetro 600 x 1200 mm cuerpo cilíndrico, tapa y fondos cónicos, espesores 5 mm para el cilindro y 6 mm para el cabezal.

3.3. Instrumentación.

Para tomar las mediciones de las diferentes variables necesarias para el estudio se usó la siguiente instrumentación: medidores de flujo, sensores de presión (PT: pressure transmitter), transmisores de presión diferencial (DPT: differential pressure transmitter), sensores de temperatura (RTD), transductores de posición (posicionador), y celda de carga. Toda las especificaciones y rangos de operación de toda la instrumentación utilizada en el banco de prueba está reflejada en la Tabla 1.

Tabla 1

3.3.1. Medidores de Flujo.

Rotámetro:

El circuito cuenta con dos rotámetros, uno en el sistema de inyección de aire y otro en la salida del revestidor, ambos marca Fischer & Porter, serie 10A3500, que se utilizan para validar y comparar las mediciones que allí se realizan con otros instrumentos. Los rotámetros constan de dos cilindros de área variable y dos flotadores. Para cada valor de caudal, el flotador se ubica en una posición del cilindro graduado indicando un porcentaje de una escala. En esta posición las fuerzas que interactúan en el flotador se estabilizan. Estos medidores son lineales y se caracterizan de acuerdo al cilindro y el flotador utilizado. Mediante el empleo de una tabla dada por el fabricante se obtiene el caudal a 100% de la escala para esa condición de operación. Estas tablas están referidas a unas condiciones de presión y temperatura específicas. Si se trabaja en otras condiciones, en el caso de gases, es necesario aplicar un coeficiente de corrección. Este punto será tratado más adelante.

Swirlmeter:

Es un instrumento utilizado para de medición de flujo, su principio de operación básicamente consiste en formar un vórtice, por medio de unas aletas que se encuentran en la entrada del mismo, la frecuencia de los vórtices formados es medida por un piezo sensor que se ubica en la parte intermedia del instrumento. La tasa de flujo que por allí pasa es proporcional a la señal generada por la frecuencia del vórtice. Esta señal es procesada por una electrónica y convertida en una salida de 4-20 mA., que corresponde al rango de operación establecido en la configuración del instrumento. Este se colocó en la salida del revestidor.

Micro Motion:

Es un instrumento de medición que permite determinar individualmente la cantidad de masa por una unidad de tiempo que circula en una corriente. El circuito de bomba de doble

pistón cuenta con un micro motion a la salida de los tanques de suministro de líquido, con el cual se mide el caudal de inyección de líquido al sistema.

Placas orificio:

Las placas orificios son instrumentos a través de los cuales se puede calcular el caudal de fluido en un punto determinado. Su principio de operación se fundamenta en la ecuación de Bernoulli aplicada entre dos puntos de una misma línea de corriente la cual esta sometida a un diferencial de presión causado por la placa. El diferencial medido en la placa corresponde a un valor de caudal a las condiciones allí presentes, mediante una curva que facilitan los fabricantes se determina dicho valor de flujo. Estas curvas están calculadas para unas condiciones de presión y temperatura específicas. Si se trabaja en otras condiciones, en el caso de gases, es necesario aplicar un coeficiente de corrección. El circuito experimental cuenta con dos instrumentos de este tipo uno en el sistema de inyección de aire y otro en la salida del revestidor. Las especificaciones y rangos de operación se encuentran en la Tabla 1.

3.3.2. Transmisor de presión (PT).

El transmisor de presión consiste en un cuerpo metálico hermético el cuál mide presión manométrica a través de la deformación o expansión de una membrana o diafragma, esta deformación es convertida en una señal de salida eléctrica de 4 a 20 mA. Este instrumento esta instalado en el sistema de inyección de aire y en la salida del revestidor. La marca y modelo de estos instrumentos están especificados en la Tabla 1.

3.3.3. Transmisores de presión diferencial (DPT).

Es un instrumento neumático que por balance de fuerzas mide presión diferencial y la transmite como una señal de salida eléctrica. Este instrumento es usado en aplicaciones de presión diferencial para flujo, nivel de líquido y otras. En el circuito es utilizado en los tanques, la entrada, descarga e interecámaras de la bomba de doble pistón. Para aumentar la precisión de la medición.

3.3.4. Manómetros.

Son instrumentos que indican presión manométrica, miden estándares de transferencia de presión, en aplicaciones que no requieren precisión excepcional y alta confiabilidad en la medición de la presión. El circuito experimental cuenta con varios, en las salidas de las bombas y en otros puntos de interés.

3.3.5. Sensor de temperatura (RTD).

Este instrumento se usó para medir la temperatura del aire inyectado al sistema de bombeo. El sensor opera con una termocupla, la cual emite una señal eléctrica proporcional a la medición que esta realizando, esta señal es amplificada y transmitida por un transductor.

3.3.6. Posicionador.

Es un instrumento que sirve para medir la ubicación del vástago. Opera por medio de una guaya enrollada en un tambor el cual gira solidario a un potenciómetro. La salida de voltaje del potenciómetro es convertida por una electrónica en una salida analógica (0 a 10 Volts) o (4 a 20 mA).

3.3.7. Celda de carga.

Instrumento mediante el cual se mide la carga y fuerza aplicada axialmente. El mismo es colocado entre el vástago de tiro y el actuador para así determinar las cargas a las generadas por el sistema de bombeo. La celda se conecta a una fuente de poder de corriente continua de 5 Voltios y emiten una señal de 2 mV por Voltio de alimentación. Por los problemas que representa tener una señal de esta magnitud se conecto la celda a una tarjeta amplificadora, la cual es alimentada con 24 Voltios y se obtiene una señal de respuesta de 4 a 20 mA. También a través de esta tarjeta se puede variar la ganancia y el desplazamiento del instrumento, permitiendo la calibración.

3.3.8. Válvulas de control.

Estas válvulas se utilizan en los circuitos para controlar el flujo y presión en el proceso. Consiste en un elemento estrangulador ajustable y además llevan una válvula reductora de presión que permite realizar la acción de control. Esta válvula opera a través de una señal eléctrica de 4 a 20 mA, es utilizada en la inyección de gas al circuito y en la descarga de líquido.

3.4. Sistema de adquisición de datos.

El laboratorio cuenta con un sistema de adquisición de datos elaborado en el lenguaje de programación LabVIEW 4.0 para Macintosh. Este sistema se emplea para adquirir, visualizar, controlar, almacenar y procesar en una computadora, las señales asociadas a la operación de los diferentes circuitos del laboratorio.

El objetivo fundamental es visualizar las variables y registrar la historia de las señales de temperatura, presión, carga, flujos de gas y líquido. El sistema de adquisición guarda el registro de las variables leídas en un archivo, el cual puede ser abierto posteriormente en una PC bajo el programa Microsoft Excel.

De acuerdo a la velocidad de adquisición de datos, las señales de los instrumentos pueden clasificarse en dos tipos: señales lentas y señales rápidas.

La velocidad de muestreo utilizada por el sistema de adquisición durante la realización de los experimentos es de 2 Hertz, es decir, toma dos muestras por segundo.

3.5. Parámetros manejados.

En esta sección se analizarán cuidadosamente cada uno de los parámetros manejados en el proceso experimental, buscando explicar teóricamente su impacto, a la vez que se analizan las relaciones entre ellos, logrando de esta forma determinar las dependencias del sistema.

3.5.1. Caudal de Líquido (Q_l):

Constituye el caudal de fluido en fase líquida que alimenta al revestidor. Este caudal es medido con un medidor de flujo (Micro Motion, FT-001) que se encuentra en el sistema de alimentación de líquido y se muestra en la Fig. 32.

3.5.2. Presión (P_i) y temperatura (T_i) de inyección de aire:

Condiciones a las cuales es inyectado el flujo de aire al sistema de bombeo, y son medidas en (psig) y ($^{\circ}$ C) respectivamente, por sensores ubicados en el circuito de inyección de aire.

3.5.3. Caudal de gas inyectado (Q_{gc}):

Constituye el caudal de fluido en fase gaseosa que ingresa al revestidor. En todos los experimentos se usó aire, el cual proviene de una línea de aire comprimido y es medido con una placa orificio que se encuentra entre esta línea y el revestidor, se muestra un esquema en la Fig. 32.

Esta variable se determina a partir de un diferencial de presión medido en la placa orificio, el cálculo se realiza utilizando las curvas proporcionadas por el fabricante, las cuales nos indican el caudal en [Sft^3/h] en función del diferencial de presión medido (Q_g). Dichas curvas vienen dadas para unas condiciones de presión de 14,7 psia y temperatura de 15 $^{\circ}$ C. El caudal calculado con las curvas debe ser corregido (Q_{gc}), según las condiciones de operación, para lo cual utilizamos la siguiente ecuación:

$$Q_{gc} = Q_g \times \sqrt{\frac{(P_i + 14,7) \times 288,15}{14,7 \times (T_i + 273,15)}} \quad (15)$$

El valor de caudal corregido, está presentado a condiciones estandar, para posteriormente realizar el balance de masas de aire manejado por el sistema de bombeo.

3.5.4. Caudal de Líquido Bombeado (Q_b):

Es el caudal de líquido bombeado desde el revestidor hasta los tanques separadores, o sea es el caudal de líquido manejado por la bomba. Este es calculado a través del nivel de líquido en el tanque separador, utilizando las siguientes expresiones:

$$P = g \times H \Rightarrow H = \frac{P}{g} \quad (16)$$

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{g} \quad (17)$$

donde:

P : presión del tanque separador

H : altura hidrostática de la columna de líquido del tanque separador

g : peso específico del fluido

Basándonos en la definición de flujo volumétrico tenemos que:

$$Q = \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (18)$$

donde:

Q : caudal

DV : variación de volumen, la cual se calcula con el área transversal del tanque separador (A_t) y la variación de altura hidrostática en el mismo.

Dt : variación de tiempo, esta definida por el intervalo de muestreo tomado.

Quedando definido el caudal de líquido bombeado con la siguiente expresión:

$$Q_b = \frac{\Delta P \times A_t}{g \times \Delta t} \quad (19)$$

3.5.5. Caudal de gas separado (Q_{gs}):

Representa la cantidad de gas que no es succionado por la bomba y que se libera por la sección anular formada entre bomba la y el revestidor, saliendo por parte superior de este último y posteriormente es medida a través de placas orificio, swirlmeter o rotámetro.

Si los caudales manejados son bajos la medición se realiza con las placas orificio y los cálculos son similares a los realizados con las placas del sistema de inyección. El límite de aplicación de este método de medición viene dado por la presión del revestidor. Al ocurrir un ligero aumento de la misma pueden variar considerablemente las condiciones del fenómeno en estudio.

Para los valores de caudal que no son medidos por las placas tenemos el Swirlmeter, a través del cual se determina de manera directa y a las condiciones actuales el caudal de aire que sale del revestidor. El límite de aplicación de este, es un caudal mínimo de operación.

Las mediciones que se realizan con el rotámetro son utilizadas para validar los valores obtenidos con las placas y el swirlmeter. El caudal de aire que pasa por el rotámetro a la presión y temperatura del revestidor (P_r y T_r respectivamente), es leído en una escala porcentual, llevado al rango de operación del instrumento y luego corregido para las condiciones de operación del mismo.

Ecuaciones utilizadas para el cálculo:

$$Q_{gr} = \%lec \times \frac{Q_{max}}{100} \quad (20)$$

Donde %lec es el porcentaje leído en la escala del rotámetro y Q_{max} es el caudal máximo del instrumento, a condiciones estándar, que se obtiene de la tabla del fabricante. En el Anexo III se muestra la tabla dada por el fabricante.

El caudal de aire calculado debe ser corregido para las condiciones de operación, aplicando la siguiente ecuación:

$$Q_{grc} = Q_{gr} \times \sqrt{\frac{(P_r + 14,7) \times 288,15}{14,7(T_r + 273,15)}} \quad (21)$$

Para mayor información acerca de esta ecuación, se puede consultar la pág 14-48 de la referencia 22. En nuestro estudio, el factor de compresibilidad del aire se consideró igual a uno ($Z=1$), ya que para los rangos de presión ($P_r + 14,7 < 60$ Psia) y de temperatura ($15^\circ\text{C} < T_r < 25^\circ\text{C}$) manejados en el experimento, este factor se mantiene muy cercano a 1 (véase Tabla G-2 de la referencia 22).

3.5.6. Caudal de gas bombeado (Q_{gb}):

Es el caudal de gas succionado por la bomba y desplazado hasta el separador. Éste se calcula a través de un balance de masa a condiciones estándar. La masa de aire succionada por la bomba, viene determinada por la cantidad de aire inyectado y la cantidad de aire separado. Para este cálculo se usan las siguientes ecuaciones:

$$Q_{gb} = Q_{gc} - Q_{gs} \quad (22)$$

donde:

Q_{gb} : caudal de gas succionado por la bomba

Q_{gc} : caudal de gas inyectado

Q_{gs} : caudal de gas separado

Los caudales de aire obtenidos fueron llevados a las condiciones requeridas considerando gas ideal y aplicando las leyes de Boyle y de Charles, la cual muestra en el Apéndice C.

3.5.7. Caudal teórico bombeado (Q_{tb}):

Es el caudal que impulsa la bomba producto de los volúmenes que desplaza en cada carrera. Este caudal se calcula en función de la carrera recorrida por el pistón inferior St , del área transversal interna del barril At , y de la frecuencia F con que se mueve la bomba. La expresión es la siguiente:

$$Q_{tb} = At \times St \times F \quad (23)$$

donde

$$A_t = \frac{P \cdot f^2}{4} \quad (24)$$

y ϕ es el diámetro interno del barril inferior.

3.5.8. Fracción de gas (F_g):

Relación adimensional que representa el caudal de gas en función de un volumen total de gas-líquido, existentes en una mezcla bifásica a ciertas condiciones.

$$F_g = \frac{Q_{gas}}{(Q_{gas} + Q_{liq})} \quad (25)$$

La fracción de gas en la succión de la bomba viene dada por la cantidad de aire inyectada a condiciones de succión y la cantidad de líquido inyectado al revestidor.

$$F_{giny} = \frac{Q_{gc}(P_s, T_s)}{(Q_{gc} + Q_l)(P_s, T_s)} \quad (26)$$

donde:

F_{giny} : fracción de gas en la succión de la bomba

P_s y T_s : presión y temperatura de succión respectivamente.

La fracción de gas succionada por la bomba es calculada con el caudal de gas succionado a condiciones de succión y el caudal teórico total a las condiciones de operación.

$$F_{gb} = \frac{Q_{gb}(P_s, T_s)}{Q_{tb}} \quad (27)$$

3.5.9. Relación gas-líquido (RGL):

Es la relación volumen-volumen de las cantidades de gas (expresada en pies cúbicos normales) y de líquido (expresada en barriles normales) existentes en la mezcla bifásica que se produce durante la extracción de crudo.

$$RGL = \frac{Qg (ft^3 / día)}{Ql (STB / día)} \quad (28)$$

La relación gas-líquido se expresa en condiciones normales, lo que quiere decir que viene a representar las relaciones volumétricas de gas-petróleo cuando estos se encuentran a una temperatura de 60 °F y a presión atmosférica. La relación gas-líquido debe ser calculada bajo los valores de superficie existentes y ser llevada a su equivalente en condiciones normales.

En nuestro caso, planteamos la relación gas-líquido en la descarga de la bomba bajo las condiciones allí presentes, por lo que se estaría reproduciendo un valor acorde con los manejados en campo. La relación gas-líquido medida en el banco de pruebas desde ahora la llamaremos RGL_{bomba} .

$$RGL_{bomba} = \frac{Qgb(ft^3 / día)}{Qb(STB / día)} \quad (29)$$

3.5.10. Eficiencia Volumétrica (h_n):

Es la relación entre el volumen o caudal de líquido impulsado por la bomba bajo determinadas condiciones y el volumen o caudal teórico de la bomba manejando solo fluido en fase líquida. Corresponde a la expresión siguiente:

$$h_n = \frac{Qb}{Qtb} \quad (30)$$

3.5.11. Eficiencia de separación (h_s):

Es la relación entre el caudal de gas separado y el caudal total de gas que ingresa al revestidor. Se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$h_s = \frac{Q_{gs}}{Q_{gc}} \quad (31)$$

3.5.12. Presión de succión (P_{suc}):

Es la presión existente dentro del revestidor, a nivel de la succión de la bomba. Se mide con un sensor de presión ubicado en la succión de la bomba

3.5.13. Presión recámara 1 (P_1):

Es la presión existente en la recámara de succión de la bomba inferior. Calculada a través de un diferencial de presión medido entre la succión y la primera recámara (*DPT-101*), (ver Fig. 26).

$$P_1 = DPT-101 + P_{suc} \quad (32)$$

3.5.14. Presión intermedia (P_{int}):

Presión en la descarga de la primera bomba o antes de la válvula interconectora. Esta se determina usando el diferencial de presión entre la primera recámara y la válvula interconectora (*DPT-102*), (ver Fig. 26).

$$P_{int} = DPT-102 + P_1 \quad (33)$$

3.5.15. Presión en la recámara 2 (PS2):

Es la presión en la recámara de succión de la bomba superior, o sea después de la válvula interconectora y viene determinada por la suma algebraica de las presiones de la recámaras inferiores, (ver Fig. 26).

$$PS2 = DPT-103 + Pint \quad (34)$$

3.5.16. Presión de descarga (Pdes):

Es la presión final del sistema, medida en el cabezal o punto de descarga. Se calcula usando los valores de presión de las recamaras inferiores y el diferencial de presión entre la descarga y la recámara 2 (DPT-104).

$$Pdes = DPT-104 + PS \quad (35)$$

3.5.17. Calculo de cargas en el sistema a través de las presiones (Carta Dinagráfica calculada):

Este cálculo se realiza planteado un diagrama de las fuerzas producidas en el sistema por cada una de las presiones de las recamaras de la bomba.

Basandonos en la definición de presión tenemos que:

$$P = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Area de aplicación}}$$

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow F = P \times A \quad (36)$$

Para nuestro caso aplicaremos esta ecuación a cada una de las recámaras y con una suma algebraica de fuerzas obtendremos la fuerza total del sistema debido a presiones en el mismo. En

la Fig. 33 se muestra un esquema del balance de las fuerzas producto de las presiones de cada una de las recámaras de la bomba.

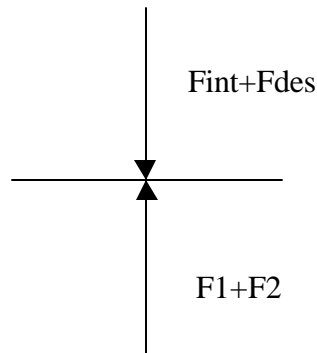


Figura 33. Diagrama de fuerzas, debidas a las presiones en la bomba

De la Fig 33 se tiene que:

$$F_r = F_{int}+F_{des}-F_1-F_2 \quad (37)$$

donde F_r : Fuerza resultante

F_{int} : Fuerza debido a la presión en la recámara intermedia

F_1 y F_2 : Fuerzas debido a la presión en las recámaras 1 y 2 respectivamente.

Ecuación de fuerza resultante:

$$F_r = P_{int} \times A_{int} + P_{des} \times A_{des} - P_1 \times A_1 - P_2 \times A_2 \quad (38)$$

como $A_{des} = A_2$ queda

$$F_r = P_{int} \times A_{int} + (P_{des} - P_2) \times A_{des} - P_1 \times A_1 \quad (39)$$

$$\text{siendo } A_1 = \frac{\rho \times f_{pi}^2}{4} \quad (40), \quad A_{int} = \frac{\rho \times (f_{pi}^2 - f_v^2)}{4} \quad (41), \quad A_{des} = \frac{\rho \times (f_{ps}^2 - f_v^2)}{4} \quad (42)$$

donde f_{pi} = diámetro del pistón inferior
 f_{ps} = diámetro del pistón superior
 f_v = diámetro del vástago de tiro

3.5.18. Viscosidad (μ):

Se refiere a la viscosidad del fluido en fase líquida con el cual se esté trabajando. En nuestro caso, esta viscosidad corresponde a la del líquido en la succión de la bomba.

También se maneja el término de viscosidad aparente de la mezcla bifásica, la cual se calcula con las condiciones de mezcla presentes en el punto de estudio, y va a depender de la cantidad de gas y líquido presentes en la mezcla, así como de la viscosidad de ambos fluidos.

$$m_{mezcla} = m_{gas} \times Fg + m_{liquido} \times (1 - Fg) \quad (43)$$

Esta viscosidad aparente puede ser calculada tanto en la succión como en la descarga de la bomba, de acuerdo a las condiciones de presión y temperatura presentes.

3.5.19. Frecuencia (F):

Expresa el tiempo que tarda el sistema de bombeo en realizar un ciclo completo de movimiento ascendente-descendente.

3.5.20. Carrera del pistón (St):

Es el recorrido realizado por el pistón en uno de sus movimientos. Se operó con una carrera de 46 cm en la realización de las diferentes pruebas.

3.6. Descripción y secuencia de las pruebas.

Para la realización de las pruebas se consideraron las variables necesarias para llegar a los objetivos planteados de una manera directa, así como aquellas que causan un impacto directo sobre los resultados del fenómeno en estudio. También se realizó un análisis dimensional de las variables involucradas en este estudio. Para esto se empleó el método (o teorema) de Buckingham. El teorema de Pi o Teorema de Buckingham es el procedimiento formal mediante el cual el grupo de variables que gobiernan algún fenómeno físico se reduce a un número menor de grupos adimensionales (en el apéndice B se muestra el cálculo de los números adimensionales obtenidos).

Para llevar a cabo las pruebas se utilizaron como fluidos experimentales el aceite Purolub 22 de 40 cP y aire. La selección de las variables de interés nos llevaron al posterior planteamiento de las pruebas a realizar, para lo cual obtuvimos las matrices experimentales que se presentan en las Tablas 2-5.

Pruebas para la caracterización de la bomba sin la válvula intermedia de alivio.

Tabla 2. Matriz experimental flujo monofásico.

| Flujo monofásico | |
|---------------------------|-----|
| Presión de descarga [psi] | SPM |
| 50,100 | 5 |
| | 10 |
| | 15 |

Tabla 3. Matriz experimental flujo bifásico.

| Flujo bifásico | | |
|---------------------------|------|--------------------------|
| Presión de descarga [psi] | SPM | Fracción de gas (insitu) |
| 50,100 | 5,10 | 0,2 |
| | | 0,4 |
| | | 0,6 |
| | | 0,8 |
| | | 0,9 |

Pruebas para la caracterización de la bomba con la válvula intermedia de alivio.

Tabla 4. Matriz de pruebas con la válvula intermedia de alivio.

| Flujo monofásico | |
|---------------------------|-----|
| Presión de descarga [psi] | SPM |
| 50,100,120 | 5 |
| | 10 |

Tabla 5. Matriz de pruebas con la válvula intermedia de alivio.

| Flujo bifásico | | |
|---------------------------|------|--------------------------|
| Presión de descarga [psi] | SPM | Fracción de gas (insitu) |
| 120 | 5,10 | 0,3 |
| | | 0,6 |
| | | 0,9 |

Se trabajo con una fase líquida de aceite Purolub 22: $\mu = 40\text{cP}$, $\rho = 865\text{Kg/m}^3$

3.6.1. Procedimiento general de arranque:

- Alineación del circuito, esto consiste básicamente en direccionar los flujos de fluidos hacia el banco de pruebas, se realiza abriendo y cerrando las válvulas correspondientes.
- Revisión visual de toda la instrumentación y conexiones de la misma.
- Encendido o arranque del sistema de adquisición (Labview), encender la computadora e instrumentación.

- Conexión y encendido del generador de funciones, ajustar la ganancia y offset para la carrera de bombeo, fijar la frecuencia que coincida con la velocidad de bombeo.
- Si la prueba es bifásica:

Ejecución de la inyección de aire:

- a) Alinear el circuito de inyección de aire asegurándose que el flujo de aire pase por el sistema de medición (placas orificio y/o rotámetro), los medidores de presión y temperatura.
 - b) Regular la presión de inyección entre 30 y 40 psig.
 - c) Abrir las válvulas de alimentación de aire para la instrumentación (válvulas neumáticas) y para el banco de pruebas.
 - d) El caudal de aire inyectado es regulado con una válvula de aguja de acción neumática.
- Encendido de la bomba viking y del controlador de frecuencia correspondiente.

3.6.2. Procedimiento para la ejecución de experimentos:

- Se inyecta el líquido y el gas al revestidor, según la prueba a realizar. Simultáneamente se arranca la bomba doble pistón encendiendo el panel de control y la unidad hidráulica correspondiente al actuador.
- Se regula la apertura de la válvula de aguja para obtener el caudal de gas deseado, esta regulación se realiza a través del sistema de adquisición, con un control de la señal de 4 a 20 mA.

- Se cierra la válvula de acción neumática (Foxboro), que se encuentra en la descarga, para aumentar la presión hasta el punto deseado. Esto se realiza mediante el sistema de adquisición con una señal de 4 a 20 mA.

Si el control de la presión con la válvula neumática se hace muy inestable se procede a regular de forma manual con otra válvula que se encuentra en la descarga de la bomba.

- Durante la realización de la prueba se deben vigilar el nivel de fluido dentro del revestidor y la presión en la descarga de la bomba, así como velar por el buen funcionamiento de todo el circuito de pruebas.

Cualquier anomalía durante la realización de la prueba, fallas en las bombas, unidad hidráulica o cualquier otro equipo implica un procedimiento de emergencia que consiste básicamente en: apagado de las bombas (pulsando botón de emergencia) y de la unidad hidráulica, cierre de válvulas de inyección de líquido y gas, despresurización del sistema, revisión general del banco y demás equipos.

- Al llegar al punto deseado según lo planteado inicialmente en la matriz experimental se espera un tiempo prudencial para su estabilización, después de esto se procede a guardar los datos mediante el sistema de adquisición y se registra en el cuaderno de laboratorio.
- Luego se procede con la obtención de otro punto, variando las condiciones que sean necesarias.
- Al finalizar con el grupo de pruebas planteado se apagan las bombas, se cierran las válvulas de inyección de fluidos y se despresuriza el sistema. Se apaga la unidad hidráulica, panel de control, generador de funciones, y varedor de frecuencia de la bomba viking. Posteriormente se realiza una revisión general del circuito y de la instrumentación.

- Se cierran las válvulas que hagan falta para garantizar la seguridad en el circuito de prueba, alimentación de líquido y gas.
- Se copia la información obtenida, desde la computadora Macintosh a un disco de 3 ½, para luego ser procesada en una PC.
- Se apaga el sistema de adquisición e instrumentación.

3.7. Procesamiento de los datos obtenidos

Para el procesamiento de los datos obtenidos se realizó un Macro en Excel (Visual Basic), el cual básicamente lee los datos obtenidos de una hoja de Excel y realiza los cálculos correspondientes, para así mostrar los resultados en la misma hoja (en el Apéndice D, se muestra el programa y su ejecución).

Datos de entrada al Macro:

- Diferencial de presión placas orificio salida del revestidor.
- Caudal de líquido inyectado.
- Presión de inyección de aire.
- Temperatura de inyección de aire.
- Presión salida del revestidor.
- Diferencial de presión tanque de almacenamiento.
- Diferencial de presión en la placa orificio, inyección de aire.

- Diferencial de presión de succión-cámara de succión.
- Diferencial de presión de cámara succión-cámara intermedia.
- Diferencial de presión cámara intermedia- válvula conectora.
- Caudal de aire salida del revestidor (swirlmeter).
- Celda de carga.
- Presión de suministro fluido-atmósfera.
- Diferencial de presión válvula conectora–descarga.
- Posicionador.

Resultados arrojados por el macro:

- Presión y temperatura promedios del sistema de inyección de aire.
- Caudal promedio del líquido inyectado.
- Caudal de aire inyectado.
- Caudal de aire separado.
- Eficiencia de separación.
- Caudal de líquido bombeado.
- Eficiencia volumétrica.

- Fracción de gas insutu (succión de la bomba).
- Fracción de gas succionada por la bomba.
- RGL bomba.
- Perfiles de presión de la bomba.
- Cartas dinagráficas.
- Diferencial de presión total de la bomba.

4. PRESENTACIÓN Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.

En esta sección se muestran los resultados de la caracterización de la bomba de doble pistón con y sin la válvula intermedia de alivio, tanto para flujo monofásico como bifásico.

4.1. Caracterización de la bomba sin la válvula intermedia de alivio.

Durante la caracterización de la bomba sin la válvula intermedia de alivio, se obtuvieron los perfiles de presión a lo largo de la misma y las cartas dinagráficas trabajando con flujo monofásico y bifásico. Para una mejor comprensión, se puede observar la Fig. 26 donde se indican las recámaras del arreglo y la Fig. 18 donde se muestra el ciclo operativo de la bomba.

4.1.1. Flujo Monofásico.

A través de los perfiles de presión obtenidos se verificó que la operabilidad del arreglo con flujo monofásico solo trabaja la bomba inferior, el ciclo de operación del arreglo se asemeja al de una bomba convencional de un solo pistón.

En la Fig. 34, se observan tres ciclos de operación de la bomba al trabajar a una velocidad de 5 envoladas por minuto y un diferencial de presión de 105 psi. Se puede ver claramente como la presión en la recámara intermedia (P_{int}) supera a la presión de descarga (P_{des}) y a su vez a la presión de succión de la bomba superior (P_2), lo que indica que toda la carga de bombeo es asumida por la bomba inferior.

También hay que notar que la presión en la recámara 1 (P_1) durante la carrera ascendente supera a la presión de descarga (P_{des}), lo que resulta lógico por estar trabajando con un fluido incompresible. Al estar llena toda la bomba inferior con líquido se observa que durante la carrera descendente toda la masa de fluido es transferida directamente hasta la descarga del sistema, lo que implica que la bomba superior no está realizando trabajo durante estas condiciones de operación.

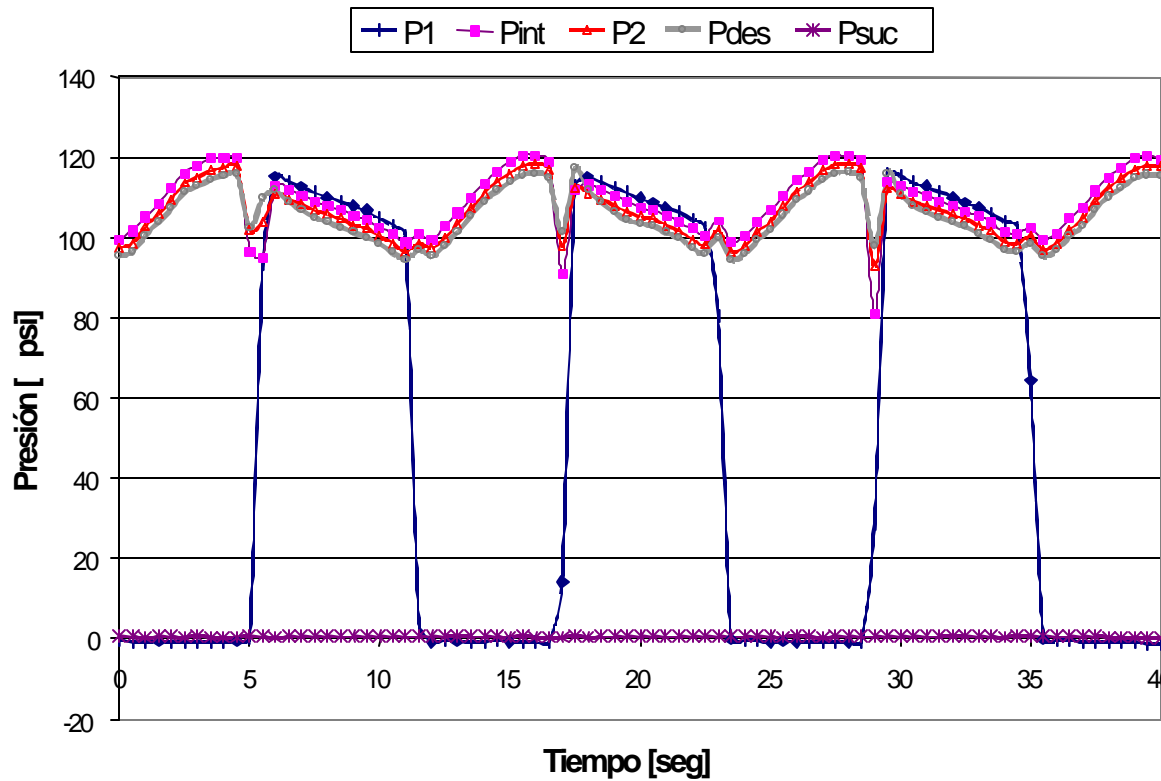


Figura 34. Perfil de presiones, DP=105psi, 5 GPM.

Para todo el ciclo de funcionamiento del sistema existe una transferencia directa de fluido desde la recámara intermedia hasta la descarga de la bomba. Durante la carrera ascendente ocurre un aumento de presión debido al desplazamiento del pistón inferior, mientras que en la carrera descendente la transferencia de masa desde la recámara 1 hasta la recámara intermedia, propician un aumento de presión por cambio de volumen, entre la descarga de la bomba inferior y la succión de la bomba superior.

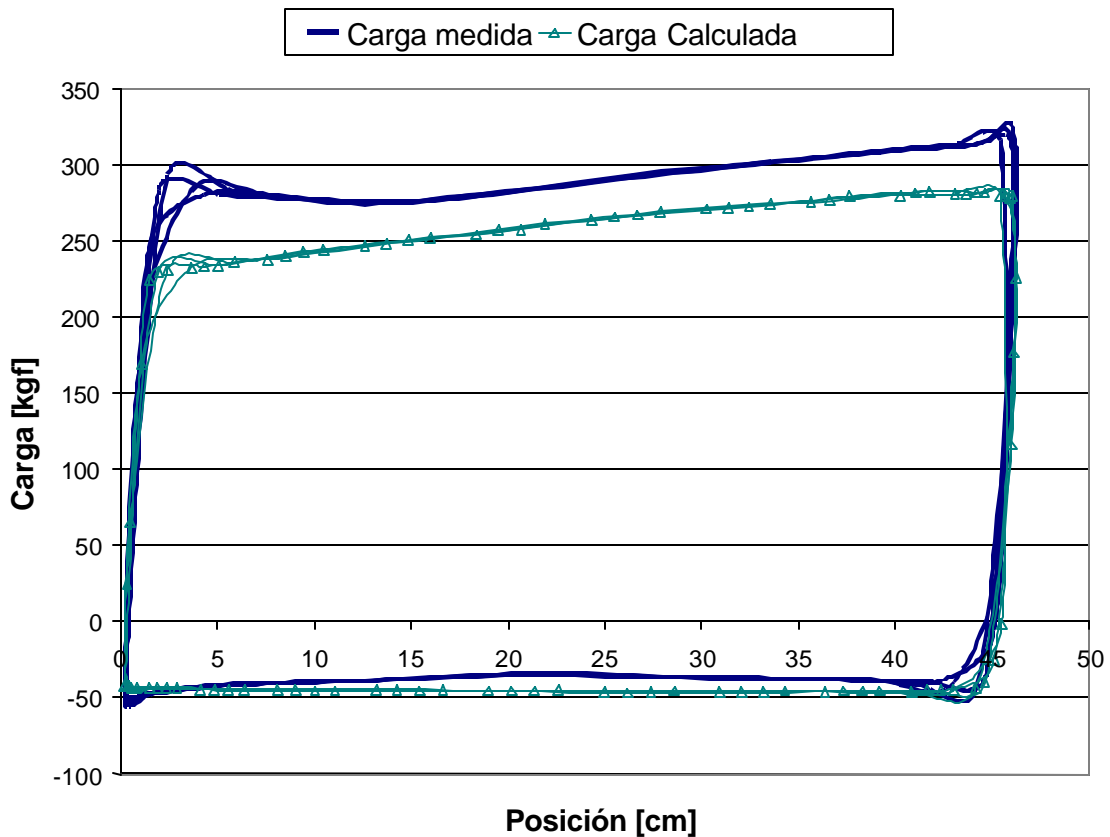


Figura 35. Cartas dinagráficas.

Las cartas dinagráficas obtenidas demuestran la semejanza que representa el arreglo de bomba doble pistón con una bomba convencional de pistón (ver Fig. 20), cuando maneja flujo monofásico (líquido), la bomba inferior es la que suministra la carga total al fluido.

Podemos señalar también la facilidad que permite el proceso experimental de poder obtener las cartas dinagráficas de dos formas diferentes, una medida por la celda de carga y otra calculada a partir de las presiones medidas en las recámaras de la bomba. Esto está representado por las curvas que se muestran en la Fig. 35, a partir de las cuales se pueden obtener valores de la carga perdida en fricción a lo largo del arreglo. Lo que demuestra que la componente total de fricción en la bomba es dependiente del diferencial de presión manejado y de la velocidad de bombeo.

La carta dinagráfica de una bomba de doble pistón trabajando dentro de condiciones de operación apropiadas. Cuando la bomba inferior supera en desplazamiento a la bomba superior, se observa un incremento severo en la carga durante la carrera ascendente, cuyo valor depende de la relación entre áreas de las bombas y el diferencial de presión a vencer por el sistema.

El leve incremento de carga durante la carrera ascendente, corresponde a la compresión de la recámara intermedia y la recámara de succión de la bomba superior, las cuales actúan como una sola cavidad, que se comprime lentamente por la diferencia que existe entre el desplazamiento de la bomba inferior y la bomba superior. Así como también a la presión presente en la descarga del sistema.

4.1.2. Flujo Bifásico.

El estudio de los distintos perfiles de presiones se realizó cumpliendo con lo planteado en la matriz experimental, lo que permitió obtener el punto de transición del sistema, es decir, el punto donde la presión máxima de la etapa intermedia decae con respecto a la presión de descarga.

En la Fig. 36, se inicia el ciclo con la carrera ascendente. Se aprecia claramente la succión de la bomba inferior ya que la presión de la recámara 1 (P_1) decae con respecto a la presión de succión, mientras la presión de la recámara intermedia se encuentra por encima de la presión de descarga en una parte del ciclo. Esto implica una transferencia directa de fluidos desde la etapa intermedia hacia la descarga del sistema, lo que indica que el arreglo está funcionando como una bomba convencional de un solo pistón y que la bomba superior no está operando.

Para la carrera descendente podemos apreciar como la presión de la recámara 1 (P_1) es superior a la presión intermedia (P_{int}), lo que implica la transferencia de fluidos de una recámara hacia otra, simultáneamente la bomba superior está descargando al sistema.

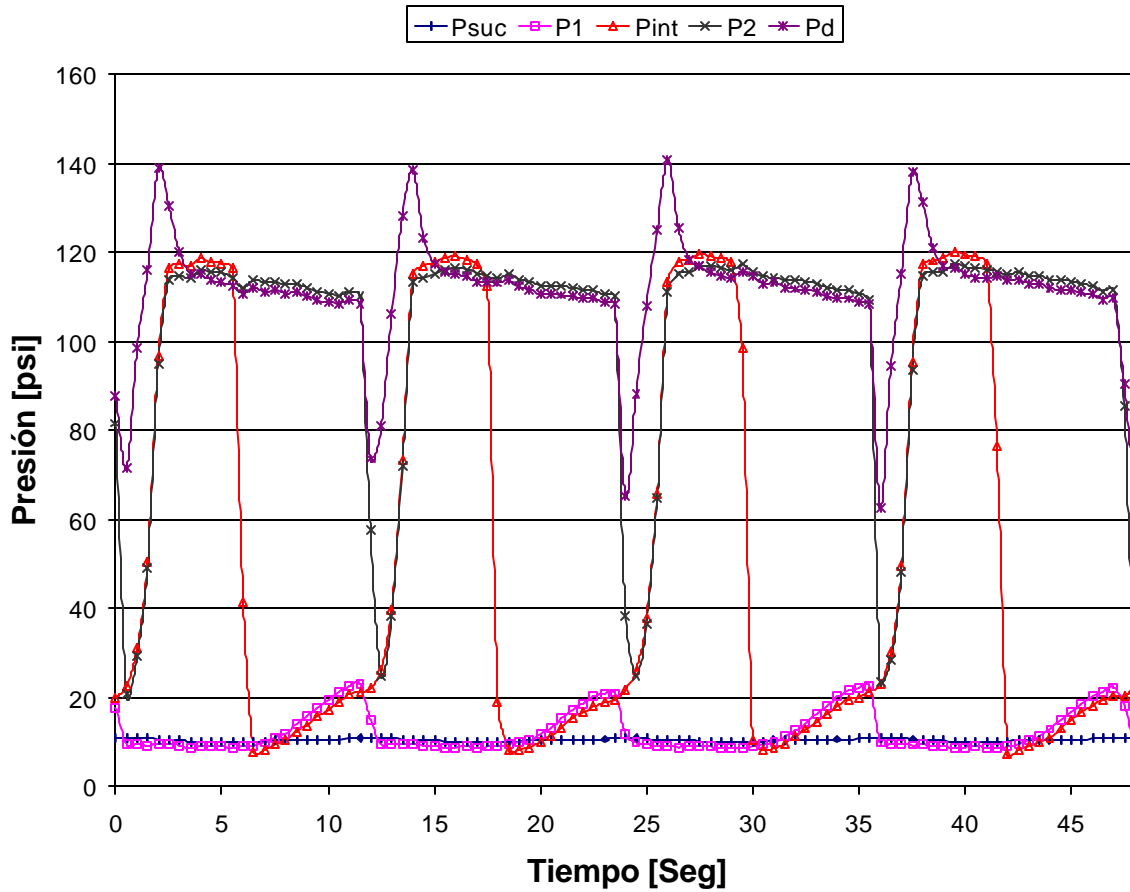


Figura 36. Perfil de presiones, DP=101psi, Fgb=0.51, 5 GPM.

En la Fig. 37, se puede apreciar la compresión del gas presente en la bomba, ya que al inicio de la carrera ascendente la carga descende con respecto a los valores manejados con flujo monofásico. El punto de descenso de la carga se irá desplazando según se va aumentando la fracción de gas presente en la bomba.

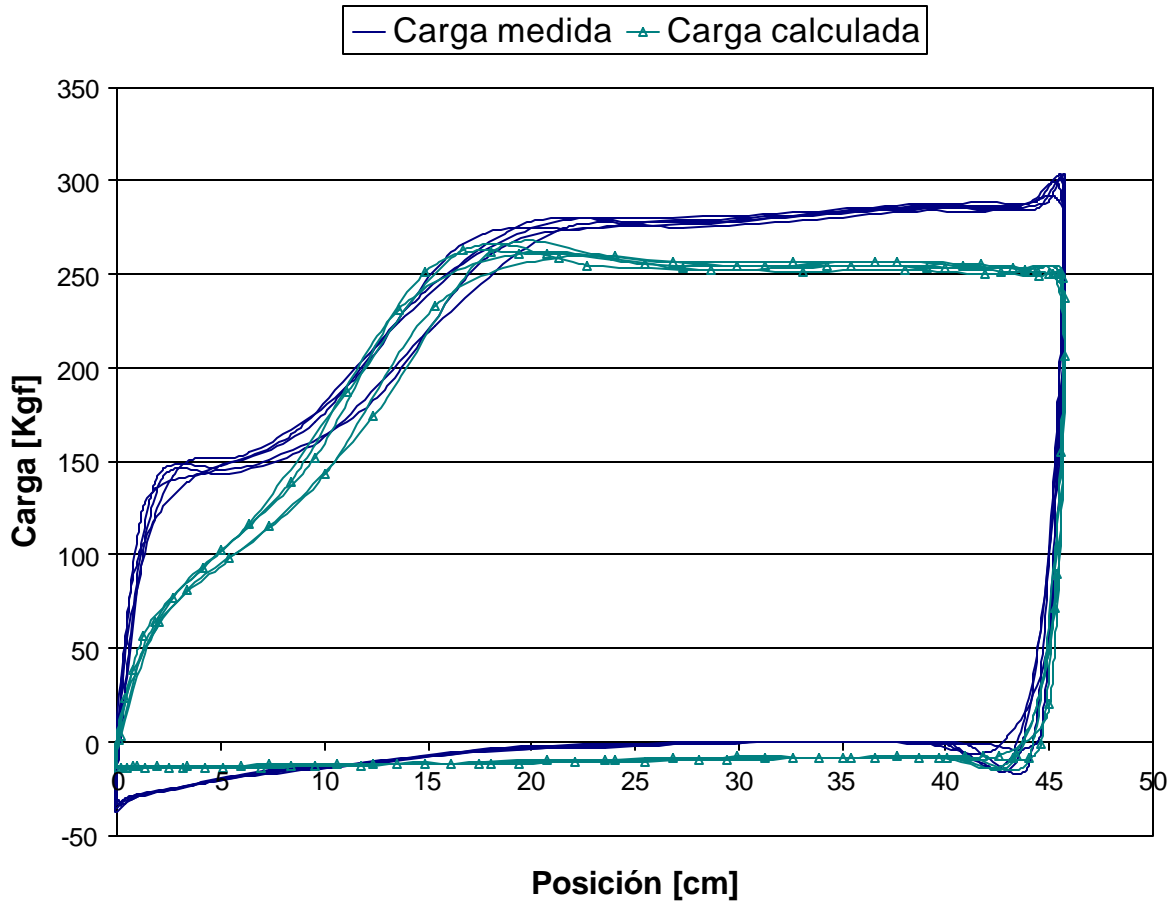


Figura 37. Cartas dinagráficas, DP=101psi, Fgb=0.51, 5 GPM.

En la Fig. 38 presentamos un perfil de presiones, cuando se a aumentado la cantidad de gas manejado por el sistema. En esta se puede observar como la presión en la recámara intermedia comienza a descender con respecto a la presión de descarga, esto se debe a que la bomba inferior esta comprimiendo la mezcla bifásica con mayor facilidad, por el aumento de la cantidad de gas presente en la misma. Aquí también se puede observar como nos estamos acercando al punto de transición, es decir, al punto donde la presión en la etapa intermedia decae con respecto a la presión de descarga, por consiguiente la bomba superior trabaja durante toda el ciclo de bombeo.

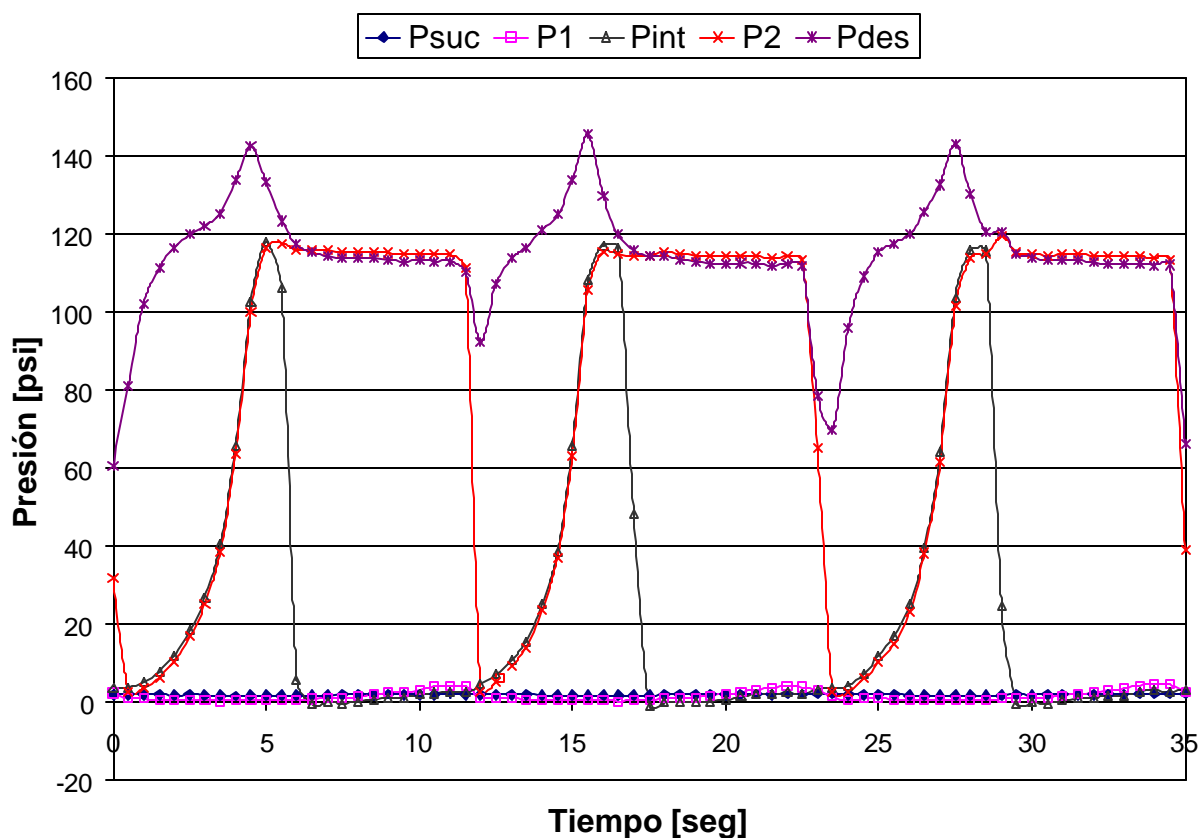


Figura 38. Perfil de presiones, DP=111 psi, Fgb=0.735, 5 GPM.

Las cartas dinagráficas mostradas en la Fig. 39, indican el desplazamiento del punto de presión máxima de la recámara intermedia, así como la carrera invertida en compresión de gas. Se puede observar un descenso de la carga en comparación con las mostradas en el dinagrama de la Fig. 37. Este se observa a lo largo de la carrera ascendente es debido a la compresión de gas que ocurre en la etapa intermedia.

También se pueden apreciar picos de carga final de la carrera de ascenso, esto se debe a que la diferencia de volúmenes entre las bombas es muy grande, lo que involucra una compresión severa de la mezcla, cuando ocurre el cambio en la dirección del movimiento de la bomba. Las aceleraciones y desaceleraciones que ocurren durante el ciclo operativo aumentan las cargas generadas en el cambio de dirección del ciclo de bombeo y el paso por velocidad cero.

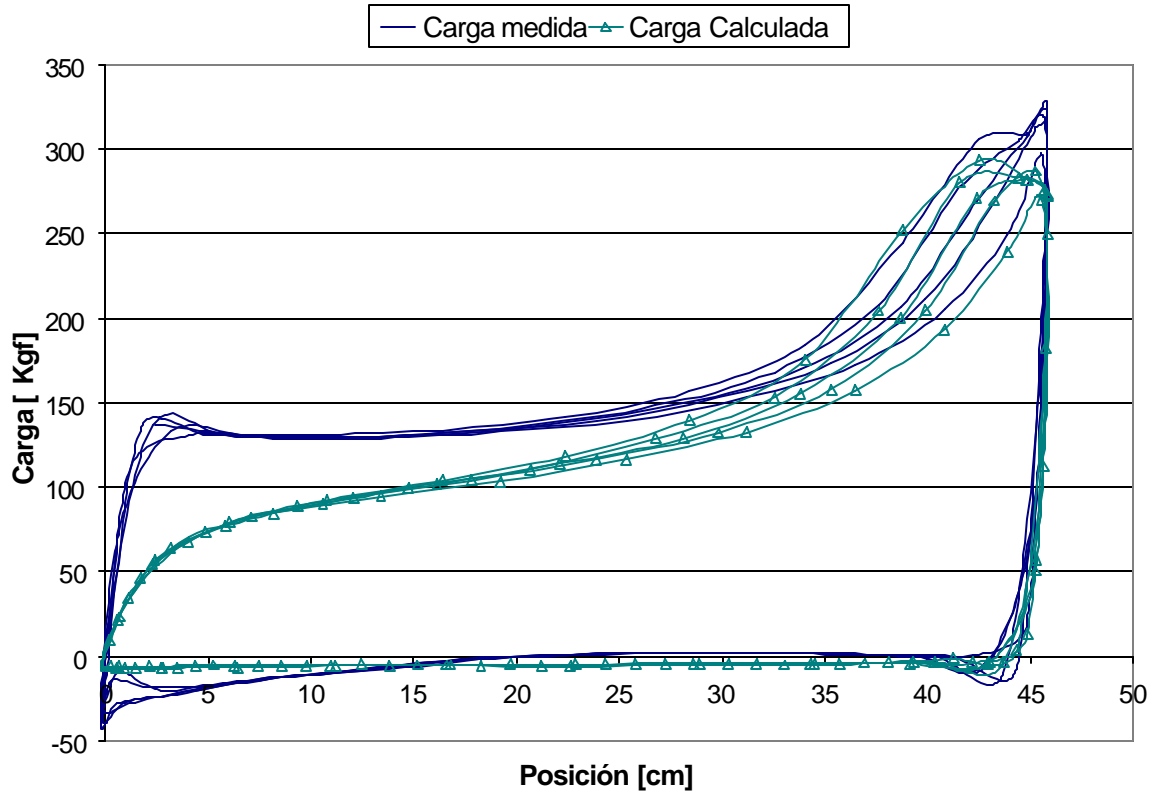


Figura 39. Cartas dinagráficas, DP=111psi, Fgb=0.735, 5 GPM.

En la Fig. 40 se observa que el valor máximo alcanzado por la presión intermedia está por debajo de la presión de descarga. Esto indica que el arreglo está como un compresor de dos etapas, ya que el cambio de volumen producido por la bomba inferior es suficiente para el gas presente en la mezcla bifásica, mientras la bomba superior termina de suministrar el resto de la carga de bombeo.

La disminución de la presión en la etapa intermedia implica un descenso en las cargas manejadas por el sistema, ya que el trabajo total del mismo es repartido entre ambas bombas. Esta condición representa el punto óptimo de operación del sistema.

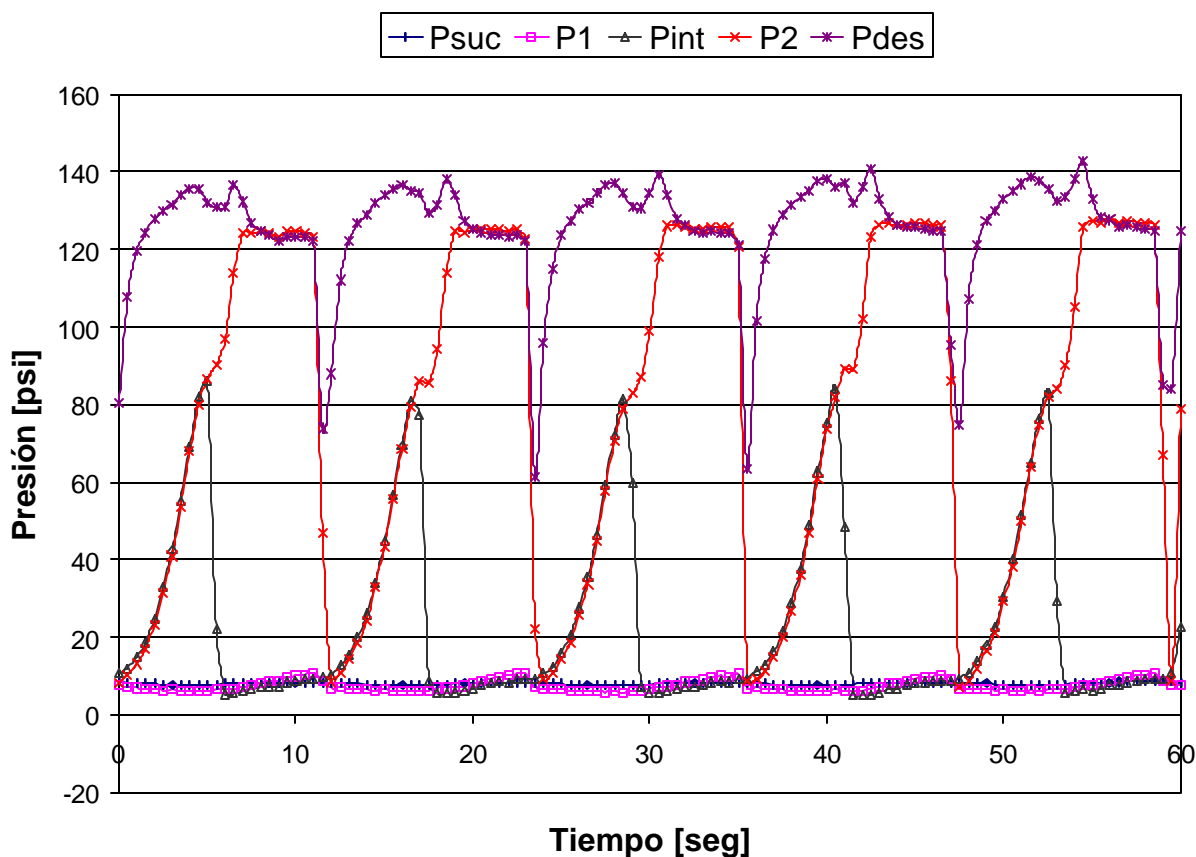


Figura 40. Perfil de presiones, DP=112psi, Fgb=0.85, 5 GPM.

En las cartas mostradas en la Fig. 41, se puede apreciar la compresión del gas en la recámara intermedia al inicio de la carrera ascendente y por otra parte la compresión en las recámaras de succión de la bomba superior e inferior al inicio de la carrera descendente.

Del mismo modo se puede observar que con un mejor dimensionamiento del arreglo se pueden suprimir los picos de cargas generados al inicio de la carrera ascendente y descendente.

La compresión de gas severa, que se observa al inicio de la carrera descendente corresponde mayoritariamente a la bomba superior, que debe alcanzar la presión de descarga. Este efecto es suavizado en la bomba inferior, dado que la cavidad intermedia se expande permitiendo la descarga de la bomba inferior a una presión relativamente baja, cercana a la

presión de succión. De esta forma los fluidos que quedan en el volumen muerto de la bomba inferior, no sufrirán grandes expansiones en la carrera ascendente, evitando una pérdida mayor de carrera efectiva durante el llenado.

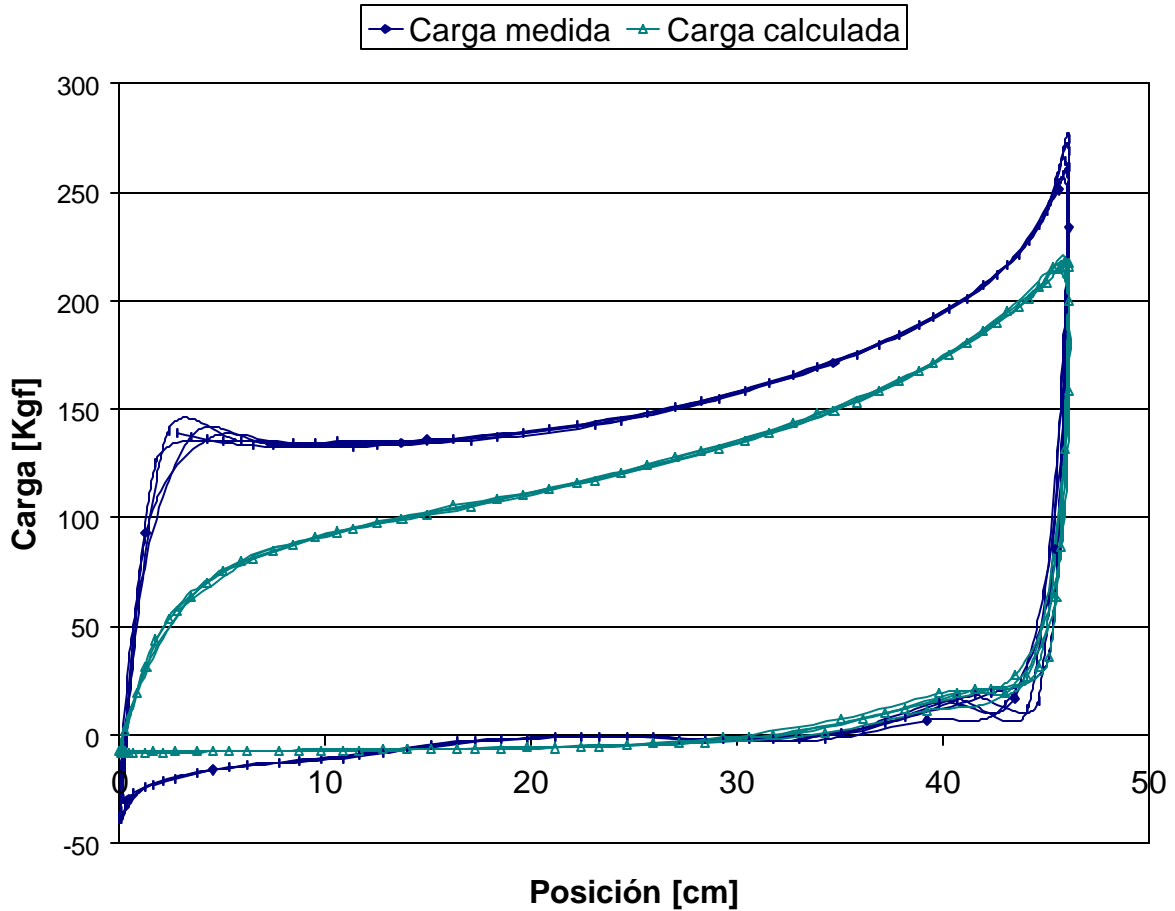


Figura 41. Cartas dinagráficas, DP=112psi, Fgb=0.85, 5 GPM.

En la Fig. 42 se observa la disminución de la presión intermedia alta a medida que se aumenta el gas succionado. Al alcanzar un 75% de gas succionado se puede ver el punto donde la presión intermedia alta se hace menor que la presión descarga. Al ir aumentando la compresibilidad de la mezcla bifásica succionada, la presión intermedia alta disminuye hasta alcanzar el punto mínimo para un 91% de gas succionado. A partir de este punto la presión

intermedia no disminuye más, aunque se aumente la fracción de gas manejada por el arreglo, sin embargo esto disminuye la eficiencia volumétrica de la bomba.

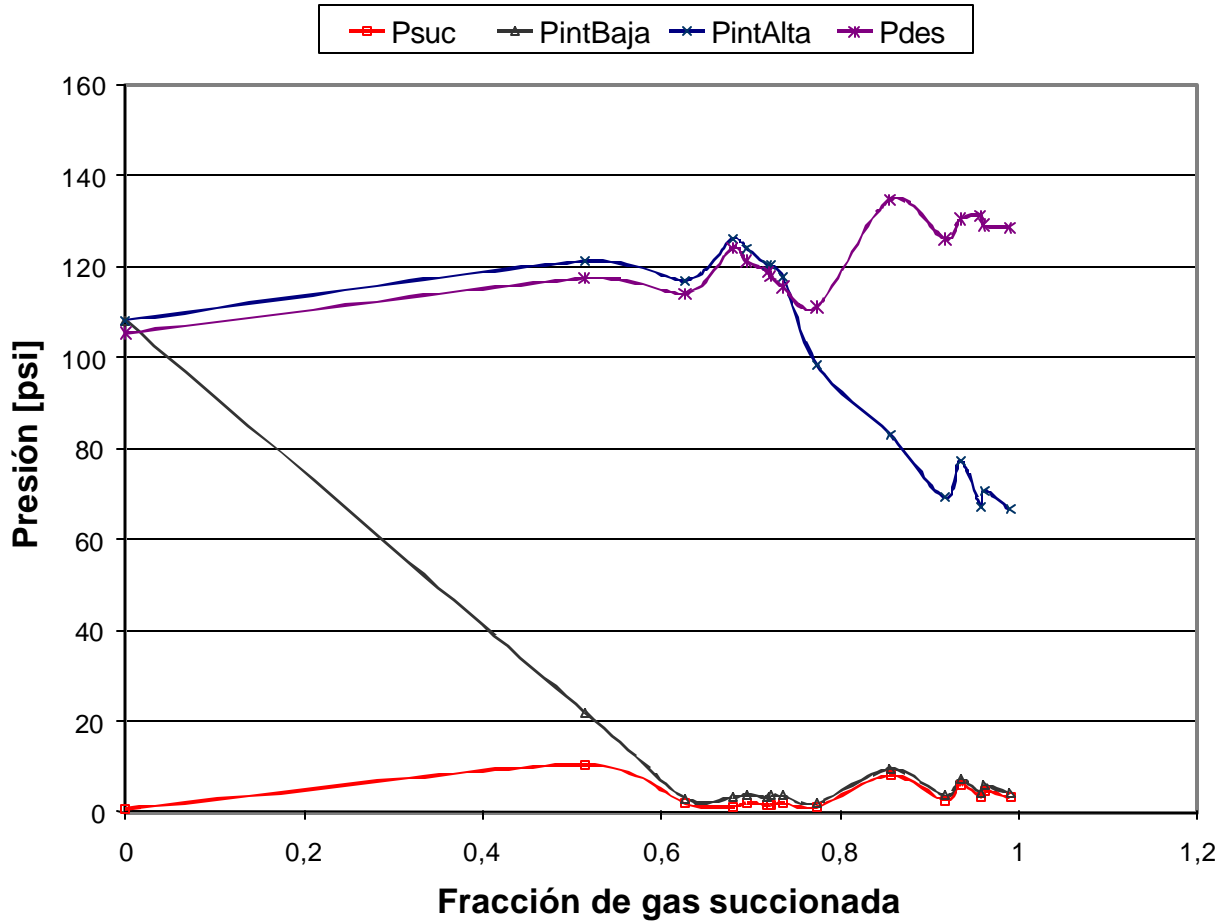


Figura 42. Presiones intermedias en función de la fracción de gas succionada, 5 GPM.

En la Fig. 43 se observa la disminución de la presión intermedia a partir de una relación gas-líquido de PCN/BP (pies cúbicos normales por barril producido), hasta alcanzar su valor mínimo para una relación gas-líquido de 70 PCN/BP.

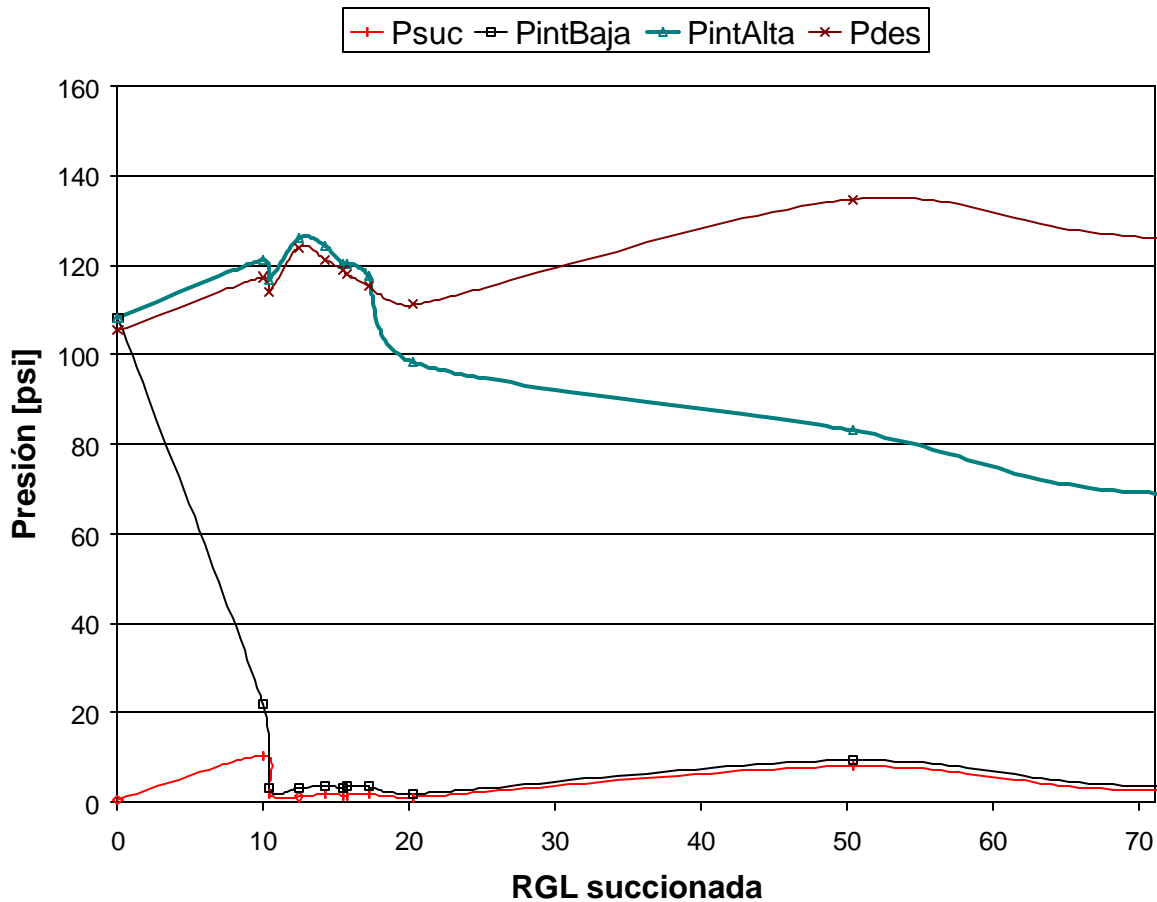


Figura 43. Presiones intermedias en función de la relación gas-líquido succionada, 5 GPM

En cuanto a valores de relación gas-líquido succionada por la bomba, se tiene que el punto de transición se encuentra en 18 PCN/BPD (pies cúbicos normales por día/barriles de crudo por día) y el límite de aplicación de la bomba en 70 PCN/BPD.

El caso mostrado en las figuras 42 y 43 para 5 GPM se muestra en las figuras 44 y 45 para 10 GPM.

En la Fig. 44 se observa que la presión intermedia comienza a disminuir para un 85 % del gas succionado, es decir un 10 % más de lo observado a 5 GPM (Fig. 42). Esta diferencia se le atribuye a los problemas de arrastre de líquido hacia el sistema de medición del gas separado y al submuestreo de las variables debido a limitaciones en el sistema de adquisición.

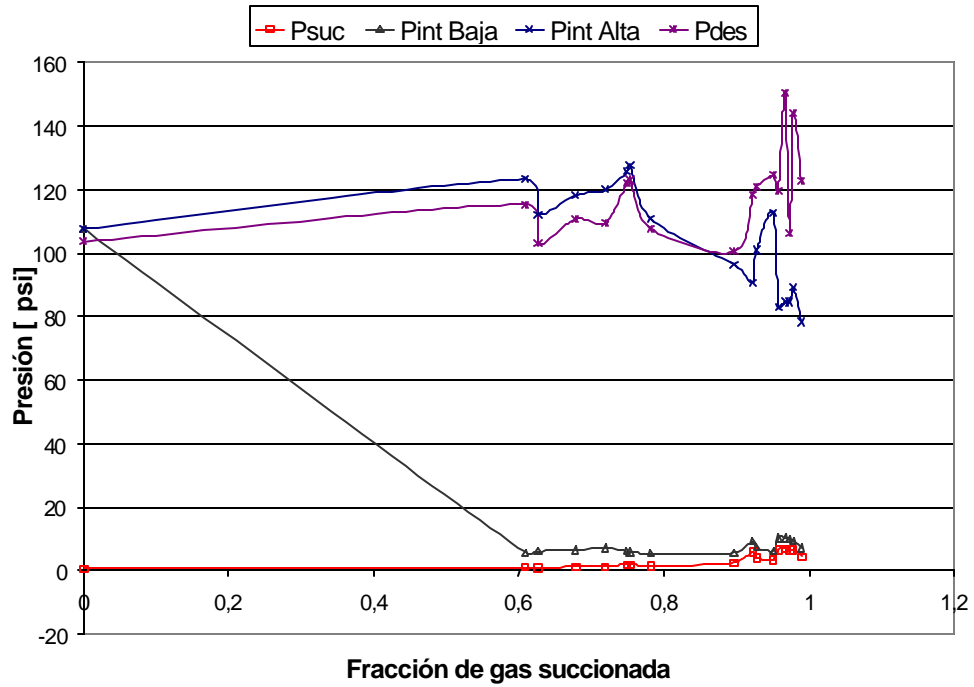


Figura 44. Presiones intermedias en función de la fracción de gas succionada, 10 GPM.

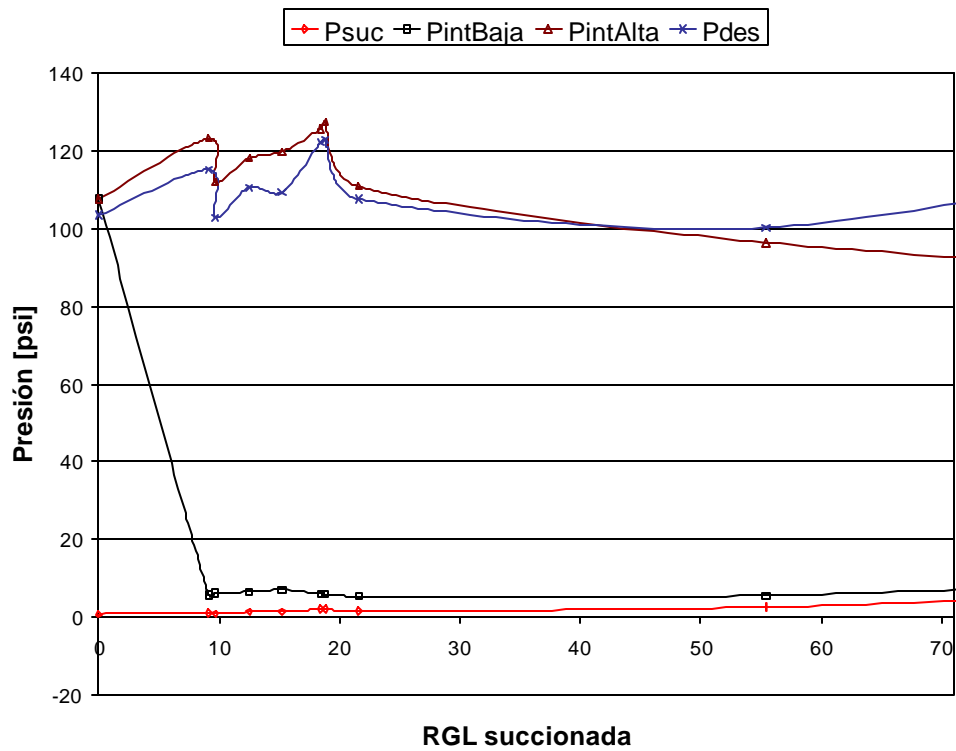


Figura 45. Presiones intermedias en función de la relación gas-líquido succionada, 10 GPM.

4.2. Caracterización de la bomba con la válvula intermedia de alivio.

Para la caracterización de la bomba con la válvula intermedia de alivio, se obtuvieron los perfiles de presión a lo largo de la misma y las cartas dinagráficas trabajando con flujo monofásico y bifásico. Para una mejor comprensión, se puede observar la Fig. 26 donde se indican las recámaras del arreglo y la Fig. 18 donde se muestra el ciclo operativo de la bomba.

4.2.1. Flujo monofásico.

El perfil presentado en la Fig. 46, muestra como el punto de presión intermedia alcanzado por la bomba se mantiene un 54% por debajo del promedio de la presión de descarga (P_{des}), esto se debe a la utilización de la válvula intermedia de alivio. Sin embargo esta válvula fue diseñada para que el punto de máxima presión intermedia este por debajo de un 58%. Esta diferencia se le atribuye a que para éste último valor no se tomó en cuenta el peso del cuerpo de la válvula que se mueve, el roce y fugas que ocurren en la misma y lo más importante las fluctuaciones de presión que ocurren en la descarga del sistema, las cuales afectan directamente el comportamiento de la válvula.

La liberación de presión a través de la válvula intermedia de alivio ocurre tanto en la carrera ascendente como descendente. Durante el ciclo de succión de la bomba se propicia un cambio de volumen en la etapa intermedia el cual produce un severo incremento de presión en la misma, mientras en la carrera descendente la transferencia de masa desde la recámara de succión de la bomba inferior hacia la recámara intermedia propicia la apertura de la válvula de alivio, mientras que la válvula interconectora se encuentra cerrada.

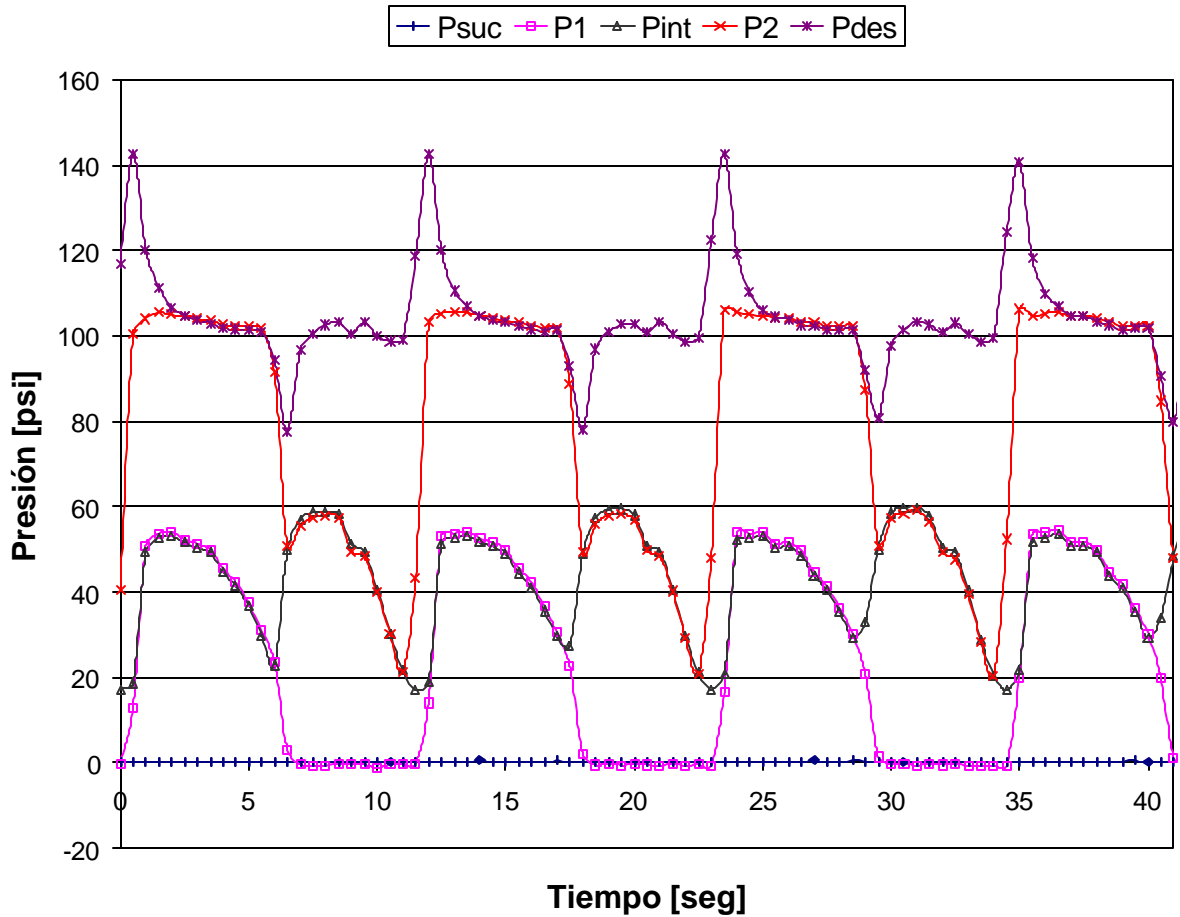


Figura 46. Perfil de presiones, DP=104psi, 5 GPM

La carta dinográfica que se presenta en la Fig. 47, muestra como la carga manejada por el arreglo llega a un punto máximo, se hace constante y luego ocurre una disminución progresiva a partir de la mitad de la carrera ascendente, como consecuencia de la liberación de presión a través de la válvula intermedia de alivio.

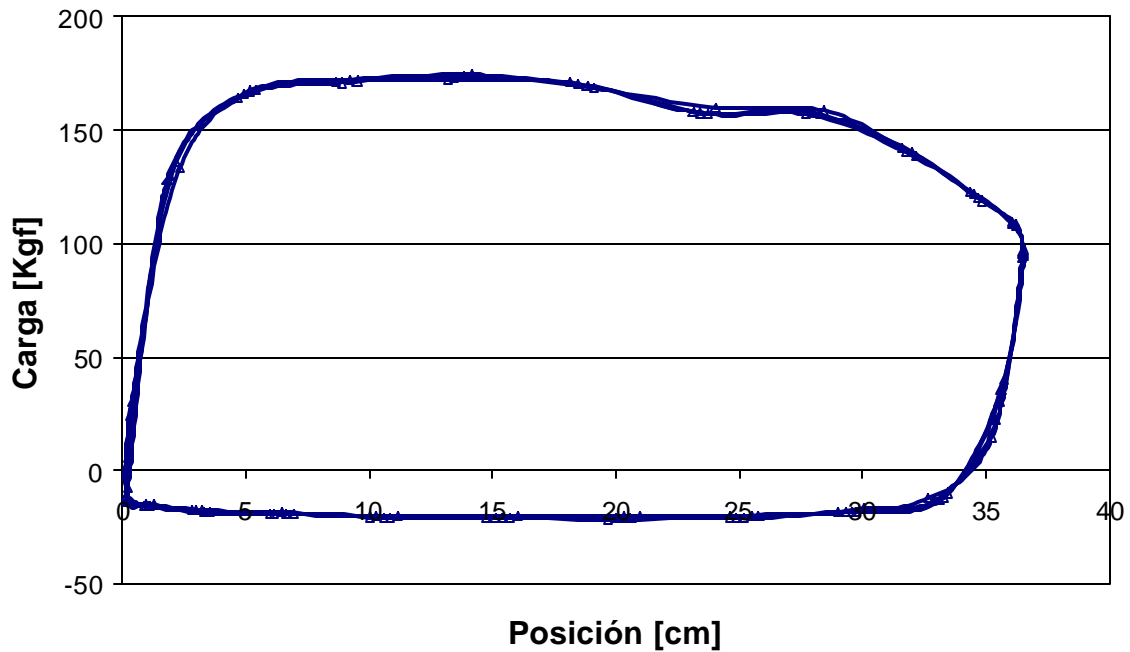


Figura 47. Carta dinográfica, DP=104psi, 5 GPM.

En la Fig. 48, se puede observar como la carga manejada por el arreglo disminuye en un 40% al colocar la válvula intermedia de alivio. Esto indica que la liberación de presión que ocurre a través de la válvula intermedia de alivio disminuye la presión en la recámara intermedia. Esto a su vez, hace que las cargas manejadas por el arreglo tanto en la carrera ascendente como descendente disminuyan.

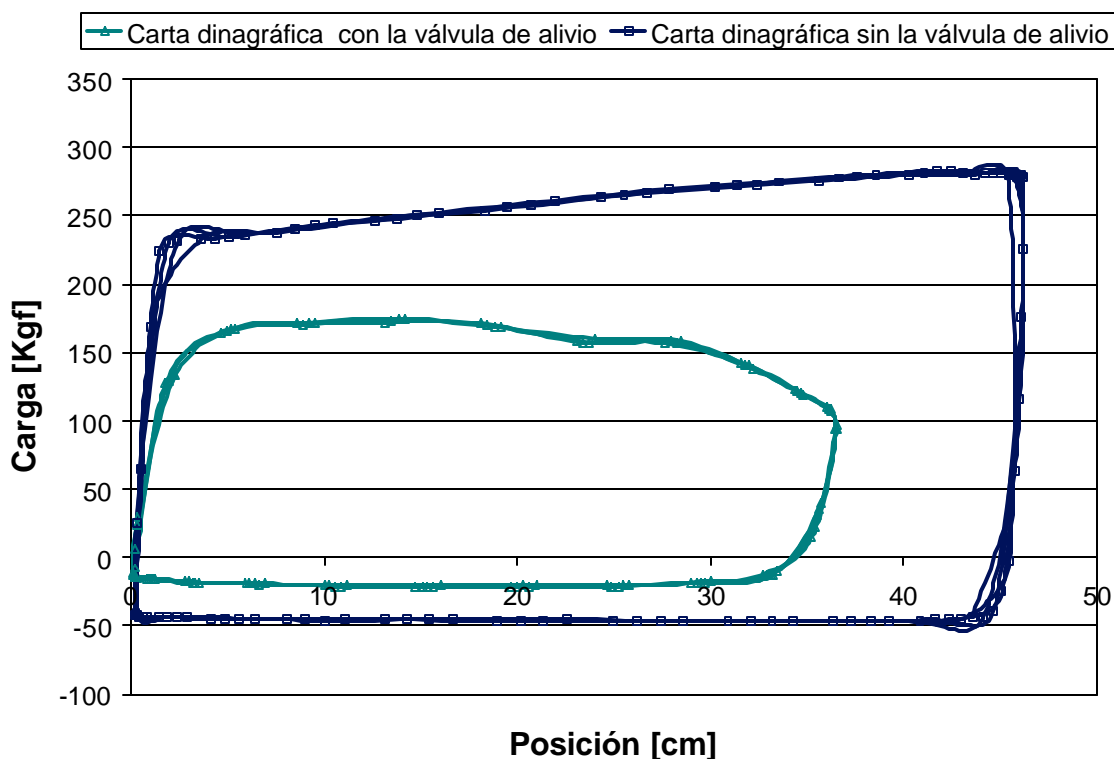


Figura 48. Comparación de cartas dinagráficas, al trabajar con y sin la válvula intermedia de alivio, flujo monofásico, DP≈104psi, 5 GPM

4.2.2. Flujo bifásico.

Cuando el arreglo trabaja con flujo bifásico, el aumento de presión durante la carrera ascendente en la etapa intermedia es progresivo (ver Fig. 49), debido a que aumenta la compresibilidad de la mezcla bifásica, hasta llegar a un punto máximo de presión a mitad de carrera ascendente. A partir de este punto ocurre la apertura de la válvula intermedia de alivio. Esto ocasiona una pérdida de carga por el drenaje de fluido que se produce a través de la válvula interconectora. Esta pérdida se ve reflejada en la disminución de la presión de la bomba superior (P_2) durante la carrera ascendente.

Al final de la carrera ascendente se cierra la válvula interconectora ayudada por la fricción del vástago y comienza la recuperación de la presión en la bomba superior (P_2).

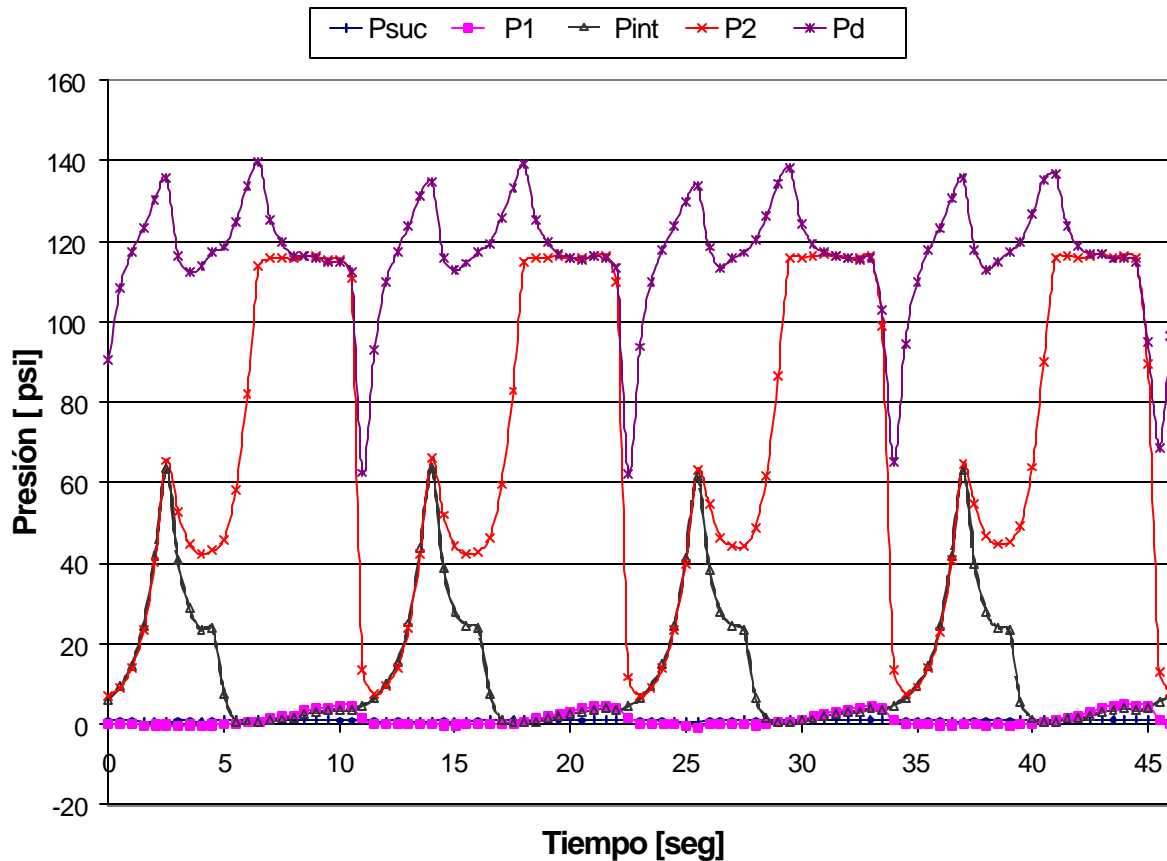


Figura 49. Perfil de presiones, DP=116psi, 5 GPM.

La carta dinográfica que se presenta en la Fig. 50 muestra que la compresión del gas se da al inicio de la carrera ascendente hasta llegar al punto donde la válvula de alivio libera presión y disminuye la carga. También se observa la compresión del gas al inicio de la carrera descendente, debido a la presencia de una mezcla bifásica compresible en la recámara 1, de la bomba inferior.

Esto implica que en el ciclo de descarga se invierte parte de la carrera en comprimir la mezcla hasta el punto donde ocurre la transferencia de fluidos desde la recámara 1 hacia la recámara intermedia.

En la Fig. 50 se observa como el punto de carga máxima en cada ciclo de operación no es el mismo sino que se encuentra ubicado dentro de una zona. Esto se debe a que la cantidad de gas

succionado por el arreglo no es constante, o sea lo que en cierto momento pueda estar manejando una mezcla bifásica más o menos compresible. Además la cantidad de gas presente en el volumen muerto no permanece constante lo que afecta las condiciones de la mezcla.

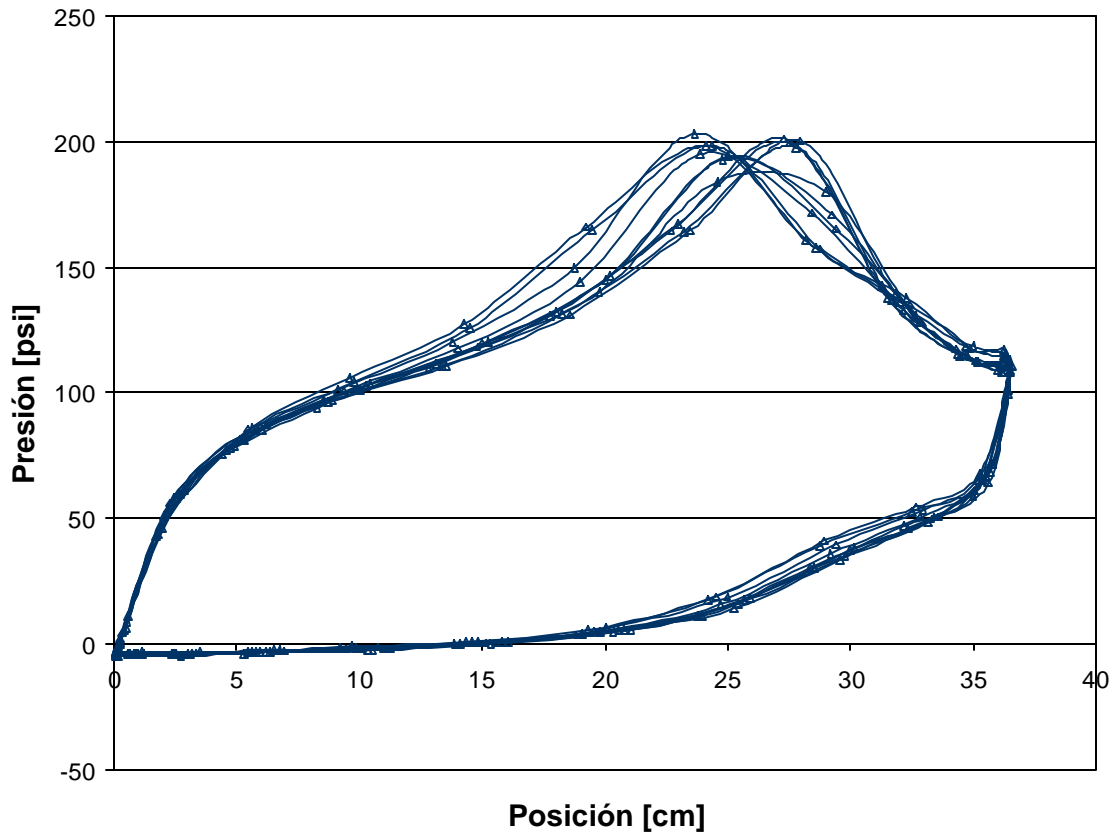


Figura 51. Carta dinográfica, DP=116psi, 5 GPM.

Al aumentar la cantidad de gas manejado por el arreglo, se obtienen los perfiles de presión mostrados en la Fig. 50. En la cual se observa que el punto de máxima presión en la recámara intermedia se da en la última parte de la carrera ascendente a diferencia de lo observado en el perfil mostrado en la Fig. 49. Este desplazamiento del punto de máxima presión (*Pint*) se debe a que al existir más gas, la bomba inferior invierte mayor parte de la carrera ascendente en la compresión del mismo.

También se observa una disminución de carga en la bomba superior (P2), la cual se debe al drenaje de fluidos a través de la válvula intermedia de alivio y al retardo en el cierre de la válvula interconectora.

Durante la obtención de los perfiles de presión mostrados en la Fig. 51, se pudo apreciar un menor drenaje de fluidos a través de la válvula intermedia. Esto indica que se está acercando a las condiciones óptimas de operación del sistema.

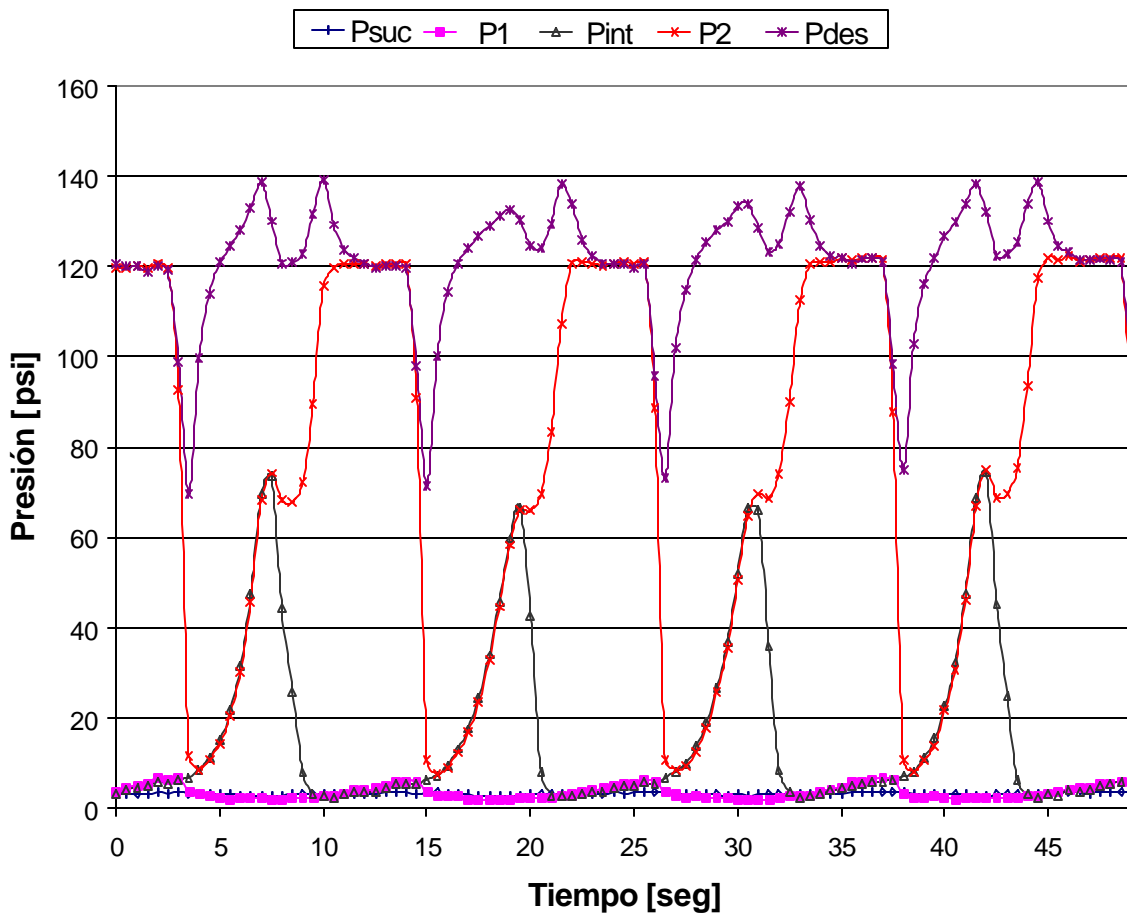


Figura 51. Perfil de presiones, DP=116psi, 5 GPM.

De la carta dinagráfica mostrada en la Fig. 52, podemos resaltar el desplazamiento de la carga máxima hacia el final de la carrera ascendente. Esto se vio reflejado en el desplazamiento del punto máximo de presión en la etapa intermedia mostrado en la Fig. 51.

También se puede observar como la compresión de gas en la carrera descendente es más prolongada, esto se debe a que se ha aumentado la fracción de gas manejada por la bomba.

La eficiencia de succión de la bomba varía según sea la cantidad de gas presente en el volumen muerto, lo que se ve reflejado en la dispersión de los puntos de carga máxima, ya que los mismos son dependientes de la compresibilidad de la mezcla bifásica manejada por el arreglo.

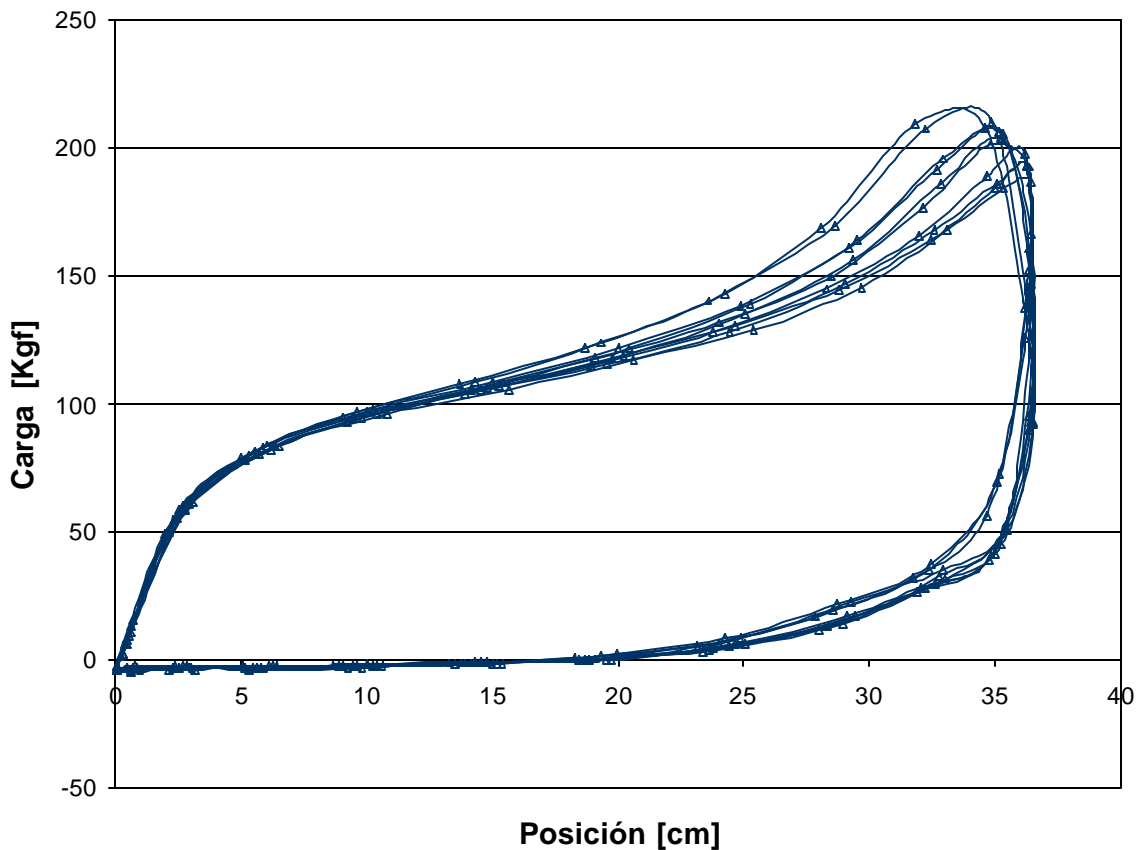


Figura 52. Carta dinográfica, DP=116psi, 5 GPM.

Es importante resaltar la semejanza entre las figuras 53 y 40, que muestran los perfiles de presión en el arreglo bajo condiciones similares de operación con y sin la válvula intermedia de alivio respectivamente.

En ambos casos el arreglo se encontraba funcionando bajo condiciones ideales de operación, es decir, se comporta como un compresor de dos etapas, donde la carga total de bombeo es repartida entre ambas bombas.

El desempeño de la válvula intermedia de alivio durante los experimentos ha sido como se esperaba, es decir, al trabajar con flujo monofásico operará completamente abierta, permitiendo un drenaje elevado de fluido. Al ir aumentando la relación gas-líquido manejada por la bomba la válvula trabajaba con una apertura cada vez menor, hasta llegar al punto mostrado en la Fig. 53, donde la apertura de la válvula es mínima y por ende el drenaje de fluidos es casi nulo y ocurre sólo en aquellos ciclos donde disminuye la cantidad de aire manejado por la bomba.

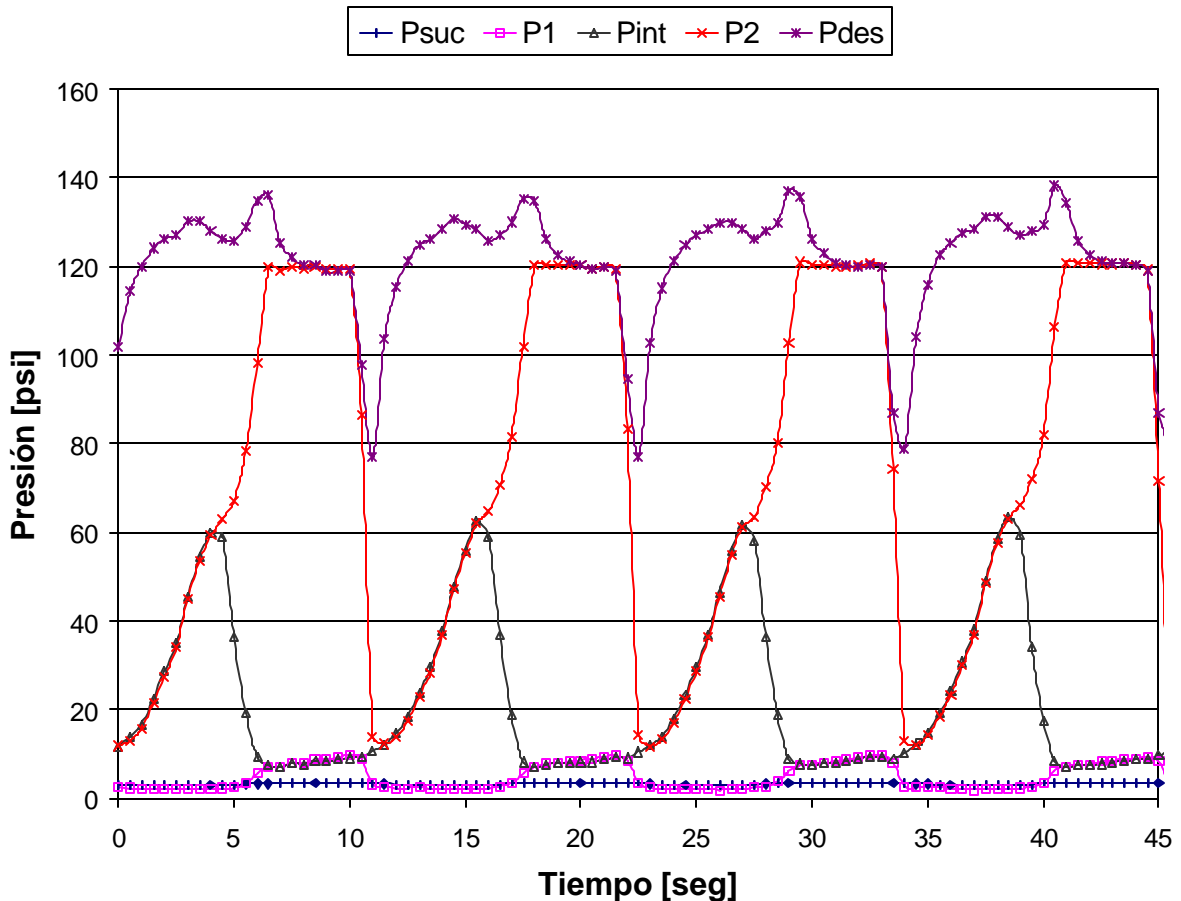


Figura 53. Perfil de presiones, DP=117psi, 5 GPM.

También se puede observar como la máxima presión obtenida en la recámara intermedia esta aproximadamente un 50% por debajo de la presión promedia de descarga, lo que ratifica la operabilidad del arreglo con la válvula intermedia de alivio.

El límite de aplicación de este arreglo viene dado por la cantidad de gas manejado por la bomba, al acercarse al punto óptimo de operación del sistema se ve mermada la eficiencia volumétrica global del mismo, lo que implica la rigurosidad que se debe tener a la hora de determinar el punto de aplicación de la bomba de doble pistón.

En la Fig. 54, se puede observar que durante toda la carrera ascendente la totalidad del trabajo realizado por la bomba inferior es compresión de gas, también hay que destacar que hay un descenso de carga durante la carrera descendente el cual es suavizado por esta misma compresión del gas.

La disminución en los valores de la carga manejados por el sistema representa un completo éxito en la operación del arreglo con la válvula intermedia de alivio.

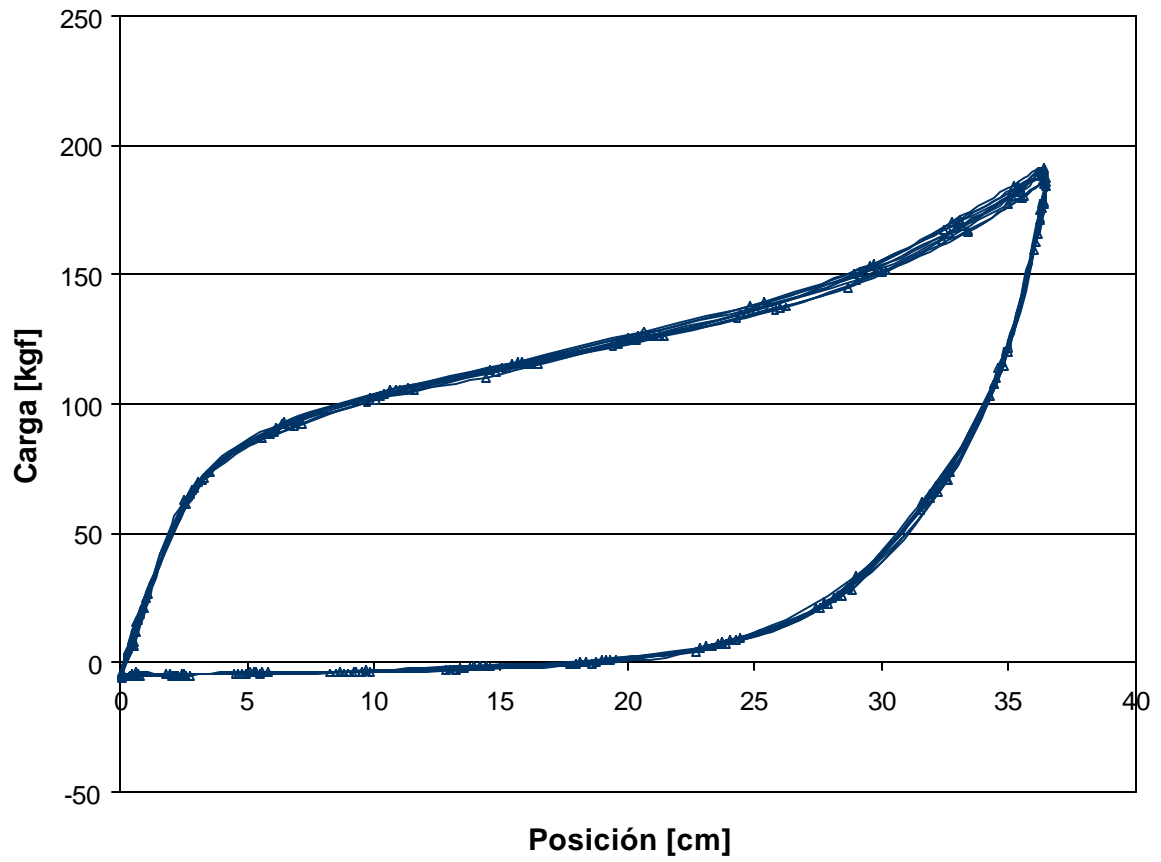


Figura 54. Carta dinográfica, DP=117psi, 5 GPM.

5. ACTIVIDAD COMPLEMENTARIA. Caracterización de las válvulas de una bomba de pistón.

Esta actividad fue enfocada a determinar el gradiente de presión a través de las válvulas de la bomba de doble pistón. Se realizó de dos formas, primeramente se construyó un banco de pruebas para válvulas de jaula insertables y posteriormente se utilizó el banco de pruebas de bomba doble pistón para la caracterización de las válvulas internas de la misma.

5.1. Pruebas con la válvula de jaula insertable.

Para el desarrollo de estas pruebas se utilizó un banco de pruebas para la válvula fija localizado en el laboratorio de levantamiento artificial en PDVSA-Intevep.

5.1.1. Componentes del banco de pruebas:

En la Fig. 55 se muestra un esquema general del banco de pruebas para el estudio de la caída de presión a través de una válvula de jaula insertable. El mismo consta de los siguientes elementos:

- Estructura metálica

Constituida por dos columnas metálicas de sección transversal en forma de “U”, con base en el piso y anclajes al techo. También consta de una viga central donde se fija el sistema válvula–barril.

- Instrumentación

Se utilizaron dos transmisores de presión diferencial (DPT), marca Rosemount, rango 0-250 pulgadas de H₂O, alimentados con un 24 Voltios y una señal de respuesta de 4-20 mA.

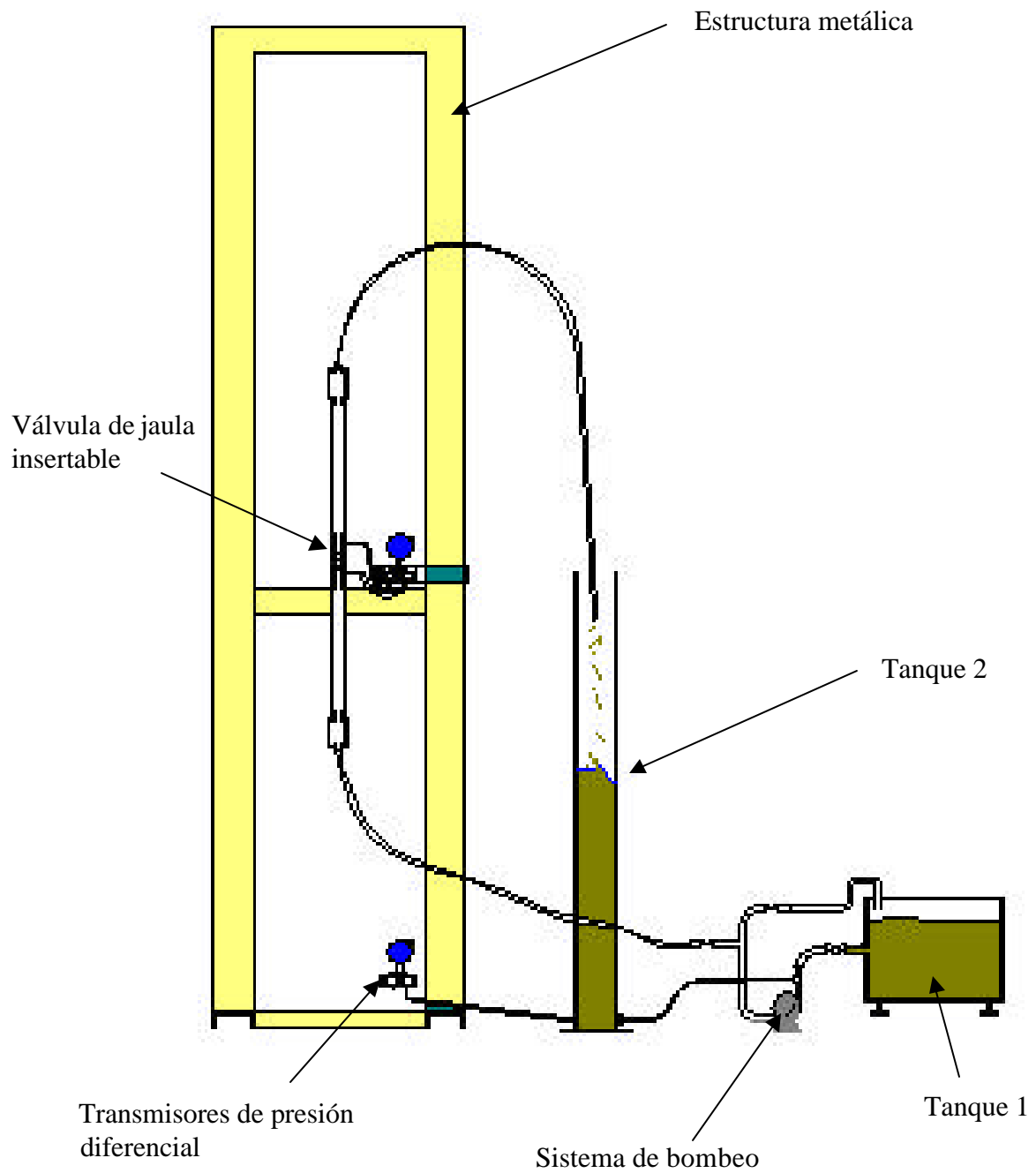


Figura 55. Banco de pruebas de válvula de jaula insertable.

- Sistema de Suministro y almacenamiento de fluido
 - Bomba centrífuga (1/2 Hp, Hmax=40m, Qmax=40 l/m)
 - Tanque 1, sección transversal rectangular, utilizado para la succión (Cap. 86,4 lts.)
 - Tanque 2, cilíndrico utilizado para la descarga (Cap. 41,82 lts.)
 - Conjunto de mangueras, válvulas, conectores, y demás accesorios.

- Sistema válvula fija – barril de la bomba

Consta de un barril estacionario de pared delgada, construido en acrílico transparente de 50 mm de diámetro interno, 5mm de espesor de pared y con longitud de 1250 mm.

La válvula fija esta formada por una esfera metálica de diámetro 35 mm, que se encuentra dentro de una jaula metálica de 50mm de diámetro y 60mm de alto, solidaria a un tubo de acrílico transparente que se conecta al barril. En la Fig. 56 se muestran las partes de la válvula de jaula insertable.



Figura 56. Despiece válvula de jaula insertable.

5.1.2. Ciclo del Banco de Pruebas.

El proceso se inicia con el bombeo del fluido de trabajo desde el tanque 1, se regula el caudal con dos válvulas de compuertas que se encuentran en el sistema de suministro de líquido, después este flujo pasa por la válvula de jaula insertable, para posteriormente descargar en el tanque 2.

La medición del diferencial de presión generado por la válvula al pasar el flujo de fluido, es medida por el transmisor de presión diferencial, el cual esta conectado en unas tomas que se encuentran antes y después de la válvula.

El caudal es calculado con la variación de nivel que ocurre en el tanque 2, para el tiempo de ejecución de la prueba.

Esta prueba se repite para varios valores de caudal, la velocidad de muestreo de la misma es de 1 Hertz. Se trabajo con 3 fluidos de diferentes viscosidades.

Tabla 6. Propiedades de los fluidos de trabajo.

| Fluido | Viscosidad [cP] | Densidad [Kg/m³] |
|---------------|------------------------|------------------------------------|
| Agua | 1 | 1000 |
| Purolub 22 | 36 | 865 |
| Purolub 32 | 60 | 869 |

5.1.3. Resultados.

En la Fig. 57 se muestran los valores de diferencial de presión obtenidos en función del caudal manejado.

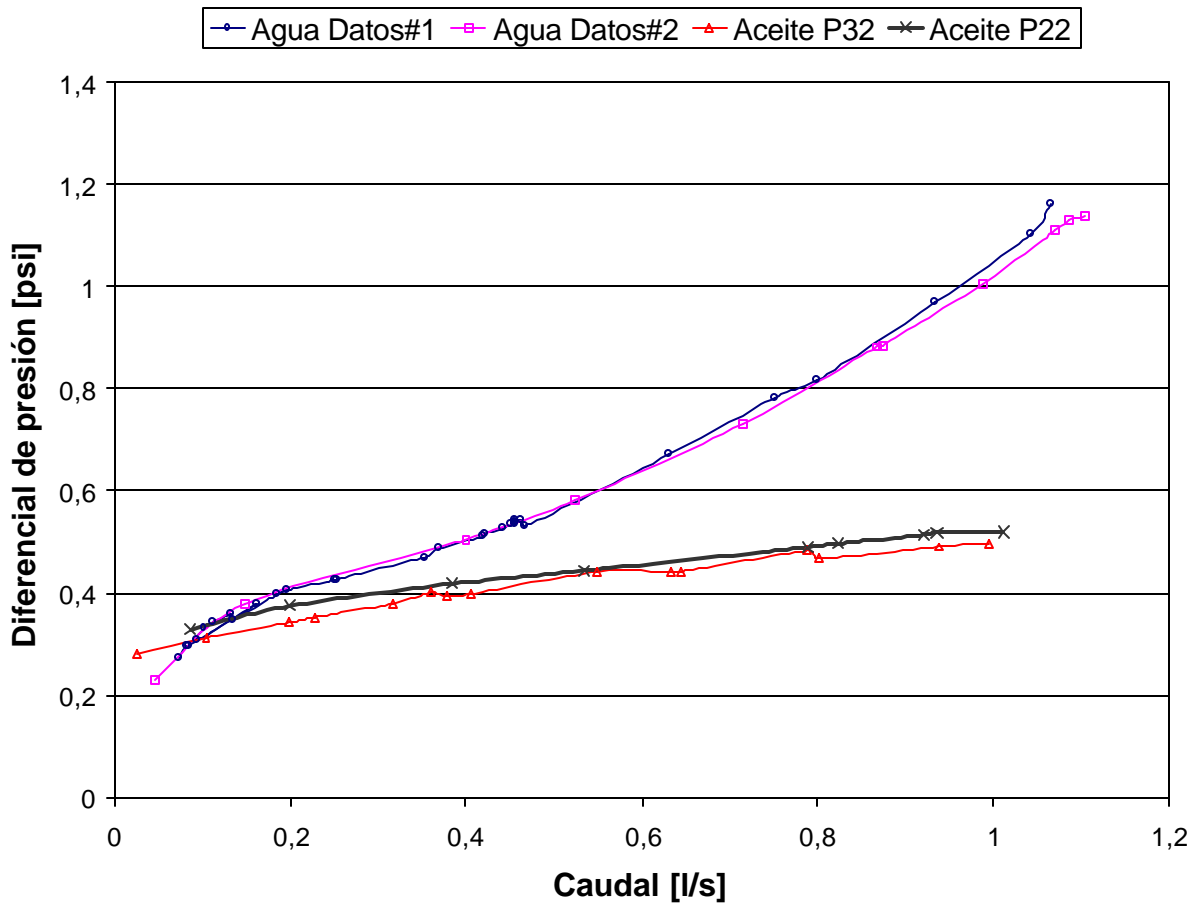


Figura 57. Gradientes de presión en función del caudal.

5.1.4. Observaciones.

- Los resultados obtenidos no concuerdan con lo esperado, ya que los gradientes de presión con agua fueron mayores que los obtenidos con fluidos más viscosos (aceite), lo cual motiva a profundizar más en este estudio.

- El cambio de régimen produce inestabilidad en el sistema, el levantamiento de la bola se hace oscilatorio con altas frecuencias.
- La caracterización reflejó, que el cambio en las fuerzas de sustentación de la bola producen altas frecuencias en el movimiento vertical de la misma.
- Es importante establecer la relación de los resultados obtenidos con un parámetro adimensional que relaciona las fuerzas de presión y las fuerzas inerciales tal como lo representa el Número de Euler ($Eu = \frac{DP}{\rho \cdot u^2}$).

5.2. Pruebas con la bomba de doble pistón.

En este caso se utilizó el banco de pruebas de bomba de doble pistón (ver Fig. 58) para obtener los gradientes de presión generados por las válvulas internas del arreglo, como lo son la válvula fija de la bomba inferior, la válvula viajera pistón inferior y la válvula viajera pistón superior, las cuales son válvulas de jaula insertable y por último tenemos la válvula interconectora.

5.2.1. Procedimiento experimental.

Para estas pruebas se reconfiguraron los transmisores de presión diferencial, disminuyendo el rango de medición de los mismos al mínimo, según datos del fabricante. Después de esto se procedió a la realización de la prueba, iniciando con la inyección de líquido al revestidor hasta llenarlo por completo, previamente se cerró la válvula que se encuentra en la salida del aire.

Al tener lleno todo el revestidor de líquido (ver Fig. 58), seguimos inyectando fluido por lo cual estamos obligando que el mismo pase por el interior de la bomba, produciendo así un flujo de líquido a través de las válvulas del arreglo.

El caudal de líquido inyectado al sistema es igual al que pasa a través de las válvulas, y es medido con el medidor de flujo del sistema de inyección de líquido (Micro Motión FT-001), simultáneamente se guardan los datos en el sistema de adquisición del banco de pruebas, para posteriormente procesarlos y calcular las curvas requeridas en el fenómeno de estudio.



Figura 58. Prueba de válvulas con la bomba de doble pistón.

5.2.2. Resultados.

En la Fig. 59 se muestran los valores obtenidos de diferencial de presión en función del caudal para la válvula interconectora y en la Fig. 60 se muestran los obtenidos para las tres válvulas de jaula insertable.

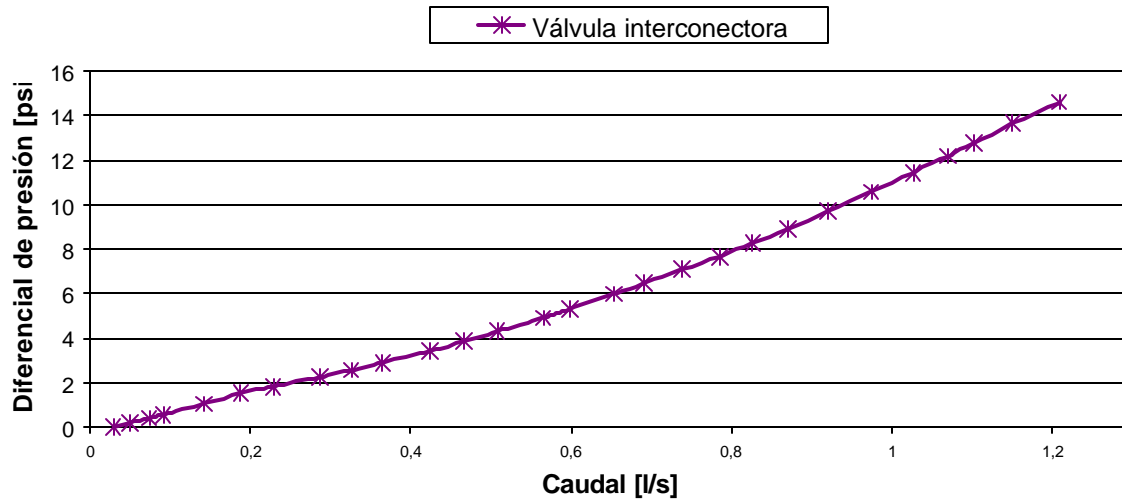


Figura 59. Gradiente de presión en función de caudal para la válvula interconectora.

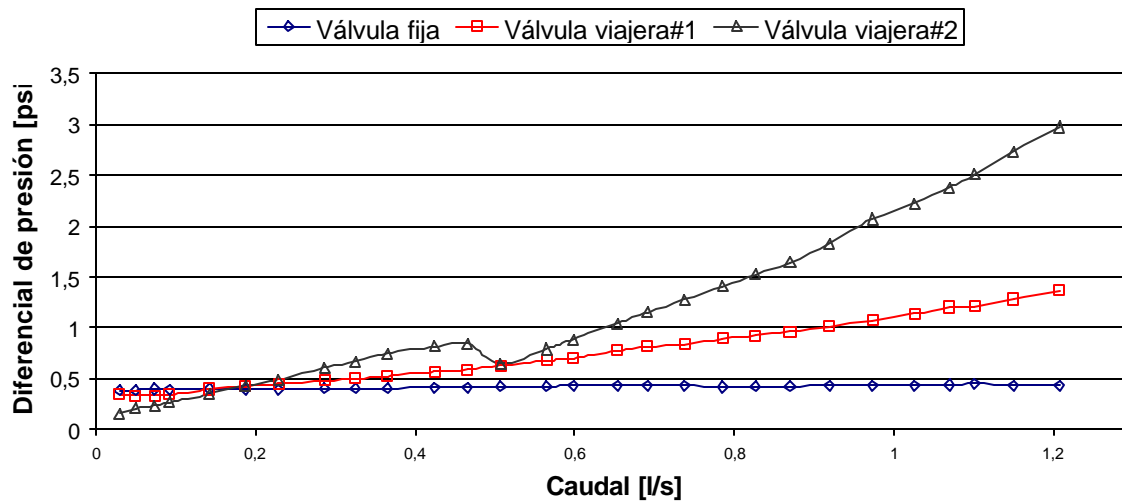


Figura 60. Gradientes de presión en función de caudal.

5.2.3. Observaciones.

Se determinó que los gradientes de presión que ocurren en las válvulas del arreglo no son relevantes para los diferenciales de presión manejados por el sistema.

6. CONCLUSIONES.

1. Las bombas de doble pistón representan una alternativa para mejorar la eficiencia mecánica de los sistemas de bombeo mecánico donde se producen fluidos altamente compresibles.
2. La aplicación de la bomba de doble pistón con la válvula intermedia de alivio mejora el desempeño del sistema estudiado en un 50%, al trabajar con flujo monofásico y bifásico. Lo que implica que una aplicación directa de este método aumenta el desempeño de las unidades de bombeo durante el arranque y funcionamiento de la instalación.
3. El arranque del sistema de bomba de doble pistón con la utilización de válvula intermedia de alivio garantiza que el mismo funciona como un compresor de dos etapas.
4. La disminución de cargas con el uso de bombas de doble pistón en este estudio fue de un 40%, lo que indica que para una aplicación directa del método en campo, permitiría un diseño más sencillo para unidades de superficie.
5. El uso de unidades de superficie menos robustas implica una disminución en los costos de inversión.
6. Se requiere una evaluación previa de los pozos candidatos donde se ha de instalar el sistema de doble pistón, que incluye una medición correcta de la relación gas-líquido, presión de fondo, y una simulación para seleccionar los equipos más apropiados.
7. Los resultados obtenidos fueron utilizados para la validación de un primer modelo matemático que simula el proceso en estudio, formando parte fundamental en el inicio de la aplicación de esta herramienta.

7. RECOMENDACIONES.

1. Profundizar el estudio de la válvula intermedia de alivio, determinando su efecto sobre otros parámetros de interés, tal como la eficiencia volumétrica.
2. Evaluar la aplicación del sistema de bomba de doble pistón con la válvula intermedia de alivio, bajo condiciones reales de operación en sistemas de producción.
3. Realizar estudios similares variando la relación de volúmenes manejados por el arreglo.

Como recomendaciones para el banco de pruebas tenemos:

4. Colocar un mecanismo que elimine el arrastre de líquido hacia el sistema de medición de gas.
5. Aumentar la velocidad de adquisición de datos para obtener un mejor muestreo del fenómeno en estudio.

7. RECOMENDACIONES.

1. Profundizar el estudio de la válvula intermedia de alivio, determinando su efecto sobre otros parámetros de interés, tal como la eficiencia volumétrica.
2. Evaluar la aplicación del sistema de bomba de doble pistón con la válvula intermedia de alivio, bajo condiciones reales de operación en sistemas de producción.
3. Realizar estudios similares variando la relación de volúmenes manejados por el arreglo.

Como recomendaciones para el banco de pruebas tenemos:

4. Colocar un mecanismo que elimine el arrastre de líquido hacia el sistema de medición de gas.
5. Aumentar la velocidad de adquisición de datos para obtener un mejor muestreo del fenómeno en estudio.

8. BIBLIOGRAFÍA.

1. CEPET, “Curso Básico de Ingeniería de Yacimientos”. Editorial Arte C.A. Maracaibo.(1995).
2. CEPET.”La industria Venezolana de los hidrocarburos”. Editorial Arte C.A. Maracaibo.1994.
3. NIND, T. “Fundamentos de Producción y Mantenimiento de Pozos Petroleros”. Mexico. Editorial Limusa. 1987.
4. CIED (Centro Internacional de Educación y Desarrollo). División Oriente. “Curso de Ingeniería de Producción”. Caracas. Módulo III. 1996.
5. Bianchi, J.; Mijares, A. “*Determinación de la Eficiencia Volumétrica de Bombas de Subsuelo para la Producción de Petróleo Operando en Condiciones Inclinadas y Manejando Flujo Bifásico*”. Trabajo de Grado. Universidad Metropolitana. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica. Caracas (1995).
6. Brill, J; Dale, H. “Two Phase Flow in Pipes”. 6ta Edición. 1988.
7. Becerra, O. “*Evaluación de la Bomba de Subsuelo de Doble Pistón*”. Informe Técnico PDVSA-Intevep. Los Teques (1998).
8. Salazar, A. “*Modelaje Experimental del Flujo en una Bomba de Subsuelo para Bombeo Mecánico*”. Trabajo de Grado. Universidad Simón Bolívar. Decanato de Estudios de Postgrado. Caracas (2000).
9. Connally, D.A.; Sandberg, C.; Stein, N. “*Volumetric Efficiency of Sucker Rod Pumps When Pumping Gas-Oil Mixtures*”. Pag 1-23. Dallas, Texas (1953).

-
10. Haddenhorst, H.; Horn, K. “*Attacking Deep Two-Phase Pumping Problems*”. Pág. 1-30. Petroleum Engineer (July 1962).
 11. Ionel, A. “*The Influence of Gas on Deep Well Sucker Rod Pumping*”. MINE, Petrol Si Gaze, 34 (1983).
 12. Schmidt, Z; Doty, D. .”*System Analysis for Sucker Rod Pumping*”. SPE 15426. Paper presented at the 61st Annual Technical Conference and Exhibition of the SPE. New Orleans, LA (October, 1986).
 13. Chacín, J; Purcupile, J. “*A New Model for Studying Oilwell Pumping Installations*”. SPE 16918. Paper presented at the 62nd Annual Technical Conference and Exhibition of the SPE. Dallas, Texas (September, 1987).
 14. McCafferty, J. “*Importance of Compression Ratio Calculations in Designing Sucker-Rod Pump Installations*”.SPE 25418. Paper presented at the Production Operations Symposium. Oklahoma City, OK (March, 1993).
 15. Tebourski, H. “*Two-phase Volumetric Efficiency in Sucker Rod Pumps*”. Thesis Dissertation. University of Tulsa (1993).
 16. Dottore, E.; Bolland. “*How to Prevent Gas Lock in Sucker Rod Pumps*”. SPE 27010. Paper presented at the III Latin American/Caribbean Petroleum Engineering Conference in Buenos Aires, Argentina (1994).
 17. Robles, J. “*Characterization of Static Downhole Gas Separators*”. Thesis Dissertation. University of Texas. Austin (1996).
 18. Busom, I., “*Análisis Cinemático y Dinámico de Bombas de Subsuelo*”. Trabajo especial de grado. Universidad Metropolitana. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica. Caracas (1987).

19. Pascual, A.; Rivas J. “*Diseño y Construcción de un Circuito para Estudiar el Comportamiento de Bombas de Subsuelo en Pozos Inclinados*”. Trabajo especial de grado. Universidad Metropolitana. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica. Caracas (1990).
20. Coello, W. “*Diseño de un Banco de Pruebas para Bombas de Subsuelo*”. Trabajo especial de grado. Universidad Metropolitana. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica. Caracas (1994).
21. Caldentey, J. “*Estudio Experimental del Flujo de Aire a Través de una Zapata de Doble Flujo para un Sistema de Bombas de Subsuelo con Prensaestopas para la Producción de Petróleo*”. Trabajo de Grado. Universidad Metropolitana. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica. Caracas (1997).
22. MILLER, R. “*Flow Measurement Engineering Handbook*”. McGraw-Hill, Inc. México. 1983.

APÉNDICE A. Cálculos tipo.

Cálculo de los parámetros manejados.

Caudal de gas inyectado (Q_{gc}):

Utilizando el diferencial de presión leído por el transmisor que se encuentra en las placas orificio del sistema de inyección de aire (DPT-002), y con la ecuación de la curva de la placa, calculamos el caudal de aire inyectado a condiciones estándar.

$$DP_{Leido} = 65.807 \text{ pulg. } H_2O$$

$$\text{Placa "0.196" ecuación: } Q_g = 36.4713573 * DP^{0.4366802}$$

$$Q_g = 36.4713573 * (65.807)^{0.4366802}$$

$$Q_g = 226.963 \frac{Sft^3}{h}$$

Luego utilizamos la ecuación 15 para corregir el caudal de acuerdo a las condiciones de inyección.

$$T_i = 22.971^\circ C \quad P_i = 29.577 \text{ psi}$$

$$Q_{gc} = 226.963 * \sqrt{\frac{(29.577 + 14.7) * 288.15}{14.7 * (22.971 + 273.15)}}$$

$$Q_{gc} = 388.56 \frac{Sft^3}{h}$$

Caudal de líquido bombeado (Q_b):

El peso específico del líquido fue medido en el laboratorio y su valor es:

$$S = 0.865$$

$$S = \frac{g_{fluido}}{g_{agua}} \Rightarrow g_{fluido} = S * g_{agua}$$

$$g_{fluido} = 0.865 * 9810 \frac{Kg}{m^2 s^2}$$

$$g_{fluido} = 8485.65 \frac{Kg}{m^2 s^2}$$

El diámetro interno del tanque de descarga de líquido es:

$$f_{intertanque} = 0.6 m$$

$$A_t = \frac{P * (0.6)^2}{4} = 0.282 m^2$$

$$\Delta t = 2 s$$

$$\Delta P = 0.029 pu\ lg .H_2O. \Rightarrow 0.029 pu\ lg .H_2O. * 248.84 \frac{Pa}{pu\ lg .H_2O}$$

$$\Delta P = 7.216 Pa$$

Utilizando la ecuación 19 tenemos que:

$$Q_b = \frac{7.216 * 0.282}{8485.65 * 2} = 1.199 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q_b = 1.199 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} * 86400 \frac{s}{día} * 6.289 \frac{bbl}{m^3}$$

$$Q_b = 65.15 \frac{bbl}{día}$$

Caudal de gas separado (Qgs):

El procedimiento de cálculo utilizado para determinar el caudal de gas separado es similar al utilizado para el cálculo del caudal de gas inyectado.

$$DP_{leido} = 86.515 \text{ pu lg } .H_2O$$

Placa "0.159" ecuación:

$$Q_g = 0.417167845 * DP^{0.503831176}$$

$$Q_g = 0.417167845 * (86.515)^{0.503831176} = 3.947 \frac{Sft^3}{min}$$

Aplicando la ecuación de corrección por calibración con respecto al instrumento patrón tenemos que:

$$Q_{go} = 0.3208676289 * Q_g^2 - 0.198653879 * Q_g + 0.853399571$$

Sustituyendo el valor de Q_g tenemos que:

$$Q_{go} = 0.3208676289 * (3.947)^2 - 0.198653879 * (3.947) + 0.853399571$$

$$Q_{go} = 5.068 \frac{Sft^3}{min}$$

Luego utilizamos la ecuación 21 para corregir el caudal de acuerdo a las condiciones de salida del aire.

$$Tr = 22.971^\circ C \quad Pr = 5.9345 \text{ psi}$$

$$Q_{gs} = 5.068 * \sqrt{\frac{(5.9345 + 14.7) * 288.15}{14.7 * (22.971 + 273.15)}}$$

$$Q_{gs} = 5.924 \frac{Sft^3}{min} * 60 \frac{min}{h}$$

$$Q_{gs} = 355.407 \frac{Sft^3}{h}$$

Caudal de gas bombeado (Q_{gb}):

Utilizando la ecuación 22, tenemos que:

$$Q_{gb} = 388.56 - 355.407 \Rightarrow Q_{gb} = 33.153 \frac{Sft^3}{h}$$

Fracción gas inyectada (F_{giny}):

El caudal de líquido inyectado al sistema es medido por el medidor de flujo que se encuentra en el sistema de suministro de líquido (FT-001), y es igual a:

$$Q_{liq\ iny} = 72.168 \frac{bbl}{día}$$

$$Q_{liq\ iny} = 72.168 \frac{bbl}{día} * \frac{1}{24} \frac{día}{h} * 5.614 \frac{ft^3}{bbl} \Rightarrow Q_{liq\ iny} = 16.881 \frac{ft^3}{h}$$

Aplicando la ley de Boyle y Charles mostrada en el apéndice C, tenemos para el caudal de gas inyectado a condiciones de succión:

$$Q_{Actual} = Q_{estandar} \frac{P_{estandar} * (T_{actual} + 273.15)}{P_{actual} * 288.15}$$

Los valores de presión deben ser introducidos en unidades consistentes y la temperatura debe estar en grados Centígrados [°C].

$$T_s = 22.971 \text{ °C} \quad P_s = 8.11 \text{ psi.}$$

$$Q_{Actual} = 388.56 \frac{14.7 * (22.971 + 273.15)}{(14.7 + 8.11) * 288.15}$$

$$Q_{Actual} = 257.336 \frac{ft^3}{h}$$

Utilizando la ecuación 26, tenemos que:

$$F_{g \text{ iny}} = \frac{257.336}{257.336 + 16.881} \Rightarrow F_{g \text{ iny}} = 0.938$$

$$F_{g \text{ iny}} = 93.84\%$$

Fracción de gas succionada por la bomba (F_{gs}):

$$Q_b = 65.15 \frac{\text{bbl}}{\text{día}} * \frac{1}{24} \frac{\text{día}}{\text{h}} * 5.614 \frac{\text{ft}^3}{\text{bbl}} \Rightarrow Q_b = 15.239 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}}$$

Aplicando la ley de Boyle y Charles para el caudal de gas bombeado, tenemos que:

$$Q_{gb \text{ actual}} = Q_{gb \text{ estandar}} * \frac{14.7 * (T_s + 273.15)}{(P_s + 14.7) * 288.15}$$

$$Q_{gb \text{ actual}} = 33.153 * \frac{14.7 * (22.971 + 273.15)}{(8.11 + 14.7) * 288.15}$$

$$Q_{gb \text{ actual}} = 21.956 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}}$$

Utilizando la ecuación 27, tenemos que:

$$F_{gb} = \frac{21.956}{21.956 + 15.239} \Rightarrow F_{gb} = 0.59$$

$$F_{gb} = 59.03\%$$

Relación gas-líquido succionada por la bomba (RGLsucc):

$$Q_{gb} = 33.153 \frac{Sft^3}{h} * 24 \frac{h}{día} \Rightarrow Q_{gb} = 795.672 \frac{Sft^3}{día}$$

Utilizando la ecuación 29, tenemos que:

$$RGL_{bomba} = \frac{795.672 \frac{Sft^3}{día}}{65.15 \frac{bbl}{día}} \Rightarrow RGL_{bomba} = 12.212 \frac{Sft^3}{bbl}$$

Eficiencia Volumétrica:

$$f_{pistóninferior} = 2.75 \text{ pulg.} * 0.0254 \frac{m}{\text{pulg.}} \Rightarrow f_{pistóninferior} = 0.06985m$$

Carrera de bombeo = 0.46m.

Velocidad de bombeo = 10 SPM.

Utilizando la ecuación 23, tenemos que:

$$Q_t = \frac{p * (0.06985)^2}{4} * 0.46 * 10 \Rightarrow Q_t = 1.762 \times 10^{-2} \frac{m^3}{min}$$

$$Q_t = 1.762 \times 10^{-2} \frac{m^3}{min} * 60 \frac{min}{h} * 24 \frac{h}{día} * 6.28 \frac{bbl}{m^3} \Rightarrow Q_t = 159.633 \frac{bbl}{día}$$

Utilizando la ecuación 30, tenemos que:

$$h_n = \frac{65.15}{159.633} \Rightarrow h_n = 0.408$$

$$h_n = 40.81\%$$

Eficiencia de Separación:

Utilizando la ecuación 31, tenemos que:

$$h_s = \frac{355.407}{388.56} \Rightarrow h_s = 0.914$$

$$h_s = 91.46\%$$

Presión de succión (P_{suc}):

Presión de succión leída por el transmisor (DPT-105) es:

$$P_{suc} = 8.11 \text{ psi.}$$

Presión recámara 1 (P_1):

Valor medido por el DPT-101 es:

$$DPT-101 = -0.415 \text{ psi.}$$

Utilizando la ecuación 32, tenemos que:

$$P1 = -0.415 + 8.11 \Rightarrow P1 = 7.702 \text{ psi.}$$

Presión intermedia (P_{int}):

Valor medido por el DPT-102 es:

$$\text{DPT-102} = 3.735 \text{ psi.}$$

Utilizando la ecuación 33, tenemos que:

$$P_{int} = 3.735 + 7.702 \Rightarrow P_{int} = 11.437 \text{ psi.}$$

Presión en la recámara 2 ($PS2$):

Valor medido por el DPT-103 es:

$$\text{DPT-103} = -1,88 \text{ psi.}$$

Utilizando la ecuación 34, tenemos que:

$$PS2 = -1.88 + 11.437 \Rightarrow PS2 = 9.557 \text{ psi.}$$

Presión de descarga (P_{des}):

Valor medido por el DPT-104 es:

$$\text{DPT-104} = 73.315 \text{ psi.}$$

Utilizando la ecuación 35, tenemos que:

$$P_{des} = 73.315 + 9.557 \Rightarrow P_{des} = 82.872 \text{ psi.}$$

Diferencial de presión entre la succión y la descarga de la bomba (DPb):

$$DPb = P_{des} - P_{suc}$$

$$DPb = 82.872 - 8.117 \Rightarrow DPb = 74.755 \text{ psi.}$$

Cálculo de cargas en el sistema a través de las presiones (Fr):

Aplicando las ecuaciones 40, 41 y 42 respectivamente, tenemos que:

$$f_{pi} = 2.75 \text{ pu lg.} * 0.0254 \frac{m}{\text{pu lg}} \Rightarrow f_{pi} = 0.06985 \text{ m}$$

$$A_1 = \frac{P * (0.06985)^2}{4} \Rightarrow A_1 = 3.831 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$f_n = 1 \text{ pu lg.} * 0.0254 \frac{m}{\text{pu lg}} \Rightarrow f_n = 0.0254 \text{ m}$$

$$A_{int} = \frac{P * (0.06985^2 - 0.0254^2)}{4} \Rightarrow A_{int} = 3.325 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$f_{ps} = 1.75 \text{ pu lg.} * 0.0254 \frac{m}{\text{pu lg}} \Rightarrow f_{ps} = 0.04445 \text{ m}$$

$$A_{des} = \frac{P * (0.04445^2 - 0.0254^2)}{4} \Rightarrow A_{des} = 1.045 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Aplicando la ecuación 39, tenemos que:

$$F_r = \left[\left(11.437 \text{ psi} * 6894.75 \frac{\text{Pa}}{\text{psi}} \right) * 3.325 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \right] +$$

$$\left[(82.872 - 9.557) \text{ psi} * 6894.75 \frac{\text{Pa}}{\text{psi}} * 1.045 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \right] -$$

$$\left[\left(7.702 \text{ psi} * 6894.75 \frac{\text{Pa}}{\text{psi}} \right) * 3.831 \times 10^{-3} \right]$$

$$F_r = 586.99 \text{ Nw.} * 0.1019 \frac{\text{Kgf}}{\text{Nw}}$$

$$F_r = 59.856 \text{ Kgf}$$

Viscosidad:

Viscosidad del líquido medida en laboratorio, para la temperatura de operación:

$$m_{iq} = 40 \text{ cP}$$

Viscosidad del aire para la temperatura y presión de operación:

$$m_{aire} = 1.8248 \times 10^{-5} \text{ Pa s} * 1000 \frac{\text{cP}}{\text{Pa s}} \Rightarrow m_{aire} = 1.8248 \times 10^{-2} \text{ cP}$$

Utilizando la ecuación 43, tenemos que:

$$m_{Mezcla} = 1.8248 \times 10^{-2} * (0.59) + 40 * (1 - 0.59)$$

$$m_{Mezcla} = 16.4107cP$$

APÉNDICE B. Análisis dimensional

Tabla B.I. Variables Involucradas

| Variable | Símbolo | Unidades |
|------------------------------|-------------|-----------------|
| Velocidad | N | T^{-1} |
| Viscosidad | μ | $ML^{-1}T^{-1}$ |
| Densidad | ρ | ML^{-3} |
| Fracción de gas Succión | Fg | - |
| Presión de Succión | p_s | $ML^{-1}T^{-2}$ |
| Presión Cámara intermedia | p_i | $ML^{-1}T^{-2}$ |
| Presión de descarga | p_d | $ML^{-1}T^{-2}$ |
| Diámetro del Pistón Superior | ϕ_{ps} | L |
| Diámetro del Pistón Inferior | ϕ_{pi} | L |
| Carrera de bombeo | St | L |
| Carrera de volumen Muerto | Svm | L |

Teorema de π de Buckingham

$$n=11 \quad m=3 \quad ; \quad (n-m) = 8$$

Relación geométrica de diámetros:

$$\Pi_1 = \frac{\phi_{PI}}{\phi_{PS}} = \frac{A_{PI}}{A_{PS}}$$

Fracción de gas en la succión:

$$\Pi_2 = Fg$$

Relación de p_s , p_d y fuerzas viscosas:

$$\Pi_3 = \frac{p_s * \mu * N}{p_d^2}$$

Relación entre fuerzas de Presión intermedia y fuerzas viscosas:

$$\Pi_4 = \frac{P_i}{\mu * N}$$

Relación geométrica de las carreras:

$$\Pi_5 = \frac{S_{vm}}{S_t}$$

Número de Reynolds:

$$\Pi_6 = \frac{N * S_t * \rho}{\mu}$$

Relación entre fuerzas de presión de descarga y fuerzas viscosas:

$$\Pi_7 = \frac{P_d}{\mu * N}$$

Relación entre fuerzas de presión de succión con velocidad y carrera de bombeo:

$$\Pi_8 = \frac{P_s * N^2}{S_t^2 * \rho}$$

Números Adimensionales:

$$\Phi_1 = \frac{N * S_t * \rho}{\mu} = Re$$

$$\Phi_2 = \frac{\Pi_3}{\Pi_7} = \frac{P_s * \mu^2 * N^2}{P_d^3}$$

$$\Phi_3 = \frac{\Pi_4}{\Pi_1} = \frac{Pi * \phi_{PS}}{\mu * N * \phi_{PI}}$$

$$\Phi_4 = \frac{\Pi_5}{\Pi_2} = \frac{S_{vm}}{S_t * F_g}$$

Números adimensionales constantes Π_1 y Π_5 .

Planteamos relaciones entre la viscosidad, la densidad y la fracción de gas para sintetizar las variables involucradas en el estudio, para así diseñar una matriz experimental que gobernara el fenómeno físico a desarrollar de una forma más sencilla.

Ecuaciones:

$$\mu = F_g * \mu_g + (1 - F_g) * \mu_L \quad ; \quad \rho = F_g * \rho_g + (1 - F_g) * \rho_L$$

Tabla B.II. números adimensionales y sus variables dependientes.

| Φ /Variables | ρ | μ | F_g | P_s | P_i | P_d | S_t | S_{vm} | ϕ_{PI} | ϕ_{Ps} | N |
|-------------------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|-------------|-------------|---|
| Φ_1 | x | x | | | | | x | | | | x |
| Φ_2 | | x | | x | | x | | | | | x |
| Φ_3 | | x | | | x | | | | x | x | x |
| Φ_4 | | | x | | | | x | x | | | |

Donde las variables que limitaran el diseño experimental serán: F_g , N , P_d

APÉNDICE C. Ley de Boyle y de Charles.

Existen varias formas de ecuación de estado, siendo la más simple aquella que se usa para un gas ideal:

$$P\bar{u} = \bar{R}T$$

donde \bar{R} es la constante universal de los gases. El valor de \bar{R} depende de las unidades que se escojan para P , \bar{u} y T .

Dividiendo la ecuación de estado por M , peso molecular, tendremos las ecuaciones de estado con base en las unidades de masa.

$$\begin{aligned} \frac{P\bar{u}}{M} &= \frac{\bar{R}T}{M} \\ P\mathbf{u} &= RT \\ R &= \frac{\bar{R}}{M} \end{aligned}$$

R es una constante para un gas particular.

La ecuación de estado para un gas ideal puede escribirse en términos del volumen total.

$$\begin{aligned} PV &= n\bar{R}T \\ PV &= mRT \end{aligned}$$

Notamos, también, que para un gas ideal los estados inicial y final están relacionados por la ecuación

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

Así, un gas ideal es un gas que sigue las leyes de Boyle y Charles.

Aplicando la ley de Boyle y Charles, fundamentados en la conservación de la masa podemos aplicar sustitución de la variable V , por el cambio de volumen por unidad de tiempo, entonces tenemos que:

$$\frac{P_1 Q_1}{T_1} = \frac{P_2 Q_2}{T_2}$$
$$Q_2 = Q_1 \frac{P_1 T_2}{P_2 T_1}$$

donde Q es caudal.

APÉNDICE D. Macro utilizado para el cálculo de los parámetros experimentales.

Datos de salida del macro, mostrados en la hoja de cálculo en forma de tabla:

Procesamiento de la Data

| | | | | | | |
|------------------------------------|------------------------|---------------------------|--------------------------------|-----------------------|---------------------------|---------------------------|
| Qliq iny [BPD] | Qliq b [BPD] | Pd [psi] | Pgas [psi] | Tgas [°C] | Qcgas Swir[ft^3/h] | Qc Placas [ft^3/h] |
| 15,56480165 | 14,20081024 | 104,88947 | 0,40038843 | 22,27628926 | 15,53044386 | 63,88018634 |
| SPM | Frecuencia [Hz] | Caudal T [BPD] | Eficiencia V [%] | Fginsitu | Fgbomba | Eficiencia S |
| 5,04 | 0,084 | 80,46576459 | 22,24164728 | 0,83658867 | 1,082078598 | 3,349462928 |
| Fila donde comienza la data | | Placa Inyección A. | Placa Salida revestidor | AP Bomba [psi] | RGLbomba | RGLbombaS |
| 2092 | | 0,196 | 0,159 | 104,612313 | 73,55765802 | 56,80311897 |
| RGLinsitu | FgbombaEfic | RGLbombaEfic | Presión Succ [psi] | Qseparado | Qseparado2 | FgbombaS |
| 28,56464496 | 0,777583527 | 19,50649156 | 0,27715691 | 144,5726994 | 157,2155856 | 0,910559323 |

| Posición | Carga [Kgf] | Carga Corregida [Kgf] | Carga Calculada [Kgf] | Tiempo [seg] | Psucción [psi] | P1[psi] | Pintermedia [psi] | P2 [psi] | Pd [psi] |
|----------|-------------|-----------------------|-----------------------|--------------|----------------|-------------|-------------------|------------|------------|
| 20,376 | -109,75 | 0,375 | 3,380851893 | 0 | 0,564766023 | 1,33948607 | 0,924486069 | 50,0986462 | 56,6698063 |
| 15,397 | -109,75 | 0,375 | -0,540567724 | 0,5 | 0,549990705 | 1,93471075 | 1,275710751 | 50,0828709 | 52,382031 |
| 10,595 | -109,75 | 0,375 | -2,386609084 | 1 | 0,505664752 | 2,7453848 | 1,842384797 | 50,7715449 | 51,7277051 |
| 6,428 | -110 | 0,125 | -2,893901505 | 1,5 | 0,564766023 | 3,41448607 | 2,511486069 | 50,3426462 | 50,9328063 |
| 3,125 | -109,75 | 0,375 | -4,048941813 | 2 | 0,579541341 | 3,79526139 | 2,648261387 | 50,2354215 | 50,2145817 |
| 0,965 | -110 | 0,125 | -2,862715764 | 2,5 | 0,505664752 | 3,9653848 | 3,428384797 | 50,6485449 | 50,3837051 |
| 0,127 | -109,75 | 0,375 | -4,080706054 | 3 | 0,653453968 | 4,47917401 | 3,576174014 | 50,7963342 | 50,2874943 |
| 0,229 | -109,75 | 0,375 | -1,574874745 | 3,5 | 0,63867865 | 4,5863987 | 3,927398696 | 42,1145588 | 44,291719 |
| 2,058 | -109,75 | 0,375 | 25,04689211 | 4 | 0,490853396 | 0,53257344 | 4,389573442 | 8,51973358 | 30,5938937 |
| 5,107 | -109,75 | 0,375 | 41,45346215 | 4,5 | 0,535215387 | -0,15506457 | 6,509935433 | 6,61109557 | 41,7462557 |
| 9,121 | -110 | 0,125 | 53,84402355 | 5 | 0,431752125 | -0,62452783 | 9,58047217 | 8,46163231 | 48,9687924 |
| 13,821 | -109,75 | 0,375 | 66,10929591 | 5,5 | 0,416976807 | -0,51730315 | 15,18069685 | 13,816857 | 53,5910171 |
| 18,776 | -110 | 0,125 | 87,96833913 | 6 | 0,372614816 | -0,80566514 | 26,00133486 | 24,271495 | 58,3086551 |
| 23,705 | -109,75 | 0,375 | 101,7887387 | 6,5 | 0,387390134 | -0,66888982 | 35,29311018 | 35,5162703 | 59,2994305 |
| 28,252 | -109,75 | 0,375 | 66,81173729 | 7 | 0,446527443 | -0,60975251 | 21,43624749 | 30,0824076 | 50,5695678 |

Código del Macro en Visual Basic:

Sub Procesamiento()

'Asignación de valores iniciales para las variables

i = ActiveSheet.Cells(8, 1)

Q = i - 1

c = ActiveSheet.Cells(i, 12)

J = i

Qliq = 0

Ant = 0

x = 0

t11 = 0

y = 0

Xi2ant = 0

P1 = 0

Pla2 = ActiveSheet.Cells(8, 4)

Pla1 = ActiveSheet.Cells(8, 3)

Cells(9, 1) = Clear

Pintant = 100

Cells(9, 6) = Clear

Pintant2 = 0

While c <> Vacio

'Calculo AH por aproximación de Mínimos Cuadrados

t1 = x * ActiveSheet.Cells(i, 6)

t1t = t11 + t1

t11 = t1t

Xii = Xii + x

Xi = x

Xi2 = Xi ^ 2

SXi2 = Xi2 + Xi2ant

Xi2ant = SXi2

x = x + 1

y = y + ActiveSheet.Cells(i, 6)

'Calculo de valores promedios de caudal, Presión de descarga, Placa O.

QcaT = Qca + ActiveSheet.Cells(i, 11)

$$Qca = QcaT$$

$$QliqT = Qliq + \text{ActiveSheet.Cells}(i, 2)$$

$$Qliq = QliqT$$

$$PP = \text{ActiveSheet.Cells}(i, 3)$$

$$PgasT = Pgas + PP$$

$$Pgas = PgasT$$

$$TT = \text{ActiveSheet.Cells}(i, 4)$$

$$TgasT = Tgas + TT$$

$$Tgas = TgasT$$

$$DPp1 = \text{Abs}(\text{ActiveSheet.Cells}(i, 7))$$

$$DPpT = DPp + DPp1$$

$$DPp = DPpT$$

$$APp2 = \text{Abs}(\text{ActiveSheet.Cells}(i, 1))$$

$$APp2T = APp2 + APp2ant$$

$$APp2ant = APp2T$$

$$Psca = \text{ActiveSheet.Cells}(i, 5)$$

$$PscaT = Psca + Pscant$$

$$Pscant = PscaT$$

'Calculo de caudales de aire ecuaciones de las placas O.

'Placas Descarga Revestidor

If Pla2 = 0.02 Then

$$Qe = 0.00762856 * APp2 ^ 0.49976393$$

End If

If Pla2 = 0.034 Then

$$Q_{ee} = 0.0221485 * APp2 ^ 0.504631$$

$$Q_e = 1.23182929670076 * Q_{ee} ^ 1.26289231484927$$

End If

If Pla2 = 0.159 Then

$$Q_{ee} = 0.417167845 * APp2 ^ 0.503831176$$

$$Q_e = 0.320867628965942 * Q_{ee} ^ 2 - 0.198653818791573 * Q_{ee} + 0.853399571865807$$

End If

$$Q_{ec} = (Q_e * \text{Sqr}(P_{sca} + 14.7)) / (0.168 * \text{Sqr}((9 * TT / 5) + 491.67))$$

$$\text{Cells}(i, 28) = Q_{ec}$$

$$Q_{eT} = Q_{ec} + Q_{eant}$$

$$Q_{eant} = Q_{eT}$$

'Placas Inyección de aire

If Pla1 = 0.196 Then

$$Q_{eo} = 36.4713573 * DPp1 ^ 0.4366802$$

End If

If Pla1 = 0.16 Then

$$Q_{eo} = 23.384262 * DPp1 ^ 0.445175$$

End If

If Pla1 = 0.109 Then

$$Q_{eo} = 9.977938 * DPp1 ^ 0.451061$$

End If

If Pla1 = 0.066 Then

$$Q_{eo} = 4.901041 * DPp1 ^ 0.443775$$

End If

If Pla1 = 0.034 Then

$$Qeo = 1.507344 * DPp1 ^ 0.459979$$

End If

$$Qeoc = (Qeo * Sqr(PP + 14.7)) / (0.168 * Sqr((9 * TT / 5) + 491.67))$$

$$Cells(i, 32) = Qeoc$$

$$QeoT = Qeoc + Qeoant$$

$$Qeoant = QeoT$$

If Qe = Vacio Or Qeo = Vacio Then

$$Cells(9, 1) = "Debe Colocar el diametro de la Placa O."$$

End If

'Conversión señal Voltaje a carga

$$Ca = 125 * c - 125$$

$$Cells(i, 16) = Ca$$

'Calculo de presiones en cada recamara

$$PS = 0.0360911906568 * (0.998508503 * ActiveSheet.Cells(i, 13) - 10.3478621)$$

$$Cells(i, 20) = PS$$

$$PSt = PS + PSant$$

$$PSant = PSt$$

$$P1 = ActiveSheet.Cells(i, 8) + PS - 0.0312799545$$

$$Cells(i, 21) = P1$$

$$PII = ActiveSheet.Cells(i, 9) + P1$$

$$Cells(i, 22) = PII$$

$$PS2 = ActiveSheet.Cells(i, 10) + PII - 0.093839863599$$

$$Cells(i, 23) = PS2$$

Pdd = ActiveSheet.Cells(i, 14) + PS2 - 0.093839863599

Cells(i, 24) = Pdd

Pdes = Pdd + Pddant

Pddant = Pdes

'Calculo de carga por presión

F = 0.785398163398 * (-7.5625 * P1 + 6.5625 * PII + 2.0625 * (-PS2 + Pdd))

Fkg = F * 0.45359237

Cells(i, 18) = Fkg

i = i + 1

c = ActiveSheet.Cells(i, 12)

'Desplazamiento de carga para la carta dinográfica

If Ca < Ant Then

 Ant = Ca

End If

Wend

'Calculo de los promedios de caudal, presión, DPT placa O, Temperatura Gas, etc.

k = i - J

Qliqp = QliqT / k

Cells(4, 1) = Qliqp

Pdp = Pdes / k

Cells(4, 3) = Pdp

PSp = PSt / k

Cells(8, 8) = PSp

APT = Pdp - PSp

$$\text{Cells}(8, 5) = \text{APT}$$

$$\text{Pgasp} = \text{PgasT} / k$$

$$\text{Cells}(4, 4) = \text{Pgasp}$$

$$\text{Tgasp} = \text{TgasT} / k$$

$$\text{Cells}(4, 5) = \text{Tgasp}$$

$$\text{DPpp} = \text{DPpT} / k$$

$$\text{Pscatp} = \text{Pscat} / k$$

$$\text{Qetp} = \text{QeT} / k$$

$$\text{Qeotp} = \text{Qeot} / k$$

$$\text{Qcatp} = \text{Qcat} / k$$

$$\text{Cells}(Q, 16) = \text{"Carga [Kgf]"}$$

$$\text{Cells}(Q, 17) = \text{"Carga Corregida [Kgf]"}$$

$$\text{Cells}(Q, 18) = \text{"Carga Calculada [Kgf]"}$$

$$\text{Cells}(Q, 20) = \text{"Psucción [psi]"}$$

$$\text{Cells}(Q, 21) = \text{" P1[psi]"}$$

$$\text{Cells}(Q, 22) = \text{" Pintermedia [psi]"}$$

$$\text{Cells}(Q, 23) = \text{"P2 [psi]"}$$

$$\text{Cells}(Q, 24) = \text{"Pd [psi]"}$$

$$\text{Cells}(Q, 19) = \text{"Tiempo [seg]"}$$

'Calculo del AH por mínimo cuadrados

$$C1 = (((x) * t1t) - (Xii * y)) / (((x) * SXi2) - (Xii * Xii))$$

$$Qt = \text{Abs}(2 * C1 * 4503.10960477)$$

$$\text{Cells}(4, 2) = Qt$$

'Calculo de la Fracción de gas insitu y en la bomba

$$Q_{gasinsitu} = (4.274583 * Q_{eoTp} * 14.7 * (T_{gasp} + 273.15)) / ((P_{Sp} + 14.7) * 288.15)$$

$$F_{ginsitu} = (Q_{gasinsitu}) / (Q_{liqp} + Q_{gasinsitu})$$

$$Cells(6, 5) = F_{ginsitu}$$

$$RGL_{insitu} = Q_{eoTp} * 24 / Q_{liqp}$$

$$Cells(4, 8) = RGL_{insitu}$$

$$Q_{bS} = (Q_{eoTp} - 60 * Q_{eTp})$$

$$RGL_{bomba} = Q_{bS} * 24 / Q_t$$

$$Cells(6, 8) = RGL_{bomba}$$

$$Q_{gasbomba} = (4.274583 * Q_{bS} * 14.7 * (T_{gasp} + 273.15)) / ((P_{Sp} + 14.7) * 288.15)$$

$$F_{gbomba} = Q_{gasbomba} / (Q_t + Q_{gasbomba})$$

$$Cells(6, 6) = F_{gbomba}$$

'Cálculos con el Swirlmeter

$$Q_s = Q_{caTp} / 60$$

$$Q_{swc} = -0.101424 * Q_s^2 + 1.436772 * Q_s - 0.281486$$

$$Q_{swcc} = Q_{swc} * 60$$

$$Q_{gassal} = (Q_{swcc} * (P_{scaTp} + 14.7) * 288.15) / (14.7 * (T_{gasp} + 273.15))$$

$$Q_{gb} = Q_{eoTp} - Q_{gassal}$$

If $Q_{gb} \leq 0$ Or $Q_{bS} \leq 0$ Then

Cells(9, 6) = "El caudal de gas manejado por la bomba debe ser revisado"

End If

$$RGL_{bomba2} = Q_{gb} * 24 / Q_t$$

$$Cells(6, 9) = RGL_{bomba2}$$

$$Q_{gasbomba2} = (4.274583 * Q_{gb} * 14.7 * (T_{gasp} + 273.15)) / ((P_{Sp} + 14.7) * 288.15)$$

$$F_{gbomba2} = Q_{gasbomba2} / (Q_t + Q_{gasbomba2})$$

$$\text{Cells}(8, 9) = \text{Fgbomba2}$$

$$\text{Cells}(4, 6) = \text{Qswcc}$$

$$\text{Cells}(2, 7) = \text{Qgasbomba}$$

$$\text{Cells}(2, 6) = \text{Qgasbomba2}$$

'Caudal Teórico y eficiencia volumétrica

$$\text{Qteorico} = (15.9654294826 * \text{ActiveSheet.Cells}(6, 2) * 60)$$

$$\text{EfiV} = 100 * \text{Qt} / \text{Qteorico}$$

$$\text{Cells}(6, 4) = \text{EfiV}$$

$$\text{QgTB} = \text{Qteorico} - \text{Qt}$$

$$\text{QgTf} = \text{QgTB} * 5.61458333333$$

$$\text{QgTFS} = (\text{QgTf} * (\text{Psp} + 14.7) * 288.15) / (14.7 * (\text{Tgasp} + 273.15))$$

$$\text{Cells}(2, 8) = \text{QgTB}$$

$$\text{Fgefic} = \text{QgTB} / (\text{QgTB} + \text{Qt})$$

$$\text{Cells}(4, 9) = \text{Fgefic}$$

$$\text{RGLEfic} = \text{QgTFS} / \text{Qt}$$

$$\text{Cells}(4, 10) = \text{RGLEfic}$$

$$\text{Ns} = (60 * \text{QeTp}) / \text{QeoTp}$$

$$\text{Cells}(6, 7) = \text{Ns}$$

$$\text{Qgasdes} = (60 * \text{QeTp} * 14.7 * (\text{Tgasp} + 273.15)) / ((\text{Pscatp} + 14.7) * 288.15)$$

$$\text{Cells}(4, 7) = \text{Qgasdes}$$

'Desplazamiento de la carta dinográfica

$$\text{Des} = \text{Abs}(\text{Ant})$$

$$\text{Tant} = 0$$

$$\text{Tiempo} = 0$$

'Escritura de carga y tiempo

For z = (Q + 1) To i - 1

Ca = ActiveSheet.Cells(z, 16)

Cells(z, 17) = (Ca + Des)

Cells(z, 19) = Tiempo

Tiempo = Tant + 0.5

Tant = Tiempo

Next

End Sub

ANEXO I. Curvas de calibración.

I.1. Curva de calibración para la medición del flujo de aire, fijando como referencia un instrumento patrón (placa orificio del sistema de inyección).

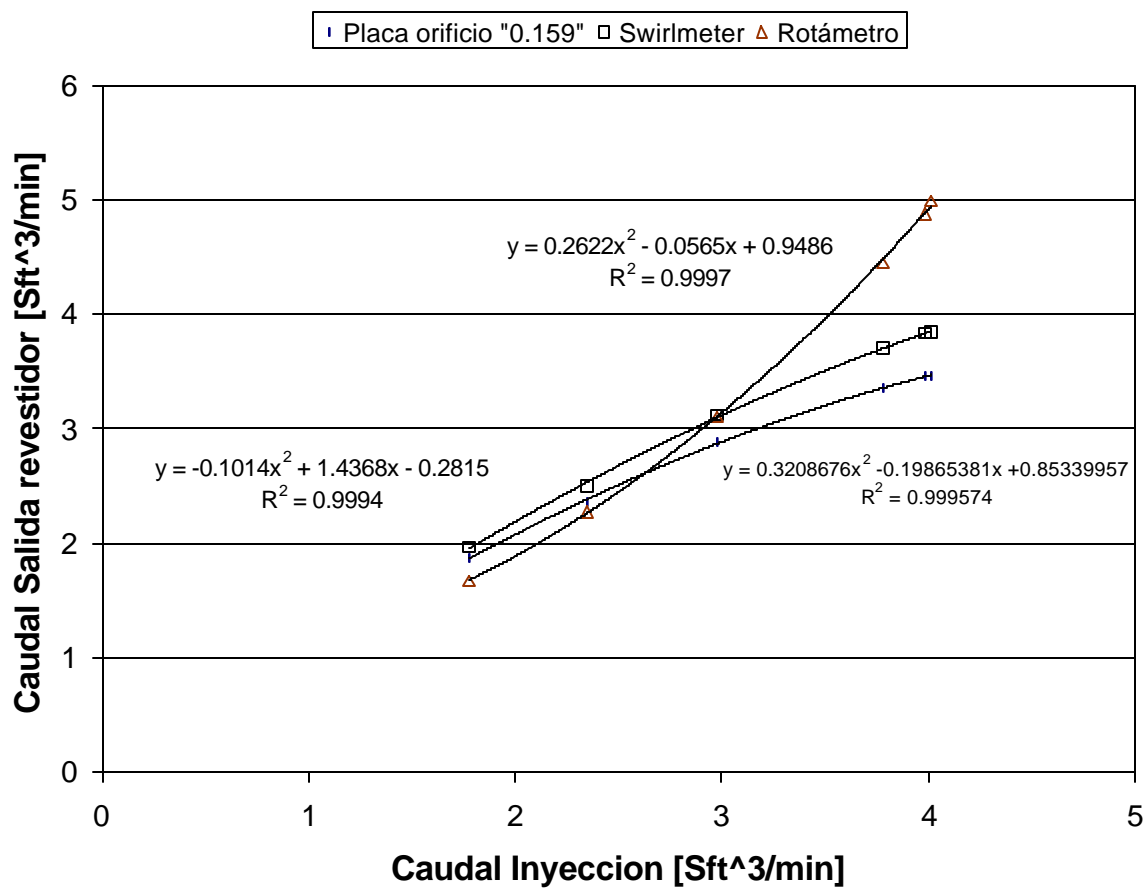


Figura 61. Curvas del caudal inyectado en función del caudal medido en la salida del revestidor.

I.2. Curva de calibración de la celda de carga, curva teórica y estimación lineal de la calibración realizada.

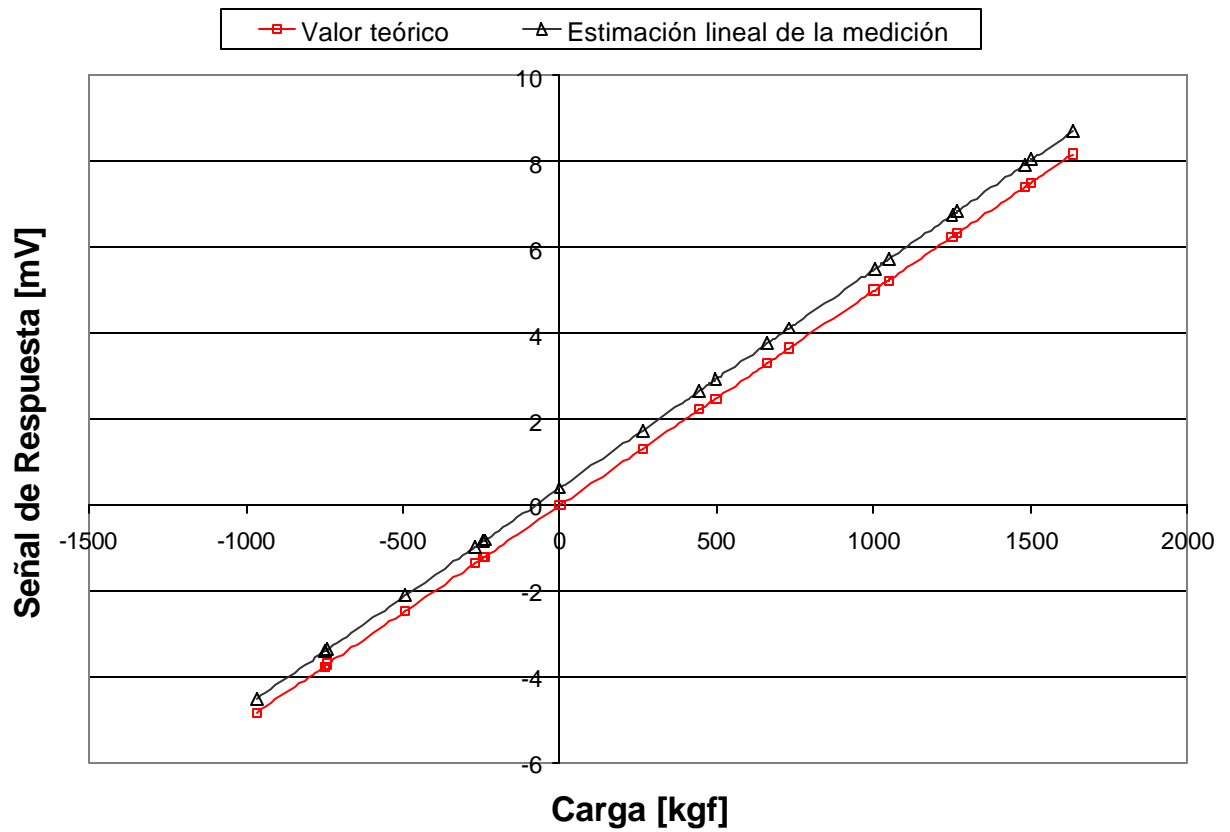


Figura 62. Respuesta en milivoltios en función de la carga aplicada.

ANEXO II. Curvas de las placas orificio.

Curvas de las placas orificio ubicadas en la salida del revestidor.

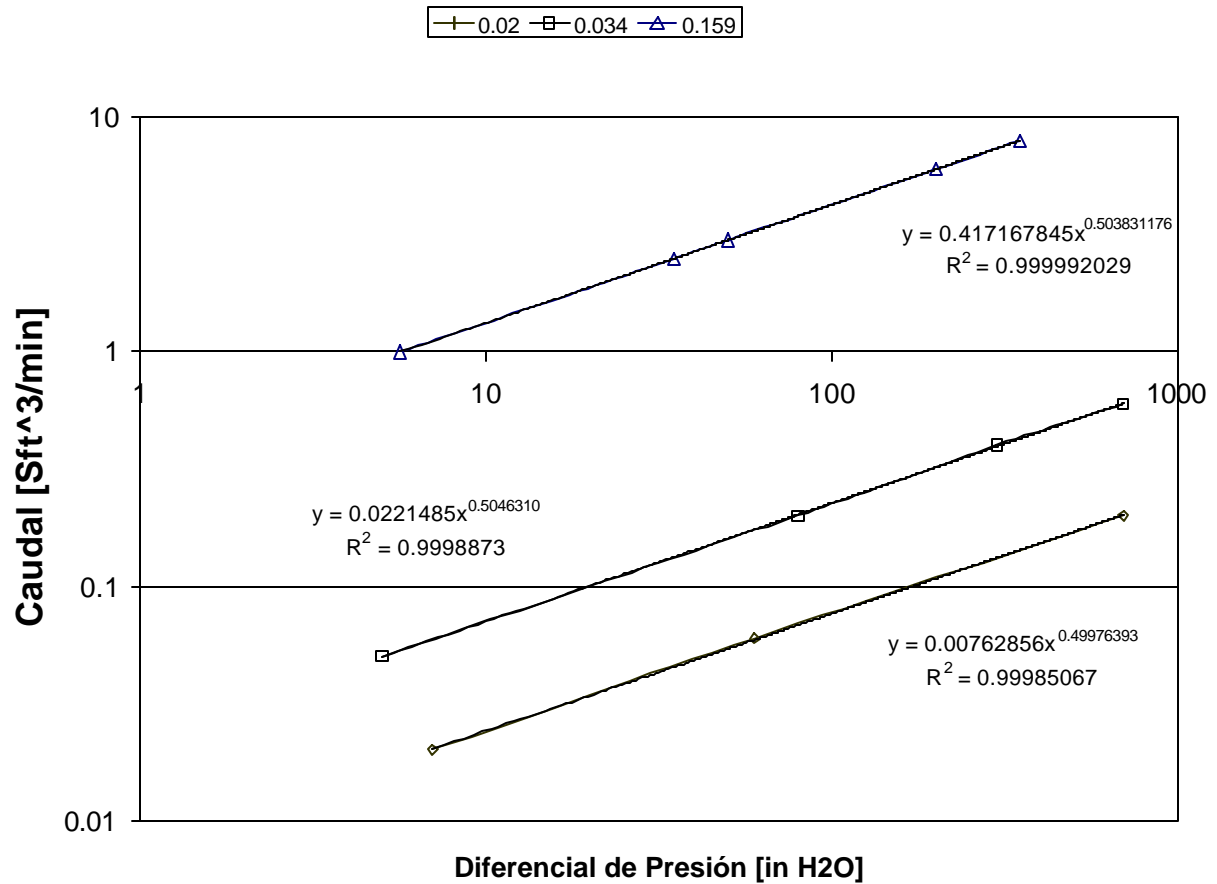


Figura 63. Caudal de aire en función del diferencial de presión.

Curvas de las placas orificio ubicadas en el sistema de inyección de aire.

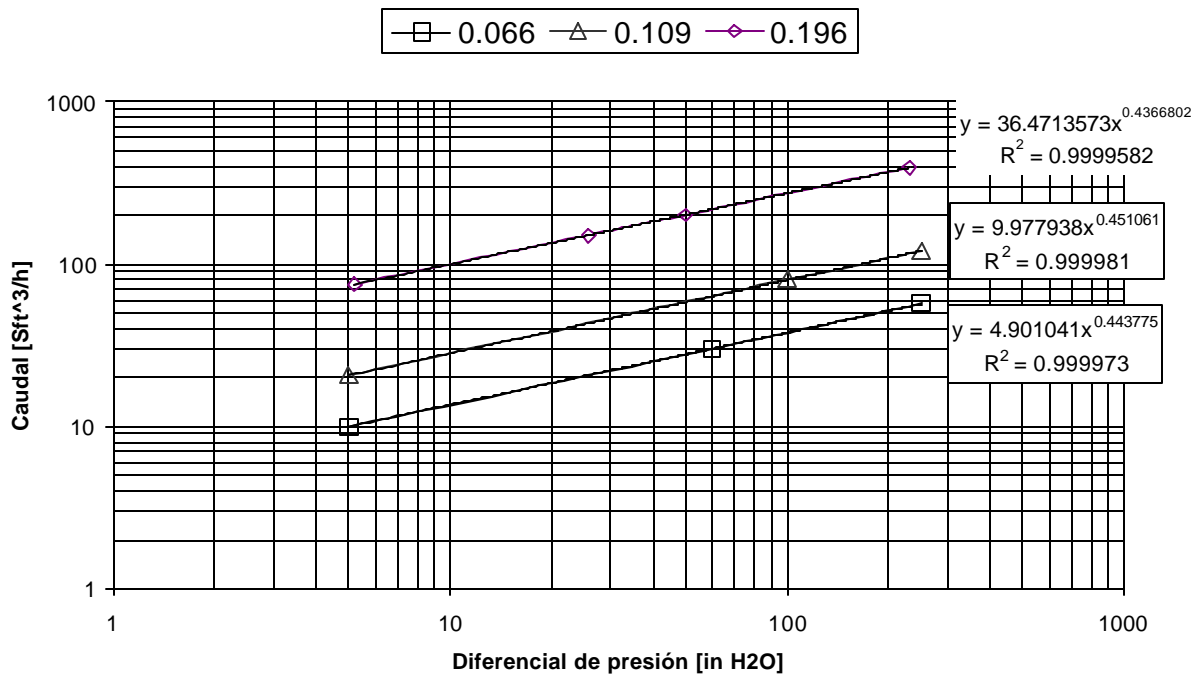


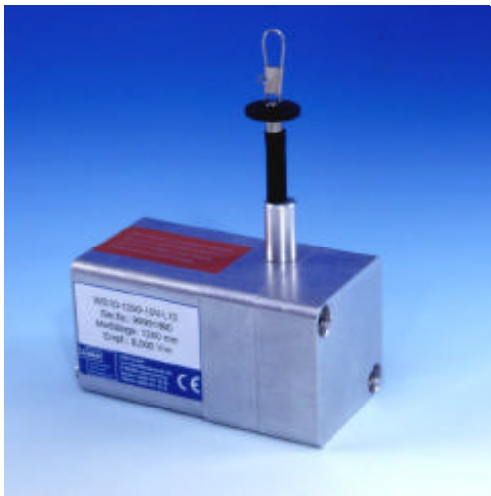
Figura 64. Caudal de aire en función del diferencial de presión.

ANEXO III. Manuales y especificaciones de los equipos usados.

WS10 Position Sensor with Analog or A/D converted synchronous serial output

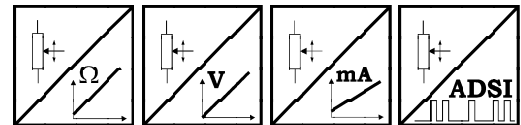


Automation
Sensors
Measurement



Compact Sensor for Industrial Applications

- Protection Class IP65
- Measurement Range:
0 ... 50 mm to 0 ... 1250 mm
0 ... 1.97 in to 0 ... 49.21 in
- Analog Output or A/D Converter with synchronous serial output



| | | |
|-----------------------|--------------------------------|---|
| Specifications | Outputs | Potentiometer: 1 kΩ Voltage: 0...10 V Current: 4...20 mA, 2 or 3 wire A/D Converter synchronous serial 12 Bit RS-485 |
| | Resolution | Essentially infinite / ADSI: 12 Bit Full Scale |
| | Material | Aluminium and Stainless Steel. Cable: Stainless Steel |
| | Sensing Device | Precision Potentiometer |
| | Connector | Male Socket 8 pin DIN 45326 |
| | Linearity | Up to ±0.05 % Full Scale |
| | Protection Class (IEC 529) | IP65 (only when electrical plug connected) |
| | Weight | 0.8 kg max. |
| | Environmental | |
| | Immunity to Interference (EMC) | Refer to Output Specification |
| | Temperature | Refer to Output Specification |
| | Humidity | 90 % R.H. max. non condensing |
| | Shock | 50 g's max. for 6 ms Duration |
| | Vibration | 10 g's max. (1 Hz - 2000 Hz) |

Order Code WS10 Analog

Model Name

Measurement Range (in mm)

50 / 75 / 100 / 125 / 250 / 375 / 500 / 750 / 1000 / 1250

Outputs

R1K = Potentiometer 1 kΩ (other values on request, i.e. 500 Ω)

10V = with 0 ... 10 V Signal Conditioner

420A = with 4 ... 20 mA Signal Conditioner (2-wire)

420T = with 4 ... 20 mA Signal Conditioner (3-wire)

ADSI = with A/D Converter and synchronous serial output 12 Bit / RS-485

Linearity

L10 = ±0.10 %

L05 = ±0.05 % for 500 mm range and greater

Option (see also page 50)

HG = on request



Order Code Mating Connector (see Accessories page 52)

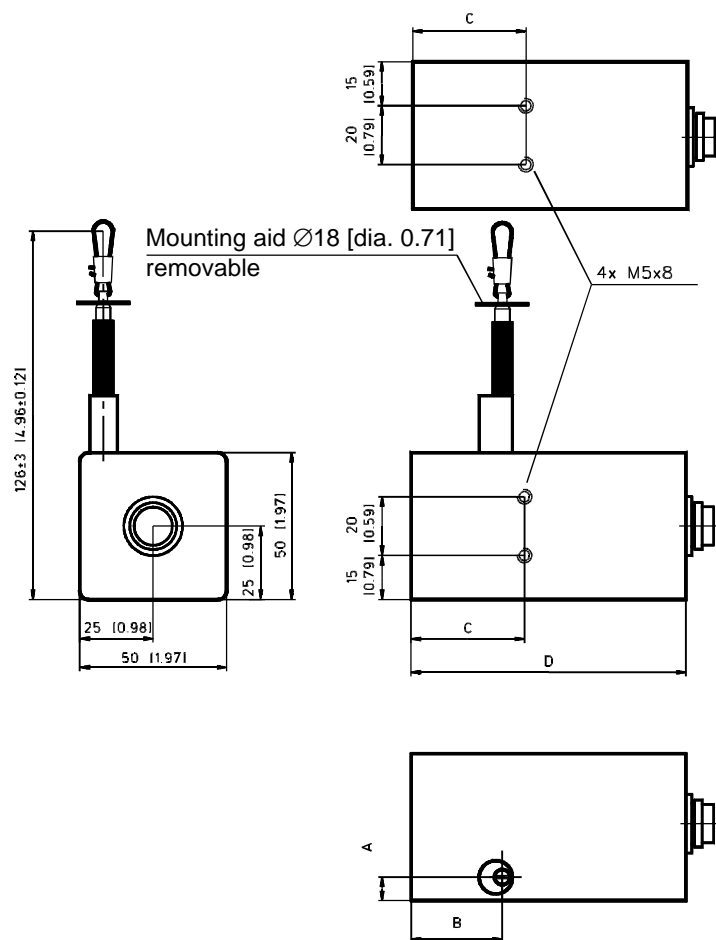
WS-CONN-D8

Order Example: WS10 - 1250 - 10V - L10

WS10 Position Sensor with Analog or A/D converted synchronous serial output



| Cable Forces and Cable Accelerations typical at 20 °C | Range | | Maximum pull-out Force | Minimum pull-in Force | Maximum Acceleration |
|---|-------|-------|------------------------|-----------------------|----------------------|
| | [mm] | [in] | [N] | [N] | [m/s ²] |
| | 50 | 1.97 | 9.2 | 5.4 | 250 |
| | 75 | 2.95 | 6.2 | 3.9 | 210 |
| | 100 | 3.94 | 4.7 | 3.0 | 150 |
| | 125 | 4.92 | 4.6 | 2.4 | 140 |
| | 250 | 9.84 | 11.2 | 5.7 | 230 |
| | 375 | 14.76 | 7.4 | 3.9 | 220 |
| | 500 | 19.69 | 5.5 | 2.8 | 170 |
| | 750 | 29.53 | 7.6 | 3.8 | 220 |
| | 1000 | 39.37 | 5.3 | 2.9 | 170 |
| | 1250 | 49.21 | 4.6 | 2.4 | 150 |



Dimensions in brackets are inches.
For guaranteed dimensions consult factory

| Dimensions (mm) | Range | A | B, C | D (ADSI) |
|-----------------|--------------------|------|-------------------|-----------------|
| | 50; 250 | | 16.5 | B=31, C=38.5 |
| 75; 375; 750 | | 12.5 | | |
| 100; 125; 500 | | 8.0 | | |
| 1000; 1250 | | 8.0 | | |
| Dimensions (in) | 1.97; 9.84 | 0.65 | B=1.22, C=1.52 | 3.68 (4.74) |
| | 2.95; 14.76; 29.53 | 0.49 | | |
| | 3.94; 4.92; 19.69 | 0.31 | | |
| | 39.37; 49.21 | 0.31 | | |

- Rugged body design with all type 300 stainless steel construction
- Metering tube can be removed for range change or cleaning in O-ring or packing type with meter in line and without disassembly of meter.
- Polycarbonate operator protection shield designed to protect personnel from glass fragments in the event of accidental tube rupture
- Universal threaded process connections
- Screw-on flanges
- Rotatable end fittings
- Visibility of tube and float through wide angle with standard enclosure & mounting



Series 10A4500
VA Master™
Indicating Flowrator® Meters

VA MASTER™ INDICATING FLOWRATOR® METERS

The Fischer & Porter Series VA Master Flowrator meter is a glass tube variable-area flowmeter providing visual indication of flow rate over a 12-1/2 to 1 range on a linear scale. Seals in the meter can be either O-ring or packing gland type to suit the application.

With either type of seal, the glass meter tube can be removed easily for range change or cleaning, without disassembling the end fittings or removing the meter from the line. Both types have the same external dimensions and are interchangeable with regard to piping assembly. Also available with one or two bistable alarms to give contact closure (or opening) on rising or falling flow.

Universal threaded process connections allow the meter to be installed with either horizontal or vertical piping arrangements. Screw-on flanges provide the maximum in versatility.

The meter is available in tube sizes from 1/2-inch through 2-inch bore for liquid or gas service. Dimensions meet ISA Standard RP 16.1.2.3.

Engineering Specifications

Repeatability: 0.5% of full scale.

Accuracy: Standard is $\pm 2\%$ of maximum flow.
Calibrated standard is $\pm 1\%$ of maximum flow.

Range: 12-1/2 to 1

Mounting: Standard — line mounting;
Optional — panel mounting (flush, surface).

Scales

| Tube Sizes, Inches | Scale | |
|-----------------------|-----------------|--|
| | Nominal Length | Type and Location |
| % thru 2 | 10-in. (250 mm) | Percentage on tube or Direct Reading on external metal scale with blank tube |
| %-50 (only) | 9-in. (227 mm) | |

Materials of Construction:

Tube: Beadguide™ borosilicate glass

USV, SV, NSV Floats: Standard - stainless steel;

O-rings: Standard - Buna N; Optional - Viton, EPR

Packing: Standard - Neoprene; Optional - molded Teflon liner.

Fittings: Standard - brass, stainless steel

Float Stops: Teflon

Tube Rest Gaskets:

Standard - Klinger-Sil

Optional - Teflon (10A4600 only)

Electrical Specifications for Alarms

Supply Voltage: 120V ac $\pm 15\%$, 45-65 Hz

Contact Rating: Max. 250V; Max. 4A; Max. 500VA

Sensor Switch Cable: Standard - 6.5 feet
Optional - up to 980 feet

Safety Classification: The sensor(s) is intrinsically safe for Class I, Div. 1, Group A, B, C & D and Class II, Div. 1, Group E, F & G when connected with control amplifier mounted in non-hazardous location.

Service Conditions

Applications: Glass tube meters are not recommended for continuous service on alkalis above 100°F (38°C) or more than 20% concentrations; nor for fluorine, hydrofluoric acid, water above 200°F (93°C), steam, slurries, or molten metal.

Temperature Ratings: Minimum recommended process fluid temperature is 32°F (0°C). Maximum recommended process fluid temperature is 250°F (121°C).

Ambient Temperature Range: 32°F to 140°F

Pressure Ratings: (In accordance with I.S.A. RP 16.1)

| Tube Size (inches) | Maximum Safe Working Pressure @ 100°F (38°C) | |
|----------------------------|--|-----------|
| | psig | kPa gauge |
| % NPT | 300 | 2069 |
| % Flanged; Stainless Steel | 275 | 1896 |
| % Flanged; Brass | 225 | 1551 |
| All | 200 | 1379 |
| 1 All | 200 | 1379 |
| 1% All | 130 | 896 |
| 2 All | 100 | 689 |

CAUTION

Is it important that the O-ring material be compatible with the process fluid. Meter tube breakage can occur if the wrong material is used. For example: VITON O-RING MUST NEVER BE USED FOR AMMONIA SERVICE.

Weights and Connection

| Tube Size (inches) | Conn. Size (inches) | Threaded | | Flanged* | |
|--------------------|---------------------|----------|-----|----------|-----|
| | | Weight | | | |
| | | lb | kg | lb | kg |
| % | % | 8.5 | 3.9 | 12 | 5.5 |
| .1 | NPT | 17 | 7.5 | -- | -- |
| .1 | 1 Flgd | -- | -- | 21 | 9.5 |
| 1% 2 | 1% | 29 | 13 | 35 | 16 |

*Flanges match drilling of ANSI Class 125/150 Flanges

Meter Sizing

For sizing flowmeters when the required flow is of liquid (density 1.0 g/mL), or of gas (sp. gr. of air and at 14.7 psia and 70°F or 101.3 kPa abs and 21°C) the capacity table may be entered directly.

The conversion equations shown permit the capacity tables to be used for other operating conditions, and apply to all Capacity Tables shown with Type 316 Stainless Steel Floats.

Liquid Conversion

$$\text{gpm H}_2\text{O} = \text{gpm} \sqrt{\frac{7.02 \times \rho}{8.02 - \rho}}$$

or

$$\text{gpm H}_2\text{O} = \frac{\text{lbs/min.}}{8.33 \times \rho} \sqrt{\frac{7.02 \times \rho}{8.02 - \rho}}$$

where:

gpm = desired maximum flow rate in gpm
 lbs/min = desired maximum flow rate in pounds per minute
 ρ = fluid density, g/cc at operating conditions
 gpm H₂O = equivalent flow rate in gpm H₂O

Gas Conversion

$$\begin{array}{l} \text{scfm air} \\ \text{at 14.7 psia} \\ \text{and 70°F} \end{array} = \text{scfm} \sqrt{\frac{\text{spgr} \times 14.7 \times T_{\text{op}}}{1.0 \times P_{\text{op}} \times 530}}$$

or

$$\begin{array}{l} \text{scfm air} \\ \text{at 14.7 psia} \\ \text{and 70°F} \end{array} = \text{lbs/min} \times 13.34 \sqrt{\frac{1.0 \times 14.7 \times T_{\text{op}}}{\text{sp gr} \times P_{\text{op}} \times 530}}$$

Where:

scfm = desired maximum flow rate in scfm
 sp gr = specific gravity of gas at standard temperature and pressure, referenced to air at standard temperature and pressure (14.7 psia and 70°F)
 T_{op} = absolute temperature, (460 +°F) at operating conditions
 P_{op} = absolute pressure in psia at operating conditions
 scfm air = equivalent flow rate in scfm of air at 14.7 psia and 70°F with stainless steel float

WARNING

These meters must not be operated without the operator protection shield in place. To do so could result in injury to personnel.

Accessories

Metal Scale Plate(s): Graduated metal scale plate mounted adjacent to metering tube.

Alarms: One or two* bi-stable alarm switches, adjustable over entire scale length to give contact closure (or opening) upon rising or falling flow. Available with SPDT or DPDT switch action.

**Note when using two switches, the minimum spacing is on 1" centers (approx. 10% of full scale).*

Surface (Front) Panel Mounting: Nuts, bolts, and lock washers for mounting meter against front of panel by means of mounting holes provided in every meter body.

Flush (Rear) Panel Mounting: Brackets, bezel and hardware for mounting meter behind panel.

Welded Flanges: Upon request, flanges - nipples - end fittings can be supplied as a welded assembly.

Ordering Information

To eliminate any delays in the processing of orders and to insure prompt delivery, please specify:

- Complete Model Number
- Accuracy Desired
- Alarm Settings if applicable
- Operating Conditions
- Fluid Measured
- Maximum Flow Rate and Unit of Flow
- Fluid Density
- Fluid Viscosity
- Allowable Pressure Drop
- Operating and Maximum Temperature
- Operating and Maximum Pressure

Capacity Table (Low Pressure Drop Design)

| Tube Size (Inch) | Maximum Flow | | Tube Number | Float Number (316 sst) | Total ΔP (See Note 1) | V.I.C. (See Note 2) | psia Critical (See Note 3) |
|------------------|-----------------------------|-----------------|----------------|------------------------|-----------------------|---------------------|----------------------------|
| | gpm H ₂ O Equiv. | scfm Air Equiv. | | | | | |
| 1/2 | 0.198 | 0.800 | FP-1/2-17-G-10 | 1/2-GUSVT-410 | 0.53 | 2.2 | 3.6 |
| | 0.238 | 0.982 | FP-1/2-21-G-10 | | 0.53 | | |
| | 0.324 | 1.339 | FP-1/2-27-G-10 | | 0.58 | | |
| | 0.436 | 1.796 | FP-1/2-35-G-10 | | 1.0 | | |
| | 0.825 | 3.40 | FP-1/2-50-G-9 | | 2.0 | | |
| 3/4 | 0.633 | 2.62 | FP-3/4-21-G-10 | 3/4-GUVT-510 | 0.60 | 3.3 | 3.1 |
| | 0.860 | 3.54 | FP-3/4-27-G-10 | | 0.71 | | 1.5 |
| 1 | 1.205 | 4.98 | FP-1-27-G-10 | 1-GUSVT-611 | 1.28 | 4.00 | 1.0 |
| | 1.67 | 6.90 | FP-1-35-G-10 | 1-GUSVT-611 | 1.83 | 4.00 | 0.75 |
| | 2.58 | 10.70 | FP-1-27-G-10 | 1-GUSVT-610 | 5.47 | 8.6 | 4.5 |
| | 3.60 | 14.84 | FP-1-35-G-10 | 1-GUSVT-610 | 7.97 | 8.6 | 3.4 |
| 1½ | 2.45 | 10.30 | FP-1½-21-G-10 | 1½-GUSVT-867 | 0.92 | 6.5 | 1.0 |
| | 3.33 | 13.80 | FP-1½-27-G-10 | 1½-GUSVT-867 | 1.24 | 6.5 | 1.0 |
| | 6.50 | 27.00 | FP-1½-21-G-10 | 1½-GUSVGT-814 | 5.75 | 16.2 | 6.8 |
| | 8.70 | 36.00 | FP-1½-27-G-10 | 1½-GUSVGT-814 | 7.20 | 16.2 | 6.8 |
| 2 | 5.54 | 22.90 | FP-2-27-G-10 | 2-GUSVT-913 | 1.65 | 8.9 | 1.0 |
| | 13.75 | 56.70 | FP-2-27-G-10 | 2-GUSVT-914 | 9.00 | 22.0 | 6.2 |

Note: Standard percent scales are not applicable to low pressure drop floats.

Notes:

1. Pressure drop is total pressure loss across the meter at 100% flow rate in inches of water column.
2. Meter is unaffected by viscosity when the value of $\frac{\text{cps}}{\rho \cdot r}$ (using r = operating density in g/cc and cps = viscosity in centipoises) is less than V.I.C. (viscosity immunity ceiling). V.I.C. is applicable to liquids only; all gas flows fall below Viscosity Immunity Ceiling.
3. Meters are not recommended for gas service where pressure is below minimum shown. A flow throttling valve close coupled to meter outlet is recommended for all gas applications.

CAPACITY TABLE

Bead Guide Meters with USV, SV and NSV Floats

| Tube Size (Inch) | Maximum Flow | | Tube Number | Float Number (316 sst) | Total ΔP (See Note 1) | V.I.C. (See Note 2) | psia Critical (See Note 3) |
|------------------|---------------------------------|---------------------|-----------------|------------------------|-----------------------|---------------------|----------------------------|
| | gpm H ₂ O Equivalent | scfm Air Equivalent | | | | | |
| 1/2" | 0.267 | 1.10 | FP-1/2-17-G-10 | 1/2-GUSVT-40A | 1.2 | 2.9 | 5.5 |
| | 0.328 | 1.35 | FP-1/2-21-G-10 | 1/2-GUSVT-40A | 1.4 | 2.9 | 3.5 |
| | 0.442 | 1.82 | FP-1/2-27-G-10 | 1/2-GUSVT-40A | 2.0 | 2.9 | 2.7 |
| | 0.480 | 1.92 | FP-1/2-17-G-10 | 1/2-GSVT-45A | 3.5 | 5.1 | 17.9 |
| | 0.600 | 2.47 | FP-1/2-21-G-10 | 1/2-GSVT-45A | 4.6 | 5.1 | 11.5 |
| | 0.619 | 2.55 | FP-1/2-35-G-10 | 1/2-GUSVT-40A | 3.1 | 2.9 | 2.0 |
| | 0.670 | 2.76 | FP-1/2-17-G-10 | 1/2-GSVT-44A | 6.4 | 7.1 | 33.4 |
| | 0.690 | 2.85 | FP-1/2-17-G-10 | 1/2-GSVT-48A | 7.3 | 7.6 | 39.0 |
| | 0.810 | 3.35 | FP-1/2-27-G-10 | 1/2-GSVT-45A | 6.8 | 5.1 | 8.4 |
| | 0.830 | 3.42 | FP-1/2-21-G-10 | 1/2-GSVT-44A | 7.7 | 7.1 | 33.8 |
| | 0.880 | 3.62 | FP-1/2-21-G-10 | 1/2-GSVT-48A | 8.0 | 7.6 | 24.6 |
| | 0.885 | 3.65 | FP-1/2-17-G-10 | 1/2-GNSVT-48A | 8.2 | 1.1 | 19.8 |
| | 1.10 | 4.52 | FP-1/2-21-G-10 | 1/2-GNSVT-48A | 9.9 | 1.1 | 20.0 |
| | 1.12 | 4.60 | FP-1/2-27-G-10 | 1/2-GSVT-44A | 12.3 | 7.1 | 16.2 |
| | 1.15 | 4.74 | FP-1/2-35-G-10 | 1/2-GSVT-45A | 8.2 | 5.1 | 8.5 |
| | 1.19 | 4.90 | FP-1/2-27-G-10 | 1/2-GSVT-48A | 13.7 | 7.6 | 18.6 |
| | 1.44 | 5.93 | FP-1/2-27-G-10 | 1/2-GNSVT-48A | 15.8 | 1.1 | 16.5 |
| | 1.56 | 6.43 | FP-1/2-35-G-10 | 1/2-GSVT-44A | 14.8 | 7.1 | 16.5 |
| | 1.66 | 6.85 | FP-1/2-35-G-10 | 1/2-GSVT-48A | 17.2 | 7.6 | 18.8 |
| | 2.00 | 8.24 | FP-1/2-50-G-9 | 1/2-GSVT-45A | 12.0 | 5.1 | 4.0 |
| 2.76 | 11.4 | FP-1/2-50-G-9 | 1/2-GSVT-44A | 31.0 | 7.1 | 7.7 | |
| 2.90 | 12.0 | FP-1/2-50-G-9 | 1/2-GSVT-48A | 35.2 | 7.6 | 8.9 | |
| 3.52 | 14.5 | FP-1/1-50-G-9 | 1/2-GNSVT-48A | 52.0 | 1.1 | 8.8 | |
| 3/4" | 1.96 | 8.1 | FP-3/4-21-G-10 | 3/4-GSVGT-54A | 5.3 | 10.4 | 13.9 |
| | 2.49 | 10.2 | FP-3/4-21-G-10 | 3/4-GNSVGT-54A | 6.8 | 1.6 | 13.9 |
| | 2.66 | 11.0 | FP-3/4-21-G-10 | 3/4-GSVGT-59A | 7.0 | 14.1 | 28.7 |
| | 2.70 | 11.1 | FP-3/4-27-G-10 | 3/4-GSVGT-54A | 7.7 | 10.4 | 9.6 |
| | 3.37 | 13.9 | FP-3/4-21-G-10 | 3/4-GNSVGT-59A | 11.5 | 2.1 | 25.3 |
| | 3.55 | 14.6 | FP-3/4-27-G-10 | 3/4-GNSVGT-54A | 11.5 | 1.6 | 9.6 |
| | 3.67 | 15.1 | FP-3/4-27-G-10 | 3/4-GSVGT-59A | 13.7 | 14.0 | 19.8 |
| | 4.80 | 19.8 | FP-3/4-27-G-10 | 3/4-GNSVGT-59A | 20.5 | 2.1 | 19.8 |
| 1" | 4.25 | 17.5 | FP-1-27-G-10 | 1-GSVGT-64A | 12.9 | 14.8 | 11.5 |
| | 4.82 | 19.9 | FP-1-27-G-10 | 1-GSVGT-68A | 18.7 | 16.9 | 15.6 |
| | 5.63 | 23.2 | FP-1-27-G-10 | 1-GNSVGT-64A | 20.7 | 2.2 | 11.3 |
| | 6.00 | 24.7 | FP-1-35-G-10 | 1-GSVGT-64A | 24.6 | 14.8 | 6.8 |
| | 6.46 | 26.6 | FP-1-27-G-10 | 1-GNSVGT-68A | 32.5 | 2.5 | 15.6 |
| | 6.80 | 28.0 | FP-1-35-G-10 | 1-GSVGT-68A | 37.0 | 16.9 | 8.9 |
| | 7.62 | 31.4 | FP-1-27-G-10 | 1-GNSVGT-69A | 75.0 | 1.5 | 22.2 |
| | 7.84 | 32.4 | FP-1-35-G-10 | 1-GNSVGT-64A | 37.7 | 2.2 | 6.8 |
| | 9.00 | 37.0 | FP-1-35-G-10 | 1-GNSVGT-68A | 62.8 | 2.5 | 8.9 |
| | 9.50 | 39.2 | FP-1-35-G-10 | 1-GSVGT-69A | 65.3 | 8.5 | 13.4 |
| 11.0 | 45.3 | FP-1-35-G-10 | 1-GNSVGT-69A | 112.0 | 1.5 | 13.4 | |
| 1½" | 13.2 | 54.4 | FP-1½ - 27-G-10 | 1½ - GSVGT-87A | 9.5 | 27.6 | 15.4 |
| | 14.6 | 60.0 | FP-1½ - 27-G-10 | 1½ - GSVGT-86A | 13.5 | 31.0 | 22.0 |
| | 17.6 | 72.0 | FP-1½ - 27-G-10 | 1½ - GNSVGT-87A | 12.8 | 4.20 | 15.4 |
| | 18.6 | 76.5 | FP-1½ - 27-G-10 | 1½ - GNSVGT-86A | 15.2 | 4.80 | 22.0 |
| 2" | 24.0 | 99.0 | FP-2-27-G-10 | 2-GSVGT-97A | 24.0 | 26.5 | 16.4 |
| | 30.0 | 123.8 | FP-2-27-G-10 | 2-GSVGT-98A | 34.0 | 18.5 | 21.2 |
| | 32.0 | 132.0 | FP-2-27-G-10 | 2-GNSVGT-97A | 32.0 | 3.0 | 16.4 |
| | 36.1 | 149.0 | FP-2-27-G-10 | 2-GNSVGT-98A | 45.0 | 3.30 | 21.2 |
| | 48.0(5) | - | FP-2-27-G-10 | BL-954 | 70.0 | 2.0 | - |
| | 60.0(5) | - | FP-2-27-G-10 | BL-953 | 95.0 | 2.0 | - |
| | 68.0(5) | - | FP-2-27-G-10 | BL-950 | 110.0 | 2.0 | - |
| | 90(5) | - | FP-2-27-G-10 | BL-951 | 192.7 | 1.0 | - |

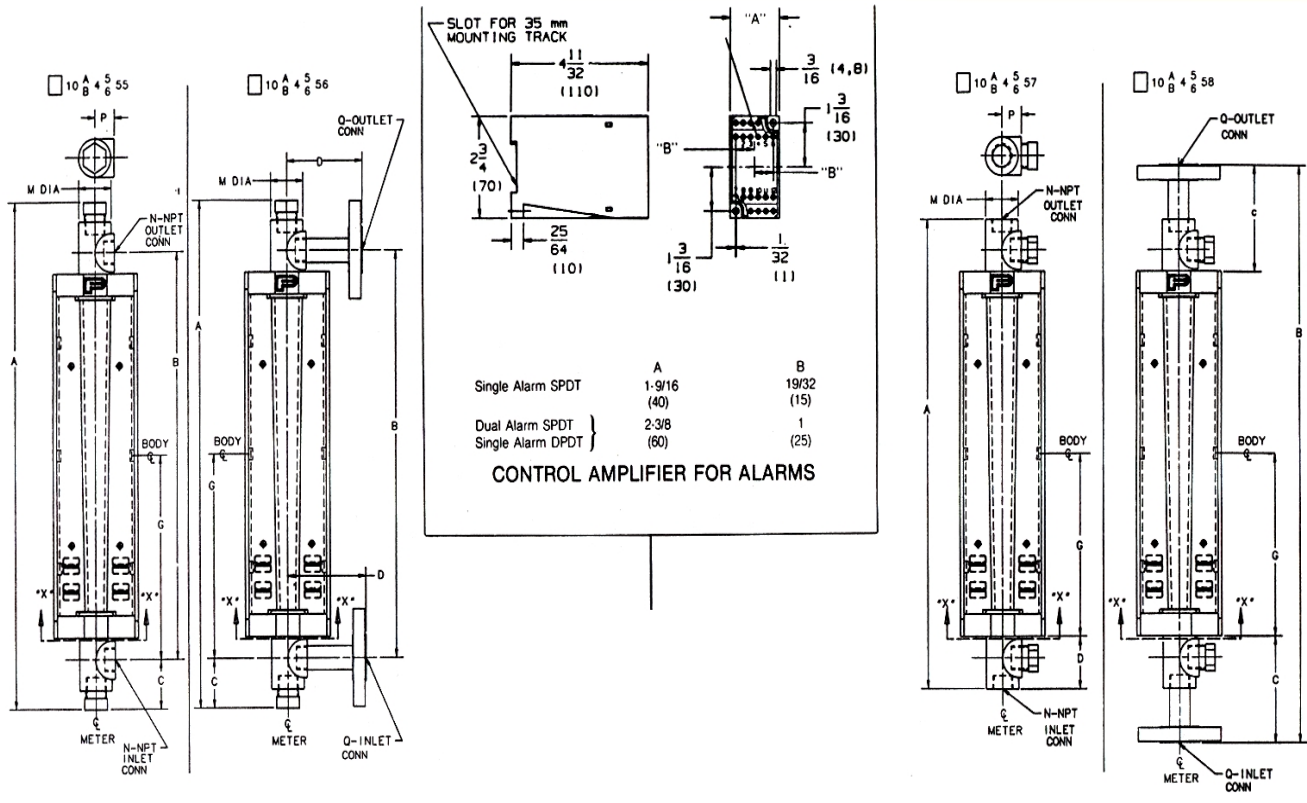
- Note: 1. Pressure drop is total pressure loss across the meter at 100% flow rate in inches of water column.
2. Meter is unaffected by viscosity when the value of $\frac{\text{cps}}{\rho r}$ using r = operating density in g/cc and cps = viscosity in centipoises) is less than V.I.C. (viscosity immunity ceiling). V.I.C. is applicable to liquids only; all gas flows fall below Viscosity Immunity Ceiling.
3. Meters are not recommended for gas service where pressure is below minimum shown. For such applications use low pressure drop capacity table. A flow throttling valve close coupled to meter outlet is recommended for all gas applications.
4. Unless other shown, Range is equal to or greater than 12.5:1
5. Short Range Floats; BL-954 is 8:1; BL-953 is 3.5:1; BL-950 & BL-951 are 3:1.

CAPACITY TABLE

| Tube Size (Inch) | Maximum Flow | | Tube Number | Float Number (316 sst) | Total ΔP (See Note 1) | V.I.C. (See Note 2) | psia Critical (See Note 3) | Range (See Note 4) |
|------------------|------------------------|----------------|-------------------|------------------------|-----------------------|---------------------|----------------------------|--------------------|
| | gpm Liquid sp. gr. 1.0 | scfm Air @ STP | | | | | | |
| 1/2" | 0.670 | 2.76 | FP-1/2-17-G-10 | 1/2-GSVTA-44 | 6.4 | 7.1 | 33.4 | |
| | 0.690 | 2.85 | FP-1/2-17-G-10 | 1/2-GSVTA-48 | 7.3 | 7.6 | 39.0 | 11.1:1 |
| | 0.830 | 3.42 | FP-1/2-21-G-10 | 1/2-GSVTA-44 | 7.7 | 7.1 | 33.8 | |
| | 0.880 | 3.62 | FP-1/2-21-G-10 | 1/2-GSVTA-48 | 8.0 | 7.6 | 24.6 | |
| | 0.885 | 3.65 | FP-1/2-17-G-10 | 1/2-GNSVTA-48 | 8.2 | 1.1 | 19.8 | 11.1:1 |
| | 1.03 | 4.24 | FP-1/2-21-G-10 | 1/2-GNSVTA-44 | 8.9 | 1.1 | 33.4 | |
| | 1.10 | 4.52 | FP-1/2-21-G-10 | 1/2-GNSVTA-48 | 9.9 | 1.1 | 20.0 | |
| | 1.12 | 4.60 | FP-1/2-27-G-10 | 1/2-GSVTA-44 | 12.3 | 7.1 | 16.2 | |
| | 1.19 | 4.90 | FP-1/2-27-G-10 | 1/2-GSVTA-48 | 13.7 | 7.6 | 18.6 | |
| | 1.44 | 5.93 | FP-1/2-27-G-10 | 1/2-GNSVTA-48 | 15.8 | 1.1 | 16.5 | |
| | 1.56 | 6.43 | FP-1/2-35-G-10 | 1/2-GSVTA-44 | 14.8 | 7.1 | 16.5 | |
| | 1.66 | 6.85 | FP-1/2-35-G-10 | 1/2-GSVTA-48 | 17.2 | 7.6 | 18.8 | |
| | 1.84 | 7.60 | FP-1/2-27-G-10 | 1/2-GNSVTA-43 | 18.5 | 1.3 | 27.5 | 7.1:1 |
| | 2.00 | 8.24 | FP-1/2-35-G-10 | 1/2-GNSVTA-48 | 19.0 | 1.1 | 8.8 | |
| | 2.43 | 10.0 | FP-1/2-35-G-10 | 1/2-GNSVTA-43 | 30.0 | 1.3 | 22.7 | 7.1:1 |
| 2.76 | 11.4 | FP-1/2-50-G-9 | 1/2-GSVTA-44 | 31.0 | 7.0 | 7.7 | | |
| 2.90 | 12.0 | FP-1/2-50-G-9 | 1/2-GSVTA-48 | 35.2 | 7.6 | 8.9 | | |
| 3.52 | 14.5 | FP-1/2-50-G-9 | 1/2-GNSVTA-48 | 52.0 | 1.1 | 8.8 | | |
| 4.00 | 16.0 | FP-1/2-50-G-9 | 1/2-GNSVTA-43 | 72.0 | 1.3 | 12.3 | 10.0:1 | |
| 3/4" | 1.96 | 8.1 | FP-3/4-21-G-10 | 3/4-GSVTA-54 | 5.3 | 10.4 | 13.9 | |
| | 2.49 | 10.2 | FP-3/4-21-G-10 | 3/4-GNSVTA-54 | 6.8 | 1.6 | 13.9 | |
| | 2.70 | 11.1 | FP-3/4-27-G-10 | 3/4-GSVTA-54 | 7.7 | 10.4 | 9.6 | |
| | 3.15 | 13.0 | FP-3/4-21-G-10 | 3/4-GSVTA-53 | 11.0 | 16.6 | 36.0 | 4.8:1 |
| | 3.55 | 14.6 | FP-3/4-27-G-10 | 3/4-GNSVTA-54 | 11.5 | 1.6 | 9.6 | |
| | 3.85 | 15.8 | FP-3/4-27-G-10 | 3/4-GSVTA-56 | 12.0 | 14.9 | 19.8 | 7.7:1 |
| | 4.35 | 18.0 | FP-3/4-27-G-10 | 3/4-GSVTA-53 | 13.0 | 16.8 | 25.0 | 5.3:1 |
| | 5.05 | 20.8 | FP-3/4-27-G-10 | 3/4-GNSVTA-56 | 14.0 | 2.2 | 19.8 | 7.7:1 |
| 5.70 | 23.6 | FP-3/4-27-G-10 | 3/4-GNSVTA-53 | 16.0 | 2.5 | 25.0 | 5.3:1 | |
| 1" | 4.25 | 17.5 | FP-1-27-G-10 | 1-GSVTA-64 | 12.9 | 14.8 | 11.5 | |
| | 4.82 | 19.8 | FP-1-27-G-10 | 1-GSVTA-65 | 15.0 | 16.9 | 14.8 | 8.3:1 |
| | 5.63 | 23.2 | FP-1-27-G-10 | 1-GNSVTA-64 | 20.7 | 2.2 | 11.3 | |
| | 6.00 | 24.7 | FP-1-35-G-10 | 1-GSVTA-64 | 24.6 | 14.8 | 6.8 | |
| | 6.75 | 27.9 | FP-1-35-G-10 | 1-GSVTA-65 | 27.0 | 16.9 | 8.9 | 10:1 |
| | 7.84 | 32.4 | FP-1-35-G-10 | 1-GNSVTA-64 | 37.7 | 2.2 | 6.8 | |
| | 8.46 | 35.1 | FP-1-35-G-10 | 1-GSVTA-63 | 45.0 | 20.8 | 13.9 | 4.3:1 |
| | 9.0 | 36.9 | FP-1-35-G-10 | 1-GNSVTA-65 | 62.8 | 2.5 | 8.9 | |
| | 9.9 | 40.6 | FP-1-35-G-10 | 1-GSVTA-66 | 75.0 | 8.5 | 13.4 | 9.1:1 |
| 10.8 | 44.5 | FP-1-35-G-10 | 1-GNSVTA-66 | 112 | 1.5 | 14.5 | 9.1:1 | |
| 11.1 | 45.7 | FP-1-35-G-10 | 1-GNSVTA-63 | 120 | 2.9 | 13.1 | 4.3:1 | |
| 1 1/2" | 13.4 | 55.0 | FP-1 1/2 -27-G-10 | 1 1/2 - GSVTA-84 | 10.0 | 27.6 | 15.4 | |
| | 15.4 | 63.5 | FP-1 1/2 -27-G-10 | 1 1/2 - GSVTA-85 | 14.0 | 32.0 | 20.3 | 6.2:1 |
| | 16.0 | 66.0 | FP-1 1/2 -27-G-10 | 1 1/2 - GSVTA-83 | 16.0 | 33.0 | 22.0 | 5.3:1 |
| | 17.6 | 72.0 | FP-1 1/2 -27-G-10 | 1 1/2 - GNSVTA-84 | 15.0 | 4.2 | 15.4 | |
| | 20.4 | 84.0 | FP-1 1/2 -27-G-10 | 1 1/2 - GNSVTA-85 | 18.0 | 5.0 | 20.3 | 6.2:1 |
| | 21.2 | 87.0 | FP-1 1/2 -27-G-10 | 1 1/2 - GNSVTA-83 | 20.0 | 4.9 | 22.0 | 5.3:1 |
| 2" | 23.9 | 99.0 | FP-2-27-G-10 | 2-GSVTA-94 | 24.0 | 40.5 | 16.4 | 6.7:1 |
| | 27.9 | 115.2 | FP-2-27-G-10 | 2-GSVTA-93 | 30.0 | 49.0 | 24.0 | 3.6:1 |
| | 31.5 | 129.8 | FP-2-27-G-10 | 2-GNSVTA-94 | 32.0 | 6.1 | 17.4 | 6.7:1 |
| | 36.9 | 152.1 | FP-2-27-G-10 | 2-GNSVTA-96 | 47.0 | 7.6 | 21.2 | 7.1:1 |
| | 38.2 | 156.6 | FP-2-27-G-10 | 2-GNSVTA-93 | 50.0 | 7.3 | 24.0 | 3.6:1 |

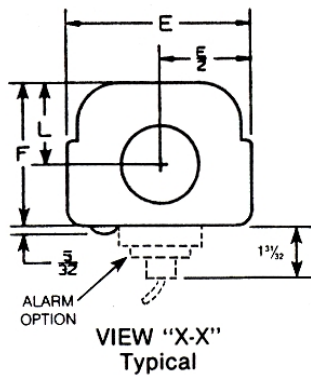
- Note: 1. Pressure drop is total pressure loss across the meter at 100% flow rate in inches of water column.
 2. Meter is unaffected by viscosity when the value of $\frac{cps}{\rho r}$ using r = operating density in g/cc and cps = viscosity in centipoises) is less than V.I.C. (viscosity immunity ceiling). V.I.C. is applicable to liquids only; all gas flows fall below Viscosity Immunity Ceiling.
 3. Meters are not recommended for gas service where pressure is below minimum shown. For such applications use low pressure drop capacity table. A flow throttling valve close coupled to meter outlet is recommended for all gas applications.
 4. Unless other shown, Range is equal to or greater than 12.5:1
 5. Short Range Floats; BL-954 is 8:1; BL-953 is 3.5:1; BL-950 & BI-951 are 3:1.

Dimension Drawings



| Meter Tube Size | 1/2 | | 3/4 to 1 | | 1-1/2 to 2 | |
|-----------------|---------|-----|----------|-----|------------|-----|
| | Inch | mm | Inch | mm | Inch | mm |
| Dim. A | 19-5/16 | 490 | 21-3/16 | 538 | 26-7/15 | 671 |
| B | 16-1/2 | 419 | 17-1/2 | 445 | 20-1/2 | 521 |
| C | 1-13/32 | 37 | 1-27/32 | 47 | 2-31/32 | 75 |
| D | 3-1/2 | 89 | 4 | 103 | 5 | 127 |
| E | 3-3/8 | 86 | 4-3/8 | 111 | 5-11/16 | 144 |
| F | 2-5/8 | 67 | 3-27/64 | 87 | 4-7/8 | 124 |
| G | 8-1/4 | 210 | 8-3/4 | 222 | 10-1/4 | 260 |
| L | 1-1/2 | 38 | 1-59/64 | 49 | 2-5/8 | 67 |
| M | 1-1/4 | 32 | 1-1/2 | 38 | 2-1/2 | 64 |
| N | 1/2 | 13 | 3/4 | 19 | 1-1/2 | 38 |
| P | 3/4 | 19 | 1-1/8 | 29 | 1-7/8 | 48 |
| Q | 1/2 | 13 | 1 | 25 | 1-1/2 | 38 |

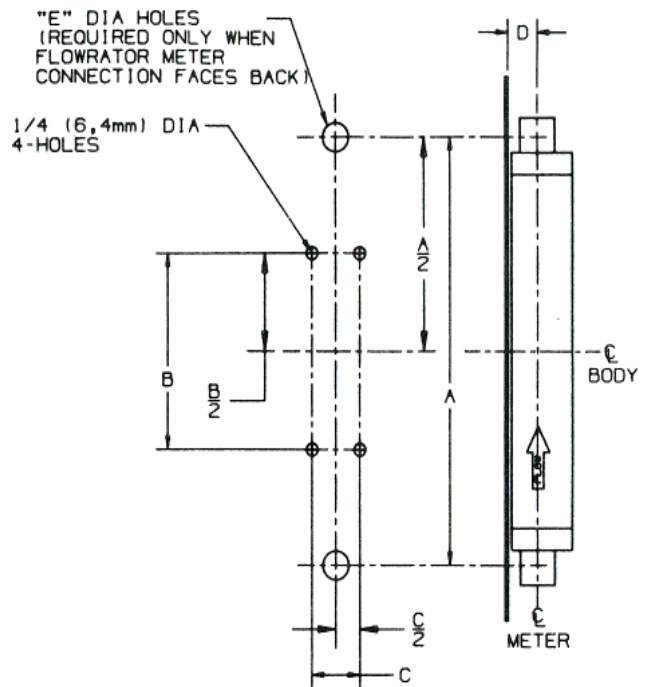
| Meter Tube Size | 1/2 | | 3/4 to 1 | | 1-1/2 to 2 | |
|-----------------|---------|-----|----------|-----|------------|-----|
| | Inch | mm | Inch | mm | Inch | mm |
| Dim. A | 18-9/16 | 471 | 20 | 508 | 24-5/16 | 618 |
| B | 20-5/8 | 524 | 22-1/8 | 562 | 27-11/16 | 703 |
| C | 2-21/32 | 68 | 3-5/32 | 80 | 5-7/32 | 133 |
| D | 1-5/8 | 41 | 2-3/32 | 53 | 3-17/32 | 90 |
| E | 3-3/8 | 86 | 4-3/8 | 111 | 5-11/16 | 144 |
| F | 2-5/8 | 67 | 3-27/64 | 87 | 4-7/8 | 124 |
| G | 7-21/32 | 194 | 7-29/32 | 201 | 8-5/8 | 219 |
| L | 1-1/2 | 38 | 1-59/64 | 49 | 2-5/8 | 67 |
| M | 1-1/4 | 32 | 1-1/2 | 38 | 2-1/2 | 64 |
| N | 1/2 | 13 | 3/4 | 19 | 1-1/2 | 38 |
| P | 3/4 | 19 | 1-1/8 | 29 | 1-7/8 | 48 |
| Q | 1/2 | 13 | 1 | 25 | 1-1/2 | 38 |



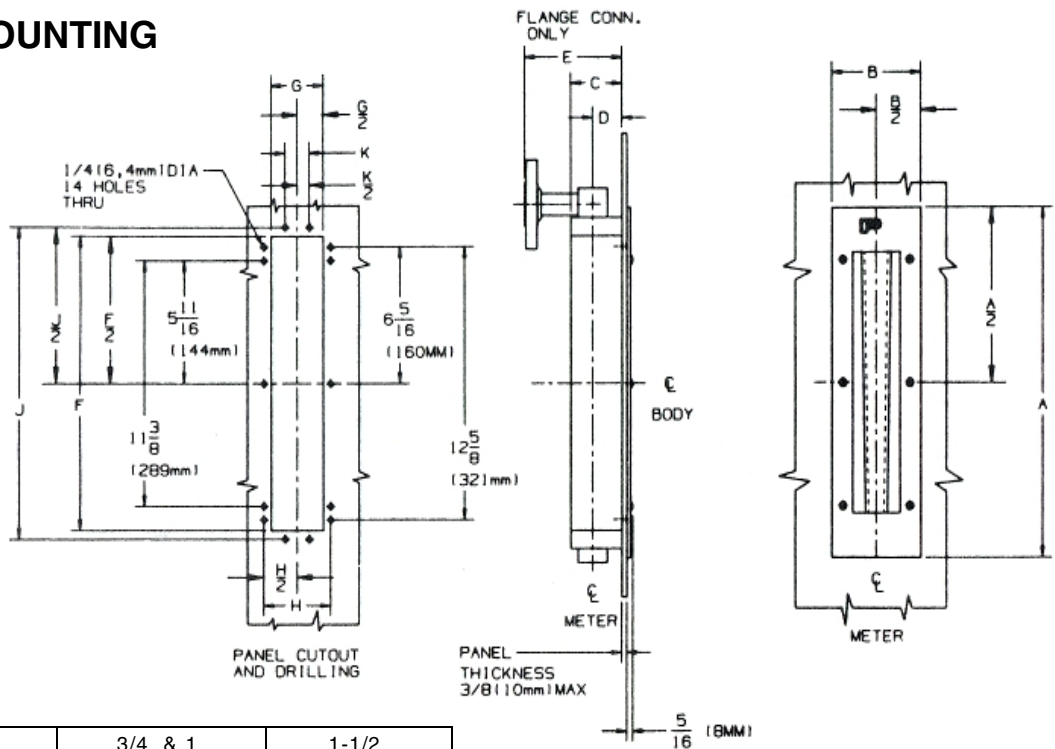
FRONT PANEL MOUNTING

FRONT PANEL MOUNTING 10A4500 / 4500 SERVICES

Note: Front Panel Mounting Not Available with Alarms



REAR PANEL MOUNTING



| Conn. Size | 1/2 | | 3/4 & 1 | | 1-1/2 | |
|--------------|---------|-----|----------|-----|---------|-----|
| Scale Length | 10 | | 10 | | 10 | |
| Dim. | Inch | mm | Inch | mm | Inch | mm |
| A | 16-3/16 | 411 | 16-3/16 | 411 | 17-3/4 | 451 |
| B | 4-9/16 | 116 | 5-1/4 | 133 | 6-1/8 | 156 |
| C | 2-5/8 | 67 | 3-7/16 | 87 | 4-7/8 | 124 |
| D | 1-1/2 | 38 | 1-15/16 | 49 | 2-5/8 | 67 |
| E | 5 | 127 | 5-15/16 | 151 | 7-5/8 | 200 |
| F | 13-5/8 | 346 | 13-7/8 | 352 | 15-5/16 | 389 |
| G | 2-11/16 | 68 | 3-3/8 | 86 | 4-1/4 | 108 |
| H | 3-7/16 | 87 | 4-1/8 | 105 | 5 | 127 |
| J | 14-7/16 | 367 | 14-13/16 | 376 | 16-1/4 | 413 |
| K | 1-1/4 | 32 | 1-11/16 | 43 | 2-3/8 | 60 |

MODEL NUMBER DESIGNATION

Variable Area Flowmeters

10A4

| | | | | | | | | | |
|--|----|--|--|--|--|---|--|---|---|
| Pressure Seals | | | | | | | | | |
| O-ring Pressure Seals | 55 | | | | | | | | |
| Packing Gland Type Pressure Seals | 65 | | | | | | | | |
| Connection Designation | | | | | | | | | |
| Horizontal Threaded | 5 | | | | | | | | |
| Horizontal Flanged | 6 | | | | | | | | |
| Vertical Threaded | 7 | | | | | | | | |
| Vertical Flanged | 8 | | | | | | | | |
| Scales | | | | | | | | | |
| Percent on Tube | | | | | | X | | | |
| Direct Reading on Tube | | | | | | Y | | | |
| Direct Reading Metal Scale and Percent on Tube | | | | | | E | | | |
| Percent on Metal Scale | | | | | | P | | | |
| Direct Reading Metal Scale | | | | | | S | | | |
| Dual Direct Reading Metal Scales | | | | | | D | | | |
| Panel Mounting | | | | | | | | | |
| Line Mounted | | | | | | X | | | |
| Front Panel Mounted | | | | | | Y | | | |
| Rear (Flush) Panel Mounted | | | | | | Z | | | |
| Design Level | | | | | | | | B | |
| Sizes (inches) | | | | | | | | | |
| Conn. Size Tube Size | | | | | | | | | |
| 1/2 1/2 | | | | | | | | H | |
| 3/4 (NPT) 3/4 | | | | | | | | J | |
| 3/4 (NPT) 1 | | | | | | | | K | |
| 1 (Flgd) 3/4 | | | | | | | | L | |
| 1 (Flgd) 1 | | | | | | | | M | |
| 1-1/2 1-1/2 | | | | | | | | N | |
| 1-1/2 2 | | | | | | | | P | |
| Fitting Material | | | | | | | | | |
| Brass/Bronze | | | | | | | | B | |
| 316 Stainless Steel | | | | | | | | C | |
| Seal Material | | | | | | | | | |
| Packaging Gland Design - Neoprene | | | | | | | | E | |
| Packaging Gland Design - Teflon | | | | | | | | D | |
| O-ring Design - Buna-N | | | | | | | | F | |
| O-ring Design - Viton | | | | | | | | H | |
| O-ring Design EPR | | | | | | | | J | |
| Connection Type | | | | | | | | | |
| NPT | | | | | | | | B | |
| Flat Face Flange Class 125 (Brass/Bronze only) | | | | | | | | C | |
| R.F. Flange Class 150 (316 sst only) | | | | | | | | D | |
| Alarms | | | | | | | | | |
| Not Required | | | | | | | | | X |
| Low Alarm (SPDT) | | | | | | | | | C |
| High Alarm (SPDT) | | | | | | | | | B |
| High & Low Alarm (SPDT) | | | | | | | | | D |
| Low Alarm (DPDT) | | | | | | | | | F |
| High Alarm (DPDT) | | | | | | | | | E |
| High & Low Alarm (DPDT) | | | | | | | | | G |
| High & High Alarm (SPDT) | | | | | | | | | H |
| Low & Low Alarm (SPDT) | | | | | | | | | J |
| High & High Alarm (DPDT) | | | | | | | | | K |
| Low & Low Alarm (DPDT) | | | | | | | | | L |



ABB Automation Inc.
125 East County Line Road
Warminster, PA 18974 USA
Tel: 215-674-6000
Fax: 215-674-7183

ABB Instrumentation Ltd
Howard Road, St. Neots
Cambs, England, PE19 3EU
Tel: +44 (0)1480-475-321
Fax: +44 (0)1480-217-948

ABB Instrumentation S.p.A
Via Sempione 243
20016 Pero (Milano) Italy
Tel: +39 (02) 33928 1
Fax: +39 (02) 33928 240

The Company's policy is one of continuous product improvement and the right is reserved to modify the information contained herein without notice.

© 2000 ABB Automation Inc. Printed in USA (6/00)



Swirlmeter
SWIRL-ST,
10ST1000/10SR1000

ATEX 100a licence



Swirlmeter - SWIRL-ST/SR

Converter

1. Technical data 10ST1000/ 10SR1000

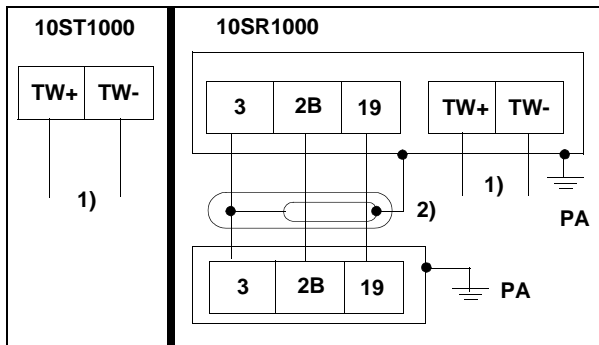
EG-Design Test Certificate TÜV 97 ATEX 1160

Symbol:  II 2G EEx ib IIC T4

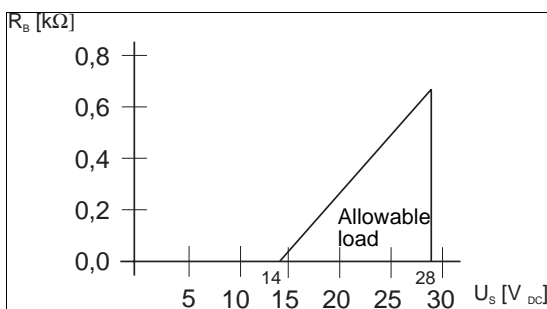
Ambient temperature Standard:
-55 °C up to +60 °C

Temperature of medium:
-20 °C up to +280 (down to -55 °C upon request)
For fluid temperatures > +150 °C the connection box is to be mounted on the side or below the pipeline.

Interconnection diagram



1.) Terminals TW+/TW- Supply Voltage or Supply current circuit



U_S = Supply voltage

R_B = Max. permissible load in supply current circuit
e.g. indicator, printer or power resistor

Safety Specifications

Valid range from -55 °C up to +60 °C.

Ignition class intrinsically safe design EEx ib IIC

U_i = 28 V
 I_i = 110 mA
 P_i = 770 mW

Linear curve

The effective inner capacity and inductivity can be ignored.

Communication, HART®-Protocol

Impuls from TW+/TW-.

For additional technical information see Instruction Manual D184B008U08.

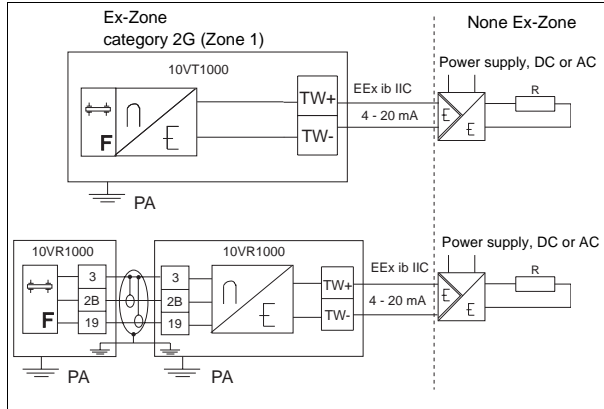
2.) Terminals 3/2B/19 Sensor current circuit

Interconnection cable between the flowmeter primary and converter. Cable length ≤ 10 m.
Part-Nr. Ex: D173B016U09

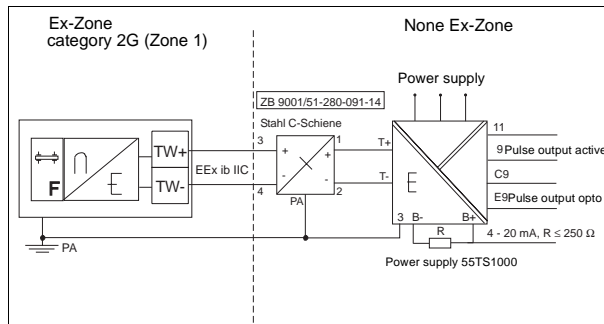
Swirlmeter - SWIRL-ST/SR Converter

1.1 Electric Terminal Connection of 10ST1000/ 10SR1000

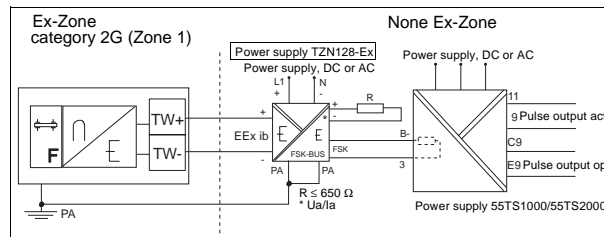
Examples



Plan with power supply 55TS1000 current output/scaled pulse output



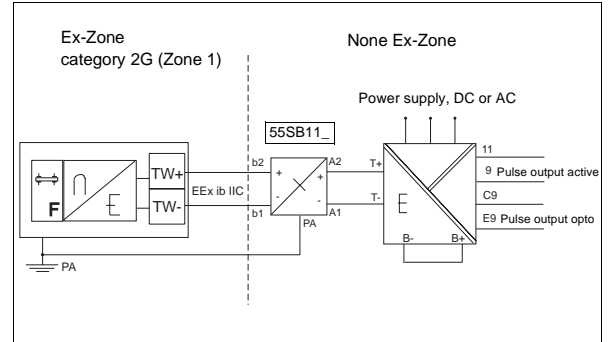
Plan with power supply and 55TS1000/55TS2000 current output/scaled pulse output



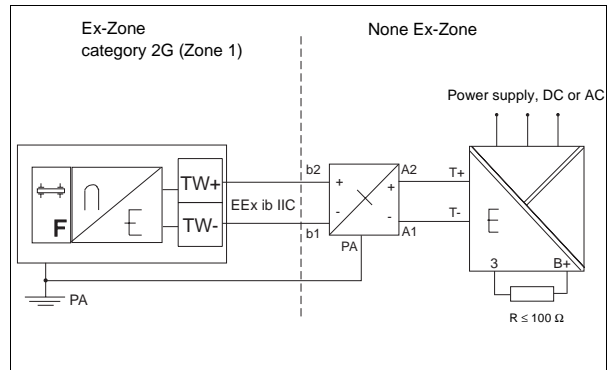
Power supply of different manufacturers

| | |
|----------------------|------------------|
| Contrans V17151-62 | Hartmann & Braun |
| TZN 128-Ex | Hartmann & Braun |
| KFD2-STC1-Ex1 | Pepperl & Fuchs |
| CS3/420 | ABB Digtible |
| MTL 3046B | MTL |

Plan with power supply 55TS1000/55TS2000 scaled pulse output



Plan with power supply 55TS1000/55TS2000 current output



Interconnection diagram Zener barrier:

Terminal box or 19" -card, design F, DIN 41612 PA pre-aligning

| Interconnection Diagram | Module | A1 | A2 | b1 | b2 | PA |
|--|--------------|----|-----|-----|-----|-----|
| Zener barriere Order-Nr.: 55SB111_ | Terminal box | 21 | 11 | 23 | 13 | PA |
| 19"-card with 1 module Order-Nr.: 55SB112A1 Module A | A | d4 | z14 | z28 | z22 | d16 |
| 19"-card with 2 modules. Order-Nr.: 55SB113A1 Module A + B | B | d2 | z12 | d26 | d22 | z16 |
| 19"-card with 3 modules. Order-Nr.: 55SB114A1 Module A - C | C | z2 | d12 | d30 | z20 | d18 |
| 19"-card with 4 modules. Order-Nr.: 55SB115A1 Module A - D | D | z4 | d14 | z32 | d20 | z18 |

Swirlmeter - SWIRL-ST/SR

2. Converter Start-Up

2.1 Sensor Connections

The Piezo sensor is connected to terminals 19, 1B and 2B on the analog board. The connections are made as follows:

- 19 = red (signal)
- 1B = blue (common)
- 2B = yellow (compensation)

2.2 Pre-amplifier Settings

The matching of the input circuit (pre-amplifier) to the fluid being metered and to the meter size is made using the switches on the analog board.

The switch settings are usually set at the factory according to the ordering information. If all the necessary information was not available or if changes have occurred, the switches are to be set in accordance with the specifications in the table of settings (lower portion of Fig. 1).

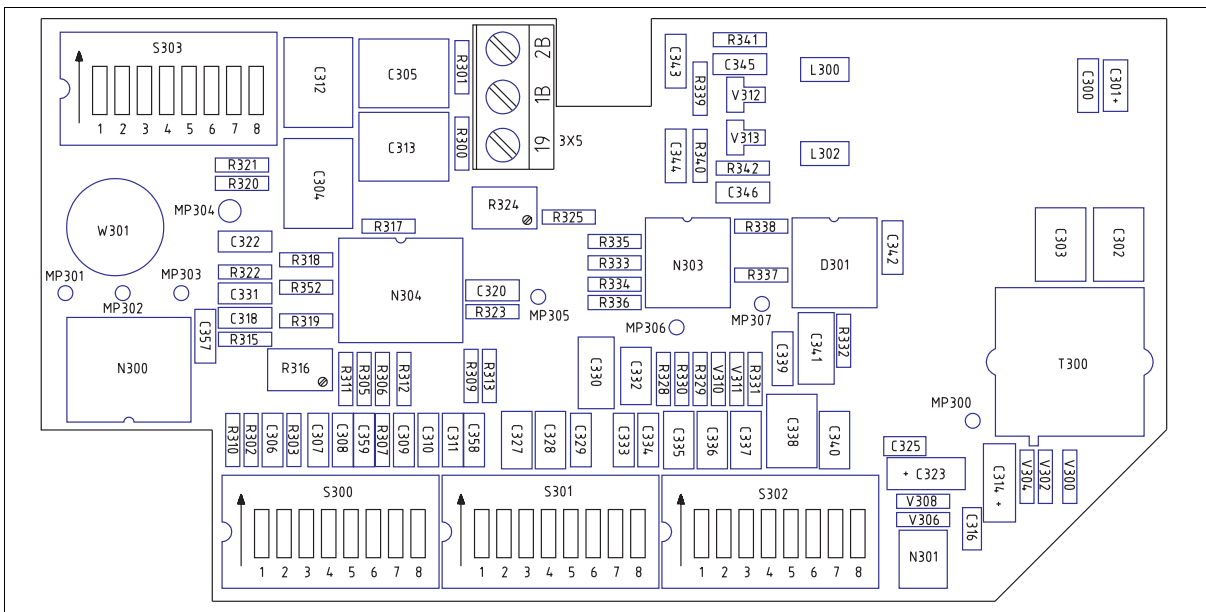


Fig. 1 Analog Board 10ST1000

| Size DIN/ ANSI | Gas | | | | Liquid | | | |
|----------------------|---------------|--------------|------|------|----------|----------|----------|------------|
| | S300 | S301 | S302 | S303 | S300 | S301 | S302 | S303 |
| DN 15 | 1, 2, 5, 6, 7 | 2, 4, 8 | | 5, 6 | 5 | 2, 3, 7 | 4, 8 | 1, 2, 5, 6 |
| DN 20 | 1, 2, 5, 6, 7 | 2, 4 | 1 | 5, 6 | 5 | 2, 3, 7 | 4, 8 | 1, 2, 5, 6 |
| DN 25 | 1, 2, 5, 6, 7 | 2, 4 | 1 | 5, 6 | 5 | 2, 3, 7 | 4, 8 | 1, 2, 5, 6 |
| DN 32 | 1, 2, 5, 6, 7 | 2, 4 | 1 | 5, 6 | 5 | 2, 3, 7 | 5, 8 | 1, 2, 5, 6 |
| DN 40 | 1, 2, 5, 6, 7 | 2, 4, 8 | | 5, 6 | 5 | 2, 3, 7 | 4, 8 | 1, 2, 5, 6 |
| DN 50 | 1, 2, 6, 5, 7 | 2, 4 | 1 | 5, 6 | 5 | 2, 3, 7 | 5, 8 | 1, 2, 5, 6 |
| DN 80 | 1 - 8 | 1, 2, 4-6, 8 | 2 | 5, 6 | 3 - 5, 8 | 1 - 3, 7 | 4, 5, 8 | 1, 2, 5, 6 |
| DN 100 | 1 - 8 | 1, 2, 4-6, 8 | 2 | 5, 6 | 3 - 5, 8 | 1 - 7 | 6, 8 | 1, 2, 5, 6 |
| DN 150 | 3, 8 | 3, 6 | 3 | 5, 6 | 3 - 5, 8 | 1 - 7 | 1 - 6, 8 | 1, 2, 5, 6 |
| DN 200 | 4 | 1, 3, 6 | 3 | 5, 6 | 3 - 5, 8 | 1 - 8 | 1 - 6, 8 | 1, 2, 5, 6 |
| DN 300 | 4 | 1, 3, 6 | 3 | 5, 6 | 3 - 5, 8 | 1 - 8 | 1 - 6, 8 | 1, 2, 5, 6 |
| DN 400 | 4 | 1, 3, 6 | 3 | 5, 6 | 3 - 5, 8 | 1 - 8 | 1 - 6, 8 | 1, 2, 5, 6 |

3. Certificate of Compliance

EG-Konformitätserklärung
EC-Certificate of Compliance

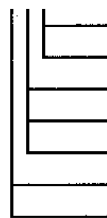


Hiermit bestätigen wir die Übereinstimmung der
Herewith we confirm that our

Vortex- und Drall-Durchflußmesser
Vortex and Swirl Flowmeter

Modell 10*...**

Model



- 1 ⇒ ein Sensor / *one sensor*
- 2 ⇒ zwei Sensoren / *two sensors*
- T ⇒ Kompakt-Ausführung / *compact design*
- R ⇒ Remote-Ausführung / *remote design*
- M ⇒ Getrennt-Ausführung / *external design*
- V ⇒ Vortex / *Vortex*
- S ⇒ Drall / *Swirl*

mit der Richtlinie 94/9/EG der Europäischen Gemeinschaft.
is in compliance with the council directive 94/9/EEC of the European Community.

Die Vortex- und Drall-Durchflußmesser dienen zur Messung des Durchflusses von Gasen, Dämpfen und Flüssigkeiten.
The Vortex and Swirl Flowmeter serves for the measurement of gases, steam and fluids.

EG-Baumusterprüfbescheinigung: TÜV 97 ATEX 1160
EC-Type Examination Certificate:

Benannte Stelle: TÜV Hannover/Sachsen-Anhalt e.V., Kennnummer 0032
Notified Body:

Geräte-Kennzeichnung:  II 2G EEx ib IIC T4
Apparatus code:

Umgebungstemperatur: -55°C bis +60°C
Ambient temperature:

Sicherheitstechnische Daten: siehe EG-Baumusterprüfbescheinigung TÜV 97 ATEX 1160
Safety values:

Angewandte Normen: EN 50 014: 1994-03
Standards: EN 50 020: 1996-04

Göttingen, 10 März 1997


Unterschrift / *Signature*

