

BOMBEO REMOTO NEUMATICO CON AEROBOMBAS

Alvaro Pinilla, Ph.D., M.Sc. , Luis Romero
Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de los Andes,
Apartado Aéreo 4976, Bogotá, Colombia

RESUMEN

El problema de bombeo de agua en lugares montañosos y zonas de ladera, en muchos casos, limita la posibilidad de utilizar la energía eólica para tal propósito. El uso de sistemas de bombeo directo con molinos de viento convencionales en estas regiones, implica que estos deben localizarse en los puntos más bajos de la topografía, en donde se encuentra la fuente de agua (v.gr.- río, canal de riego, etc) y la intensidad del viento no es adecuada. En contraste, los sitios con mayor intensidad de viento se encuentran en las colinas, distanciados de la fuente de agua y de árboles. Las ventajas de emplazar el molino de viento en una colina son varias, a decir: la colina actúa como una torre natural, exponiendo el rotor a una corriente de viento más rápida; la colina generalmente acelera el flujo de aire incrementándose la velocidad local del viento y por último, el viento es menos turbulento, reduciéndose así las cargas dinámicas en las componentes del equipo. Por estas razones, el grupo de Energía Eólica (FIVA) de UNIANDES explora diversas posibilidades de realizar bombeo remoto por transmisión. Se están estudiando tres diferentes alternativas para ser comparadas técnicamente, las cuales son: transmisión neumática, transmisión hidráulica y transmisión eléctrica. El presente artículo describe las labores de investigación para implementar un sistema de transmisión neumática adaptable a las condiciones técnicas de molinos de viento comerciales colombianos para el bombeo de agua. Vale la pena mencionar que este proyecto es financiado por el Instituto Colombiano para el Desarrollo de la Ciencia y la Tecnología - COLCIENCIAS.

ANTECEDENTES

En diversas regiones del país, es común el uso de sistemas de bombeo con compresores energizados por equipos diesel o eléctricos. La bomba que se utiliza en estos casos, es del tipo Ascenso de Aire (Air lift) donde se requiere de un pozo profundo y un nivel de sumergencia de aproximadamente el doble de la cabeza de bombeo para operar adecuadamente. Esta condición imposibilita su uso en bombeo desde ríos o fuentes de agua superficial.

Otras alternativas al sistema neumático de aerobombeo, son el bombeo hidráulico y eléctrico. Dentro del contexto global del proyecto de investigación, estas dos alternativas se

están estudiando. El sistema hidráulico de aerobombeo consiste de (Carrasquilla, 1993): un cilindro maestro del tipo reciprocante, la tubería de conducción conteniendo el fluido de trabajo, un elemento almacenador de energía (resorte), el cilindro esclavo y la bomba reciprocante de acción simple. Esta configuración ha sido probada con relativo éxito por Simon Batchelor de la Universidad de Reading (Inglaterra) con dos instalaciones en Kenya. El sistema eléctrico que se está estudiando, consiste de un aerogenerador pequeño de 2.5 m. de diámetro de rotor, con tres paletas y conectado a un generador de imanes permanentes a través de una caja de velocidades de 1:4. (Boada, 1993). El sistema esta diseñado de forma tal, que tenga doble propósito de uso, carga de baterías para uso eléctrico y/o conectado a una pequeña bomba eléctrica comercial, comunmente utilizada para trasiego de botes. (Vasquez, 1993). En la actualidad todas las tres alternativas se están evaluando, para identificar las bondades, dificultades y limites de utilización de cada opción de aerobombeo remoto.

SELECCION DE COMPONENTES DEL SISTEMA NEUMATICO

El compresor: Para esta aplicación específica, es deseable contar con un compresor de baja velocidad y mediana carga de presión para que puede ser acoplado, en lo posible, directamente a un molino de viento. En estas circunstancias, el compresor más adecuado es un compresor de desplazamiento positivo del tipo reciprocante.

Parámetros de Diseño: Los principales parámetros que se tuvieron en cuenta son:

- Se dispone de una velocidad de giro en el eje del molino de viento, entre 120 y 180 RPM aproximadamente. Si se requiere de una mayor velocidad de giro se tendrá que utilizar una caja de aumento de velocidades, lo cual no es siempre deseable.
- Se diseña el sistema de forma tal que la relación de compresión sea de 5 aprox (se toma la presión barométrica a la altura de Santafe de Bogotá, 2640 m.s.n.m).
- Se dimensiona el sistema para una potencia disponible de alrededor de 200 wattios, lo cual es alcanzable en la Estación de Pruebas de UNIANDES, con un equipo eólico de aprox. 3 metros de diámetro.

Dimensiones del Compresor: Para las condiciones expuestas previamente se encontró en el mercado, un compresor para los frenos de aire de un bus marca Midland. Este equipo tiene las siguientes características, a saber:

Numero de Cilindros: 2

Diámetro de los cilindros: 50.8 mm (2")

Carrera: 42 mm

Configuración de acción simple

Para la condición de diseño se encuentra que el compresor estará en capacidad de entregar alrededor de 30 lts/min de caudal de aire libre.

Válvula: La figura No 1 ilustra esquemáticamente la disposición de la válvula y cilindro actuador, este último se describe en párrafos siguientes. La válvula más adecuada para emplear, es del tipo 4-2, cuatro vías dos posiciones o en su defecto, del tipo 5-2, cinco vías dos posiciones. Estas válvulas conmutan las vías de presión para obtener un movimiento de vaivén. Estas válvulas vienen provistas de un sistema de trinquete, el cual mantiene en

su posición la válvula para un determinado camino de presiones. El acoplamiento de esta válvula, se realiza mediante una sistema de palanca, la cual es accionada por un brazo que va fijo al vástago del cilindro actuador.

El correcto funcionamiento del circuito depende de un suministro continuo de aire comprimido, para evitar el bloqueo de la válvula.

Cilindro Actuador: El cilindro que se seleccionó es del tipo de doble acción, es decir que ejerce trabajo en las dos direcciones de movimiento. Esta condición permite utilizar una bomba del tipo diferencial de acción simple o una bomba reciprocante de doble acción. Cálculos iniciales para determinar el tamaño del cilindro más adecuado, con base en los datos de capacidad del compresor, revelan que este debe tener un diámetro entre 50 y 60 mm y un diámetro de vástago mínimo de 8 mm. Esto implica un consumo por ciclo de 1.07 lts/ciclo, repartidos en 0.584 lts para la carrera de salida del pistón y 0.488 lts para la carrera de entrada. Al mismo tiempo, el cilindro actúa a una tasa de alrededor de 40 a 46 ciclos por minuto, ejerciéndose una fuerza entre 350 y 450 N.

Con estas dimensiones, se encontró un cilindro actuador comercial de dos pulgadas de diámetro estándar. Al cilindro se le realizaron algunas pruebas preliminares, encontrándose que la mínima presión para inicio de movimiento debe ser de 34 KPa (5 psig). Este valor puede ser disminuido si se agrega al aire un aceite lubricante SAE 10W. El cilindro, en su disposición de fabrica, viene provisto de un acople roscado el cual se puede emplear para soportar el brazo de accionamiento de la válvula. El cilindro tiene las siguientes características dimensionales:

Diámetro del cilindro: 50 mm

Diámetro del Vástago: 20 mm

Carrera del pistón: 80 mm

Con estos datos se obtiene:

Area efectiva del Pistón (Carrera de Salida): 1963.5 mm^2

Area efectiva del Pistón (Carrera de Entrada): 1650 mm^2

Para la relación de compresión prescrita originalmente, se encuentra entonces que la fuerza que es capaz de ejercer el pistón es:

Carrera de Salida: 451 N.

Carrera de Entrada: 370 N.

En este calculo de fuerza disponible, se asume una perdida de presión del 15% por transmisión.

Bomba de agua: La bomba que se seleccionó para ser acoplada a este sistema neumático con las características descritas, es una bomba del tipo diferencial de acción simple. Esta bomba desplaza fluido en las dos carreras, tanto de aspiración como de impulsión. Como parámetros para su apropiado dimensionamiento se tomaron los siguientes:

- Debe bombear dos paquetes de agua de aproximadamente el mismo volumen, por ende el área del vástago de la bomba debe ser similar al área efectiva del pistón.
- Las áreas efectivas de la bomba, tanto de pistón como de vástago, se definen de manera que con la fuerza disponible del cilindro actuador pueda realizar bombeo a una cabeza estática de 20 m.

- Los elementos de la bomba se dimensionan utilizando la apropiada combinación de tuberías de PVC, que se consiguen en el mercado.

El funcionamiento de la bomba diferencial es el siguiente (Ver figura No 2 y 3):

Cuando el pistón se desplaza en la carrera de impulsión (Fig. 2) se bombea el agua que se encuentra bajo el área A_1 de la bomba, mientras el líquido que se encuentra contenido bajo el área A_2 , se encuentra bajo la presión de la cabeza de bombeo. La válvula de pie se encuentra abierta y la válvula de salida del pistón está cerrada. Cuando el pistón retorna hacia el punto muerto inferior (Fig. 3), se desplaza el volumen de agua correspondiente al área A_2 , al mismo tiempo que permite paso de fluido a través de la válvula de salida del pistón, desde la cámara inferior a la cámara superior de la bomba; para su siguiente ciclo de operación. En la carrera de descenso, la válvula de pie permanece cerrada. Para dimensionar correctamente la bomba, se encuentra la capacidad estática de bombeo para las fuerzas disponibles en el vástago del cilindro actuador.

Las condiciones que se utilizan para el cálculo de la geometría de la bomba son, entonces, una relación de compresión de 5.2 y un desplazamiento lineal del cilindro actuador de 80 mm.

Los diámetros encontrados para la bomba correspondiente fueron: Cilindro de la bomba diferencial - Tubo de PVC de 3" diámetro nominal y Vástago hueco de PVC de 2" diámetro nominal. Con estos valores geométricos se encuentra que la relación de áreas efectivas para cada etapa de bombeo, es de 1.05.

DISPOSICION DE LOS COMPONENTES

La disposición de los diversos elementos que componen el sistema neumático, se ilustran en la Figura No 4. El compresor se acoplaría directamente al molino de viento ó a través de una caja de cambios. De allí, se baja una línea de aire comprimido hasta un tanque de almacenamiento, el cual regulariza las variaciones de presión en cada ciclo. Esta línea de aire comprimido se extiende hasta la zona de bombeo (v.gr.- fuente de agua), donde primero se prepara el aire comprimido a través de un filtro-regulador-lubricador, liberándolo de impurezas y agua condensada, regulando la presión y mezclando el aceite lubricante con el aire en forma de aspersión. Posteriormente, el aire comprimido entra a la válvula direccional donde es apropiadamente dirigida al cilindro actuador de doble acción, que esta conectado a la bomba diferencial, como se ilustra.

Pruebas de Laboratorio de las Componentes del Sistema Neumático

Se han realizado pruebas de comportamiento y rendimiento, al compresor, la válvula direccional y el cilindro actuador. El montaje que se utilizó en el laboratorio se ilustra en la Figura No 5 y la fotografía No 1. Con esta configuración en el banco de pruebas, se puede conocer el rendimiento global del compresor, bajo diferentes velocidades de rotación. En este montaje, se acopla la salida del compresor a un tanque de gas provisto de manómetro y una llave de globo a la salida del tanque. La válvula sirve de elemento regulador de presión. El aire se hace pasar por un flujómetro de desplazamiento positivo,

cuya precisión es del 1,5 %. En el eje del motor de velocidad variable se encuentra conectado un torquímeter óptico. Las variables medidas para cada condición de operación fueron: velocidad de rotación del compresor, par transmitido, caudal de aire libre y presión de descarga del compresor. Con estas variables medidas se determinan variaciones en eficiencia mecánica, en eficiencia volumétrica y caudal para varias condiciones de presión de descarga. Adicionalmente al compresor se le instaló el sistema de válvula de control y cilindro actuador para cualitativamente determinar el comportamiento global de cada componente del sistema neumático, en cuanto se refiere a la continuidad y velocidad de actuación del cilindro y su variación con diferentes presiones. Con base en los resultados obtenidos se realiza una estimación del comportamiento global del sistema de bombeo neumático.

Las figuras No 6 y 7 resumen los resultados de estimación de la capacidad global del sistema neumático de bombeo remoto. Se aprecia que para la bomba diferencial 3"-2", se puede levantar agua bajo una cabeza estática de 20 metros, en un rango de velocidades del compresor de 100 a 400 RPM y el caudal de agua varía entre 2.5 a 14 lts/min. La eficiencia de conversión de aire comprimido a agua bombeada es de aproximadamente un 37%, que al acoplarse al rotor del molino se puede esperar una eficiencia global de conversión de energía eólica de aproximadamente del 10% al 12%. Con esta simulación se identifica claramente la necesidad de instalar una caja de velocidades para aumentar la velocidad transmitida por el eje del molino, al menos, en un factor de 2, ya que en el mejor de los casos para un rotor eólico de 3 metros de diámetro y el régimen de viento que se alcanza en la estación de pruebas de UNIANDÉS, su velocidad de giro no será mayor a 200 RPM.

Trabajo futuro: En el momento de escritura de este artículo se concluyó la construcción de la bomba diferencial 3-2 y la instalación en el laboratorio se realizará para valorar su comportamiento global del sistema de bombeo remoto. Seguidamente, el equipo neumático de bombeo remoto se acoplará con el equipo de diseño holandés CWD2740 (Pinilla & Mateus, 1993) para ser evaluado en la Estación de Pruebas de UNIANDÉS.

REFERENCIAS

- Boada, E. (1993). *Diseño, construcción y montaje de un Aerogenerador de 2.5 mts de Diámetro*. Proyecto de Grado. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de los Andes. Bogotá, Colombia, Agosto.
- Carrasquilla, J. (1993). *Estudio Experimental de un Sistema de Bombeo Remoto Hidráulico*. Proyecto de Grado. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de los Andes. Bogotá, Colombia, Febrero.
- Vasquez, C. (1993). *Acople de bomba centrifugas eléctricas comerciales con aerogenerador*. Proyecto de Grado. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de los Andes. Bogotá, Colombia, Octubre.

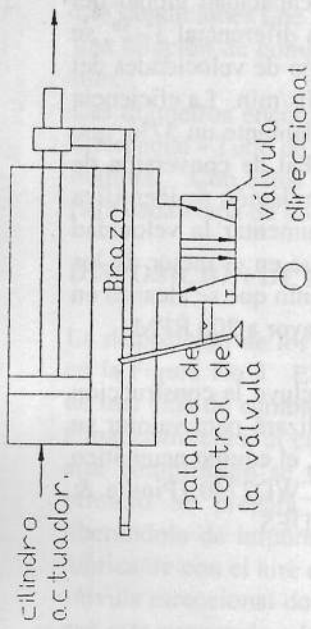


Figura No 1

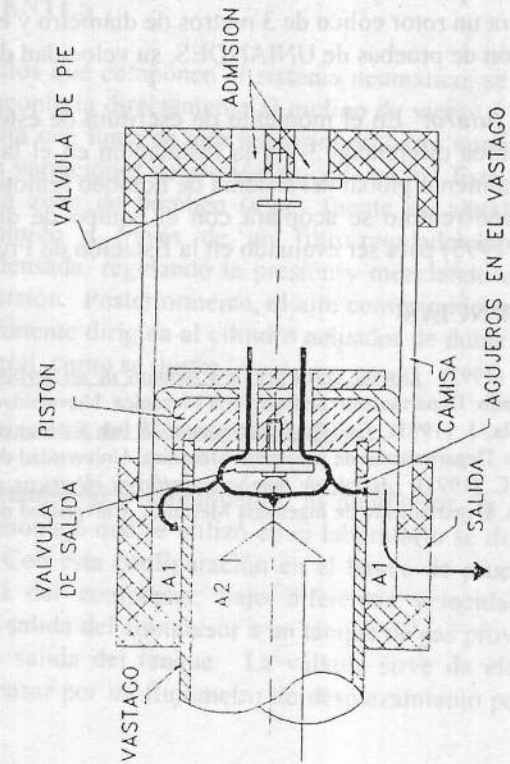


Figura No 2

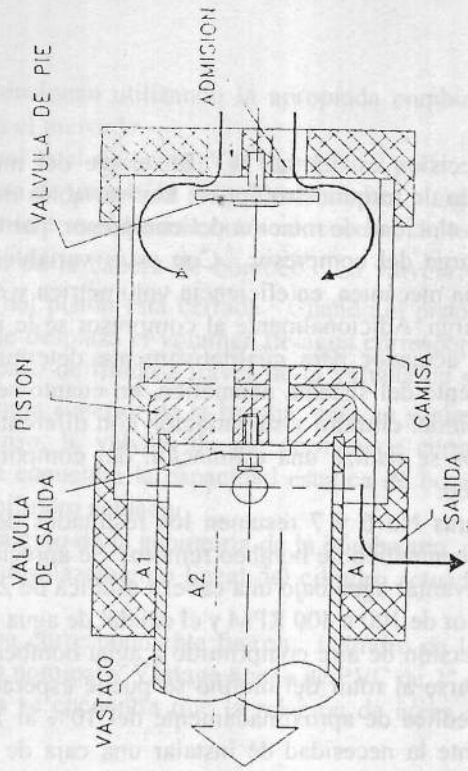


Figura No 3

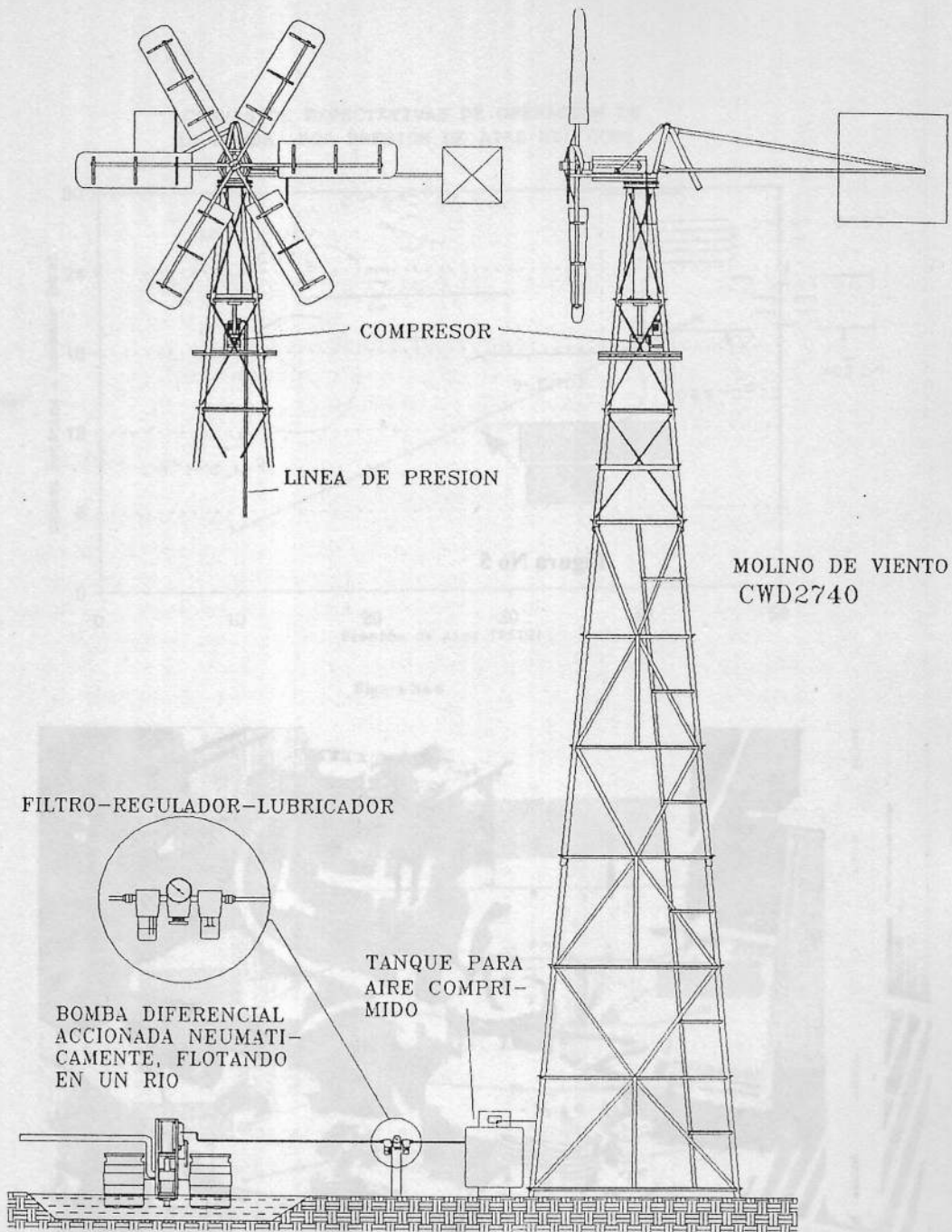


Figura No 4

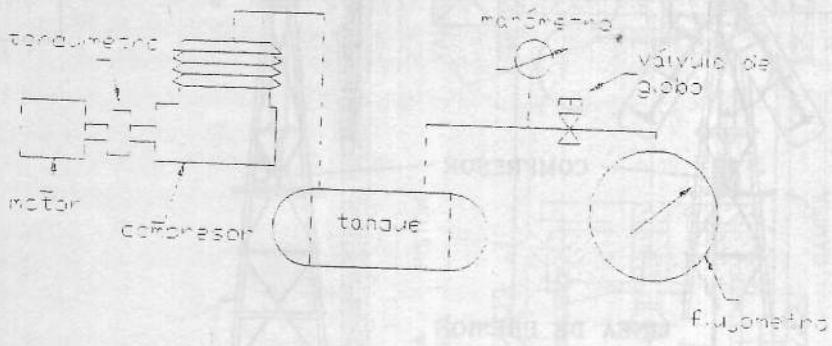
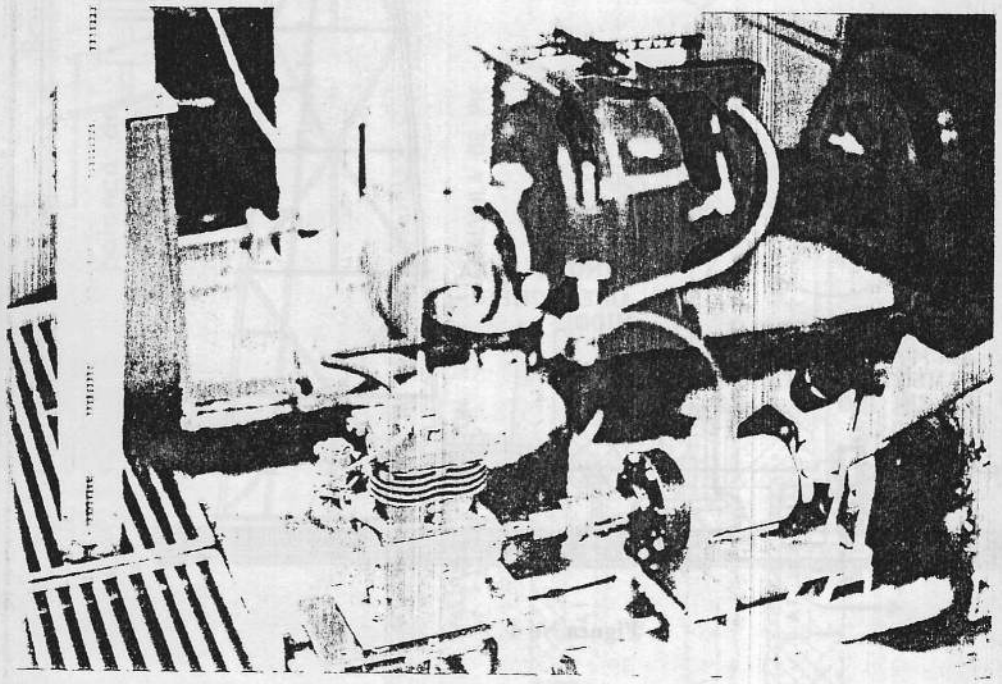


Figura No 5



Fotografia No 1

CURVAS DE EXPECTATIVAS DE OPERACION DE LA BOMBA, POR PRESION DE AIRE DEL COMP.

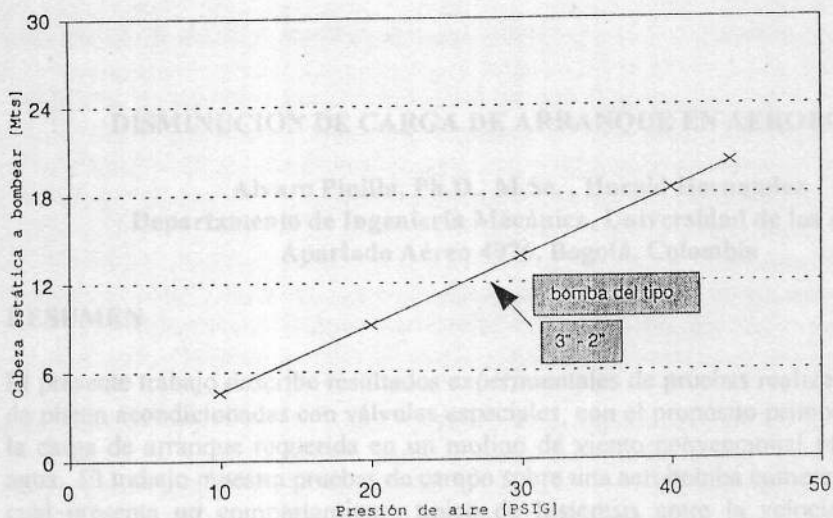


Figura No 6

CURVAS DE EXPECTATIVAS DE OPERACION DE LA BOMBA 3"-2"

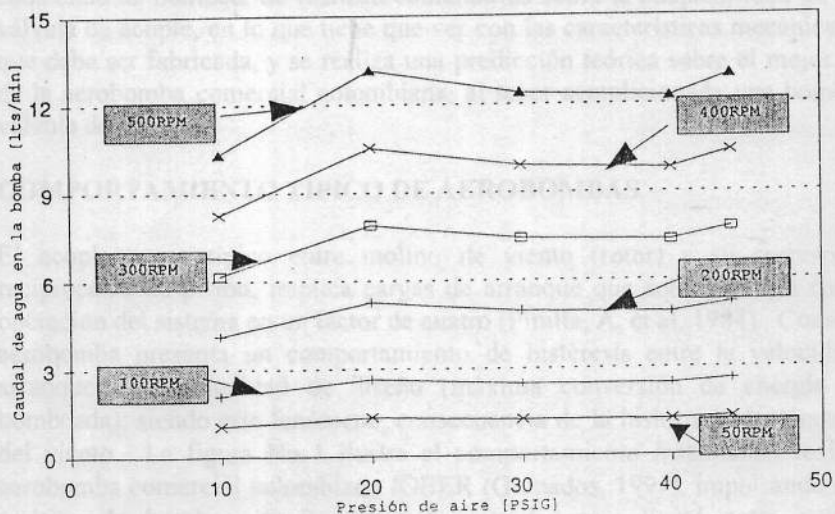


Figura No 7