ESCUELA POLITECNICA NACIONAL
FACULTAD DE INGENIERIA ELECTRICA.

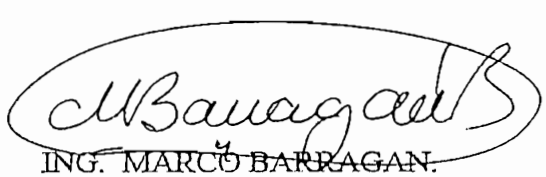
ESTUDIO DEL SISTEMA DE CONTROL DE LA ESTACION DE BOMBEO LAGO AGRIO DEL OLEODUCTO TRANS - ECUATORIANO.

TESIS PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE INGENIERO EN ELECTRONICA Y CONTROL.

MARCO VINICIO CUNACHI AGUILAR.

NOVIEMBRE DE 1996.

Certifico que el presente trabajo fue realizado en su totalidad por el señor Marco Vinicio Cunachi Aguilar.



ING. MARCO BARRAGAN.
Director de Tesis.

DEDICATORIA:

A mis padres y hermanos, en forma muy especial a mi hermana Rita en reconocimiento a su esfuerzo y sacrificio para ayudarme.

AGRADECIMIENTO:

Quisiera expresar mi sincero agradecimiento al Ing. Marco Barragan quien acertadamente me guio en el desarrollo de esta tesis, al Ing. Manuel Villacis y a todas las personas que me ayudaron en el desarrollo de toda mi carrera.

PROLOGO.

La idea de realizar este tema de tesis, tuvo como objetivo encontrar ecuaciones que caractericen el comportamiento de la estación de bombeo Lago Agrio. Para de esta forma tener una herramienta que permita experimentar, explicar y predecir las condiciones de operación del sistema.

Al mismo tiempo, este trabajo pretende ser un aporte bibliográfico para el Oleoducto Trans - Ecuatoriano, ya que servirá como sustento teórico - práctico de las condiciones de operación.

Para lograr el objetivo planteado, se tuvo que realizar varias visitas a la mencionada estación, con el fin de recopilar la mayor cantidad de información; este trabajo no se hubiera podido llevar a cabo sin la importante colaboración de personal técnico que labora en Oleoducto.

CONTENIDO.

CAPITULO I: INTRODUCCION

1.1 Importancia del tema 2
1.2 Justificación sobre la selección del tema 4
1.3 Contenido 5
1.4 Descripción del sistema Oleoducto Transecuatoriano 6
1.5 Estación Lago Agrio de origen 8

CAPITULO II: BOMBAS CENTRIFUGAS

2.1 Generalidades 12
2.2 Definiciones 14
2.2.1 Capacidad 15
2.2.2 Cabeza 15
2.2.3 Potencia 16
2.2.4 Eficiencia 17
2.3 Curvas características 17
2.4 Parámetros de funcionamiento 19
2.4.1 Leyes de afinidad 19
2.4.2 Velocidad específica 21
2.4.3 Cavitación 24
2.4.4 Carga de succión 24
2.4.5 Carga neta positiva de succión 26
2.5 Sistema de bombeo y curvas de cabeza 29
2.5.1 Energía en un fluido incompresible 31
2.5.1.1 Velocidad de cabeza 32
2.5.1.2 Presión de cabeza 32
2.5.1.3 Cabeza de elevación 33

2.5.2 Cabeza total 34
2.5.3 Carga del sistema 34
2.5.3.1 Carga estática 35
2.5.3.2 Presión de cabeza 37
2.5.3.3 Pérdidas por fricción 37
2.5.3.4 Pérdidas en la entrada y salida 42
2.6 Puntos de operación del sistema 42
2.6.1 Variaciones de los puntos de operación 43
2.6.2 Variación de la cabeza estática 44
2.6.3 Variación de la resistencia del sistema 45
2.6.4 Variación de la velocidad de las bombas 46
2.7 Cabeza total de la bomba 46
2.8 Operación en paralelo y en serie 47
2.8.1 Operación en paralelo 48
2.8.2 Operación en serie 49
2.9 Bombeo de líquidos viscosos 49
2.9.1 Líquidos viscosos 50
2.9.2 Corrección de características 50

CAPITULO III: APLICACION AL CASO EN ESTUDIO.

3.1 Ecuaciones de carga del sistema 53
3.1.1 Corrección de las curvas características para que funcionen con petróleo..... 60
3.2 Ecuaciones de carga del sistema de bombeo 70
3.3 Puntos de operación 78
3.4 Diagrama de bloques del proceso actual y descripción 82
3.4.1 Convertidor de corriente a presión 84
3.4.2 Governador y unidad motriz 85
3.4.3 Engranaje 87
3.4.4 Transmisor de presión 88
3.4.5 Controlador 90
3.5 Obtención de la función de transferencia del proceso en lazo cerrado 91

CAPITULO IV: COMPENSACIONES.

4.1 Determinación de la función de transferencia del sistema en lazo abierto 107

4.2 Modos de control 109

4.2.1 Control on - off 110

4.2.2 Control Proporcional 112

4.2.3 Control Proporcional Integral 115

4.2.4 Control Proporcional Integral Derivativo 117

4.3 Diseño de las compensaciones utilizando el Lugar Geométrico de las Raíces. 120

4.3.1 Diseño del Control Proporcional Integral, PI 123

4.4 Diseño del compensador utilizando métodos de calibración 130

4.4.1 Método de ganancia límite 130

4.4.1.1 Diseño del Control Proporcional Integral, PI 131

4.4.1.2 Diseño del Control Proporcional Integral Derivativo, PID 134

4.4.2 Método de Cohen - Coon 138

4.5 Conclusiones y recomendaciones 143

Bibliografía 146

ANEXO A: DATOS DEL CONTROLADOR.

ANEXO B: FACTORES DE CONVERSION.

ANEXO C: CARACTERISTICAS DE LAS ESTACIONES DE BOMBEO.

CAPITULO I: INTRODUCCION

1.1 Importancia del tema 2
1.2 Justificación sobre la selección del tema 4
1.3 Contenido 5
1.4 Descripción del sistema Oleoducto Transecuatoriano 6
1.5 Estación Lago Agrio de origen 8

1.1.- IMPORTANCIA DEL TEMA.

Para comprender la importancia del tema, es necesario primero entender que el petróleo es el principal recurso no renovable y sostén de la economía nacional, financia alrededor del 50% del presupuesto, por lo cual su adecuada producción y transporte son vitales para el desarrollo del país.

Ecuador produce un promedio de 393248 barriles diarios, de los cuales, 370437 corresponden a la producción de los campos que administra Petroproducción y 82810 barriles a las compañías que operan mediante contratos de prestación de servicios.

El potencial petrolero en cuanto a reservas se refiere es el siguiente: el país tiene un petróleo original en sitio de 35 mil millones de barriles, donde hay que diferenciar muy bien lo que es petróleo original en sitio y lo que son las reservas.

El petróleo original en sitio es el que está en el subsuelo, es decir el que está en los yacimientos. Pero no todo el petróleo en los yacimientos es recuperable. Al petróleo que se puede recuperar es lo que se conoce como reservas.

Las reservas (petróleo recuperable) de nuestro país son de 3500 millones de barriles. Estas a su vez se dividen en probadas y probables.

Reservas probadas son las que directamente pueden ser extraidas y están entonces incorporadas a la producción; se tiene aproximadamente 2500 millones de barriles.

Reservas probables son aquellas que existen en yacimientos que ya están descubiertos, es decir, que se sabe que el petróleo está allí, pero no ha sido incorporado a la producción a través de perforaciones. Estas reservas son aproximadamente 1000 millones de barriles.

Hay una tercera categoría de reservas, que son las reservas posibles, y como su palabra lo indica son las que todavía no son descubiertas, es decir son de riesgo.

De la explicación anterior, cuando se habla de petróleo, hay que tener muy en cuenta a que reservas se está haciendo referencia.

El Ecuador como país está en la capacidad de producir mucho más petróleo, pero existen restricciones en la capacidad de transporte, por el Oleoducto Transecuatoriano "SOTE", y de almacenamiento.

El Sistema del Oleoducto Transecuatoriano fue construido entre 1970 y 1972 por la Compañía William Brothers, contratista del Consorcio Texaco-Gulf. *El diseño original de la tubería del oleoducto* fue concebido para transportar 400 mil barriles diarios, y para un crudo de 30 grados API. En 1972 se comenzó a transportar 250 mil barriles diarios de petróleo de 30 grados API.

El sistema además, ha sido ampliado en dos ocasiones: la primera ampliación a 300 mil barriles diarios, entre 1984 y 1985 y la segunda, a 325 mil barriles diarios entre 1991 y 1992, y lo que se realizó es instalar unidades de bombeo adicionales.

El oleoducto es un medio de transporte estratégico al interior de la industria petrolera, ya que armoniza la relación entre la fase productiva, la industrialización y la exportación del crudo. Inclusive el Sistema del Oleoducto Transecuatoriano es el punto más sensible y vulnerable de la industria petrolera, ya que su paralización anularía todo el proceso productivo.

Como se mencionó en parte, las limitaciones de transporte del país obligan a restringir la producción de crudo, que se mantiene a una tasa máxima de 390 mil barriles diarios. Los 350 mil barriles se transportan por el SOTE (esto se consigue con la ayuda de reductores de fricción, ya que de no ser así, el transporte sería de 325 mil barriles diarios); se utiliza inclusive el oleoducto secundario Lago Agrio - San Miguel, que se conecta con el Oleoducto Transandino de Colombia (OTA) para transportar alrededor de 40 mil barriles diarios de petróleo.

Petroproducción produce un petróleo de buena calidad de 29.5 grados API, pero la producción de las empresas transnacionales es crudo pesado que está bordeando los 20

grados API; al transportarse por el SOTE, la mezcla baja la calidad del petróleo ecuatoriano a 26 grados API, y por tanto su evidente impacto en el precio internacional en unos 3 dólares menos por barril. Esta mezcla a la vez, genera dificultades en el bombeo, ya que la viscosidad de crudos pesados es grande, de aquí la utilización de reductores de fricción, que le cuestan al estado ecuatoriano alrededor de 10 mil dólares diarios.

Por lo expuesto, el Oleoducto Transecuatoriano es el corazón mismo de la industria petrolera en el país. Texaco manejó la operación y administración del transporte del crudo durante 20 de los 24 años de servicio del oleoducto, por tanto este medio de transporte esta pocos años en manos de técnicos ecuatorianos.

Mediante el presente tema, se trata de dar un aporte teórico - práctico a las condiciones de operación del oleoducto. Como el SOTE es muy amplio, se ha reducido el análisis a la estación número uno Lago Agrio, para que una vez concluido el estudio los resultados obtenidos sean extendidos facilmente a las demás estaciones del sistema.

1.2.- JUSTIFICACION SOBRE LA SELECCION DEL TEMA.

En muchos sistemas reales es conveniente tener una descripción matemática del proceso, ya que de esta manera se tendrá un cabal conocimiento de las variables involucradas, se podrá experimentar, analizar, y aprender sobre el proceso físico. Obtener el modelo matemático de la estación, es decir, encontrar ecuaciones de las curvas características de las bombas, como también para las curvas del sistema (tubería) permitirá tener una manera de comprobar y predecir el funcionamiento del proceso ante determinadas condiciones. En el presente trabajo se desarrolla el estudio matemático del sistema de bombeo, asunto complejo, con un crudo de características representativas del bombeo diario, en lo relacionado a densidad, temperatura y viscosidad, ya que de estos parámetros depende la cantidad de crudo que se puede transportar, y respecto a lo que no hay información.

El sistema de control es la parte crucial de todo proceso, ya que de éste depende el control de las variables de interés. Describir a un sistema de control en diagrama de

bloques da facilidad de comprensión del proceso en sí, por que se presenta de una manera concisa las variables involucradas. Representar el sistema de control de la estación en bloques es muy ventajoso, indica las interrelaciones que existen entre los diferentes componentes, y en definitiva muestra el flujo de señales del sistema, y la acción de cada uno de los bloques.

Para el análisis de respuesta transitoria es conveniente utilizar un modelo matemático representado en función de transferencia, ya que caracteriza las relaciones de entrada salida del sistema. A partir de este modelo se puede comprobar el funcionamiento en estado transitorio de la estación con el compensador actual, y a su vez analizar otras compensaciones por medio de acciones de control que puedan garantizar el funcionamiento de la variable controlada en los puntos fijos de operación.

1.3.- CONTENIDO.

En lo que falta de este primer capítulo, se describe al Sistema Oleoducto Transecuatoriano, para tener una visión global de su funcionamiento, y sus características más representativas en cuanto a instalaciones y capacidad de bombeo. Se pone especial énfasis en las características funcionales de la estación Lago Agrio.

En el capitulo II se detalla todo lo que tiene que ver con el bombeo de líquidos en general, es decir, se definen las variables involucradas, se describen las relaciones matemáticas para las curvas características de las bombas funcionando en diferentes configuraciones, y también se dan sus parámetros de funcionamiento.

Los puntos de operación del sistema dependen del líquido que se bombea, por lo que se hace un análisis muy detallado de los parámetros que intervienen y que se deben corregir en las curvas características de las bombas cuando se transporta por ductos líquidos viscosos, ya que los datos existentes son para agua.

Por último, se detallan las relaciones matemáticas para el sistema de bombeo (tubería), y se encuentran los puntos de operación del sistema total.

En el capitulo III, se aplican los conceptos desarrollados en el capitulo anterior al caso del SOTE, y particularmente, a la estación Lago Agrio, para encontrar las ecuaciones de las curvas características de las bombas conectadas en paralelo. Además, se encuentran las ecuaciones para el sistema de bombeo, claro está realizando las correcciones respectivas en lo que tiene que ver a viscosidad y temperatura del crudo bombeado.

En este mismo capitulo, se representa el sistema de control en diagrama de bloques, y se describe el funcionamiento de cada elemento involucrado encontrando sus respectivas relaciones matemáticas. Por ultimo se encuentra la función de transferencia en lazo cerrado del sistema de control de la estación.

En el capitulo IV se determina la función de transferencia del sistema en lazo abierto, para luego proceder a mencionar las características del control por medio de acciones de control, las ventajas de cada caso.

Se analiza estabilidad mediante el lugar geométrico de las raíces, primero sin compensación, para luego proceder al diseño de las compensaciones utilizando acciones de control. Al final del capitulo se dan las conclusiones y recomendaciones obtenidos en el estudio.

Como complemento, se presentan anexos en los cuales están incluidos, factores de conversión de unidades, material técnico sobre el controlador, características importantes de las estaciones de bombeo.

1.4.- DESCRIPCION DEL SISTEMA OLEODUCTO TRANSECUATORIANO.

El sistema del Oleoducto Tansecuatoriano, está conformado por un ducto de aproximadamente 500 Kilómetros de longitud, con tubería que varía entre 20 y 26 pulgadas de diámetro y que corre el país de oriente a occidente.

Complementan el sistema, cinco estaciones de bombeo, situadas en Lago Agrio, Lumbaqui, El Salado, Baeza y Papallacta, y cuatro estaciones reductoras de presión ubicadas en San Juan, Chiriboga, La Palma y Santo Domingo.

Cada estación cuenta con seis unidades de bombeo, propulsadas a motor diesel, que consume crudo como combustible y conectadas para efectuar una operación en paralelo. Actualmente se utilizan cinco unidades en cada una de las estaciones. La sexta se mantiene de respaldo, y entra en operación cuando se realiza el mantenimiento de cualquiera de las otras unidades instaladas.

El Oleoducto Transecuatoriano dispone de una capacidad total de almacenamiento de 5'220000 barriles de crudo en 18 tanques instalados en las estaciones de Lago Agrio y Balao.

En Lago Agrio operan ocho tanques de almacenamiento de crudo, de techo flotante, con capacidad de 250 mil barriles cada uno, lo que da un total de 2 millones de barriles. Dos de esos tanques tienen además de techo flotante techo fijo; estos reciben directamente la producción de la compañía Maxus.

El terminal de Balao recibe el flujo transportado por el Oeloducto Transecuatoriano en diez tanques que tienen capacidad para almacenar 322000 barriles cada uno, lo que da una capacidad total de 3'220000 barriles.

En este terminal también operan dos monoboyas denominadas "X" y "Y", ubicadas a 3 Kilómetros de la playa, con capacidad de carga para buques de hasta 100000 toneladas de peso muerto.

La monoboya "X", conectada a las instalaciones terrestres por la tubería submarina de 42 pulgadas de diámetro, opera a un caudal máximo de carga de 84 mil barriles por hora y la monoboya "Y", conectada a la playa por una tubería submarina de 36 pulgadas de diámetro, evacua un caudal máximo de carga de 56 mil barriles por hora. La carga de dos buques, en forma simultánea, se concreta en 24 horas, aproximadamente.

El oleoducto dispone de un sistema de medición y fiscalización permanente del flujo del petróleo, actividad que se realiza en la estación de bombeo Lago Agrio y en el Terminal de Balao.

La determinación de volúmenes se realiza diariamente a las 06h00. Todas las compañías productoras disponen de un banco de medidores de flujo que contabilizan los barriles entregados al oleoducto y luego de los correspondientes análisis de laboratorio, se obtiene la calidad del petróleo, con el objeto de realizar las liquidaciones por diferencial de los grados API y establecer los volúmenes que se han recibido y la cantidad exportada, de conformidad con las normas vigentes.

Antes de que el crudo llegue al terminal de Balao, el oleoducto tiene una derivación que sirve para entregar el petróleo a la refinería Estatal de Esmeraldas, a través de un banco de medidores de flujo.

Finalmente en el Terminal de Balao, el crudo es almacenado en tanques y posteriormente entregado a los buques - tanque [Ref. 23].

1.5.- ESTACION LAGO AGRIO DE ORIGEN.

La estación Lago Agrio es la cabecera de la línea principal del oleoducto y controla el sistema total. Las unidades de bombeo, a diferencia de las demás estaciones son siete, ya que una de ellas se utiliza para enviar petróleo por el Oleoducto Transandino "OTA".

Como se indicó, para enviar crudo por el SOTE se utilizan cinco bombas simultaneamente, manteniéndose una adicional siempre de respaldo, para entrar en funcionamiento cuando cualquiera de las demás unidades falla, o se encuentra en mantenimiento.

La estación toma el petróleo de los tanques de almacenamiento, pero de los tanques el flujo sale a poca presión, por tanto existen tres bombas elevadoras de presión (Booster), para dar al crudo la suficiente presión de succión necesaria para que entren en funcionamiento las bombas centrifugas antes mencionadas.

Antes de entrar el petróleo a las unidades de bombeo, hay en cada bomba un intercambiador de calor, con el objeto de enfriar el agua que sirve para bajar la

temperatura en los motores "ALCO", y a su vez, el calor liberado calienta un poco al crudo; esta pequeñisima elevación de temperatura ayuda mucho al bombeo, ya que es conocido que a un líquido viscoso al elevar su temperatura baja su viscosidad, y opone menos resistencia a ser movido. En definitiva, el crudo enfría el agua, a y su vez el agua calienta al crudo.

La figura 1.1 presenta la configuración de esta estación.

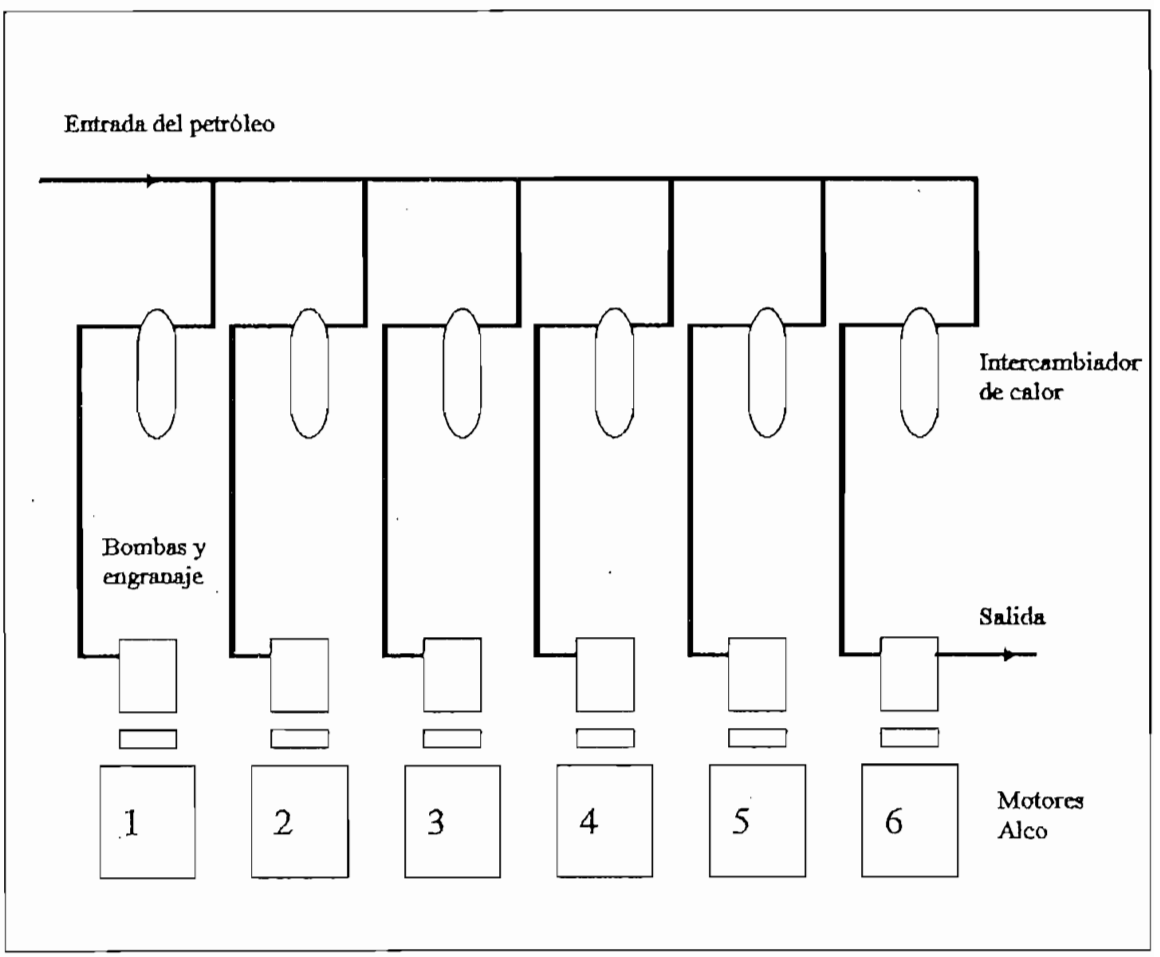


Fig. 1.1 Configuración de la Estación Lago Agrio.

CAPITULO II: BOMBAS CENTRIFUGAS

2.1 Generalidades 12
2.2 Definiciones 14
2.2.1 Capacidad 15
2.2.2 Cabeza 15
2.2.3 Potencia 16
2.2.4 Eficiencia 17
2.3 Curvas características 17
2.4 Parámetros de funcionamiento 19
2.4.1 Leyes de afinidad 19
2.4.2 Velocidad específica 21
2.4.3 Cavitación 24
2.4.4 Carga de succión 24
2.4.5 Carga neta positiva de succión 26
2.5 Sistema de bombeo y curvas de cabeza 29
2.5.1 Energía en un fluido incompresible 31
2.5.1.1 Velocidad de cabeza 32
2.5.1.2 Presión de cabeza 32
2.5.1.3 Cabeza de elevación 33
2.5.2 Cabeza total 34
2.5.3 Carga del sistema 34
2.5.3.1 Carga estática 35
2.5.3.2 Presión de cabeza 37
2.5.3.3 Pérdidas por fricción 37
2.5.3.4 Pérdidas en la entrada y salida 42
2.6 Puntos de operación del sistema 42
2.6.1 Variaciones de los puntos de operación 43
2.6.2 Variación de la cabeza estática 44
2.6.3 Variación de la resistencia del sistema 45
2.6.4 Variación de la velocidad de las bombas 46
2.7 Cabeza total de la bomba 46
2.8 Operación en paralelo y en serie 47

2.8.1 Operación en paralelo 48
2.8.2 Operación en serie 49
2.9 Bombeo de líquidos viscosos 49
2.9.1 Líquidos viscosos 50
2.9.2 Corrección de características 50

2.1.- GENERALIDADES.

Las bombas centrífugas consisten de un conjunto de aspas (vanes) rotacionales, encerrados dentro de una cubierta o caja, usados para impartir energía a un fluido a través de una fuerza centrífuga. Una bomba centrífuga tiene dos partes importantes: (1) un elemento rotacional, que incluye un dispositivo llamado impulsor y un eje, y (2) un elemento estacionario constituido de la caja, otra caja de relleno, y cojinetes.

En una bomba centrífuga el líquido es forzado por la presión atmosférica o por cualquier otra presión, en el conjunto de vanes rotacionales. Estos vanes constituyen el impulsor, y son los que además descargan el líquido en su periferia a alta velocidad. Esta velocidad es convertida en energía de presión por medio de una voluta (fig. 2.1) o por un conjunto de vanes de difusión estacionarios (fig. 2.2), alrededor de la periferia del impulsor. Las bombas con caja de voluta son generalmente llamadas en inglés *volute pumps*, mientras tanto que las que tienen vanes de difusión son llamadas *diffuser pumps* [Ref. 1].

Los impulsores son clasificados principalmente como:

1. De simple succión, con una sola entrada en una de las caras
2. De doble succión, con el líquido fluyendo por el impulsor simétricamente por ambas caras.

Los mecanismos de construcción de los impulsores dan aún una subdivisión principal:

1. Cerrados, con la cubierta o cara de la pared cerrando la vía del flujo, haciéndolo un canal.
2. Abiertos, sin cubierta
3. Semiabiertos, o semicerrados

Si la bomba es una en la cual la cabeza es desarrollada por un solo impulsor, ésta es llamado *bomba de una sola etapa*. Muchas veces, la cabeza total a ser desarrollada requiere el uso de dos o mas impulsores operando en serie, cada uno toma su succión desde la descarga del impulsor anterior (fig. 2.3). Para este propósito, dos o más bombas

de una sola etapa son conectados en serie, o todos los impulsores pueden ser incorporados en una sola caja.

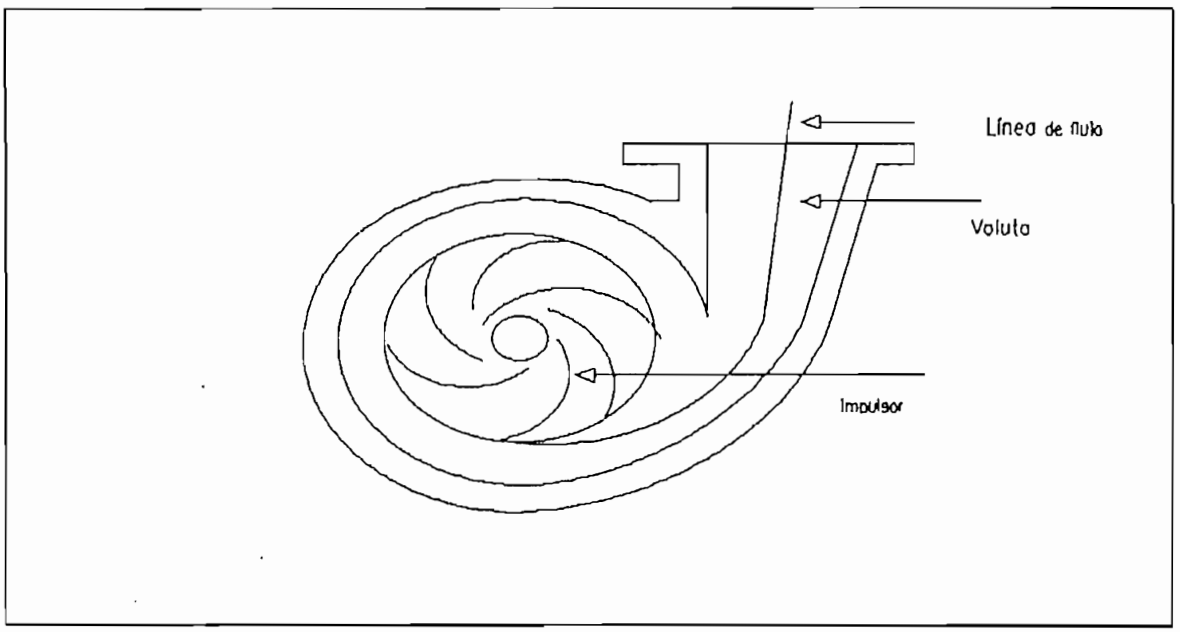


Fig. 2.1 Sección transversal de la voluta

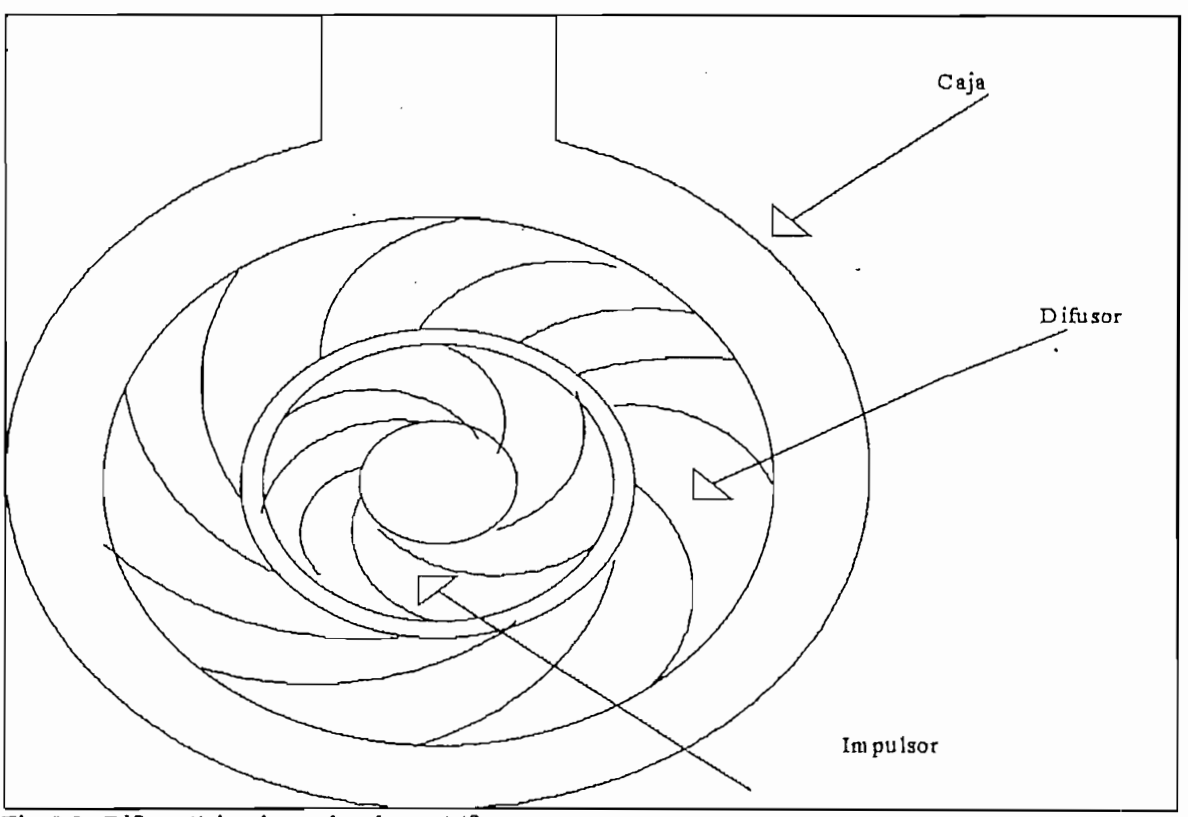


Fig. 2.2 Difusor típico de una bomba centrífuga.

En definitiva, si se necesitan cargas mayores (mayor cabeza), se recurre a las bombas de múltiples etapas, que tienen varios impulsores arreglados generalmente en serie, con el objeto que cada uno de ellos adicione al fluido una carga H (cabeza) correspondiente con su velocidad angular y diámetro exterior.

Con la distribución en múltiples etapas, se logra la ventaja adicional de reducción de la fricción hidráulica, por lo que conduce a un aumento del rendimiento, con respecto a una bomba de una sola etapa.

Las unidades de múltiples etapas son más fuertes, tienen cierre con pernos pretensados que resisten en la superficie de contacto la acción de grandes presiones internas; *en bajas presiones se utilizan unidades de múltiples etapas con volutas, y en muy altas presiones con difusor*, estas ultimas le dan aspecto de barril a la bomba [Ref. 24].

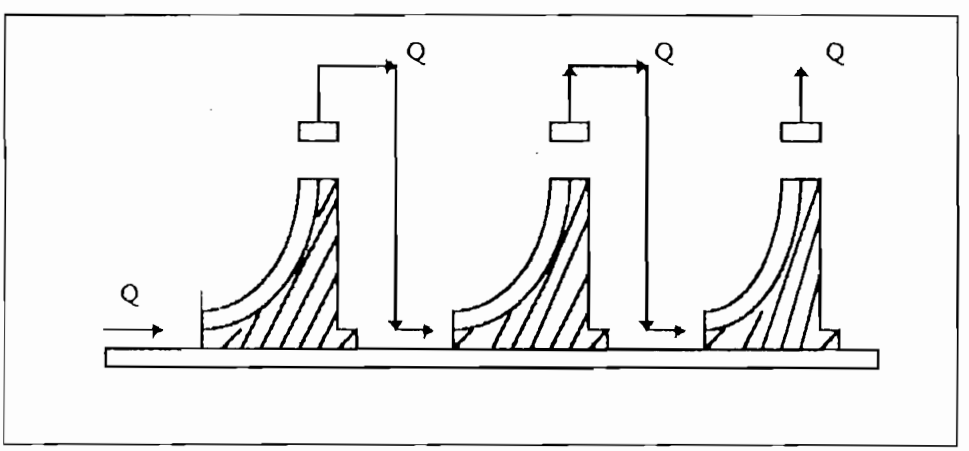


Fig. 2.3 Esquema de tres impulsores de simple succión en serie.

2.2.- DEFINICIONES.

La acción del bombeo es la adición de energías cinética y potencial a un líquido con el fin de moverlo de un punto a otro. Esta energía hará que el líquido efectúe trabajo, tal como circular por una tubería o subir a una mayor altura.

Una bomba centrífuga transforma la energía mecánica de un impulsor rotatorio en la energía cinética y potencial requeridas. La fuerza centrífuga producida depende tanto de la velocidad en la punta de los álabes o periferia del impulsor como de la densidad del líquido [Ref. 3].

Las características más importantes en la operación de las bombas centrífugas son la capacidad Q, la cabeza H, la potencia P, y la eficiencia η. Estas variables son influenciadas por la velocidad *n* y el diámetro D del impulsor.

2.2.1.- Capacidad.

La capacidad Q es el volumen del fluido por unidad de tiempo entregado por una bomba. En el sistema Inglés la unidad de medida está expresada usualmente en galones por minuto (gpm) o, para bombas de capacidades grandes en pies cúbicos por segundo (ft^3/s).

2.2.2.- Cabeza.

La cabeza H de una bomba representa el trabajo neto realizado en cada unidad de peso de fluido que está pasando desde el lado de succión **s** a el lado de descarga **d**. Se calcula como:

$$H = \left(\frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z \right)_d - \left(\frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z \right)_s \qquad (2.1)$$

En definitiva, una bomba centrífuga entrega una cabeza diferencial dada por:

$$H = H_{descarga} - H_{succión}. \qquad (2.2)$$

Las unidades de H son comúnmente pies de líquido bombeado, en el sistema Inglés; por tanto las unidades de los términos involucrados en la ecuación 2.1 son:

- Presión estática p, en libras fuerza por pie al cuadrado (lb/ft^2)
- Peso especifico γ, en libras fuerza por pie cubico (lb/ft^3)
- Velocidad promedio del fluido V, en pies por segundo (ft/s)

  Donde V= Q/A y A es el área de sección transversal por donde pasa el flujo en pies al cuadrado (ft^2)
- Aceleración de la gravedad g, en pies por segundo al cuadrado (ft/s^2), usualmente tomado como 32.174 ft/s^2.
- Elevación Z, en pies, medido para arriba o para abajo del eje de rotación en una bomba horizontal.

2.2.3.- Potencia.

La potencia de salida es comúnmente dada en caballos fuerza de líquido (liquid horsepower lhp) o caballos fuerza de agua si agua es el líquido bombeado. En el sistema de medida Inglés, la potencia de salida lph, en caballos de fuerza, está dada por:

$$lhp = \frac{Q \cdot H \cdot (Sp.Gr)}{3960} \tag{2.3}$$

Donde:

Q = caudal en gpm

Sp.Gr = gravedad específica, es adimensional

H = cabeza en pies

2.2.4.- Eficiencia.

La eficiencia η de la bomba, son los caballos de fuerza del líquido dividido por la potencia de entrada al eje de la bomba. La potencia de entrada es usualmente llamada caballos fuerza de ruptura o en inglés brake horsepower (bhp).

2.3.- CURVAS CARACTERISTICAS.

Los vanes de los impulsores de las bombas reales, tienen espesores finitos y son relativamente muy espaciados, esto hace que el fluido no fluya paralelamente a las caras de los vanes aún en el punto de mayor eficiencia.

Para poder analizar las curvas características de las bombas, se debe tener muy en cuenta lo que significa cabeza de líquido. En un sistema de bombeo, la carga se puede medir en diversas unidades como pies de líquido (ft), presión en pies por pulgada cuadrada (psi), pulgadas de mercurio, etc., por tanto se debe saber la equivalencia existente entre estas unidades.

Así, una columna de agua fría de 2.31 pies de altura producirá una presión de 1 psi en su base. Por esta razón para el agua a temperatura ambiente, cualquier presión calculada en psi se puede convertir a una carga equivalente en pies de agua al multiplicarla por 2.31, como se muestra en la figura 2.4.

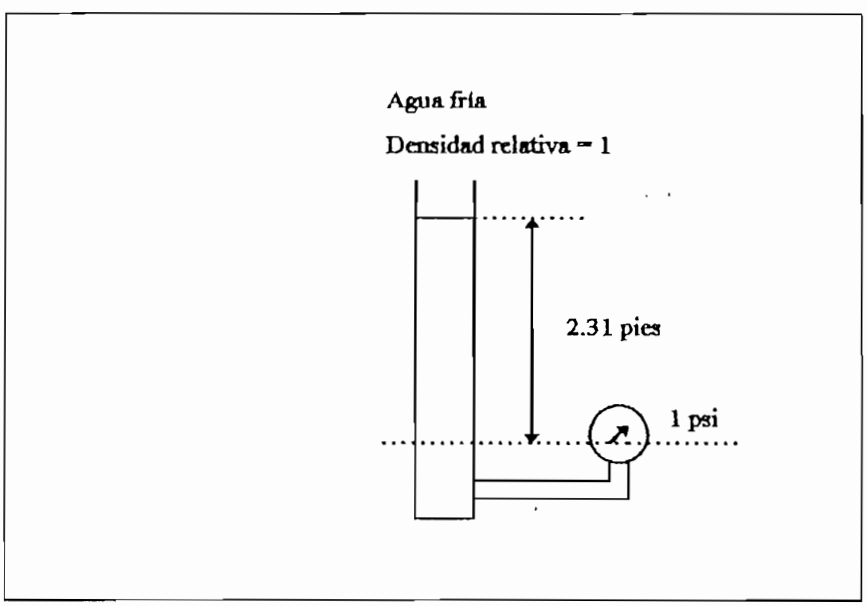


Fig. 2.4 Equivalencia de la carga en psi. a pies de altura para agua fría

Para líquidos que no son agua fría, la columna de líquido equivalente de 1 psi, se obtiene dividiendo 2.31 pies para la densidad relativa del líquido en consideración. Por tanto para una misma presión se obtienen columnas de líquido diferentes (fig. 2.5).

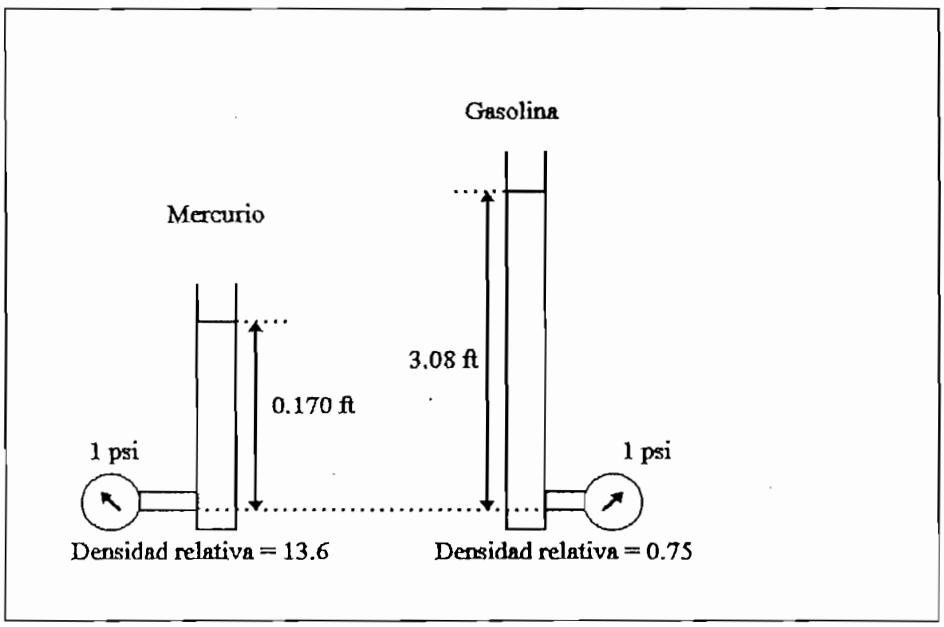


Fig. 2.5 Columna de líquido equivalente para líquidos diferentes, a agua fría.

Las ecuaciones que relacionan lo antes expuesto son:

$$\text{Presión en psi} = \frac{\text{carga en pies}}{2.31} \cdot \text{densidad relativa} \qquad (2.4)$$

$$\text{carga en pies} = \frac{\text{psi} * 2.31}{\text{densidad relativa}} \qquad (2.5)$$

Los fabricantes de bombas centrifugas representan gráficamente las curvas características de las mismas, con mucha precisión . Es una practica común dibujar la cabeza H en pies (ft), potencia P en hp, y la eficiencia η en % como funciones de la capacidad en gpm para una velocidad constante (fig. 2. 6).

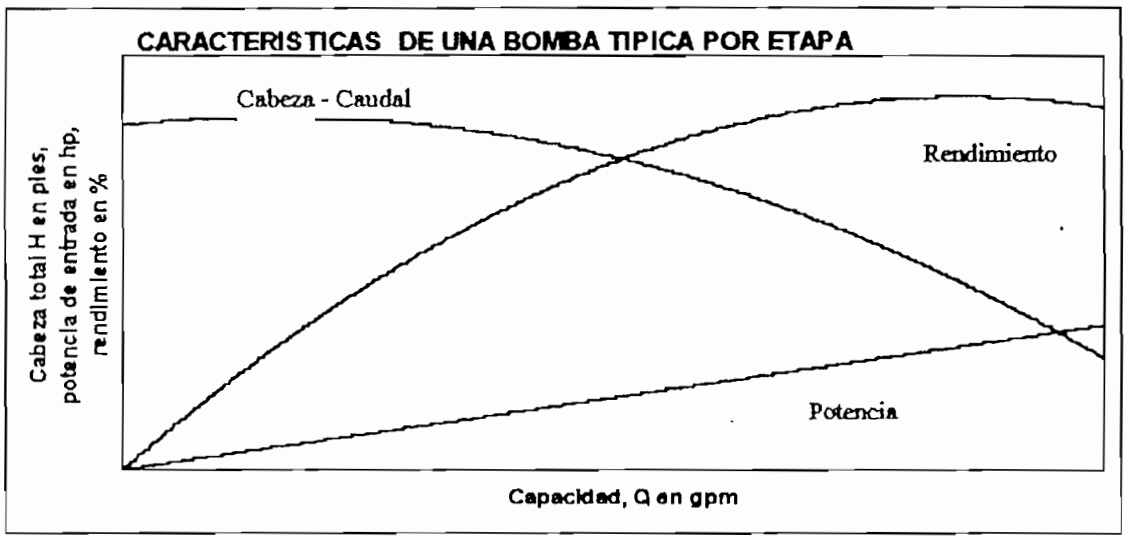


Fig. 2.6 Curvas características que presenta el fabricante.

Las características de la figura 2.6, son para bombas de una sola etapa o lo que es lo mismo, que tenga un solo impulsor. Si las bombas son de múltiples etapas, que están conectadas en serie como la figura 2.3, la cabeza total de la bomba es la suma de la cabeza generada por cada una de las etapas en otra forma :

H_{total} = (Número de etapas)*($H_{por\ etapa}$) , y el caudal es el mismo para una etapa como para muchas etapas.

Las bombas son diseñadas para operar en el punto de máxima eficiencia, por tanto la cabeza, potencia, capacidad en el punto de mejor eficiencia, son los puntos nominales de operación y se los designa por H_N, P_N, Q_N respectivamente.

2.4.- PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO.

Los parámetros de funcionamiento de una bomba centrífuga se describen a continuación:

2.4.1.- Leyes de afinidad.

Las características hidráulicas de una bomba centrífuga usualmente permiten variar las condiciones de operación. Como se indicó anteriormente, el punto ideal de operación debe ser el de máxima eficiencia; sin embargo, variaciones sustanciales en el flujo hacia

la derecha de la característica, incrementándose, o hacia la izquierda decrementándose, a menudo son permisibles (fig. 2.6)

Para mover las curvas características, se debe recordar que las bombas centrífugas son máquinas que imparten velocidad al flujo y convierten esta velocidad en presión, por tanto el flujo y cabeza desarrollados pueden ser cambiados variando la velocidad de las bombas o cambiando el diámetro de los impulsores. El cambiar los diámetros de los impulsores, puede resultar en una pérdida de eficiencia, especialmente cuando el diámetro es reducido. Sin embargo para pequeñas variaciones de velocidad, la eficiencia no cambia apreciablemente [Ref. 1].

En definitiva, las relaciones que permiten predecir el funcionamiento de una *bomba centrífuga* a una velocidad diferente a la indicada por el fabricante, son:

– Cambiando el diámetro del impulsor solamente, las ecuaciones son:

$$Q_2 = Q_1\left(\frac{D_2}{D_1}\right) \quad (2.6) \qquad H_2 = H_1\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (2.7) \qquad bhp_2 = bhp_1\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (2.8)$$

– Cambiando la velocidad solamente.

$$Q_2 = Q_1\left(\frac{N_2}{N_1}\right) \quad (2.9) \qquad H_2 = H_1\left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (2.10) \qquad bhp_2 = bhp_1\left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (2.11)$$

– Cambiando el diámetro y la velocidad.

$$Q_2 = Q_1\left(\frac{D_2}{D_1} \times \frac{N_2}{N_1}\right) \quad (2.12) \qquad H_2 = H_1\left(\frac{D_2}{D_1} \times \frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (2.13) \qquad bhp_2 = bhp_1\left(\frac{D_2}{D_1}\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (2.14)$$

Donde:

Q_1, H_1, bhp_1, D_1 y N_1 = Capacidad inicial, Cabeza, Potencia de entrada en caballos-fuerza de ruptura (bhp), Diámetro del impulsor, y velocidad.

Q_2, H_2, bhp_2, D_2 y N_2 = Nueva Capacidad , Cabeza, Potencia de entrada en caballos-fuerza de ruptura (bhp), Diámetro del impulsor, y velocidad.

Para cambios moderados de la velocidad, estas relaciones se pueden utilizar sin peligro.

En las leyes para cambios del diámetro del impulsor existen ciertas desviaciones incluso con reducciones más o menos pequeñas. Por eso en la figura. 2.7 se presenta la reducción recomendada con relación a la reducción teórica.

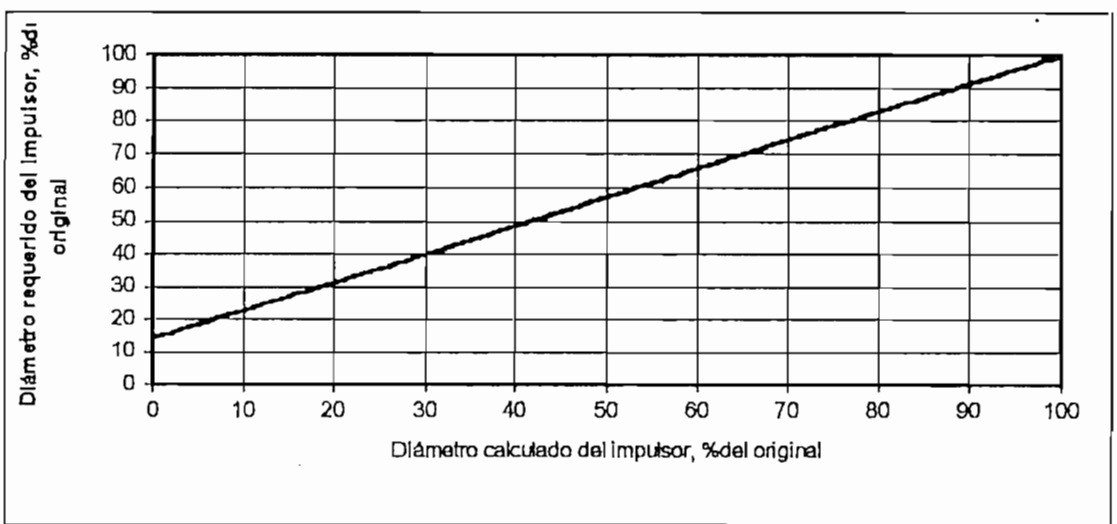


Fig. 2.7 Diámetro recomendado, para reducciones pequeñas en los impulsores.

2.4.2.- Velocidad específica.

La velocidad específica es un número índice que caracteriza al impulsor sencillo de forma única, la cual está definida sobre la base de sus proporciones geométricas (D_2/D_0), utilizándose como número clasificatorio de las proporciones, el aspecto y la rapidez de giro de una bomba simple.

La velocidad específica es el término que relaciona los tres factores principales de las características de rendimiento de una bomba simple: capacidad, carga y velocidad de rotación. En su forma básica se tiene:

$$N_s = \frac{N * \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \qquad (2.15)$$

Donde:

Ns = velocidad específica

N = velocidad de rotación de las bombas, en rpm

Q = capacidad, en gpm

H = cabeza, en pies (carga por etapa en una bomba de múltiples etapas).

Según la ecuación 2.15, la velocidad específica se podría calcular en cualquier condición de carga, capacidad y velocidad, pero esto no es correcto, ya que ésta se la define para carga, capacidad y velocidad a la máxima eficiencia.

Las características físicas y el contorno general de los perfiles de los impulsores tienen estrecha relación con sus respectivas velocidades específicas (tabla 2.1). Por lo tanto la velocidad específica describirá de inmediato la configuración aproximada del impulsor. Si el impulsor es de doble succión, esto es, dos en paralelo, se usa Q/2 en la ecuación 2.15, o se especifica que es de doble succión.

Del mismo modo, la velocidad específica de una bomba dada, reflejará de inmediato las formas de las curvas características de la bomba (fig. 2.8). También de está velocidad depende la máxima eficiencia que se puede obtener (fig. 2.9).

TIPO:	LENTAS (Radiales)	NORMALES	RAPIDAS
PROPOSICIONES	$D_2/D_0 = 2.5$	$D_2/D_0 = 2.0$	$D_2/D_0 = 1.8/1.3$
FORMA DEL ASPA	Plana con salida circular.	Circular en la salida helicoidal a la entrada	Helicoidal y acampanada.
RANGO DE Ns.	500 a 1000	1000 a 2000	2000 a 4000

Tabla 2.1 Características de las bombas centrífugas, en los diferentes rangos de velocidades específicas.

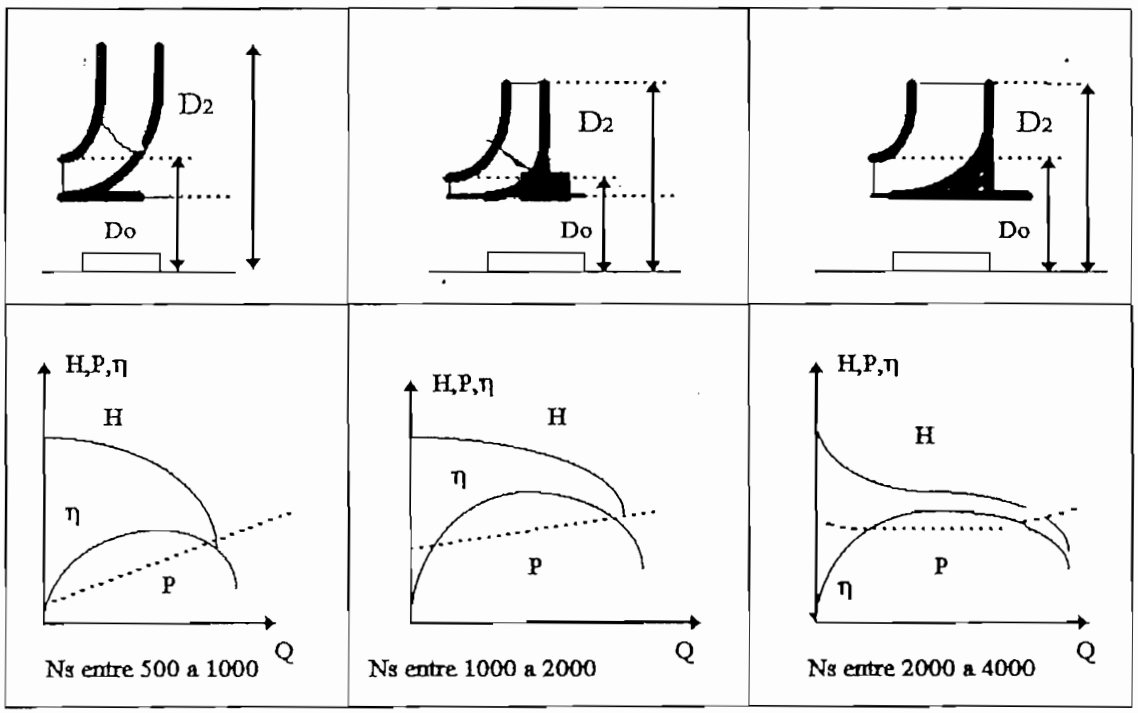


Fig. 2.8 Formas de los impulsores y gráficos de las curvas características para bombas centrífugas, en diferentes rangos de velocidades específicas.

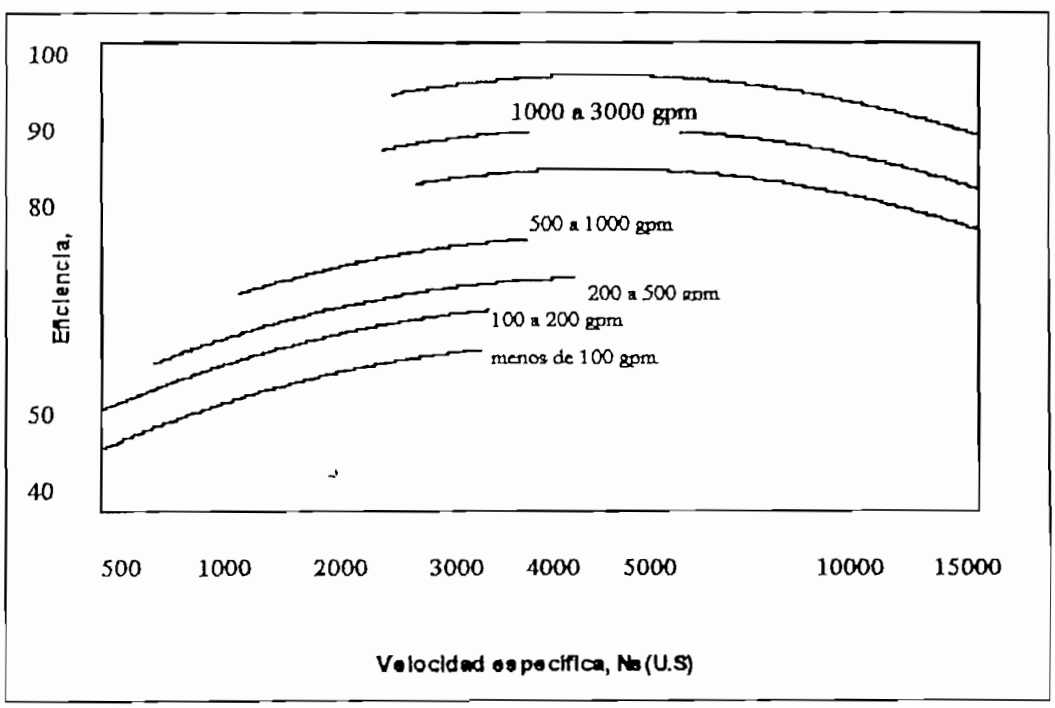


Fig. 2.9 Eficiencia de las bombas respecto a la velocidad específica.

Las unidades con más alta velocidad específica son más eficientes, se caracterizan por entregar más flujo y menos carga, y tienden a consumir altas potencias en el arranque.

Las unidades con velocidad específica grande, poseen una velocidad angular más pequeña, su alta rapidez específica se debe a su mayor relación Q/H.

2.4.3.- Cavitación.

Cuando se bombea líquidos, nunca se debe permitir que la presión en cualquier punto dentro de la bomba caiga a menos de la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, ya que éste se evaporiza formando cavidades de vapor, burbujas de vapor, que son arrastradas a regiones de alta presión, provocando:

- Ruido, vibración, caída en las curvas de capacidad de la carga y eficiencia.
- Erosión, corrosión, picaduras en el impulsor.

2.4.4.- Carga de succión.

Es la carga total equivalente en la línea de centro de la bomba corregida con la presión de saturación.

Se la define también como la carga estática en el tubo de succión de la bomba por encima de la línea de centros de la misma, menos todas las pérdidas por carga de fricción para la capacidad que se estudia, más cualquier presión que haya en el suministro de succión. Los gráficos siguientes ilustran la forma de calcular la carga de succión:

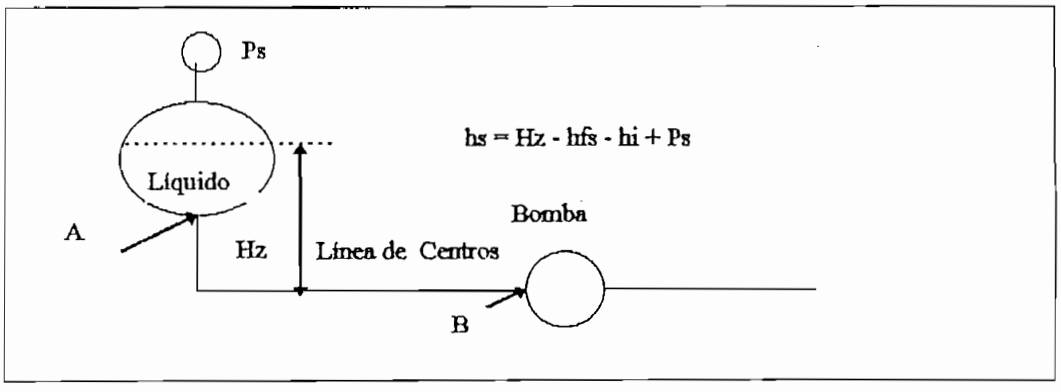


Fig. 2.10 Carga de succión de la bomba, que tiene el tanque de almacenamiento arriba de la línea de centros, y tiene una presión diferente a la atmosférica.

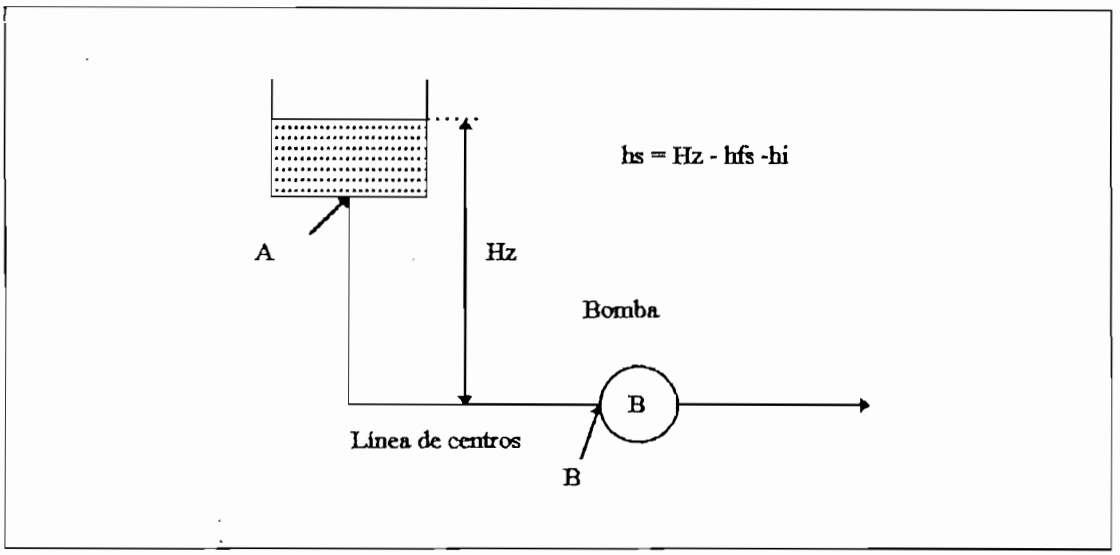


Fig. 2.11 Carga de succión, cuando se tiene un tanque de almacenamiento a presión atmosférica ubicado arriba de la línea de centros de la bomba.

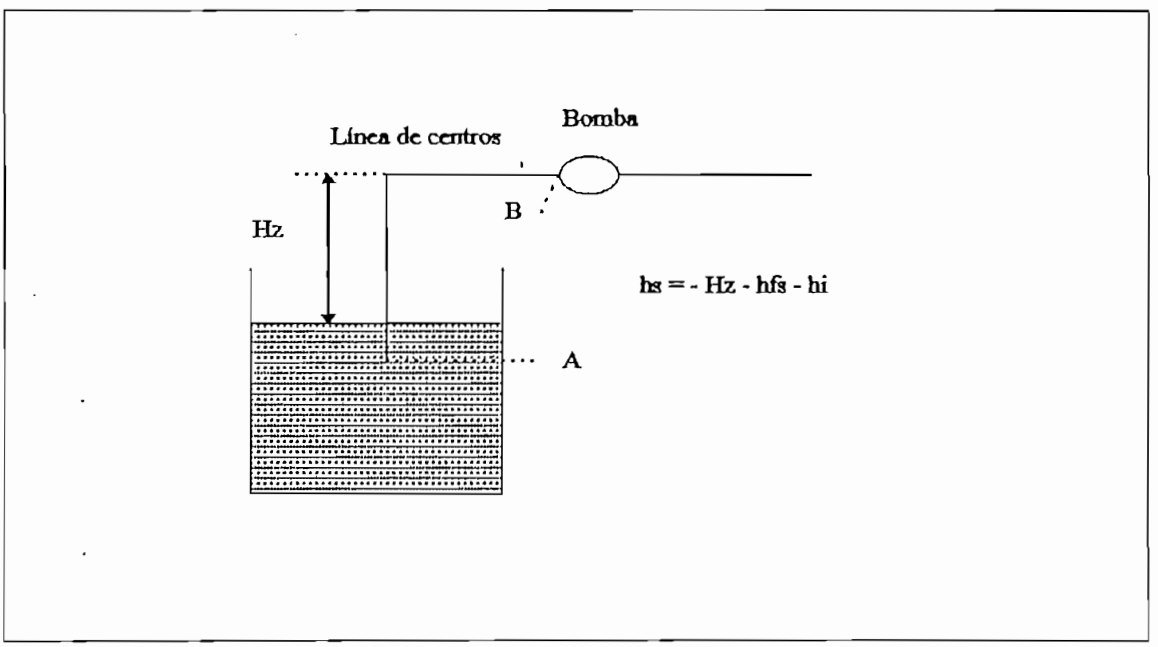


Fig. 2.12 Carga de succión, cuando se tiene un tanque de almacenamiento bajo la línea de centros, y a presión atmosférica

Cuando la carga de succión es negativa (fig. 2.12), se cambia de signo y generalmente toma el nombre de *altura de aspiración.*

Si se coloca un manómetro en el tubo de succión de la bomba, con la lectura corregida para la altura hasta la línea de centros de la bomba, mide la carga total de succión por encima de la presión atmosférica, menos la carga de velocidad en el punto que se encuentra colocado [Ref. 3]. En estos gráficos se tiene:

$$hsg = hs - hvs \tag{2.16}$$

Donde:

hi = pérdidas en la entrada en el punto A.

hfs = pérdidas por fricción entre A y B.

hvs = carga de velocidad en el punto B.

hsg = lectura del manómetro en B

Ps = presión en pies de líquido.

hs = carga de succión

Hz = distancia entre la línea de centros de la bomba y el nivel del líquido en el tanque.

2.4.5.- Carga neta positiva de succión.

En las curvas de capacidades nominales, presentadas por los fabricantes en sus catálogos de ventas, también incluyen la carga neta positiva de succión requerida $(NPSH)_R$ como se observa en la figura 2.13.

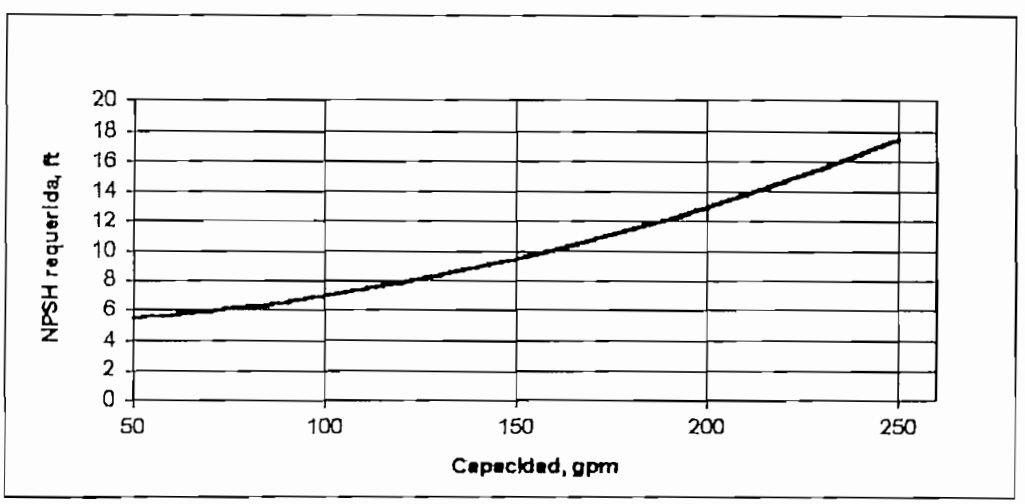


Fig. 2.13 Características del NPSH requerido para una bomba centrífuga típica.

La carga positiva neta de succión requerida $(NPSH)_R$ es la energía en pies de carga de líquido, que se necesita en la succión de la bomba por arriba de la presión de vapor del líquido a fin de que la bomba entregue una capacidad dada a una velocidad dada.

Siempre se debe tener suficiente energía disponible en la succión de la bomba para hacer que el líquido llegue al impulsor y contrarreste las pérdidas entre la boquilla de succión y la entrada al impulsor; luego, los álabes del impulsor aplican más energía al líquido. Por consiguiente, la energía de succión que se tiene en un sistema de bombeo real se lo denomina cabeza positiva neta de succión disponible $(NPSH)_A$, la misma que debe ser siempre mayor que la $(NPSH)_R$ en cualquier punto de operación. El rendimiento no se ve afectado ante cambios de la $(NPSH)_A$ siempre y cuando cumpla la condición anterior; se recomienda que este valor sea hasta un 30 % mayor que el indicado por el fabricante, pero si por algún motivo es mayor que el 30 %, los sellos mecánicos de las bombas sufrirán desgastes prematuros.

Cuando la $(NPSH)_A$ es menor que la $(NPSH)_R$ en el punto de operación, la bomba empieza a tener cavitación y pierde eficiencia.

En términos matemáticos, la carga de succión neta positiva disponible se la define como la lectura manométrica, en pies de líquido, tomada en la succión referida al centro de la bomba, más la carga por velocidad, corregida con la carga de saturación (fig. 2.14).

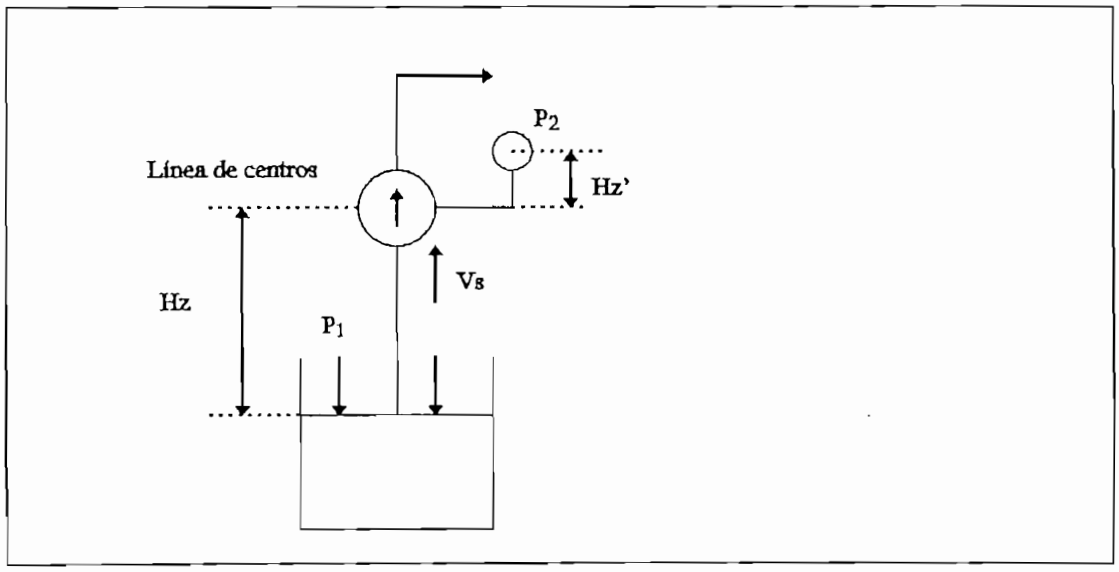


Fig. 2.14 Forma de encontrar el NPSH aprovechable

Si $hsg = P_2/\gamma$

Entonces el $(NPSH)_A = hsg \pm Hz' - Hsat + Hvs$ (2.17)

Donde:

γ = peso específico

Hsat = carga equivalente a la presión de saturación que corresponde a la temperatura del líquido bombeado.

hsg = carga de succión (medida manométrica)

Hvs = carga por velocidad.

Siendo $Hvs = \frac{Vs^2}{2g}$ (2.18)

Vs = velocidad promedio con la que circula el líquido en el tubo de succión.

g = aceleración de la gravedad.

En la figura 2.15 se dan los puntos de operación para máxima eficiencia de la bomba. Si la bomba trabaja en los puntos (J,L) el NPSH debe ser mayor que el valor M.

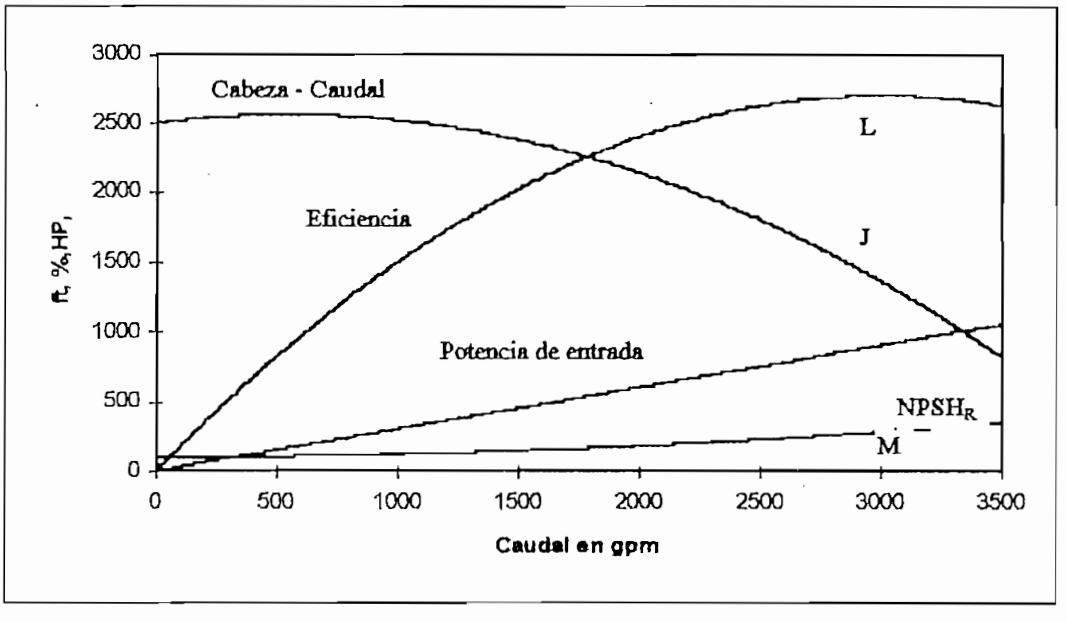


Fig 2.15 Puntos de operación de una bomba centrífuga

Experimentalmente se ha encontrado un número para poder predecir si una bomba se encuentra en cavitación, al que se le ha llamado *parámetro de cavitación* σ, y corresponde a la relación:

$$\sigma = hs/H \qquad (2.19)$$

Donde:

σ = parámetro de cavitación.

hs = carga de succión, en pies

H = carga desarrollada por la bomba, en pies

Por experiencia, se tiene que cuando $\sigma \leq 0.175$ comienza la cavitación, y en caso de que $\sigma \approx 0.09$ el bombeo disminuye considerablemente (fig. 2.16).

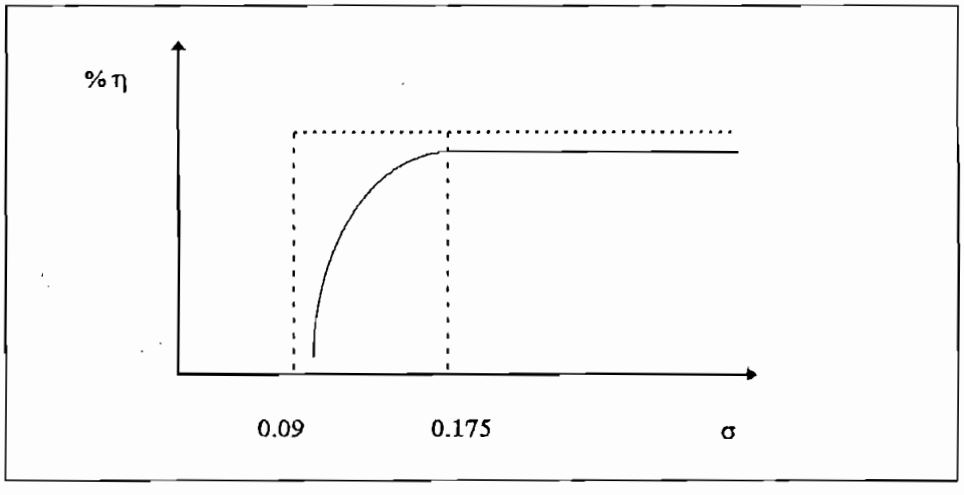


Fig. 2.16 Reducción de la eficiencia con respecto al parámetro σ

2.5.- SISTEMAS DE BOMBEO Y CURVAS DE CABEZA.

La tubería y el equipo a través del cual el líquido fluye para y desde una bomba, comprende el sistema de bombeo. En términos estrictos, una bomba solo puede funcionar dentro de un sistema.

Solamente la longitud de la tubería contiene líquido controlado por la acción de la bomba, esto es sólo una parte del sistema de bombeo (fig. 2.17).

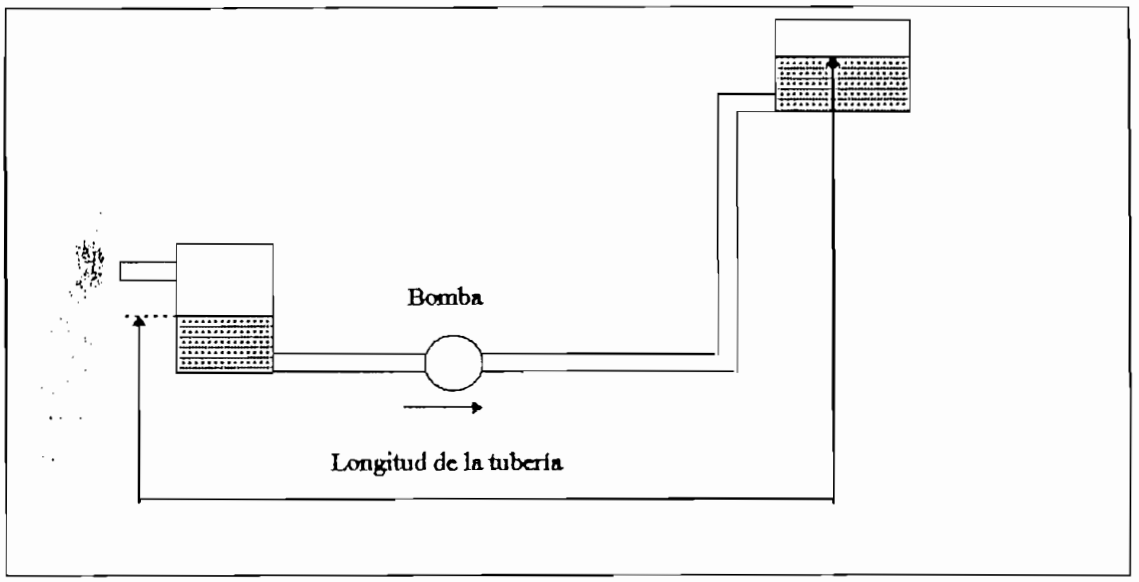


Fig. 2.17 Longitud del sistema controlado por una bomba.

Los sistemas de bombeo son de distintas formas. Por ejemplo, la presión de succión y descarga pueden estar constituidas por muchas ramas y manejadas por una sola bomba (fig. 2.18). El sistema también podría tener muchas bombas , las mismas que pueden estar conectadas en serie o en paralelo (fig. 2.19) y (fig. 2.20); en los dos casos, el flujo a través del sistema es determinado por el funcionamiento combinado de las bombas.

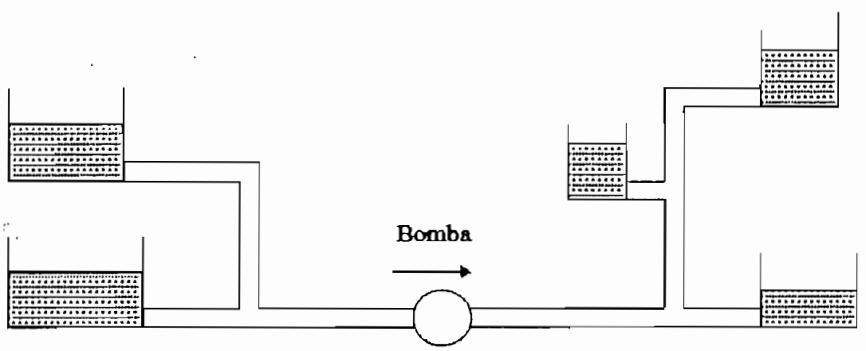


Fig. 2.18 Sistema con varias ramas

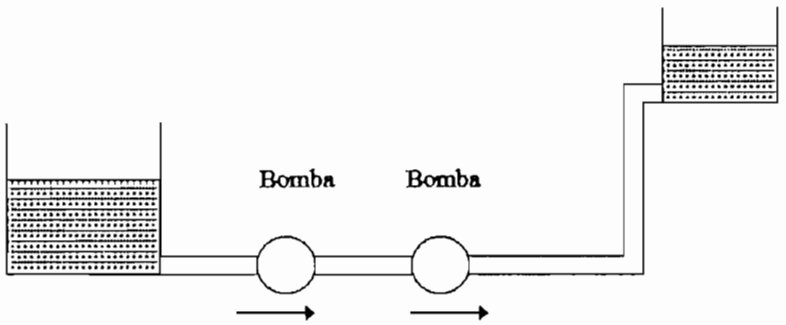


Fig. 2.19 Sistema de bombeo con bombas conectadas en serie

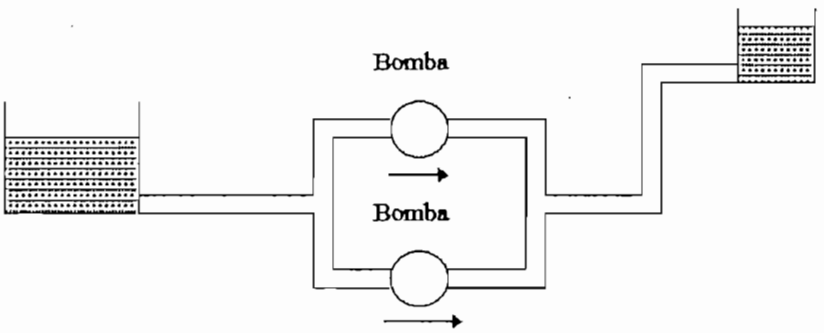


Fig. 2.20 Sistema de bombeo con bombas en paralelo

También se pueden tener combinaciones de todos estos tipos de sistemas. El sistema a través del cual el líquido es bombeado ofrece resistencia al flujo por muchas razones. *La bomba debe vencer la resistencia total del sistema*, esto es, fricción más elevación y la presión de cabeza deseada para el flujo.

2.5.1.- Energía en un fluido incompresible.

La energía total en pies o presión diferencial en libras fuerza sobre pulgada cuadrada (psi) producida por una bomba, es una medida de la energía añadida al líquido y es la diferencia de energía entre el punto donde éste deja la bomba y el punto donde éste entra a la bomba. Es también la cantidad de energía añadida al líquido en el sistema. El total de energía en cualquier punto de un sistema, es un término relativo y es la medida arriba de algún eje arbitrario seleccionado.

Para un *fluido incompresible* se tiene energía en forma de velocidad, presión, y elevación. El teorema de *Bernoulli* para un *fluido incompresible* que permanece en estado estable sin pérdidas de energía en cualquier punto, es la suma de la cabeza de velocidad, presión de cabeza, y elevación de cabeza, y esta suma es constante a lo largo del flujo en el tubo, como se presenta en la ecuación 2.20. Sin embargo la energía H en pies-lb/lb, o pies, en cualquier punto en el sistema es relativo al eje seleccionado.

$$H = \frac{V^2}{2g} + \frac{144p}{\varpi} + Z \qquad (2.20)$$

Donde:

V= velocidad, pies/s (ft/s).

g = aceleración de la gravedad, aproximadamente 32.17 pies/s^2

p = presión lb/plg^2 .

ϖ = peso específico del líquido, lb/pies^3

Z = elevación arriba del eje (+) o bajo (-), pies

2.5.1.1.-Velocidad de cabeza.

La energía cinética en la masa de un líquido es $\frac{1}{2}mV^2$ o $\frac{1}{2}(W/.g)V^2$. A la energía cinética por unidad de peso se la denomina velocidad de cabeza, entonces se tiene $\frac{1}{2}WV^2/Wg$ o $\frac{V^2}{2g}$ medida en pies.

Donde:

m = masa, lb

W = peso, lb fuerza

2.5.1.2.-Presión de cabeza.

La presión de cabeza , o trabajo de flujo, en un líquido es 144p/ϖ, en pies. El líquido que tiene presión es capaz de hacer trabajo. Por ejemplo en un pistón teniendo área A y

vástago L, la cantidad de líquido requerido para completar un movimiento del vástago es ϖAL. El trabajo que es Fuerza por distancia, por unidad de peso es 144 pAL /ϖAL, o 144 p/ϖ.

La presión de cabeza desarrollada en psi (lb/plg^2) es directamente proporcional a la gravedad específica (fig.2.5) (numéricamente, la gravedad específica es igual a la densidad en gramos/cm^3 y por tanto a la densidad relativa). La cabeza y la presión son términos intercambiables; en el sistema inglés se tiene:

$$H = \frac{p \times 2{,}31}{spgr} \qquad (2.21) \qquad p = \frac{H \times spgr}{2{,}31} \qquad (2.22)$$

$$H = \frac{p \times 144}{\varpi} \qquad (2.23) \qquad p = \frac{H \times \varpi}{144} \qquad (2.24)$$

Donde:

H = cabeza en pies de líquido, pies
p = presión en psi
sp gr = gravedad específica
ϖ = peso específico, $lb/pies^3$

2.5.1.3.- Cabeza de elevación.

La energía de elevación, o energía potencial en un líquido, es la distancia Z, en pies medida verticalmente arriba o abajo del eje horizontal arbitrario seleccionado. El trabajo requerido para elevar un líquido arriba del eje de referencia es WZ, y el trabajo por unidad de peso es WZ/W, o Z en pies.

En un sistema de bombeo, la energía requerida para elevar al líquido por arriba del plano de referencia provee una bomba colocada en el eje de referencia, y produciendo una presión que soportará el peso total del líquido en la tubería entre la descarga de la bomba y el punto de la tubería donde el líquido esta siendo subido. Esta presión es AZϖ/A, o Zϖ (lb/ft^2) o Zϖ/144 (lb/plg^2). Por tanto, la cabeza es igual a la presión dividida para el

peso específico $Z\varpi/\varpi$ o Z en pies. El líquido bajo el plano de referencia tiene cabeza de elevación negativa.

2.5.2.- Cabeza total.

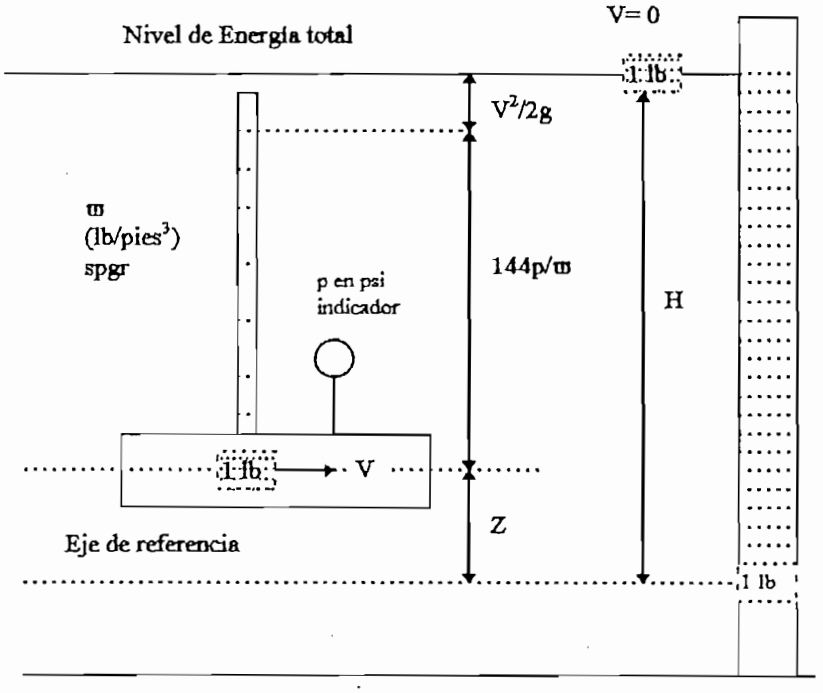


Fig. 2.21 representación de la ecuación de Bernoulli

La fig. 2.21 ilustra un líquido bajo presión en un tubo. Para determinar la cabeza total H en el lugar donde se está midiendo la presión **p** y relativa al eje de referencia, se utiliza la ecuación de Bernoulli (ecuación 2.20).

En el gráfico se puede apreciar también que la cabeza total H es equivalente a 1 lb de líquido elevado H pies arriba del eje de referencia (V = 0).

2.5.3.- Carga del sistema.

El sistema de bombeo puede consistir de la tubería, válvulas, reguladores, canales abiertos, medidores, etc.; tales componentes se oponen al paso del líquido, pues estos

elementos tienen una resistencia al paso del flujo, *la resistencia se incrementa al aumentar el paso del flujo*. Para vencer la resistencia del sistema, la bomba debe ser capaz de dar la cabeza necesaria para subir el líquido desde el nivel de succión al nivel alto de descarga. En algunos sistemas la presión en la descarga del líquido debe ser más alta que la presión en la succión del líquido, incrementándose así la carga del sistema, por tanto se deben analizar todos los parámetros que intervienen de acuerdo a la configuración de cada sistema de bombeo.

En resumen, las bombas deben aplicar al líquido energía formada por los siguientes componentes:

1. Carga estática
2. Presión de cabeza
3. Pérdidas por fricción
4. Pérdidas de entrada y salida.
5. Pérdidas en accesorios.

2.5.3.1.- Carga estática.

La carga estática total de un sistema es la diferencia en elevación entre los niveles del líquido en los puntos de descarga y de succión de la bomba. La carga estática de descarga es la diferencia en elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centros de la bomba.

La carga estática de succión puede ser negativa si el nivel del líquido para succión está debajo de la línea de centros y generalmente se la llama altura estática de aspiración. En todo sistema la carga estática total es:

Z (carga estática total) = Z_2(carga estática de descarga) - Z_1(carga estática de succión)

Las figuras 2.22, 2. 23, y 2.24 aclaran el concepto.

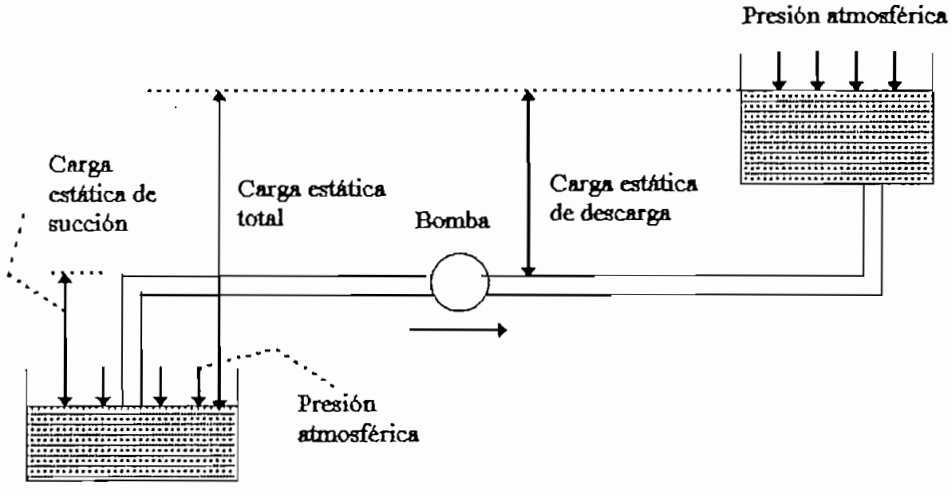


Fig.2.22 Carga estática total, para un sistema con nivel de succión bajo la línea de centros de la bomba

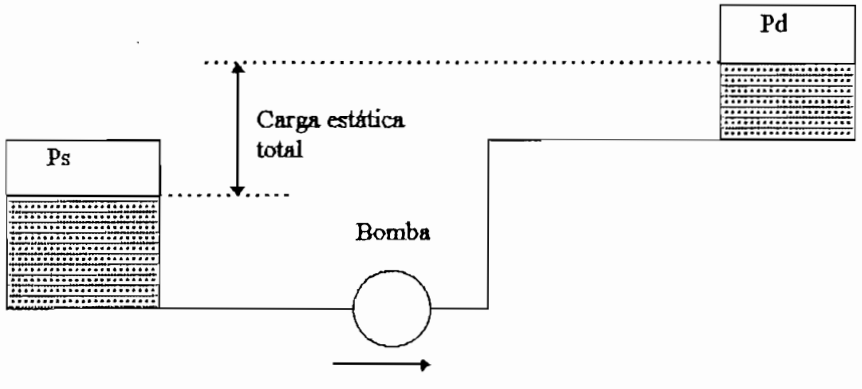


Fig. 2.23 Carga estática total para un sistema con el nivel de succión arriba de la línea de centros de la bomba

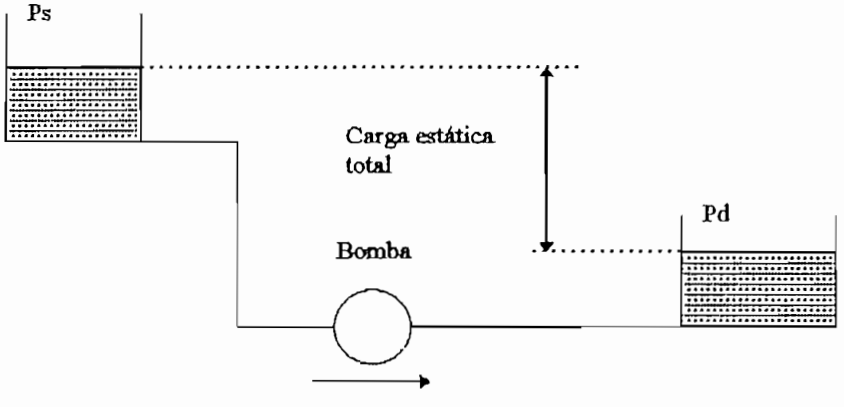


Fig. 2.24 Carga estática total, con el nivel de succión más arriba que el nivel de descarga

2.5.3.2.- Presión de cabeza.

Cuando el nivel de líquido de succión o de descarga está sometido a una presión diferente a la atmosférica (fig. 2.23), ésta debe ser cambiada a un equivalente en presión de cabeza. Tanto la presión de cabeza como la presión estática no cambian con la variación del flujo, por tal motivo a la suma de éstas se las conoce como *cabeza fija del sistema* (FSH) .

En el sistema de bombeo se define el inicio en el lado de succión y el final en el lado de descarga. Por tanto la cabeza fija del sistema, es el cambio neto en la energía total desde el inicio hasta el fin. La cabeza en el punto de succión referido a la línea de centro de la bomba es 144 P_s/ϖ (fig. 2.23) , y en el punto de descarga es 144 P_d/ϖ + Z, luego el cambio neto es la cabeza final menos la cabeza inicial, tal como se aprecia en la ecuación 2.21.

$$FSH = \left(\frac{144 \cdot P_d}{\varpi} + Z\right) - \frac{144 \cdot P_s}{\varpi} \qquad (2.21)$$

2.5.3.3.- Pérdidas por fricción.

En flujo incompresible a régimen permanente por un tubo, las irreversibilidades se expresan en función de las pérdidas de cabeza (altura) o caída de línea hidráulica de altura; en otras palabras, caídas de presión. La línea hidráulica de altura está p/ϖ unidades arriba del centro del tubo, y si z es la altura del centro del tubo, entonces z + p/ϖ es la elevación de un punto colocado en la línea hidráulica de altura. Las pérdidas o irreversibilidades causan que esta línea caiga en la dirección del flujo.

Para calcular las pérdidas por fricción en tubos, se utiliza la ecuación experimental de Dancy - Weisbach:

$h_f = f\frac{LV^2}{D2g}$ (2.22) Si se considera que las pérdidas son solamente por fricción.

Donde:

hf = pérdidas por fricción

f = coeficiente de fricción, y es adimensional.

L = longitud de la tubería.

V = velocidad promedio del flujo

D = diámetro interior del tubo.

El factor de fricción f se selecciona de tal manera que la ecuación 2.22 produzca correctamente la pérdida de carga, por tanto f no es una constante sino más bien depende de la velocidad V, del diámetro D, de la densidad ρ, de la viscosidad μ y de ciertas características de rugosidad para la pared representada por ε, ε' y m, donde ε es una medida de las proyecciones de rugosidad y tiene las dimensiones de longitud, ε' es una medida de la disposición o espaciamiento de los elementos de rugosidad cuyas dimensiones son también de longitud, y m es un factor de forma dependiente de la forma de los elementos de rugosidad individuales y es adimensional, por tanto f depende de:

$$f = f\left(V, D, \rho, \mu, \varepsilon, \varepsilon', m\right) \tag{2.23}$$

Como f es adimensional, depende de la agrupación de las cantidades anteriores de tal forma que se obtengan parámetros adimencionales.

$$f = f\left(\frac{VD\rho}{\mu}, \frac{\varepsilon}{D}, \frac{\varepsilon'}{D}, m\right) \tag{2.24}$$

En esta fórmula, cuando el tubo es liso, no hay rugosidades, ni factor de forma, esto es, ε= ε' = m = 0.

En la misma expresión a:

$\frac{VD\rho}{\mu} = R$, es el número de Reynolds. (2.25)

En tubos rugosos el término ε/D se llama la rugosidad relativa. Debido a la extrema complejidad de las superficies naturalmente rugosas, muchos de los avances en la comprensión de las relaciones básicas se han desarrollado alrededor de experimentos en tubos hechos rugosos artificialmente, por tal motivo la ecuación de Dancy -Weisbach se adapta mejor para flujo turbulento [Ref. 2].

Diagramas de Moody.

Moody ha construido una de las gráficas más convenientes para la determinación de factores de fricción en tubos comerciales limpios (fig. 2.25). La gráfica es un diagrama que expresa a **f** como una función de rugosidad y el número de Reynolds.

Los valores de rugosidad absoluta para los tubos comerciales se determinan por experimentación, R se puede calcular y, teniendo ε/D (que son datos de los fabricantes de tubos) se encuentra rápidamente f de la misma figura.

Calculando R, se puede determinar si el flujo de un fluido es laminar o turbulento. Para valores de R menores de 2000, el flujo es laminar. *Las partículas del líquido siguen trayectorias que no se interceptan, sin torbellinos o turbulencia.*

Cuando R es mayor que 4000, existe un flujo turbulento. *Las trayectorias de las partículas líquidas son sumamente irregulares, y continuamente se cruzan.*

En la zona crítica cuando $2000 < R < 4000$, generalmente se considera que el flujo es turbulento.

Para flujo laminar, las rugosidades o condicion de la cara interna del tubo no tiene efecto en el factor de fricción, llegando a ser:

$$f = \frac{64}{R} \qquad (2.26)$$

Fig. 2.25 Diagrama de Moody

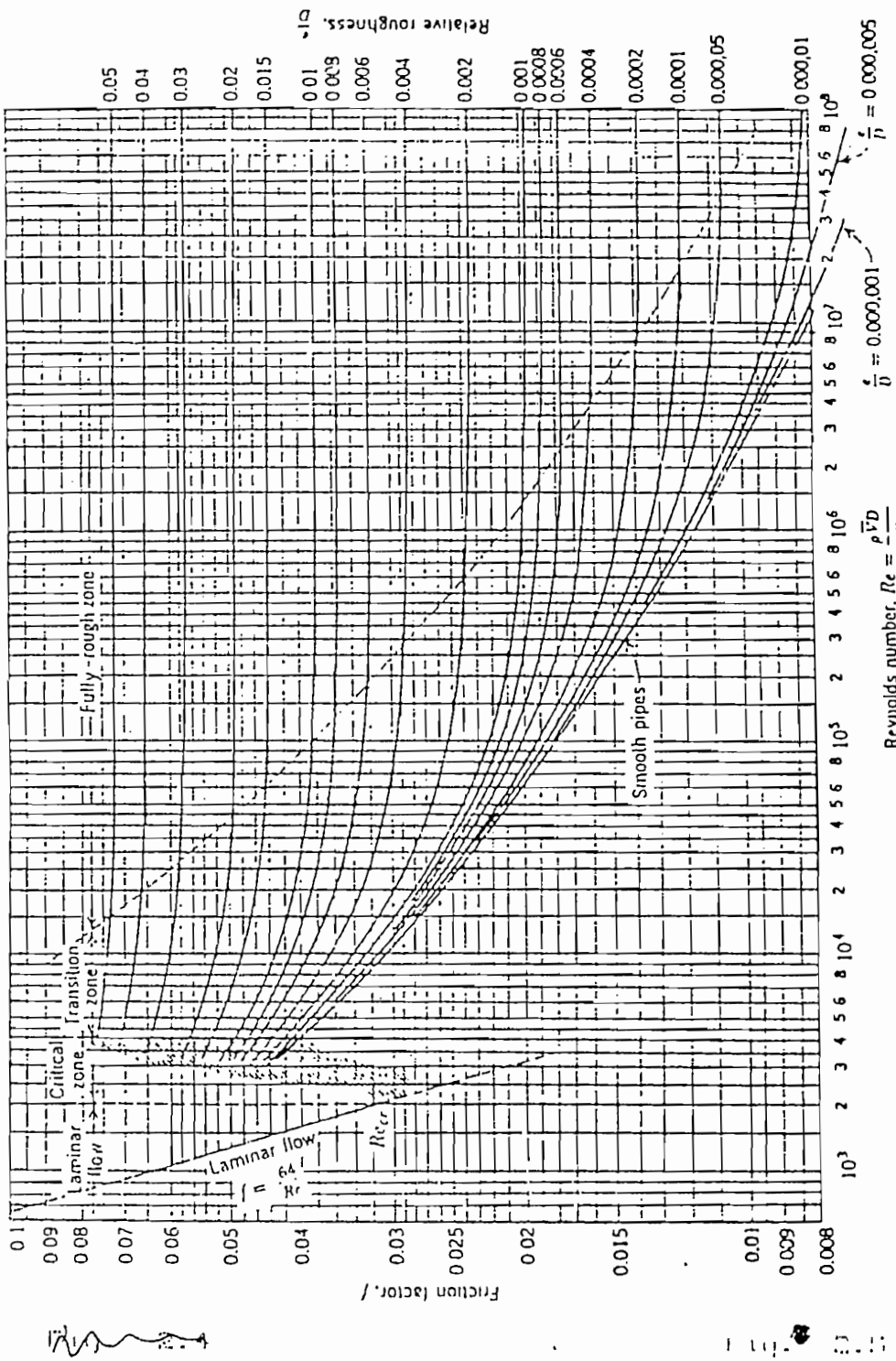


Diagrama de Moody

Las pérdidas por fricción ocasionadas por el flujo del líquido en la tubería, válvulas, accesorios, etc. varían proporcionalmente al cuadrado del flujo, así la ecuación 2.22 cambia a:

$$h_f = K \cdot Q^2 \qquad (2.27)$$

donde:

hf = pérdidas por fricción

K= constante

Q = caudal

Las pérdidas por fricción se presentan gráficamente en la figura 2.26

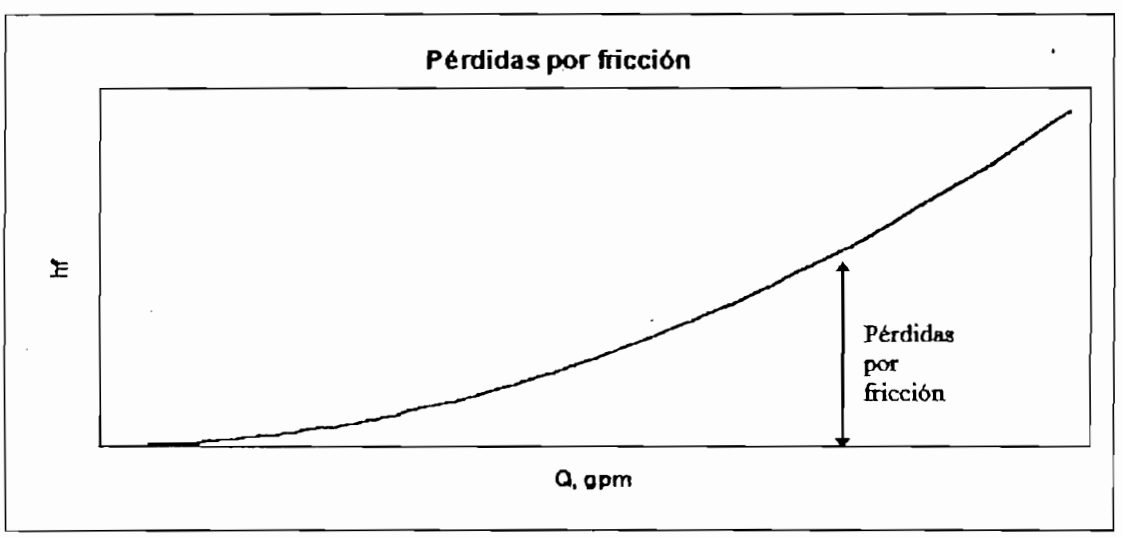


Fig. 2.26 Curva característica de fricción del sistema

Sumando la carga por fricción, la carga estática total, y la presión de cabeza, se tiene la curva de carga del sistema (fig. 2.27).

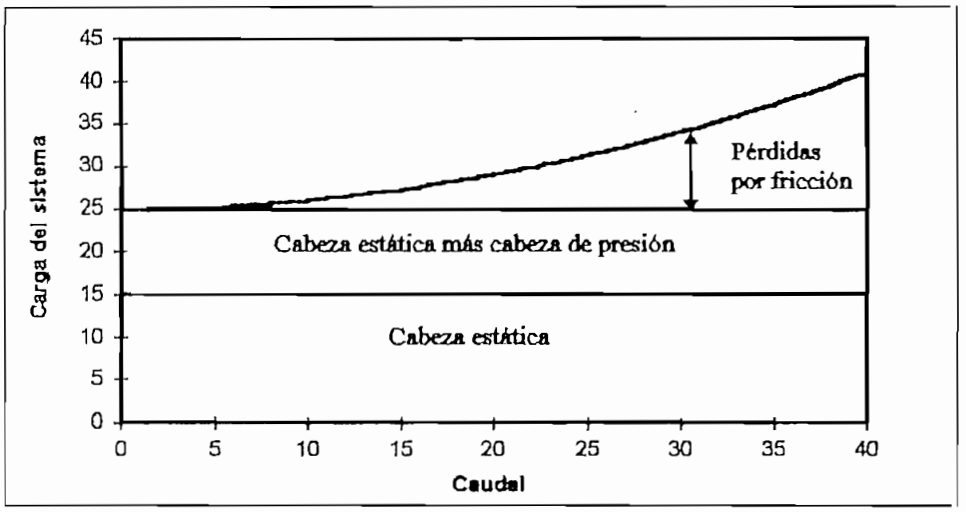


Fig. 2.27 Cabeza total del sistema.

Como se puede ver en el gráfico, sólo las pérdidas por fricción varían con el caudal, las demás permanecen constantes.

2.5.3.4.-Pérdidas en la entrada y salida.

Las pérdidas de entrada generalmente se producen cuando la toma de la bomba está en un depósito, tanque o cámara de entrada, y ocurren en el punto de conexión de la tubería de succión con el suministro, por tanto un buen diseño de la entrada al tubo disminuirá considerablemente estás perdidas.

En el lado de descarga, cuando el tubo termina en algún cuerpo de líquido, se pierde toda la carga de velocidad, y se considera como pérdidas totales por fricción. Si lo antes mencionado no ocurre, las pérdidas a la salida casi son nulas.

2.6.- PUNTOS DE OPERACION DEL SISTEMA.

En general la curva característica cabeza - caudal del sistema se puede construir de la siguiente manera:

1. Definir el sistema de bombeo y la longitud de la tubería, (realizando dibujos).

2. Calcular o medir la cabeza fija del sistema
3. Calcular la cabeza total, todas las pérdidas a través de la tubería, válvulas, reguladores y equipo en el sistema para varios valores de flujo.

Al poner en un mismo gráfico las curvas características totales de las bombas como del sistema, el punto de operación del sistema de bombeo es la intersección de las dos curvas, es decir, se define un punto de cabeza-caudal, dependiendo de la velocidad de las bombas (r.p.m.), (fig.2.28).

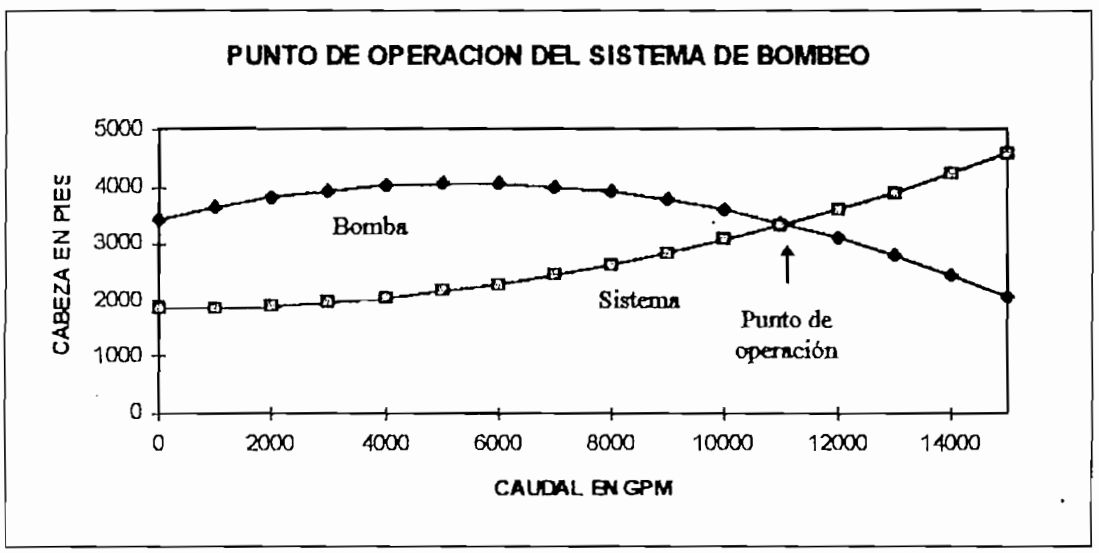


Fig. 2.28 La intersección de las dos curvas define el punto de operación

2.6.1.- Variaciones de los puntos de operación.

En el sistema de bombeo, para un valor de flujo se tiene un valor de cabeza (fig. 2.28), y la bomba centrífuga operando a velocidad constante desarrolla el flujo que fija la intersección de las dos curvas características.

En un sistema de bombeo, los puntos de operación se pueden cambiar, variando las condiciones del sistema. Por ejemplo, cambiando las condiciones de la válvula en la descarga de la bomba (*válvula de descarga*), cambiando el nivel de líquido en la

descarga como también en la succión, realizando cambios en el proceso, cambiando el número de bombas que están funcionando, y cambiando la velocidad de rotación de las bombas. Todos los cambios mencionados se pueden hacer sin modificar la configuración del sistema.

2.6.2.-Variación de la cabeza estática.

Esto ocurre en un sistema en donde la bomba succiona el líquido de un reservorio y llena otro. En el tanque de succión, conforme se bombea, el nivel comienza a bajar, mientras tanto que en el reservorio de descarga el nivel del líquido sube; estos hechos producen una cabeza estática variable, que a su vez cambia el punto de operación de la bomba (fig.2.29) .

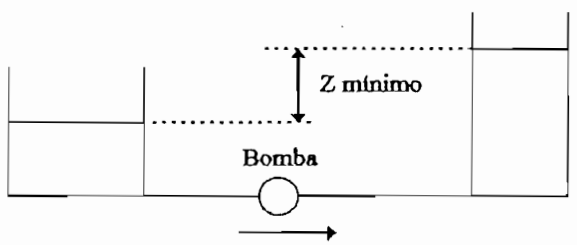


Fig. 2.29a. Nivel inicial de los reservorios, definiendo una cabeza estática mínima

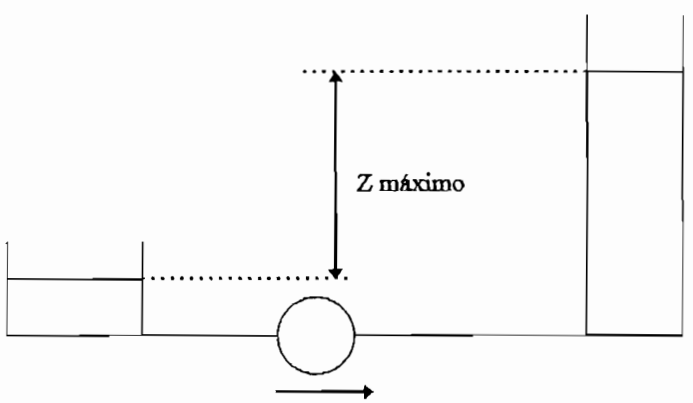


Fig. 2.29b. Nivel final de los reservorios, definiendo una cabeza estática máxima

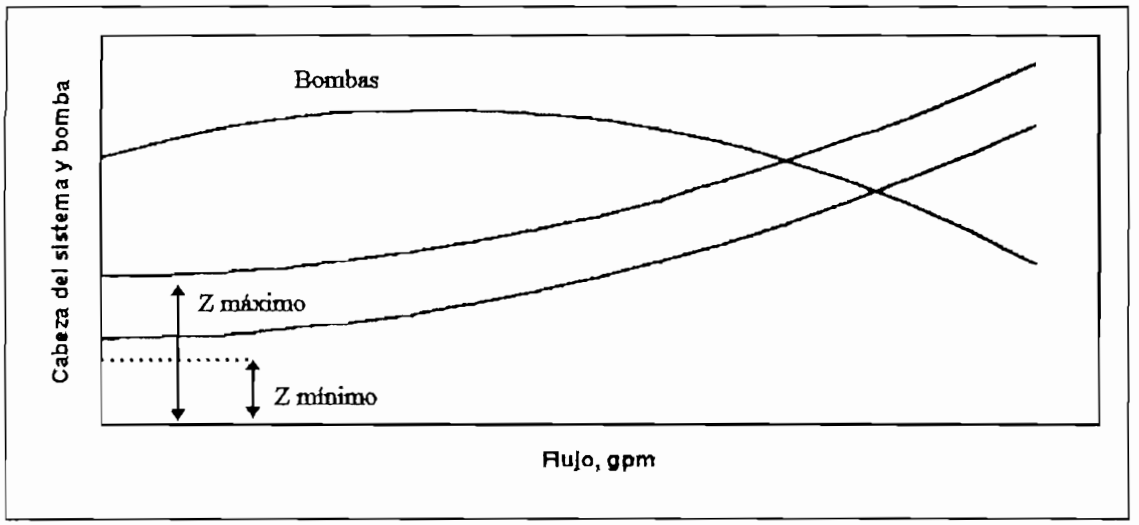


Fig. 2. 29c. Puntos de operación cuando la presión estática es variable

2.6.3.- Variación de la resistencia del sistema.

Cambiando las condiciones de la válvula de descarga se alteran las pérdidas por fricción de la curva cabeza-caudal del sistema (fig. 2.30). Cuando la válvula está completamente abierta se obtiene el máximo flujo, y al ir cerrando la válvula de descarga se disminuye el flujo bombeado. Cuando la válvula está totalmente cerrada la bomba opera en condiciones de corte de flujo.

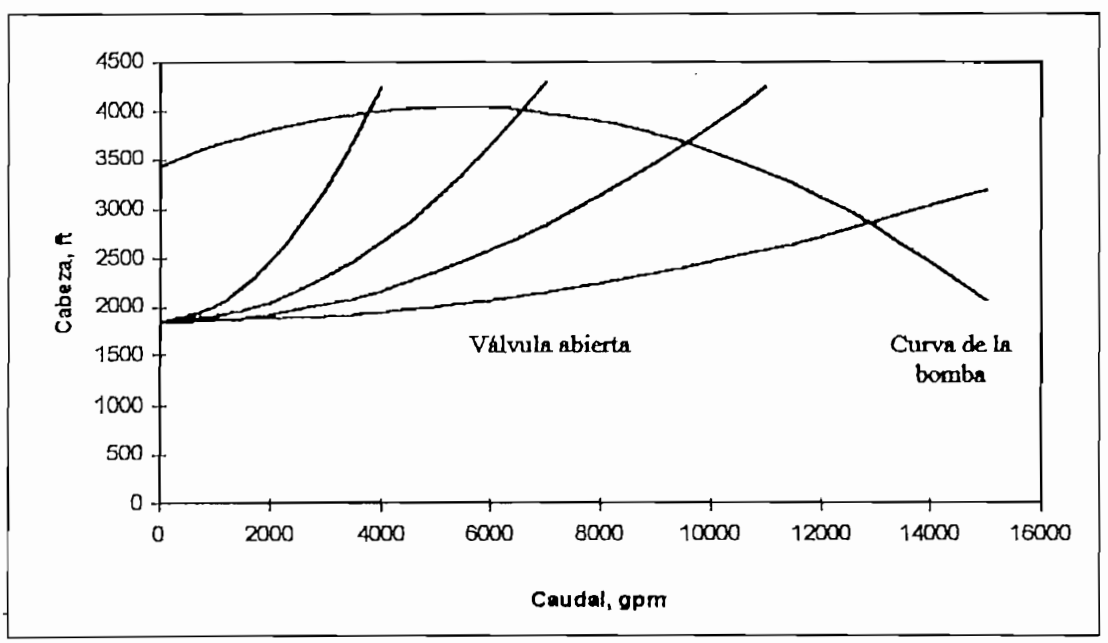


Fig. 2.30 Cambio de los puntos de operación, cambiando la resistencia del sistema

2.6.4.- Variación de la velocidad de las bombas.

Otra forma de cambiar la cabeza y capacidad de un sistema, es cambiar la velocidad de las bombas, esto se logra cambiando la velocidad de las unidades motrices, y por tanto modificando las curvas características de las bombas (fig. 2.31).

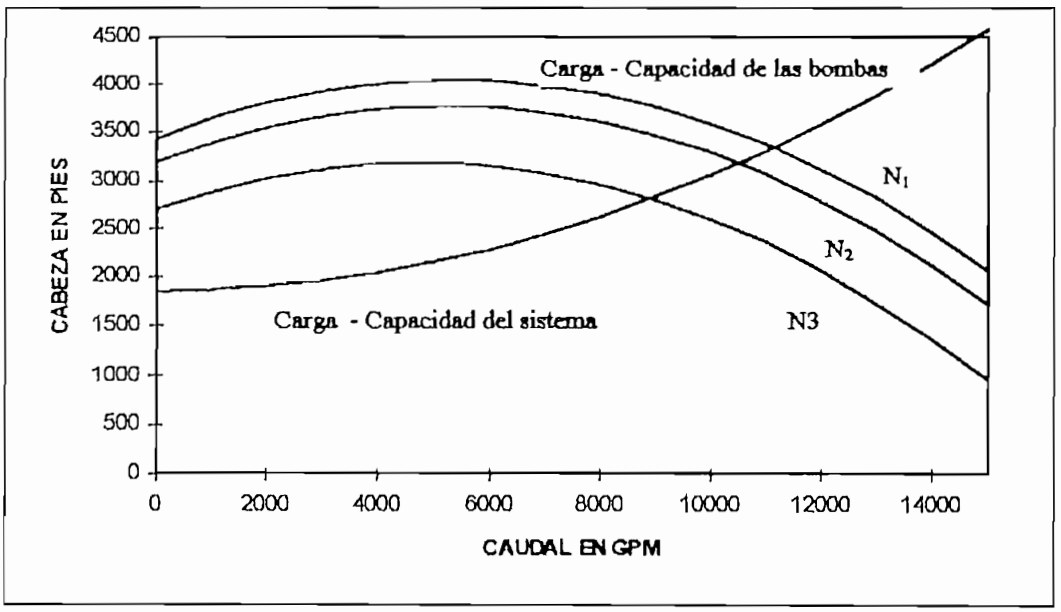


Fig. 2.31 El punto de operación se va moviendo al cambiar la velocidad N de la bomba.

2.7.- CABEZA TOTAL DE LA BOMBA.

La cabeza total de una bomba es la diferencia de energía en el punto de descarga de la bomba y el punto de succión [Ref. 1]. Aplicando el teorema de Bernoulli se encuentra la cabeza total:

En el punto de descarga la cabeza es:

$$Hd = \frac{Vd^2}{2g} + \frac{144\,pd}{\omega t} + Zd$$

la cabeza en el punto de succión es:

$$H_s = \frac{V_s^2}{2g} + \frac{144 p_s}{a_k} + Z_s$$

por tanto la cabeza total es la siguiente:

$TH = H_d - H_s$

$$TH = \left(\frac{144\, p_d}{\varpi_d} + \frac{V_d^2}{2g} + Z_d\right) - \left(\frac{144\, p_s}{\varpi_s} + \frac{V_s^2}{2g} + Z_s\right) \qquad (2.28)$$

La cabeza total TH puede encontrarse en una instalación poniendo medidores de presión en la succión y descarga de la bomba, para luego sustituir estos valores en la ecuación 2.28. Otra forma de obtener la cabeza total de una bomba centrífuga es midiendo la diferencia de energía entre dos puntos en el sistema de bombeo, uno a cada lado de la bomba, obteniendo todas las pérdidas y sumándolas a la diferencia de energía entre los dos puntos. Sea 1 el punto del sistema que se encuentra antes de la succión y 2 el punto que está luego de la descarga, entonces la ecuación que sirve para hallar TH es:

$$TH = \left(\frac{144\, p_2}{\varpi_2} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2\right) - \left(\frac{144\, p_1}{\varpi_1} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1\right) + \sum h_f(1\text{-}2) \qquad (2.29)$$

Donde:

TH = cabeza total de la bomba

V = velocidad promedio, pies/s

g = aceleración de la gravedad, aproximadamente 32,17 pies/s^2

p = presión, lb/plg^2 (psi).

ϖ = peso específico del líquido, lb/pies^3

Z = elevación arriba del eje (+) o bajo (-), pies

$\sum h_f$ = suma de las pérdidas entre los puntos 1 y 2

2.8.- OPERACION EN PARALELO Y EN SERIE.

Dos o más bombas se pueden poner en paralelo o en serie, dependiendo de los requerimientos de servicio tanto en cabeza como en caudal que se desea. *El método que*

se expone es adecuado para bombas que están dentro de una misma estación, ya que si no es de esta forma, aparecen serias presiones transitorias y hay que poner especial cuidado en el momento del arranque y de parada del sistema.

2.8.1.- Operación en paralelo.

La operación en paralelo de dos o más bombas generalmente se la utiliza cuando se requiere capacidades mayores a la que puede dar una sola bomba. Con esta forma de conexión se consigue operar muy cerca a la máxima eficiencia.

Las curvas características combinadas de dos o más bombas en paralelo se consiguen sumando horizontalmente las capacidades que tienen la misma cabeza como se observa en la figura 2.32, repitiendo este proceso para muchos puntos. Es necesario indicar que las curvas características cabeza - caudal no necesitan ser idénticas.

En la misma figura, se observa que las curvas H - Q de las bombas cambian al conectarse en paralelo, pero la curva del sistema permanece fija, esto demuestra que el caudal bombeado por dos bombas en paralelo siempre es menor que 2 veces el caudal bombeado por una sola bomba.

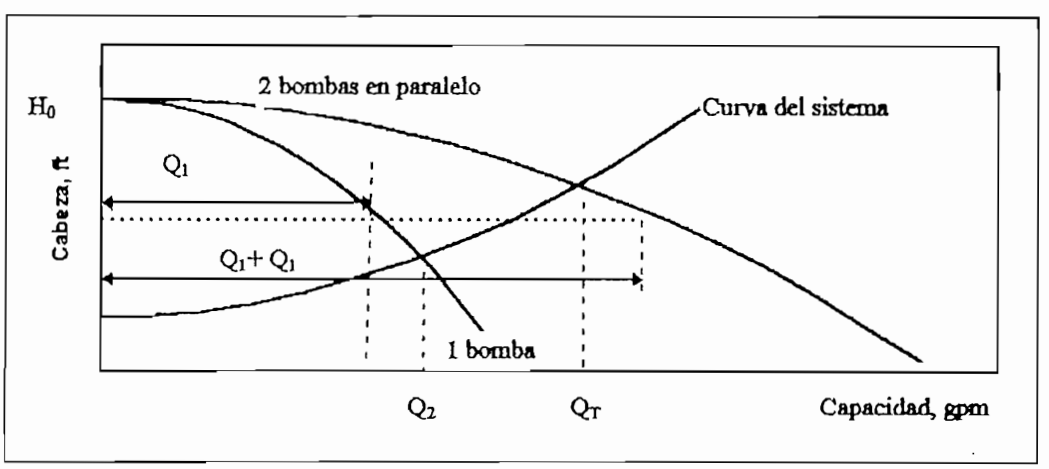


Fig. 2.32 Curvas cabeza - capacidad de dos bombas iguales en paralelo

2.8.2.- Operación en serie.

La conección de bombas en serie generalmente se la utiliza para suministrar grandes cargas, ya que una sola bomba no la puede generar.

Para la operación en serie, la curva combinada de funcionamiento se obtiene sumando verticalmente las cabezas, manteniendo el mismo caudal para las dos bombas (fig. 2.33), repitiendo este proceso para muchos puntos.

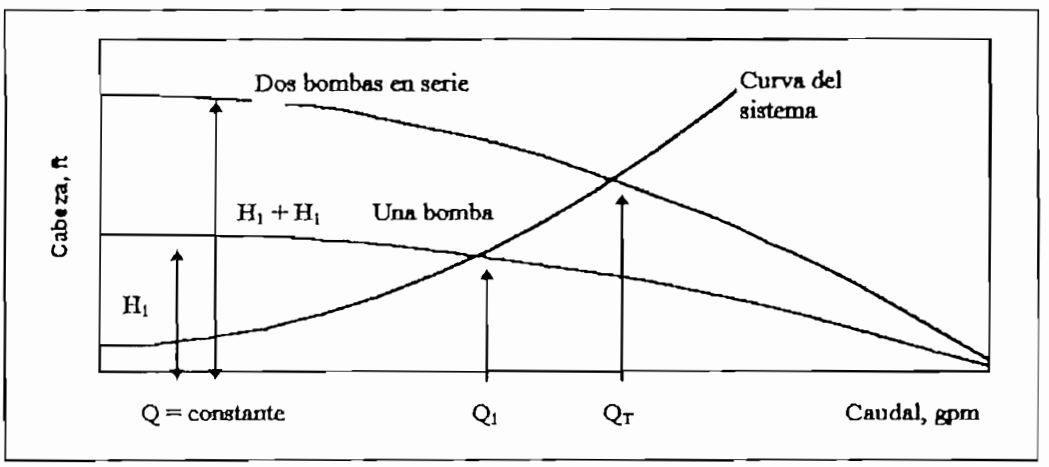


Fig. 2.33 Operación de dos bombas iguales en serie.

2.9.- BOMBEO DE LIQUIDOS VISCOSOS.

Las características de las bombas suministradas por los fabricantes son para agua fría. Por tanto estas características se comportan diferente, dependiendo del líquido manejado.

El líquido manejado por una bomba afecta a:

1. La columna y capacidad a las cuales puede operar la unidad.
2. La potencia demandada por la bomba
3. Los materiales de construcción que deben usarse para asegurar una vida satisfactoria de la bomba.

En bombeo se encuentra cuatro clases de líquido, además del agua:

1. Líquidos viscosos.
2. Líquidos volátiles
3. Líquidos químicos y,
4. Líquidos con sólidos en suspensión.

En bombeo de crudo, generalmente el problema del líquido es su viscosidad, como ya se vio al calcular las pérdidas por fricción, estas afectan también al funcionamiento de las bombas en sí.

2.9.1.- Líquidos viscosos.

En definitiva para problemas de bombeo la viscosidad se considera como una medida de la fricción interna de un líquido, que produce una resistencia al flujo a través de un tubo, válvula, bomba, etc. Las unidades que comúnmente se utilizan para la viscosidad son los SSU (segundos universal Saybolt), centistokes (viscosidad cinemática) o, centipoises (viscosidad absoluta).

2.9.2.- Corrección de Características.

Para corregir las características de las bombas cuando trabajan con líquidos viscosos, se utiliza la figura 2.34, en la misma se puede obtener los factores de corrección para líquidos viscosos *de bombas centrífugas,* no debiendo usarse para bombas de diseños especiales.

Cuando se utilizan bombas de múltiples etapas, la corrección se realiza en una etapa, y se usan sólo para líquidos uniformes - lodos, gelatinas, pasta de papel etc.

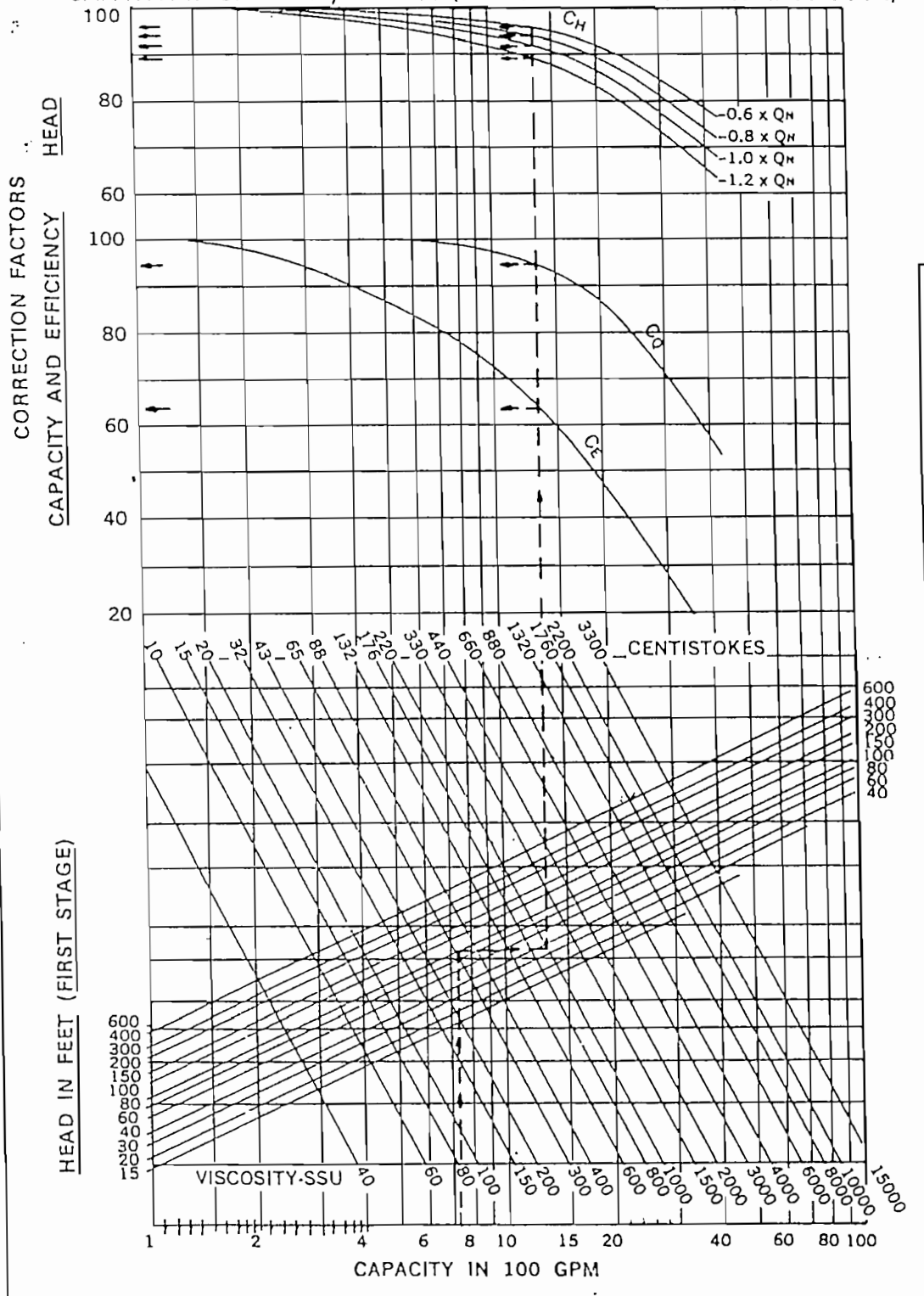
700-56 MAY 30, 1980 NEW ISSUE

UNITED CENTRIFUGAL PUMPS
SAN JOSE, CALIFORNIA

GENERAL ENGINEERING

MAY 30,1980

VISCOSITY CORRECTION CHART
CAPACITIES UP TO 10,000 GPM (REFERENCE HYDRAULIC INSTITUTE)



CORRECTION APPLIES TO PEAK EFFECIENCY ONLY. FOR OTHER CAP. DRAW CORRECTED H.P. CURVE PARALLEL TO WATER H.P. CURVE AND CALCULATE EFFECIENCIES BASED ON ASSUMED HEAD-CAP. CURVE. ADJUST AS REQUIRED TO OBTAIN A SMOOTH CURVE. USE CORRECTIONS OBTAINED FOR MAXIMUM DIAMETER FOR CUT DIAMETERS.

FILE NO. TDA-695

2.34 Carta de corrección de viscosidad

CAPITULO III: APLICACION AL CASO EN ESTUDIO.

3.1 Ecuaciones de carga del sistema 53

3.1.1 Corrección de las curvas características para que funcionen con petróleo..... 60

3.2 Ecuaciones de carga del sistema de bombeo 70

3.3 Puntos de operación 78

3.4 Diagrama de bloques del proceso actual y descripción 82

3.4.1 Convertidor de corriente a presión 84

3.4.2 Governador y unidad motriz 85

3.4.3 Engranaje 87

3.4.4 Transmisor de presión 88

3.4.5 Controlador 90

3.5 Obtención de la función de transferencia del proceso en lazo cerrado 91

CAPITULO III: APLICACION AL CASO EN ESTUDIO.

Una vez que en el capítulo anterior se presentaron los fundamentos teóricos sobre el funcionamiento de las bombas centrífugas, en este capítulo se busca aplicar estos y otros conceptos al caso del bombeo en la estación Lago Agrio

3.1.- ECUACIONES DE CARGA DE LAS BOMBAS.

En la figura 3.1, se tienen las curvas características suministradas por el fabricante de las bombas centrífugas que existen en la estación de bombeo Lago Agrio [Ref. 6]. Estas curvas son sólo para una etapa a la velocidad nominal y diferentes diámetros de impulsores.

Las curvas de capacidades nominales de la bomba centífuga, indican las características carga - capacidad para distintos diámetros de impulsores, así como también su respectiva potencia a la entrada. Además, indican la eficiencia que se puede obtener cuando funciona a un determinado caudal.

En la estación de bombeo Lago Agrio el diámetro del impulsor es de 12 1/16 plg (pulgadas), pero en la gráfica de capacidades nominales no existe la curva característica para este impulsor, por tanto utilizando las leyes de afinidad, primero se consigue la característica para el nuevo diámetro de éste.

Por facilidad de cálculo, se utiliza la característica para el impulsor de 13 plg de diámetro, y sacando un cuadro de valores para manipular mejor los datos se tiene la tabla 3.1.

3100-52 SEPTEMBER 30, 1975

SUPERSEDES 3100-52
JANUARY 31, 1973

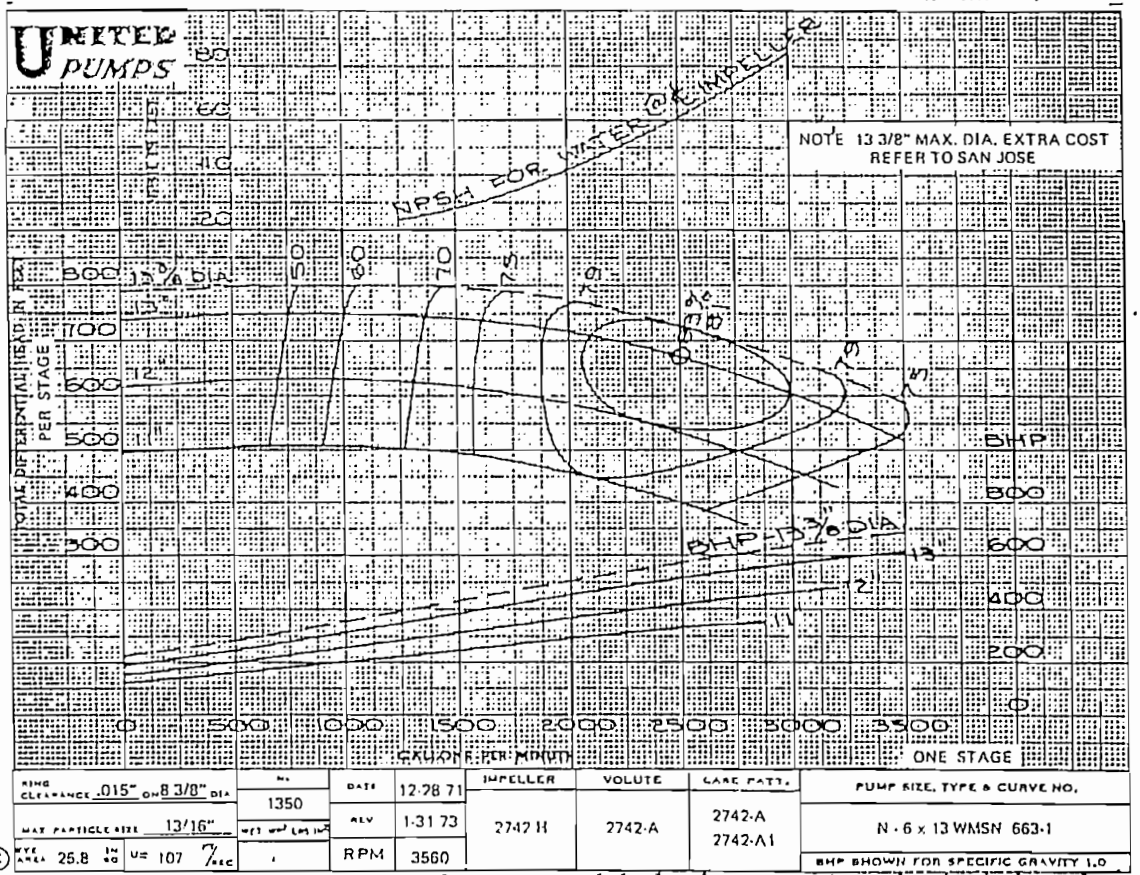
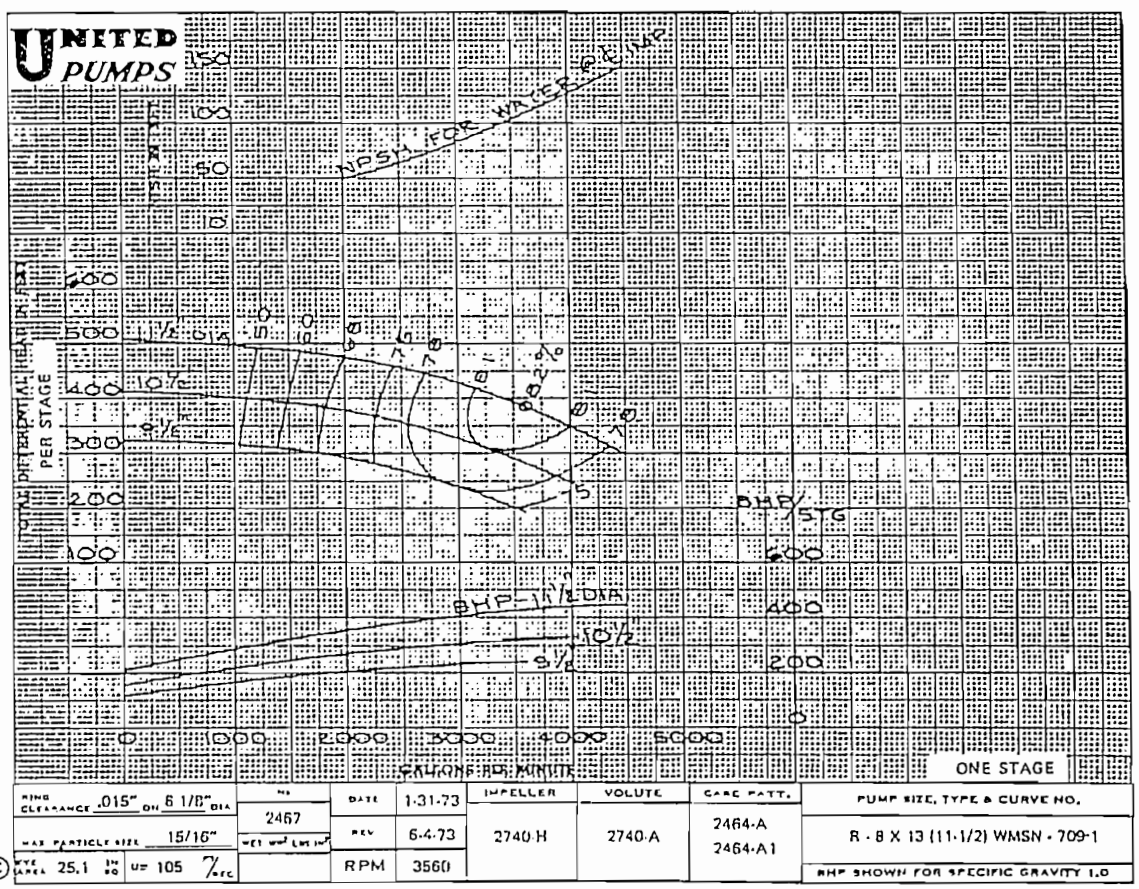


Fig. 3.1 Curvas caracteristicas por etapa de las bombas que existen en la estación Lago Agrio



Caudal en gpm	Cabeza en pies	Potencian, bhp	
0	738	95	
250	742	108	
500	748	122	
750	750	140	
1000	750	160	
1250	748	185	
1500	740	192	
1750	730	209	
2000	718	225	
2250	698	243	
2500	670	259	Máxima eficiencia
2750	640	270	
3000	604	283	
3250	564	297	
3500	518	306	

Tabla 3.1. Valores que definen las curvas características por etapa de una bomba centrífuga para un impulsor de 13 plg.

De la tabla 3.1 las características nominales por etapa son:

máxima eficiencia $\eta = 83\%$,

capacidad nominal $Q_N = 2500$ gpm (galones por minuto)

cabeza nominal $H_N = 670$ pies

velocidad nominal $N_N = 3560$ rpm

Utilizando las ecuaciones de afinidad cuando se cambia el diámetro del impulsor

$$Q_2 = Q_1\left(\frac{D_2}{D_1}\right) \quad (2.6) \qquad H_2 = H_1\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (2.7) \qquad bhp_2 = bhp_1\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \quad (2.8)$$

y siendo Q_1, H_1, dhp_1, los valores de la tabla 1, D_1 = 13 plg. y D_2 = 12 1/16 plg, los valores obtenidos para las curvas características son:

Capacidad en gpm	Cabeza en pies	Potencia de entrada en bhp	
0	635.395756	75.8936653	
231.971154	638.839636	86.2791142	
463.942308	644.005455	97.4634438	
695.913462	645.727395	111.843296	
927.884615	645.727395	127.82091	
1159.85577	644.005455	147.792927	
1391.82692	637.117696	153.385092	
1623.79808	628.507997	166.966064	
1855.76923	618.176359	179.748155	
2087.74038	600.956962	194.128007	
2319.71154	576.849806	206.910098	Máxima eficiencia
2551.68269	551.02071	215.697785	
2783.65385	520.025795	226.083234	
3015.625	485.587001	237.267564	
3247.59615	445.982387	244.45749	

Tabla 3.2. Valores que definen las curvas características por etapa de una bomba centrífuga con impulsor de 12 1/16 plg. de diámetro.

De la gráfica 3.1 y de la tabla 3.2, se obtienen los nuevos valores nominales para las curvas de las bombas centrífugas, estos son:

máxima eficiencia η = 81%
capacidad nominal Q_N = 2319.71154 gpm
cabeza nominal H_N = 576.849806 pies
velocidad nominal N_N = 3560 rpm

En la figura 3.2 se presentan las curvas características corregidas para el impulsor de 12 1/16 plg. de diámetro

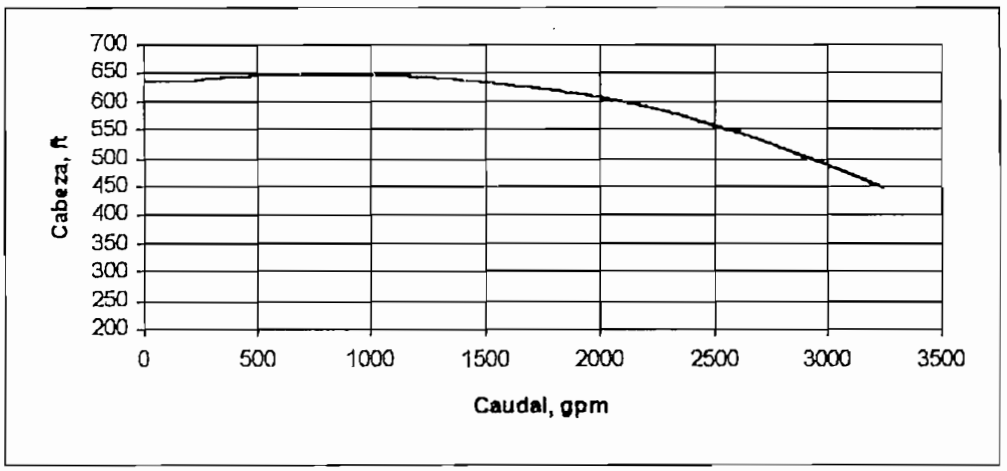


Fig. 3.2a Curva cabeza - caudal por etapa de una bomba centrífuga que existe en la estación Lago Agrio, para un impulsor de diámetro 12 1/16 plg y velocidad de rotación de 3560 rpm.

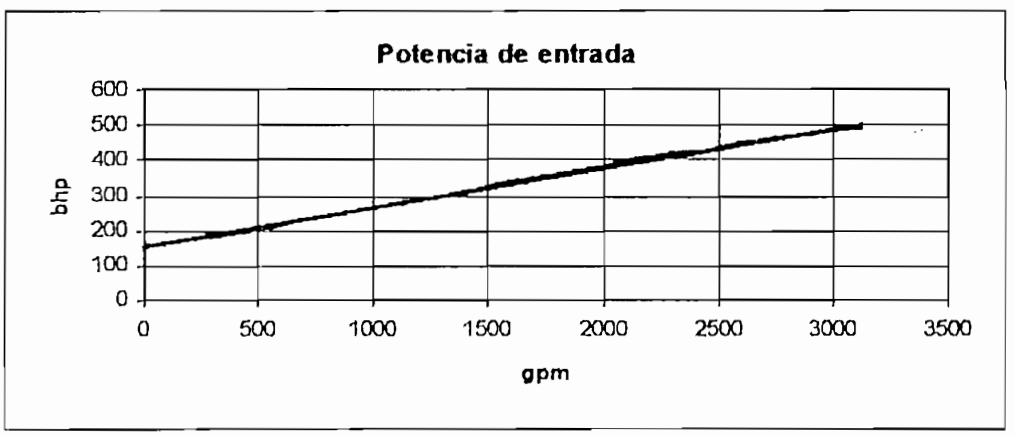


Fig. 3.2b Potencia de entrada por etapa de una típica bomba centrífuga que existe en la estación Lago Agrio para un impulsor de diámetro 12 1/16 plg. y velocidad de rotación 3560 rpm.

El sistema de bombeo, casi siempre funciona con 5 bombas, y muy raramente con 4. Cada bomba está accionada por una unidad motriz de velocidad variable. Las unidades motrices para estos casos dan una velocidad de rotación de 1015 rpm, y entre los ejes de cada unidad motriz y bomba se acopla un engranaje incrementador de velocidad cuyo factor es 3.64, es decir las 1015 rpm se incrementan 3.64 veces.

La velocidad a la que funcionan las bombas es entonces 1015* 3.64 rpm = 3694.6 rpm; por consiguiente hay que corregir la curva original para la nueva velocidad, para lo cual al igual que antes se utilizan las siguientes leyes de afinidad:

Cambiando el diámetro y la velocidad.

$$Q_2 = Q_1\left(\frac{D_2}{D_1}\times\frac{N_2}{N_1}\right) \quad (2.12) \qquad H_2 = H_1\left(\frac{D_2}{D_1}\times\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (2.13) \qquad bhp_2 = bhp_1\left(\frac{D_2}{D_1}\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (2.14)$$

Donde Q_1, H_1, dhp_1, son los valores de la tabla 1, D_1 = 13 plg. D_2 = 12 1/16 plg, N_1 = 3560 rpm. N_2 = 3694.6. Las curvas características para las nuevas condiciones se dan en la figura 3.3.

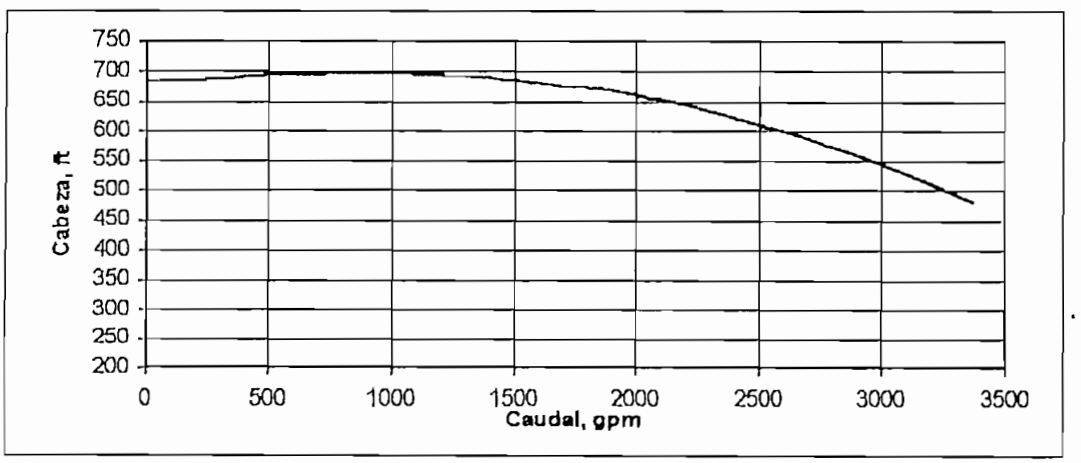


Fig. 3.3a Curvas cabeza - caudal por etapa de las bombas centrífugas que existen en la estación Lago Agrio para un impulsor de diámetro 12 1/16 plg. y velocidad de rotación de 3694.6 rpm.

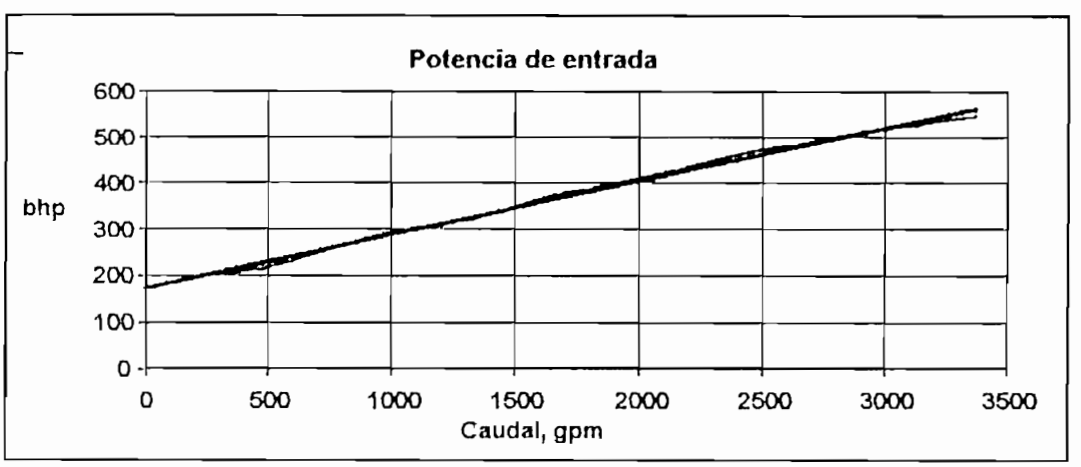


Fig. 3.3b Potencia de entrada por etapa de las bombas centrífugas que existen en la estación Lago Agrio para un impulsor de diámetro 12 1/16 plg. y velocidad de rotación de 3694.6 rpm.

La eficiencia para estas nuevas condiciones de funcionamiento de las bombas, sigue siendo 81 %, esto se puede apreciar sobreponiendo la nueva curva carga- capacidad, en las curvas características dadas por el fabricante, y considerando además que para variaciones pequeñas de velocidad la eficiencia prácticamente permanece constante.

Los valores calculados que definen las curvas de la figura 3.3 son:

Caudal, en gpm	Cabeza, en pies	Potencia de entrada, BHP	
0	684.351409	169.66326	
240.741749	688.060631	196.452195	
481.483497	693.624463	214.311486	
722,225246	695.479074	250.030067	
962.966994	695.479074	285.748648	
1203.70874	693.624463	308.072761	
1444.45049	686.20602	339.326519	
1685.19224	676.932966	375.0451	
1925.93399	665.8053	401.834036	
2166.67574	647.259192	428.622972	
2407.41749	621.29464	464.341553	Máxima eficiencia
2648.15923	593.475477	482.200843	
2888.90098	560.092481	508.989779	
3129.64273	523.000264	526.84907	
3370.38448	480.344214	544.70836	

Tabla 3.3. Valores que definen las curvas características por etapa, para una bomba centrífuga, impulsor de diámetro 12 1/16 plg. y velocidad de rotación 3694.6 rpm.

De la tabla 3.3 y del gráfico 3.3, los nuevos valores nominales son:

máxima eficiencia η = 81%,

capacidad nominal Q_N = 2407.41749 gpm

cabeza nominal H_N = 621.29464 pies

velocidad nominal N_N = 3694.6 rpm

potencia nominal BHP= 464.3415 bhp.

3.1.1.- Corrección de las curvas características para que funcionen con petróleo.

Una vez que se han obtenido las curvas corregidas, procede ajustarles para el caso de petróleo y no de agua.

Los datos promedio del crudo bombeado por la estación Lago Agrio en el mes de julio de 1996 son:

API = 25.8 tomado a 60 °F

Sp. Gr = 0.8996 a 60 °F

La viscosidad cinemática en función de la temperatura se presenta en la tabla 3.4:

Temperatura en °F	Viscosidad cinemática en centistokes (cst).
80	41.5
100	27.8
120	18.7

Tabla 3.4 Viscosidad cinemática en función de la temperatura del petróleo bombeado.

La temperatura promedio de bombeo se realiza a 92 °F.

Estos datos fueron proporcionados por el laboratorio de química de la estación, y en ellos se observa que ninguno está a la temperatura de interés, por tanto todos deben ser referidos a 92 °F.

Para cambiar los datos iniciales de viscosidad a la temperatura de bombeo, se utiliza la figura 3.4 (viscosity vs. temperature chart), para lo que se toma un valor de viscosidad inicial a su respectiva temperatura, en este caso, 18. 7 cts a 120 °F, y este punto se ubica en la carta y se traza una línea siguiendo la tendencia de las líneas inclinadas. Después se coloca el nuevo punto de temperatura 92 °F y se traza una línea horizontal, y por

último la intersección de las dos líneas da el nuevo valor de viscosidad. En la carta se puede encontrar la viscosidad en centistokes o en SSU (viscosity saybolt universal seconds).
El nuevo valor de viscosidad a 92 °F es 36.2 cst (166 ssu).

De los datos de viscosidad dados por el laboratorio de química y por el encontrado a 92 °F, se deduce que cuando aumenta la temperatura, el líquido se vuelve menos viscoso y por tanto ofrece menos resistencia al ser bombeado.

La figura 3.5 (specific gravity vs. temperature for oil) se utiliza para encontrar la gravedad específica a la temperatura de bombeo. Para este caso se coloca el punto inicial Sg. Gr = 0.8996 a 60 °F en la carta, luego se sigue la tendencia de las líneas inclinadas hasta chocar con el nuevo valor de temperatura (92 °F), y de esta intersección se traza una línea vertical perpendicular al eje de gravedad específica, y se lee el nuevo valor:
Sg. Gr = 0.8875

De los valores encontrados y del gráfico 3.5, se llega a concluir que para variaciones pequeñas de temperatura, el valor específico cambia muy poco, por tanto no se comete mucho error al suponer que es constante.

Utilizando la figura 2.34 (viscosity correction chart), que por facilidad se presenta nuevamente, se realiza la corrección por etapa de las bombas centrífugas para que funcionen con líquidos viscosos, debiendo indicarse además que esta curva sirve sólo para caudales por etapa menores a 10000 gpm.

Para el caso de la estación, los datos que se utilizan en esta carta son los obtenidos después de haber realizado la corrección respectiva tanto para el nuevo impulsor como para la nueva velocidad.

La manera de utilizar la carta es la siguiente:

En la carta primeramente se ubica el caudal nominal Q_N (2407.4 gpm), y se proyecta verticalmente hasta la intersección con la línea de cabeza nominal H_N (261.29 pies), de

este punto se proyecta horizontalmente a la viscosidad que tiene el petróleo (166 ssu) y por último se proyecta una línea verticalmente hacia arriba a las curvas de factores de corrección.

De la misma figura, los factores de corrección son:

$C_Q = 100\ \%$

$C_E = 93\ \%$

$C_H = 98.42\ \%$ a $1.2Q_N$

$C_H = 99.42\ \%$ a Q_N.

$C_H = 100\ \%$ a $0.8Q_N$ y $0.6\ Q_N$.

Donde:

$C_Q =$ factor de corrección para el caudal.

$C_E =$ factor de corrección de eficiencia.

$C_H =$ factor de corrección para la cabeza.

Los valores sin corregir a 0.6; 0.8; 1.2 del caudal nominal son:

$Q_0 = 0\ Q_N = 0$ gpm, $H_0 = 684.351409$ pies

$Q_1 = 0.6Q_N = 1444.45$ gpm, $H_1 = 686.20602$ pies

$Q2 = 0.8Q_N = 1925.93$ gpm, $H_2 = 665.8053$ pies.

$Q_3 = 1.2QN = 2888.9$ gpm, $H_3 = 560.0924$ pies.

Utilizando los factores de corrección, los nuevos valores de cabeza, caudal, eficiencia y potencia se obtienen de la siguiente manera:

El caudal viscoso $Qv = Q \times C_Q$. donde Q representa 0; 0.6; 0.8; 1; 1.2 veces el caudal nominal, en este caso C_Q es el 100 % por tanto el $Qv = Q$.

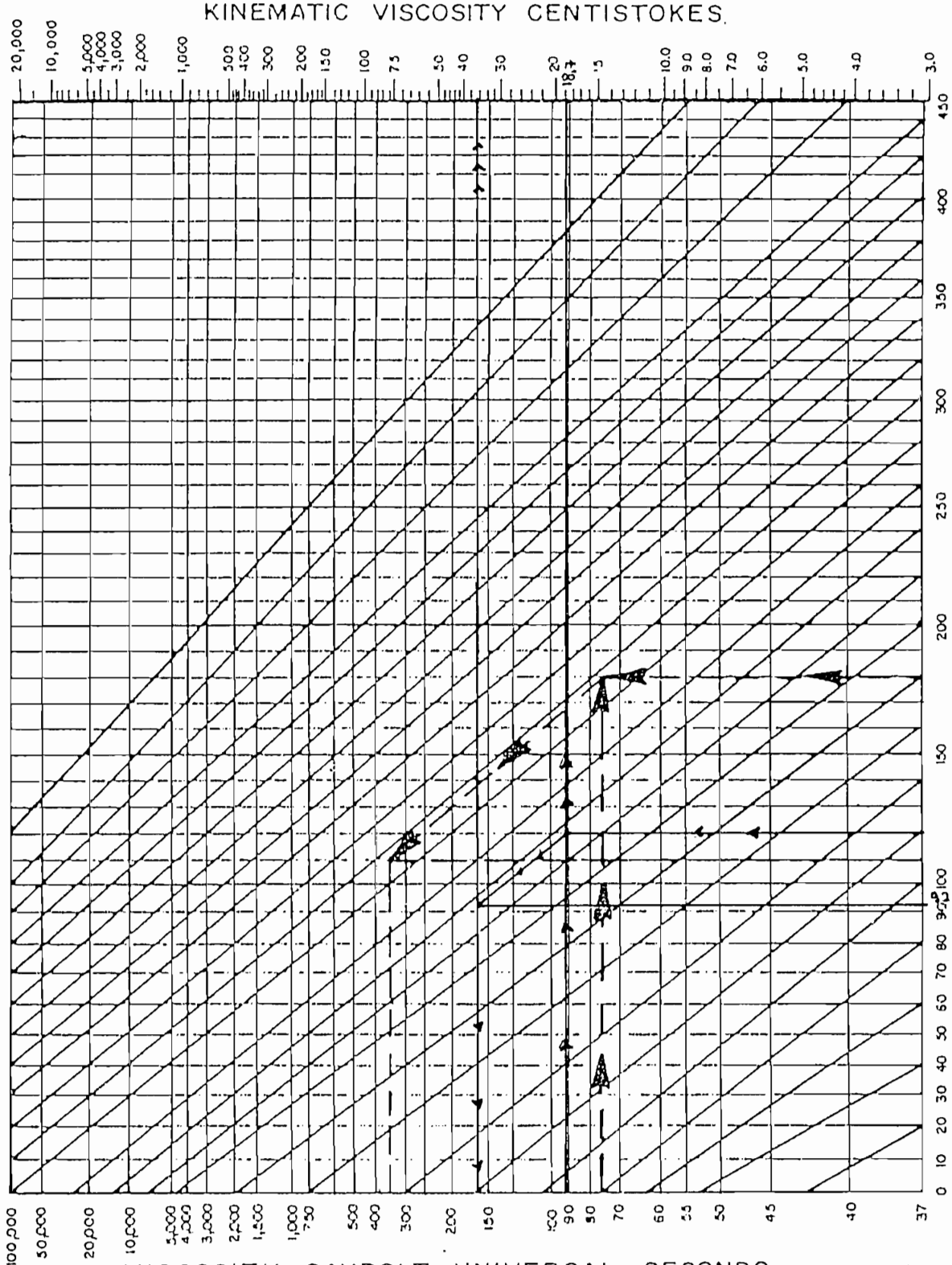
UNITED CENTRIFUGAL PUMPS
SAN JOSE, CALIFORNIA

GENERAL ENGINEERING

SHEET NO. 9.30

NOV. 15, 1962

VISCOSITY VS. TEMPERATURE CHART



FILE NO. TDA-105-1

3.4 Carta de corrección de la viscosidad en función de la temperatura.

3.5 Carta de corrección de la gravedad específica en función de la temperatura.

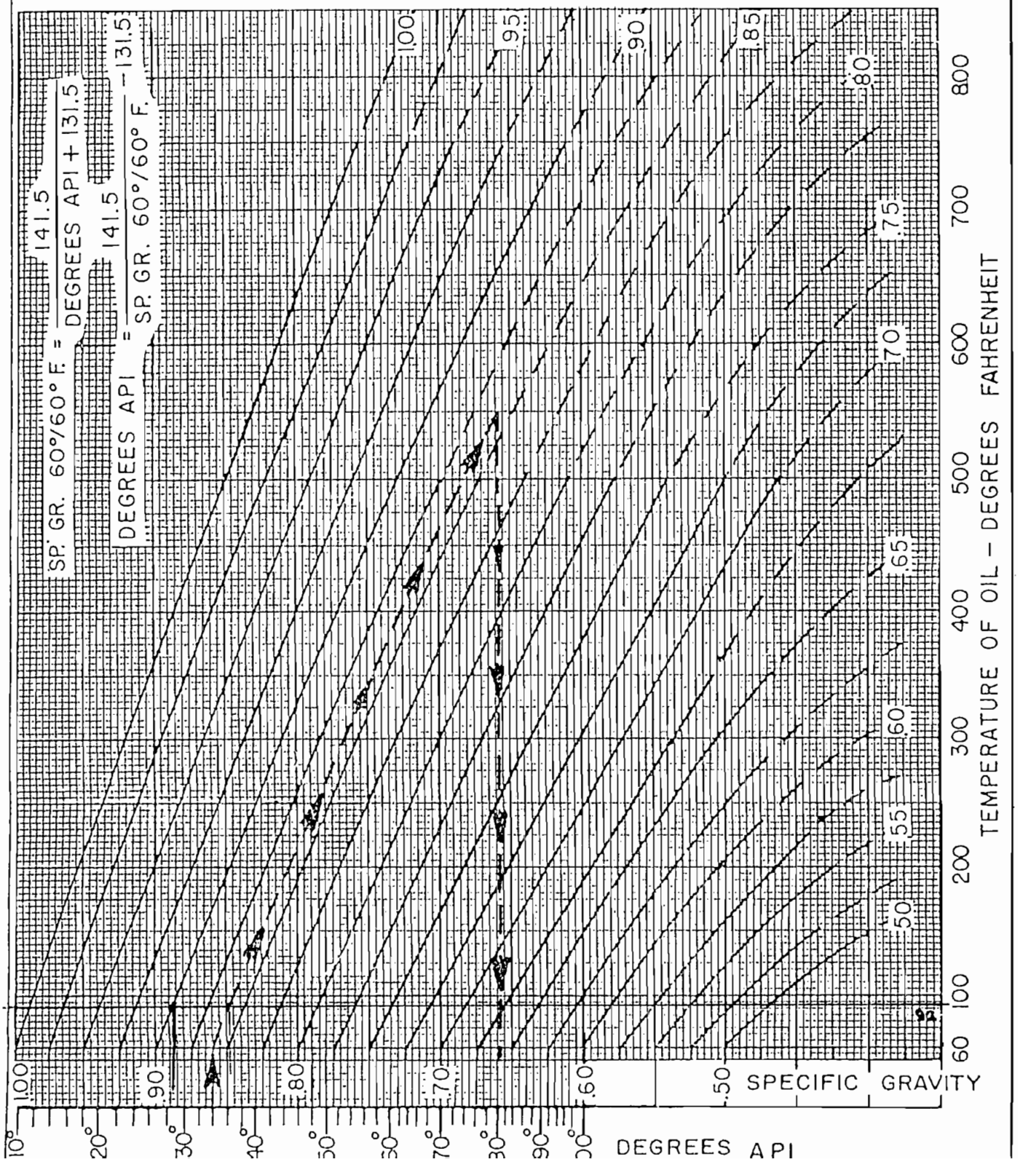
700-49

UNITED CENTRIFUGAL PUMPS
SAN JOSE, CALIFORNIA

GENERAL ENGINEERING

SHEET NO. 8.20
NOV. 15, 1962

SPECIFIC GRAVITY VS. TEMPERATURE FOR OIL

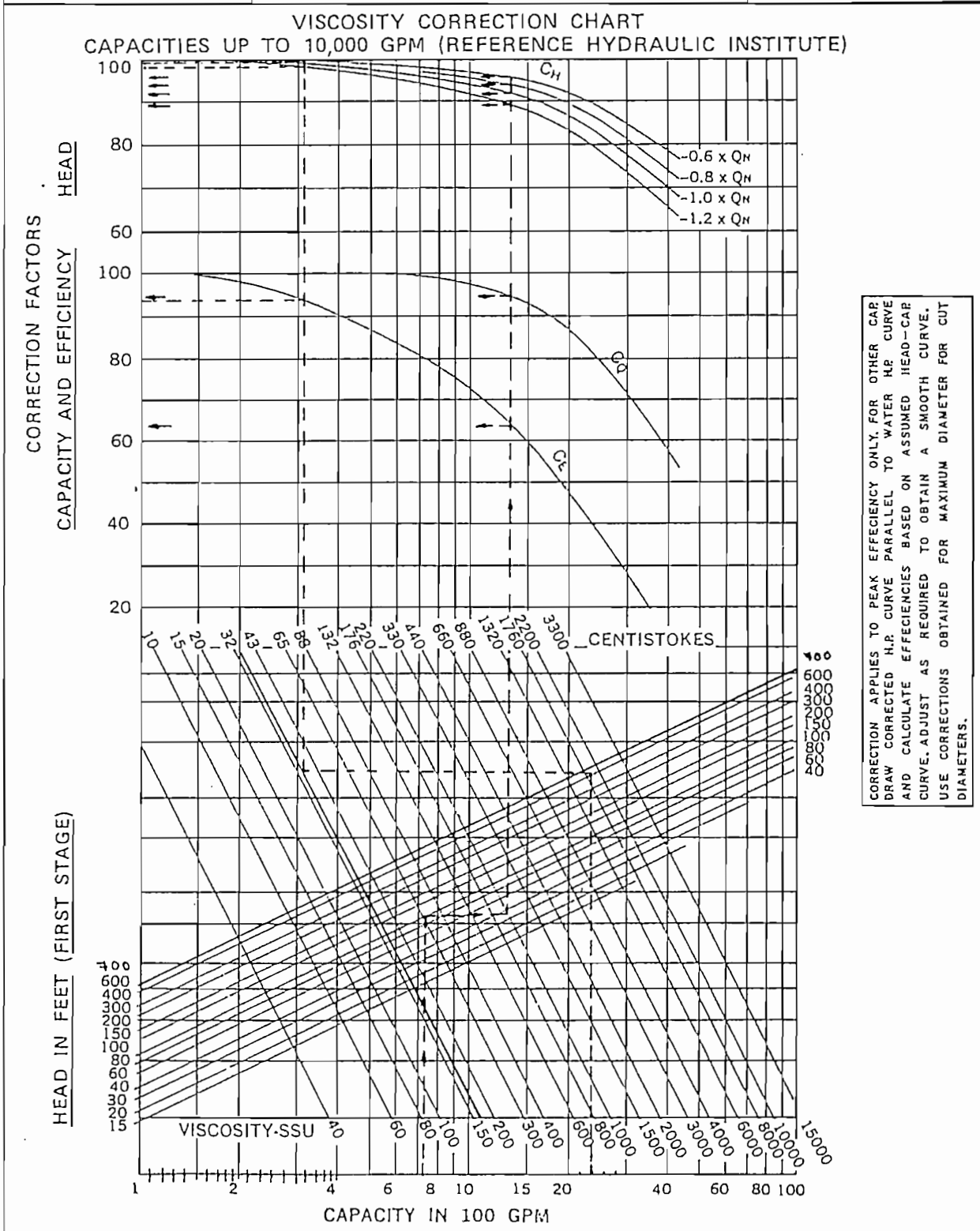


700-56 MAY 30, 1980 NEW ISSUE

UNITED CENTRIFUGAL PUMPS
SAN JOSE, CALIFORNIA

GENERAL ENGINEERING

MAY 30,1980



FILE NO. TDA-695

2.34 Carta de corrección de viscosidad

La cabeza viscosa $Hv = H \times C_H$, los valores corregidos son:

$Hv_0 = H_0 = 684.351409$ pies, ya que en el corte de flujo (Q = 0) las cabezas son iguales.

Para: $0.6Qv_N$ $Hv_1 = H_1 \times C_H = 686.2060 \times 1 = 686.2060$ pies.

$0.8Qv_N$ $Hv_2 = H_2 \times C_H = 665.8053 \times 1 = 665.8053$ pies.

Qv_N $Hv_N = H_N \times C_H = 621.2946 \times 0.9942 = 617.6910$ pies.

$1.2Qv_N$ $Hv_3 = H_3 \times C_H = 560.0924 \times 0.9842 = 551.2429$ pies

El rendimiento viscoso es $Ev = \eta \times C_E = 0.81 \times 0.93 = 0.7533$

Con los datos corregidos para funcionamiento con petróleo utilizando regresión polinómica se encuentra la ecuación de la curva característica carga - caudal por etapa.

La ecuación característica para una etapa tiene la forma:

$$H = k_0 + k_1 Q + k_2 Q^2 . \qquad (3.1)$$

Donde:

k_0, k_1, k_2 son constantes

Q caudal en gpm

H cabeza en pies

$$H = 683.63 + 0.0556Q - 3*10^{-5}Q^2 \qquad (3.2)$$

En la figura 3.6, se presenta la curva característica interpolada por etapa de la bomba centrífuga, corregida para que funcionen con petróleo.

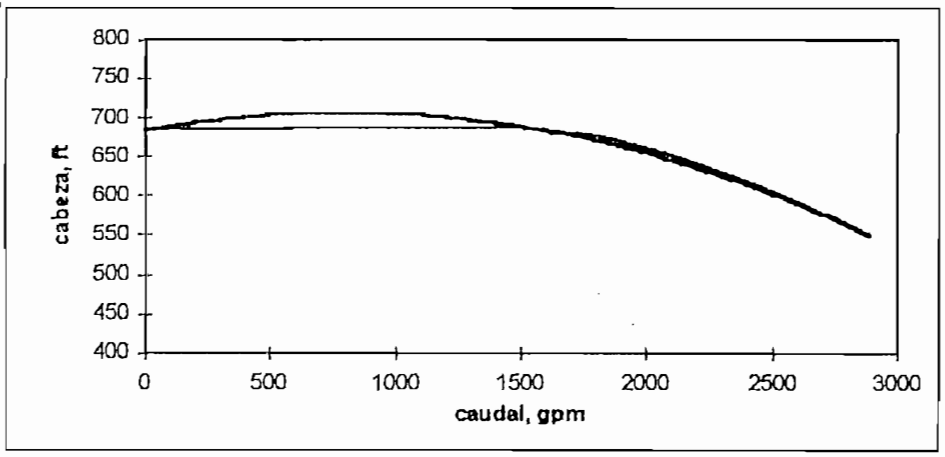


Fig. 3.6 Curva característica interpolada por etapa

Empleando las leyes de afinidad:

$$H_1 = H\left(\frac{N_1}{N}\right)^2 \tag{3.3}$$

$$Q_1 = Q\left(\frac{N_1}{N}\right) \tag{3.4}$$

Donde: el subíndice 1, representa los valores nominales, y los que no tienen subíndice representan la característica en otras condiciones.

Empleando el subíndice 1, en la ecuación 3.2 para valores nominales, se tiene:

$$H_1 = 683.63 + 0.0556Q_1 - 3*10^{-5}Q_1^2. \tag{3.5}$$

Reemplazando las ecuaciones 3.3 y 3.4 en 3.5 se tiene:

$$H\left(\frac{N_1}{N}\right)^2 = 683.63 + 0.0556Q\left(\frac{N_1}{N}\right) - 3*10^{-5}Q^2\left(\frac{N_1}{N}\right)^2$$

$$H = 683.63\left(\frac{N}{N_1}\right)^2 + 0.0556Q\left(\frac{N}{N_1}\right) - 3*10^{-5}Q^2 \qquad (3.6)$$

$N_1 = (1015)*(3.64)$ r.p.m. = 3694.6 r.p.m por tanto **la ecuación para una etapa es**:

$$H_{etapa} = 683.63\left(\frac{N}{3694.6}\right)^2 + 0.0556Q_{etapa}\left(\frac{N}{3694.6}\right) - 3*10^{-5}Q^2{}_{etapa} \qquad (3.7)$$

En la estación cada bomba tiene 5 etapas de simple succión en serie (fig. 2.3), por tanto $H_{bomba} = Hb = 5H_{etapa}$, es decir, siguiendo el procedimiento del capitulo II se multiplica la cabeza de una etapa por el número de etapas, manteniéndose constante el caudal, esto es análogo a 5 bombas de una etapa en serie (fig. 3.7). La ecuación total de la bomba es:

$$Hb = 5H_{etapa} = 3418.15\left(\frac{N}{3694.6}\right)^2 + 0.278Q_{etapa}\left(\frac{N}{3694.6}\right) - 1.5*10^{-4}Q^2{}_{etapa} \qquad (3.8)$$

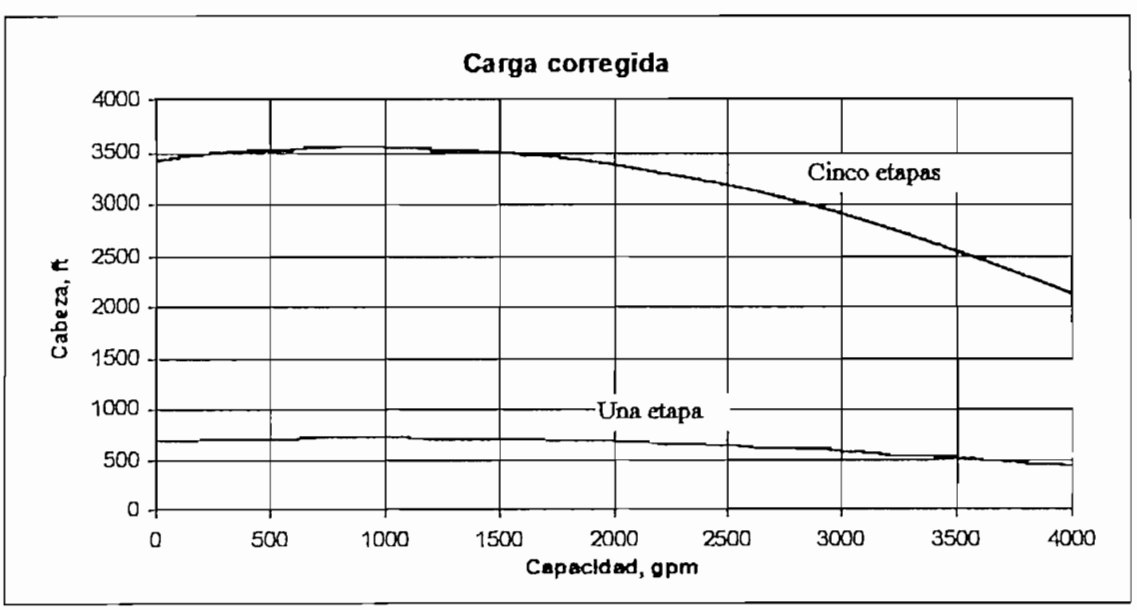


Fig. 3.7 Características para una y cinco etapas, la curva de cinco etapas representa una bomba. Velocidad de rotación 3694.6 rpm.

Para bombas en paralelo, es conocido que la cabeza es la misma para muchas bombas como para una sola, lo que cambia es el caudal, esto hace que las curvas tiendan a aplanarse (fig 3.8). Si se tiene B número de bombas. H_B = Hb, y Qtotal = B*Qetapa = Q. de la ecuación 3.8 la expresión para B bombas en paralelo es:

$$H_B = Hb = H = 3418.15\left(\frac{N}{3694.6}\right)^2 + \left(\frac{0.278}{B}\right)\left(\frac{N}{3694.6}\right)Q - 1.5*10^{-4}\left(\frac{Q}{B}\right)^2 \qquad (3.9)$$

Donde:

Q = caudal en gpm.

N = velocidad de rotación de las bombas en r.p.m.

B = número de bombas

H_B= cabeza total para B bombas, pies

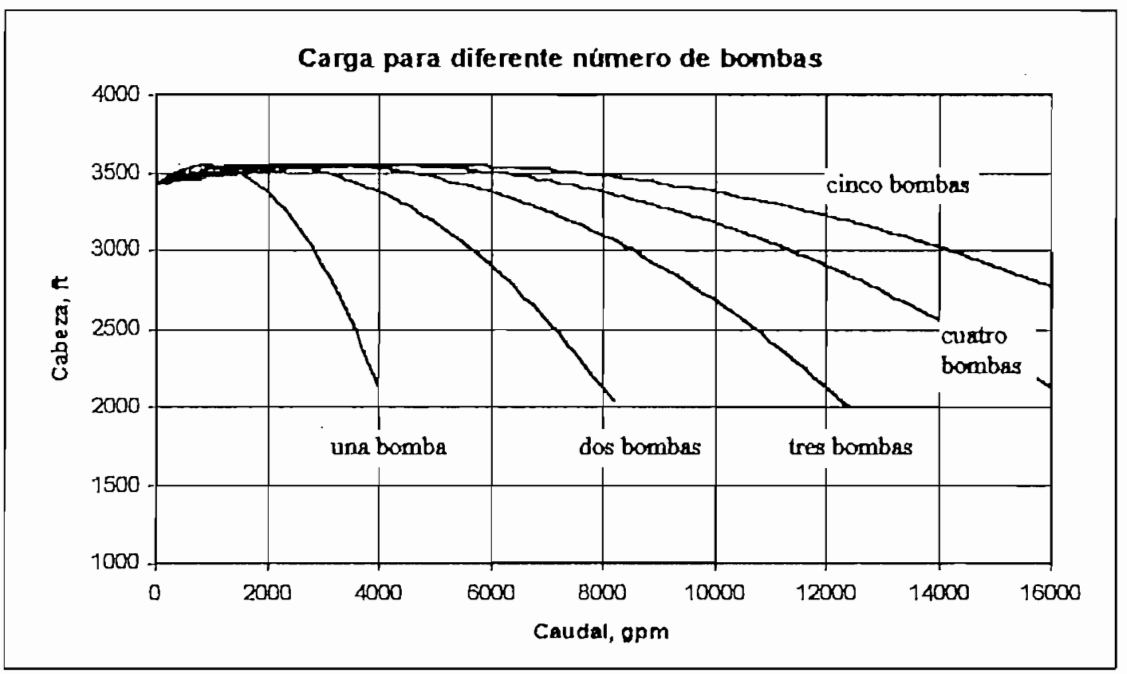


Fig. 3.8 Características para varias bombas conectadas en paralelo, a la velocidad de 3694.6 rpm.

3.2.- ECUACIONES DE CARGA DEL SISTEMA DE BOMBEO.

La figura 3.9 presenta un esquema en bloques del sistema existente:

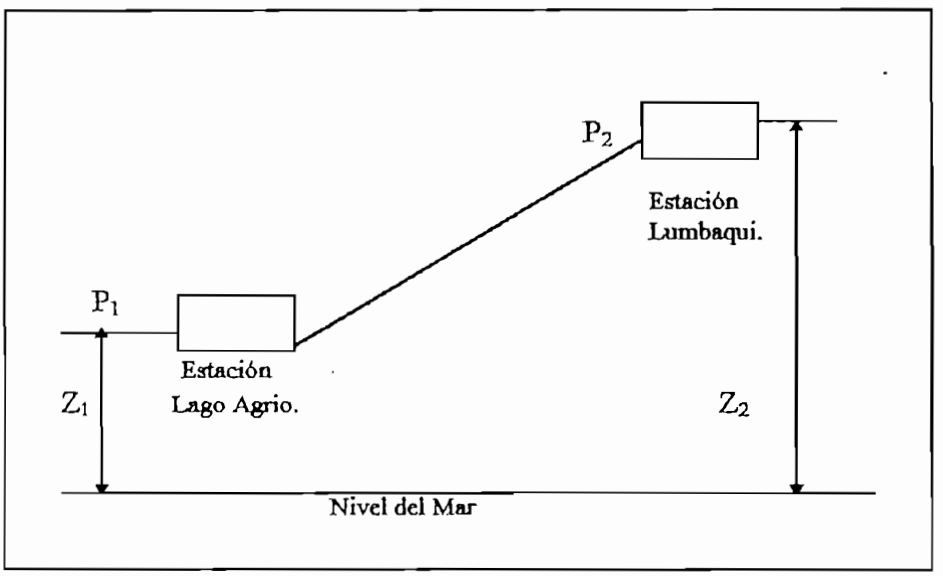


Fig. 3.9 Sistema de bombeo en estudio.

La tubería en la figura 3.9 disminuye el diámetro interno a medida que se acerca a la estación de Lumbaqui, *manteniéndose el diámetro externo constante;* ésta técnica se usa para aumentar las pérdidas de cabeza, también se disminuye el diámetro interno cuando la tubería pasa por sectores poblados, ya que con esto se consigue mayor seguridad.

Ahora, con la finalidad de facilitar los cálculos de pérdidas por fricción, es necesario convertir los diferentes diámetros internos a uno común, esto hace que se encuentre una longitud equivalente.

La longitud equivalente se encuentra con la siguiente ecuación:

$$L(equiv) = L_1\left(\frac{D(equiv)}{D_1}\right)^{4,748} \qquad (3.10)$$

Donde:

L(equiv) = Longitud equivalente

L_1 = Longitud original en metros.

D_1 = Diámetro interno original en pulgadas

D(equiv) = Diámetro interno deseado en pulgadas

En la tabla 3.5, se presenta los cálculos realizados:

Diámetro plg.	Longitud m.	Diámetro interno deseado en plg.	Longitud equivalente en m.
25.062	20276	25.312	21254.44
25.124	31541	25.312	32677.43
25.188	7284	25.312	7455.84
25.250	3953	25.312	3999.3
25.312	3490	25.312	3490
	Total: 66544 m.		Total: 68877 m.

Tabla 3.5. Datos referentes al tramo de tubería entre las estaciones Lago Agrio y Lumbaqui.

Utilizando la ecuación 2.25 que por facilidad se la vuelve a escribir, se calcula el número de Reynolds

$$\frac{VD\rho}{\mu} = R \qquad (2.25)$$

Donde:

V = Velocidad promedio del líquido bombeado.

D = Diámetro interno equivalente de la tubería.

ρ = Densidad.

μ = Viscosidad absoluta (en centipoise)

Se dispone de datos de viscosidad cinemática, por tanto en la ecuación del número de Reynolds debe aparecer esta viscosidad, para lo que se cambia de la siguiente manera:

$$Viscosidad\_cinematica(en\_centistokes) = \frac{Viscosidad\_absoluta(en\_centipoises)}{Densidad}$$

(3.11)

Cuando la viscosidad cinemática ν se expresa en centistokes y la viscosidad absoluta en centipoises, la densidad es numéricamente igual a la gravedad especifica. La ecuación del número de Reynolds cambia a:

$$\frac{VD}{\nu} = R \qquad (3.12)$$

Ahora, los datos tomados en las estaciones el día 8 de julio de 1996 son:

Cuando trabajan 5 bombas:

Lago Agrio:
Q promedio 14300 bph (barriles por hora)
Presión de succión 67 psi.
Presión de descarga 1360 psi.
Velocidad en las unidades motrices 1015 rpm.
Elevación 975.1 pies sobre el nivel del mar.

Lumbaqui:
Presión de succión 135 psi.
Presión de descarga 1402 psi.
Velocidad en las unidades motrices 1015 rpm.
Elevación 2768.7 pies sobre el nivel del mar.

Calculando primero la velocidad promedio:

$V = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi R^2} = \frac{4Q}{\pi D^2}$, y utilizando factores de conversión se llega a una ecuación fácil de manipular:

$$V = \frac{Q \times 0.408}{D^2} \tag{3.13}$$

Donde:

Q en gpm.

D en plg.

V en pies/s

$$V = \frac{(14300 \times 0.7 gpm.)(0.408)}{(25.312 p\lg.)^2} = 6.37 \frac{pies}{s}$$

con lo que se puede obtener el número de Reynolds:

$$R = \frac{V \times D}{\nu} = \frac{(6.37 pies/s)(25.312 p\lg.)\left(1cts/\left(0.0000107639 pies^2/s\right)\right)}{(12 p\lg./pies)(36.2 cts).} = 34485.99$$

En el cálculo anterior se utilizarón los siguientes factores de conversión:

1 cts. = 0.0000107639 pies^2/seg

1 pie = 12 plg.

El número de Reynolds calculado es mayor de 4000, por tanto el flujo es *completamente turbulento*, esto hace que la ecuación de Dancy - Weisbach sea la adecuada para calcular las pérdidas por fricción, ya que la misma ha sido deducida para flujo turbulento.

En la práctica normal del campo petrolífero, R no excede de 50 000 y por investigaciones realizadas por Petro-Ecuador al respecto una buena aproximación para el factor de fricción es:

$$f = \frac{0.236}{R^{0.21}} \tag{3.14}$$

de donde:

$$f = \frac{0.236}{(34485.99)^{0.21}} = 0.0263$$

Se conoce que las pérdidas por fricción se calcula utilizando $hf = f\frac{LV^2}{D2g}$, en que los factores f, L, D, 2g son constantes para condiciones dadas, entonces lo único que cambia es la velocidad promedio V ya que depende del flujo:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi R^2} = \frac{4Q}{\pi D^2} \Rightarrow V^2 = \frac{16Q^2}{\pi^2 D^4} \tag{3.15}$$

Reemplazando la ecuación 3.15 en la ecuación de Dancy - Weisbach se obtiene:

$$hf = \frac{8fLQ^2}{\pi^2 gD^5} = KQ^2 \Rightarrow K = \frac{8fL}{\pi^2 gD^5} \tag{3.16}$$

de donde:

$$K = \frac{(8)(0.0263)(68877m.)(3.2808 pies/m)(12 plg/pies)^5}{\pi^2\left(32.16 pies/s^2\right)(25.312 plg)^5\left(449 gpm/\left(pies^3/s\right)\right)^2} = 1.2366\times 10^{-5}\frac{pies}{gpm^2}$$

En el cálculo se utilizarón los siguientes factores de conversión:

449 gpm = 1 pie^3/seg.

12 plg = 1 pie.

Ahora, para calcular la ecuación de carga del sistema de bombeo (Hs) se aplica la ecuación de Bernoulli en el punto 1 y 2 en la figura 3.9:

$$Hs = \left(\frac{2.31 p_2}{Sp.Gr} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2\right) - \left(\frac{2.31 p_1}{Sp.Gr} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1\right) + \sum h_f(1-2)$$

El diámetro interno en el punto 1 es 25.312 plg. y lo mismo sucede en el punto 2, ya que se usa la longitud equivalente en todos los cálculos, entonces $V_1 = V_2$.

$$Hs = \left(\frac{2.31 \times 135}{0.8875} + 2768.7\right) - \left(\frac{2.31 \times 67}{0.8875} + 975.1\right) + 1.2366 \times 10^{-5} Q^2$$

$$Hs = 1970.59 + 1.2366 \times 10^{-5} Q^2 \qquad (3.17)$$

Donde:

Hs en pies

Q en gpm.

Cuando trabajan 4 bombas:

Lago Agrio:

Q promedio 13550 bph (barriles por hora)

Presión de succión 70 psi.

Presión de descarga 1324 psi.

Velocidad en las unidades motrices 1015 rpm.

Elevación 975.1 pies sobre el nivel del mar.

Lumbaqui:

Presión de succión 130 psi.

Presión de descarga 1364 psi.

Velocidad en las unidades motrices 1015 rpm.

Elevación 2768.7 pies sobre el nivel del mar.

Calculando la velocidad promedio:

$$V = \frac{Q \times 0.408}{D^2}$$

Donde:

Q en gpm.

D en plg.

V en pies/s

$$V = \frac{(13550 \times 0.7 gpm.)(0.408)}{(25.312 p\lg.)^2} = 6.04 \frac{pies}{s}$$

$$R = \frac{V \times D}{\nu} = \frac{(6.04 pies/s)(25.312 p\lg.)\left(1 cts/\left(0.0000107639 pies^2/s\right)\right)}{(12 p\lg./pies)(36.2 cts.)} = 32699.4346$$

El número de Reynolds calculado es mayor de 4000 por tanto el flujo sigue siendo *completamente turbulento.*

$$f = \frac{0.236}{R^{0.21}}$$

$$f = \frac{0.236}{(32699.4346)^{0.21}} = 0.02659$$

Utilizando la ecuación de Dancy - Weisbach se obtiene:

$$hf = \frac{8 fLQ^2}{\pi^2 g D^5} = KQ^2 \Rightarrow K = \frac{8 fL}{\pi^2 g D^5}$$

$$K = \frac{(8)(0.02659)(68877m.)(3.2808 pies/m)(12 p\lg./pies)^5}{\pi^2\left(32.16 pies/s^2\right)(25.312 p\lg.)^5\left(449 gpm/\left(pies^3/s\right)\right)^2} = 1.7984 \times 10^{-5}\ \frac{pies}{gpm^2}$$

Para calcular la ecuación de carga del sistema de bombeo se aplica la ecuación de Bernoulli en el punto 1 y 2 con las nuevas condiciones (ver figura 3.9):

$$Hs = \left(\frac{2.31 p_2}{Sp.Gr} + \frac{V_2{}^2}{2g} + Z_2\right) - \left(\frac{2.31 p_1}{Sp.Gr} + \frac{V_1{}^2}{2g} + Z_1\right) + \sum h_f(1-2)$$

$V_1 = V_2$, ya que el diámetro interno en el lado de succión y el diámetro interno equivalente en el lado de descarga son iguales.

$$Hs = \left(\frac{2.31 \times 130}{0.8875} + 2768.7\right) - \left(\frac{2.31 \times 70}{0.8875} + 975.1\right) + 1.7984 \times 10^{-5} Q^2$$

$Hs = 1949.769 + 1.7984 \times 10^{-5} Q^2$ (3.18)

Donde:

Hs en pies

Q en gpm.

Resumiendo, la tabla 3.6 presenta los cálculos realizados, cuando funcionan 4 y 5 bombas respectivamente.

N° de bombas	Caudal (bph)	N° de Reynolds	V (pies/s)	f	Tipo de flujo
4	13550	32699.4346	6.04	0.02659	turbulento
5	14300	34485.99	6.37	0.0263	turbulento

Tabla 3.6 Cálculos realizados para 4 y 5 bombas respectivamente.

3.3.- PUNTOS DE OPERACION.

Los puntos de operación se encuentran por la intersección de las curvas de carga del sistema y de las bombas. Como ya se indicó, los puntos se pueden encontrar por medio del método gráfico, o también por el método analítico. Como el sistema trabaja casi siempre con 5 unidades, se realiza el análisis sólo en esta condición.

De la ecuación general para B número de bombas funcionando en paralelo y cualquier velocidad de rotación N que no se aparte mucho de la nominal, se encuentra la ecuación para 5 bombas a la velocidad de rotación de 3694.6 rpm.

$$H_5 = 3418.15 + 0.0556\ Q - 6 \times 10^{-6} Q^2. \qquad (3.19)$$

Donde:

Q en qpm.

H en pies/s.

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones 3.17, y 3.19 se encuentran los puntos de operación. Si se hace que $H_5 = Hs$, se encuentra la siguiente ecuación polinómica de segundo grado:

$$1.8366 \times 10\text{-}5\ Q^2 - 0.0556\ Q - 1447{,}56 = 0 \qquad (3.20)$$

Resolviendo la ecuación anterior se encuentra que:

Q = 10519. 696 gpm = (10519.696/ 0.7) bph. = 15028.13 bph.

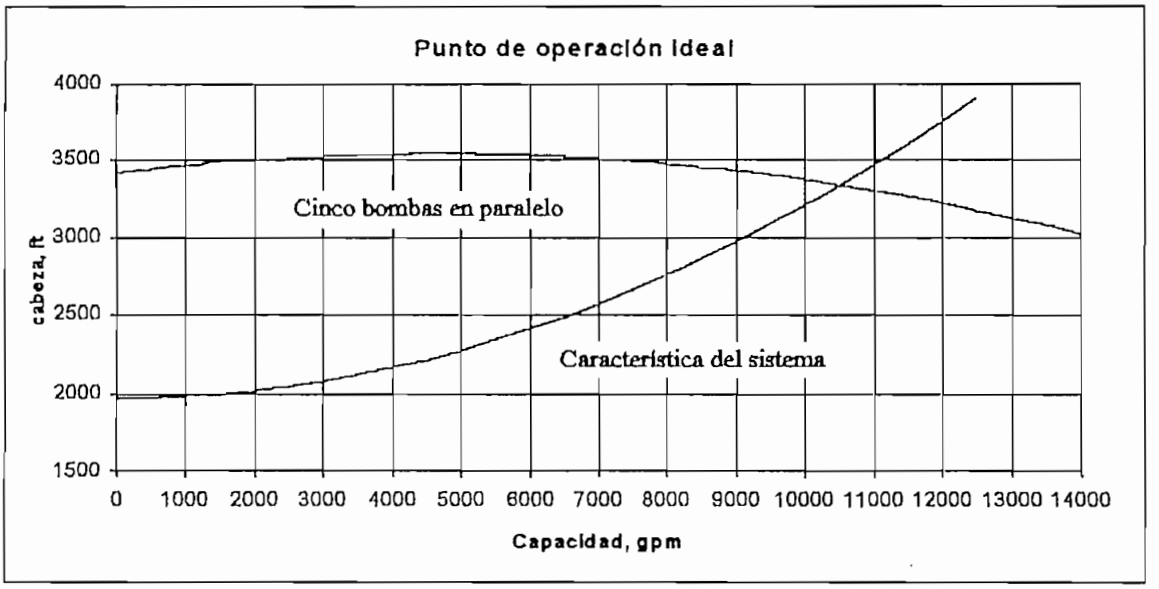


Fig. 3.10 Curvas ideales de operación del sistema y de 5 bombas en paralelo, velocidad de rotación 3694.6 rpm.

El caudal encontrado es 728.13 barriles por hora (bph) mayor que el valor real bombeado, esto se debe a que el análisis anterior se realizó considerando sólo las pérdidas debido a la fricción interna del tubo, pero la tubería de un sistema de bombeo tiene también otras conexiones que sirven para cambiar la dirección del flujo como por ejemplo los codos; además tienen todo tipo de válvulas, instrumentos de medida etc., todos estos accesorios añaden fricción; a este tipo de fricción se la conoce con el nombre de *pérdidas menores* para la cabeza del sistema.

Las pérdidas en accesorios son generalmente el resultado de cambios en velocidad o dirección. Experimentalmente se ha demostrado que las pérdidas menores varían aproximadamente como el cuadrado de la velocidad a través de los accesorios. Las pérdidas en accesorios se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$h = K\frac{V^2}{2g} \tag{3.21}$$

Donde:

h = pérdidas en accesorios.

K = coeficiente de resistencia, depende del diseño y talla de la válvula o accesorio.

V = velocidad promedio en el tubo de diámetro correspondiente, pies/s.

g = aceleración de la gravedad, pies/s^2

La ecuación 3.21 tiene la misma forma que la ecuación de Dancy Weisbach, por tanto h llega a ser función del cuadrado de la capacidad. La constante K viene dada por el fabricante, y está en función del diámetro del accesorio, de manera que conforme aumenta el diámetro la constante K disminuye.

Las pérdidas totales en el sistema de bombeo, son entonces:

$$h_{perdidas} = h_{friccion} + h_{accesorios} = K_f \times Q^2 + \sum K \frac{V^2}{2g} \qquad (3.22)$$

$$h_{perdidas} = K_f \times Q^2 + \sum Ra \times Q^2 = K_f \times Q^2 + R_T \times Q^2 = (K_f + R_T)Q^2 = R \times Q^2 \qquad (3.23)$$

En el sistema en estudio es muy difícil establecer la cantidad de accesorios que existen, por tanto es mejor calcular el coeficiente de resistencia total R, a partir del punto de operación real de las bombas.

La cabeza total desarrollada por las bombas se calcula utilizando la ecuación 2.28, de la siguiente manera:

$TH = H_d - H_s$

$$TH = \left(\frac{2.31 P_d}{Sp.Gr} + \frac{V_d^2}{2g} + Z_d\right) - \left(\frac{2.31 p_s}{Sp.Gr} + \frac{V_s^2}{2g} + Z_s\right)$$

Vd = Vs, por diámetros iguales, Zd = Zs = 0 porque el eje de referencia se toma en la línea de centros de la bomba. Con estas consideraciones se calcula la cabeza total real desarrollada por las bombas.

$$TH = \left(\frac{2.31 \times 1360}{0.8875}\right) - \left(\frac{2.31 \times 67}{0.8875}\right) = 3365.44\ pies \qquad (3.24)$$

Entonces el punto real de operación para 5 bombas es:

Cabeza = 3365.44 pies

Caudal = 14300 bph.

Como la ecuación del sistema de bombeo es:

$Hs = Ho + Rx\ Q^2$

Donde:

Hs = cabeza del sistema de bombeo

Ho = cabeza fija total, no depende del flujo.

R = resistencia total a determinarse.

Reemplazando los datos en la ecuación anterior se tiene:

$3365.44 = 1970.59 + Rx\ (14300x0.7)^2 \Rightarrow R = 1.392x\ 10^{-5}$

La ecuación en condiciones reales de funcionamiento del sistema (tubería) es:

$Hs = 1970.59 + 1.392x10^{-5}\ Q^2$.

Resolviendo la ultima ecuación conjuntamente con la ecuación 3.19, se encuentra el nuevo valor de caudal Q = 1033.65 gpm = 14 333.79 bhp. Calculando el error:

$$Error = \frac{14300 - 14333.79}{14300} = -0.236\%$$

El error calculado es prácticamente insignificante, este se produce debido a que en el modelo desarrollado se supuso bombas nuevas, y el error se debe al desgaste de las mismas.

3.4.- DIAGRAMA DE BLOQUES DEL PROCESO ACTUAL Y DESCRIPCION.

Cuando se analiza el funcionamiento de las bombas centrífugas que existen en la estación Lago Agrio, las variables de entrada y salida involucradas permiten describir el sistema de la siguiente manera:

Fig. 3.11 Variables de entrada y salida en la estación de bombeo.

En el SOTE, no existen válvulas estranguladoras, para cambiar la resistencia de fricción de la tubería, y de esta forma mover el punto de operación, este tipo de control no se utiliza ya que en oleoductos el fin principal es tratar de bombear la mayor cantidad de barriles con menos pérdida de potencia.

Las unidades motrices que accionan a las bombas son de velocidad variable, entonces el controlar el punto de operación variando la velocidad de rotación es muy práctico, porque se pueden mover los puntos de operación del sistema de bombeo tanto para arriba de los valores nominales como hacia abajo; además la potencia que se gasta disminuye conforme se bajan las rpm de las bombas.

Las bombas centrífugas funcionan en paralelo todas a la misma velocidad, y esta forma de conexión se utiliza para bombear la mayor cantidad de crudo posible. Como se vió, dependiendo del número de bombas en paralelo, las curvas características en conjunto cambian; es decir, para B bombas en paralelo, se consigue una sola curva característica resultante, que muy bien equivaldría a una sola bomba funcionando a la velocidad nominal de cualquiera de ellas, pero con una capacidad mayor (fig. 3.12).

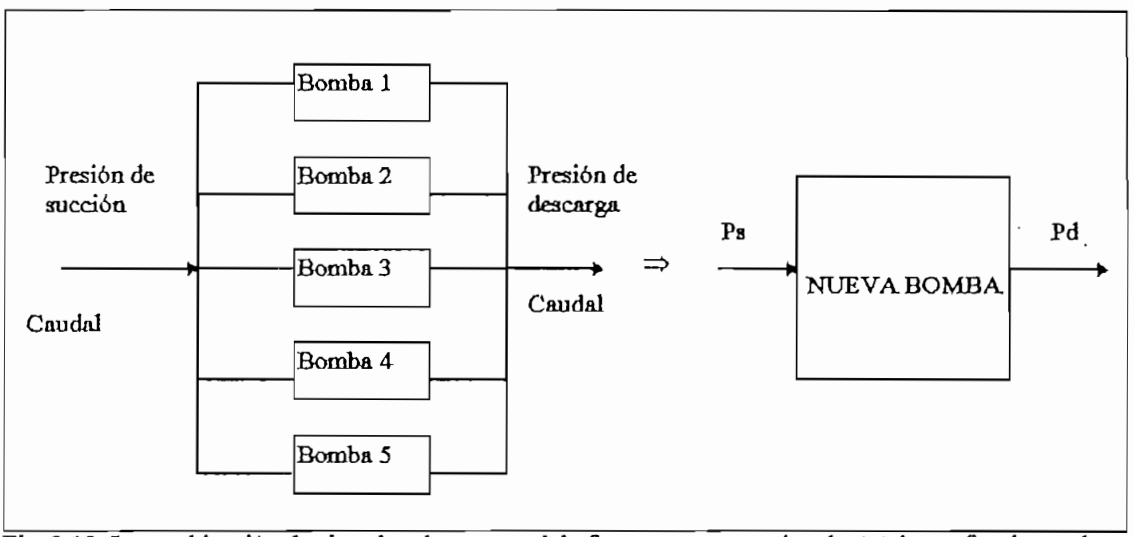


Fig. 3.12 La combinación de cinco bombas en paralelo forman una nueva bomba total que funciona a la misma velocidad.

Como se menciono, de las ecuaciones 2.28, y 3.24 la cabeza total desarrollada por las bombas en paralelo es:

$$HT = \frac{2.31}{Sp.Gr} \times (Pd - Ps) \tag{3.25}$$

De la última ecuación , si se mantiene constante la presión de succión, las variables que se controlan son: la presión de descarga en la salida del sistema y a la entrada, las rpm de las unidades motrices. Al controlar la presión de descarga, se define automáticamente el caudal de bombeo como se observó en la figura 3.10.

Luego de un análisis del sistema, asimismo se ha establecido que la figura 3.13, representa el lazo de control implementado en la estación de bombeo.

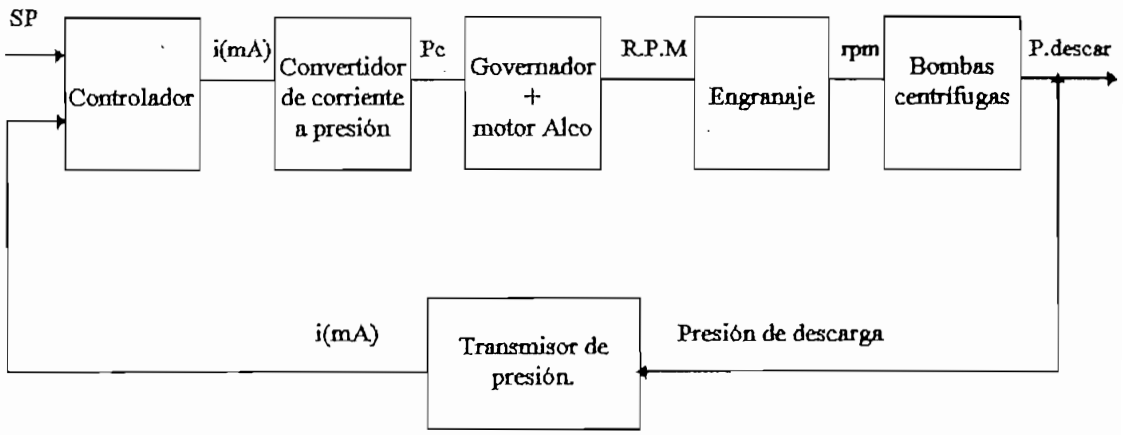


Fig. 3.13 Lazo de control implementado en la estación Lago Agrio.

Acontinuación se describen cada uno de los elementos que intervienen en el lazo de control, el análisis se empieza por el convertidor de corriente a presión, ya que el controlador se analiza despues.

3.4.1.- Convertidor de corriente a presión.

Este instrumento convierte una señal de entrada de corriente en miliamperios dc, a una señal de salida proporcional neumática. La señal de salida puede utilizarse para operar aparatos neumáticos, válvulas, etc., o como entrada para varios instrumentos neumáticos.

El controlador entrega una señal de corriente dc de entrada al convertidor en el rango de 4 a 20 mA siendo entonces un estándar, y el instrumento lo convierte a una señal neumática de salida de 3 a 15 psi.

En la figura 3.14, se presenta la curva característica del convertidor de corrinte a presión.

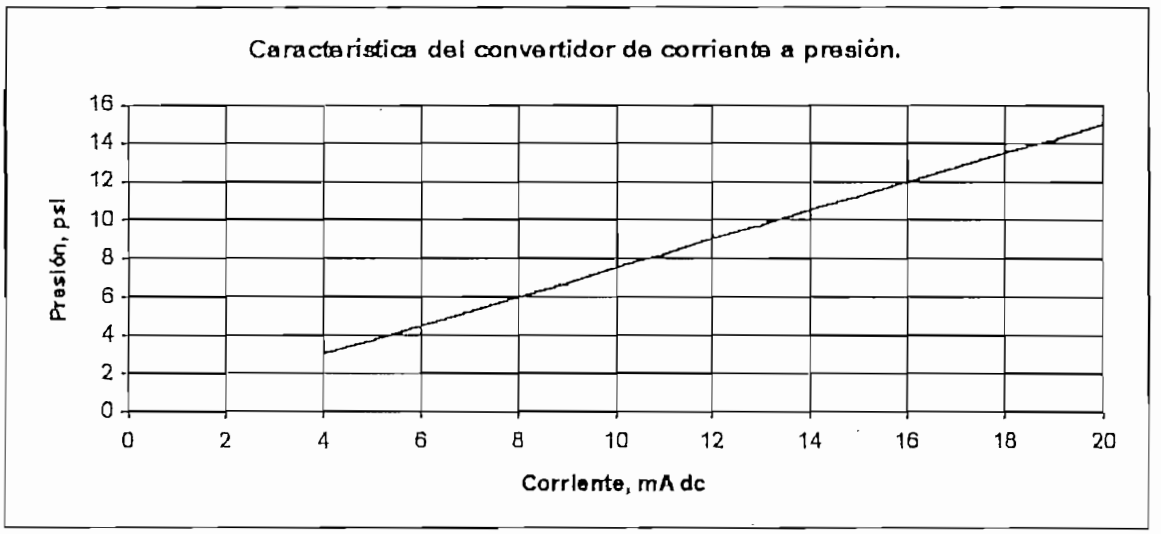


Fig. 3.14 Curva característica del convertidor de corriente dc a señal neumática.

Además, cuando la velocidad de las unidades motrices es 1015 rpm. el punto de operación del convertidor de corriente a presión es I = 19.33 mA y P = 14.5 psi. Para variaciones alrededor del punto de operación se tiene que la función de transferencia es:

$$\frac{P(s)}{I(s)} = Gcp(s) = 0.75 \tag{3.26}$$

3.4.2.- Governador y unidad motriz.

Como ya se ha mencionado, las unidades motrices son de velocidad variable, y cambiando la velocidad se puede mover el punto de operación de las bombas, y al mismo tiempo evitar desperdicios de energía. Los motores utilizados son de marca Alco 16 cilindros de cuatro tiempos, y el combustible que utilizan es petróleo; la potencia máxima desarrollada es 2500 hp (horse power) por cada uno (fig.3.15).

Para controlar la velocidad de los motores, cada una tiene incorporado un regulador de velocidad mejor conocido como "governor". El regulador es del tipo PG-PL (regulador de presión compensada) con un mecanismo neumático de ajuste de velocidad (directo o

inverso). Generalmente se utiliza este tipo de reguladores en todo tipo de motores diesel, motores de explosión, turbinas de vapor que mueven bombas y compresores, etc.

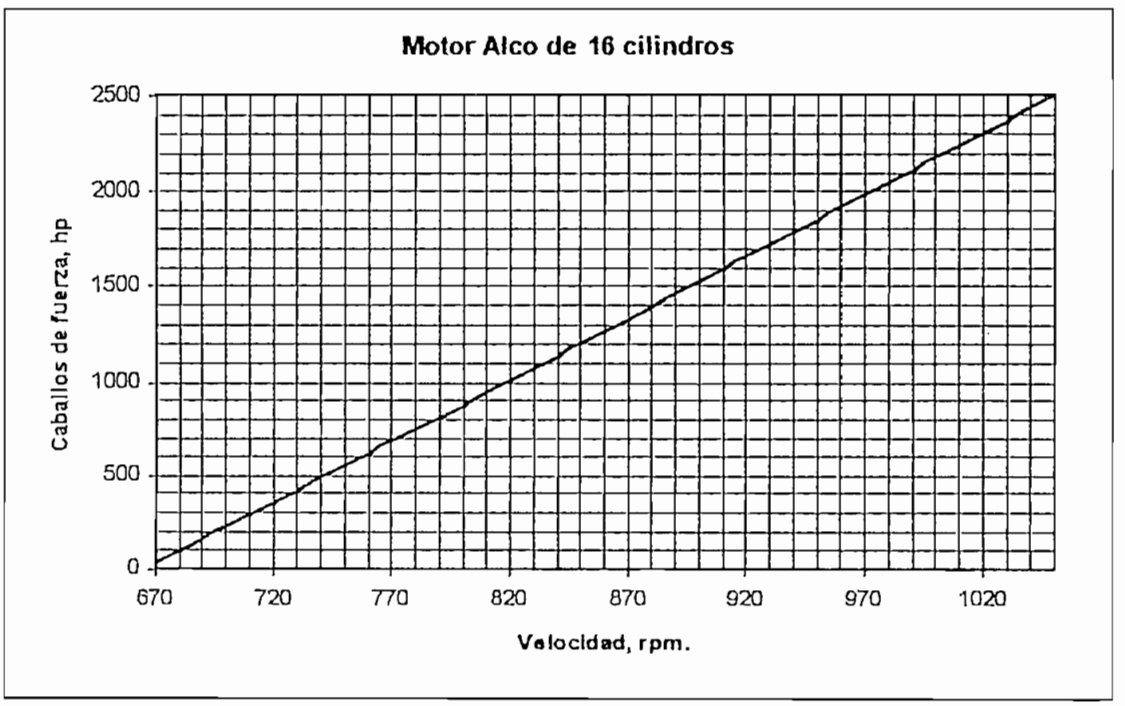


Fig 3.15. Potencia desarrollada por un motor Alco en función de la velocidad.

El regulador controla la velocidad *variando la cantidad de combustible* suministrado al motor. El control de velocidad es isócrono, es decir, el regulador mantiene la velocidad constante del motor, dentro de su capacidad, indiferentemente del estado de la carga.

De la figura 3.16 se ve que el regulador se encuentra calibrado de menera que cuando la señal de entrada es 3 psi. se obtiene la mínima velocidad en el motor, es la velocidad de vacío e igual a 670 rpm; para la señal de control de 15 psi. se obtiene la velocidad máxima regulada de 1030 rpm.

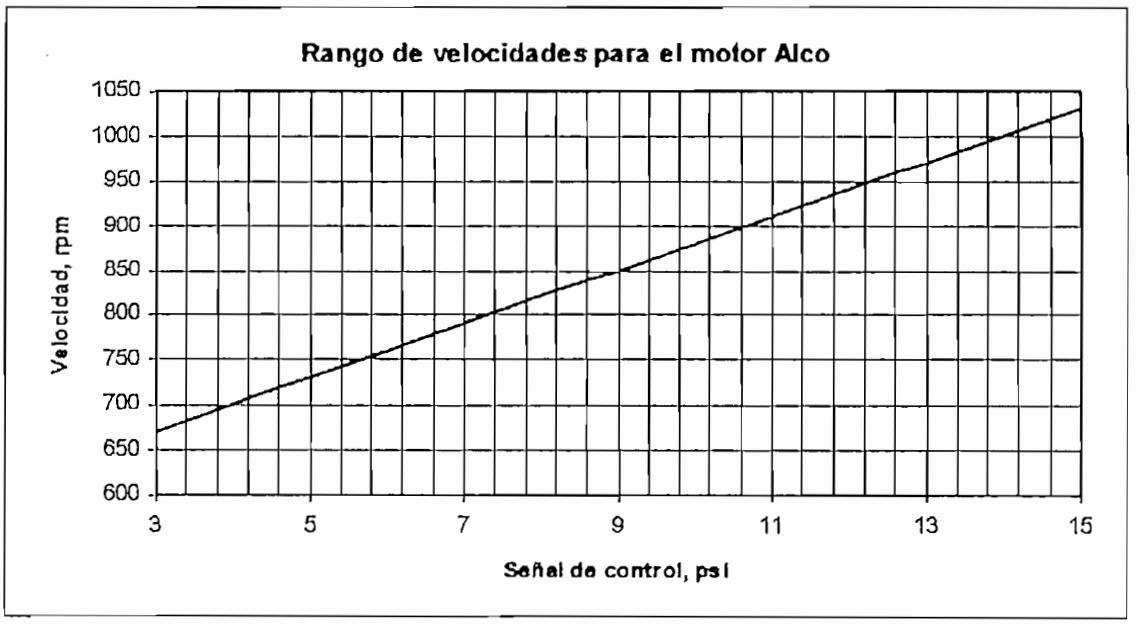


Fig. 3.16 Rango de regulación del governor.

De la misma figura, la ecuación que caracteriza la regulación de velocidad del motor Alco por intermedio del governorador es:

$$RPM_{Alco} = 580 + 30 \times Pc \tag{3.26}$$

Donde:

Pc = presión de control de entrada al governorador en psi.

RPM_{Alco} = velocidad del motor Alco en rpm.

Como se indicó antes, los motores Alco generalmente funcionan a 1015 rpm, por tanto la presión de control se mantiene aproximadamente en 14.5 psi, y estos valores definen el punto de operación.

3.4.3.- Engranaje.

Al engranaje se lo puede definir como un transmisor mecánico de velocidad. Se encuentra entre el eje de rotación del motor Alco "impulsor", y el eje "impulsado" de la bomba centrífuga. Cada bomba centrífuga tiene su engranaje para elevar la velocidad de los motores, cuyas características son:

Velocidad de entrada = 1015 rpm

Relación de engranaje = 1/ 3.640

Velocidad de salida = 3694.6

Rango de potencia = 2800 hp

3.4.4.- Transmisor de presión.

Se dispone de un transmisor electrónico de presión, el mismo que usa un sensor de circuito integrado para medirla. El transmisor amplifica la señal de salida del sensor para proveer el estándar de salida proporcional de 4 a 20 mA dc.

El mismo funciona de manera que el sensor convierte un cambio en presión a un cambio en resistencia. Esta resistencia es el componente variable de un puente de Wheatstone. La salida del puente es amplificada por un circuito adicional para proveer esta salida de corriente en el rango de 4 a 20 mA dc. Para el caso de la estación la presión del proceso es la presión de descarga y se encuentra en el rango de 0 a 2000 psi.

Entonces la ecuación que relaciona la señal de presión de entrada con la señal eléctrica de salida se encuentra como sigue; la forma general de la ecuación es:

$$i = a.Pd + b \qquad (2.28)$$

Donde:

Pd = presión de entrada al transmisor, en psi

i = corrinte dc. de salida del transmisor, en mA.

a, b = constantes.

Reemplazando el punto mínimo de operación del trransmisor, es decir para i = 4 mA. y Pc = 0 psi, la ecuación 2.28 cambia a:

$4 = 0.Pc + b$, de aquí $b = 4$.

Reemplazando en la misma ecuación el punto máximo de operación del transmisor, esto es para i = 20 mA y Pc = 2000 psi, la ecuación cambia a:

$20 = 2000a + 4$, entonces $a = 8x10^{-3}$, por tanto la ecuación que caracteriza al transmisor es:

$$i = 4 + 8 \times 10^{-3} \times Pd \qquad (3.29)$$

Donde:

Pd = presión de descarga en psi.

i = corriente dc de salida en mA.

Esto se ilustra también en la figura 3.17.

Para variaciones alrededor del punto de operación del transmisor, aproximadamente 1360 psi.y 1324 psi para 5 y 4 bombas respectivamente, la función de transferencia es:

$$\frac{I(s)}{P(s)} = Gpc(s) = 0.008 \qquad (3.30)$$

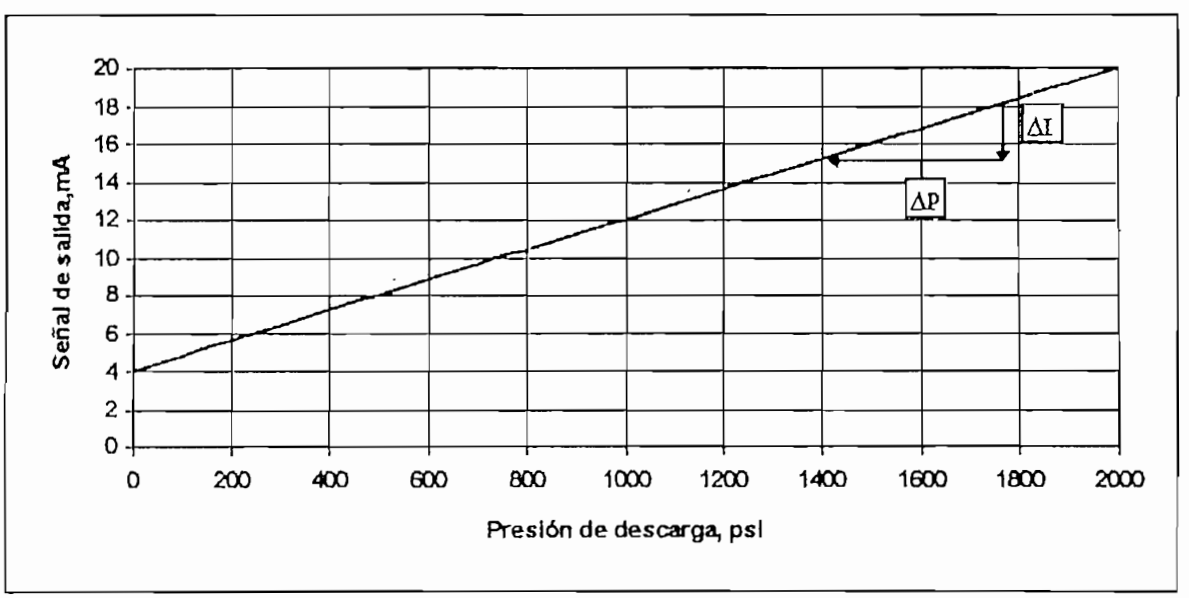


Fig. 3.17 Característica del transmisor de presión.

3.4.5.- Controlador.

Los controladores utilizados en la estación de bombeo Lago Agrio, y en las demás estaciones del SOTE son microprocesados, es decir, los controladores son configurables y no programables ya que tienen en la memoria incluido el algoritmo de control.

El tamaño, modularidad y funciones auxiliares de configuración de controladores basados en microprocesadores varían considerablemente de fabricante a fabricante. El rango de tamaños de las unidades va desde el mas pequeño como un solo controlador PID (proporcional, integral, derivativo) con una interface para un operador dedicado, hasta uno tan grande como un aparato que maneja 60 bloques de control. *Este tipo de controlador es esencialmente un reemplazo microprocesado para el panel convencional de los controladores analógicos.*

Controladores "Single Station Micro."

El controlador existente, ya mencionado es de modelo 761C tipo single station micro plus controller, de la casa Foxboro, y se utiliza para el sistema de control de todas las estaciones de bombeo del SOTE.

Sus características básicas son:

- Está diseñado en base a un microprocesador, y tiene la habilidad de realizar control en cascada.
- Monitorea y controla continuamente un proceso en concordancia con su algoritmo configurado.
- El controlador tiene un display continuo en forma de barra para el set point, medida de la variable de control, y salida; y un display alfanumérico para seleccionar dos variables. De esta manera los valores y estado de los parámetros de control seleccionados son rápidamente leídos por el operador.
- Todos los ajustes se hacen en la parte frontal del controlador. Así, no hay necesidad para el operador de retirar el controlador del panel en el cual esta colocado.

- Tiene gran flexibilidad en alarmas, displays para los lazos de control, cálculos, salidas de las señales y conmutación, pues el 761 posee compensación dinámica, comandos de comunicación serial, y una extensa capacidad de lógica booleana.
- Se pueden realizar calculos, cuyos resultados pueden ser llevados o distribuidos a salidas auxiliares, para que sean usados por otros aparatos.
- El enlace de comunicación serie puede ser usado para monitorear todas las funciones independientes.
- Puede recibir 4 entradas analógicas y 2 de frecuencia.

Tipos de control.

Los modos de control que se pueden implementar en el controlador son combinaciones del PID estándar, como se muestra en la tabla 3.7.

P	Solamente Proporcional
PD	Proporcional más derivativo
I	Solamente Integral
PID	Proporcional Integral más derivativo
PI	Proporcional Intergral
EXACT	

Tabla 3.7 Modos de control que se pueden implementar en el controlador

Para mayor detalle del controlador se adjunta el anexo A.

3.5.- OBTENCIÓN DE LA FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA DEL PROCESO EN LAZO CERRADO.

El primer paso para analizar un sistema real de control es identificar el sistema, esto quiere decir, obtener el orden de la ecuación diferencial que lo describe y su expresión matemática. En la práctica, en la mayoría de los casos, la señal de entrada instantánea no

se la puede expresar analíticamente, ya que ésta es de naturaleza aleatoria, por tal motivo, para analizar sistemas de control se recurre a señales de prueba típicas de entrada.

Como se conoce, las señales de prueba típicamente usadas son las funciones escalón, rampa, impulso, y sinusoidal, (fig. 3.18), ya que permiten representar las entradas más usuales a que está sujeto un sistema, entre otras cosas.

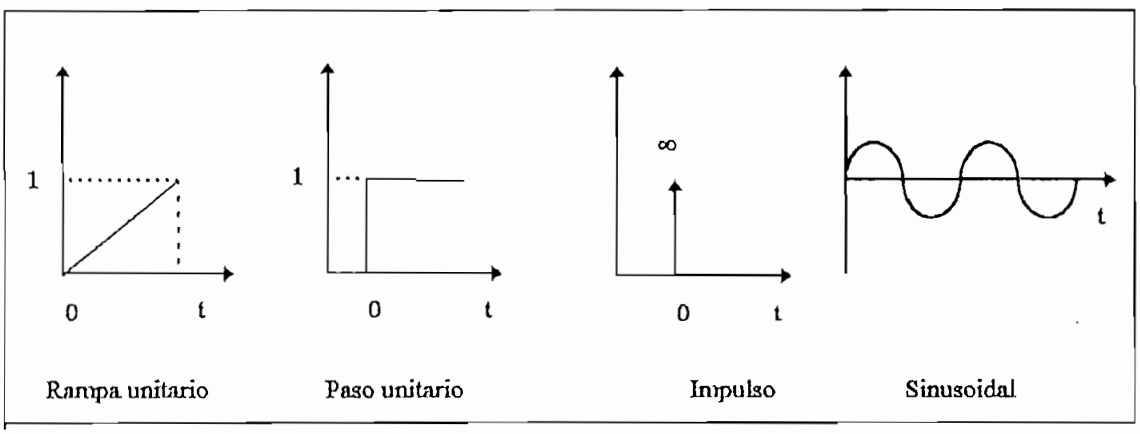


Fig. 3.18 Señales de prueba típicas para análisis de sistemas de control.

Entonces para identificar al sistema, se introdujo una función paso a la entrada del mismo y se observó su salida. En el caso del SOTE la prueba debió realizárse en condiciones normales de operación, es decir, se realizó un cambio paso del setpoint de pequeña amplitud, ya que una falla imprevista produciría una parada brusca de todo el sistema (todas las estaciones se pararían) con la consecuente pérdida de tiempo y pérdida económica para el país.

El SOTE funciona las 24 horas del día y los 365 días del año, y generalmente el bombeo se realiza utilizando cinco bombas y manteniéndose una de respaldo, *por tanto estas son las condiciones normales de operación.* La variación que se introdujo al setpoint fue de 115 psi, y se obtuvo las variaciones de la presión de salida en función del tiempo como se indica en la tabla 3.8.

TIEMPO EN SEG.	Δ PRESION DE DESCARGA EN PSI.
0	0
2	1
6	16
11	35
12	42
14	49
15	53
17	62
18	65
22	79
24	85
28	92
31	96
33	99
36	102
39	105
43	107
46	108
49	110
52	111
56	112

Tabla 3.8. Variación de la presión de descarga en función del tiempo

Según la tabla 3.8 la respuesta del sistema es no oscilatoria, es decir se tiene una respuesta sobreamortiguada, por lo tanto el sistema en lazo cerrado no tiene polos complejos conjugados, entonces para identificar el sistema se utiliza el método *por determinación de las constantes de tiempo*, que se describe y desarrolla a continuación.

En el dominio del tiempo la respuesta de un sistema no oscilatorio tiene la siguiente forma:

$$C(t) = A + k_1 e^{-t/\tau 1} + k_2 e^{-t/\tau 2} + k_3 e^{-t/\tau 3} + ... + k_n e^{-t/\tau n} \quad (3.31)$$

Donde:

A = amplitud de variación en la señal de salida.

τ_i = constantes de tiempo del sistema.

n = orden del sistema.

k_i = constantes de proporcionalidad.

Para hacer el análisis del modelo, se entenderá por dominancia de polos de lazo cerrado, estudiando la relación entre las partes reales de dichos polos. Si las relaciones de las partes reales exceden de cinco y no hay ceros cercanos, los polos de lazo cerrado más cercanos al eje jw dominan la respuesta transitoria y a estos se los conoce como polos dominantes.

Si alguna constante de tiempo τ_1 es dominante, para tiempos grandes los términos de la ecuación 3.31 que tienen las constantes de tiempo pequeñas tienden a cero, mientras que el término de la constante de tiempo grande continua siendo diferente de cero. Entonces la ecuación 3.29 se aproxima a:

$$c(t) \approx A + k_1 e^{-t/\tau 1} + 0 + 0 + ... + 0 \quad (3.32)$$

$$c(t) - A = k_1 e^{-t/\tau 1} \quad (3.33)$$

siendo para este caso, A = 115 psi, valor que corresponde a la variación asumida a la entrada

Para seguir lo explicado antes:

Realizando la resta de la ecuación 3.33, se obtienen los valores de la tabla 3.9.

Tiempo (seg)	c(t) - A	| c(t) - A |
0	-115	115
2	-114	114
6	-99	99
11	-80	80
12	-73	73
14	-66	66
15	-62	62
17	-53	53
18	-50	50
22	-36	36
24	-30	30
28	-23	23
31	-19	19
33	-16	16
36	-13	13
39	-10	10
43	-8	8
46	-7	7
49	-5	5
52	-4	4
56	-3	3

Tabla 3.9. Operaciones realizadas según la ecuación 3.33

Si a los valores de | c(t) - A | se los dibuja en papel semilogarítmico, se obtiene la curva representada en la figura 3.19. Para valores grandes de t, se observa que la curva tiende a una recta cuya pendiente es determinada por la constante de tiempo dominante.

Para encontrar la recta que mejor represente los datos, se utiliza en este caso interpolación mediante el método de mínimos cuadrados; en este método, si la ecuación de una recta es :

$$p_1(x) = a_0 + a_1 \cdot x \qquad (3.34)$$

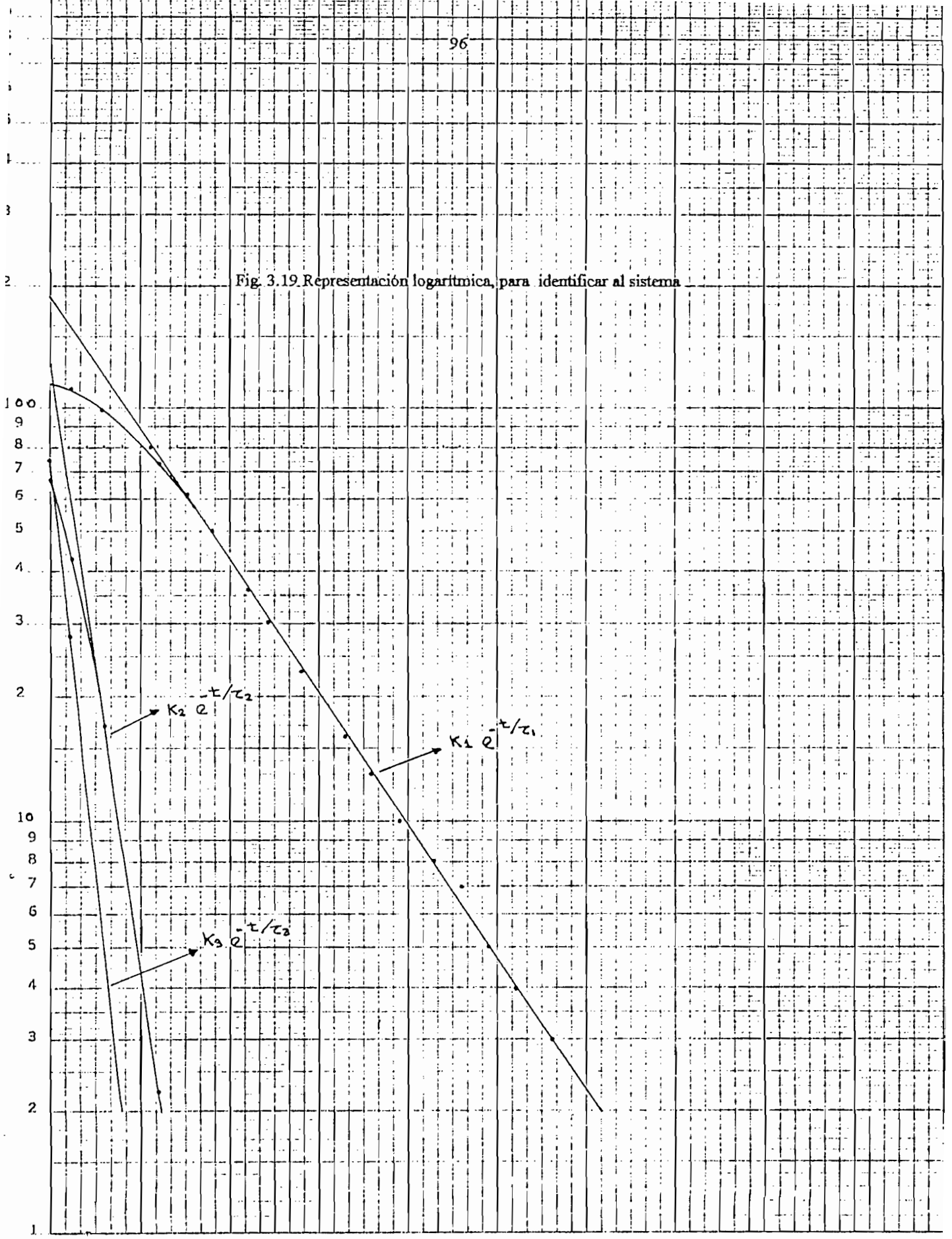


Fig. 3.19 Representación logaritmica, para identificar al sistema

Según el algoritmo de mínimos cuadrados se tiene la siguiente ecuación matricial [Ref.19]:

$$\begin{pmatrix} n & \sum x_i \\ \sum x_i & \sum x_i^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum y_i \\ \sum x_i \cdot y_i \end{pmatrix} \tag{3.35}$$

Donde:

n = número de puntos tomados.

a_0, a_1, = constantes.

x_i = tiempo (t_i)

y_i = puntos de la variable medida.

Resolviendo el sistema, se obtienen las ecuaciones para encontrar las constantes de la recta definida por la ecuación 3.34:

$$a_0 = \frac{\sum x_i^2 \sum y_i - \sum x_i \sum x_i \cdot y_i}{n \sum x_i^2 - \left(\sum x_i\right)^2} \tag{3.36}$$

$$a_1 = \frac{n \sum x_i \cdot y_i - \sum x_i \sum y_i}{n \sum x_i^2 - \left(\sum x_i\right)^2} \tag{3.37}$$

Como la función a interpolar tiene la forma $f(t) = k_1.e^{-t/\tau 1}$, se debe cambiar a una expresión parecida a la ecuación 3.34, de la siguiente manera:

$f(t) = k_1.e^{-t/\tau 1} \Rightarrow \ln f(t) = \ln k_1 - (1/\tau_1)t \Rightarrow y = a_0 + a_1.t$, los cálculos realizados se presentan en la tabla 3.10.

x_i = tiempo (seg)	$f(t) = k1.e^{-t/\tau 1}$	$y_i = \ln [f(t)]$	$x_i.y_i$	$x_i^{\wedge 2}$
11	80	4.38202663	48.202293	121
12	73	4.29045944	51.4855133	144
14	66	4.18965474	58.6551664	196
15	62	4.12713439	61.9070158	225
17	53	3.97029191	67.4949625	289
18	50	3.91202301	70.4164141	324
22	36	3.58351894	78.8374166	484
24	30	3.40119738	81.6287372	576
28	23	3.13549422	87.793838	784
31	19	2.94443898	91.2776084	961
33	16	2.77258872	91.4954278	1089
36	13	2.56494936	92.3381769	1296
39	10	2.30258509	89.8008186	1521
43	8	2.07944154	89.4159863	1849
49	5	1.60943791	78.8624577	2401
52	4	1.38629436	72.0873068	2704
56	3	1.09861229	61.5222882	3136
$\Sigma x_i = 500$		$\Sigma y_i = 51.7501489$	$\Sigma xi.yi = 1273.22143$	$\Sigma x_i^2 = 18100$

Tabla 3.10. Análisis de regresión

Utilizando (3.36) y (3.37) se obtiene los valores de a_0 y a_1:

$a_0 = \quad 5.200 \quad \Rightarrow k_1 = 181.3570$

$a_1 = -0.073 \quad \Rightarrow \tau 1 = 13.6396$ seg.

De donde $f(t) = k_1.e^{-t/\tau 1} = 181.3570 \ e^{-t/13.6396}$, los cálculos se realizaron sacando el valor absoluto para poder representar los datos en papel semilogarítmico, poro k_1 tiene signo negativo de los datos de la tabla 3.9.

La ecuación de c(t) llega a ser:

$$c(t) = 115 - 181.3570\ e^{-t/13.6396} + k_2\ e^{-t/\tau 2} + k_3\ e^{-t/\tau 3} + ... + k_n\ e^{-t/\tau n}$$

$$c(t) - 115 + 181.3570\, e^{-t/13.6396} = k_2\, e^{-t/\tau 2} + k_3\, e^{-t/\tau 3} + \ldots + k_n\, e^{-t/\tau n} \qquad (3.38)$$

Para determinar la constante k_2, se realiza el mismo procedimiento, es decir se representa en papel semilogaritmico $c(t) - 115 + 181.3570\, e^{-t/13.6396}$ (tabla 3.11), luego para tiempos grandes los términos que tienen las constantes de tiempo mas pequeñas se vuelven prácticamente cero, y prevalece $k_2\, e^{-t/\tau 2}$, y como existen pocos puntos lo más lógico es unir los puntos que tienden a una línea recta. Las constantes k_2 y τ_2 se obtienen de la siguiente manera:

De la figura en papel semilogarítmico y de la tabla 3.11 los puntos por los cuales pasa la mejor recta de $k_2\, e^{-t/\tau 2}$ son para 6 y 12 segundos. Por tanto se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\text{Para } t = 6 \text{ seg}, \Rightarrow k_2\, e^{-6/\tau 2} = 17.8127 \qquad (3.39)$$

$$\text{Para } t = 12 \text{ seg}, \Rightarrow k_2\, e^{-12/\tau 2} = 2.2394 \qquad (3.40)$$

Resolviendo las ecuaciones 3.39 y 3.40 simultaneamente, se obtiene que $k_2 = 141.6863$ y $\tau_2 = 2.8933$ seg. Entonces $y = k_2\, e^{-t/\tau 2} = 141.6863\, e^{-t/2.8933}$ por consiguiente la ecuación para c(t) es:

$$c(t) = 115 - 181.3570\, e^{-t/13.6396} + 141.6863\, e^{-t/2.8933} + k_3\, e^{-t/\tau 3} + \ldots + k_n\, e^{-t/\tau n}$$

tiempo seg.	$c(t) - 115 + 181.3570\, e^{-t/13.6396}$
0	66.357
2	42.6220
6	17.8127
11	0.9629
12	2.2394

Tabla. 3.11 Datos para encontrar las constantes k_2 y τ_2.

$$c(t)- 115 + 181{,}3570\, e^{-t/13{,}6396} - 141{,}6863\, e^{-t/2{,}8933} = k_3\, e^{-t/\tau 3} + ... + k_n\, e^{-t/\tau n} \qquad (3.41)$$

tiempo (seg)	$c(t)- 115 + 181.3570\, e^{-t/13.6396} - 141.6863\, e^{-t/2.8933}$
0	-75.3293
2	-28.3555
6	0
11	
12	0

Tabla 3.12. Datos para encontrar las constantes k_3 y τ_3.

Realizando las operaciones de la ecuación (3.41) se identifica el termino $k_3\, e^{-t/\tau 3}$, según la tabla 3.12 se cuenta únicamente con dos puntos para graficar en el papel semilogarítmico, por tanto ya no se puede calcular más constantes de tiempo. Se une los dos puntos para formar la última línea recta interpolada.

$$\text{para } t = 0 \text{ seg} \Rightarrow |k_3\, e^{-0/\tau 3}| = 75.3293 \qquad (3.42)$$

$$\text{para } t = 2 \text{ seg.} \Rightarrow |k_3\, e^{-2/\tau 3}| = 28.3555 \qquad (3.43)$$

Resolviendo las ecuaciones 3.42 y 3.43 simultaneamente se halla que $k_3 = 75.3193$ y τ_3=2.0469 seg. Para poder representar la recta en el papel semilogarítmico se tomo el valor absoluto de los valores de la tabla 3.12, por tanto k_3 tiene signo negativo, entonces:

$y = k_3\, e^{-t/\tau 3} = -75.3293\, e^{-t/2{,}0469}$. Luego la ecuación definitiva para c(t) es:

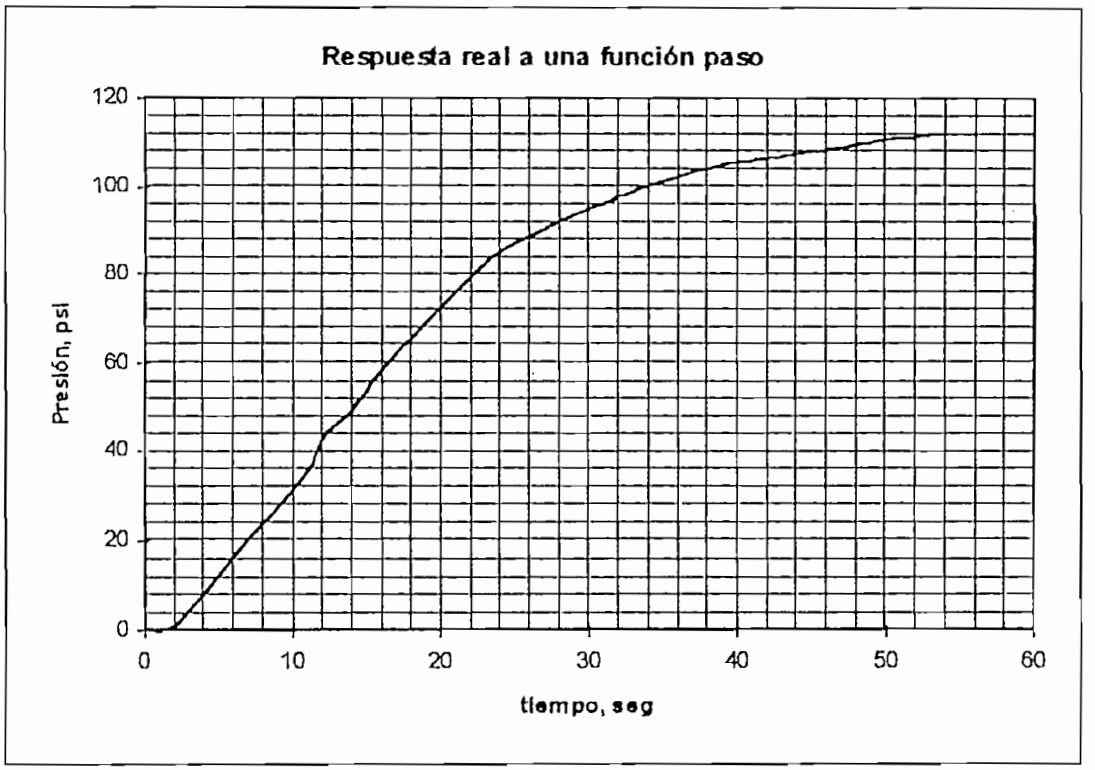
$$c(t) = 115 - 181.3570\, e^{-t/13.6396} + 141.6863\, e^{-t/2.8933} - 75.3293\, e^{-t/2.0469} \qquad (3.44)$$

En la tabla 3.13 se presentan los valores de la función c(t) real, es decir medidos en el proceso al dar una variación brusca a la señal de referencia (setpoint) y los valores de la función c(t) identificada, se puede observar que la diferencia entre las dos funciones es

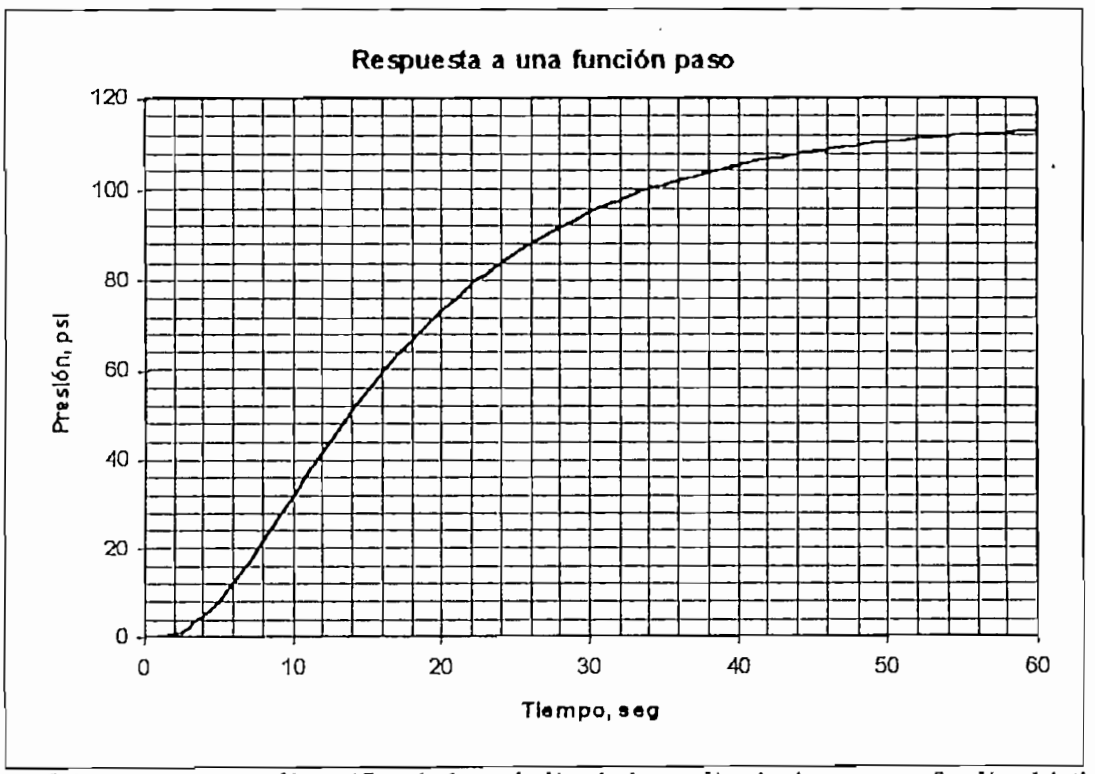
mínima, por tanto la identificación de la función del proceso es válida. En los gráficos 3.20a. y 3.20b, se aprecia mejor la similitud entre las dos funciones.

Tiempo (seg)	C(t) real	C(t) identificado
0	0	0
2	1	1
6	16	11.98
11	35	36.85
12	42	41.78
14	49	51
15	53	55.36
17	62	63.23
18	65	66.08
22	79	78.92
24	85	83.82
28	92	91.72
31	96	96.31
33	99	98.86
36	102	102.05
39	105	104.61
43	107	107.24
46	108	108.77
49	110	110.00
52	111	110.99
56	112	112.01

Tabla 3.13. Comparación entre los valores de c(t) medidos en el proceso y c(t) identificado.



Graf. 3.20a. Representación gráfica de la variación de la presión de descarga en función del tiempo, al ser excitado el sistema en lazo cerrado por una función paso.



Graf. 3.20b. Representación gráfica de la variación de la presión de descarga en función del tiempo, al ser excitado el sistema en lazo cerrado por una función paso (función identificada).

Para tener una idea más clara de la bondad del modelo identificado, se utiliza el coeficiente de regresión, el mismo que ha sido definido de la siguiente manera:

$$\gamma^2 = \frac{\sum_{t=1}^{n}\left(c(t)_{iden} - \bar{y}\right)^2}{\sum_{t=1}^{n}\left(c(t)_{real} - \bar{y}\right)^2} \tag{3.45}$$

Además:

$$\bar{y} = y_{promedio} = \frac{1}{n}\sum_{t=1}^{n} c(t)_{real} \tag{3.46}$$

Donde:

γ^2 = coeficientte de regresión.

n = número de puntos tomados

$c(t)_{real}$ = puntos medidos de la variable controlada.

$c(t)_{iden}$ = función identificada.

tiempo	$c(t)_{real}$	$c(t)_{iden}$	$(c(t)_{iden}-y_{promedio})^2$	$(c(t)_{real}-y_{promedio})^2$
0	0	0	5301.22676	5301.22676
2	1	1	5156.60771	5156.60771
6	16	11.98	3700.23097	3227.322
11	35	36.85	1293.08735	1429.56009
12	42	41.78	962.831348	949.226757
14	49	51	475.655329	566.893424
15	53	55.36	304.485881	392.417234
17	62	63.23	91.7672764	116.845805
18	65	66.08	45.2864907	60.9886621
22	79	78.92	37.3379193	38.3219955
24	85	83.82	121.230586	148.60771
28	92	91.72	357.60611	368.274376
31	96	96.31	552.272381	537.798186
33	99	98.86	678.62731	685.941043
36	102	102.05	855.005448	852.0839
39	105	104.61	1011.27029	1036.22676

43	107	107.24	1185.45769	1168.98866
46	108	108.77	1293.15585	1238.36961
49	110	110	1383.13152	1383.13152
52	111	110.99	1457.74876	1458.51247
56	112	112.01	1536.67733	1535.89342
	Σ=1529		Σ=27800.7003	Σ=27653.2381

Tabla 3.14 Cálculos para encontrar el coeficiente de regresión.

En la tabla 3.14, se presentan los cálculos realizados para encontrar el coeficiente de regresión, de la misma se tiene que:

$$\bar{y} = y_{promedio} = \frac{1529}{21} = 72.8095$$

$$\gamma^2 = \frac{27800.003}{2653.2381} = 1.0053$$

Del cálculo del coeficiente de regresión, se ratifica que la función identificada es válida.

Para encontrar la función de transferencia se saca la transformada de Laplace de la ecuación 3.44, que por facilidad se la vuelve a escribir. Se utilizan las siguientes relaciones:

$$f(t) = e^{-at} \Rightarrow F(s) = \frac{1}{s+a} \therefore f(t) = e^{-t/\tau} \Rightarrow F(s) = \frac{1}{s+\frac{1}{\tau}} \qquad (3.47)$$

$$f(t) = A \Rightarrow F(s) = \frac{A}{s} \qquad (3.48)$$

$$c(t) = 115 - 181.3570\, e^{-t/13.6396} + 141.6863\, e^{-t/2.8933} - 75.3293\, e^{-t/2.0469}$$

Aplicando las ecuaciones 3.47, y 3.48 a la expresión anterior se tiene:

$$C(s)=\frac{115}{s}-\frac{181.3570}{s+\frac{1}{13.6396}}+\frac{141.6863}{s+\frac{1}{2.8933}}-\frac{75.3293}{s+\frac{1}{2.0469}}$$

$$C(s)=\frac{115}{s}-\frac{2473.6369}{13.6396\times s+1}+\frac{409.9409}{2.8933\times s+1}-\frac{154.1915}{2.0469\times s+1}$$

$$C(s)=\frac{91.0158\times s^2-35.2105\times s+115}{s(13.6396\times s+1)(2.8933\times s+1)(2.0469\times s+1)}$$

Si la entrada paso es de 115 psi, entonces:

R(s) = 115/s.

Entonces, la función de transferencia en lazo cerrado definitiva es:

$$\frac{C(s)}{R(s)}=\frac{0.7914\times s^2-0.3061\times s+1}{(13.6396\times s+1)(2.8933\times s+1)(2.0469\times s+1)} \qquad (3.49)$$

La función de transferencia en lazo abierto se obtendrá en el capítulo IV.

CAPITULO IV: COMPENSACIONES.

4.1 Determinación de la función de transferencia del sistema en lazo abierto 107

4.2 Modos de control 109

4.2.1 Control on - off 110

4.2.2 Control Proporcional 112

4.2.3 Control Proporcional Integral 115

4.2.4 Control Proporcional Integral Derivativo 117

4.3 Diseño de las compensaciones utilizando el Lugar Geométrico de las Raíces. 120

4.3.1 Diseño del Control Proporcional Integral, PI 123

4.4 Diseño del compensador utilizando métodos de calibración 130

4.4.1 Método de ganancia límite 130

4.4.1.1 Diseño del Control Proporcional Integral, PI 131

4.4.1.2 Diseño del Control Proporcional Integral Derivativo, PID 134

4.4.2 Método de Cohen - Coon 138

4.5 Conclusiones y recomendaciones 143

4.1.- DETERMINACION DE LA FUNCION DE TRANSFERENCIA DEL SISTEMA EN LAZO ABIERTO.

La planta del sistema se consigue agrupando en un solo bloque los reguladores de velocidad, motores Alco, engranajes, y las bombas centrífugas", lo que en definitiva daría la función de transferencia en lazo abierto (fig. 4.1).

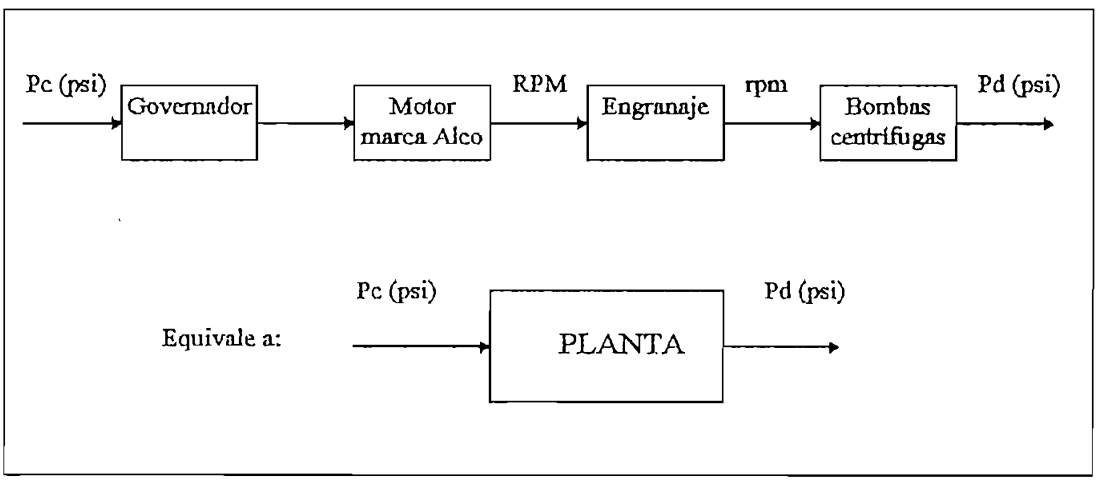


Fig. 4.1 Obtención de la planta.

Por lo expuesto en el párrafo anterior, el diagrama en bloques de la figura 3.13, se lo puede redefinir para tener una mejor visión del proceso (Fig. 4.2).

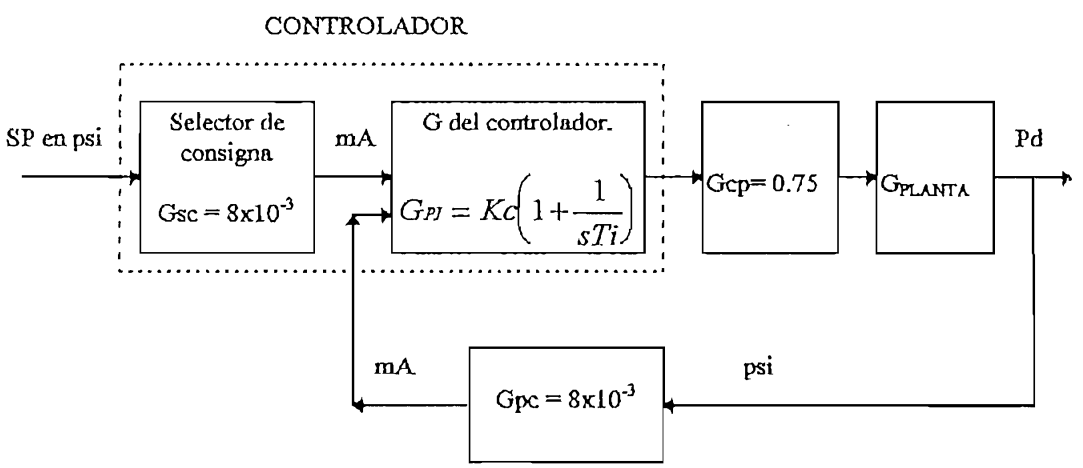
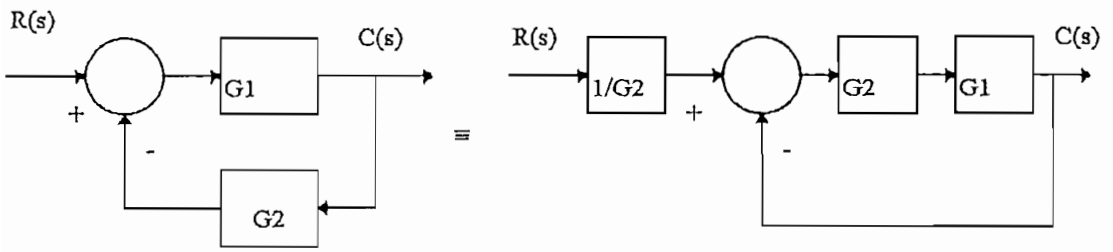
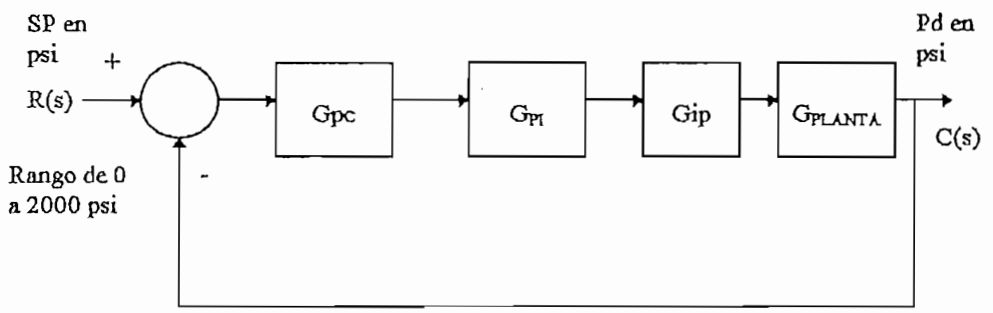


Fig. 4.2 Diagrama de bloques del sistema de control

Este sistema se reduce utilizando álgebra de diagramas de bloques, se utiliza la siguiente relación [Ref. 8]:



Por tanto el diagrama de bloques simplificado es (fig. 4.3):



Con esta estructura, la función de transferencia en lazo cerrado se obtiene mediante la siguiente relación:

$$\frac{C(s)}{R(s)} = \frac{(Gpc)(G_{PI})(Gip)(G_{PLANTA})}{1+(Gpc)(G_{PI})(Gip)(G_{PLANTA})} \tag{4.1}$$

Reemplazando en la ecuación anterior Gpc = 0.008, Gip = 0.75, y despejando G_{PLANTA}, se tiene:

$$G_{PLANTA} = \frac{\left(\frac{C(s)}{R(s)}\right)}{0.024\left(1-\frac{C(s)}{R(s)}\right)(G_{PI})} \tag{4.2}$$

Los datos de la función de transferencia G_{PI} que están implementados en la actualidad, en la estación Lago Agrio son:

BP = Banda proporcional 25%.
Ti = Tiempo integral 0.29 (min/repetición).

Se tiene que:

$BP = 100/Kc \Rightarrow Kc = 4$
Donde: Kc = ganancia del controlador.

$$Ti = \frac{0.29min}{rep} \times \frac{60seg}{1min} \Rightarrow Ti = 17.4seg/rep$$

Por tanto la forma de la función de transferencia del compensador G_{PI} es:

$$G_{PI} = 4\left(1 + \frac{1}{s17.4}\right) = 4\left(\frac{17.4s+1}{17.4s}\right)$$

Reemplazando todos los datos en la ecuación 4.2 se tiene que la función de transferencia en lazo abierto es:

$$G_{PLANTA} = \frac{38{,}388\left(0{,}791s^2 - 0{,}3061s + 1\right)}{\left(17{,}4s+1\right)\left(4.277s^2 + 3{,}839s + 1\right)} \qquad (4.3)$$

4.2.- MODOS DE CONTROL.

Se hace solamente el estudio de estas formas de compensación, ya que como se indico antes el controlador de la estación de bombeo únicamente tiene la capacidad de realizar control PID.

Comenzando con una definición, se puede decir que *un modo de control es una respuesta particular del controlador para un cambio en la medida del error.* Los cuatro modos básicos son:

1. Control on-off (dos posiciones)
2. Control proporcional.
3. Control integral
4. Control derivativo.

En la práctica normalmente se realizan combinaciones entre modos proporcional, integral y derivativo, lo que es permitido por los controladores industriales existentes en el mercado.

En cuanto a la configuración interna de los controladores industriales, existen muchas variaciones de modelo a modelo. Así por ejemplo los algoritmos de control PID son distintos.

A continuación se describen los modos básicos y sus combinaciones más utilizados en la industria.

4.2.1.- Control on-off.

Es el modo de control más elemental. Es simple, barato y frecuentemente suficiente cuando sus desventajas son toleradas. El control de dos posiciones, es sin duda uno de los más utilizados, tanto en la industria como también en aparatos domésticos. Se utiliza generalmente en dispositivos de refrigeración, aire acondicionado, y en la mayoría de equipos de calentamiento de agua.

La función de un control on-off tiene sólo dos posibles salidas (on, 100%; u off, 0%), y solamente considera el signo de la señal de error.

La zona muerta o brecha diferencial, es una implementación práctica del controlador de dos posiciones; aquí hay un rango para la variación del error porcentual Ep, incrementándose a través de cero o decrementándose a través de cero. Durante el tiempo en que se encuentre en la zona muerta no ocurren cambios en la salida del controlador. Se define esta zona como de $2\Delta Ep$, como se muestra en la figura 4.4, y la misma es frecuentemente diseñada por arriba de cierta cantidad mínima para prevenir oscilaciones excesivas. La existencia de tal zona muerta es un ejemplo de histerisis deseable en el controlador de un proceso.

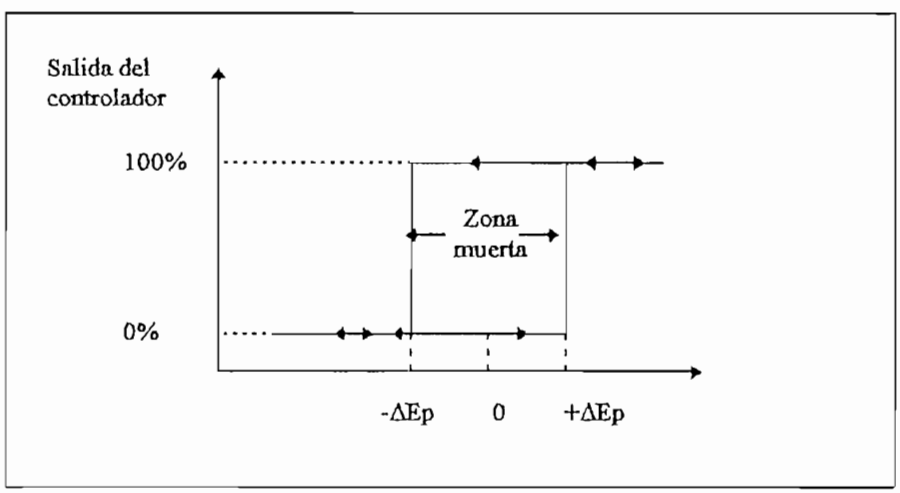


Fig. 4.4 Acción del controlador de dos posiciones.

La zona muerta se establece generalmente cerca del 0.5% a 2% del rango total, ya que para rangos más pequeños el controlador se vuelve excesivamente sensible, e introduce una inestabilidad muy grande en el proceso. La figura 4.5 ilustra mejor el control on-off.

La principal desventaja de un control on-off es su oscilación constante, y su principal ventaja es su bajo costo.

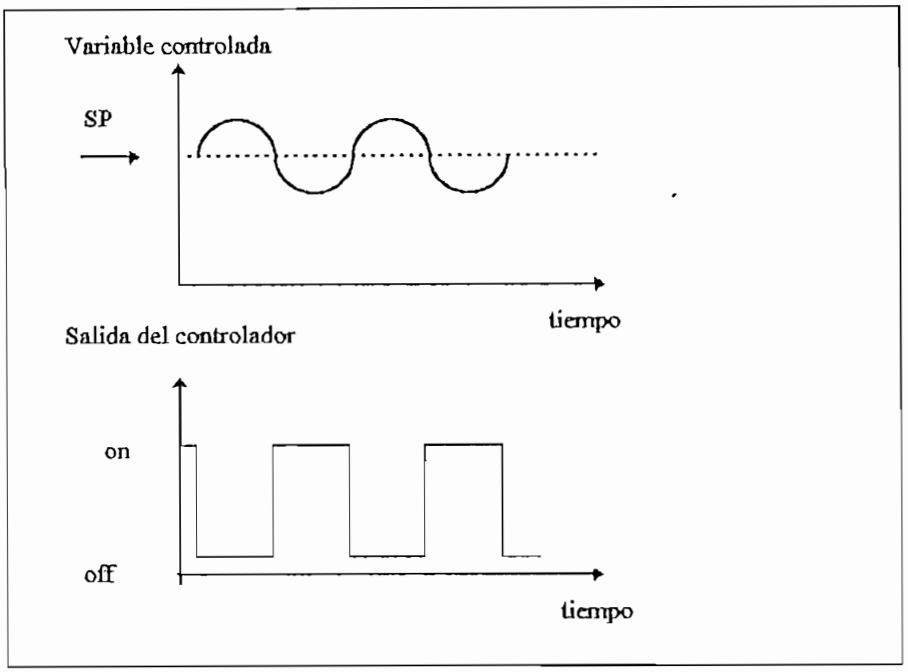
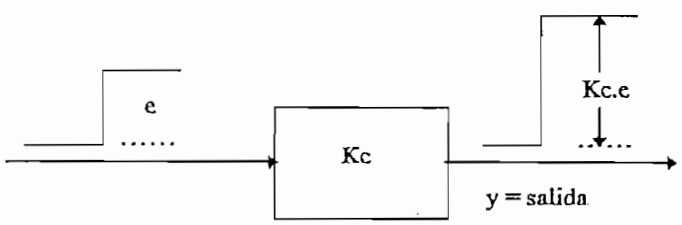


Fig. 4.5 Control on-off en tiempo real de un sistema

4.2.2.- Control Proporcional.

En el control proporcional la respuesta del controlador es proporcional al error (señal de entrada al controlador), de ahí su nombre. Para un error paso la acción del controlador se puede representarla de la siguiente manera (fig. 4.6):



4.6 Respuesta del control proporcional ante una entrada paso

Por tanto el algoritmo de control para la señal de salida del controlador es:

$$y = Kc \cdot e \qquad (4.5)$$

Donde:

y = señal de salida del controlador.

e = señal de error, entrada al controlador.

Kc = ganancia proporcional.

A la ganancia del controlador Kc también se la conoce como sensitividad proporcional. El mecanismo de ajuste en muchos controladores industriales no se expresa en términos de Kc sino en términos de banda proporcional (PB). La banda proporcional se define como el porcentaje de cambio en la medida requerida (setpoint constante) para causar 100% de cambio en la salida. La banda proporcional se relaciona con la ganancia mediante la siguiente ecuación:

$$PB = \frac{1}{Kc} \times 100 \qquad (4.6)$$

Mediante la ecuación (4.6), se puede decir que *bandas anchas* corresponden a respuestas menos sensitivas (Kc pequeño), y *bandas angostas* corresponden a respuestas más sensitivas (Kc grande). La figura 4.7 ilustra las definiciones de banda proporcional y sensitividad proporcional.

Cuando se usa el control proporcional las características más representativas son las siguientes:

1. El cambio en la salida del controlador ocurre simultáneamente con un cambio en la entrada, pues no ocurren retardos en el modo proporcional.

2. Cada valor de error genera una banda proporcional, y hay una relación uno a uno entre el error y la salida.

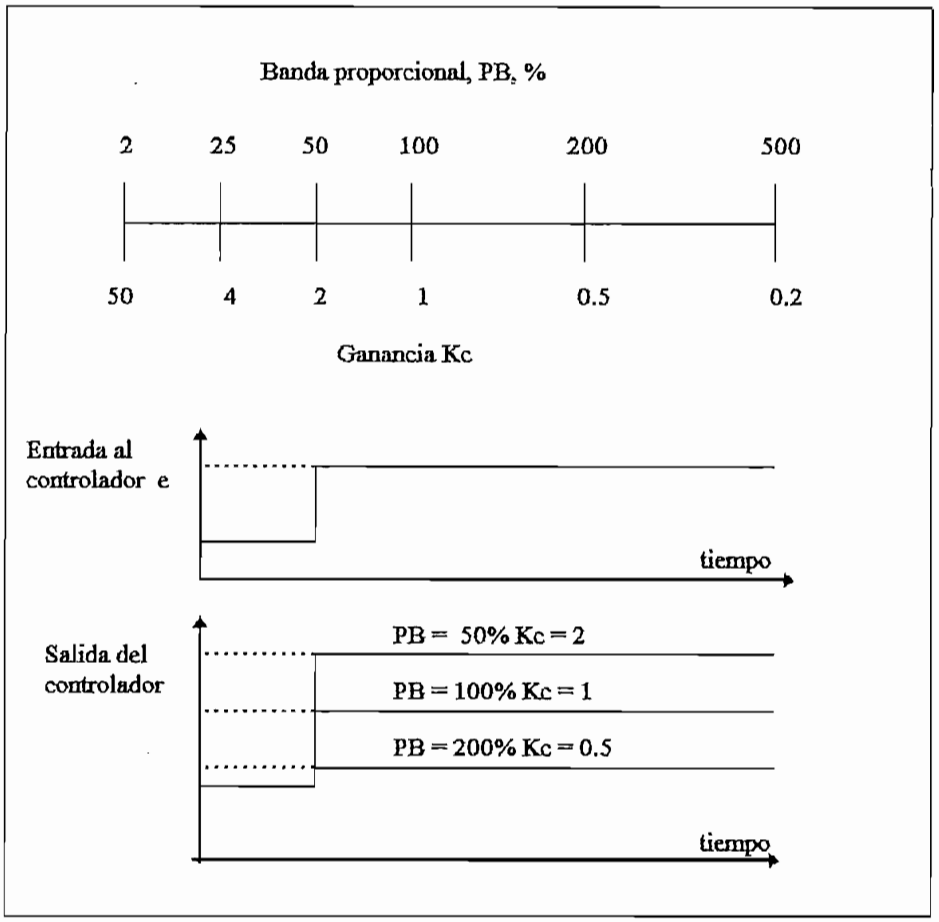


Fig. 4.7 Representación gráfica de banda proporcional

El control proporcional presenta una desventaja significativa y ésta consiste en que produce una desviación permanente en estado estacionario, entre el valor deseado y el valor de la variable controlada (fig. 4.8).

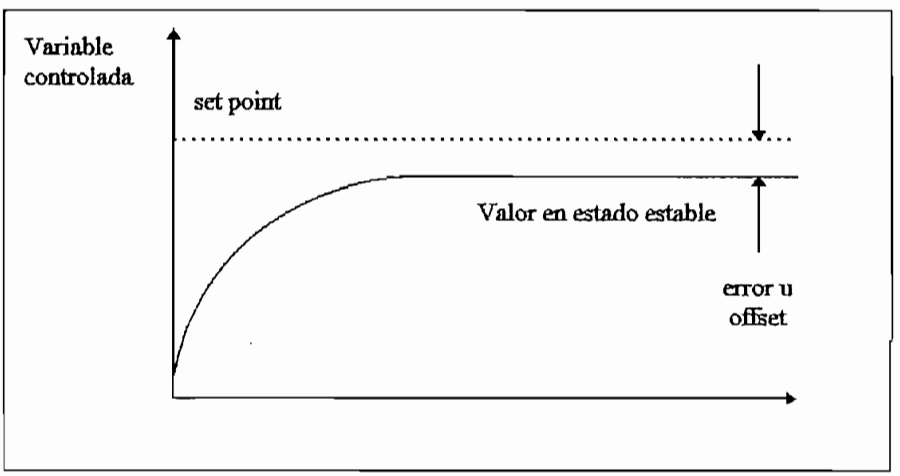


Fig. 4.8 Offset en régimen permanente que produce el control proporcional

4.2.3.- Control Proporcional Integral.

La acción integral puede ser combinada con la acción proporcional para eliminar el offset donde éste es inaceptable. Del mismo modo que la acción proporcional, la acción integral también responde a la señal de error. Sin embargo, la acción integral se basa en el principio de que la respuesta puede ser proporcional al tamaño y duración del error.

La figura 4.9, representa la respuesta en lazo abierto de un sistema de control, en el cual se presenta la manera cómo la acción integral se relaciona al error de la medición. Inicialmente, cuando el error es igual a cero, la salida permanece constante en un valor que depende de la historia del error.

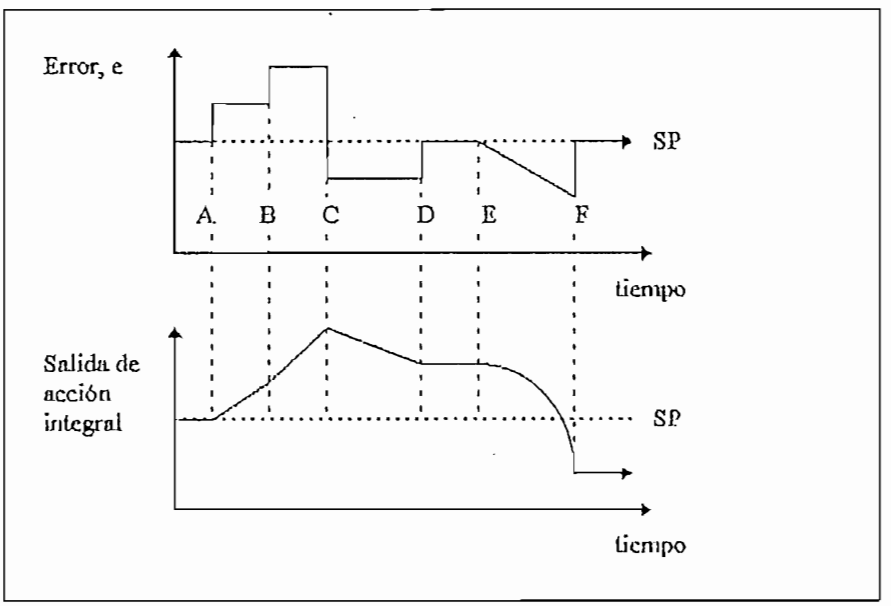


Fig. 4.9 Respuesta a la acción integral

Mientras que la acción proporcional ata la salida a la medida a través del error, la acción integral puede llevar a cualquier valor de salida, parando solamente cuando el error es cero, es decir la acción integral es satisfecha cuando la medida ha retornado al setpoint.

En la figura 4.10, se presenta la respuesta en lazo abierto de las acciones proporcional e integral combinadas en un controlador. Inicialmente la salida es constante porque el error es cero. Cuando un cambio paso en error aparece, un simultáneo cambio paso ocurre en la salida debido a la acción proporcional, y como se mencionó el tamaño de esta

respuesta depende de la banda proporcional. En el mismo tiempo, la acción integral empieza a manejar la salida.

Para un error constante, la regulación de la acción integral cambia la tasa en la cual la salida se maneja. Esta tasa es cuantificada en términos del tiempo requerido para que el cambio en la salida (debido a la acción integral) sea igual o repita la respuesta causada por la acción proporcional.

Algunos fabricantes de controladores, usan unidades de minutos/repetición para referirse al tiempo de acción integral. Otros usan repeticiones/minutos, llamándola como ganancia integral

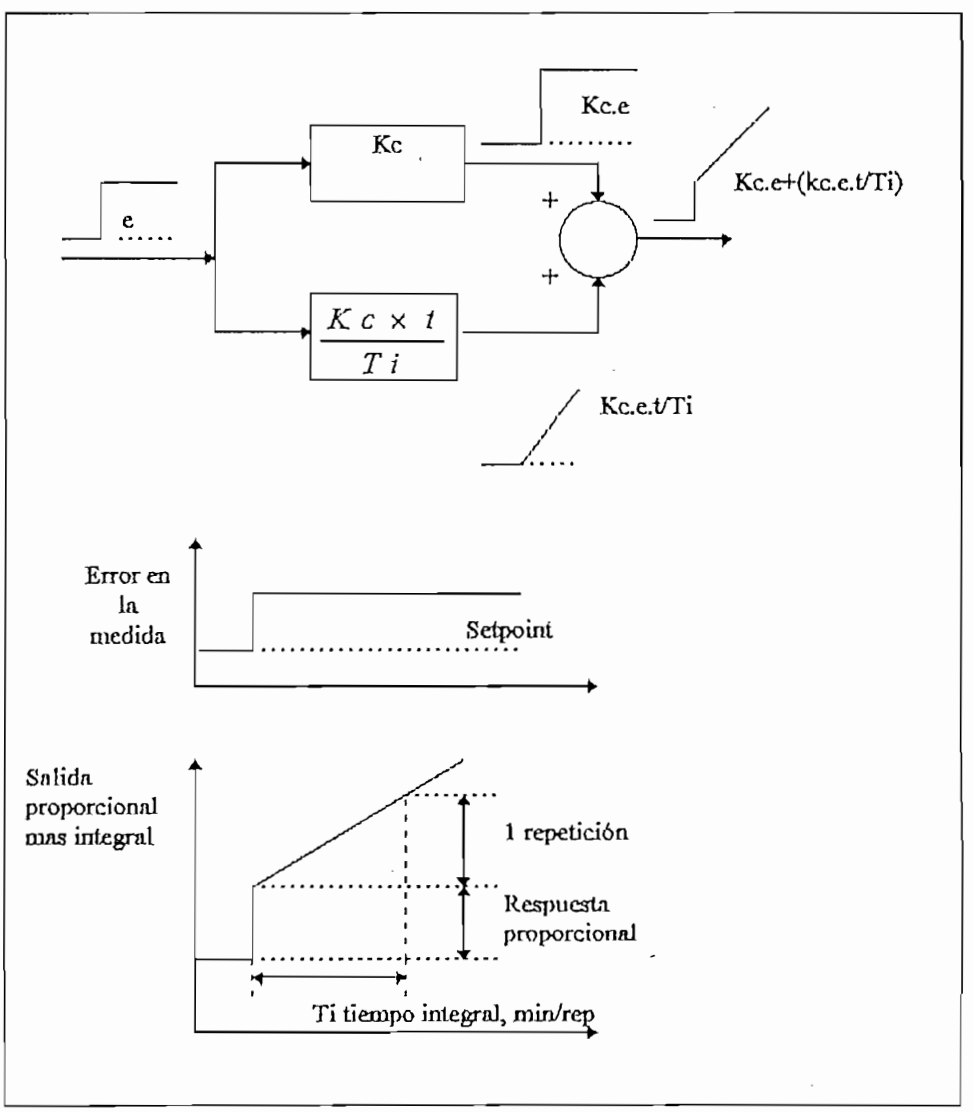


Fig. 4.10 Salida de un controlador que tiene acción proporcional mas integral, ante un error paso

La ecuación en función del tiempo y de banda proporcional de la acción integral más proporcional se expresa por la siguiente ecuación:

$$Y = \left(\frac{100}{PB}\right) \times e + \left(\frac{100}{PB}\right)\left(\frac{1}{Ti}\right)\int e.dt \qquad (4.7)$$

Aunque la habilidad de la acción integral para eliminar el offset es muy ventajosa, sin embargo tiene una desventaja muy significativa ya que crea una respuesta gradual, es decir una capacidad semejante a un retardo dentro del controlador.

4.2.4.- Control Proporcional Integral Derivativo.

La acción derivativa se basa en la tasa de cambio de la señal de medida, la tasa de cambio puede ser calculada como el valor del cambio dividido para el tiempo en el cual tuvo lugar.

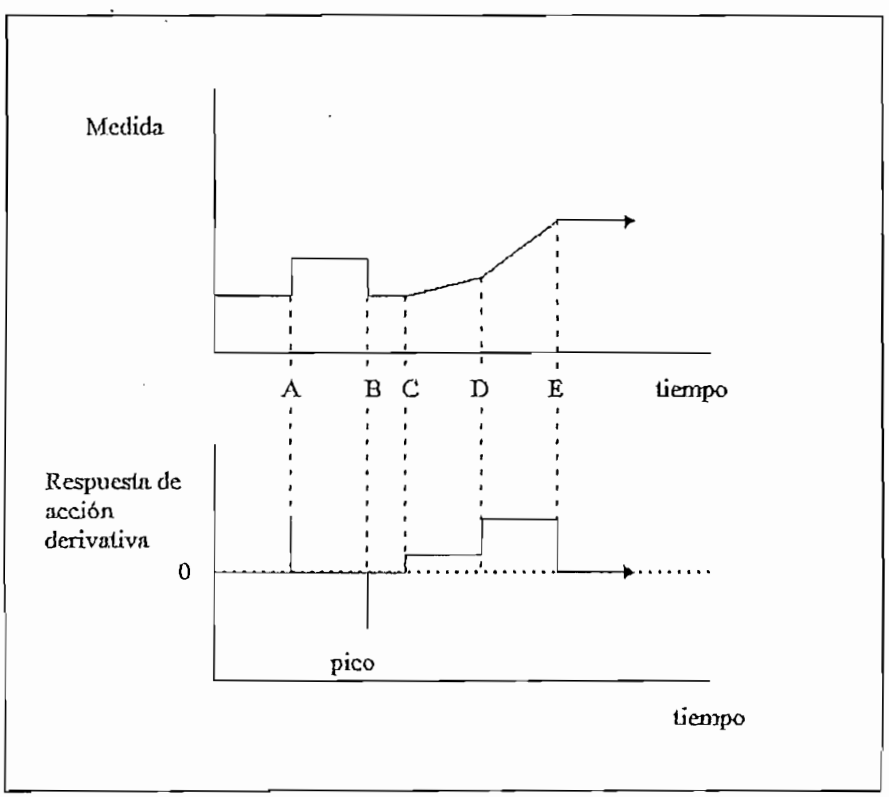


Fig. 4.11 Respuesta en lazo abierto de sólo acción derivativa.

En la figura 4.11, se muestra la forma como actúa la acción derivativa de conformidad al cambio de la señal medida:

En el punto A, un cambio paso aparece, la rata es infinita y la acción derivativa responde con un pico de salida.

En el segmento A - B, la medida es constante, la acción derivativa vuelve inmediatamente a cero, ya que la derivada de una constante es nula.

En el punto B, nuevamente hay un cambio paso, por tanto un pico negativo aparece como respuesta del controlador.

En el punto C, la medida empieza a incrementarse en una rata constante. La respuesta derivativa es una constante positiva.

En el punto D, hay un cambio en la rata de la medida. La contribución derivativa es constante y mayor que en el punto C.

En el punto E, la medida deja de cambiar. Por tanto la acción derivativa vuelve a cero.

Por lo expuesto en el punto E, cuando la medida no cambia, no hay contribución de la acción derivativa, es decir su contribución es cero. *Por tanto la acción derivativa no puede actuar sola,* siempre debe estar combinada con las demás acciones de control (proporcional, o proporcional integral).

Siguiendo las técnicas desarrolladas para las acciones proporcional e integral, la acción derivativa debería actuar ante cambios de la señal de error, muchos controladores utilizan este principio. Sin embargo, esto causa que la acción derivativa responda a cambios en la medida y el setpoint. Los cambios del setpoint son generalmente semejantes a funciones paso, es decir cambios bruscos, rápidos (cambio paso, paso discreto), este caso frecuentemente provoca que aparezca la respuesta del proceso con un pico grande a la salida.

Para evitar este problema, los controladores están siendo diseñados para que el generador de respuesta derivativa actúe solamente en la señal medida. De esta forma solamente las acciones integral y proporcional responden para cambios en el setpoint. Llamándose a esta forma control PID no interactuante.

El algoritmo para un control PID no interactuante es:

$$y = \frac{100}{PB}\left[e + \frac{1}{Ti}\int e.dt - Td.\left(\frac{dc}{dt}\right)\right] \qquad (4.8)$$

Donde:

y = salida del controlador
PB = banda proporcional
Ti = tiempo integral
Td = tiempo diferencial.
e = error
c = medida a la salida de todo el proceso.

Al incorporar la acción derivativa, se puede mejorar significativamente el control para procesos que tienen largos retardos. La acción derivativa es el opuesto a la acción integral, aunque la acción derivativa aumenta la ganancia del controlador. Estas características pueden efectivamente cancelar un retardo. Y mientras con la adición de la acción derivativa se puede acortar el retardo producido por la acción integral, con esta última se puede eliminar el offset.

La principal desventaja de la acción derivativa es su sensibilidad al ruido, porque su acción se basa en la tasa de cambio de la medida, igualmente ruidos de muy baja amplitud pueden causar grandes variaciones en la salida del controlador.

Si la medida es ruidosa, la reducción en los retardos no puede ser de beneficio significativo, sino más bien seria perjudicial, por tanto la acción derivativa no se debe aplicar a lazos ruidosos.

Una vez que se ha revisado de manera general los modos de control, se procederá a estudiar el efecto al menos de los más importantes al proceso de bombeo de crudo desde la estación Lago Agrio. Se ha escogido como herramienta el lugar geométrico de las raíces, y el método de ganancia límite de Ziegler Nichols.

4.3.- DISEÑO DE LAS COMPENSACIONES UTILIZANDO EL LUGAR GEOMETRICO DE LAS RAICES.

Recordando el diagrama simplificado de bloques del sistema que por facilidad se lo vuelve a dibujar, se determina que G(s)H(s) es:

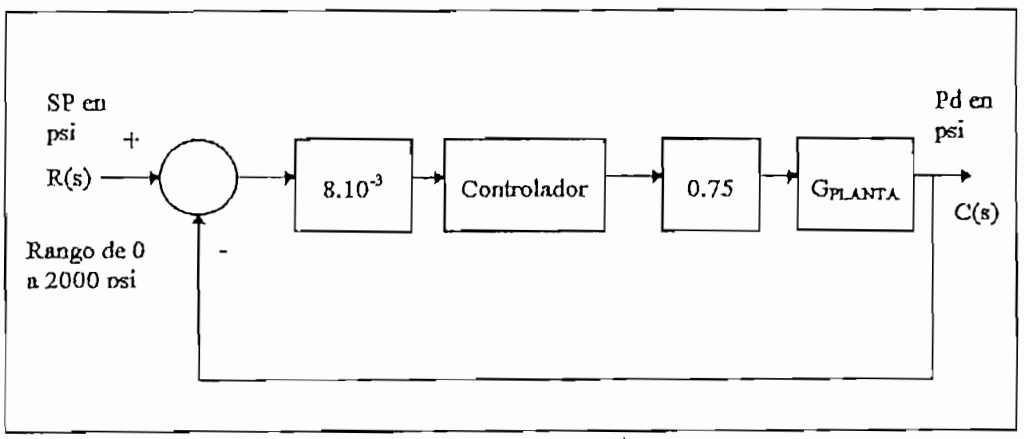


Fig. 4.3 Diagrama simplificado del lazo de control de la estación

$$G(s)\times H(s)=\left(8\times 10^{-3}\right)\times(0.75)\times\left(\frac{38.388\times\left(0.791s^{2}-0.3061s+1\right)}{(17.4s+1)\times\left(4.277s^{2}+3.839s+1\right)}\right) \qquad (4.9)$$

La ecuación 4.9 se puede generalizar para cualquier valor de ganancia, por tanto la misma llega a ser:

$$G(s) \times H(s) = K \times \left(\frac{\left(0.791s^2 - 0.3061s + 1\right)}{\left(17.4s + 1\right) \times \left(4.277s^2 + 3.839s + 1\right)} \right) \tag{4.10}$$

Los polos y ceros de lazo abierto son:

Polos:

$P_1 = -0.448 + j0.178$

$P_2 = -0.448 - j0.178$

$P_3 = -0.057$

Ceros:

$Z_1 = 0.193 + j0.475$

$Z_2 = 0.193 - j0.475$

Ubicando los polos y ceros de la función de transferencia en lazo abierto en el plano s, se tiene la siguiente distribución:

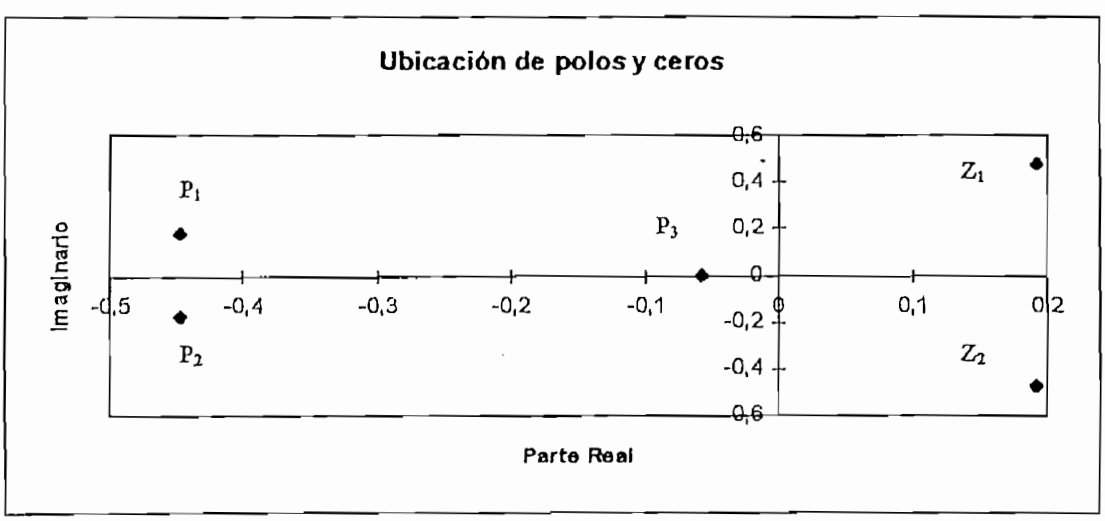


Fig. 4.12 Polos y ceros de la función de transferencia en lazo abierto

Todos los polos de lazo abierto están en el semiplano izquierdo de s, pero los ceros de lazo abierto se encuentran en el semiplano derecho, esto quiere decir que el sistema no es completamente estable.

Según el lugar geométrico de las raíces (fig. 4.13), se tiene que el sistema es estable en el rango de $0 \leq K \leq 17.195$

Para realizar un control proporcional en lazo cerrado, es decir $G_{COMPESADOR} = K_C$, se tiene que cumplir la condición de ganancia, esto es:

$$0 \leq (Kc)(8.10^{-3})(0.75)(38.388) \leq 17.195 \Rightarrow 0 \leq Kc \leq 74.65$$

Donde: Kc es la ganancia del controlador.

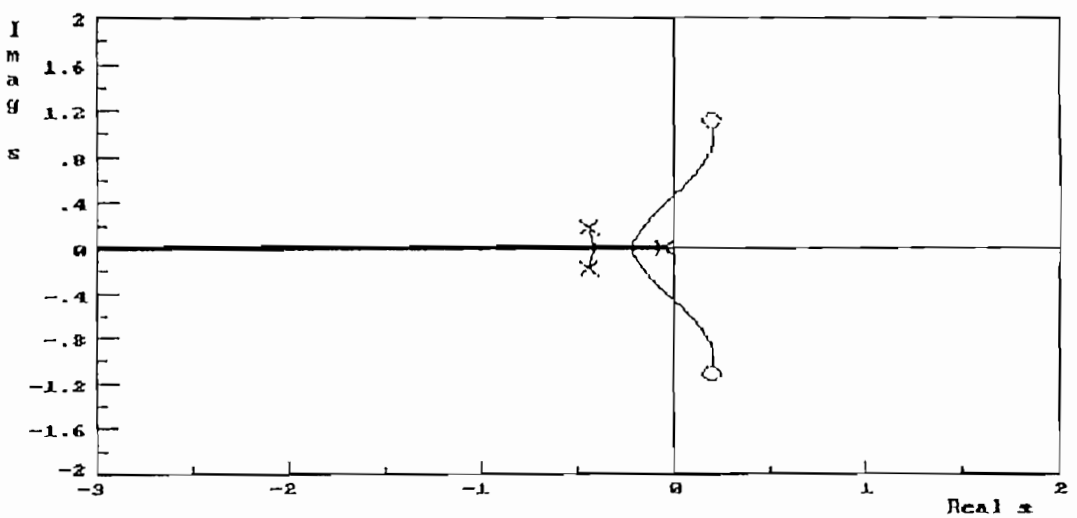


Fig. 4.13 Lugar geométrico de las raíces para G(s)H(s) de la ecuación 86

El control proporcional para el caso en estudio no es recomendable, ya que se tendría error en estado estacionario; siendo la planta tipo cero, este error se lo podría disminuir poniendo ganancias grandes de Kc (siempre y cuando se encuentre en el rango de la

condición de estabilidad), pero esto ocasionaría que se amplifique el ruido. Además está el hecho de que las constantes de tiempo pequeñísimas que se despreciaron en el modelo de la función de transferencia posiblemente ya no sean despreciables, aumentado el grado de la función. Todo lo antes dicho llevaría al sistema a la inestabilidad o a grandes sobreimpulsos cuando se produzcan variaciones de carga o del setpoint, por lo que se procede a introducir la acción integral.

4.3.1.- Diseño del control proporcional integral PI.

El control proporcional integral es el más utilizado en la industria, ya que tiene las ventajas de una respuesta relativamente rápida, error cero en estado estable, y además rechazo óptimo de las perturbaciones.

En la figura 4.14 se tiene el sistema de control en lazo cerrado, y utilizando la compensación proporcional integral, resultaría que:

$$1+G(s)\times H(s)=1+\left(8\times 10^{-3}\right)\times(0.75)\times Kc\times\left(1+\frac{K_I}{s}\right)\left(\frac{38.388\times\left(0.791s^2-0.3061s+1\right)}{(17.4s+1)\times\left(4.277s^2+3.839s+1\right)}\right)$$

$$1+G(s)\times H(s)=1+0.23\times Kc\times\left(\frac{s+K_I}{s}\right)\left(\frac{\left(0.791s^2-0.3061s+1\right)}{(17.4s+1)\times\left(4.277s^2+3.839s+1\right)}\right) \qquad (4.11)$$

El punto de despegue de las asintotas en el lugar geométrico de las raíces para la ecuación 4.11, debe estar en el semiplano izquierdo de s para que el sistema sea estable , por tanto se tiene:

$$\rho a = \frac{\sum Pi - \sum Zi}{np - nz} \qquad (4.12)$$

Donde:

Pi = Polos

Zi = ceros

np = número de polos

nz = número de ceros

Aplicando la ecuación 4.12 se tiene que $\rho a = -1.339 + K_I < 0$. Entonces se debe cumplir que $K_I < 1.339$ para que el sistema sea estable al menos en un rango de ganancia.

Al diseñar la compensación, es conveniente que la función de transferencia de lazo cerrado se comporte como una función de transferencia de segundo orden, es decir, que en este caso tenga polos complejos conjugados dominantes, esto a su vez implica que el sistema de control en lazo cerrado tendrá sobreimpulso.

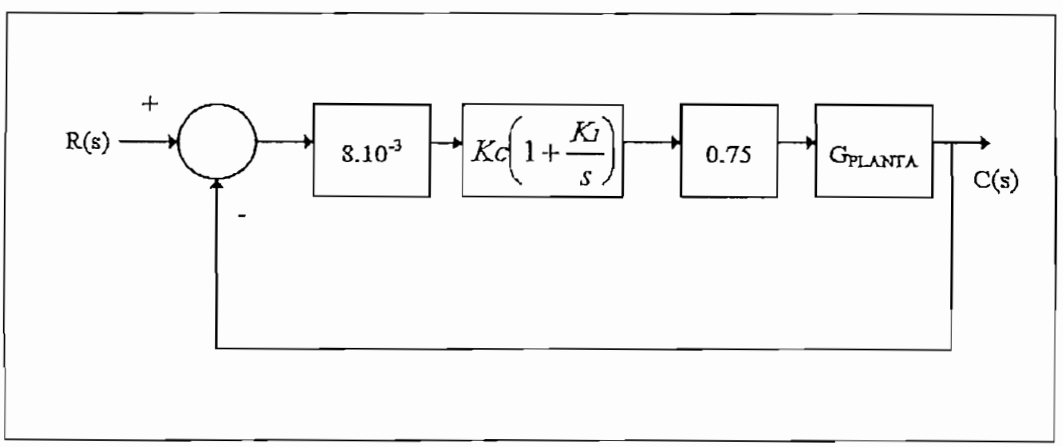


Fig. 4.14 Diagrama de bloques en lazo cerrado utilizando control proporcional integral

El sobreimpulso no es conveniente que sea muy grande, ya que cualquier perturbación fuerte en la estación, se siente a lo largo de toda la línea principal (tubería), por ende afecta el funcionamiento de las demás estaciones.

Además por el hecho de que el flujo de crudo en el SOTE es turbulento, el sistema en todo el tiempo está sufriendo pequeñas perturbaciones y éstas deben ser controladas

continuamente por el compensador, perturbaciones que podrían sumarse al sobreimpulso. La mayor perturbación que se tiene es cuando se pierde una bomba, donde aproximadamente se pierden de 60 psi a 80 psi, y cuando entra en funcionamiento una bomba sucede todo lo contrario. La situación se normaliza cambiando inmediatamente el setpoint, ya que para 5 bombas y 4 bombas se tiene diferentes puntos fijos de funcionamiento. Siendo ruidoso, el efecto de la acción derivativa no será conveniente.

Volviendo al sobreimpulso, si se tiene un máximo de 10 %, en el peor de los casos para una variación de 80 psi, el sobreimpulso sería de 8 psi, que comparando con los aproximadamente 1270 psi ó 1330 psi de presión de descarga que se tiene con 4 y 5 bombas respectivamente es pequeño.

Se considera también, que siendo un sistema grande y todos sus componentes son mecánicos, es decir, tienen inercia al cambio, un tiempo de establecimiento de 30 segundos es adecuado. Entonces para un máximo sobreimpulso del 10%, y tiempo de establecimiento de 30 seg, se determina los polos dominantes de lazo cerrado, con las siguientes ecuaciones:

$$\zeta = \sqrt{\frac{(\ln Mp)^2}{\pi^2 + (\ln Mp)^2}} = \sqrt{\frac{(\ln 0.1)^2}{\pi^2 + (\ln 0.1)^2}} = 0.59$$

$$Wn = \frac{4}{\zeta \times ts} = \frac{4}{0.59 \times 30} = 0.225$$

Donde:

ζ = relación de amortiguamiento.

Wn = frecuencia natural no amortiguada.

Mp = máximo sobreimpulso

ts = tiempo de establecimiento.

$$Polos\_deseados = Pd = -\zeta \times Wn \pm Wn\sqrt{1-\zeta^2}$$

Pd_1 = -0.133 +j0.182

Pd_2 = -0.133 - j0.182

Se conoce:

$$G(s) \times H(s) = (0.75)(8.0 \times 10^{-3})(38.388)\left(\frac{\left(0.791s^2 - 0.3061s + 1\right)}{(17.4s+1) \times \left(4.277s^2 + 3.839s + 1\right)}\right)$$

$$G(s) \times H(s) = 0.23\left(\frac{\left(0.791s^2 - 0.3061s + 1\right)}{(17.4s+1) \times \left(4.277s^2 + 3.839s + 1\right)}\right) \tag{4.13}$$

Para que el lugar geométrico de las raíces pase por los polos deseados, se debe hacer cumplir la condición de ángulo y de magnitud, es decir debe cumplir:

$$\Theta\left|G_{PI}(s) \times G(s) \times H(s)\right|_{Pd1,2} = -180^{\circ} \tag{4.14}$$

$$\left|G_{PI}(s) \times G(s) \times H(s)\right|_{Pd1,2} = 1 \tag{4.15}$$

Reemplazando Pd_1 en G(s)xH(s) se obtiene el ángulo:

$$\Theta|\ G(s) \times H(s)\ | = \Theta\left|0.23\frac{\left(0.791s^2 - 0.306s + 1\right)}{(17.4s+1)\left(4.277s^2 + 3.839s + 1\right)}\right| = 193^{o}$$

$$\Theta|G_{PI}| + \Theta|G(s) \times H(s)| = -180 \Rightarrow \Theta|G_{PI}| = -13^{0}$$

$$G_{PI} = Kc\left(\frac{s+K_I}{s}\right) = Kc\left(\frac{(-0.133+KI)+j0.182}{-0.133+j0.182}\right) \qquad (4.16)$$

$$\Theta\left|G_{PI}\right| = \text{arctg}\left(\frac{0.182}{-0.133+K_I}\right) - 126.158^0 = -13$$

Entonces $K_I = 0.0543$

La ganancia del compensador PI se determina por medio de la condición de módulo.

$G(s)xH(s)\,|_{Pd1} = -0.104 - j0.024 \Rightarrow |G(s)xH(s)| = 0.106$

Reemplazando K_I en la ecuación 4.16 y evaluando en Pd_1 se tiene:

$$G_{PI} = Kc\left(\frac{(-0.133+0.0543)+j0.182}{-0.133+j0.182}\right) \Rightarrow |G_{PI}| = 0.88Kc$$

$$|\,G(s)\times H(s)\,| = \left|0.23\frac{\left(0.791s^2 - 0.306s + 1\right)}{(17.4s+1)\left(4.277s^2+3.839s+1\right)}\right|_{Pd1} = |-0.104 - j0.024| = 0.106$$

$|0.88Kc \text{ x } 0.106| = 1 \Rightarrow Kc = 10.72$

$$G_{PI} = 10.72\left(\frac{s+0.0543}{s}\right) = 10.72\left(1+\frac{0.0543}{s}\right) = 10.72\left(1+\frac{1}{T_I \times s}\right)$$

Como resultado, los datos para el controlador son:

$$PB = \frac{100}{Kc} = \frac{100}{10.72} = 9.328\%$$

$$T_I = \frac{1}{K_I} = \frac{1}{0.0543} = 18.512 \frac{seg}{repeticion} \Rightarrow T_I = 0.308 \frac{min}{repeticion}$$

La nueva función de transferencia en lazo abierto es:

$$G_{PI} \times G(s) \times H(s) = \frac{K(s+0.0543)(0.791s^2 - 0.306s + 1)}{(17.4s+1)(4.277s^2 + 3.839s + 1)s} \tag{4.17}$$

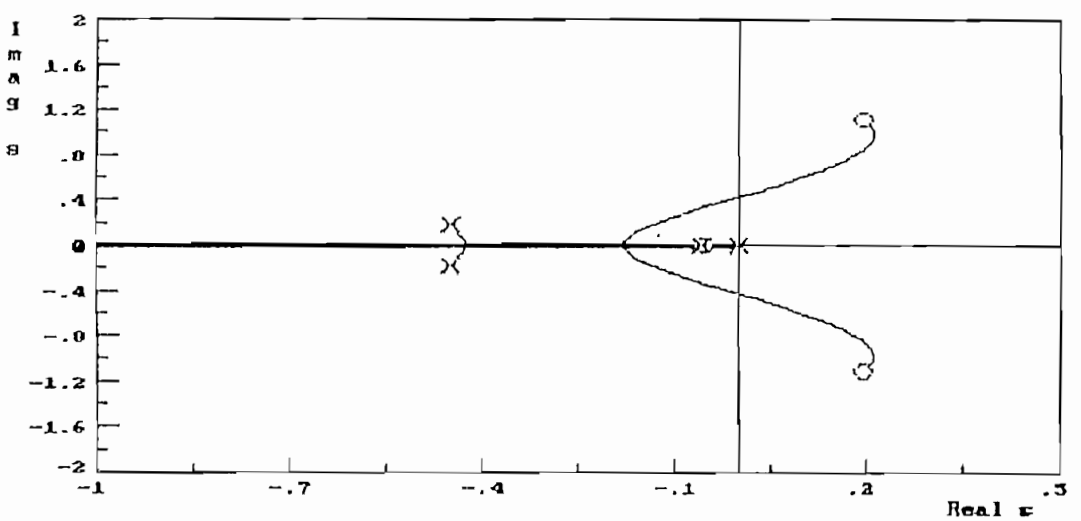


Fig. 4.15 Lugar geométrico de las raíces para $G_{PI}(s)xH(s)xG(s)$

Según el lugar geométrico de las raíces el sistema de control en lazo cerrado proporcional integral diseñado es condicionalmente estable, el rango de estabilidad al variar Kc es:

$0 \leq K \leq 14.74 \Rightarrow 0 \leq 0.23Kc \leq 14.74$

$\Rightarrow 0 \leq Kc \leq 64$

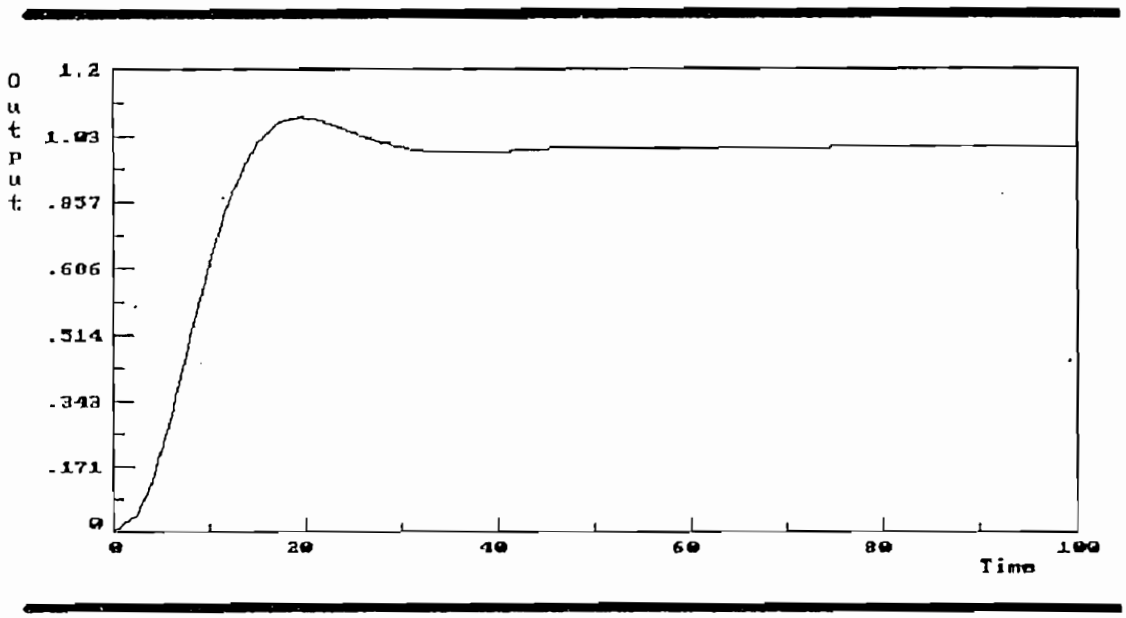


Fig. 4.16 Respuesta en lazo cerrado con control PI

En la figura 4.16, se presenta la respuesta en lazo cerrado del sistema compensado con G_{PI} a una entrada paso, se observa que las especificaciones de diseño han sido mejoradas:

Mp = 7.5%

ts = 27 seg.

Ep = 0

Según el método expuesto el control PID es difícil realizarlo, debido a que hay que ajustar tres parámetros, como son la ganancia, el tiempo integral y tiempo derivativo, por tanto para este propósito se usa el método de Ziegler - Nichols.

4.4.- DISEÑO DEL COMPENSADOR UTILIZANDO METODOS DE CALIBRACION

Existen muchos métodos para ajustar los parámetros de los controladores PID industriales, y entre ellos se han desarrollado técnicas empleando medidas en lazo abierto y lazo cerrado; los más utilizados son los desarrollados por Ziegler - Nichols y Cohen - Coon.

4.4.1.- Método de ganancia límite.

Este método fue desarrollado por Ziegler - Nichols y se basa en el criterio de optimización de área (mínima), según el cual el área de la curva de recuperación de la variable controlada ante una perturbación debe ser mínima para que la desviación también lo sea en el tiempo más corto. El área de recuperación es mínima cuando la relación de amplitudes entre las crestas de los ciclos sucesivos es 0.25, es decir, cada onda equivale a una cuarta parte de la anterior [Ref. 9].

El criterio es un compromiso entre la estabilidad de la respuesta del controlador y la rapidez del retorno de la variable a un valor. Una relación mayor de 0.25 dará mayor estabilidad pero prolongará el tiempo de estabilización, mientras que una relación menor que 0.25 devolverá la variable más rápidamente a un valor estable, pero perjudicará la estabilidad del sistema.

El método consiste en hacer oscilar al sistema en lazo cerrado, el mismo que es el más popular porque solamente se requiere medir dos parámetros. La desventaja es que algunos procesos no permiten la oscilación, ni siquiera por tiempos cortos debido a que podría producirse daño de los productos que se están elaborando, o a su vez perturbar todo el sistema.

Para provocar que el lazo cerrado de control oscile a una amplitud constante, se realiza el siguiente procedimiento:

1. Hacer que el lazo de control se encuentre en una condición estable.
2. Ajustar los modos integral y/o derivativo a su mínima acción (de acuerdo a los modos de control que se utiliza).
3. Hacer un cambio paso admisible en el setpoint del controlador y observar la oscilación de variable de salida.
4. Reducir la banda proporcional (aumentando la ganancia) y además si la medida de la variable controlada tiende hacia un valor en estado estable, debe repetirse el procedimiento del paso tres, aumentando otra vez la ganancia..
5. Medir la distancia recorrida por el grafizador, pico a pico de la señal controlada que es graficada. Convertir esta medida en unidades de tiempo dividiendo la distancia por la velocidad del graficador. Anotar la banda proporcional que produce la oscilación PB* y el periodo natural de oscilación τo.

Los resultados sugeridos por Ziegler - Nichols, se resumen en la tabla 4.1.

CONTROL	BANDA PROPORCIONAL PB	TIEMPO INTEGRAL T_I	TIEMPO DERIVATIVO T_D
P	2(PB*)		
P-I	2(PB*)	$\tau o/1.2$	
P-I-D	1.66(PB*)	$0.5\tau o$	$\tau o/8$

Tabla 4.1 Parámetros de ajuste para los controladores P, PI, PID según Ziegler - Nichols, de acuerdo al método de ganancia limite.

4.4.1.1.- Diseño del control Proporcional Integral PI.

En la figura 4.14, se encuentra el diagrama en bloques simplificado del sistema de control, por tanto se puede obtener una función de transferencia total sin compensar, como se representa en la ecuación 4.17.

$$G_T(s) = 0.23\frac{\left(0.791s^2 - 0.306s + 1\right)}{(17.4s+1)\left(4.277s^2 + 3.839s + 1\right)} \tag{4.18}$$

Cuando se describieron los pasos para obtener la oscilación del sistema, se mencionó que las acciones integral y derivativa deben estar en su valor mínimo, por tanto para el diseño se asume que las mismas son nulas.

De la figura 4.15 se encontró que el valor de Kcrítico es 17.195, es decir para este valor de ganancia el sistema en lazo cerrado oscila indefinidamente con periodo y amplitud constante, como se observa en la en la figura 4.17.

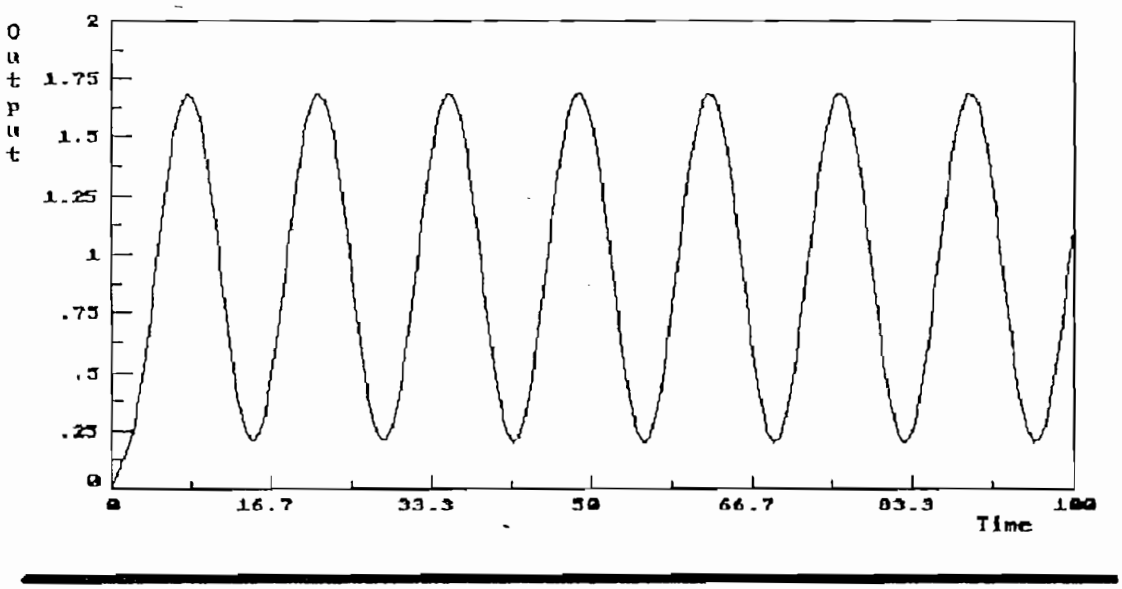


Fig. 4.18 Oscilación del sistema en lazo cerrado cuando la ganancia es Kcrítica

Del gráfico 4.17 el periodo natural de oscilación $\tau o = 13.7$ seg. Entonces para encontrar los valores para ajustar los parámetros del controlador se realiza de la siguiente manera:

Kcrítico = 0.23Kc. crítico = 17.195 $\Rightarrow$ Kc. crítico = 74.76

Donde: Kc. critico = ganancia del controlador que permite que oscile el sistema en lazo cerrado

Por tanto la banda proporcional crítica es:

$$PB^* = \frac{100}{Kc.critico} = \frac{100}{74.76} = 1.337\%$$

Aplicando las reglas de Zigler - Nichols, para control PI, se tiene que los parámetros del controlador son:

PB = 2PB* = 2(1.337) = 2.674%, entonces Kc = 37.397

$$T_I = \frac{\tau_o}{1.2} = \frac{13.7}{1.2} = 11.41 \frac{seg}{repeticion} = 0.1902 \frac{min}{repeticion}$$

Con los valores antes calculados, la nueva función de transferencia de la acción proporcional integral es:

$$G_{PI} = 37.397\left(1 + \frac{1}{11.41s}\right) \qquad (4.19)$$

La respuesta en lazo cerrado, utilizando la ecuación 4.19 como función compensadora, se muestra en la figura 4.18. Resultando:

Mp = 71.1%
ts = 138.14 seg
Ep = 0

La respuesta de la variable controlada ante un cambio paso del setpoint es muy oscilatoria, todavía además el máximo sobreimpulso es demasiado grande. Entonces al aplicar este control en la estación, se tendrían grandes oscilaciones, lo que afectaría seriamente el funcionamiento de toda la línea principal del oleoducto.

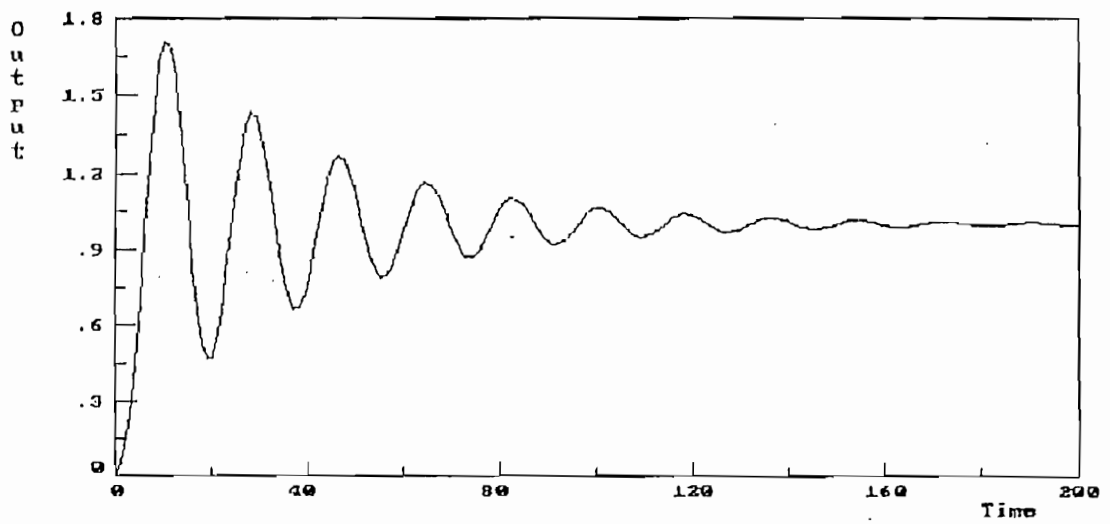


Fig. 4.18 Respuesta en lazo cerrado del sistema, ante un cambio paso del setpoint, utilizando un control PI calibrado según Ziegler - Nichols.

4.4.1.2.- Diseño del control Proporcional Integral Derivativo, PID.

Cuando al control proporcional integral se le añade la función derivativa, hay que tener mucho cuidado, ya que los controladores tienen diferentes algoritmos PID implementados, dependiendo de la marca que lo fabrica. Los algoritmos de control PID que se encuentran en el mercado son:

1. Control PID clásico, cuya función de transferencia es:

$$y = Kc\left(1 + \frac{1}{sT_I} + sT_D\right)e \tag{4.20}$$

2. Control PID no interactuante, cuya función de transferencia es:

$$y = \left(Kc + \frac{1}{sT_I}\right)e - sT_D \cdot c \tag{4.21}$$

3. Control PID interactuante, su función de transferencia es:

$$y = Kc\left(1+\frac{1}{sT_I}\right)\left(r-(sT_D+1)c\right) \tag{4.22}$$

Donde:

y = señal de salida del controlador

Kc = ganancia proporcional

e = señal de error

c = medida de la variable controlada

T_I = tiempo integral

T_D = tiempo derivativo

r = setpoint

Para identificar el algoritmo de control PID que tienen los controladores utilizados en las estaciones de bombeo del SOTE, se utiliza el diagrama funcional que se presenta en el anexo uno; simplificando el diagrama y quitando todas las opciones de configuración, se llega a obtener una gráfica fácil de entender, como se presenta en la figura 4.19

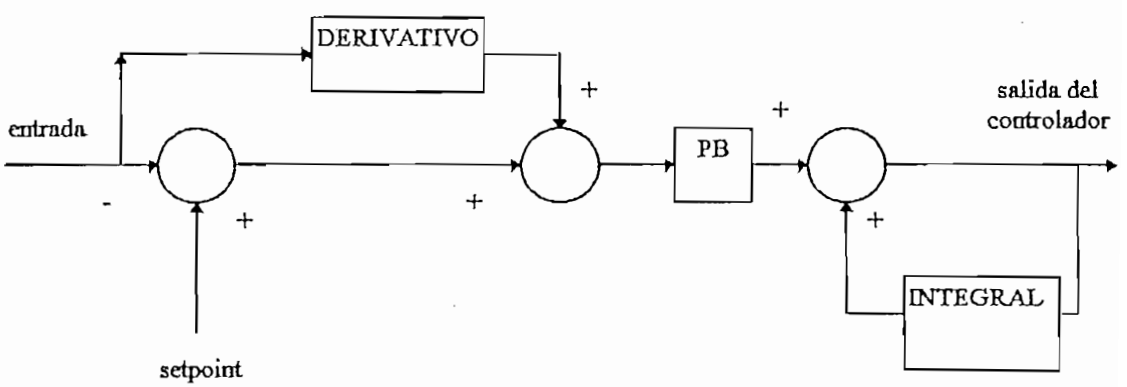


Fig. 4.19 Diagrama funcional simplificado de los controladores PID serie 760.

Según la figura 4.19, el control PID clásico queda descartado inmediatamente ya que la acción derivativa actúa sobre la variable medida. Para que sea un PID no interactuante la acción derivativa tendría que actuar sobre la variable medida independientemente de la acción integral, y en el diagrama se ve claramente que esto no sucede, por tanto el algoritmo de control PID implementado en este tipo de controladores es interactuante, es decir es caracterizado por la ecuación 4.22.

Cuando se tiene este tipo de controladores, los modos integral y derivativo interactuan entre si, esto provoca que los valores de tiempo integral y derivativo se modifiquen, dando lugar a valores efectivos, de la siguiente manera:

$$T_{I(efec)} = T_I + T_D \tag{4.23}$$

$$T_{D(efec)} = \frac{1}{\frac{1}{T_I} + \frac{1}{T_D}} \tag{4.24}$$

Donde:

$T_{I(efec)}$ = tiempo integral efectivo.
$T_{D(efec)}$ = tiempo derivativo efectivo.
T_I = tiempo integral.
T_D = tiempo derivativo.

Utilizando los parámetros efectivos del controlador interactuante, su algoritmo se comporta como un controlador PID clásico. Partiendo de este principio se ajusta los parámetros de los controladores con facilidad (Ref. 14).

Anteriormente se encontró que la banda proporcional crítica PB* es 1.337% y el periodo natural de oscilación τ_0 es 13.7seg, entonces aplicando los valores de la tabla 4.1 para ajustar los parámetros del control PID se tiene:

PB = 1.66(PB*) = 1.66(1.337)% = 2.219%, entonces Kc = 45

$T_{I(efec)} = 0.5\tau o = 0.5(13.7)$ seg/rep = 6.85seg/rep

$T_{D(efec)} = \tau o/8 = (13.7/8)$ seg = 1.7125 seg

Reemplazando estos valores de los parámetros, en la expresión de la ecuación 4.20, se obtiene el algoritmo de control PID clásico equivalente.

$$G_{PID} = 45\left(1+\frac{1}{6.85s}+1.7125s\right) \qquad (4.25)$$

La respuesta del sistema en lazo cerrado al ser perturbado por un cambio paso del setpoint, utilizando la ecuación 4.25 como función compensadora, se presenta en el gráfico 4.20. De aquí se observa que las características de funcionamiento en estado transitorio son:

Mp = 46%
ts = 27.66 seg
Ep = 0

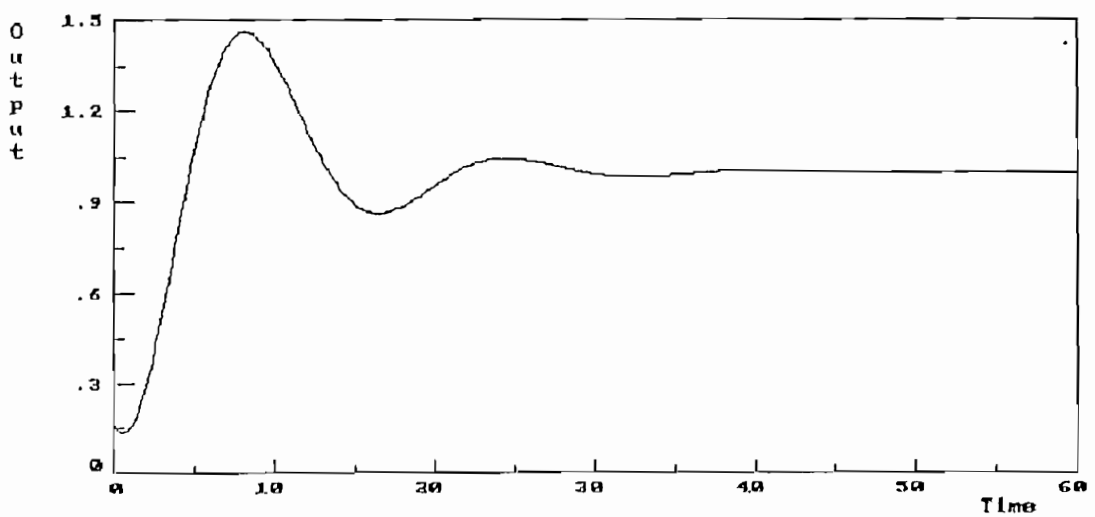


Fig. 4.20 Respuesta en lazo cerrado del sistema, utilizando control PID.

Resolviendo las ecuaciones 4.23 y 4.24 simultáneamente, se encuentran los valores reales del tiempo integral y derivativo, que deben ponerse en el controlador son:

PB = 2.219 %, esto implica que la ganancia del controlador es 45.
T_I = 3.45 (seg/repetición) = 0.0575 (min/rep)
T_D = 3.4 seg = 0.0566 min.

4.4.2.- Método de Cohen y Coon.

El método desarrollado por Cohen y Coon, tiene similares características al criterio desarrollado por Ziegler - Nichols, esto es, la respuesta de la variable controlada ante una entrada paso, tiene una relación de amplitudes entre los picos de los ciclos sucesivos de 0.25, las diferencias radican que ellos incluyeron un parámetro de auto - regulación y el ajuste de parámetros se realiza mediante una prueba en lazo abierto.

La prueba en lazo abierto consiste en realizar la curva de reacción. La curva de reacción se obtiene al abrir el lazo de control, y dar una señal paso a la entrada del sistema, graficando la curva de salida de la variable controlada. La figura 2.21 ilustra la forma general de una curva de reacción. En la curva se define Rr que es pendiente máxima de la curva, K la ganancia del proceso, y θo el tiempo muerto.

El proceso se aproxima a una función de primer orden que tiene la siguiente forma:

$$G(s) = \frac{K \times e^{-s \times \theta}}{1 + s\tau} \qquad (4.25)$$

Donde: $\tau = K/Rr$

Rr = máxima pendiente de la curva.
K = ganancia del proceso
θo = tiempo de retardo.
τ = constante de tiempo.

En la estación, si se varía la velocidad de las motores Alco alrededor del punto de operación y por su intermedio la velocidad de las bombas centrífugas, siempre va a existir un punto de operación, esto es, el sistema se acomodará automáticamente a las nuevas condiciones. Es decir, hay un proceso de autorregulación. Como se indico antes, los criterios de ajuste desarrollados por Cohen y Coon son para este tipo de procesos.

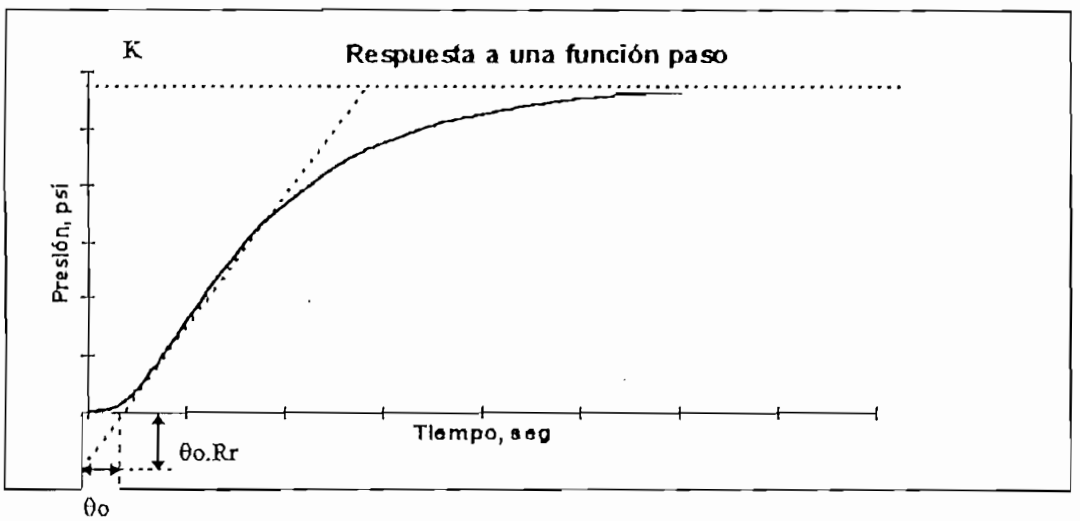


Fig. 4.21 Curva de reacción.

Para control proporcional integral las relaciones desarrolladas por Cohen - Coon son:

$$K \times Kc = 0.9\left(\frac{\theta o}{\tau}\right)^{-1} + 0.082 \quad \text{Se despeja Kc.} \tag{4.26}$$

$$\frac{TI}{\tau} = \frac{3.33\left(\frac{\theta o}{\tau}\right) + 0.3\left(\frac{\theta o}{\tau}\right)^{2}}{1 + 2.2\left(\frac{\theta o}{\tau}\right)} \quad \text{Se despeja } T_I \tag{4.27}$$

En la figura 4.22, se presenta la curva de reacción del sistema, de aquí se tienen los siguientes datos:

$K = 0.23$

$\theta o = 3.146$ seg

$Rr.\ \theta o = 0.0337$, entonces $Rr = 0.0107$

$\tau = K/Rr = 21.49$

Reemplazando estos datos en las ecuaciones 4.26 y 4.27, se obtienen los parámetros del controlador.

$Kc = 27.06$ por tanto $PB = 3.695$ %

$T_I = 8.026$ (seg/repetición) $= 0.1337$ (min/repetición)

La función de transferencia del control PI ajustado con este método es:

$$G_{PI} = 27.06\left(1 + \frac{1}{8.026s}\right)$$

En la figura 4.23 se presenta la respuesta transitoria en lazo cerrado del sistema, al ser perturbado por una entrada paso, tiene las siguientes características:

$Mp = 72.26$ %

$ts = 118.51$ seg

$Ep = 0$

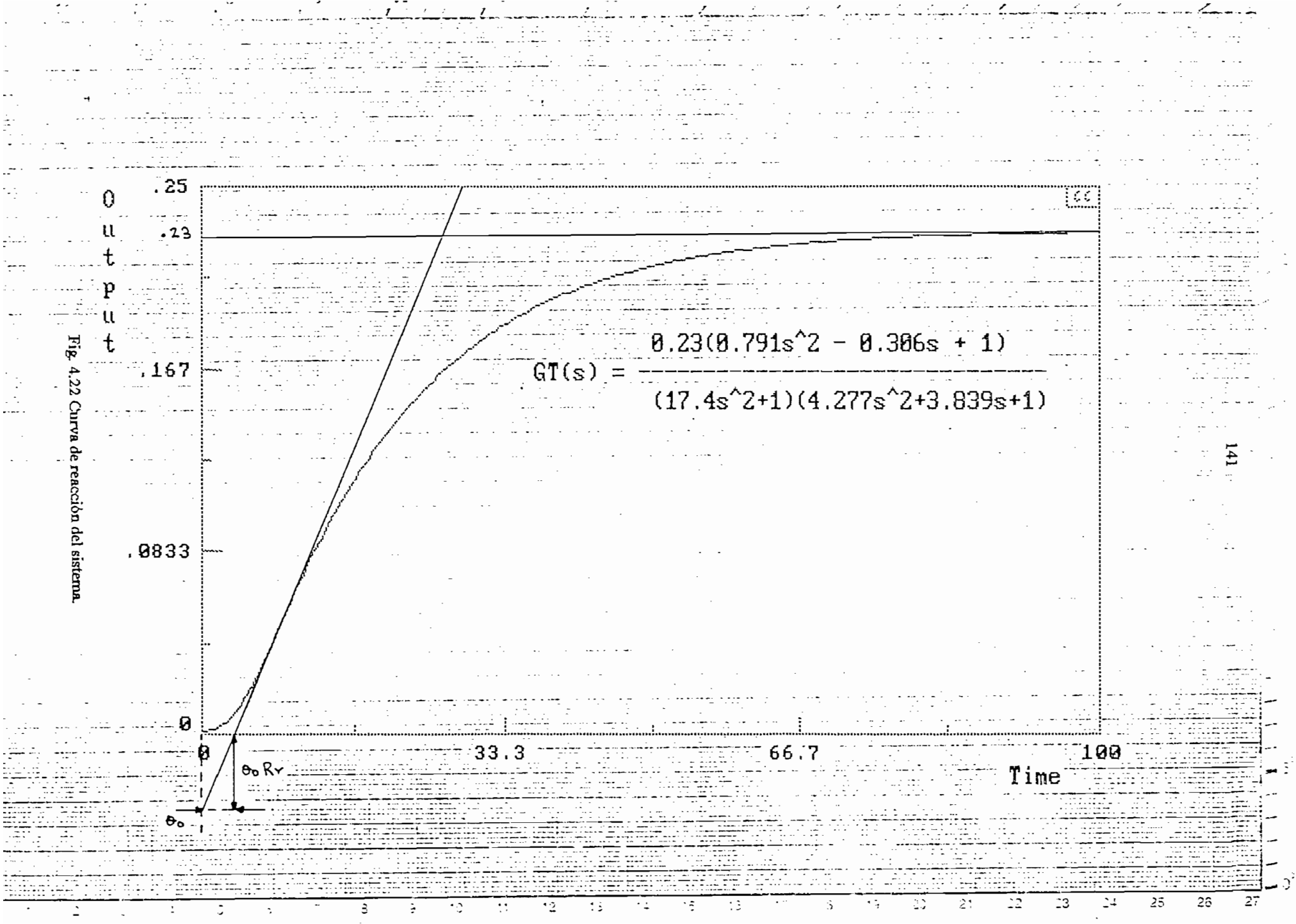


Fig. 4.22 Curva de reacción del sistema

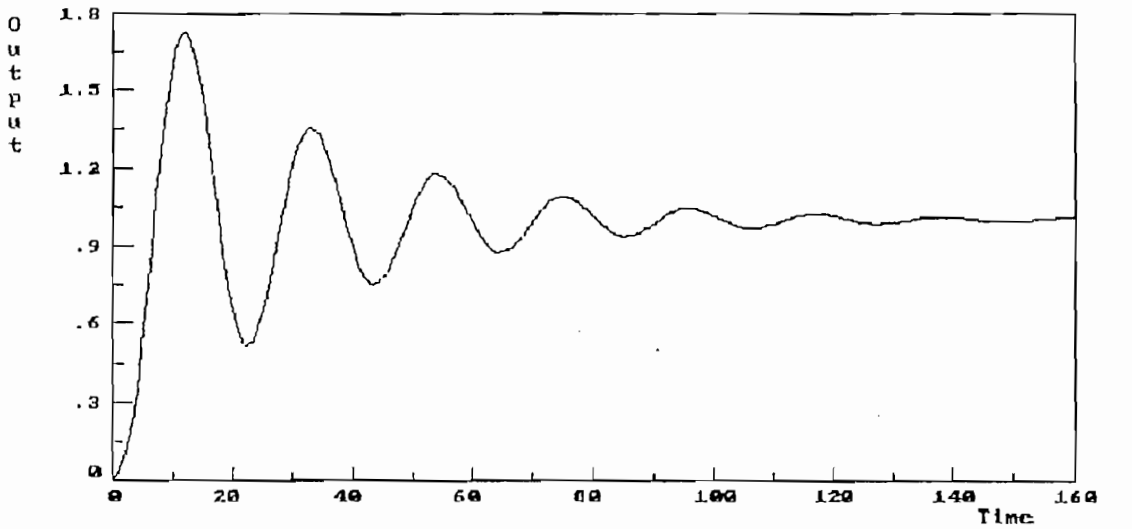


Fig. 2.23 Respuesta transitoria, utilizando control PI ajustado según Cohen - Coon.

En la tabla 4.2 se resumen los valores de los parámetros encontrados y las características en estado transitorio de cada una de las formas de ajuste analizadas anteriormente.

METODOS DE CONTROL	Kc	T_I (seg/rep)	T_D (seg)	Mp (%)	ts (seg)
Lugar Geométrico	10.72	18.512		7.5	27
Ganancia crítica, PI	37.397	11.41		71.1	138.14
Ganancia crítica, PID	45	3.45	3.4	46	27.66
Cohen - Coon	27.06	8.026		72.26	118.51

Tabla 4.2 Características obtenidas con los diferentes métodos de ajuste para controladores industriales PID.

4.5.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Del estudio de las condiciones de operación del sistema se concluye:

En lo que tiene que ver con el proceso físico:

- El comportamiento del sistema de bombeo se ve afectado en su totalidad por perturbaciones en cualquiera de las estaciones, es decir, cualquier perturbación en una estación de bombeo se siente a lo largo de toda la línea principal del oleoducto.

- Para crudos más livianos, (mayores grados API), la capacidad de bombeo del oleoducto aumenta, ya que disminuyen las pérdidas por fricción. Todo lo contrario sucede con crudos pesados, es decir, la capacidad de bombeo disminuye notablemente, ya que aumenta las pérdidas por fricción debido a su mayor viscosidad. Además las curvas cabeza - capacidad de las bombas se ven seriamente afectadas por el aumento de viscosidad.

- Los días calurosos son beneficiosos para las condiciones de operación del oleoducto, ya que al aumentar la temperatura baja la viscosidad del crudo y aumenta la capacidad de bombeo.

- La capacidad de bombeo se podría mejorar, aumentando el número de bombas en funcionamiento, o su vez aumentando el diámetro de los impulsores.

- Se podría conseguir aumentar la capacidad de bombeo incrementando la velocidad de las unidades motrices, pero para el caso de la estación no es aconsejable ya que se sobrepasaría la capacidad nominal de rotación de las bombas, esto haría que las mismas disminuyan su vida útil.

- Existe buena concordancia entre los valores reales de operación de la estación, y los puntos de operación encontrados mediante las curvas características de las bombas y del sistema. Por tanto los modelos encontrados son correctos.

Del análisis y diseño del sistema desde el punto de vista de control se concluye:

- El método desarrollado para identificar la función de transferencia en lazo cerrado, permite obtener aproximaciones mayores que la de segundo orden, por tanto es conveniente que se tomen la mayor cantidad de datos de la respuesta transitoria del sistema al ser perturbado por un cambio del setpoint.

- La función de transferencia, es un modelo matemático para condiciones transitorias del sistema, y además es una aproximación válida solamente alrededor del punto de operación, por tanto si cambian mucho los puntos de operación la función de transferencia encontrada ya no sería válida.

- Al control proporcional integral no es conveniente añadirle la acción derivativa, por que el oleoducto está sometido constantemente a perturbaciones, debido a que el flujo bombeado es completamente turbulento, esto a su vez haría que la acción derivativa esté constantemente actuando y provocando saltos en la salida del controlador y por ende afectando la estabilidad del sistema.

- Otra causa para no añadir al control PI la acción derivativa es debido a que cuando se pierde una unidad, la disminución de la presión de descarga es brusca asemejándose a una función paso y por tanto provocaría los mismos efectos indicados en el párrafo anterior.

- Todos los resultados obtenidos en la estación Lago Agrio pueden ser inferidos a las demás estaciones de bombeo.

- Debido a que los controladores industriales existentes en el mercado y en todas las estaciones de bombeo del oleoducto son PID, no se ha creído conveniente analizar y buscar otras formas de compensación que no estén enmarcadas en este tipo de control.

- Se recomienda utilizar el setpoint remoto, ya que de esta manera se podrá cambiar automáticamente los puntos fijos de operación al entrar o salir de funcionamiento una unidad de bombeo, logrando que el sistema vuelva a un estado estable en el menor tiempo posible.

- Esta tesis es un aporte bibliográfico en cuanto a la modelación completa de un sistema real de control para estaciones de bombeo en oleoductos, incluye además el modelo del sistema en condiciones estables de funcionamiento.

- Observando las respuestas de todas las compensaciones realizadas, se ve claramente que el mejor compensador es el control proporcional integral, diseñado mediante el método del lugar geométrico de las raíces. Con el mismo se logra reducir el tiempo de establecimiento del sistema de 60 segundos a 27 segundos, además el sobreimpulso obtenido es pequeño que prácticamente no afecta a la estabilidad del sistema.

- No todos los resultados pudieron ser probados, debido a la situación interna actual de Petroecuador, la misma que no permitió a los técnicos correr ningún tipo de riesgo.

BIBLIOGRAFIA.

1. KARASSIK IGOR J, "Pump Handbook", Editorial McGraw-Hill Book Company, United States of America 1976.

2. WESTAWAY C. and LOOMIS A. "Cameron Hydraulic Data", Editorial Ingersoll - Rand, United States of America 1977.

3. "Bombas, Selección Uso y Mantenimiento", Editorial Mc Graw - Hill, Primera edición, Mexico 1988

4. STREETE VICTOR, "Mecánica de los Fluidos", Editorial Mc Graw - Hill, Sexta edición, Mexico 1980

5. WHITE FRANK, "Mecánica de fluidos" , Editorial McGraw - Hill, Primera Edición.

6. MATTHEWS TOM, "Pipeline Technology United Centrifugal Pumps", The University of Texas, 1982

7. "Manual de Operaciones del SOTE", Quito 1994

8. KATSUHITO OGATA, "Ingeniería de Contol Moderna", Editorial Prentice - Hall International, Madrid 1973.

9. CREUS ANTONIO, "Instrumentación Industrial", Editores Marcombo, S.A., Barcelona, 1985.

10. JOHNSON CURTIS, " Process Control Instrumentation Technology " , USA 1977

11. MARTINEZ GUILLERMO, "Técnicas Convencionales de Identificación de Sistemas", *Escuela Politécnica Nacional, Quito 1982.*

12. AZANZA GUALPA, "Simulación Dinámica del Problema de la Bola", Escuela Politécnica Nacional, Quito 1992

13. ESPOILE ANTONIO, GUEVARA GASTON, "Seminario - Teórico - Practico de Control automático de procesos industriales", Quito 1984.

14. FOXBORO COMPANY, "Process Automation A 14-Part Series", Editorial McGraw - Hill, Inc., New York 1985

15. MILLER, A.M. LOPEZ, "A Comparison of Controller Tuning Techniques", Lousiana State University 1967

16. FOXBORO COMPANY, "761 CNA and 761 CSA Single Station . Micro Controllers", julio 1991.

17. GOODWARD GOVERNOR COMPANY, "Regulador PG - PL", Manual de Funcionamiento y Servicio, Boletín 36694D, USA Colorado.

18. FOXBORO COMPANY, "Instruction BooK", Boletines 2288, 2331, 3395, USA 1971.

19. CERON OSCAR, " Computación II " , Escuela Politécnica Nacional, Quito 1993

20. TORE HAGGLUD and KARL JOHAN ASTROM, "Industrial Adaptive Controller Based on Frequency Response Techniques" , Automatica, vol. 27, No. 4, pp. 599-609, 1991

21. KARL JOHAN ASTROM, "Adaptive Feedback Control", Proceeding of the IEEE, vol. 75, No. 2, February 1987.

22. ASPEC, "Petroleo y Sociedad", Quito Abril 1995.

23. SINTESIS No 24, "Avanzan Negociaciones", Organo informativo del Sistema Petroecuador, Agosto 1996.

24. PACHECO PEDRO, "Bombas Ventiladores y Compresores", Santiago de Cuba 1987.

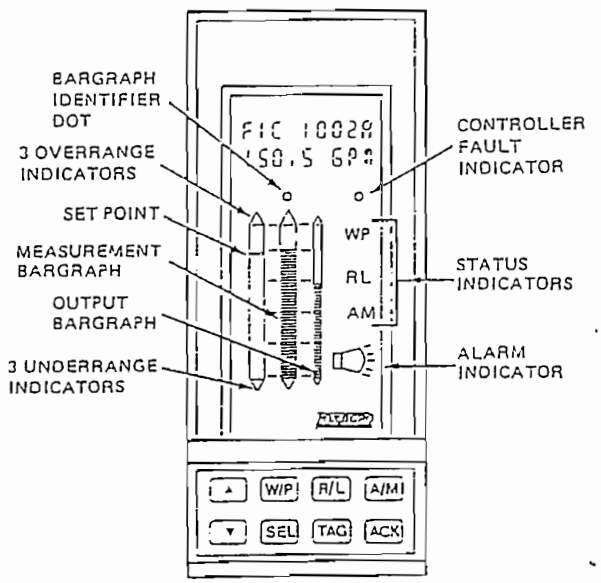
ANEXO A.

DATOS DEL CONTROLADOR.

Instruction

MI
018-849
October 1986

761 SERIES
SINGLE STATION MICRO PLUS CONTROLLER
Operating Reference Guide



This operating guide summarizes information required to operate the SINGLE STATION MICRO PLUS Controller. For complete information, refer to Instruction MI 018-846.

FOXBORO®

©1986 by The Foxboro Company

®Registered Trademark

Table 2. Function of Keys

KEY	DESCRIPTION
W/P	Depending on configuration, permits control of process from either a computer WORKSTATION or from controller front PANEL.
R/L	Depending on configuration, permits operator to select REMOTE or LOCAL set point, or RATIO or LOCAL set point.
A/M	Depending on configuration, permits operator to select AUTOMATIC or MANUAL control.
TAG	1. Used to go from Normal Operation to READ. If TOGGLE feature is configured, used to go to function from which READ or SET was previously exited. 2. Used to return directly from any point in READ or SET modes to Normal Operation.
Δ or ∇	1. In Normal Operation used to change local set point, ratio gain, or output. 2. In READ and SET modes, used to change configured settings and to sequence through parameter categories.
ACK	1. In Normal Operation used to acknowledge an alarm condition. 2. In READ and SET modes, used to step sequentially through every parameter in the structure; and to enter a changed value or status.
SEL	1. In Normal Operation, used to move bargraph identifier dot and thereby select a different display. 2. In Normal Operation, long SEL used to go between displays of primary and secondary controller if CASCADE is configured. 3. In READ and SET modes, returns display in minor increments back through program structure.

OPERATOR ADJUSTMENTS AND CONTROLS

The front panel contains all the operator adjustments and controls: an alphanumeric display, a graphics display, and a keypad. See Figure 1.

Alphanumeric Display

The alphanumeric display consists of two lines of nine characters (or spaces) each.

In Normal Operation, the upper line either shows a nine character ASCII text string (often used for loop identification) or an engineering scaled variable with a units label. This is independent of the selected variable display on the lower line of the display.

The lower line shows either the value of one of the bargraphs (in the graphics display section) or the identification of an alarm signal (if an alarm condition exists). Further details are given in the section on Operation in Normal Mode.

In the READ and SET modes, the upper line, in general, shows a category of control specific details about that category. Further details are given in the section on Operation in READ and SET Modes.

All the terms in the READ and SET mode displays are contained in a glossary in Appendix A.

Graphics Display

The graphics display consists of three bargraphs (each with a bargraph identifier dot and overrange and underrange indicators), an alarm indicator, three status indicators, and a controller fault indicator. See Table 1 and Figure 2.

Keypad

The keypad consists of eight keys. Three are fixed-function status keys, and the remaining five keys are multi-function communication keys. See Table 2 and Figure 3.

Table 1. Details of Graphics Display

INDICATOR	DESCRIPTION
BARGRAPHS	Indicate, from left to right, the set point, measurement, and output. Always visible except during controller configuration, calibration, or test.
BARGRAPH IDENTIFIER DOT	Indicates that bargraph whose numeric value is shown on the lower line of the alphanumeric display. See Tables 3, 4, and 5 for additional details.
OVERRANGE AND UNDERRANGE INDICATORS	Illuminated when applicable bargraph is less than 0% or greater than 100%. Flashes when less than -2% or greater than 102%.
ALARM INDICATOR	Warns the operator of an alarm condition.
STATUS INDICATORS	Designate the state of the W/P, R/L, and A/M functions. R and L are both illuminated when secondary faceplate is displayed (steady in cascade, flashing in cascade bypass). W flashes when serial communication is interrupted.
CONTROLLER FAULT INDICATOR	Flashes if the controller malfunctions.

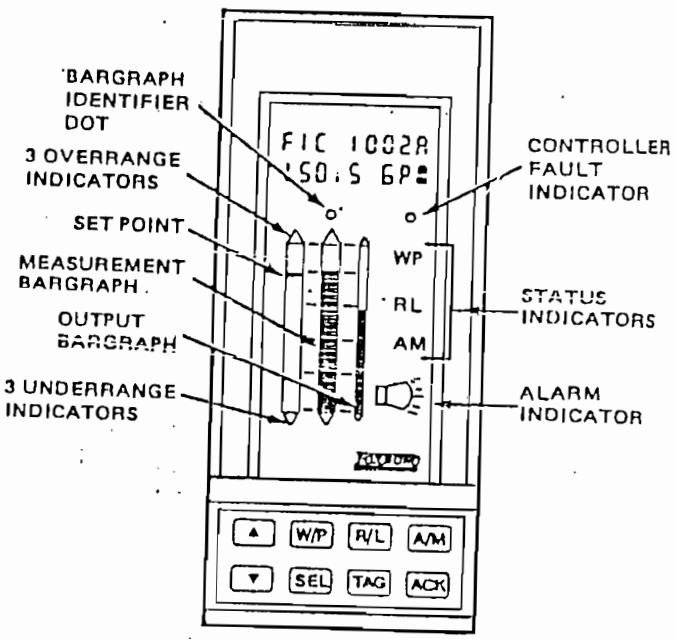


Figure 2. Graphics Display

If the controller is in service; you can make on-line changes. Remember to check all parameter values. You don't want a surprise caused by an old configuration value. The default values should be acceptable, but only you can determine that.

If you have a spare controller, you could configure it with the new configuration and replace the controller in service with the spare. Don't forget the copy feature.

Functional Diagram of 760 Controller

Figure 1 shows an overall functional diagram of the 760 Controller. This diagram will help you visualize how all the functions relate to one another. In the detailed configuration parameter descriptions, relevant sections of this diagram will be used. The diagrams are used to help you understand the function being described and may not necessarily contain the detail to represent the actual algorithmic function used in the controller

FIGURE 1-1 **Functional Diagram of 760 Controller,** Part A

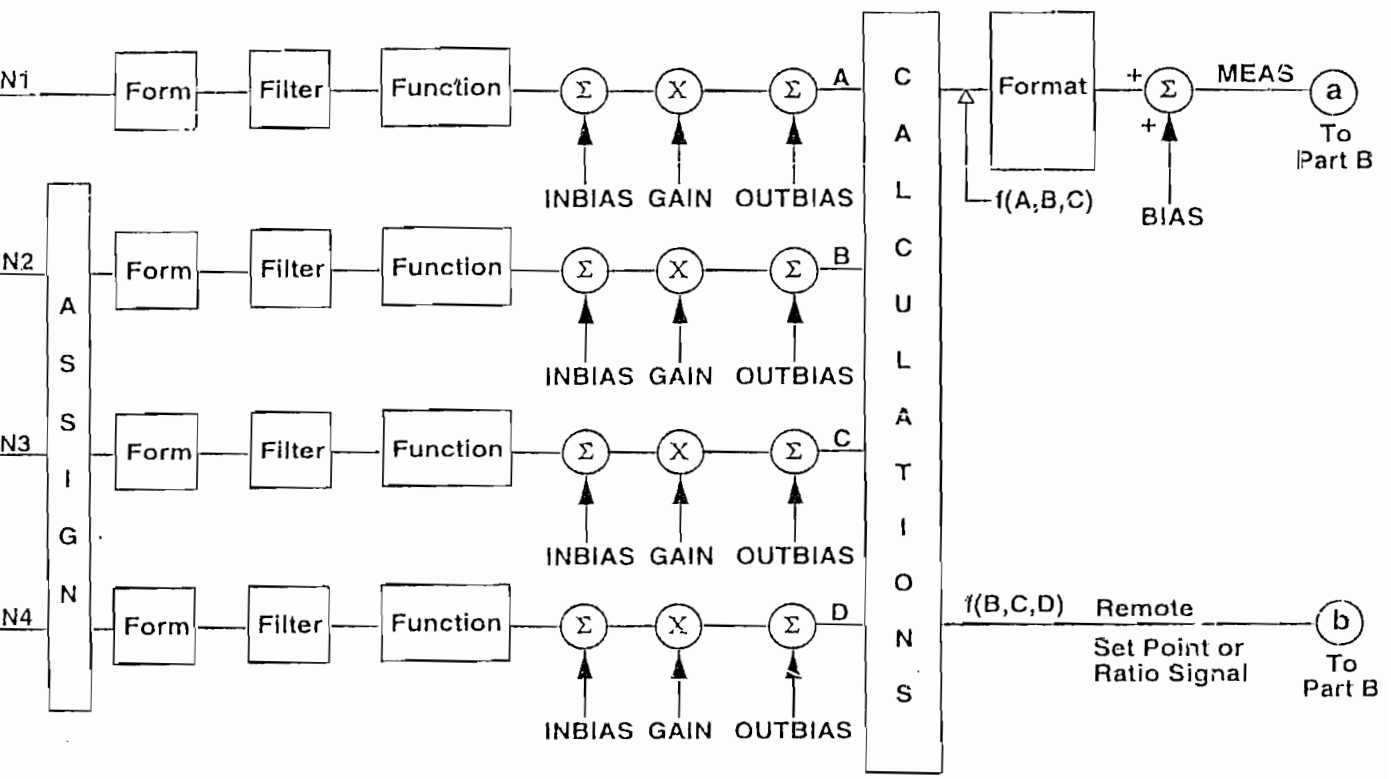


FIGURE 1-1 Functional Diagram of 760 Controller, Part B

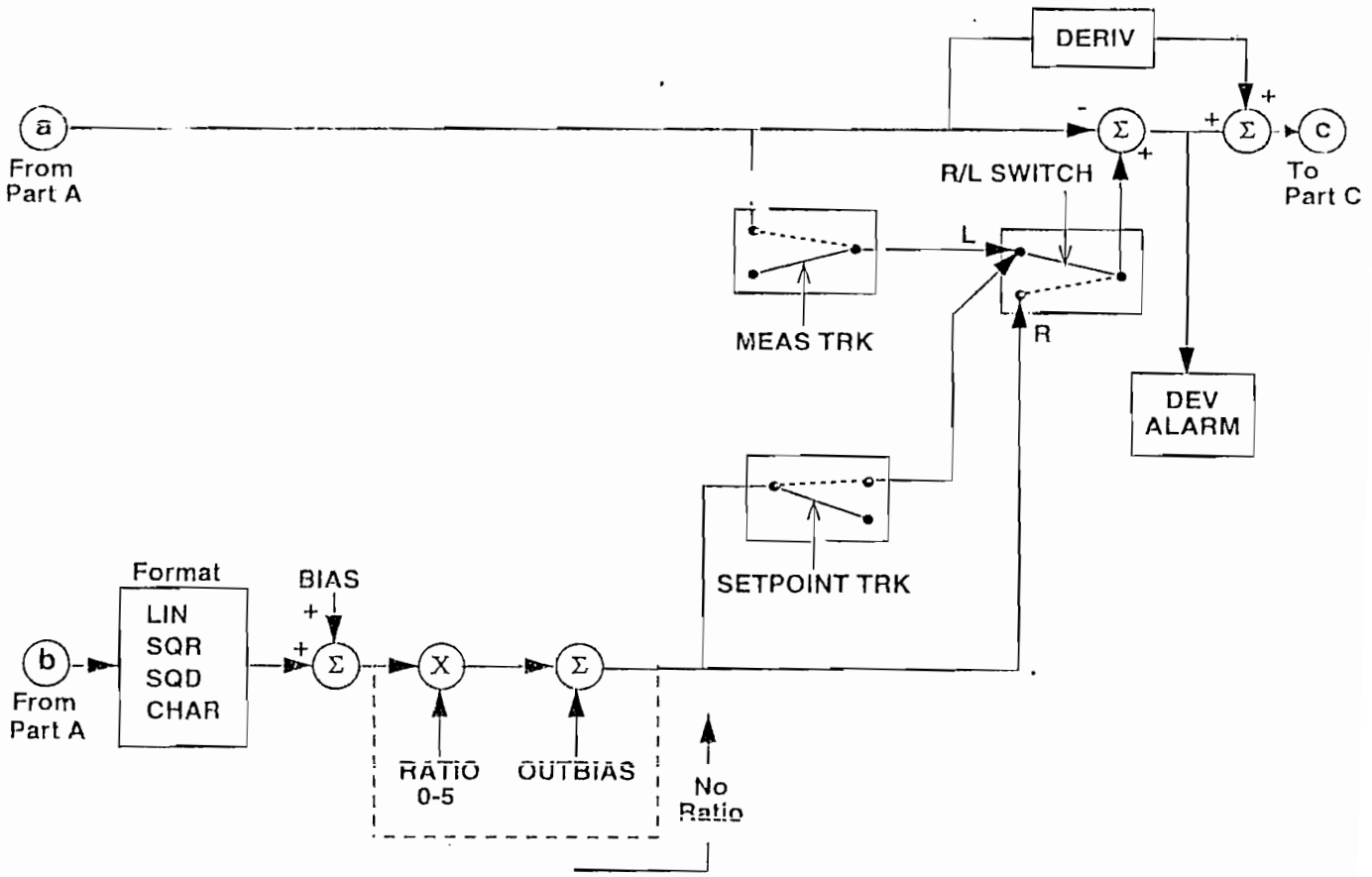
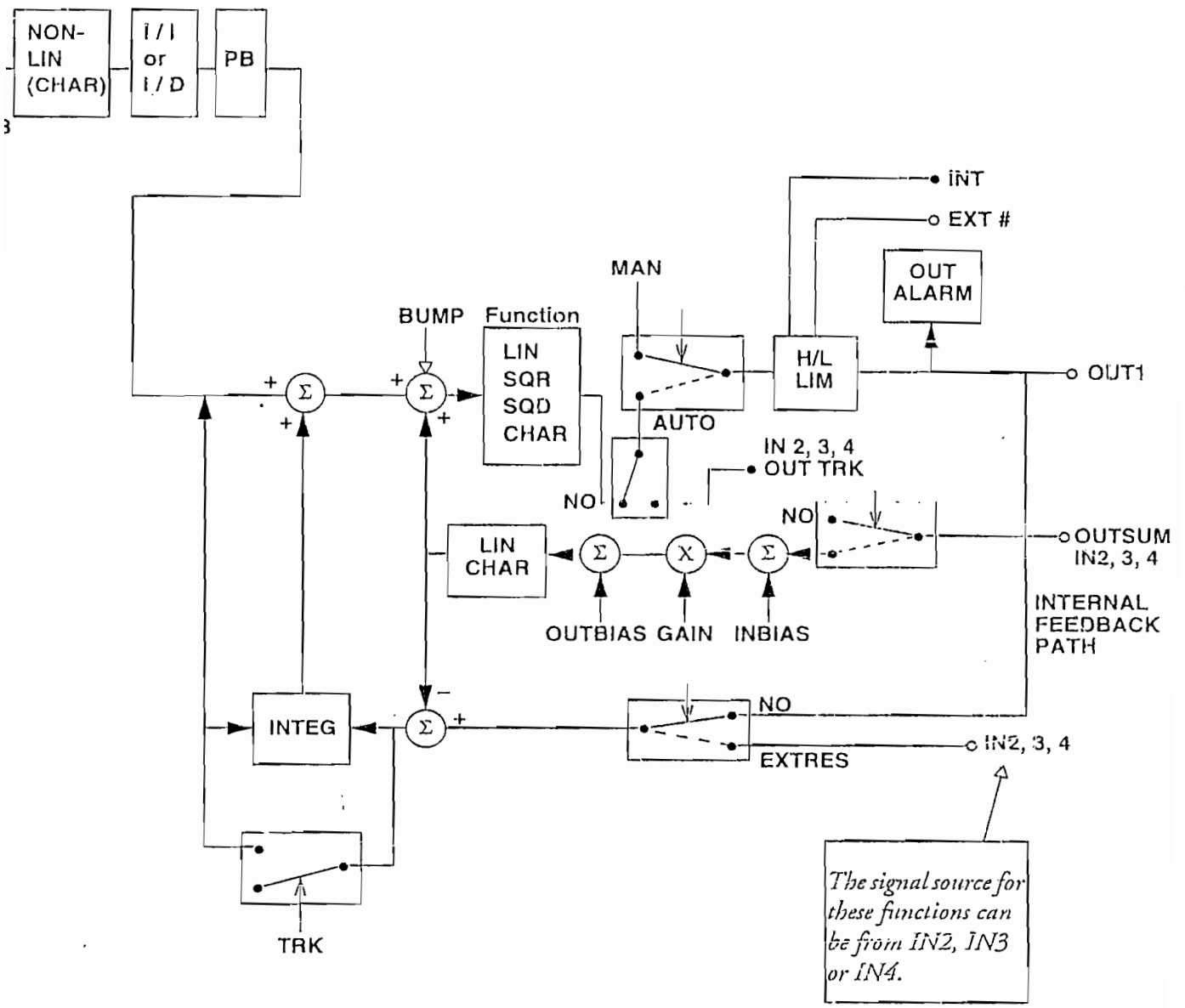


FIGURE I-1 Functional Diagram of 760 Controller, Part C



ECTION 3

760 Configuration Parameters

TYPE MODES

Type Modes defines the controller algorithm as either P, I, PI, PD, PID, or EXACT. The controller algorithm you select is dependant upon the characteristics of the process you are trying to control. For example, PI is used for flow, PID for temperature, and EXACT is used where the loop gain changes, ie. pH. EXACT is covered in detail in another section of this manual. The tuning values are assigned in the ALLTUNE procedure.

Modes that are unused are automatically disconnected. For example; if you select a P-only controller, Integral and Derivative are not functional.

```
MODES
EXACT ?
```

The MODES value can be specified as:

P	Proportional Only
PD	Proportional + Derivative
I	Integral Only
PID	Proportional Integral + Derivative
PI	Proportional + Integral
EXACT	EXACT Tuning

SECTION 2

I/O Information

Now that you have the configuration parameters written down on your configuration sheet, access the parameters in the controller and insert the values.

If the controller is in service; you can make on-line changes.

Remember to check all parameter values. You don't want a surprise caused by an old configuration value. The default values should be acceptable, but only you can determine that.

If you have a spare controller, you could configure it with the new configuration and replace the controller in service with the spare. Don't forget the copy feature.

Tables of Controller Functions

Lists the major functions available in the controller, with a brief description, and the page where the detailed parameter descriptions for the feature reside.

- Table 1 Auxiliary Configuration Parameters
- Table 2 Primary Controller Parameters
- Table 3 Secondary Controller Parameters

TABLE 1. Auxiliary Parameter Functional Descriptions

Function	Functional Description	Page
Input Signal Cond. and Scaling for IN 1 - IN 4, F 1 and F 2	FILTER - Each input can pass through a Butterworth FILTER FORMAT - The input can be formatted for LINEAR, SQUARED, SQuare ROOTed, or CHARacterized. An INBIAS, GAIN and OUTBIAS can then be applied and used for scaling input values.	15
ALARMS	CONFIG ALARMS-The controller has four alarms. Each alarm may ATTACH to any of one of twenty-eight signals that you specify during configuration. The alarm level and deadband values are adjusted in the ALTUNE section. Alarms can be in the form of ABS (absolute), DEV(deviation), and ROC(rate of change)	19
GATES	CONFIG GATES- There are five single input gates and five dual input gates that can provide logic switching within the controller or to the contact outputs CO1 and CO2. Gate inputs can be assigned internal and external sources. Gates are cascadeable and evaluated in ascending order once a second GATE(0-4)-These are the single input gates. Configured as DIRECT it acts as a repeater. Configured as NOT it acts as an inverter. GATES(5-9)-These are dual input gates and can be configured as various logic gates.	30
FREQ I/P	CONFIG FREQ I/P- Two frequency or one pulse, up/down pulse pair, are supported.	34

TABLE 1. Auxiliary Parameter Functional Descriptions, Continued

Function	Functional Description	Page
CALC	This allows you to configure the three CALC blocks, Dynamic Compensator and the two CHAR blocks. CALC Blocks-The inputs may be direct inputs to the controller, conditioned and scaled inputs, constants, or the output of another CALC block. DYNAMIC COMPENSATOR-Composed of a DEADTIME and LEADLAG function each with its own FOLLOW switch. IMPULSE-If either POSITIVE or NEGATIVE impulse modes are configured, only a positive or negative shift in the input value is detected and the corresponding output pulse is positive or negative returning to the BIAS value at the lag time rate. . BIPOLAR-This is configured when both POSITIVE and NEGATIVE impulse modes are desired. CHAR 1 and CHAR 2-Characterization consists of two curves of 10 and 15 segments.	36
Cascade	CONFIG CASCADE-Defines if cascade control will be implemented and an optional logic source to activate it. The logic source is used to switch the loop from cascade to cascade bypass.	52
W/P	Specified YES when computer interfacing is desired. Additional parameters become available for configuration.	54
New Pass	CONFIG NEW PASS-The controller is shipped with a PASSCODE of three blanks. You can change this PASSCODE to consist of numbers, alfa-characters and symbols.	56

TABLE 1. Auxiliary Parameter Functional Descriptions, Continued

Function	Functional Description	Page
Toggle	If configured ON, you can move back and forth between any location in the User Interface mode and the Normal Operation mode by pushing the TAG key. TOGGLE only applies if the controller is in the PANEL (P) mode and it will function above and below the PASSCODE barrier. In a cascade loop application the TAG key takes you to the Normal Operation mode of the Primary Controller.	57
pH DISP	If activated ON, the measurement, local setpoint or remote set point is displayed before the signal is characterized. This feature is often used on pH applications.	59
OUT 2	This is an auxiliary output that can be configured to any one of twenty-eight internal signals.	61
CO O/PS	Two discrete outputs, CO1 and CO2, can be configured for remote indication of controller status. Status indication can be auto/manual A/M), remote/local (R/L), workstation/ panel (W/P), alarms, or destination of gate outputs.	61

TABLE 2. Primary Controller Functional Descriptions

Function	Functional Description	Page
DISPLAY TAG	The top line of the display can display the tag number of the primary controller, or in place of the tag number, a variable value. These parameters define a linear or temperature signal type; alarms to be displayed; loop tag and engineering units.	61
DISPLAY SEL DISPLAY	In the normal mode, the second line of the display, displays the engineering scaled value of the variable identified by the Bargraph Identifier Dot. These parameters define a linear or temperature signal type; alarms to be displayed; and engineering units.	64
DISPLAY ALARMS	Defines which alarm, if any, is to displayed on the measurement and output bargraph.	66
DISPLAY MET REV	Allows changing the output bargraph to display a 100% controller output as 0%, and a 0% controller output as 100%.	66
RATIO	Defines if the controller is to be used as a ratio controller. Allows setting the upper range ratio value and a bias value. The source of the ratio signal can come from one of twenty-eight internal sources or be operator adjustable from the faceplate.	67
SET POINT	Select either LOCAL or LOCAL/REMOTE set point.. If LOCAL only setpoint is selected, an optional measurement tracking (MEASTRK) can be applied which forces the local set point to track the measurement. If LOCAL/REMOTE is selected, the signal source must be defined and a bias can be applied to this signal. Local set point tracking and R/L switching is available.	69
PRIMARY MEAS	Specifies the source of the measurement to the Primary controller. This source can be formatted using LINEAR, SQuare ROOT, SQUARED, CHAR 1, or CHAR 2.	74
A/M STARTUP	Defines the controller mode as either AUTO or MANUAL mode when the controller is powered up.	75

TABLE 2. **Primary Controller Functional Descriptions,** Continued

Function	Functional Description	Page
A/M FLUNK	Specified when configured for Workstation/ Panel (computer communications). You can specify that the controller switch to either AUTO, MANUAL, or LAST A/M state when computer communications fails.	75
A/M SWITCH	Specifies one of twenty-four possible logical inputs to switch the controller's AUTO/ MANUAL mode.	75
NON-LINEAR	Defines which characterizer, if any, will be used to characterize the error. The controller error may be characterized over a series of points using the CHAR function.	76
ACTION	Used to select the controller action as either INC/DEC or INC/INC.	76
TYPE	Defines the controller algorithm as either P, I, PI, PD, PID, or EXACT. A Bias and Balance used for P-Only is available.	77
OUT FORMAT	The output from the controller algorithm can be formatted as LINEAR, SQUARED, SQuare ROOT, or CHARacterized.	79
OUT MODIFIER	Output can be modified by summing or multiplying the output value with a constant or variable signal.	79
OUT OUTTRK	Output tracking, if required, is activated by a logical value. The output of the controller can be specified to track a value.	82
OUTPUT EXTLIM	Sets the HIGH and LOW values that the controller output cannot exceed in the MANUAL or AUTO mode. The LIMITS can be set from internal and external values. Each LIMIT can be activated from one of twenty-four possible logical inputs.	82
OUTPUT STARTUP	Specifies to output value of the controller when powered up.	84
BATCH	Specifies the Batch function as either ON or OFF.	84
EXTRES	Defines the source of an external integral (reset) if required. If "OUT P" is specified, the internal connection for integral is set.	85

TABLE 3. Secondary Controller Functional Descriptions

Function	Functional Description	Page
DISPLAY TAG DISP	The top line of the display can display the tag number of the secondary controller, or in place of the tag number, a variable value. These parameters define a linear or temperature signal type; alarms to be displayed; loop tag and engineering units.	61*
DISPLAY SEL DISPLAY	In the normal mode, the second line of the display, displays the engineering scaled value of the variable identified by the Bargraph Identifier Dot. These parameters define a linear or temperature signal type; alarms to be displayed; and engineering units.	64*
DISPLAY ALARMS	Defines which alarm, if any, is to displayed on the measurement and output bargraph.	66*
DISPLAY MET REV	Allows changing the output bargraph to display 20 mA controller output as 0%, and 4 mA controller as 100%.	66*
RATIO	Defines if the controller is to be used as a ratio controller. Allows setting the upper range ratio value and a bias value. The source of the ratio signal can come from one of twenty-eight internal sources or be operator adjustable from the faceplate.	67*
SECONDARY MEAS	Specifies the source of the measurement signal to the secondary controller. Unlike the primary controller, it does not provide any signal formatting.	74*
A/M STARTUP	Defines the controller mode as AUTO or MANUAL mode when the controller is powered up.	75*
A/M FLUNK	Specified when configured for Workstation/ Panel (computer communications). You can specify that the controller switch to either AUTO, MANUAL, or LAST A/M state when computer communications fails.	75*
A/M SWITCH	Specifies one of twenty-four possible logical inputs to switch the controller's AUTO/ MANUAL mode.	75*
ACTION	Used to select the controller action as either INC/DEC or INC/INC.	76*

TABLE 3. Secondary Controller Functional Descriptions, Continued

Function	Functional Description	Page
TYPE	Defines the controller algorithm as P or PI. A Bias and Balance used for P-Only is available.	77*
OUTPUT EXLIM	Sets the HIGH and LOW values that the controller output cannot exceed in the MANUAL or AUTO mode. The LIMITS can be set from internal and external values. Each LIMIT can be activated from one of twenty-four possible logical inputs.	82*
OUTPUT STARTUP	Specifies to output value of the controller when powered up.	84*

* These Secondary Controller Functions are identical to the Primary Controller Functions. For these parameters, the reference page shown is for the Primary Controller.

Table 4, "Signal Distribution List," contains the analog values that can be used as a source signal for many 761/743C functions.

TABLE 4. Signal Distribution List

Source	Description
IN1, IN2 IN3, IN4	Analog Input 1 through Input 4
F1, F2	Frequency Inputs
A, B, C, D	Analog Input for IN1 through IN4 after conditioning
E & F	Conditioned Input F1 and Input F2
G, H, I, J	Constant Value

Table 5. Gate Input List

TABLE 4. **Signal Distribution List**, Continued

Source	Description
MEAS P	Primary Measurement
LOCSP P	Primary Local Set Point
REMSP P	Primary Remote Set Point
SETPT P	Primary Set Point
OUT P	Primary Controller Output
MEAS S	Secondary Measurement
SETPT S	Secondary Set Point
OUT S	Secondary Controller Output
OUT2	Output 2
CALC 1 CALC 2 CALC 3	Output of Calculation 1 through 3

In Table 5, "Gate Input List," the parameter names that contain a logical value are listed along with the condition that the parameter will contain a TRUE condition (logic value of one). The switchable functions where these values are used are described with the appropriate 761/743C configuration parameters and are listed in Table 6.

TABLE 5. **Gate Input List**

Name	Source Description	True State
CI1, CI2	Contact Input 1 & Input 2	Contact Closed
ALRM 1 ALRM 2 ALRM 3 ALRM 4	State of Alarm 1 through Alarm 4	In Alarm
A/M P	State of Automatic or Manual Primary Controller	Automatic
A/M S	State of Automatic or Manual Secondary Controller	
R/L P	State of Remote or Local Primary Controller	Remote
W/P	State of Workstation or Panel	Workstation

TABLE 5. Gate Input List, Continued

Name	Source Description	True State
EXACT	State of EXACT	EXACT Enabled
0 - 9	Outputs from GATES 0 through 9	True
ON	Fixed State Input	Always
OFF	Fixed State Input	Never
NONE	Switch is not configured	Not Applicable

Table 6 defines the switchable functions that can be manipulated from the functions listed in Table 5. Gate Input List. These switchable functions are described with the appropriate 761/743C configuration parameters.

TABLE 6. Switchable Functions

Contact Output 1
Contact Output 2
Primary Auto/Manual
Secondary Auto/Manual
Primary Remote/Local Set Point
Workstation/Panel
Exact State ON/OFF
Primary Measurement Tracking
Primary Set Point Local Tracking
Primary Output Tracking
LLAG FOLLOW
DTIM FOLLOW
External Acknowledge of Alarms
Cascade ON/BYPASS
Primary Output High Limit
Primary Output Low Limit
Secondary Output High Limit
Secondary Output Low Limit

Table 7. Character List

Table 7 lists the characters available to configure the Passcode, Tag Numbers, Engineering Units.

TABLE 7. Character List

Character
0 through 9
. (decimal)
– (minus)
(blank)
A through Z
(underline)
:
@
?
<
=
>
/
,(comma)
+
*
)
(
'(apostrophe)
(rest)
(degree)

SECTION 3

761/743C Configuration Parameters

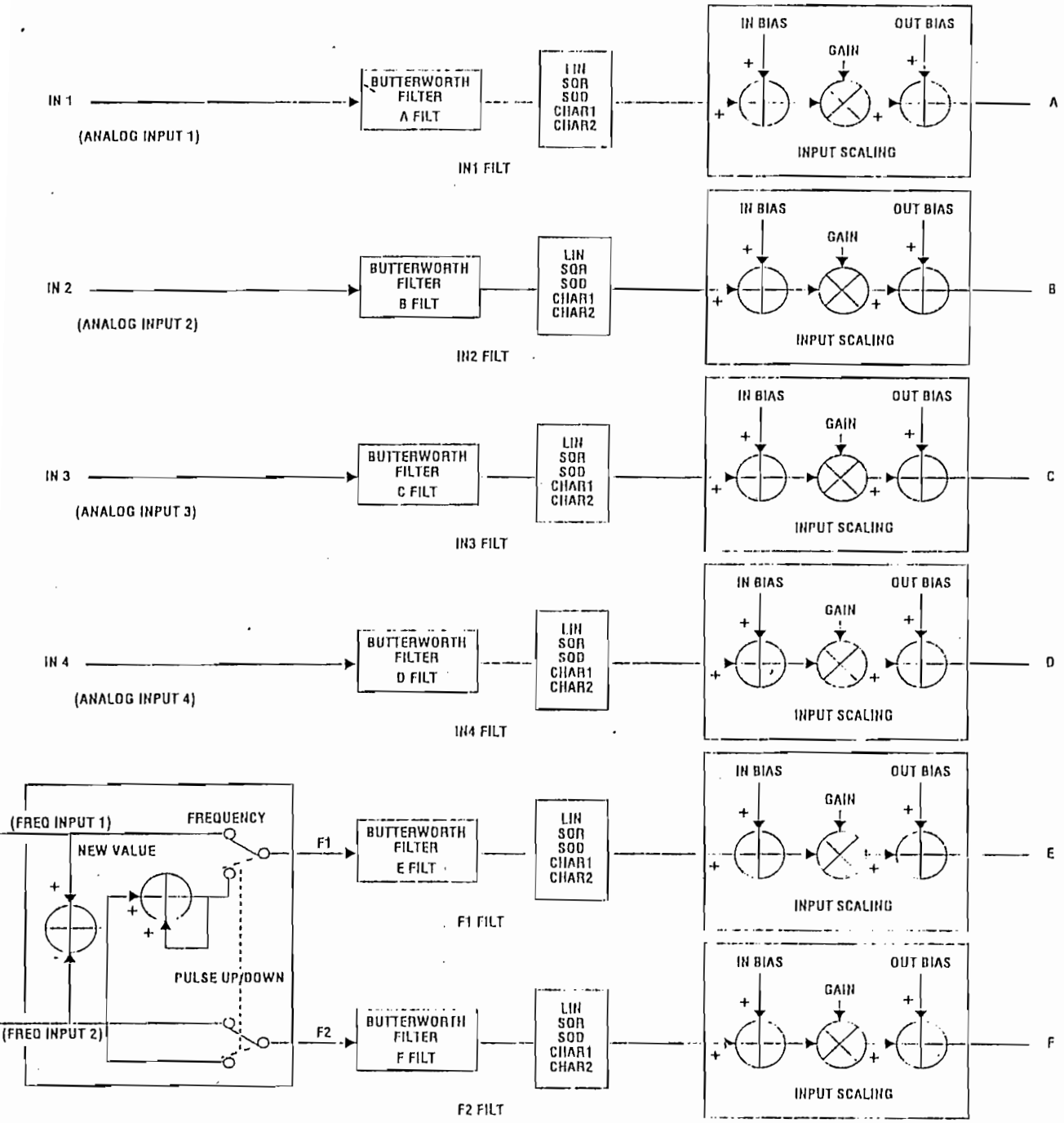
Input Signal Conditioning and Processing

The 761/743C Controller can receive four analog, and two frequency inputs. Each of the analog and frequency inputs can be passed through a Butterworth FILTER, formatted as LINEAR, SQUARED, SQuare ROOT, or CHARacterized. The input values can be modified by two bias values and a gain multiplier.

Analog inputs IN1, IN2, IN3, and IN4 become A, B, C, and D after signal conditioning and scaling. Likewise frequency inputs F1 and F2 become E and F. See FREQ I/P to configure the frequency inputs for Frequency or Pulsed input application.

Figure 1 below shows the Input Signal Conditioning and Processing, with signal flow from the analog inputs IN1 through IN4 and frequency inputs F1 and F2. The order of these functions is reversed during configuration, ie. OUTBIAS, GAIN, INBIAS, FORMAT, and FILTER.

FIGURE II-1 Input Signal Conditioning and Processing



```
INPUT
A          ?
```

INPUT

The first display allows you to select the input to assign the signal conditioning and processing values for that input.

The INPUT value can be specified as:

- A, B C, or D — Conditioned analog values
- E and F — Conditioned Frequency inputs

```
OUTBIAS
0.0        ?
```

OUTBIAS

An output bias is applied after the GAIN function for the selected input.

- The OUTBIAS value can be changed from -99.9 to +100.
- With a default value of 0.0, the Bias will have no effect on the signal.

```
GAIN
1.000      ?
```

GAIN

A gain is applied after in input bias (INBIAS) for the selected input.

- The GAIN has a range of –9.999 to +9.999.
- With a default value of 1.0, the gain will have no effect on the signal.

```
INBIAS
0.0        ?
```

INBIAS

An input bias is applied before the GAIN for the selected input.

- The INBIAS value can be changed from –99.9 to +100.
- With a default value of 0.0, the Bias will have no effect on the signal.

```
FORMAT
LINEAR     ?
```

FORMAT

The FORMAT is the type of signal conditioning that can be applied to the selected input.

- The FORMAT value can be specified as:

  LINEAR, SQ ROOT, SQUARED, CHAR 1 or CHAR 2

- The three standard conditioning algorithms are:

  LINEAR, SQ ROOT (Square Root) and SQUARED.

- The two custom characterizations are:

  CHAR 1 and CHAR 2.

LINEAR

Provides linear signal conditioning, ie. the signal is directly proportional to the input signal.

- The linear scale (LIN) is normally used for all non-temperature display values, but can also be used for temperature.
- With a default value of LINEAR, the FORMAT will have no effect on the signal.

SQUARE ROOT

In Square Root Conditioning, the transmitter output is directly proportional to the square root of the measurement signal. This produces an output that is linear with the flow.

The SQROOT conditioning can be used for any value that requires square root extraction, such as differential pressure reading from an orifice differential pressure transmitter.

SQUARED

The SQUARED conditioning can be used whenever the input needs to be squared, such as steam pressure or air damper position indication.

CALCULATIONS

nctional verview

The Calculation parameters allow you to configure:

- Three CALC blocks (CALC 1, 2, 3) or equations, whose output can be derived from a calculation involving direct inputs to the controller, conditioned and scaled inputs, constants, or the output of another CALC block.

- A Dynamic Compensator, if used, becomes part of CALC 3. It provides Deadtime, Leadlag, Impulse and Bias functions.

The characterizers CHAR 1 and CHAR 2 allow signal characterization through construction of a segmented characteristic curve. This can be used where no other type of linear conditioning is available. Typical applications may be flumes, weirs, and small temperature spans and pH.

CHAR 1 consists of 10 segments and CHAR 2 consists of 15 segments.

The description of the calculator function is lengthy. It is divided into three parts, Calculation Blocks; Dynamic Compensator; and Characterizer Blocks. The parameter descriptions, starting with the CALC Block, are presented in the order you would see them during configuration.

Calculation Blocks

Each CALC block solves logic and selector functions and simple algebraic equations. Operators and operands can be specified in a format similar to that used by pocket calculators.

The inputs may be direct inputs to the controller, conditioned and scaled inputs, constants, or the output of another CALC block. The output of a CALC block can be derived from a calculation involving a number of inputs.

Each equation may have as many as nine characters. The characters consist of 22 letters that represent variables in the controller, bracket and symbol characters used as operators and number characters representing the outputs of the gates. *See Table 12 below.*

TABLE 12. Lists of Characters Used in the Equations

Character	Description	Category
A	Analog Input A	Variables
B	Analog Input B	
C	Analog Input C	
D	Analog Input D	
E	Frequency Input E	
F	Frequency Input F	
G	Constant G	
H	Constant H	
I	Constant I	
J	Constant J	
L	Primary Local Set Point	
M	Primary Measurement	
N	Secondary Measurement	
O	Primary Output	
P	Secondary Output	
Q	Output 2	
R	Primary Remote Set Point	
S	Primary Set Point	
T	Secondary Set Point	
X	Output of Calculation CALC 1	
Y	Output of Calculation CALC 2	
Z	Output of Calculation CALC 3	
(	Open Bracket	Brackets
√	Square Root	
)	Close Bracket	
*	Multiply	Operators
/	Divide	
-	Subtract	
+	Add	

TABLE 12. Lists of Characters Used in the Equations, Continued

Character	Description	Category
>	Greater than (high select)	Selectors
<	Less than (low select)	
0	Output of Gate 0	Switches (Gates)
1	Output of Gate 1	
2	Output of Gate 2	
3	Output of Gate 3	
4	Output of Gate 4	
5	Output of Gate 5	
6	Output of Gate 6	
7	Output of Gate 7	
8	Output of Gate 8	
9	Output of Gate 9	
Space	Terminates the Equation	

Configuration Parameters

```
ALC
ALC 1   ?
```

CALC

This parameter is used to select which calculation block you wish to configure. When the selection is made, its parameters become available.

- The CALC value can be specified as:

  CALC 1, CALC 2, CALC 3, DYNC, CHAR 1, or CHAR 2

```
ALC 1
      ?
```

CALC 1, CALC 2, CALC 3

The selected CALC block (equation) is displayed on the top line. The procedure to enter or modify the equation displayed on the second line is identical for all three CALC blocks.

The default value A will display if the block has not been previously configured. Use the up and down arrow key to select the characters for the equation. When

the desired character is displayed, press the ACK key for it to be entered. The cursor will move to the next character position. Use the same procedure to enter all the characters. The CALC value can have up to nine characters.

Calculation Examples

Signal Selector Example

Low Select

The lowest of three measurement inputs are used for control. Assume all signal conditioning has been configured and CALC 1 will be used to perform the calculation.

The conditioned inputs for IN1, IN2, and IN3 is A, B, and C.
A, B, and C are used as the input values to the CALC block. The <, (less then) symbol is used to select the lowest signal.

The equation will be: A<B<C

The measurement to the primary controller MEAS P will be configured to specify its source as CALC 1, the output of the CALC block.

High Select

The example from Low Signal Selector is used. The >, (greater then) symbol is used to select the largest signal.

The equation will be: A>B>C

Signal Selector with Limits

Limits can be added to a signal selector. The output value of the CALC block can be clamped to prevent the CALC block output from going below a specified value for a low select and above a specified value in a high select.

The clamping value is assigned using one of the constants (G, H, I or J). For a high select clamping, the constant G could be set at 75%

The equation will be: A > B > C < G

For a low select clamping, the constant H could be set at 20%.

The equation will be: A < B < C > H

Switching Measurements with a Logic Value

One of two measurement inputs are used for control depending upon a logic value. Assume all signal conditioning has been configured and CALC 1 will be used to perform the calculation. Assume IN1 and IN2 have been signal conditioned. The conditioned inputs for IN1, and IN2 are A and B. The logic value is a field input wired into C11.

Contact inputs cannot be directly referenced in a CALC block without first passing through a GATE. GATE 0 is configured as DIRECT. This means that a contact closure from the field contact causes the gate to generate a value of 1.

The equation will be: A Ø B

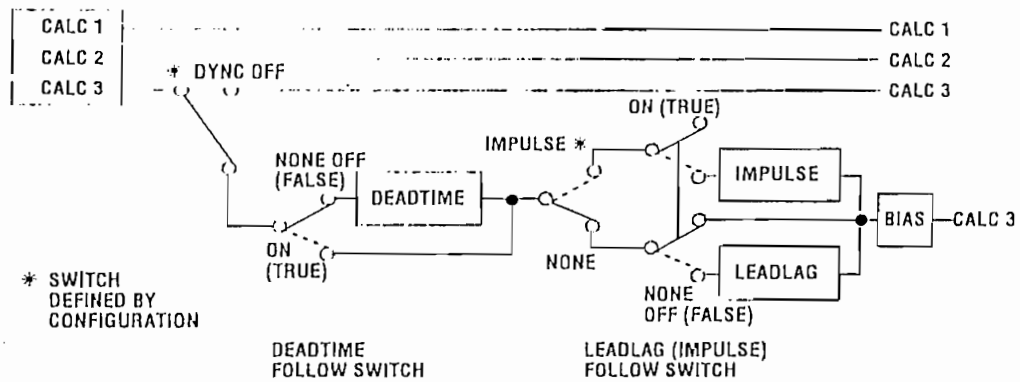
When GATE 0 is 0 the output of CALC 1 is the value of B. When Gate 0 is 1 the output of CALC is the value of A.

Dynamic Compensator

The result of CALC 3 is passed through the dynamic compensator prior to signal distribution. The dynamic compensator is composed of a DEADTIME and LEADLAG function each with its own FOLLOW switch. The amount of lead is controlled by the GAIN. See Figure 12 below.

The DEADTIME precedes the Leadlag and is the input of the LEADLAG function. The amount of lead is controlled by the GAIN and the lag by the time(T).

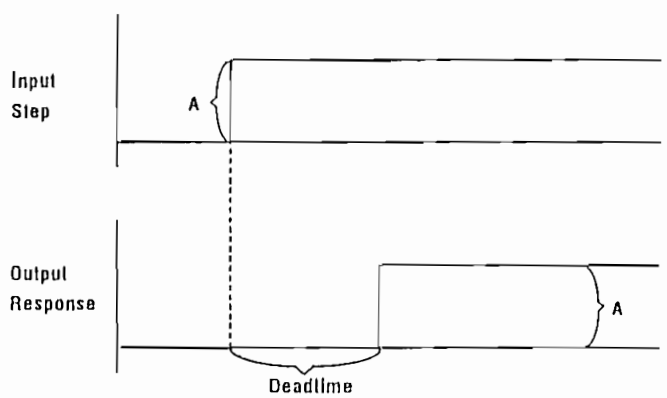
FIGURE II-12 Dynamic Compensation



Deadtime Only

The deadtime function provides a delay between a change to the input of the deadtime function and its output. The delay time is specified by the deadtime TIME parameter.

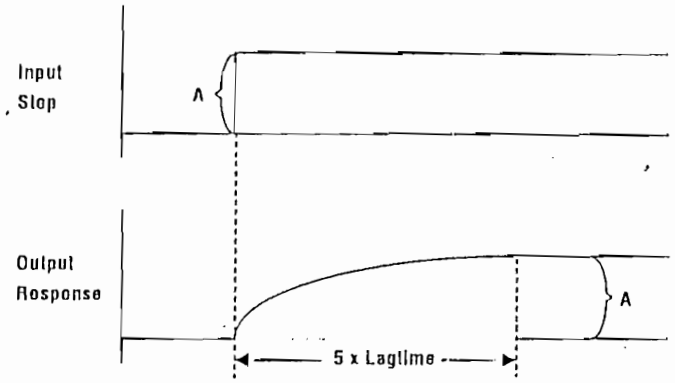
FIGURE II-13 Deadtime Only Response



Lag Only Response

The GAIN and deadtime TIME is set to 0.0. Assuming a step input, the time the output will reach the value of the input will be 5 times the lagtime TIME value.

FIGURE II-14 Lag Only Response

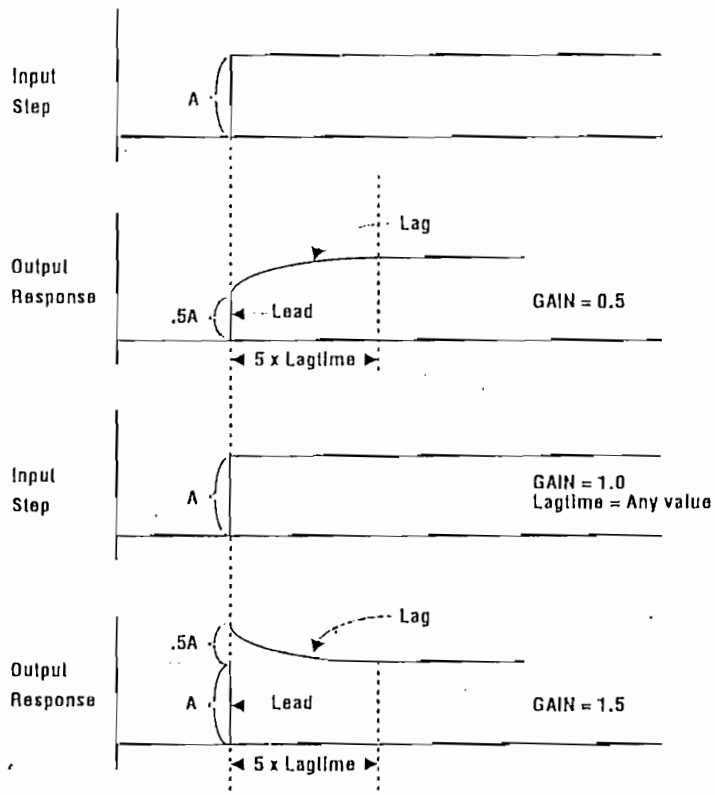


Lead and Lag Response

The deadtime TIME is set to 0.0. Assuming a step input, the time the output will reach the value of the input will be 5 times the lagtime TIME value. The response is shown for various GAIN values.

Note that the lead (initial output response) is the GAIN value times the input change. The lag response follows the lead.

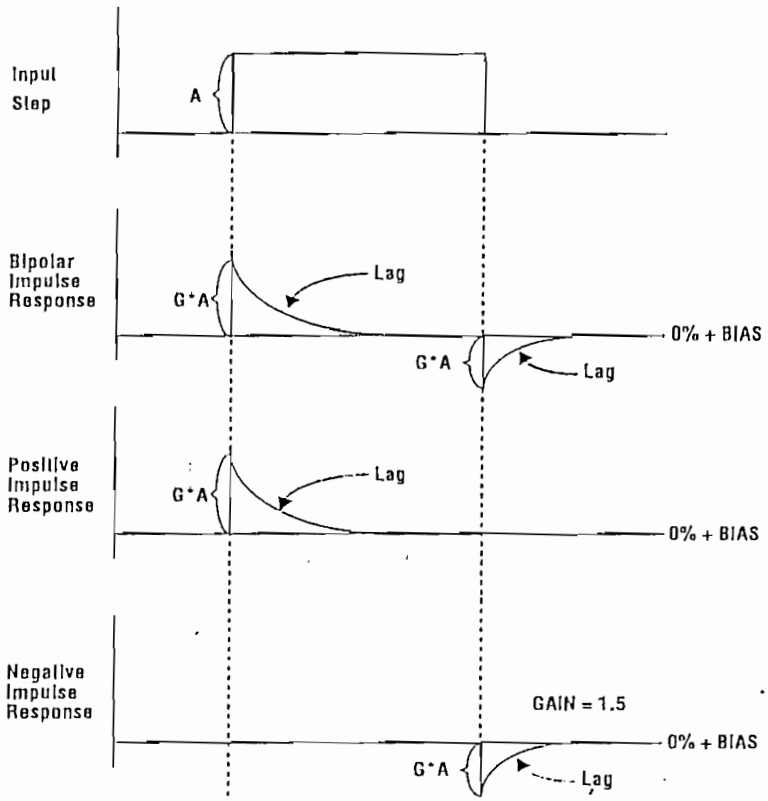
FIGURE II-15 Lead Lag Response



Impulse Functions

If the optional IMPULSE mode is configured, the GAIN is applied as in the non-IMPULSE mode, but the steady state settles out to a zero level (plus BIAS) rather than the new input (CALC3) value. If either POSITIVE or NEGATIVE IMPULSE modes are configured, only a positive or negative shift in the input value will be detected. The corresponding output pulse will be positive or negative respectively (again returning to the bias baseline at the leadlag TIME rate). *See Figure16.*

FIGURE II-16 Impulse Response



Deadtime with Leadlag Response

FIGURE II-17 Deadtime with Leadlag Response

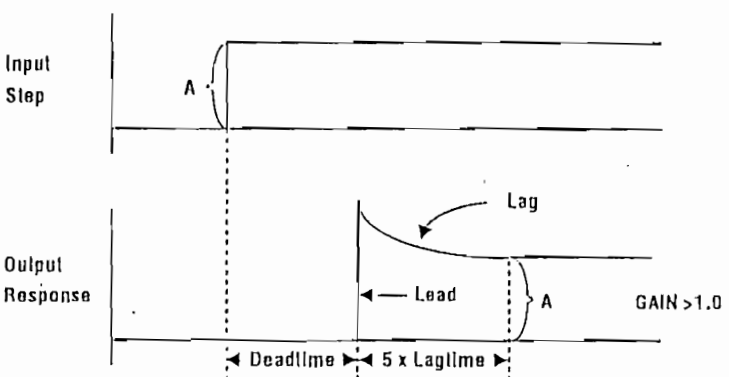


Table 6.

	PROMPT/PARAMETER	PARAMETER LIMITS	FACTORY CONFIGURATION	USER CONFIGURATION	REMARKS/NOTES
TUNE MODES PRIMARY	SECURE ALLTUNE	- - -			
	ALLTUNE MODES P	- - -			
	PF	1 and 8000%	200		If configured TYPE P ONLY on Page 9, ACK key takes you to BIAS.
	IF	0.01 and 200 min/repeat	2.0		If configured TYPE I ONLY on Page 9, ACK key takes you to ALLTUNE SETLIMP.
	DF	0 and 100 min	0.0		
	EXACT	- - -			
	STATE	ON, OFF	OFF		ON, OFF choice is available only if EXACT NONE is configured under PRIM TYPE on Page 9.
	RD EXACT	message (ON, OFF)	OFF	(No Entry)	
	MAIN	- - -			
	P	1 and 3000%	From Modes PF		
	I	0.01 and 200 min	From Modes IF		
	D	0 and 100 min	From Modes DF		
	PK1	-102 and +102%	- - -	↑ Values are Determined By Process ↓	
	PK2	-102 and +102%	- - -		
	PK3	-102 and +102%	- - -		
	TPK1	<WMAX	- - -		
	TPK2	WMAX	- - -		
	TPK3	>WMAX	- - -		
	ERR	-102 and +102%	- - -		
	NB	0.5 and 30%	2.0		
	WMAX	0.5 and 200 min	5.00		
	DMP	0.1 and 1	0.30		
	DVR	0 and 1	0.50		
	CLM	1.25 and 100	10.00		
	DFCT	0 and 4	1.00		
	LIM	2 and 80%	80.0		
	BUMP	-50 and +50%	8.0		
	STATUS	- - -			
	ENT	message	INIT	(No Entry)	Refer to MI 018-843, Appendix A.
	STUN	message	OFF	(No Entry)	Refer to MI 018-843, Appendix B.
	PTUNE	- - -			
	STATE	ON, OFF	OFF		
	RD PTUNE	message	OFF	(No Entry)	Refer to MI 018-843, Appendix C.
	BIAS	-99.9 and +100%	50.0		Selections available only if configured TYPE P ONLY on Page 9.
	BALANCE	0.02 and 200 min	2.0		
TUNE LIMITS PRIMARY	ALLTUNE SETLIMP	- - -			
	HIGH	-2 and +102%	102.0		
	LOW	-2 and +102%	-2.0		
	ALLTUNE OUTLIMP	- - -			
	HIGH	-2 and +102%	102.0		Batch limits if configured BATCH ON on Page 9.
	LOW	-2 and +102%	-2.0		

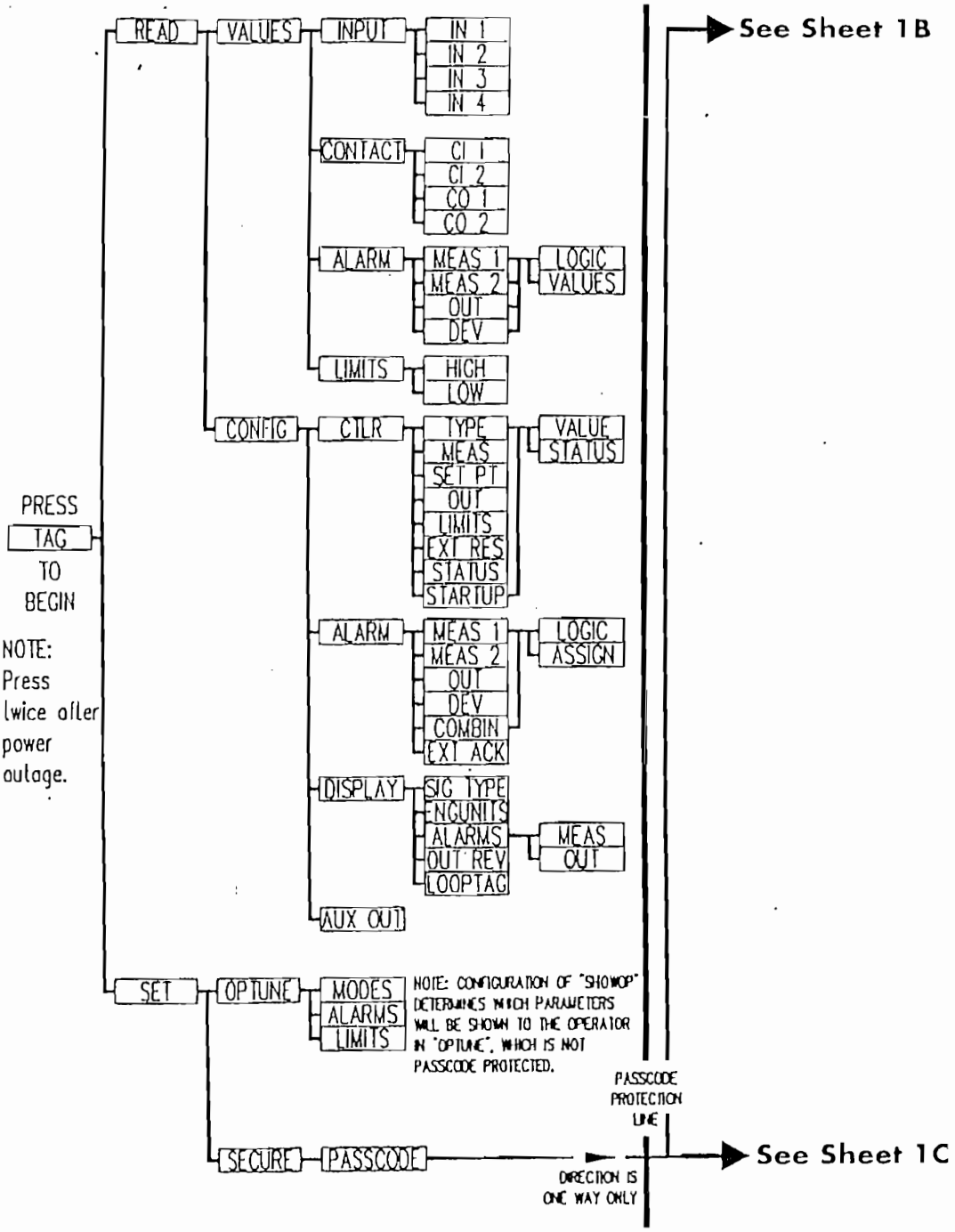
Table 6 (Cont.)

	PROMPT/PARAMETER	PARAMETER LIMITS	FACTORY CONFIGURATION	USER CONFIGURATION	REMARKS/NOTES
TUNE BATCH	ALLTUNE BATCH	- - -			
	PRELOAD	-99.9 and +100.0	0.0		Selection available only if configured BATCH ON on Page 9.
TUNE CONSTANTS	ALLTUNE CONSTS	- - -			
	G	-99.9 and +102%	50.0		
	H	-99.9 and +102%	50.0		
	I	-99.9 and +102%	50.0		
	J	-99.9 and +102%	50.0		
TUNE MODES SECONDARY	ALLTUNE MODES S	- - -			
	PF	1 and 8000%	200		
	IF	0.01 and 200 min/repeat	2.00		
	BIAS	-99.9 and +100%	50.0		Selections available only if configured TYPE P ONLY on Page 9.
	BALANCE	0 and 200 min	2.00		
TUNE LIMITS SECONDARY	ALLTUNE SETLIMS	- - -			
	HIGH	-2 and +102%	102.0		
	LOW	-2 and +102%	-2.0		
	ALLTUNE OUTLIMS	- - -			
	HIGH	-2 and +102%	102.0		
	LOW	-2 and +102%	-2.0		

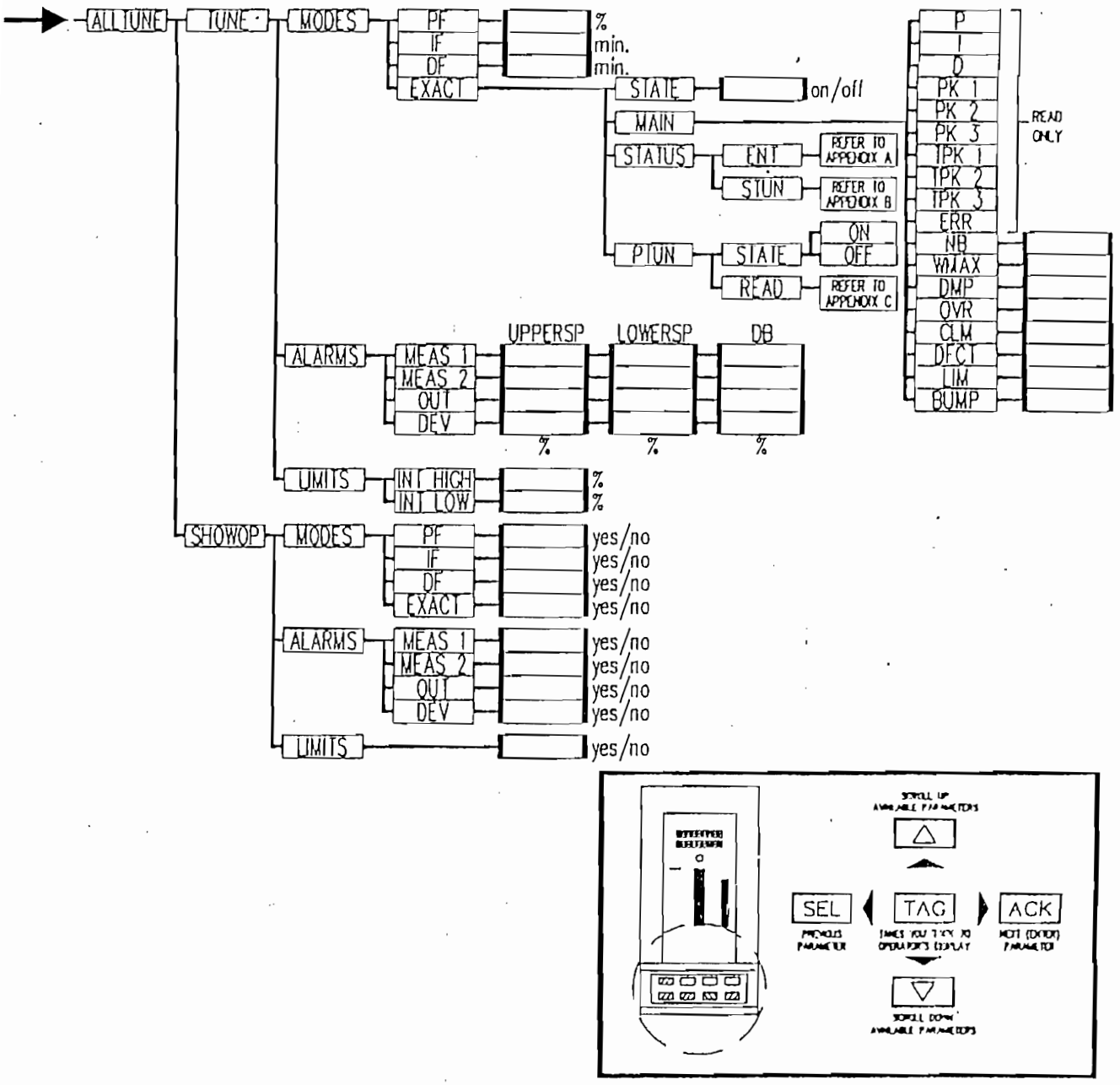
Table 6 (Cont.)

	PROMPT/PARAMETER	PARAMETER LIMITS	FACTORY CONFIGURATION	USER CONFIGURATION	REMARKS/NOTES
TUNE ALARMS	ALLTUNE ALARMS	- - -			
	ALARM 1	- - -			
	LEVEL1	-99.9 and +102%	102.0		
	LEVEL2	-99.9 and +102%	-2.0		
	DB	0 and 100%	2.0		
	ALARM 2	- - -			
	LEVEL1	-99.9 and +102%	102.0		
	LEVEL2	-99.9 and +102%	-2.0		
	DB	0 and 100%	2.0		
	ALARM 3	- - -			
	LEVEL1	-99.9 and +102%	102.0		
	LEVEL2	-99.9 and +102%	-10.0		
	DB	0 and 100%	2.0		
	ALARM 4	- - -			
	LEVEL1	-99.9 and +102%	102.0		
	LEVEL2	-99.9 and +102%	-2.0		
	DB	0 and 100%	2.0		
SECURITY	SECURE SHOWOP	- - -			Configuring SHOWOP determines if an operator can set (or change) the parameters in OPTUNE without PASSCODE access. Refer to MI 018-846 for an explanation of OPTUNE.
	MODES	YES, NO	YES		
	ALARMS	YES, NO	YES		
	LIMITS	YES, NO	YES		
	CONSTS	YES, NO	YES		
	BATCH	YES, NO	YES		

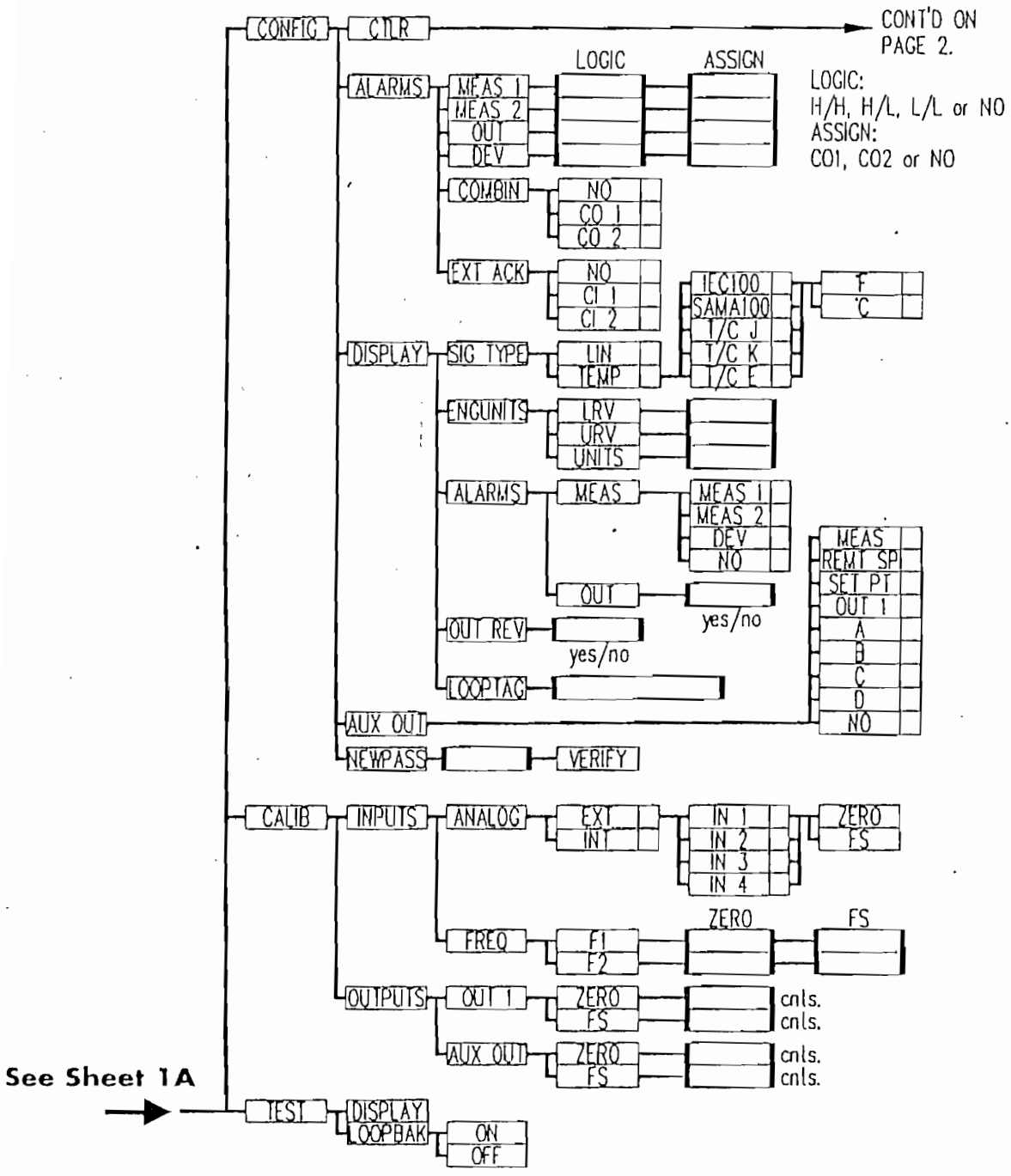
M760 Structure Diagram
Sheet 1A

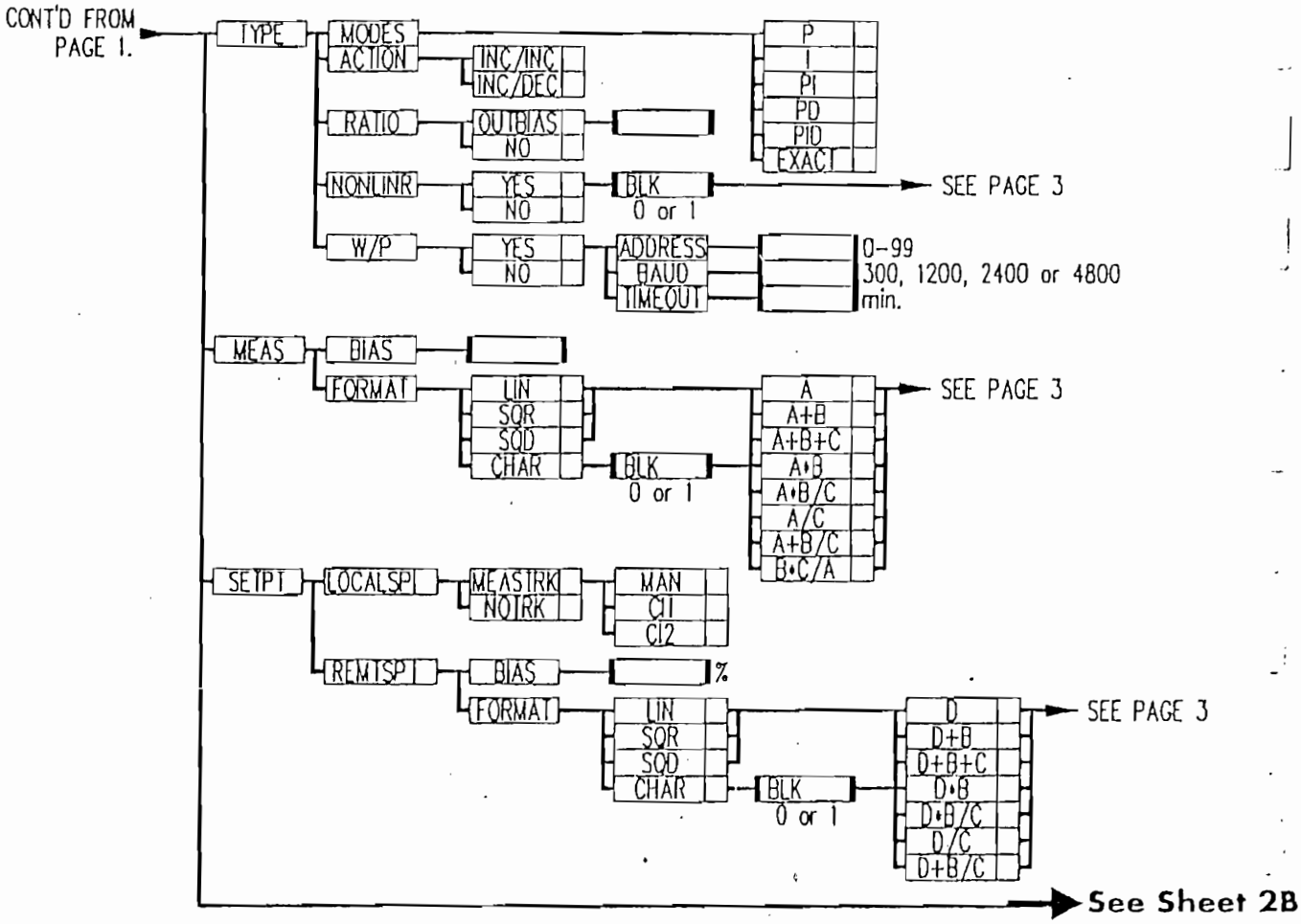


See Sheet 1A


ALLTUNE
TUNE
MODES
PF
IF
DF
EXACT
%
min.
min.
STATE
on/off
MAIN
STATUS
ENT
REFER TO APPENDIX A
STUN
REFER TO APPENDIX B
PTUN
STATE
ON
OFF
READ
REFER TO APPENDIX C
P
I
D
PK 1
PK 2
PK 3
TPK 1
TPK 2
TPK 3
ERR
NB
WMAX
DMP
OVR
CLM
DFCT
LIM
BUMP
READ ONLY
ALARMS
MEAS 1
MEAS 2
OUT
DEV
UPPERSP
LOWERSP
DB
%
%
%
LIMITS
INT HIGH
INT LOW
%
%
SHOWOP
MODES
PF
IF
DF
EXACT
yes/no
yes/no
yes/no
yes/no
ALARMS
MEAS 1
MEAS 2
OUT
DEV
yes/no
yes/no
yes/no
yes/no
LIMITS
yes/no
SCROLL UP AVAILABLE PARAMETERS
SEL
PREVIOUS PARAMETER
TAG
TAKES YOU TO KEY 20 OPERATOR'S DISPLAY
ACK
NEXT (ENTER) PARAMETER
SCROLL DOWN AVAILABLE PARAMETERS

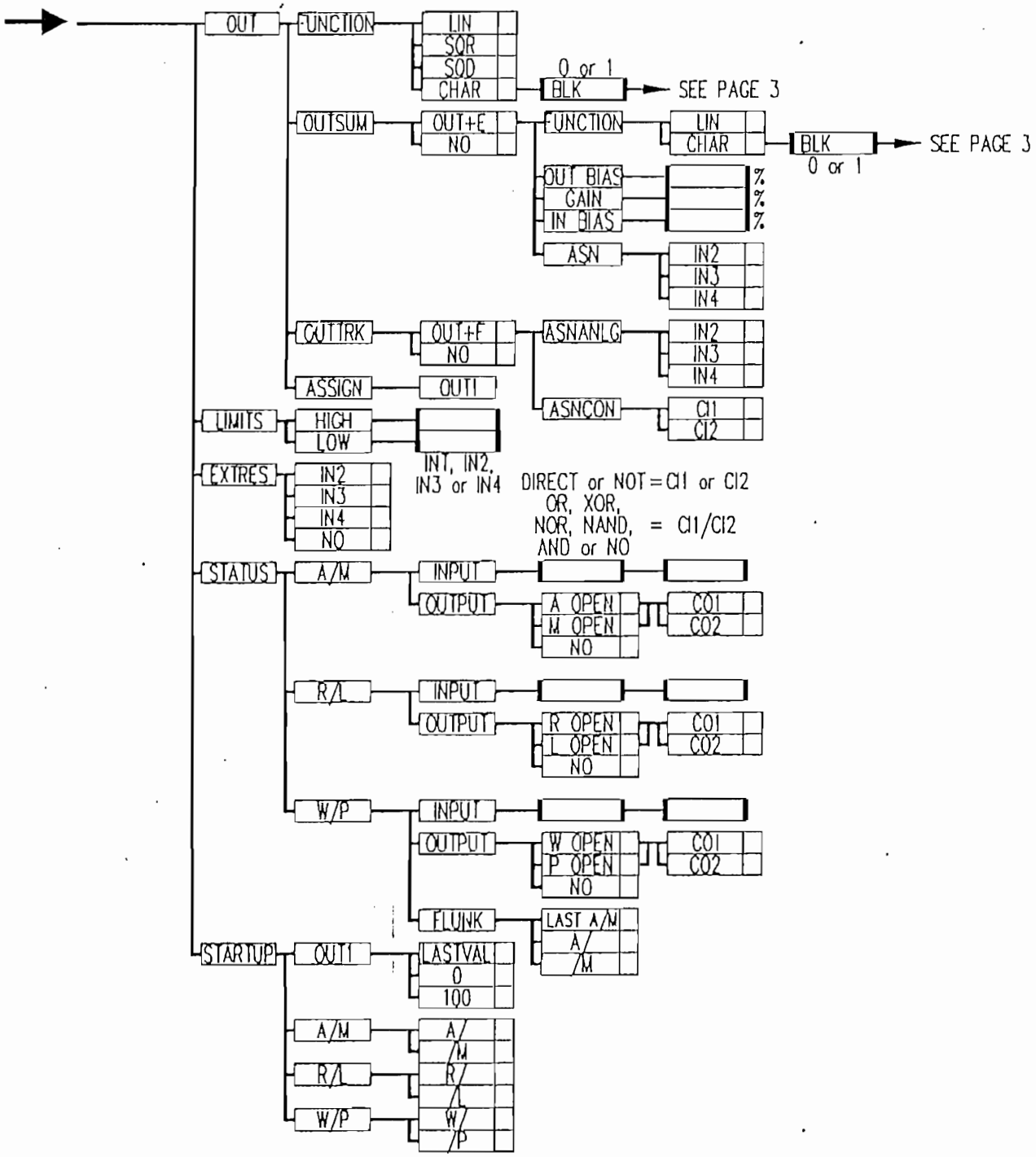
M760 Structure Diagram
Sheet 1C

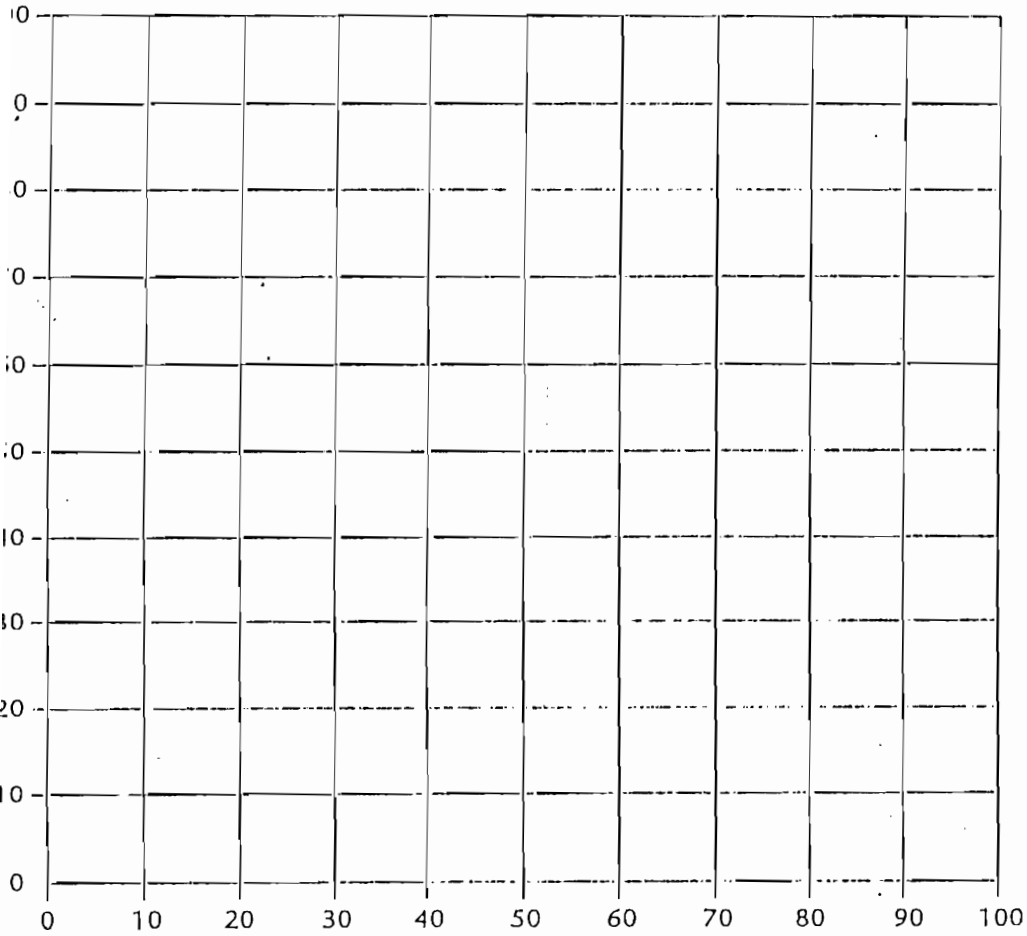



CONT'D FROM PAGE 1.
TYPE
MODES
ACTION
INC/INC
INC/DEC
P
I
PI
PD
PID
EXACT
RATIO
OUTBIAS
NO
NONLINR
YES
NO
BLK
0 or 1
SEE PAGE 3
W/P
YES
NO
ADDRESS
BAUD
TIMEOUT
0-99
300, 1200, 2400 or 4800
min.
MEAS
BIAS
FORMAT
LIN
SQR
SQD
CHAR
BLK
0 or 1
A
A+B
A+B+C
A•B
A•B/C
A/C
A+B/C
B•C/A
SEE PAGE 3
SETPT
LOCALSPI
MEASTRK
NOTRK
MAN
CI1
CI2
REMTSPI
BIAS
%
FORMAT
LIN
SQR
SQD
CHAR
BLK
0 or 1
D
D+B
D+B+C
D•B
D•B/C
D/C
D+B/C
SEE PAGE 3
See Sheet 2B

M760 Structure Diagram
Sheet 2B

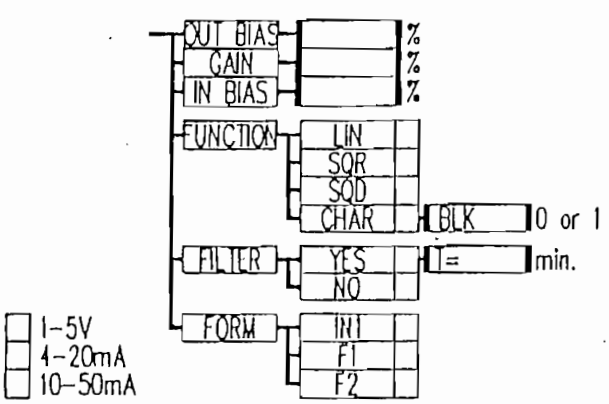
See Sheet 2A



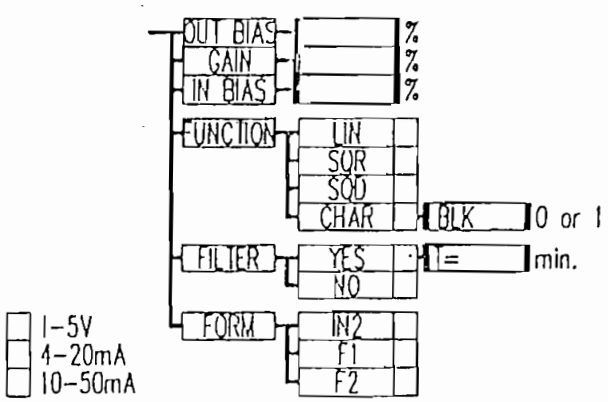


BLK	0			
PTS	- -			1-16
N	Xn	%	Yn	%
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				
20				

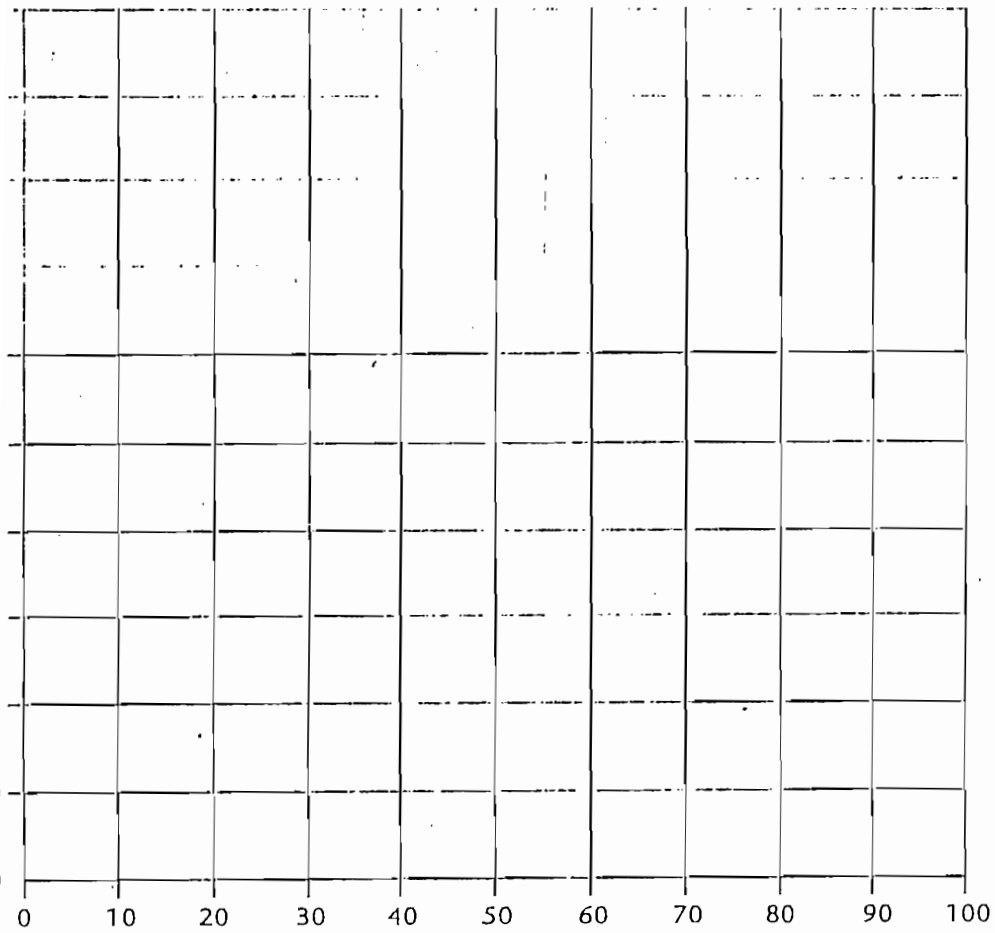
SIGNAL A



SIGNAL B

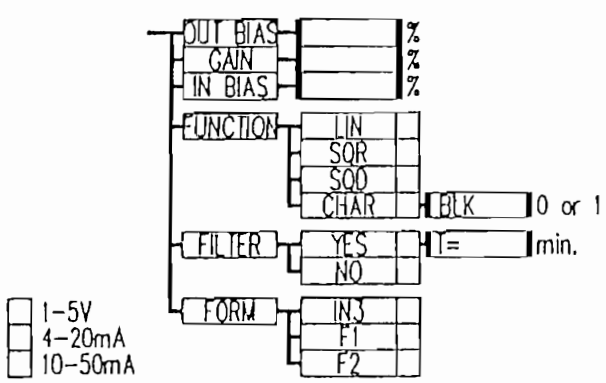


M760 Structure Diagram
Sheet 3B

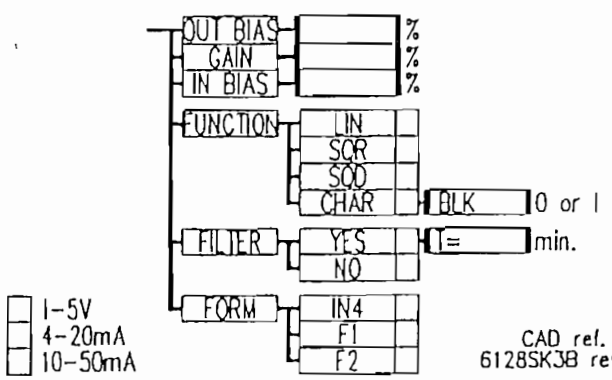


BLK 1		
PTS - -		1-16
N	Xn %	Yn %
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		
9		
10		
11		
12		
13		
14		
15		
16		
17		
18		
19		
20		

SIGNAL C



SIGNAL D



CAD ref. No.
6128SK3B rev. 0

SECTION 1

Introduction to EXACT Tuning

Overview

This section of the manual "EXACT Tuning" applies to the 760, 761, and the 743C MICRO Controllers and is designed as an extension to the Computer Based Training(CBT), Topic M, Exact Tune. It contains information specific to performing Pretune and implementing EXACT. Some of the information presented here is identical to the CBT, but is formatted to provide the necessary information for you to implement EXACT in your controller.

We will:

- Describe what you need to know before you implement EXACT.
- Define the user adjustable parameters and how to set their values.
- Give you the step-by-step procedure on how to perform Pretune.
- Define the three methods to implement EXACT.

Before Implementing EXACT

When Not to Use EXACT

There are processes that exhibit certain characteristics, making it unacceptable for applying EXACT. These processes are those that exhibit large hysteresis, a process not capacity driven, and processes that get external disturbances that the controller cannot compensate for.

p Tuning perience

To understand how EXACT works and to determine the desired tuning response required for your loop, you should have had previous loop tuning experience.

The process characteristics of gain, dead time and capacity, and the effects of proportional, integral, and derivative action in a loop is the key to understanding how EXACT works and the function of EXACT parameters and messages.

w EXACT rks

A functional description of EXACT is provided in TOPIC M of the 760/761 Computer Based Training Package.

A description of EXACT operation is also included in Foxboro documentation TI 039-200, Exact Tuning With 760 Series Controllers, and MI 018-843 760, 761 Series Single-Station Micro Controllers.

termine the ntroller sponse

You must decide which response best fits your application. The controller response to a process upset can be categorized as one of four; critically underdamped, underdamped, 1/4 amplitude damping, or overdamped.

By setting six user-adjustable parameters, EXACT will maintain the desired response throughout the processes operating range.

If you use the Pretune function, it will calculate initial tuning parameter values that approximate Q.A.D.(Quarter Amplitude Damping). These values are automatically transferred to EXACT.

ree plementation ethods

There are three methods of implementing EXACT and you must determine which method fits your situation.

1. Use the PRETUNE function to determine and automatically set the initial tuning parameters for EXACT.
2. Use existing tuning parameters utilized in the loop before the EXACT function is applied, as the initial tuning parameters for EXACT
3. Estimate the initial tuning parameters for EXACT based on your knowledge of the process dynamics of deadtime, capacity, and gain.

Whichever method you use to implement EXACT, you must understand the function of all ten user-adjustable parameters. All ten parameters are described in detail in the following pages.

SECTION 2

User-Adjustable Parameters

Initial Values of P,I, & D (PF,IF & DF)

Values of PF, IF, and DF are the PID values that the controller uses if EXACT tuning is either not configured or not turned on. They also are the starting values for P, I, and D, which are then constantly updated by the self tuning algorithm.

NOTE PF, IF and DF are user-adjustable; P, I, D are not.

It takes approximately 5 upsets for EXACT to optimize the tuning parameters.

After EXACT tuning has been implemented and the loop is operating read the EXACT parameters values P, I, and D. Use these values to manually set new values of PF, IF, and DF. When power is restored after a power failure, EXACT will read the PF, IF and DF values as its initial P, I and D values.

- **Factory Setting** P=200% I=2 minutes D= 0 minutes
- **Pretune** These values are set by Pretune.
- **User Setting** The best method is to use the pretune function, but only if conditions allow you to bump the process and if the process is not upset from a process or outside condition for the duration of the pretune.

If your 760 or 761 Series Controller is replacing an existing controller, use the old PID values as a starting point.

If neither of the above conditions are possible, you can either use the controller default values as the initial starting point or estimate the values based on your experience with similar processes.

No matter which method you use, you should understand the function of all the user-adjustable parameters.

SE BAND

Virtually every process measurement has the potential of being "noisy" because of the intrinsic nature of measurement technology (headmeter in a flow loop, etc.) or measurement location (next to a positive displacement pump, etc.). It is called noise because it contains no information useful for loop tuning. The self tuning algorithm must know the magnitude of this noise(percent peak-to-peak) to prevent an attempt to extract tuning information when none is present. Self tuning begins whenever the error exceeds twice the noise band. The noise band is also used by the self-tuning algorithm to decide if an observed peak may be noise. Measurement deviations within twice the noise band are controlled by a the existing PID algorithm, EXACT is not activated.
If the noise band is set too high, a true measurement deviation will not be detected soon enough by EXACT. This may cause an unnecessary upset of the measured variable.

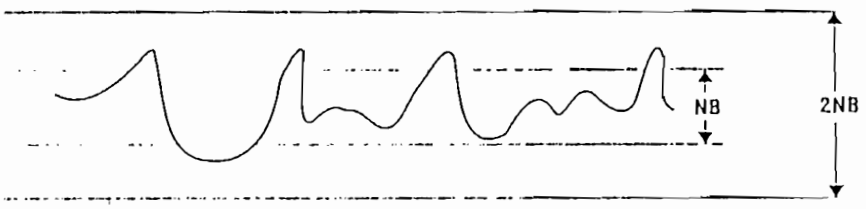
If the noise band is set too low, transient noise on the measurement signal will be detected and acted upon by EXACT. The transient noise are false peaks, that acted upon by EXACT produce inaccurate tuning values.

- **Factory Setting** The default value of the noise band is 2% of span which may be sufficient for many applications. Minimum value is 0.5%.

- **Pretune** Noise Band is one of six parameters set by the Pretune function.

- **User Setting** The 2% default setting may be sufficient for most applications. Should you suspect the process of being particularly noisy, observe the amplitude of the noise on the measurement using a responsive strip recorder or oscilloscope.

FIGURE III-1 Noise Band



NOTE Other parameters, (FILTER, CHAR, GAIN, SQ ROOT, etc.) within the controller can affect the noise value. The FILTER attenuates the noise but also adds capacity to the loop, in effect slowing down the loop response. Any parameter that effects the gain of the signal has the same effect on the noise.

Maximum Wait Time (WMAX)

The algorithm requires an estimate of the time scale of the process. This parameter represents the maximum time that the algorithm waits for the second peak (see Figure 2).

This parameter setting along with the damping and overshoot parameters determine the response of the controller; Critically Damped, Underdamped, 1/4 Amplitude Damping, or Overdamped.

FIGURE III-2 Maximum Wait Time (WMAX)

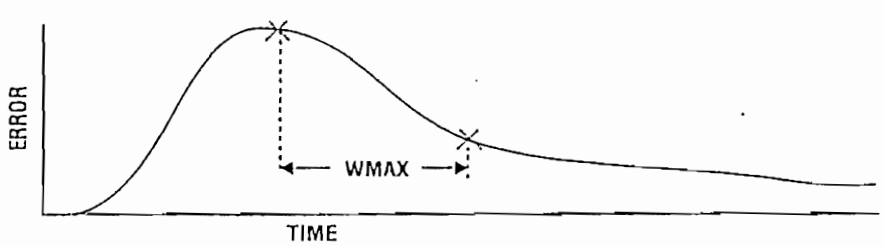
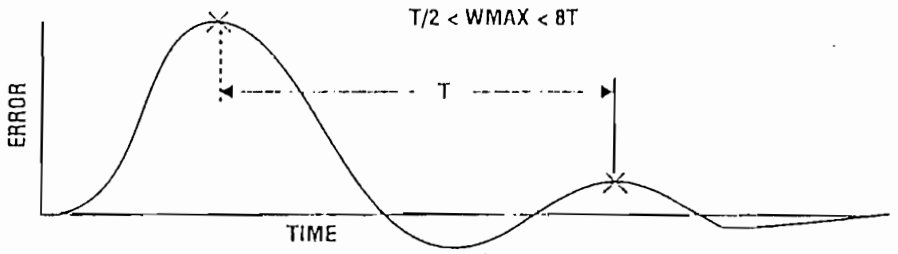


FIGURE III-3 Period of Oscillation (T)



- **Factory Setting** 5 minutes
- **Pretune** This value is set by PRETUNE.
- **User Setting** This value must be correct. It should be set larger than half the maximum period of oscillation T (refer to Figure 4) and smaller than eight times the minimum period of oscillation T, $T/2 < W_{max} < 8T$. The final value of WMAX should be about 2 to 3 times MAIN I.

If the process is operational, you can examine the process response from a strip chart recorder to determine the approximate period T. Use the figures above as a guide.

NOTE If WMAX is less than T/2, instability may result because response may be interpreted as overdamped. If WMAX is larger than 8T, loop will be sluggish and no corrective action will be taken.

Derivative Factors (DFCT)

The derivative factor allows the derivative influence to be changed by multiplying D by this factor.

Setting DFCT to 0.0 transforms the controller into a PI controller. Derivative action is not helpful in the presence of large process dead time or high measurement noise.

Setting DFCT to 1.0 produces normal derivative action. For processes requiring large amount of derivative action(e.g., a double integral process), DFCT can be increased to 4.0.

- **Factory Setting** DFCT is set to 1.
- **Pretune** This value is set by PRETUNE.
- **User Setting** The factory setting of 1 should be sufficient for most applications.

Damping and Overshoot (DMP)(OVR)

Since neither damping nor overshoot can generally be set independently, they are used as a combination and represent the maximum allowable values (see Figure 5). These two parameters establish the expected process response for EXACT, ie. What is good tuning. The controller uses the limit that is closest to being exceeded. Generally, the best control is obtained using the damping limit.

FIGURE III-4 Set Point Change

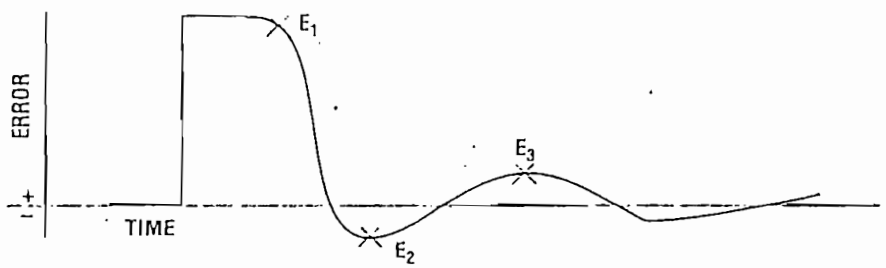
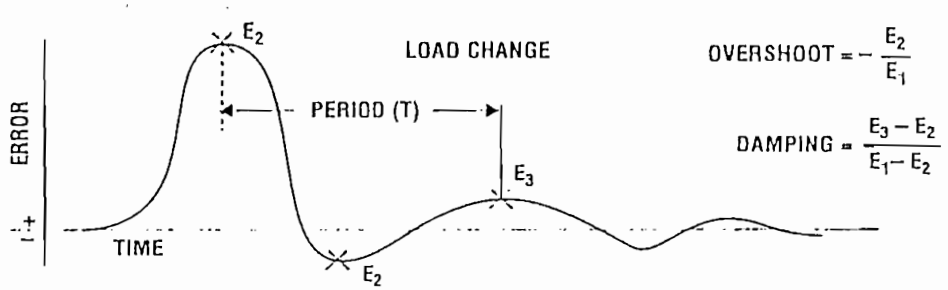


FIGURE III-5 Calculate DMP, and OVR values.

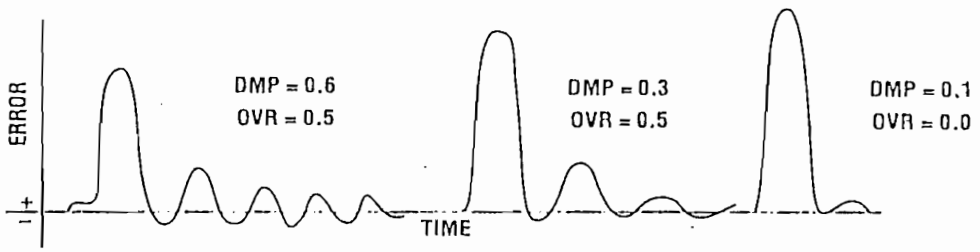


- **Factory Setting** DMP and OVR are factory set to approximate QAD and are not adjustable by PRETUNE. DMP is set to 0.3 and OVR to 0.5.

- **Pretune** DMP and OVR is not set by Pretune.

- **User Setting** Use Figure 6 as a guide in setting the DMP and OVR values to obtain the desired response or calculate the values from measurement response of either the set point change or load change.

FIGURE III-6 Effects of various Combinations of Damping and Overshoot



hange Limit
LM)

You may want to limit the maximum and minimum EXACT-calculated values of P and I. The value of this parameter is a factor that PF and IF are both multiplied and divided by to set these limits. If the process goes into an abnormal state periodically and you don't want the P&I tuning values to change to far from normal; set the CLM value low.

For example, if PF equals 100 and CLM equals 4, P calculated by EXACT will be limited to values between 25 and 400%.

- **Factory Setting** 10

- **Pretune** CLM is not set using Pretune.

- **User Setting** Normally the factory setting of 10 is sufficient. If the process does not respond well to gross tuning changes; lower the CLM value. If a "Clamped" error message appears in STUN; CLM is not large enough.

Output Cycling Limit (LIM)

EXACT monitors the controller output when it oscillates at a higher frequency than that which the loop can respond to. If the average peak-to-peak amplitude exceeds LIM for over three minutes, the controller is detuned by increasing P and reducing D. This feature is useful for processes that have very little dead time and require a higher controller gain. The value of LIM should be reduced for this type of process.

- **Factory Setting** The factory setting of 80, should be changed to the value described below in User Setting.
- **Pretune** This value is not set by Pretune.
- **User Setting** It is recommended to set LIM at approximately 4 times the noise band.

SECTION 3

Pretune

Purpose

If the control characteristics of the process are not known, optimum values for six key parameters (PF, IF, DF, NB, WMAX, and DFCT) can be calculated by the pretune algorithm. These values are then automatically implemented as initial values for the EXACT self-tune function.

Pretune is easy to perform, provided three conditions are met.

1. You must allow the controller to impose a small step into the operating process.

2. Operate the loop at the normal operating point.

3. Pretune should ONLY be performed when the process is stable (Measurement = Setpoint), and not have any process or outside disturbances while Pretune is operating.

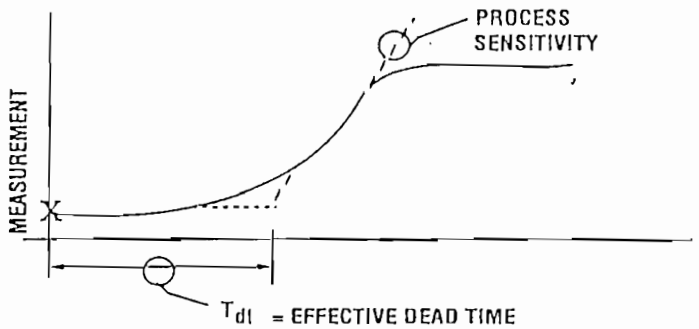
If you cannot comply with these three conditions, you cannot use Pretune. Use one of the other two methods to implement EXACT; using existing tuning parameters or estimating initial tuning parameters.

Operation

The mechanism of the pretune function is to introduce a small process upset during a stable process condition. The resultant process reaction, i.e. the measurement returned to the controller, (Figure 7 below) provides the data for the

algorithm to calculate optimum values of the six parameters. The process upset is provided by a user adjustable parameter called BUMP.

FIGURE III-7 Typical Response to Step Change in Output



After the procedure is finished, these optimum values are entered into the controller memory.

When the self-tune algorithm is initiated, the pretune values of PF, IF, and DF are the initial values of P, I, and D, causing a faster stabilization of the measurement.

Initial Pretune Settings

itial Setup

Before Pretune can be executed, the controller must be setup as described here.

Configure the controller TYPE as EXACT. Depending on the process requirements, change the value of any parameter to a more applicable value. The EXACT STATE parameter can be ON or OFF.

Performing Pretune

With the controller in Manual, bring the measurement near the set point value.

Specifying BUMP

The pretune function uses the MAIN BUMP parameter to introduce a small step upset to the process by changing the output of the controller. The BUMP value has a range of -50% to +50% and should NOT be large enough to drive the output off scale.

For Example: With the measurement steady and near the set point, if the output is 6% of scale, a BUMP of -8% is to large because it would drive the output off scale. The BUMP value should be either decreased or a positive (+) value used. If the BUMP value is to small to activate the pretune algorithm the error message "PTUN = SMALL 1" will appear. Increase the size of the BUMP parameter value.

Performing Pretune

Ten Step Procedure

Once the initial controller settings are made, follow the procedure to perform Pretune and set the six initial tuning parameters.

STEP	DISPLAYED VALUE	ACTION
1		Using the keypad, move to the display [EXACT PTUN ?] and press ACK.
2	PTUN STATE	Press ACK
3	STATE OFF	Use the up-arrow key to select ON Note: When Pretune is completed, it will automatically set itself OFF.
4	STATE ON	Press ACK
5	PTUN READ	Press ACK. Controller is ready to start Pretune.
6	READ =IN AUTO	Controller is ready to start Pretune. Press the A/M key The controller indicated it is in AUTO. Note: the controllers AUTO status during pretune operation is not a true AUTO..

STEP	DISPLAYED VALUE	ACTION
6	READ =SMALL 1	Controller in Phase 1 of the Pretune. This message appears only if the value of MAIN BUMP is small (<2.5%). If it is to small to activate the algorithm, the message will persist for a period longer than twice the process deadtime.
7	READ WAIT 2	Phase 2. Waiting for steady state.
8	READ PID 3	Phase 3. New values of P, I, and D are calculated. Output is returning to initial value
9	READ NB 4	Phase 4. Measuring the noise band.
10	PTUN FINISH	Pretune function is finished. Values of the six key EXACT parameters have been calculated and put into memory. Put the controller in MAN, and return to normal operation (press TAG key).

etune essages

The following table lists the messages you could see when performing Pretune and defines the meaning.

When message is...	Then...
PTUN=OFF	Pretune function has not been switched on.
PTUN=IN AUTO?	Pretune is ready. Put controller in AUTO.
PTUN=SMALL	Pretune in Phase 1. If this message lasts more than twice the process deadtime, the value of MAIN BUMP is too small. Increase the BUMP value.
PTUN=WAIT 2	Pretune in Phase 2 and waiting for a steady state.
PTUN=PID 3	Pretune in Phase 3. Initial values of P, I, and D are calculated. Output is returned to its initial value.
PTUN=NB4	Pretune in Phase 4. Measuring noise band.
PTUN=INC WRONG	Pretune function completed. Values of the 6 key EXACT parameters have been calculated and put into memory.
PTUN=FINISH	Pretune not completed. Controller output (INC/INC or INC/DEC) is wrong.
PTUN=NOISE	Pretune not completed. Noiseband is too small. Increase noiseband value.

ANEXO B.

FACTORES DE CONVERSION.

UNITED CENTRIFUGAL PUMPS
SAN JOSE, CALIFORNIA

GENERAL ENGINEERING

SHEET NO. 2.10

SEPT. 11, 1969

CONVERSION FACTORS AND FORMULAS

$gpm = .07 \times \text{Boiler HP}$

$gpm = 449 \times cfs$

$gpm = 0.0292 \times \text{BBL/Day}$

$gpm = 0.7 \times \text{BBL/Hour}$

$gpm = 4.4 \times \text{Cu. Meters/Hour}$

$$gpm = \frac{\text{Lbs per Hour}}{500 \times \text{Sp. Gr.}}$$

$$H = \frac{P \times 2.31}{\text{Sp. Gr.}}$$

$$V = \frac{Q \times .321}{A}$$

$$U = \frac{\text{Diameter (inches)} \times N}{.229}$$

$$h_v = \frac{V^2}{2g}$$

$$whp = \frac{Q \times H \times \text{Sp. Gr.}}{3960}$$

$$bhp = \frac{Q \times H \times \text{Sp. Gr.}}{3960 \times e}$$

$$bhp = \frac{Q \times P}{1715 \times e}$$

$$T = \frac{bhp \times 5250}{N}$$

$$N_S = \frac{N\sqrt{Q}}{H_I^{3/4}} = \frac{N\sqrt{\sqrt{H_I}} \times \sqrt{Q}}{H_I}$$

$$S = \frac{N\sqrt{Q}}{h_{sv}^{3/4}} = \frac{N\sqrt{\sqrt{h_{sv}}} \times \sqrt{Q}}{h_{sv}}$$

$$t_r = \frac{H\left(\frac{1}{e} - 1\right)}{780 \times C}$$

N = Speed in rpm

N_S = Specific Speed in rpm

S = Suction Specific Speed in rpm

Q = Capacity in gpm

P = Pressure in psi

H = Total Head in Feet

H_I = Head per Stage in Feet

h_{sv} = Net Positive Suction Head in Feet

h_v = Velocity Head in Feet

whp = Water Horsepower

bhp = Brake Horsepower

U = Peripheral Velocity in Feet per Second

g = 32.16 Feet per Sec. per Sec. (Acceleration of Gravity)

mgd = Million Gallons per Day

cfs = Cubic Feet per Second

BBL = Barrel (42 Gallons)

C = Specific Heat

Sp.Gr. = Specific Gravity

psi = Pounds per Square Inch

gpm = Gallons per Minute

e = Pump Efficiency in Decimal

D = Impeller Diameter in Inches

V = Velocity in Feet per Second

T = Torque in Foot Pounds

t = Temperature in Degrees Fahrenheit

t_r = Temperature Rise in Degrees Fahrenheit

A = Area in Square Inches

UNITED CENTRIFUGAL PUMPS
SAN JOSE, CALIFORNIA

GENERAL ENGINEERING

SHEET NO. 2.00

NOV. 15, 1962

CONVERSION FACTORS AND FORMULAS

CAPACITY

1 Cubic foot per second	= 449.	gpm
1 Million gallons per day	= 695.	gpm
1 Acre foot per day	= 227.	gpm
1 Litre per second	= 15.85	gpm

VOLUME

1 U.S. gallon	= 231.	Cu. inches
	= 0.1337	Cu. feet
	= 3.785	Litres
	= 0.833	Imp. gal.
1 Imperial gallon	= 1.2	U.S. gal.
1 Cubic foot	= 7.48	U.S. gal.
	= 0.0283	Cu. meter
1 Litre	= 0.2642	U.S. gal.
1 Cubic meter	= 35.314	Cu. ft.
	= 264.2	U.S. gal.
1 Acre foot	= 43,560	Cu. ft.
	= 325,829	U.S. gal.

TEMPERATURE

Degrees Fahrenheit $= \frac{9}{5} \times$ Degrees Centigrade $+32$

Degrees Centigrade $= \frac{5}{9}$ (Degrees Fahrenheit -32)

HEAD

1 Lb. per sq. inch	= 2.31	Ft. head of water
	= 2.04	Inches of mercury
	= 0.0703	Kg. per sq. inch
1 Ft. of water	= 0.433	Lb. per sq. inch
1 Inch of mercury (or vacuum)	= 1.132	Ft. of water
1 Kilogram per sq. cm.	= 14.22	Lb. per sq. inch
1 Atmosphere	= 14.7	Lb. per sq. inch
	= 34.0	Ft. of water
	= 10.35	Meters of water

WEIGHT

1 U.S. gal. of water	= 8.33	Lb.
1 Cu. ft. of water	= 62.35	Lb.
1 Kilogram	= 2.2	Lb.
1 Metric ton	= 2204.6	Lb.

LENGTH

1 Mile	= 5280.	Feet
	= 1.61	Kilometer
1 Inch	= 2.54	Centimeter
1 Meter	= 3.2808	Feet
	= 39.3696	Inches

PUMP PERFORMANCE WITH IMPELLER DIAMETER AND/OR SPEED CHANGE

Q_1, H_1, bhp_1, D_1 and N_1 = Initial Capacity, Head, Brake Horsepower, Diameter, and Speed.

Q_2, H_2, bhp_2, D_2 and N_2 = New Capacity, Head, Brake Horsepower, Diameter, and Speed.

Diameter Change Only	Speed Change Only	Diameter & Speed Change
$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)$	$Q_2 = Q_1 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)$	$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \times \frac{N_2}{N_1}\right)$
$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$	$H_2 = H_1 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2$	$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \times \frac{N_2}{N_1}\right)^2$
$bhp_2 = bhp_1 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$	$bhp_2 = bhp_1 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3$	$bhp_2 = bhp_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \times \frac{N_2}{N_1}\right)^3$

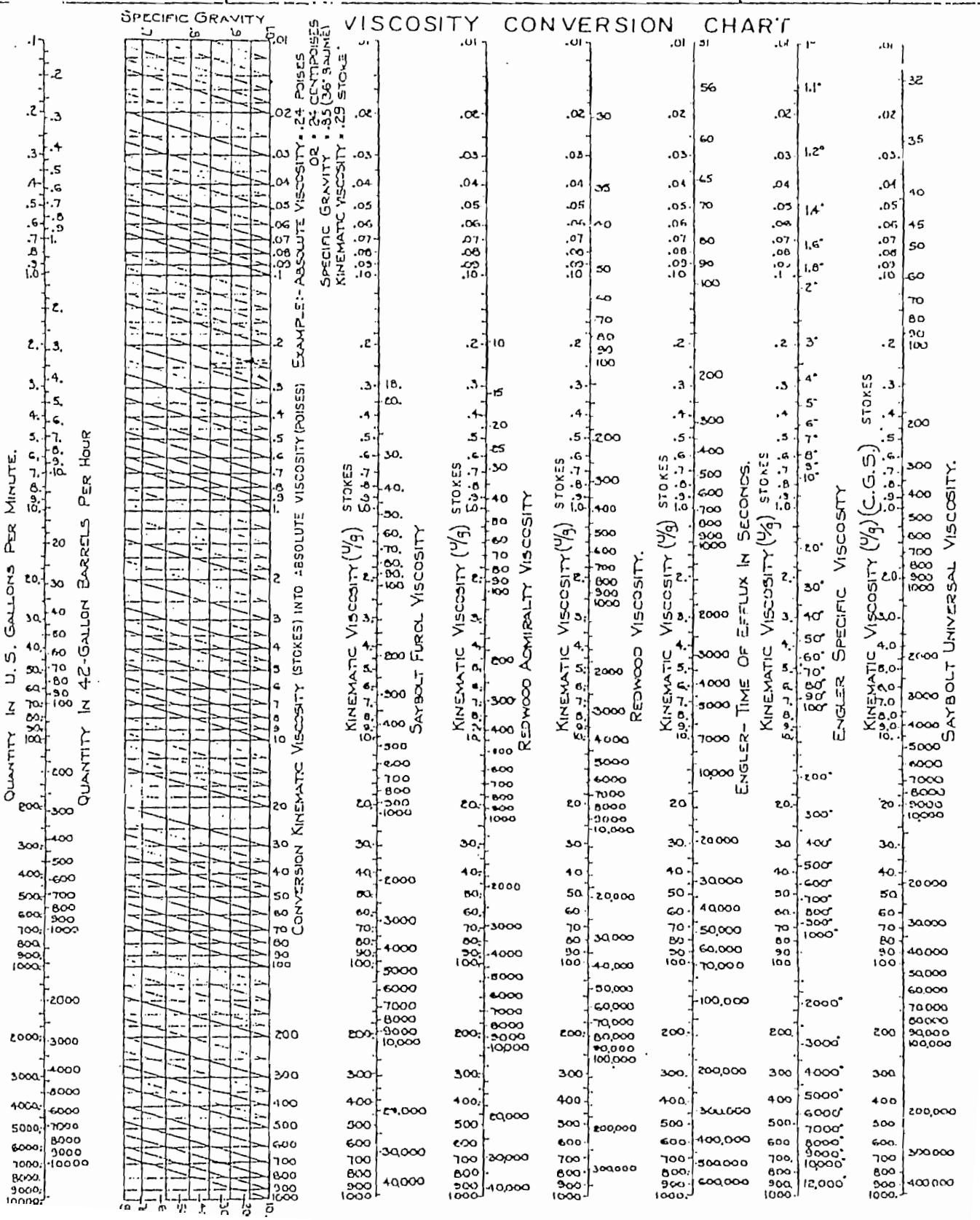
UNITED CENTRIFUGAL PUMPS
SAN JOSE, CALIFORNIA

GENERAL ENGINEERING

SHEET NO. 9.20

NOV. 15, 1962

VISCOSITY CONVERSION CHART

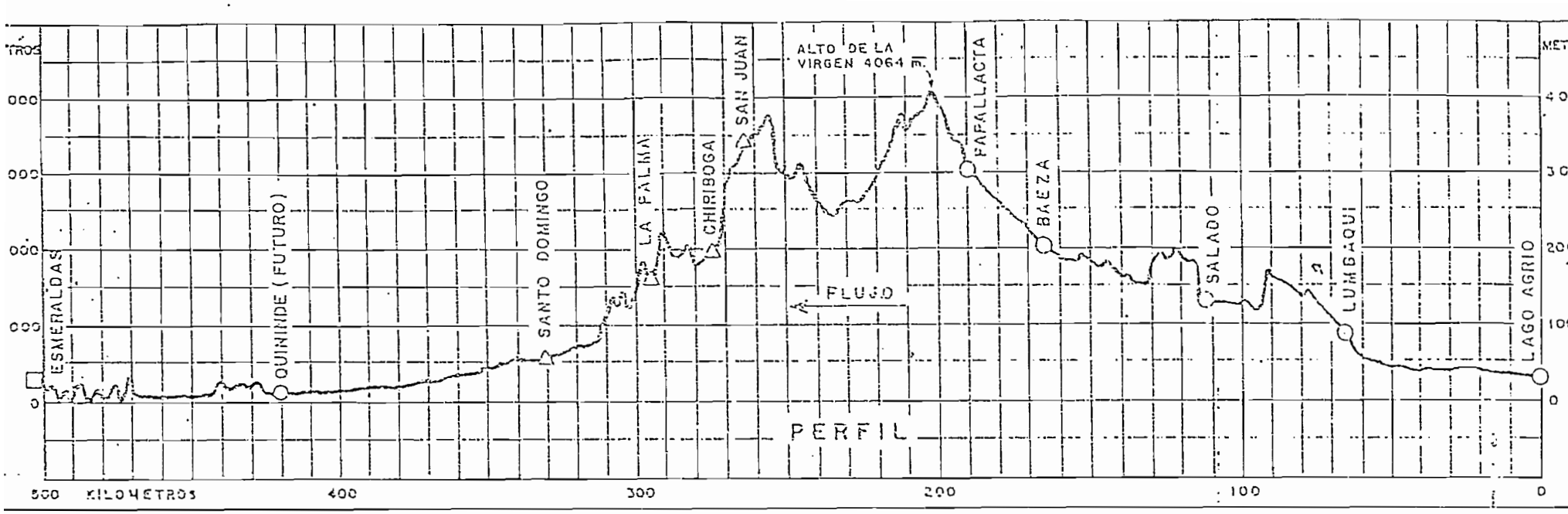


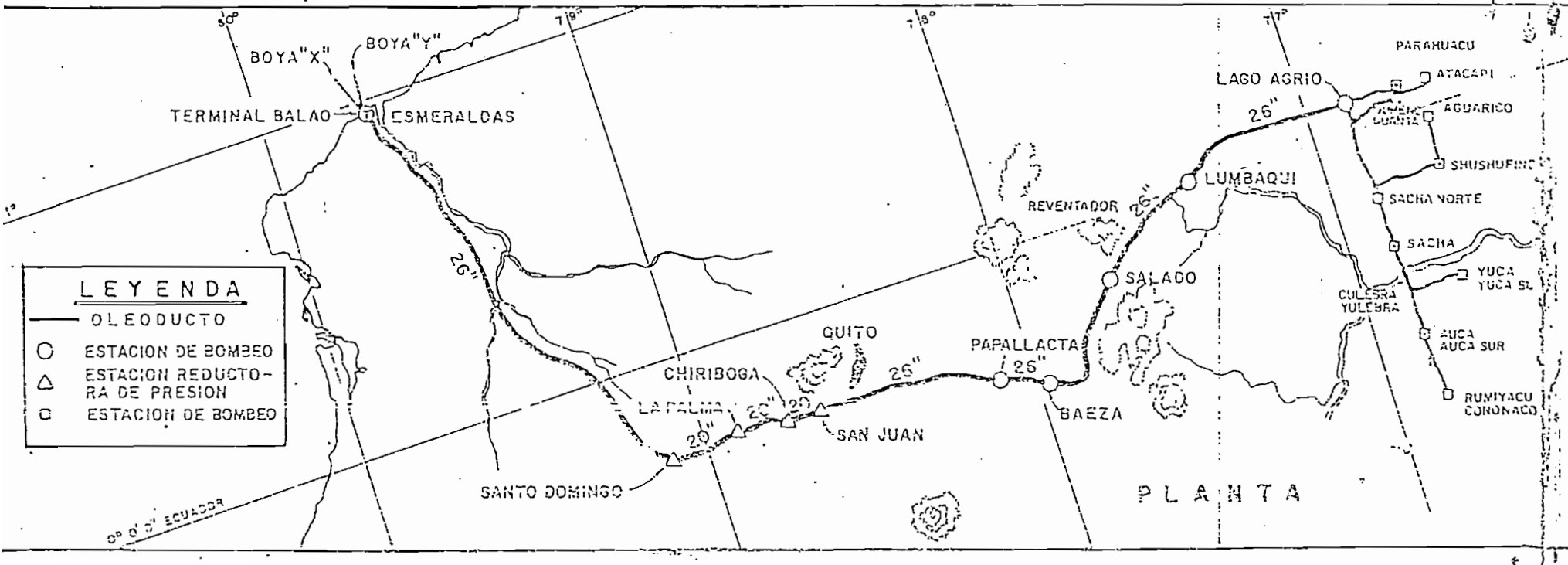
Siguiendo con los factores de conversión.

449 gpm = 1 pie^3/seg
12 plg = 1 pie
1cst = 0.0000107639 $pies^2/seg$

ANEXO C.

CARACTERISTICAS DE LAS ESTACIONES DE BOMBEO.


ESMERALDAS
QUININDE (FUTURO)
SANTO DOMINGO
LA PALMA
CHIRIBOGA
SAN JUAN
ALTO DE LA VIRGEN 4064 m
PAPALLACTA
BAEZA
SALADO
LUMBAQUI
LAGO AGRIO
FLUJO
PERFIL
500 KILOMETROS
400
300
200
100
0


BOYA "X"
BOYA "Y"
TERMINAL BALAO
ESMERALDAS
26"
LEYENDA
OLEODUCTO
ESTACION DE BOMBEO
ESTACION REDUCTORA DE PRESION
ESTACION DE BOMBEO
0° 0' 0" ECUADOR
SANTO DOMINGO
LA PALMA
CHIRIBOGA
SAN JUAN
QUITO
PAPALLACTA
BAEZA
REVENTADOR
SALADO
LUMBAQUI
LAGO AGRIO
PARAHUACU
ATACAPI
AGUARICO
SHUSHUFINDI
SACHA NORTE
SACHA
YUCA
YUCA SUR
CULEBRA YULEBRA
AUCA
AUCA SUR
RUMIYACU
CONONACO
PLANTA

CARACTERISTICAS DE TODAS LAS ESTACIONES DE BOMBEO DEL OLEODUCTO.

En las siguientes tablas se muestran las dimenciones de los diámeros internos, longitudes de cada tramo de tubería, de todas las estaciones de bombeo.

Diámetro en plg	Longitud en m
25.062	20276
25.124	31541
25.188	7284
25.250	3953
25.312	3490
	Total = 66544

Tramo Lago Agrio a Lumbaqui.

Diámetro, plg	Longitud, m
24.876	325
25.062	3166
25.250	3580
25.312	19602
25.250	2507
25.312	1844
25.183	14051
	Total = 45075

Tramo Lumbaqui a Salado

Diámetro, plg	Longitud, m
24.876	3828
25.250	4041
25.312	11758
25.124	6027
25.188	7348
25.312	19266
	Total = 52268

Tramo Salado a Baeza.

Diámetro,plg	Longitud, m
24.876	2539
25.124	6621
25.312	13366
	Total = 25226

Tramo Baeza a Papallacta.

Diámetro, plg	Longitud, m
24.876	6591
25.312	13855
25.188	3802
24.876	4007
24.750	4202
24.500	11608
24.376	4964
24.500	4588
24.750	7196
24.876	4474
25.188	7036
	Total = 82323

Tramo Papallacta a San Juan

A continuación se dan las caracteristicas más importantes de cada estación:

LAGO AGRIO:

Elevación: 296 msnm (metros sobre el nivel del mar).

Velocidad del motor: 1015 rpm.

Potencia del motor: 2500 hp.

Factor de engranaje: 3.64

Diámetro externo de la tubería: 26 plg.

Temperatura: 92 °F

Bombas:

Marca: N- 6*13 WMSN UCP.

Número de etapas: 5

Diámetro del impulsor: 12 1/16 plg.

LUMBAQUI:

Elevación: 860 msnm (metros sobre el nivel del mar).

Diámetro externo de la tubería: 26 plg.

Temperatura: 85 °F

Bombas:

Marca: N- 6*13 WMSN UCP.

Número de etapas: 5

Diámetro del impulsor: 12 1/16 plg.

SALADO:

Elevación: 1285 msnm (metros sobre el nivel del mar).

Diámetro externo de la tubería: 26 plg.

Temperatura: 80 °F

Bombas:

Marca: N- 6*13 WMSN UCP.

Número de etapas: 4

Diámetro del impulsor: 11 5/8 plg.

BAEZA:

Elevación: 2017 msnm (metros sobre el nivel del mar).

Diámetro externo de la tubería: 26 plg.

Temperatura: 75 a 85 °F

Bombas:

Marca: N- 6*13 WMSN UCP.

Número de etapas: 5

Diámetro del impulsor: 13 plg.